

**DESARROLLO DE NUEVOS MODELOS,
TÉCNICAS Y APLICACIONES PARA EL
AUMENTO DE LA PRECISIÓN Y
PRODUCTIVIDAD EN EL RECTIFICADO SIN
CENTROS A TRAVÉS DE LA SUPRESIÓN DE
INESTABILIDADES DINÁMICAS Y LA ÓPTIMA
CONFIGURACIÓN DEL CICLO DE RECTIFICADO
EN SUS DOS FORMAS DE OPERACIÓN:
*PLONGÉE Y PASANTE***

DAVID BARRENETXEA AZPEITIA

Director de Tesis:
Iván Gallego Navas



Tesis dirigida a la obtención del título de
Doctor por Mondragon Unibertsitatea

Departamento de Mecánica y Producción Industrial
Mondragon Unibertsitatea

Octubre de 2012

DECLARACIÓN DE ORIGINALIDAD

Declaro a través de este documento que esta Tesis y el trabajo presentado en ella con sus resultados fueron hechos totalmente por mí, en los departamentos de Ingeniería Mecánica, Procesos de Transformación y Gestión de la Producción de ik4-Ideko, en coordinación con Mondragon Unibertsitatea.

Amama Isabel, Aitita Pablo

Aita, Ama,

Alberto

Agurne, Jon eta Aneri

ESKERRAK

Lehenik eta behin, ik4-idekori eta Rafa Lizarralderi, eskertu nahi nieke Idekon lan egin eta tesi hau burutzeko eman didaten aukeragatik. Batez ere zentrugabeko artezketaren inguruko ikerketa lan hau bultzatu eta egiteko hasieratik eman didaten askatasuna eta konfidantzagatik eta bukaerararte izan duten pazientziagatik.

Ikerketa lan honen sustapena Estarta Rectificadora S.Coop. eri zor diot baita ere neurri handi batean eta berau bultzatu zuen Ignacio Muguerza Oriari. Eskerrak berari eta baita bere ondoren Estartan zuzendari Tekniko bezala jarraitu zuen Ignacio Muguerza Perellori. Nahiz eta ikerketa lanen fruitua praktikara eramateak inbertsio, lan eta urte asko eramaten dituen askotan kasu honetan bezala, guganako konfidantza eta gure esku jarri dituzten baliabideak eskertu ezinak dira. Tesi honek ez luke arrazoirik izango garatu diren simulazio modeloen kontrastazio esperimentalak edo chattera baretzeko tekniken aplikazioa, urte guzti hauetan zehar gure esku jarri dituzuen makinen bitartez ahalbidetu ez balitz. Estartako langileei, era desinteresatuan eta lagun giroan eman didazuen laguntza eta erakutsi didazuen guztiagatik, Juanjo Etxaniz, Sergio Iñurrieta, Iñaki Arce besteak beste... Eskerrikasko.

Eskerrak Mondragon Unibertsitateari eta Tesi honen zuzendaria den Iván Gallegori gai honen ikerketaren hastapenetatik osatu zuten taldeagatik eta izan dugun kolaborazioagatik. Iván Gallegori, Tesi zuzendari bezala egin duen lanagatik eta arlo askotan irakatsi eta bererengandik ikasi ahal izan dudanagatik: arlo zientifiko akademikoan, burutako lanen aurkezpenaren garrantzian, giza harremanetan... Ikerketa lan honek nazioarteko erkidego zientifikoan arrakasta izan du, eta hau batez ere Ivanen lanagatik izan da. Eskerrak baita ere azkenengo unean Mondragon Unibetsitatean konpendio gisako tesi modalitatea bultzatu eta defendatzeagatik.

Tesi hau, simulazio modeloen garapenean, berauen ebazpenean eta balidazio eta ezagutza esperimentalean parte hartu dezuten Mondragoi Unibertsitateko eta Idekoko lankide guztiona da baita ere: Imanol Gabellanes, Alvaro López Berecibar, Edurne Narbaiza, Jon Larrañaga, Ibai Ulacia, Pablo Puerto, Raúl Fernandez, Gorka Aguirre, Jokin Beristain, Julen Azpitarte, Jonatan Olano, Arantzazu Iriarte, Xabi Garzia, Aritz Tadeo eta Urtzi Abasolo. Eskerrikasko denori!!

Zer esanik ez, Jon Madariaga eta Jose Ignacio Marquinezena. Tesi hau eta berarekin batera burutu den lana ez litzateke berdina izango beraien Tesietan eta tesiez gain egin duten egundoko lana erabiltzerik izango ez banu. Eskerrikasko behar izan dudanean eman didazuen laguntza, babesa eta adiskidetasunagatik. Tesi honetako lehenengo aipamen berezia Idekon lankide eta lagun dudan Jorge Álvarez, Tesiko honetako zati handi batean, simulazio modeloen garapenean, beraien ebazpenean, egiaztatze esperimentalean, analisisian, artikuluen idazlanean, aurkezpenetan... izan ahal izan dudan kolaboratzaile onena. Eskerrikasko egin duzun lan ikaragarri eta eraginkorragatik, eta beti adeitasunez eman didazun laguntza eta izan duzun prestasunarengatik. Natxo, Jorge eta departamentuko lankideei eskerrak ni egunero jasateagatik eta erakusten didazuen guztiagatik.

Eskerrak eman nahi dizkiet ere Idekoko Dinamika eta kontroleko lankideei, beraiekin, zentrugabeko artezketa makinen analisi modalak edo neurketa eta analisiak egiteaz aparte, chatter edo bibrazioa arazodun aplikazio asko sufritzea eta gozatzea tokatu bait zait. Batez ere eskerrak Ruben Merinori, momentu hauek konpartitzeaz aparte eskatu dizkiedan analisi, datu, grafiko, animazio...etab pasatzerakoan beti izan duen prestasunagatik. Dinamikako taldearen ezagutza eta esperientziari ezker zentrugabeko artezketan chattera baretzeko ia teknika guztiak aplikatu ahal izanaz gainera, Tesi honetan pisu handia duten piezaren abiadura aldakorreko teknikak aplikatu ahal izan baditugu Iñigo Bediagari esker izan da. Egia esan uzte dut Gorka Arratek ere baduela ere bere pisua garapen honetan, beraz, mila esker bioi. Iñigori bereziki bere inplikazio eta prestasunagatik.

Tesi hau familiari eskaini nahi diot. Berau egiten jardun dudan bitartean sufritu edo jasan behar izan duzuen beste orain bukatzean denok batera gozatu ahal izatea espero dut. Tesi hau bukatzea lortu badut, Atita Pablo, Amama Isabel, Aita, Ama, Alberto, Agurne, Jon eta Ane, eman didazuen heziketagatik, maitasuna eta babesagatik izan da bereziki. Horrenbeste luzatu den lan honetan izan ditudan momentu txarrak zuengandik jasotako eta jasotzen dudan maitasunaz gainditu ahal izan ditut. Baita Aintzane, Simon, eta Garzia Azkoagatar guztiengandik jasotakoaz. Tesi honetako aipamen bereziena nire famili erantzukizunen hutsuneak bete beharrez tesi hau gehien sufritu duen pertsonari, Eskerrikasko Agurne.

Azkenik hemen aurkeztutako lana erakunde publiko ezberdinen babesa jaso duela gogoratu nahi nuke. Espainiako gobernuak Industria eta Zientzia ministerioak bere PROFIT programaren bidez sostengua eman dio lan honi "INTELREC", "REVA", "REGUMAT", "GRINDOTEC" eta "SIMUREC" proiektuen bitartez eta Eusko Jaurlaritzaren laguntza ere jaso dugu GAITEK programak finantzaturiko "INTELREC", "REVA", "RECFORCE" eta "LEANTECH" proiektuetan .

David Barrenebtxea Azpeitia

RESUMEN

El rectificado sin centros es un proceso de fabricación en el que, debido a su especial configuración de trabajo, es posible lograr acabados de gran precisión con altos ratios de productividad. Sin embargo, esa especial configuración es también la principal fuente de inestabilidades de origen geométrico, dinámico y arrastre. A estas inestabilidades características que aparecen frecuentemente y son difíciles de controlar hay que añadir las limitaciones inherentes al mecanizado de arranque abrasivo: daño térmico e integridad superficial, tolerancias dimensionales, geométricas y de acabado superficial. Todas ellas hacen del rectificado sin centros una tecnología compleja de dominar. A pesar de ello, la puesta a punto de los procesos continúa realizándose únicamente a través de la experiencia de los preparadores de máquina y mediante métodos de prueba y error, sin la aplicación práctica de un conocimiento científico riguroso del comportamiento del proceso.

Basándose en el desarrollo de modelos de simulación y su contrastación experimental, esta Tesis profundiza por un lado en el conocimiento de las inestabilidades de origen dinámico, fenómeno especialmente acusado en el rectificado sin centros debido al empleo de muelas de gran anchura. Los resultados obtenidos han permitido determinar de forma precisa cuáles son las configuraciones de trabajo libres de chatter en cada caso y contrastar la capacidad de aplicación de la técnica de velocidad de giro de pieza variable con el fin de eliminarlo.

Por otro lado, la actividad de desarrollo de modelos de simulación y su contrastación experimental se ha llevado a cabo en torno al resto de inestabilidades características y limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo, completándose con el trabajo realizado en otras dos Tesis paralelas llevadas a cabo en torno a las inestabilidades de origen geométrico, arrastre y daño térmico. Los modelos desarrollados y el conocimiento adquirido han permitido realizar un análisis de la influencia y acoplamiento de las variables que gobiernan el proceso, tanto para las formas de trabajo en plongée y pasante como para piezas mono-diámetro y multi-diámetro. Ello a su vez ha hecho posible el desarrollo de algoritmos de optimización para la configuración de ciclos y la selección de variables óptimas de trabajo, al mismo tiempo que se impone el cumplimiento de los requisitos de integridad y acabado superficial, tolerancias dimensionales, geométricas y de productividad requeridas.

El trabajo ha dado lugar al desarrollo de dos versiones sucesivas de una herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros. La primera de ellas implementada en máquina y una posterior y más completa implementada en soporte WEB, las dos con el nombre de SUA: Estarta Set-up Assistant.

Con el fin de exponer el trabajo realizado de la forma más clara y comprensible posibles, así como de argumentar la coherencia y orden de la Tesis, a continuación se hace referencia a nueve artículos que de forma cronológica representan el trabajo de investigación llevado a cabo a lo largo de esta Tesis en torno a la estabilidad y optimización del proceso de rectificado sin centros. En cada uno de los artículos se exponen y argumentan las aportaciones originales de las citadas dos Tesis previas y de esta tercera. Las contribuciones correspondientes a la presente Tesis se encuentran distribuidas fundamentalmente entre los artículos 3 a 9. En cualquier caso son los tres últimos artículos de la lista los que deben constar como compendio y sustituto de la memoria de Tesis tradicional por ser los únicos que cumplen con los requisitos establecidos para ello.

SUMMARY

Centerless grinding is a manufacturing process widely used as a high-productivity finishing technology. Its specific features regarding the loose work-holding and self-centering confer better performance on centerless grinding when compared with other grinding processes, eliminating clamping and centering operations and allowing the use of fast part loading and unloading systems.

However, correct centerless grinding set-up is one of the most problematic operations amongst the machining processes. Apart from thermal, mechanical and tribo-chemical limitations of the cutting and wear mechanisms of a grinding process, centerless grinding set-up has to face the characteristic instabilities or disturbances arising from the above-mentioned kinematic features of this process. These instabilities are geometric lobbing (when the unclamped workpiece oscillates between wheels), chatter (which is more pronounced than in other grinding processes due to the use of wider grinding wheels), and work rotation-driving instability or spinning (which appears when the regulating wheel is unable to maintain the rotation of the workpiece at its peripheral velocity). All such instabilities and restrictions are influenced by a large number of process variables and parameters, which affect them in different ways. This makes it difficult to establish an optimal process configuration to fulfil productivity and precision requirements.

Based on the development of simulation models and their experimental validation, this thesis explores on the one hand on the dynamic origin instabilities, a phenomenon particularly marked in centerless grinding due to the use of very wide grinding wheels. The results have allowed to accurately determine what the working configurations free of chatter are in each case and to compare the applicability of the technique of variable workspeed in order to eliminate it.

Furthermore, the simulation model development activity and its experimental validation have been conducted also around the rest of characteristic and inherent limitations of the cutting and wear mechanisms in a grinding process. The work has been completed with the one carried out in two parallel Theses around geometric, work rotation-driving and thermal origin instabilities. The developed models and the knowledge gained has enabled an analysis of the influence and coupling of main variables governing the process in both operating forms, infeed and throughfeed as well as for mono and multi-diameter parts. This analysis has enabled the

development of optimization algorithms for the optimal configuration of grinding cycles and the selection of working parameters, enforced to fulfil the surface integrity, surface finish, dimensional and geometrical tolerances as well as productivity requirements.

The work has resulted in the development of two successive versions of a tool for the set-up and optimization of centerless grinding process. First one implemented in the machines and the later and more complete web support implemented. Both with the name of SUA: Set-up Assistant Estarta.

In order to present the work done in the most clear and understandable way, and to argue the coherence and order of the Thesis, following nine articles that represent research conducted throughout this thesis about the stability and optimization of centerless grinding process are referred. In each of the articles the original inputs of said two previous Theses and this third are exposed and argued. The contributions of present thesis are mainly distributed among the papers 3-9. In any case they are the last three papers from the list the ones that must be considered as a compendium and substitute of the traditional PhD dissertation to be the only ones that meet the academical requirements for this.

LABURPENA

Zentririk gabeko artezketa, bere lan-konfigurazio bereziagatik, zehaztasun handiko akaberak eta produktibitate-ratio altuak lortzen dituen fabrikazio-prozesua da. Hala ere, konfigurazio berezi hori jatorri geometrikoko, dinamikoko eta arrasteko ezegonkortasun iturri nagusia da baita ere. Maiz agertzen diren eta kontrolatzea zailak diren ezegonkortasun bereizgarri hauei artezte prozesuen berezko mugak gehitu behar zaizkie gainera: kalte termikoa eta gainazaleko segurtasuna, tolerantzia dimentsional, geometriko eta bukatutako gainazalekoak. Hauek guztiek zentririk gabeko artezketa menderatzeko teknologia konplexua egiten dute. Hala ere, prozesuen martxan jartzea makina-prestatzaileen esperientzia medio eta proba eta akatseko saiakeren bidez egiten jarraitzen da gehienetan, prozesuaren portaeraren ezaguera zientifikoaren aplikazio praktikorik gabe.

Simulazio modeloen garapenean eta berauen kontrastatze esperimentalean oinarrituz, Tesi honek batetik jatorri dinamikoko ezegonkortasunen ezagueran sakontzen du, berau, erabiltzen diren zabalera handiko harriek direla eta, zentririk gabeko artezketan nabarmentzen den fenomeno delarik. Lortutako emaitzek kasu bakoitzean chatter-etik libreak diren lan-konfigurazioak beharrezko eran zehaztea baimendu dute eta baita piezaren abiadura aldakorreko teknikaren aplikazioaren ahalmena egiaztatzea chattera ezabatzeko asmotan.

Bestalde, simulazio modeloen garapena eta beraien kontrastatze esperimentala, artezketa mekanismoaren ezegonkortasun bereizgarrien eta berezko mugen inguruan ere jorratu da. Lana, jatorri geometriko, arraste eta kalte termikoaren inguruan burututako beste bi Tesi paralelotan egindako lanarekin osatu da lehenik. Garatutako modeloek eta lortutako ezaguerak, prozesua gidatzen duten aldagaien eta berauen arteko akoplamenduaren eraginaren analisia

baimendu dute, bai barneratze eta baita zeharkako lan egiteko eran eta diametro bakarreko edo diametro anizdun piezatarako. Honek berriz zikloen konfiguraziorako eta aldagaien balio onenak aukeratzeko optimizazio algoritmoen garapena egin du posible, aldi berean inposatzen diren gainazaleko segurtasun baldintzak, tolerantzia dimentsional, geometriko eta produktibitatekoak betetzen direlarik.

Lanak, zentrorik gabeko artezketa prozesua puntuan jartzerako eta optimizatzeko erreminta baten bi bertsioen garapena eragin du. Lehenengo bertsioa makinan inplementatua eta bigarrena WEB euskarrian inplementatua. Biak SUA izenekoak: Estarta Set-Up Assistant.

Egindako lana erarik argien eta ulergarrienean erakutsi eta Tesiaren koherentzia argudiatzeko asmoz, ondorengo bederatzi artikulua aipatzen dira. Berauek Tesi honen ildoan zentrorik gabeko artezketa prozesuaren egonkortasun eta optimizazioari buruz burututako ikerkuntza lana irudikatzen dute era kronologikoan. Artikuluetako bakoitzean aipatutako aurreko bi Tesi eta hirugarren honetako ekarpenak erakusten eta argudiatzen dira. Tesi honi dagozkion ekarpenak 3.garren eta 9.garren artikuluetan banatuta aurkitzen dira bereziki. Nolanahi ere zerrendako azken hiru artikulua dira Tesi tradizionalaren memoriaren ordeko laburpen bezala aurkezten direnak, era honetan aurkezteko beharrezko diren baldintza akademikoak betetzen dituzten bakarrak bait dira.

- Artículo 1:** R.Lizarralde, D.Barrenetxea, I.Gallego, J.I. Marquinez, Practical Application of New Simulation Methods for the Elimination of Geometric Instabilities in Centerless Grinding, CIRP Annals – Manufacturing Technology 54/1, 2005. ([http://dx.doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60101-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60101-2)).
- Artículo 2:** I. Gallego, R. Lizarralde, D. Barrenetxea, P. J. Arrazola, Stability and Productivity Increase in Throughfeed Centerless Grinding, CIRP Annals – Manufacturing Technology 55/1, 2006. ([http://dx.doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60433-8](http://dx.doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60433-8)).
- Artículo 3:** R. Lizarralde, M. Montejó, D. Barrenetxea, J.I. Marquinez, I.Gallego, Intelligent grinding: sensorless instabilities detection, Instrumentation & Measurement Magazine, IEEE Volume 9, Issue 3, June 2006 Page(s): 30 – 37. (<http://dx.doi.org/10.1109/MIM.2006.1637976>).
- Artículo 4:** I. Gallego, Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design. CIRP Annals – Manufacturing Technology 56/1, 2007. (<http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2007.05.080>).
- Artículo 5:** D. Barrenetxea, J.I. Marquinez, I. Bediaga, L. Uriarte, Continuous Workpiece Speed Variation (CWSV): model based practical application to avoid chatter in grinding. CIRP Annals – Manufacturing Technology, Vol. 58/1, 2009. (<http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2009.03.047>).
- Artículo 6:** D. Barrenetxea, J. Álvarez, J.I. Marquinez, I. Muguerza Perelló, I.Gallego, Model Based Global Stability Analysis and Optimization Algorithms for the Set-Up of Infeed Centerless Grinding Process. Journal of Manufacturing Science and Engineering. [En evaluación](#)
- Artículo 7:** D. Barrenetxea, J. Álvarez, J.I. Marquinez, J. Madariaga, I. Muguerza Perelló, I. Gallego. "New Models and Global Stability Charts to Avoid Principal Instabilities and Constraints in Throughfeed Centerless Grinding". Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 132 / 011014, 2010. (<http://dx.doi.org/10.1115/1.4000931>).
- Artículo 8:** D. Barrenetxea, J.I. Marquinez, J. Álvarez, R. Fernández, I. Gallego, J. Madariaga, I. Garitaonandia, Model Based Assistant Tool for the Setting Up and Optimization of Centerless Grinding Process, Machining_Science&Technology LMST-2009-0134. [Aceptado. ID: 729480 DOI:10.1080/10910344.2012.729480](#)
- Artículo 9:** D. Barrenetxea, J. Álvarez, J. Madariaga, I. Gallego. Stability Analysis and Time Domain Simulation of Multiple Diameter Parts During Infeed Centerless Grinding, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 60/1, 2011. (<http://doi:10.1016/j.cirp.2011.03.126>)

El documento de Tesis está organizado de la siguiente manera:

En el capítulo 1 se describe la motivación existente para llevar a cabo el trabajo de la Tesis y el marco tecnológico de referencia. Para ello se realiza una breve descripción de las dos formas de trabajo del proceso de rectificado sin centros, de las inestabilidades características y las limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo, para presentar finalmente de forma esquemática el marco actual en torno a la actividad de desarrollo de modelos de simulación y algoritmos de optimización relativos a la estabilidad y optimización del proceso de rectificado sin centros.

En el capítulo 2 se presenta un estado del arte donde se realiza un análisis de todos los puntos que afectan al marco descrito anteriormente. Se realiza un repaso a la inestabilidad de origen dinámico en rectificado cilíndrico y rectificado sin centros. Se analizan las soluciones en el dominio de la frecuencia y del tiempo, el empleo de estrategias y modelos de velocidad variable para eliminar el *chatter* en rectificado, las limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo, la actividad de modelización y estrategias en torno a la configuración de ciclos de trabajo, puesta a punto y optimización del proceso y las propias aplicaciones de puesta a punto existentes. Finalmente se profundiza en el análisis de estabilidad de arrastre y la simulación temporal del ciclo de rectificado en piezas multi-diámetro.

En el capítulo 3 se describen los objetivos generales y específicos de la Tesis, se enumeran las hipótesis adoptadas en las labores de modelización y la metodología llevada a cabo para conseguir los objetivos definidos.

En los capítulos 4 a 12 se presentan los nueve artículos que de forma cronológica representan el trabajo de investigación llevado a cabo en torno a la estabilidad y optimización del proceso de rectificado sin centros por el grupo investigador de Mondragon Unibertsitatea e IK4-IDEKO. En estos artículos se exponen aportaciones originales al estado del arte correspondientes a las Tesis presentadas previamente por José Ignacio Marquinez y Jon Madariaga (en torno a las inestabilidades de origen geométrico, arrastre y dañado térmico) así como a esta tercera. Concretamente, las contribuciones correspondientes a la presente Tesis se encuentran distribuidas entre los artículos de los Capítulos 6 al 12.

En el capítulo 4 se presenta la solución al análisis de estabilidad geométrica en rectificado sin centros en *plongée*. Por un lado se presentan mapas de estabilidad de la solución al análisis en frecuencia mediante la aplicación de la transformada de Laplace, mediante la cual se representa el grado de estabilidad de cada solución. Se realiza una descripción del algoritmo de búsqueda de las raíces implementado y se presenta una simulación temporal de la evolución del error de redondez. El software que se desarrolla constituye la base de una primera herramienta para la correcta puesta a punto del proceso basado en el criterio de estabilidad geométrica.

En el capítulo 5 se presenta la solución al análisis de estabilidad geométrica en rectificado sin centros para trabajo en pasante. Resuelto en el dominio de la frecuencia a través de la transformada de Laplace se representan primero diagramas de estabilidad donde se muestra, para una configuración geométrica dada, la evolución del grado de estabilidad y número de lóbulos a lo largo de su recorrido entre muelas. Posteriormente se presentan mapas de estabilidad global, donde el grado de estabilidad de cada configuración se define a través de la media de la estabilidad a lo largo del recorrido entre muelas. Se muestran resultados

experimentales que concuerdan con el comportamiento teórico predicho y se complementa el software desarrollado para la forma de trabajo en *plongée*, implementándose en máquina con el nombre de SUA, *Set-up Assistant*.

El capítulo 6 lo constituye un artículo donde se presenta y describe la primera herramienta para la puesta a punto del proceso implementada en máquina y citada en anteriores artículos, SUA. Además de componerse de los análisis de estabilidad geométrica para las operaciones de *plongée* y pasante a partir de los cuales se propone la altura idónea de pieza, ángulo de regla y ángulo de avance, aborda también otros aspectos relativos a la puesta a punto del proceso de forma guiada. Comenzando por la selección de la velocidad de giro de la muela reguladora basándose en la relación de velocidades muela rectificadora-pieza, continuando con la definición de condiciones de diamantado a través de la anchura de solapado, pasando por la selección de altura de pieza, ángulo de regla y ángulo de avance hasta la definición de un ciclo de *plongée* para ajustarse a la tolerancia diametral de la pieza. Consta también de una etapa de calibración de la rigidez de corte y rigidez equivalente del proceso. Aunque aún no se implementa en la herramienta, se presentan también los primeros mapas del análisis de estabilidad dinámica.

El capítulo 7 lo constituye el artículo presentado por el director de Tesis Iván Gallego, optando a la Medalla F.W. Taylor de la Academia Internacional de Ingeniería de Producción (CIRP). Este trabajo realizado coordinadamente por Ideko y Mondragon Unibertsitatea en el marco de la presente Tesis Doctoral en el que, por requisitos del STC de Grinding del CIRP, figura un único autor representando a todo el equipo. En este artículo se presenta un análisis y solución global a las tres inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros (geométricas, dinámicas y de arrastre) para la forma de trabajo en *plongée* y un planteamiento más completo y preciso de configuración óptima del ciclo de *plongée* basándose en la ecuación de continuidad, cuyas restricciones son la tolerancia diametral, el daño térmico, la rugosidad y el tiempo de ciclo requeridos.

Además de esto, las principales novedades consisten en la modelización dinámica general en el dominio de la frecuencia para la forma de trabajo en *plongée* y en su resolución. Se presentan nuevos mapas de estabilidad mediante una representación de altura de pieza frente a velocidad de giro de muela reguladora (velocidad de giro de pieza), remarcándose la posibilidad de encontrar zonas óptimas de trabajo entre zonas inestables que en otro tipo de representaciones podrían considerarse como inestables al optarse por el lado de seguridad. Se añaden resultados de contrastación experimental. Se presentan también mapas relativos al análisis de estabilidad de arrastre y datos experimentales de coeficientes de fricción o retención entre muela reguladora y pieza medidos en máquina y tribómetro.

En el capítulo 8 se presentan los principales resultados obtenidos en la aplicación de la técnica de velocidad de giro de pieza variable a la hora de eliminar el *chatter* en rectificado sin centros. Se presenta un modelo dinámico temporal de simulación de ciclos en rectificado sin centros en *plongée* al que se añade la posibilidad de implementar y simular diferentes señales y estrategias de velocidad variable de pieza. En función de los resultados de los modelos se compara la eficacia de diferentes tipos de señales en la eliminación de las vibraciones autoexcitadas. Se compararan resultados teóricos y experimentales en la aplicación de señales senoidales que validan el modelo desarrollado y revelan la importancia de una adecuada selección de amplitud y frecuencia de la señal para la óptima mitigación de vibraciones con esta

técnica. Se prueban y validan diferentes estrategias de configuración a lo largo del ciclo de *plongée* para la mejora de la redondez y la rugosidad y finalmente se comprueba la viabilidad del método de velocidad variable para la forma de trabajo en pasante de forma experimental.

A modo de continuación del artículo presentado por el director de Tesis Iván Gallego en el capítulo 7, en el capítulo 9 se presenta un análisis general de estabilidad del proceso de rectificado sin centros en *plongée* completo, donde además de identificarse las principales variables que controlan las inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros y las limitaciones inherentes al mecanizado abrasivo (fuerzas de rectificado, potencia, temperaturas, daño térmico de pieza, rugosidad, tolerancia diametral, error de redondez, rectitud...) se analiza el acoplamiento de variables. Se presentan y describen los algoritmos de optimización desarrollados para la configuración del ciclo de *plongée* y condiciones de diamantado basados en la utilización de los modelos desarrollados y el conocimiento adquirido. Se realiza una descripción detallada de la función de definición del ciclo de *plongée* integrada dentro de estos algoritmos y que se encarga de ajustar el ciclo a las tolerancias exigidas mediante la implementación de la ecuación de continuidad. Mediante un ejemplo de aplicación se validan los algoritmos de optimización desarrollados que forman parte de la última versión de la herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso implementada en soporte WEB.

En el capítulo 10 se presenta un modelo de análisis de estabilidad dinámica en el dominio de la frecuencia para trabajo en pasante. Se establece un ratio de crecimiento de *chatter* a partir del análisis de estabilidad a lo largo del ancho de muela que representa el grado de estabilidad medio. Se presentan nuevos mapas de estabilidad donde se puede realizar un análisis general de estabilidad frente a las dos principales variables que determinan la productividad del proceso (velocidad de giro de pieza y ángulo de avance) a través de la incorporación de modelos de simulación referentes a limitaciones inherentes al mecanizado abrasivo. Se presentan estos modelos (fuerza, potencia, rugosidad y daño térmico) implementados en rectificado sin centros pasante y se describe el algoritmo de optimización desarrollado para la puesta a punto óptima de proceso y condiciones de diamantado en base al cumplimiento de requisitos de estabilidad geométricas, dinámica y de arrastre, potencia nominal de máquina, daño térmico, rugosidad y tolerancia diametral de pieza. Mediante un ejemplo de aplicación se validan los mapas y estrategia de optimización desarrollados y que forman parte de la última versión de la herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso implementada en soporte WEB.

En el capítulo 11 se presenta esta última versión de la herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso desarrollada e implementada en soporte WEB, SUA, como ejemplo de las ventajas y validez de la actividad de modelización en el desarrollo de aplicaciones industriales. Se presenta un estado del arte en cuanto a herramientas para la puesta a punto y optimización de procesos en rectificado y se acentúa en los requisitos que se exigen a este tipo de herramientas por parte de los usuarios finales para poder llegar a ser aplicaciones comerciales. Se realiza una descripción de la herramienta, sus características y estructura, muy diferente a la primera versión: esta consta de cuatro etapas en las cuales se lleva a cabo una entrada de datos, una calibración de los modelos implementados, una fase de configuración óptima del ciclo y una de simulación de cualquier condición de trabajo. Se da la opción de trabajar sin calibración mediante la utilización de una base de datos que contiene características de modelos de máquina, piezas, muelas y diamantadores empleados. Además de implementar tanto los modelos como los algoritmos de optimización presentados con anterioridad, se

incorpora una gran flexibilidad a la hora de seleccionar los objetivos de optimización, las variables a optimizar y los requisitos o tolerancias a cumplimentar. El artículo presenta al mismo tiempo un compendio de los modelos desarrollados e implementados hasta la fecha con algunos resultados referentes a la contrastación experimental de los modelos térmicos desarrollados y los mapas de estabilidad general de pasante.

En el capítulo 12 se presentan los avances realizados en torno al análisis de estabilidad y simulación temporal del ciclo de rectificado sin centros en *plongée* de piezas multi-diámetro. Primero se presenta un particular análisis de la influencia sobre el mecanismo y estabilidad rotacional de la distribución de apoyos de la pieza en regla y muela reguladora, presentándose los resultados mediante nuevos mapas de estabilidad que combinan velocidad de avance frente a la distribución de apoyos de la pieza o el coeficiente de fricción en muela rectificadora. En segundo lugar se presenta un modelo de simulación temporal que permite predecir el resultado medio en cuanto a evolución de fuerzas, potencia o deflexión de máquina y el resultado particular para cada diámetro de pieza en cuanto a la evolución del error de redondez, rugosidad, diámetro e integridad superficial (dañado térmico). Se demuestra experimentalmente la importancia del factor de distribución de los apoyos sobre la estabilidad rotacional y la necesidad de combinar el análisis de estabilidad con el modelo temporal para optimizar la puesta a punto y aumentar la productividad en aplicaciones de piezas multi-diámetro.

En el capítulo 13 se presenta un resumen global de los resultados obtenidos en esta Tesis, una discusión de los mismos, las conclusiones más importantes y las posibles líneas de investigación futuras. Al final del capítulo se incluye un resumen esquemático donde se recopilan y presentan los resultados y aportaciones de todo el trabajo de investigación llevado a cabo en torno a la estabilidad y optimización del proceso de rectificado sin centros, tanto a lo largo de esta Tesis como en las dos Tesis previas, haciendo referencia y diferenciando las contribuciones correspondientes a cada una de ellas.

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1.1 Proceso de rectificado, formación de la viruta y aleatoriedad de la distribución y orientación de granos y aristas de corte (WZL/Fraunhofer IPT).....	2
Figura 1.2 Configuración de trabajo de un proceso de rectificados in centros. Camisa motor siendo rectificadora (Estarta Rectificadora S.Coop).....	3
Figura 1.3 Rectificadora sin centros trabajando en penetración. Crucetas (izda.) y Rectificadora sin centros trabajando en pasante. Barras (dcha.) (Estarta Rectificadora S.Coop).	4
Figura 1.4 Piezas habitualmente mecanizadas en rectificado sin centros (Estarta Rectificadora S.Coop).....	5
Figura 1.5 Perfil de pieza bajo condiciones estables (izda.). Perfil de pieza bajo regeneración geométrica inestable (3 lóbulos, centro). Perfil de pieza bajo <i>chatter</i> (8 lóbulos, dcha.).....	7
Figura 1.6 Movimientos de trabajo en el rectificado sin centros en <i>plongée</i> (Junker-Group).	8
Figura 1.7 Movimientos de trabajo en el rectificado sin centros en pasante (Junker-Group).	9
Figura 1.8 Configuración geométrica del rectificado sin centros.....	11
Figura 1.9 Defecto generado al colocar la pieza en la línea de centros ($h = 0$) (izda.) y a una altura sobre la línea de centros ($h \neq 0$) (dcha.).....	12
Figura 1.10 Ejemplos de piezas originadas por motivos geométricos a bajas alturas (izda.) y a alturas elevadas (dcha.).....	13
Figura 1.11 Configuración geométrica del proceso de rectificado sin centros en pasante..	13
Figura 1.12 Condiciones de regeneración inestable de origen dinámico, $h = 0$ (izda.) y $h > 0$ (dcha.).....	14
Figura 1.13 Modos de vibración de apertura y cierre de cabezales (modos de husillo).....	15
Figura 1.14 Modos de flexión de ejes de muela, en este caso del eje muela rectificadora..	15
Figura 1.15 Modos de torsión de los carros de penetración.....	16
Figura 1.16 Modos asociados a la regla y placa soporte portarreglas.....	16
Figura 1.17 Fenómeno del <i>spinning</i> : fuerzas tangenciales que aparecen en el proceso (izda.) y pérdida de contacto al acelerar la pieza en exceso (dcha.).....	19
Figura 1.18 Fenómeno de banda plana.....	20
Figura 1.19 Esquema de fuerzas aplicadas en una sección de una pieza rectificadora sin centros	20
Figura 1.20 Velocidades periféricas relativas y fuerzas de fricción en la pieza ejercidas por la muela reguladora dependiendo del diámetro que gobierna la rotación.....	21
Figura 1.21 Proceso de rectificado, formación de la viruta y aleatoriedad de la distribución y orientación de granos y aristas de corte. (WZL/Fraunhofer IPT).....	21
Figura 1.22 Proceso de rectificado, formación de la viruta y aleatoriedad de la distribución y orientación de granos y aristas de corte (WZL/Fraunhofer IPT).....	22
Figura 1.23 Calidad y eficiencia (precisión y productividad) del proceso de rectificado sin centros, determinadas por la influencia del sistema, variables y perturbaciones en las características y especial cinemática del proceso.....	23
Figura 1.24 Marco de referencia de la presente Tesis en cuanto a desarrollo de modelos de simulación y algoritmos de optimización.....	25

Figura 2.1 Diagrama de bloques de Snoeys et ál. para el rectificado cilíndrico teniendo en cuenta el filtrado geométrico [Sno69].....	29
Figura 2.2 Análisis de estabilidad basado en el análisis del lugar geométrico de las raíces [Sno69].....	29
Figura 2.3 Diagrama de doble estabilidad muela rectificadora-pieza de Thompson [Li06A].	31
Figura 2.4 Representación del ángulo de fase de la función de transferencia y las curvas de ángulo de fase limitantes (<i>plongée</i> y <i>vaivén</i>) para determinación de la estabilidad frente a <i>chatter</i> en pieza o en muela empleadas por Folkerts y Hannig [Fol93, Han06, Alt04].....	32
Figura 2.5 Límites de estabilidad experimentales frente a <i>chatter</i> basados en las curvas de ángulo de fase limitantes y medidas para aumentar la estabilidad [Fol93, Ina02].....	33
Figura 2.6 Influencia del refrigerante en la respuesta dinámica del sistema [Maks89, Maks02].	33
Figura 2.7 Simulación del perfil de la pieza sin tener en cuenta la interferencia (izda.) y teniéndola en cuenta (dcha.) [Vin97].....	35
Figura 2.8 Diagrama de doble estabilidad muela rectificadora pieza sin tener en cuenta el efecto de la relación de velocidades en la rigidez de corte (izda.) y teniéndola en cuenta (dcha.) [Li06A].....	36
Figura 2.9 Simulación de proceso de rectificado cilíndrico en <i>vaivén</i> . Desgaste por etapas [Ver76, Alt04].....	36
Figura 2.10 Diagrama de bloques de Weck para modelo temporal de rectificado cilíndrico en <i>vaivén</i> [Wec01, Alt04].....	37
Figura 2.11 Procedimiento para evaluar y mejorar el comportamiento estático y dinámico de las rectificadoras [Klot86, Ina02].....	37
Figura 2.12 Diagrama de bloques de Miyashita y Hashimoto incluyendo el efecto de filtrado [Miy82].....	39
Figura 2.13 Rigideces y longitudes de contacto en muelas rectificadoras (G.W.) y reguladoras (R.W.) medidas experimentalmente [Miy82].....	39
Figura 2.14 Mapas de estabilidad bi y tridimensionales presentados por Miyashita y Hashimoto. (en el eje Z – grado de inestabilidad) [Miy82].....	40
Figura 2.15 Gráfico límites de estabilidad de Bueno [Bue90].....	40
Figura 2.16 Tipo de gráfico límite de estabilidad obtenido por Nieto [Nie96].....	42
Figura 2.17 Diagrama de bloques de Brecher para modelo temporal de rectificado sin centros en <i>plongée</i> [Bre08].....	44
Figura 2.18 Resultados de la disminución de la amplitud de vibración en simulación de velocidad de giro de pieza variable (izda.) y ejemplo experimental de supresión del <i>chatter</i> regenerativo en pieza a través de esta técnica (dcha.) [Ina76, Ina02].....	46
Figura 2.19 Influencia de la aplicación de velocidades alternas de velocidad de giro muela en la regeneración de <i>chatter</i> en muela expresada a través de evolución de la amplitud de vibración media [Hos86].....	47
Figura 2.20 Influencia de la aplicación de la velocidad de giro de pieza variable en la reducción de <i>chatter</i> en pieza expresada a través de reducción de la amplitud de vibración media [Kna99].	48
Figura 2.21 Técnicas y aplicación de Inteligencia Artificial en rectificado [Row94].....	51
Figura 2.22 Análisis de estabilidad frente a estabilidad de arrastre, dinámica y geométrica, algoritmo de optimización y obtención de solución óptima [Hash04].....	53

Figura 2.23 Influencia de la velocidad de avance y las velocidades de giro de pieza y muela en la estabilidad frente a <i>chatter</i> , quemado y potencia límite de máquina (izda.). Estrategia para minimizar el tiempo de ciclo (dcha.) [Row86, Row87A].....	54
Figura 2.24 Ciclo de <i>pecking</i> programable en la herramienta de puesta a punto y optimización desarrollada por Rowe [Row91A].....	55
Figura 2.25 Simulación de ciclo teórico y real de un ciclo de <i>plongée</i> , evolución de fuerzas y temperatura en pieza [Pet80].....	55
Figura 2.26 Pantallazos de la aplicación para la puesta a punto del proceso de rectificado sin centros GRINDING SIMULATOR.....	57
Figura 2.27 Pantallazos de la aplicación para la puesta a punto del proceso de rectificado sin centros CEGRIS.....	58
Figura 2.28 Pantallazos del software GRINDSIM correspondientes a los modelos de simulación del proceso (izda.) y de selección de parámetros a optimizar (dcha.).....	59
Figura 2.29 Señal de potencia simulada y real antes de un ciclo de <i>plongée</i> antes de calibrar (izda.), una vez calibrada (centro) y optimizada según el ciclo propuesto (dcha.).....	60
Figura 2.30 Señal de potencia simulada y real una vez calibrada (izda.) y optimizada según el ciclo propuesto (dcha.).....	60
Figura 2.31 Esquema de implementación en máquina del sistema IGA (izda.) y estructura de funcionamiento (dcha.).....	61
Figura 2.32 Simulaciones de potencia, evolución de radio, potencia límite y profundidad de quemado (izda.) y esquema general de optimización del software GIGAS (dcha.).....	62
Figura 2.33 Pantallazos de predicción de fuerzas (izda.) y opciones de simulación (dcha.) del software GRASP.....	63
Figura 2.34 Factor de rotación autónoma (" <i>self rotating factor</i> ") frente al ángulo de regla correspondiente al fenómeno de <i>flat band</i> y límite de fuerza máxima que origina el <i>spinning</i> frente al ángulo de regla [Has98].....	65
Figura 2.35 Coeficientes de fricción de diferentes muelas reguladoras en función de la fuerza normal, las condiciones de diamantado y el tamaño de grano de la muela.....	65
Figura 2.36 Diagramas de análisis de estabilidad rotacional de fuerza de rectificado frente a factor de forma, teórico y experimental.....	66
Figura 2.37 Análisis de estabilidad del control rotacional en piezas multi-diámetro.....	67
Figura 2.38 Diagramas de análisis de estabilidad rotacional de fuerza frente a factor de forma incluyendo el fenómeno de <i>jumping</i> y efecto de la relación de fuerzas sobre el mismo.....	67
Figura 13.1 Marco de referencia de la presente Tesis en cuanto a desarrollo de modelos de simulación, algoritmos de optimización y herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros.....	241
Figura 13.2 Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte I.....	242
Figura 13.3 Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte II.....	243
Figura 13.4 Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte III.....	244
Figura 13.5 Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte IV.....	245
Figura 13.6 Desarrollo de modelos y estrategias de configuración óptimas de ciclos de trabajo tanto para rectificado en <i>plongée</i> como en pasante I.....	245
Figura 13.7 Desarrollo de modelos y estrategias de configuración óptimas de ciclos de trabajo tanto para rectificado en <i>plongée</i> como en pasante II.....	246
Figura 13.8 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Descripción general.....	247

Figura 13.9 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Entrada de datos I.....	248
Figura 13.10 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Entrada de datos II.....	249
Figura 13.11 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Entrada de datos III.....	250
Figura 13.12 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Calibración.....	251
Figura 13.13 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Optimización/definición de ciclo óptimo I.....	252
Figura 13.14 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Optimización/definición de ciclo óptimo II.....	253
Figura 13.15 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Simulación I.....	254
Figura 13.16 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Simulación II.....	255
Figura 13.17 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Simulación III.....	256
Figura 13.18 Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Otras Utilidades.....	257

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1.1 Características y ventajas asociadas a las mismas en el rectificado sin centros...	4
Tabla 1.2 Inestabilidades características del rectificado sin centros y principales problemas asociados.....	6
Tabla 1.3 Funciones de las muelas y de la regla de apoyo.....	10
Tabla 1.4 Energía específica de arranque en mecanizado y rectificado.....	22
Tabla 2.1 Estudio crítico del Estado del Arte: Tabla resumen.....	66

NOMENCLATURA

Parámetros geométricos:

h : altura a la que se coloca la pieza sobre la línea que une los centros de las muelas.

θ : ángulo de la regleta o regla de apoyo.

r_w : radio de la pieza

r_r : radio de la muela reguladora

r_s : radio de la muela de rectificadora

γ_s : ángulo que forma la línea que unen los centros de las muelas con la que une los centros de pieza y la muela rectificadora.

γ_r : ángulo que forma la línea que unen los centros de las muelas con la que une los centros de pieza y la muela reguladora.

$\gamma = \gamma_s + \gamma_r$: ángulo formado por las rectas tangentes entre pieza y muelas (ángulo de altura).

$\varphi_b = \pi/2 - \alpha - b$: ángulo formado por la línea que une los centros de la pieza con la muela rectificadora y el punto de contacto pieza – regla de apoyo.

$\varphi_r = \pi - \alpha - \beta$: ángulo formado por la línea que une los centros de la pieza con la muela rectificadora y el punto de contacto pieza – regla de apoyo.

z : eje de avance axial en pasante

λ : ángulo de avance en pasante

β : ángulo que forma la línea que une el centro de la muela reguladora con el centro de la pieza

β_z : ángulo que forma la línea que une el centro de la muela reguladora con el centro de la pieza en pasante

L_s : ancho de muela

b : longitud de pieza rectificadora

Variables que intervienen en la formulación de los diversos modelos matemáticos desarrollados a lo largo de esta Tesis:

ω_s : velocidad de giro de muela rectificadora

ω_r : velocidad de giro de muela reguladora

ω_w : velocidad de giro de pieza

v_s : velocidad periférica de muela rectificadora

v_r : velocidad periférica de muela reguladora

v_w : velocidad periférica de pieza

v_f : velocidad de avance en *plongée*

v_{fa} : velocidad de avance axial/producción en pasante

Q'_w : cantidad de arranque instantáneo de material

t_{sp} : tiempo de matado de chispa

$a_e(t)$: profundidad de corte instantánea

a_e : profundidad de corte nominal (ideal)

$\delta a_e(t)$: defecto ó variación de la profundidad de corte instantánea

$r_w(t)$: radio instantáneo de la pieza

$r_{ideal}(t)$: radio instantáneo nominal (ideal) de la pieza

$\delta r_w(t)$: defecto de radio instantáneo

$\delta r_w(t-\tau_p)$ and $\delta r_w(t-\tau_b)$: defectos de radio instantáneos en los puntos de contacto con muela reguladora y pieza trabajando en pasante

$r_w(t - t_w)$: radio instantáneo que tiene la pieza antes de la pasada de rectificado (una vuelta antes)

$a_e(t) = r_w(t - t_w) - r_w(t)$: profundidad de corte definida como la diferencia existente entre los radios antes y después de la pasada de rectificado

$\delta r_w(t-\tau_p, z)$ and $\delta r_w(t-\tau_b, z)$: defectos de radio instantáneos en los puntos de contacto con muela reguladora y pieza trabajando en pasante

h_{eq} : Espesor de viruta equivalente

Parámetros empleados para caracterizar el proceso de corte

k_w : rigidez de corte

k_{wn} : rigidez de corte en la dirección normal

K'_{th} : índice de corte tangencial

u : energía específica

K'_{nh} : índice de corte normal

k_{cs} : rigidez de contacto entre la muela de trabajo - pieza

k_{cb} : rigidez de contacto entre la regleta - pieza

k_{cr} : rigidez de contacto entre la muela reguladora – pieza

k_{ce} : rigidez de contacto equivalente del sistema de rectificado sin centros (muela-reglas-regla de apoyo)

k_m : rigidez estática de máquina

k_{eq} : rigidez equivalente total

k_R : rigidez residual

F_R : flexibilidad residual

$[H_{ij}(s)]$: matriz de transferencia bajo hipótesis de amortiguamiento viscoso proporcional, que representa la flexibilidad entre una fuerza aplicada en la dirección j-ésima y la deformación dinámica de un punto i-ésimo de la estructura:

$$H_r(s) = \frac{\{C\}' \times \{\phi_r\} \times \{\phi_r\}' \times \{P\}}{m_r(\omega_r^2 + s^2 + 2s\xi_r\omega_r)}$$

m_r : masa modal del modo r

ξ_r : amortiguamiento modal del modo r

w_r : frecuencia natural del modo r

$\{\phi_r\}$: El vector que contiene las deformadas modales del modo r en los citados 3 puntos de contacto en ambas direcciones.

$\{C\}$: vector que asocia el desplazamiento real en el punto de contacto debido al desplazamiento de los puntos de contacto

$\{P\}$: vector que relaciona las fuerzas en los puntos de contacto con la fuerza normal en el punto de corte

s : variable compleja de la función característica ($s = \alpha + j\beta$)

α : variable real de la variable compleja s

β : variable imaginaria de la variable compleja s

w : frecuencia de regeneración del defecto

w_w : frecuencia de rotación de la pieza

n : número de lóbulos correspondiente a cada condición de regeneración. $n = w/w_w$

θ^* : temperatura crítica del material

k_w : conductividad térmica de la pieza

α_w : difusividad térmica de la pieza

k_f : conductividad térmica del fluido refrigerante

k_g : conductividad térmica del grano abrasivo

k_r : conductividad térmica de la regla

s_d : avance de diamantado

a_d : profundidad de diamantado

R_0 and x : ctes del modelo de rugosidad

A_i : amplitud del error de redondez para el lóbulo de orden i

τ : constante de tiempo

G : ratio G; ratio del volumen de material arrancado por volumen de muela desgastada

q : ratio entre las velocidades de pieza y de muela rectificadora

Fuerzas que aparecen durante el proceso de corte

F_s^n : fuerza en la muela de trabajo, o de corte, normal

F_s^t : fuerza en la muela de trabajo, o de corte, tangencial

F_r^n : fuerza en la muela reguladora en la dirección normal

F_r^t : fuerza en la muela reguladora en la dirección tangencial

F_b^n : fuerza en la regleta en la dirección normal

F_b^t : fuerza en la regleta en la dirección tangencial

μ_b : coeficiente de rozamiento entre pieza y regla

μ_r : coeficiente de rozamiento entre pieza y muela reguladora

μ_s : relación entre la fuerza normal y tangencial en el punto de corte

Propiedades elásticas de los materiales en contacto

E_W : módulo de Young o de elasticidad de la pieza

E_r : módulo de Young o de elasticidad de la muela reguladora

E_s : módulo de Young o de elasticidad de la muela de trabajo

E_b : módulo de Young o de elasticidad de la regleta

η_W : módulo de Poisson de la pieza

η_r : módulo de Poisson de la muela reguladora

η_s : módulo de Poisson de la muela de trabajo

η_b : módulo de Poisson de la regleta

INDICE

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN.....	4
1.1 MOTIVACIÓN.....	4
1.2 MARCO TECNOLÓGICO DE REFERENCIA.....	3
1.2.1 Fundamentos del proceso de rectificado sin centros.....	7
1.2.1.1 Forma de trabajo en penetración (<i>plongée</i>).....	7
1.2.1.2 Forma de trabajo en pasante.....	8
1.2.2 Inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros.....	10
1.2.2.1 Inestabilidades de origen geométrico - Mecanismo de redondeo.....	10
1.2.2.2 Vibraciones autoexcitadas-chatter en rectificado sin centros, origen y supresión.....	14
1.2.2.3 Inestabilidades de arrastre.....	19
1.2.3 Limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo.....	21
1.2.4 Resumen del marco tecnológico.....	24

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE, ANTECEDENTES Y ESTUDIO CRÍTICO.....	27
2.1 INTRODUCCIÓN.....	27
2.2 INESTABILIDAD DE ORIGEN DINÁMICO. CHATTER. MODELOS DINÁMICOS....	28
2.2.1 Modelos dinámicos en rectificado cilíndrico.....	28
2.2.1.1 Modelos en el dominio de la frecuencia.....	28
2.2.1.2 Modelos en el dominio del tiempo.....	34
2.2.2 Modelos dinámicos en rectificado sin centros.....	38
2.3 MODELOS Y ESTRATEGIAS DE VELOCIDAD VARIABLE EN RECTIFICADO.....	45
2.4 LIMITACIONES INHERENTES AL MECANISMO DE ARRANQUE ABRASIVO.....	50
2.5 MODELOS Y ESTRATEGIAS PARA LA CONFIGURACIÓN DE CICLOS DE TRABAJO. PUESTA A PUNTO Y OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO. APLICACIONES DE PUESTA A PUNTO	51
2.6 ESTABILIDAD DE ARRASTRE Y SIMULACIÓN TEMPORAL DEL CICLO DE RECTIFICADO EN PIEZAS MULTI-DIÁMETRO.....	64
2.6.1 Estabilidad de arrastre y mecanismo rotacional en piezas mono-diámetro y multi-diámetro.....	64
2.7 ESTUDIO CRÍTICO DEL ESTADO DEL ARTE.....	68

CAPÍTULO 3

OBJETIVOS, HIPÓTESIS Y METODOLOGÍA.....	75
3.1 OBJETIVOS.....	75
3.2 HIPÓTESIS.....	77
3.3 METODOLOGÍA.....	79
3.3.1 Realización de ensayos de conocimiento de proceso.....	79
3.3.2 Definición de los parámetros y ensayos necesarios para una correcta caracterización del proceso.....	80
3.3.3 Desarrollo de modelos de simulación del proceso. Modelización del comportamiento de máquina-proceso.....	81
3.3.4 Validación y optimización de los modelos desarrollados.....	83
3.3.5 Desarrollo de la herramienta final de puesta a punto y optimización del proceso	83

3.3.6 Validación de la herramienta.....	83
---	----

CAPÍTULO 4

PRACTICAL APPLICATION OF NEW SIMULATION METHODS FOR THE ELIMINATION OF GEOMETRIC INSTABILITIES IN CENTERLESS GRINDING.....	85
---	-----------

CAPÍTULO 5

PRECISION, STABILITY AND PRODUCTIVITY INCREASE IN THROUGHFEED CENTERLESS GRINDING.....	91
---	-----------

CAPÍTULO 6

INTELLIGENT GRINDING: SENSORLESS INSTABILITIES DETECTION	97
---	-----------

CAPÍTULO 7

INTELLIGENT CENTERLESS GRINDING: GLOBAL SOLUTION FOR PROCESS INSTABILITIES AND OPTIMAL CYCLE DESIGN.....	107
---	------------

CAPÍTULO 8

CONTINUOUS WORKPIECE SPEED VARIATION (CWSV): MODEL BASED PRACTICAL APPLICATION TO AVOID CHATTER IN GRINDING.....	115
---	------------

CAPÍTULO 9

MODEL BASED GLOBAL STABILITY ANALYSIS AND NEW OPTIMIZATION ALGORITHMS FOR THE SET-UP OF INFEEED CENTERLESS GRINDING PROCESS.....	121
---	------------

CAPÍTULO 10

NEW MODELS AND GLOBAL STABILITY CHARTS TO AVOID PRINCIPAL INSTABILITIES AND CONSTRAINTS IN THROUGHFEED CENTERLESS GRINDING.....	177
--	------------

CAPÍTULO 11

MODEL BASED ASSISTANT TOOL FOR THE SETTING UP AND OPTIMIZATION OF CENTERLESS GRINDING PROCESS.....	187
---	------------

CAPÍTULO 12

STABILITY ANALYSIS AND TIME DOMAIN SIMULATION OF MULTIPLE DIAMETER PARTS DURING INFEEED CENTERLESS GRINDING.....	229
---	------------

CAPÍTULO 13

RESUMEN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS...235	
13.1 RESUMEN DE RESULTADOS Y APORTACIONES AL ESTADO DEL ARTE.....	235
13.2 CONCLUSIONES.....	258
13.3 LÍNEAS FUTURAS.....	261

Capítulo 1

Introducción

1.1 MOTIVACIÓN

El rectificado es un proceso de fabricación aplicado en las etapas finales de las líneas de producción. Se utiliza sobre todo en piezas en las que los requisitos de acabado superficial y exactitud dimensional son muy exigentes y también en procesos de acabado de materiales muy duros como para ser mecanizados mediante procesos de corte convencionales (torneado, fresado, taladrado...).

A pesar de su gran desarrollo, el rectificado es uno de los procesos de mecanizado más complejos. En el mismo, el resultado del proceso depende de las características de la muela abrasiva (aristas agudas y forma irregular en una distribución aleatoria) y estado superficial de la misma (grado de desgaste y embotamiento) (*Figura 1.1*), del estado del resto de componentes del sistema que interactúan en el mismo (máquina-pieza-diamantador-refrigerante) y de las variables que configuran el proceso (velocidad de corte, velocidad de pieza, velocidades de avance, condiciones de diamantado, condiciones de refrigeración...).

Actualmente, tanto en el sector de fabricación de máquina-herramienta como en los de producción, existe la necesidad de ofrecer productos y procesos más competitivos, que sean capaces de cumplir con los cada vez más exigentes requisitos de calidad superficial, acabado dimensional y geométrico de la piezas, o con la necesidad de abordar el mecanizado de nuevos materiales difíciles de rectificar. Esto implica por parte de los fabricantes y usuarios la necesidad de un mayor conocimiento de las características y del comportamiento de sus máquinas y procesos con el fin de cumplir los requisitos demandados

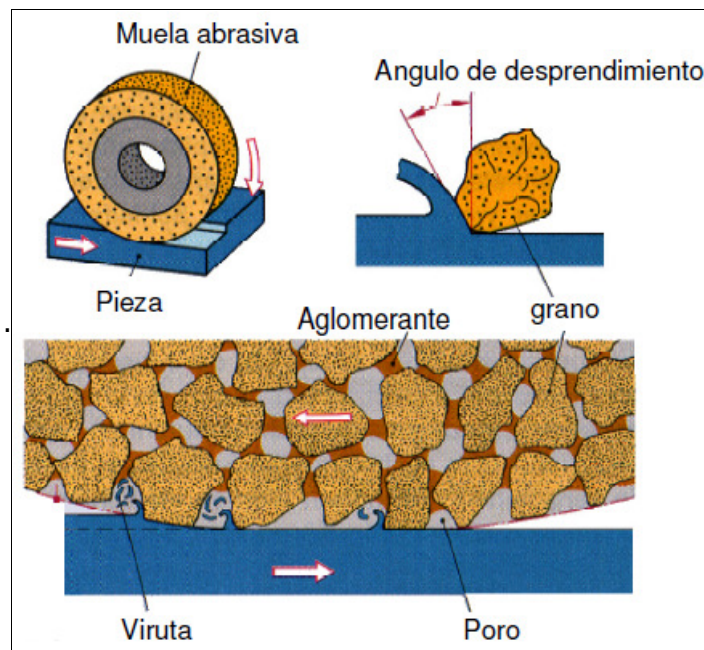


Figura 1.1: Proceso de rectificado, formación de la viruta y aleatoriedad de la distribución y orientación de granos y aristas de corte (WZL/Fraunhofer IPT).

Sin embargo, cuando todos los sectores de la industria se ven forzados a realizar estas continuas mejoras en sus procesos productivos, todavía la puesta a punto de la mayoría procesos de rectificado se continúa realizando mediante métodos de prueba y error, basándose en la experiencia de los preparadores de máquina pero sin la aplicación práctica de un conocimiento científico riguroso del comportamiento del proceso.

En esta línea existe un creciente interés a nivel internacional en la simulación del rectificado, con la idea de que por medio del conocimiento adquirido y los modelos desarrollados se puedan aplicar métodos inteligentes para controlar y optimizar estos procesos.

En estos momentos existe una oportunidad para aquellos grupos de investigación con vocación industrial capaces de traducir los avances de este ámbito en sistemas expertos de optimización, que cada vez con mayor asiduidad están emergiendo en el mercado de la máquina-herramienta, y que son importantes elementos diferenciadoras frente a la competencia, dado que aportan un elevado valor añadido al producto final.

De esta forma, la presente Tesis Doctoral se ocupa por un lado de la predicción basada en modelos de las perturbaciones de origen vibratorio regenerativo, fenómeno especialmente acusado en el rectificado sin centros, y de la selección óptima de estrategias y condiciones de velocidad de giro continua de pieza, una de las técnicas más prometedoras para la eliminación de *chatter* en rectificado.

Por otro lado, la oportunidad de este trabajo de Tesis proviene fundamentalmente del hecho de que ningún fabricante de rectificadoras ni rectificadoras sin centros a nivel internacional ha sido capaz de desarrollar hasta la fecha una herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso basada en modelos de simulación y conocimiento, que analice en su conjunto todas las

limitaciones y variables que lo gobiernan. Las mismas, han sido objeto de estudio a lo largo de estos últimos años por el equipo formado por IDEKO, Mondragon Unibertsitatea, Estarta S.COOP. y ABRASIVOS MANHATTAN a través del desarrollo de tres Tesis Doctorales. La primera de ellas realizada por el Dr. Jose Ignacio Marquinez [Marq08] en el ámbito de las inestabilidades de origen geométrico, la segunda, realizada por el Dr. Jon Madariaga [Mad09], en el ámbito de las inestabilidades de arrastre e integridad superficial de pieza y esta tercera en el ámbito de las perturbaciones de origen vibratorio regenerativo, la simulación del ciclo de rectificado en sus dos formas de operación (*plongée* y *pasante*) tanto para el caso de piezas mono-diámetro como multi-diámetro y en la puesta a punto y optimización del proceso. El conocimiento y resultados obtenidos ha permitido en esta Tesis avanzar en el análisis de la influencia y el acoplamiento de las variables que gobiernan estas inestabilidades, desarrollar algoritmos de optimización de configuración de ciclos y selección de variables óptimas de trabajo (en base a la definición de objetivos y de las restricciones específicas) así como desarrollar la propia herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso.

1.2 MARCO TECNOLÓGICO DE REFERENCIA

Dentro de los procesos de mecanizado abrasivo el rectificado sin centros es un proceso de fabricación de elevado rendimiento ampliamente utilizado por aquellas industrias que requieren acabados de gran precisión con altos ratios de productividad.



Figura 1.2: Configuración de trabajo de un proceso de rectificados in centros. Camisa motor siendo rectificada (Estarta Rectificadora S.Coop).

Característica	Ventaja
Eliminación de las operaciones de amarre y centrado	Aumento de productividad: Reducción del tiempo de operación y posibilidad de automatización
Uso de muelas de gran anchura	Aumento de productividad: Reducción del nº de operaciones de diamantado y nº de los cambios de muela Posibilidad de varias operaciones simultáneas
Inexistencia de errores de centrado	Alta precisión en condiciones estables
Geometría de la rectificadora	Posibilidad de mecanizar gran variedad de formas, longitudes y materiales

Tabla 1.1: Características y ventajas asociadas a las mismas en el rectificado sin centros.

La especial configuración de trabajo de este proceso en el que la pieza no está amarrada entre puntos sino apoyada sobre una regla y la muela reguladora (*Figura 1.2*) es la que le confiere las características y ventajas mostradas en la *Tabla 1.1* frente al rectificado cilíndrico.

El rectificado sin centros se emplea en muchos sectores industriales, ya que se pueden rectificar, además de superficies cilíndricas sencillas con un solo diámetro, superficies de varios diámetros, cónicas y superficies de forma, piezas tan diversas como rodillos y anillos de rodamientos, agujas, ejes, bulones de pistón, tapones cónicos de vidrio, cañas de pescar de nylon, hilo quirúrgico, cuerdas de guitarra, una gran variedad de tuberías etc. (*Figura 1.3*) y (*Figura 1.4*).

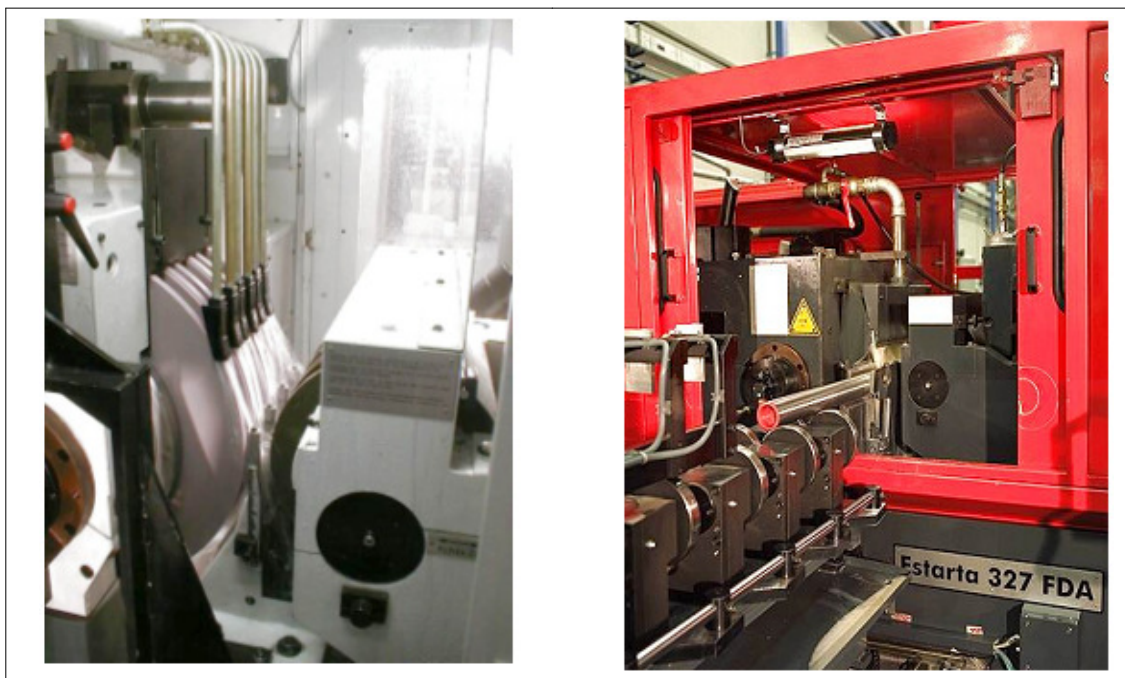


Figura 1.3: Rectificadora sin centros trabajando en penetración. Crucetas (izda.) y Rectificadora sin centros trabajando en pasante. Barras (dcha.) (Estarta Rectificadora S.Coop).

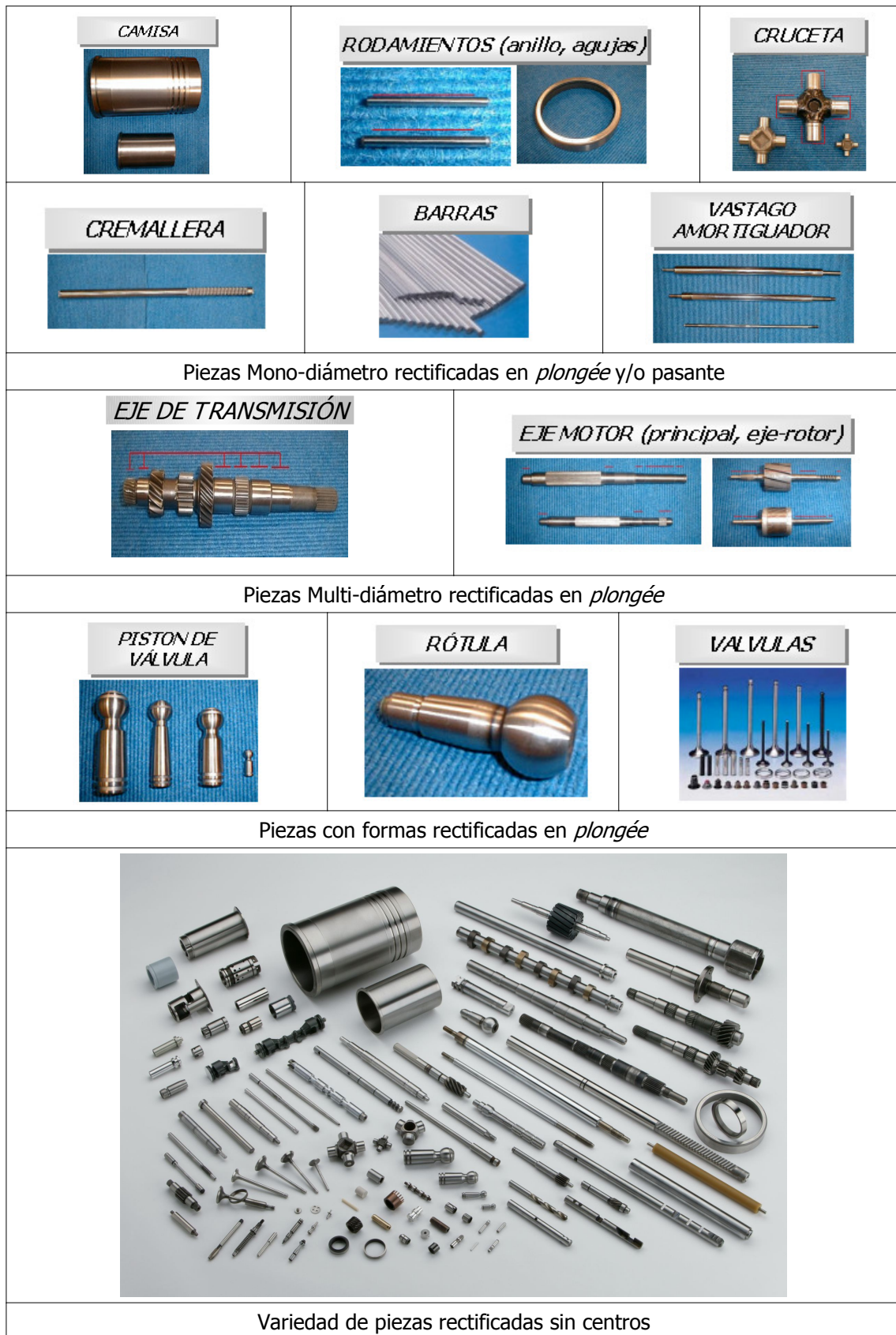


Figura 1.4: Piezas habitualmente mecanizadas en rectificado sin centros (Estarta Recticadora S.Coop).

Tipo de inestabilidad	Principales problemas asociados
Inestabilidades de origen geométrico	Errores de redondez
Inestabilidades de origen dinámico: <i>chatter</i>	Errores de redondez Incremento de la rugosidad Integridad estructural de máquina y componentes Ruido
Inestabilidades en la rotación (sujeción-arrastre) de las pieza: saltos y sobreaceleraciones de pieza	Limitación para llevar a cabo el proceso Riesgo de daños materiales y personales Errores de redondez

Tabla 1.2: Inestabilidades características del rectificado sin centros y principales problemas asociados.

No obstante, la especial geometría y forma de trabajo en estas máquinas es también la principal fuente de inestabilidades características de este proceso (*Tabla 1.2*).

Estas inestabilidades aparecen frecuentemente y son difíciles de controlar por lo que hacen del rectificado sin centros una técnica compleja de dominar. En cuanto a las inestabilidades geométricas, la existencia de configuraciones de trabajo geoméricamente inestables hace que los defectos superficiales iniciales no desaparezcan, sino que se amplíen de manera regenerativa. Como consecuencia de ello, aparecen en la superficie los denominados lóbulos o facetas, dando lugar a errores de redondez inaceptables (*Figura 1.5 Centro*).

La inestabilidad de origen dinámico en forma de *chatter* aparece como resultado de la interacción entre el corte regenerativo y la vibración estructural de la máquina, originando una superficie lobulada, similar a la del caso geométrico, siendo el error de redondez por lo general de mayor magnitud en este segundo caso (*Figura 1.5 dcha.*). Aunque el proceso regenerativo tenga sus propias características en cada caso, este tipo de inestabilidad es común a todos los procesos de mecanizado por arranque de viruta. En cuanto a los procesos de rectificado se refiere, en el rectificado sin centros es especialmente acusado, ya que la elevada rigidez de corte producida al emplear muelas anchas (piezas largas) es la causa de la excitación de modos de vibración de apertura y cierre de cabezales, modos de flexión de ejes de muelas y modos asociados a la regla de apoyo.

En relación a la inestabilidad de arrastre, aparece el problema de la estabilidad rotacional de la pieza ocasionado por la pérdida de contacto o deslizamiento entre la pieza y la muela reguladora, pudiéndose generar situaciones peligrosas de embalamientos de piezas o errores de redondez iniciales imposibles de corregir a lo largo del proceso. En el caso de piezas multi-diámetro el mecanismo y estabilidad rotacional se complica debido a que el arrastre puede ser gobernado por cualquiera de los diámetros de la pieza mientras que en el resto existe deslizamiento. Debido a ello, además de los anteriores fenómenos, pueden producirse saltos de la pieza, desgastes de muela no uniformes y situaciones inestables de transición de velocidades de rotación correspondientes al gobierno de arrastre en los diferentes diámetros existentes.

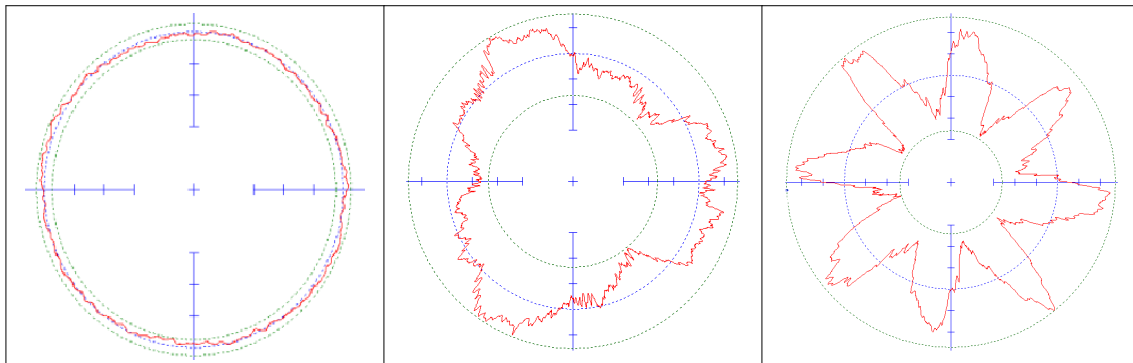


Figura 1.5: Perfil de pieza bajo condiciones estables (izda.). Perfil de pieza bajo regeneración geométrica inestable (3 lóbulos, centro). Perfil de pieza bajo chatter (8 lóbulos, dcha.).

1.2.1 Fundamentos del proceso de rectificado sin centros

Las rectificadoras sin centros se utilizan fundamentalmente en dos formas de trabajo diferentes: rectificado en penetración (*plongée* o *infeed*) y rectificado en pasante (*throughfeed*). Existe una tercera forma de menor interés y utilización más restringida denominada *endfeed*.

1.2.1.1 Forma de trabajo en penetración (*plongée*)

En este tipo de rectificado, la pieza no sufre ningún desplazamiento axial y es el movimiento de aproximación de ambos cabezales el que proporciona el avance. Se pueden rectificar, además de superficies cilíndricas sencillas con un solo diámetro, también superficies de diversos diámetros, cónicas y superficies con forma.

Forma de trabajo:

1º. La muela rectificadora y reguladora (*Figura 1.6*) se ponen a girar a sus respectivas velocidades (rango de velocidad habitual de muela rectificadora: 20-120 m/s; rango de velocidad de giro muela reguladora: 1-250 rpm). El sentido habitual de trabajo en rectificado sin centros es en concordancia, por lo que las dos muelas giran en sentido opuesto (*Figura 1.8*)

2º. La pieza se sitúa en la zona de trabajo entre las dos muelas apoyándose sobre la regla y la muela reguladora, sin ningún elemento de amarre. La pieza aún no hace contacto con la muela rectificadora.

3º. En el punto de contacto pieza - muela reguladora se genera un movimiento de rodadura. La pieza desliza sobre la regla y rueda en su contacto con la muela reguladora a la velocidad tangencial impartida por la misma (puede ser que en ocasiones la muela reguladora no sea capaz de impartir un movimiento de rodadura a la pieza; en ese caso, hay deslizamiento en la reguladora y simplemente apoyo en la regla)

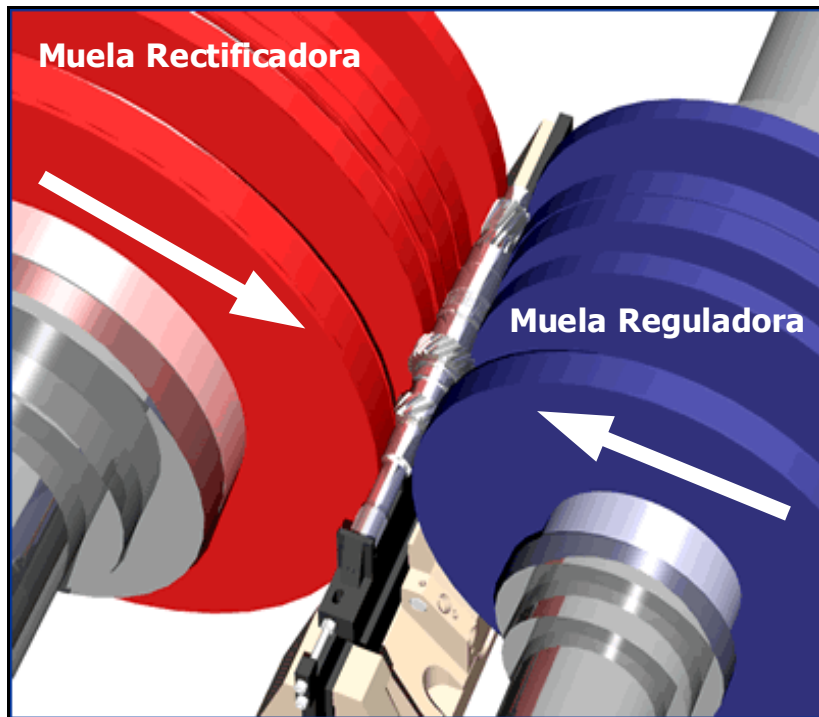


Figura 1.6: Movimientos de trabajo en el rectificado sin centros en plongeé (Junker-Group).

4º. Se dota de una velocidad relativa de acercamiento entre los carros que soportan la pieza y la muela rectificadora (Figura 1.6), con lo que la pieza hace contacto con la muela rectificadora y ésta se encarga de eliminar el material a la velocidad y en la cantidad que se establezca.

5º. En su contacto con la muela rectificadora las fuerzas de corte generan un par de giro a la pieza. La muela reguladora se encarga de ejercer de freno frente a ese par en su movimiento de rodadura con la pieza.

6º. Una vez rectificada se extrae la pieza de la zona de trabajo

1.2.1.2 Forma de trabajo en pasante

En el rectificado en pasante (Figura 1.7) la pieza a rectificar sufre un desplazamiento según su eje axial, avanzando a lo largo del espacio entre las muelas debido a la inclinación (ángulo de avance) que se da a la muela reguladora. Se utiliza en piezas largas o cortas, totalmente cilíndricas y sin resaltes o en las que haya que rectificar el diámetro más exterior. Aunque tiene algunas limitaciones, en especial relativas al rectificado de piezas de forma no cilíndrica, es el modo de operación en que se alcanza mayor productividad.

En este proceso la posición relativa entre cabezales permanece constante y es la propia geometría de muela y regleta la que determina la profundidad de pasada. La distancia entre muelas es menor en la zona de salida de piezas que en la entrada; por tanto, la pieza va perdiendo diámetro progresivamente a medida que avanza hacia la salida.

Forma de trabajo:

- 1º. Se da unos grados de giro a la muela reguladora. Entre 1° y 8° en el eje X+ (*Figura 1.7*). Se define como ángulo de avance λ_o (*Figura 1.11*).
- 2º. Se diamanta la muela reguladora para conseguir una forma adecuada con la que se obtenga un contacto uniforme con la pieza en toda su longitud.
- 3º. Se ajusta la separación entre muela reguladora y rectificadora de forma que la distancia en el lado de salida de piezas se corresponda con el diámetro final requerido para la pieza y a la entrada sea mayor.
- 4º. Se introducen las piezas desde un lateral (lado de entrada de piezas).
- 5º. Al hacer contacto con las muelas, la fuerza de corte de la muela rectificadora provee a la pieza de un par de giro. La muela reguladora se encarga de ejercer de freno frente a ese par, y a su vez, al estar inclinada, transmite un movimiento axial a la pieza.
- 6º. La pieza recorre el ancho de muelas y va siendo rectificada.
- 7º. Finalmente la pieza sale rectificada por el lado de salida de piezas.

En la tabla de la página siguiente se presenta un resumen de las principales funciones de los tres componentes en contacto con la pieza (*Tabla 1.3*)

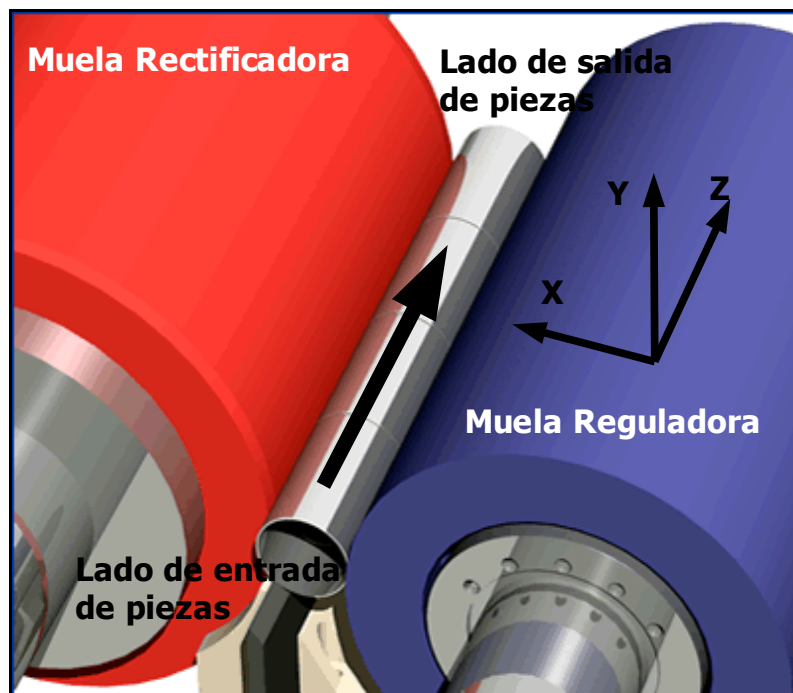


Figura 1.7: Movimientos de trabajo en el rectificado sin centros en pasante (*Junker-Group*).

Muela rectificadora	Muela reguladora	Regla de apoyo
Arrancar material de la pieza	Proporcionar un apoyo robusto pero a su vez relativamente flexible a la pieza	Proporcionar un punto de apoyo robusto y rígido a la pieza.
Preservar las tolerancias dimensionales e integridad superficial requeridas	Ejercer de freno sobre el par de giro de la pieza y controlar su velocidad de giro.	Preservar las tolerancias dimensionales de la pieza
	Proporcionar el empuje axial necesario trabajando en pasante.	
	Preservar las tolerancias dimensionales de la pieza	

Tabla 1.3: Funciones de las muelas y de la regla de apoyo.

1.2.2 Inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros

1.2.2.1 Inestabilidades de origen geométrico - Mecanismo de redondeo

En el rectificado cilíndrico universal la pieza está amarrada y posicionada, por lo que la corrección del error de redondez inicial depende fundamentalmente de la rigidez estática y dinámica de la máquina empleada. Sin embargo, en el rectificado sin centros, debido a su especial geometría en la que la pieza se apoya entre las muelas de trabajo y de arrastre y la regleta, (Figura 1.8), tiene lugar el llamado mecanismo de redondeo.

Al estar la pieza girando (Figura 1.8), cualquier error de forma procedente de la fase de mecanizado anterior entra en contacto con la regla o la muela reguladora, y, al no existir una posición fija respecto al centro de la pieza, fuerza a desplazar la misma en la dirección normal al contacto. Esto a su vez da lugar a variaciones de los espesores rectificados que producen ondulaciones en la superficie de la pieza, pudiendo este mecanismo ir en aumento o disminuir; es decir que el error en el "mecanismo de redondeo" puede regenerarse.

Siendo así el fenómeno, la configuración geométrica queda definida por los ángulos que forma la pieza en su contacto entre muela rectificadora y regla, φ_1 , y entre muela rectificadora y muela reguladora, φ_2 (Figura 1.8).

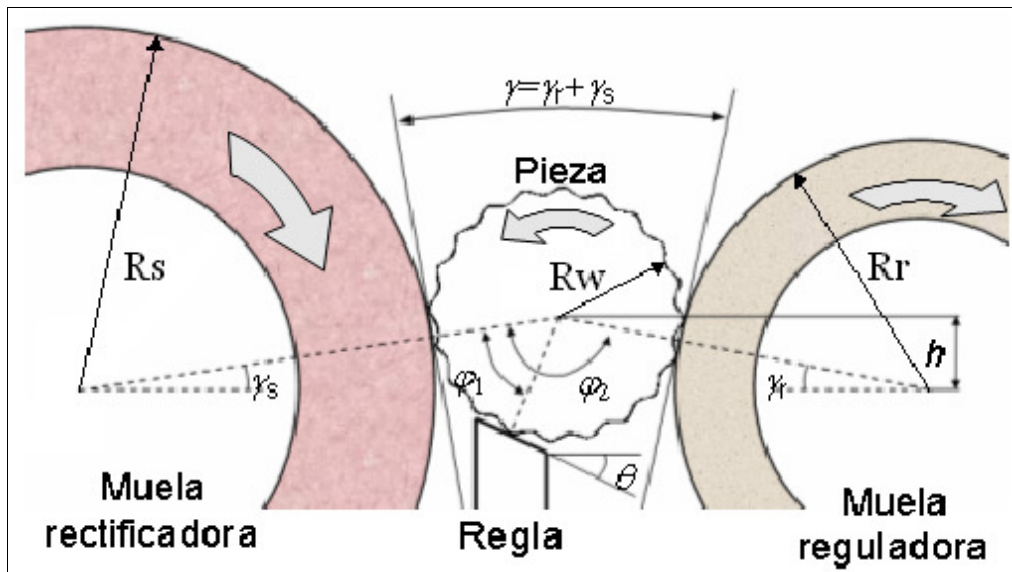


Figura 1.8: Configuración geométrica del rectificado sin centros.

En líneas generales se puede concluir que las inestabilidades aparecerán cuando la combinación de dichos ángulos permita que sobre la periferia de la pieza se forme aproximadamente un número entero de lóbulos de forma que coincidan de manera simultánea:

- Un máximo (ó mínimo) en el punto de corte.
- Un mínimo (ó máximo) en el punto de contacto entre pieza y muela reguladora.
- Un máximo (ó mínimo) en el punto de contacto entre pieza y regla.

En estas condiciones, cuando pasan a la vez un máximo por la muela reguladora y un mínimo por la regla, la pieza es forzada a desplazarse significativamente hacia la muela rectificadora, eliminándose más material que el estrictamente necesario. Cuando a continuación la pieza gira un poco y pasa un mínimo de la pieza por la reguladora y un máximo por la regla, sucede lo contrario, desplazándose el centro de la pieza a la derecha y eliminándose menos material del debido. De esta manera se produce el fenómeno de regeneración de los lóbulos.

Si bien el mecanismo de redondeo viene gobernado por los ángulos φ_1 y φ_2 , estos vienen determinados por los diámetros de muelas y pieza, la altura sobre centros de la pieza, h , y el ángulo que forma la regla de apoyo sobre la horizontal θ , según las siguientes expresiones:

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2} - \theta - \gamma_s \quad \varphi_2 = \pi - (\gamma_r + \gamma_s) \quad \text{Ec. 1.1}$$

$$\gamma_s = \arcsin\left(\frac{h}{(R_w + R_s)}\right) \quad \gamma_r = \arcsin\left(\frac{h}{(R_w + R_r)}\right) \quad \text{Ec. 1.2}$$

De esta forma, la altura de la pieza h y el ángulo de la regla θ se convierten en las principales variables del proceso, ya que constituyen aquellas que pueden ser modificadas o configuradas en el proceso por los preparadores de máquina.

En cuanto a la influencia de la altura, veamos a modo de ejemplo qué es lo que puede suceder si el centro de la pieza está alineado con los centros de las muelas (*Figura 1.9, izda.*). Cualquier protuberancia sobre la pieza en contacto con la muela reguladora desplazará la misma hacia la muela rectificadora, eliminando así más material del estrictamente necesario. Como bajo esta configuración la pieza se encuentra girando entre dos planos paralelos, el valor de la cavidad generada sobre la pieza tendrá el mismo valor que el defecto inicial en contacto con la muela reguladora. Como se observa en la *Figura 1.10 (izda.)*, si se rectifica con la pieza en la línea de centros es imposible eliminar de la superficie de la pieza facetas de orden impar (3, 5, 7, 9,...).

Si se coloca la pieza a una cierta altura sobre la línea de centros (*Figura 1.9, dcha.*), al estar la pieza girando entre dos planos en V , el exceso de material eliminado (*flecha roja*) es igual a la proyección que sobre la normal al punto de corte tiene el valor del defecto inicial en contacto con la muela reguladora (*flecha azul*), con lo que el error inicial disminuye. Sin embargo, si trabajamos a alturas elevadas es imposible eliminar de la superficie de la pieza facetas de orden par (2, 4, 6, 8,...) (*Figura 1.10, dcha.*).

En cuanto a la influencia del ángulo de regla, la reducción del error de redondez en cada vuelta se ve potenciada por el hecho de colocar la regla de apoyo inclinada con respecto a la horizontal. Ello es debido a que, a medida que aumentamos el ángulo de la regla, el centro de la pieza sufre un mayor desplazamiento vertical durante el rectificado, y con ello, un exceso de material eliminado menor.

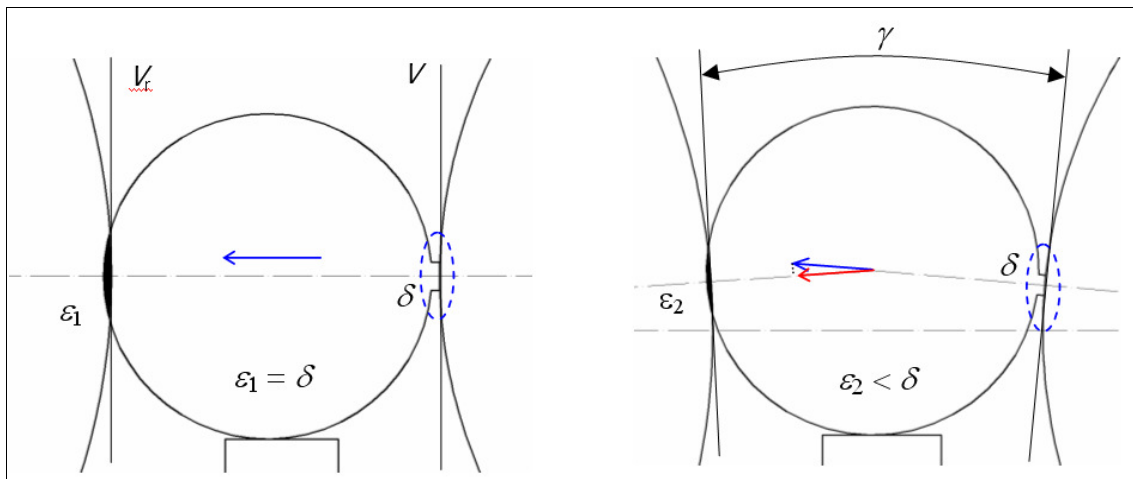


Figura 1.9: Defecto generado al colocar la pieza en la línea de centros ($h = 0$) (izda.) y a una altura sobre la línea de centros ($h \neq 0$) (dcha.).

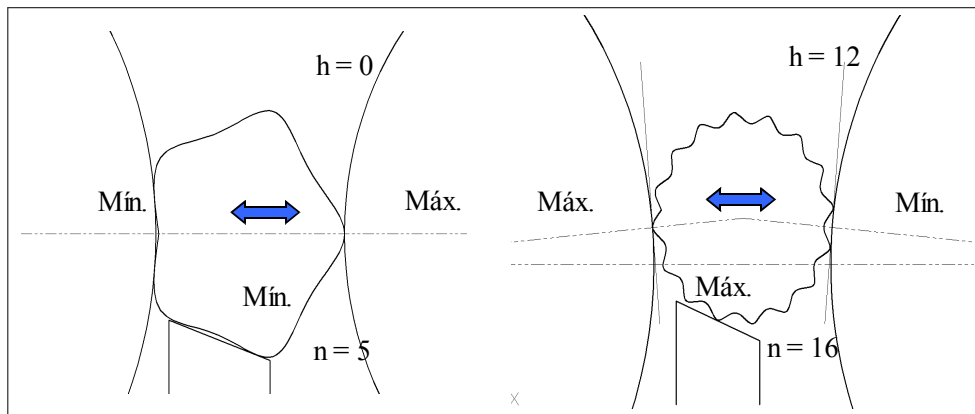


Figura 1.10: Ejemplos de piezas originadas por motivos geométricos a bajas alturas (izda.) y a alturas elevadas (dcha.).

Es importante remarcar las diferencias existentes en cuanto a este tipo de inestabilidad entre las operaciones de *plongée* y pasante:

- En *plongée* la configuración geométrica (ángulos φ_1 , y φ_2) permanece constante a lo largo de un ciclo de trabajo.
- En pasante, sin embargo, el ángulo de avance λ_o proporcionado a la muela reguladora hace que el punto de contacto entre pieza y muela reguladora varíe a lo largo del ancho de muela, es decir, el ángulo φ_2 es función de la posición de la pieza en su trayectoria a lo largo del ancho de muela: $\varphi_2(z)$ (Figura 1.11). En pasante, además de la altura de la pieza h y el ángulo de la regla θ , el ángulo de avance λ_o se convierte también en una variable principal frente a las inestabilidades geométricas.

El análisis de estabilidad de este mecanismo solo se puede realizar mediante simulación y en la regeneración geométrica también han de tenerse en cuenta el tipo de muela reguladora empleada y las condiciones y configuración del ciclo de trabajo en las que se lleve a cabo, afectando todas ellas a la magnitud de regeneración de los errores y a la posible corrección por fenómenos de filtrado por interferencia.

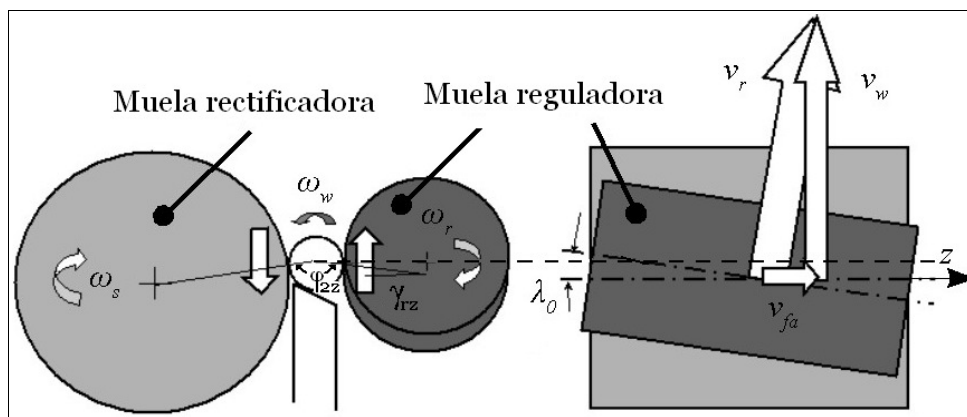


Figura 1.11: Configuración geométrica del proceso de rectificado sin centros en pasante.

1.2.2.2 Vibraciones autoexcitadas-chatter en rectificado sin centros, origen y supresión

El control de los fenómenos vibratorios que aparecen en las rectificadoras es primordial para la obtención de ratios de producción elevados y piezas de calidad. Las fuentes de vibración causantes de inestabilidad en el proceso de rectificado pueden ser de dos tipos. Por un lado se pueden tener vibraciones forzadas, bien las transmitidas por otros elementos o máquinas a través de la cimentación o bien aquellas producidas por el desequilibrio de elementos giratorios de la propia máquina. Por otro, cabe la posibilidad de aparición de las denominadas vibraciones autoexcitadas o *chatter* regenerativo.

La eliminación de las vibraciones forzadas es por lo general posible una vez detectada la fuente causante de la vibración, pero es más complicado en el caso de las vibraciones autoexcitadas.

Este tipo de vibración aparece como resultado de la interacción entre el corte regenerativo y la vibración estructural de la máquina. Se produce alrededor de las frecuencias naturales de vibración de la misma, cuando se excita algún modo propio de vibración que produce un movimiento relativo alternativo entre la muela rectificadora y la pieza, generándose en la pieza un determinado número de facetas que contribuye a que la amplitud de la vibración aumente y se regenere en la pieza en vueltas sucesivas (*Figura 1.12*), de modo que el fenómeno se realimenta. Cuando el fenómeno se produce en la muela hablamos de *chatter* en muela.

En el caso del rectificado sin centros, el fenómeno principal es el de *chatter* en pieza donde, debido al movimiento relativo alternativo que se produce entre el cabezal muela reguladora y rectificadora, genera dos máximos simultáneos (o dos mínimos) en los puntos de contacto entre pieza y muelas (*Figura 1.12*). Cuando se mecaniza una pieza a bajas alturas y aparece un número de lóbulos par en superficie, puede asegurarse que el problema es debido a inestabilidades dinámicas. Cuando se mecaniza la pieza a alturas elevadas el fenómeno puede dar lugar a número impar de lóbulos.

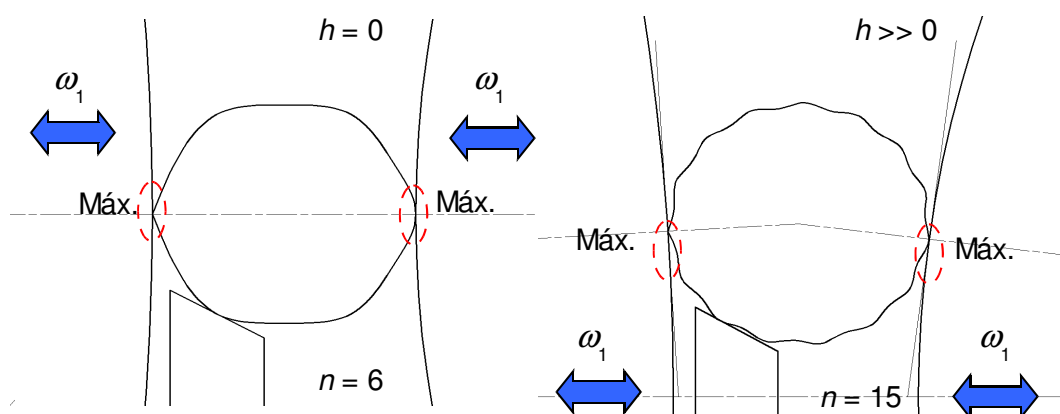


Figura 1.12: Condiciones de regeneración inestable de origen dinámico, $h = 0$ (izda.) y $h > 0$ (dcha.).

Como la máquina tiene una elasticidad y masa distribuidas, posee un número infinito de modos naturales de vibración. Estos modos de vibración y los parámetros modales asociados (deformada modal, frecuencia, rigidez dinámica, amortiguamiento, flexibilidad residual...), serán característicos de cada modelo de máquina, siendo necesario un análisis modal experimental para su determinación. Entre todos estos modos se llama principales a aquellos que producen un movimiento relativo alternativo entre los tres puntos de apoyo de la pieza (muela rectificadora, muela reguladora y regla) y que se traduce en un movimiento relativo entre la pieza y la muela rectificadora en la dirección de penetración, siendo en definitiva los modos susceptibles de producir el efecto regenerativo. En las figuras siguientes se muestran los modos principales de vibración de este tipo de máquinas: modos de vibración de apertura y cierre de cabezales (modos de husillo) (*Figura 1.13*), modos de flexión de ejes de muela (principalmente ejes en voladizo) (*Figura 1.14*), modos de torsión de los carros de penetración (*Figura 1.15*) y modos asociados a la regla/portarreglas/base de portarreglas (*Figura 1.16*).

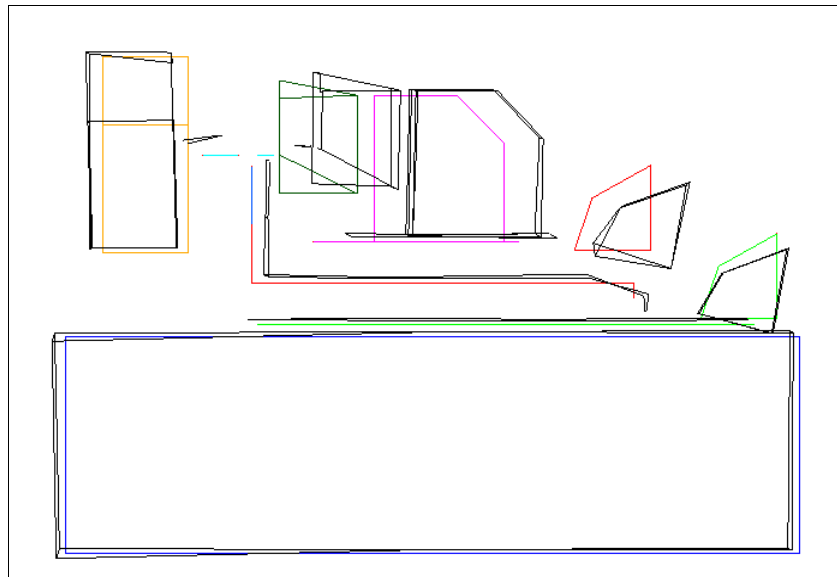


Figura 1.13: Modos de vibración de apertura y cierre de cabezales (modos de husillo).

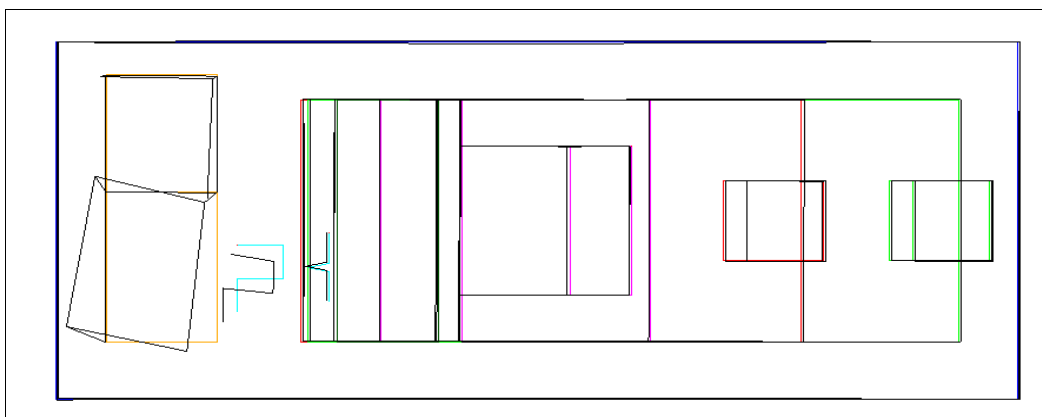


Figura 1.14: Modos de flexión de ejes de muela, en este caso del eje muela rectificadora.

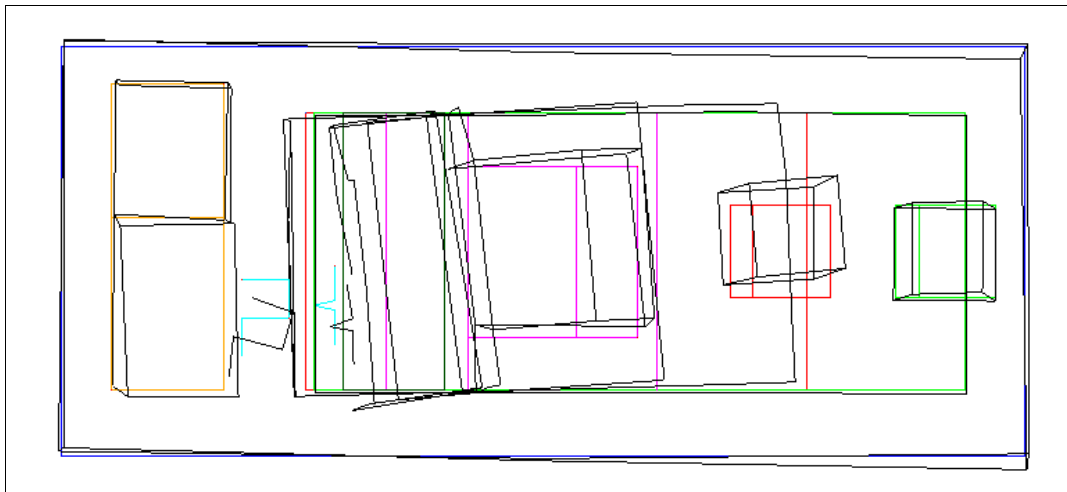


Figura 1.15: Modos de torsión de los carros de penetración.

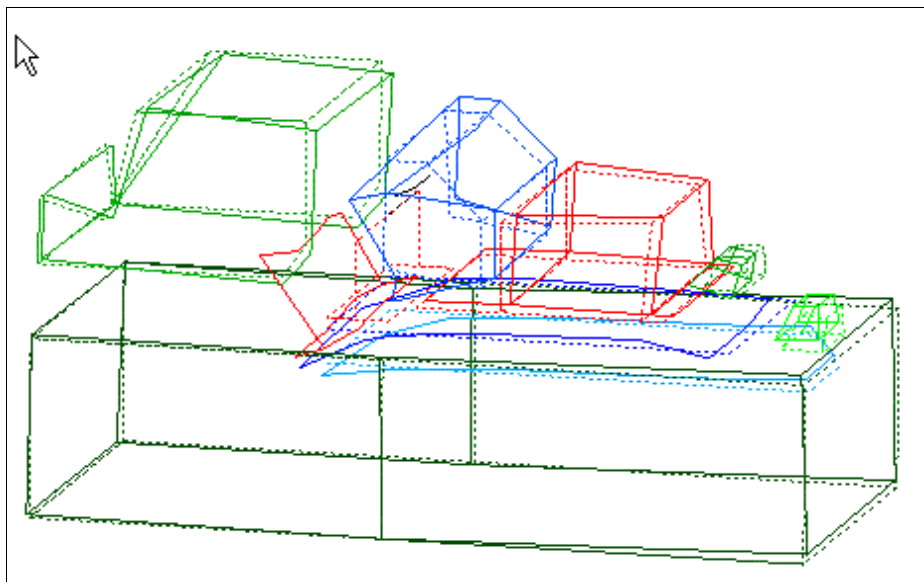


Figura 1.16: Modos asociados a la regla y placa soporte portarreglas.

Una de las características de las vibraciones autoexcitadas es que su frecuencia de regeneración está próxima al valor de la frecuencia del modo excitado. Consecuentemente, si denominamos f_p (Hz) a la frecuencia de rotación de la pieza y f_1 (Hz) a la frecuencia natural del modo de vibración de la máquina, el número de lóbulos, n , que se formarán alrededor de la superficie de la pieza viene dado por la siguiente relación:

$$f_1 \cong n \cdot f_p \Rightarrow n \cong \frac{f_1}{f_p} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Es por esta razón que la velocidad de rotación de la pieza ω_ω será una variable principal frente a las inestabilidades dinámicas.

Además de las características dinámicas de la máquina y la velocidad de giro de la pieza, otro parámetro fundamental en la regeneración de este tipo de error es la rigidez de corte del proceso, K . La rigidez de corte expresa el grado de dificultad que supone el rectificado de un cierto material, de forma que una mayor rigidez de corte implica una mayor fuerza de corte, F_c , para arrancar la misma cantidad de material $\Delta\delta_w$. Es directamente proporcional a la longitud de pieza rectificadora, L , al índice de corte, K'_{nh} (que depende de las características del material, de las condiciones de avance y refrigeración, de las condiciones de diamantado y estado de la muela) y a la relación de velocidades entre muela rectificadora y pieza (V_w/V_s).

$$K = \frac{F_c}{\Delta\delta_w} \quad \text{Ec. 1.4}$$

$$K = L \cdot K'_{nh} \frac{V_w}{V_s} \quad \text{Ec. 1.5}$$

La configuración geométrica también influye de manera significativa en la estabilidad dinámica al variar la distribución de fuerzas y la respuesta dinámica del proceso.

Las diferencias existentes en cuanto a este tipo de inestabilidad entre las operaciones de *plongée* y pasante también son significativas:

- En *plongée* la configuración geométrica (ángulos φ_1 , φ_2) permanece constante, la velocidad de giro de la pieza no afecta directamente a la productividad y el ancho de muela utilizado viene determinado por la longitud de pieza (o piezas) rectificadora(s).
- Además de que la configuración geométrica varía a lo largo del ancho de muela, en pasante la producción del proceso está fijada por la combinación del ángulo de avance, λ_0 y la velocidad de giro de la pieza, ω_w , dos de las variables principales del proceso. Además, el ancho de muela utilizado suele ser el máximo ancho disponible, lo cual significa tener también una rigidez de corte máxima.

$$\omega_w = \omega_r \cdot \frac{D_r}{D_w} \quad \text{Ec. 1.6}$$

$$v_{fa} = \omega_r \cdot R_r \cdot \text{sen}\lambda_0 \quad \text{Ec. 1.7}$$

Como en el problema geométrico, el análisis de estabilidad de este mecanismo solo se puede realizar mediante simulación. Además de los factores anteriores también han de tenerse en cuenta el tipo de muela reguladora empleada y las condiciones y configuración del ciclo de trabajo en las que se lleve a cabo, afectando todas ellas a la magnitud de regeneración de los errores y a la posible corrección por fenómenos de filtrado por interferencia.

Con el fin de eliminar o disminuir este tipo de vibraciones en rectificado existen tres principales vías de actuación:

1. Aumento de la rigidez dinámica del sistema
2. Modificación de las condiciones de rectificado
3. Perturbación de los efectos regenerativos

La primera de ellas consiste en aumentar la rigidez dinámica del sistema mediante el aumento de la frecuencia, amortiguamiento y flexibilidad residual de los principales modos de vibración de la máquina con tendencia a ser excitados. En líneas generales, un aumento de la frecuencia se lograría realizando modificaciones de diseño que aporten rigidez y disminución de masa de los elementos estructurales participantes en el modo de vibración. Asimismo, un aumento del amortiguamiento se lograría mediante la utilización de materiales y uniones de mayor amortiguamiento y el empleo de absorbedores o amortiguadores, tanto activos como pasivos, mientras que un aumento de la flexibilidad residual podría obtenerse mediante una adecuada combinación de las rigideces de contacto entre muelas y regla. La mayoría de estas características pueden también proporcionarse en cierta medida para algunos de los modos a través de un adecuado ajuste de los parámetros de control de los accionamientos.

La segunda vía consistiría en la selección adecuada de las variables del proceso. Principalmente una adecuada selección de velocidad de giro de pieza, anchura de rectificado, muela rectificadora y reguladora, tipo y condiciones de diamantado, refrigerante y avances.

La tercera vía consiste en la perturbación de los efectos regenerativos utilizando estrategias de velocidad de giro de pieza y o muela variables, la primera para el caso de *chatter* regenerativo en pieza (abordada en esta Tesis), y la segunda para *chatter* en muela.

En la mayoría de estas vías de actuación es necesaria la utilización de modelos de simulación que caractericen correctamente el proceso. Por esta razón, el ámbito de desarrollo y validación de las mismas ha sido y sigue siendo tan trabajado en la actualidad. El proceso más estudiado es el rectificado cilíndrico pero los resultados obtenidos no son totalmente extensibles al rectificado sin centros ya que existen notables diferencias entre ambos procesos:

- En rectificado sin centros el efecto regenerativo no es exclusivamente dinámico sino que se conjuga con el mecanismo de redondeo geométrico.
- En el comportamiento dinámico del proceso, en la rigidez de contacto y rigidez equivalente globales entran en juego los tres puntos de contacto, por lo que es necesaria una caracterización teniendo en cuenta todos ellos.
- La cinemática del proceso es diferente ya que en rectificado cilíndrico la pieza es arrastrada por un extremo, lo que puede generar efectos vibratorios torsionales mientras que en el rectificado sin centros este efecto no existiría.
- En general, en rectificado sin centros existe una mayor tendencia a la regeneración de *chatter* en pieza por el empleo de muelas anchas mientras en rectificado cilíndrico el *chatter* en muela cobra mayor importancia.

1.2.2.3 Inestabilidades de arrastre

Tal y como se ha comentado anteriormente, la función principal de la muela reguladora es controlar el movimiento de giro de la pieza ejerciendo un par de frenado sobre la misma. En determinadas condiciones, al generarse fuerzas de corte elevadas, el arrastre de la pieza se vuelve inestable generándose saltos (*jumping*) y aceleraciones (*spinning*) sobre la misma. El resultado pueden ser leves cabeceos o cambios de velocidad irregulares de la pieza que hagan aparecer marcas o impidan obtener las tolerancias deseadas en la misma. En el peor de los casos la pieza puede acelerarse hasta alcanzar la velocidad periférica de la muela rectificadora, saltando de la zona de trabajo y generando un grave peligro para la integridad de la propia máquina e incluso riesgos físicos para el operario (*Figura 1.17*).

Este tipo de inestabilidad suele estar ligado a la incapacidad de la muela reguladora para retener el par de giro adquirido por la pieza como efecto de la fuerza de rectificado. Generalmente es debido a coeficientes de rozamiento insuficientes en el contacto entre pieza y muela reguladora. En ausencia de otro tipo de inestabilidades, este fenómeno es un factor limitante a la hora de escoger el avance a utilizar en el proceso, ya que dicho avance define la fuerza de corte ejercida por la muela rectificadora y el par de frenado necesario para controlar el movimiento de la pieza. El desconocimiento de los umbrales que determinan las condiciones de trabajo límite, libres de inestabilidades de arrastre, oculta el margen de maniobra disponible desde una configuración de trabajo concreta.

Por otro lado, antes de iniciar el proceso de rectificado también es importante que la pieza se encuentre girando. Si la pieza no gira, una vez que la muela rectificadora entra en contacto empieza a mecanizar sobre la pieza inmóvil. Este hecho genera una banda plana en la periferia de la pieza que suele ser difícil de eliminar posteriormente durante el tiempo de ciclo de rectificado restante (*Figura 1.18*). Para evitar este tipo de problemas es importante que la muela reguladora sea capaz de hacer girar a la pieza antes de que la muela rectificadora entre en contacto. La transmisión de movimiento de giro a la pieza se realiza una vez más mediante un par de rozamiento cuyo valor debe ser suficientemente alto como para vencer la fuerza de rozamiento estática que actúa en el contacto entre pieza y regla.

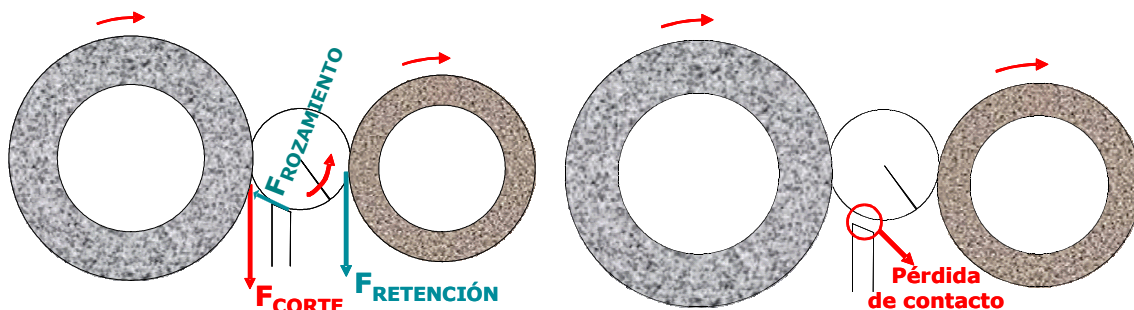


Figura 1.17: Fenómeno del spinning: fuerzas tangenciales que aparecen en el proceso (izda.) y pérdida de contacto al acelerar la pieza en exceso (dcha.).

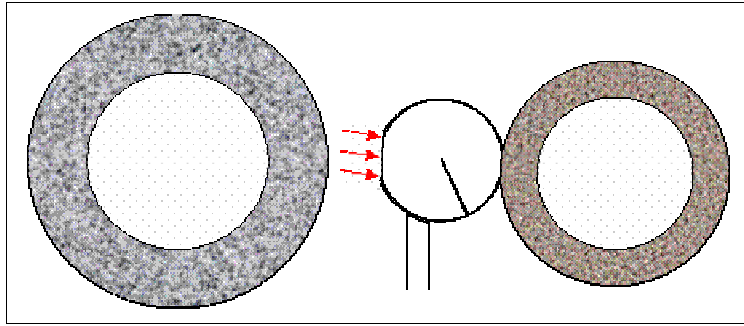


Figura 1.18: Fenómeno de banda plana.

Además de la necesidad de controlar las variables que afectan a la rigidez y fuerza de corte del proceso, la configuración geométrica (altura de pieza h y el ángulo de la regla, θ) es un factor clave a la hora de evitar este tipo de inestabilidad, ya que afecta a la distribución de fuerzas del proceso. Sobre la misma también influyen en gran medida los coeficientes de rozamiento en regla y muela rectificadora, y estos están altamente influenciados por el refrigerante utilizado.

El caso de rectificado en *plongée* de piezas multi-diámetro es especialmente crítico desde el punto de vista de la estabilidad de arrastre, ya que en condiciones estables habrá un único diámetro que gobierne la rodadura entre pieza y muela reguladora, mientras que en los restantes diámetros se producirá deslizamiento. La cantidad de diferentes diámetros determina el nº posible de situaciones de gobierno, a cada una de las cuales le corresponderá una velocidad de giro de pieza (Figura 1.20).

Debido a ello, además de los anteriores fenómenos de banda plana o *spinning*, pueden producirse otros fenómenos como:

- *Jumping* o salto de la pieza (causado por una fuerza de fricción hacia arriba en las situaciones de gobierno del mayor diámetro y diámetros intermedios)
- Situaciones inestables de transición de velocidades de rotación correspondientes al gobierno de arrastre en los diferentes diámetros existentes.
- Desgastes de muela no uniformes debido al deslizamiento relativo en varios diámetros de la pieza (lo cual puede originar a su vez diferentes tipos de problemas dependiendo de la geometría y apoyo de la pieza: *spinning*, rotación no uniforme, errores de redondez, conicidad...).

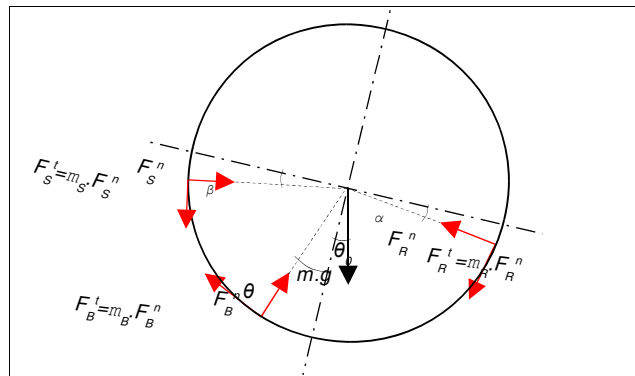


Figura 1.19: Esquema de fuerzas aplicadas en una sección de una pieza rectificadora sin centros.

Control rotacional en piezas multi-diámetro	V_{pieza}	$\downarrow F_{retención}$
	$V_{muela reguladora}$	$\uparrow F_{aceleración}$
Control rotacional en el diámetro mayor		
Control rotacional en diámetros intermedios		
Control rotacional en el diámetro menor		

Figura 1.20: Velocidades periféricas relativas y fuerzas de fricción en la pieza ejercidas por la muela reguladora dependiendo del diámetro que gobierne la rotación.

Este especial mecanismo de rotación hace que la configuración óptima del proceso de rectificado sin centros se complique en gran medida en el caso de piezas multi-diámetro, ya que en primera instancia estará dictado por su estabilidad a lo largo de todo el ciclo de trabajo.

1.2.3 Limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo

El mecanismo de arranque abrasivo es generado por una partícula dura, pequeña y no metálica que tiene aristas agudas y forma irregular (filos geoméricamente indefinidos). En la mayoría de los materiales este mecanismo se produce en tres etapas, donde el material sufre una deformación elástica (I), una deformación elástica y plástica y finalmente es arrancada de la superficie en forma de partículas o virutas muy pequeñas (III) (Figura 1.21).

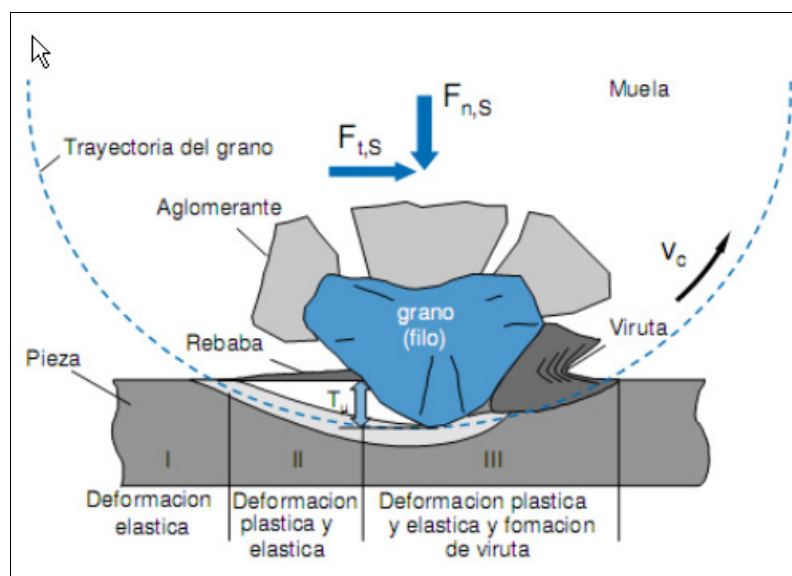


Figura 1.21: Proceso de rectificado, formación de la viruta y aleatoriedad de la distribución y orientación de granos y aristas de corte (WZL/Fraunhofer IPT).

Material	Mecanizado (J / mm ³)	Rectificado (J / mm ³)
Aluminio	0.5 – 1.1	6.7 – 26
Fundición gris	2.4 – 3.0	12 – 59
Acero con bajo contenido en carbono	2.7 – 3.2	13 – 67
Titanio	3.0 – 4.0	16 – 54
Acero de herramientas endurecido (67 HRC)	5.9 – 7.6	17 – 81

Tabla 1.4: Energía específica de arranque en mecanizado y rectificado (S.Kalpakjian).

Debido a los ángulos de desprendimiento tan negativos entre grano y pieza, las componentes de fuerza correspondientes al aplastamiento y deslizamiento que se generan en el proceso cobran mayor relevancia que la fuerza de corte propia, siendo así que las energías de arranque son muy superiores a otros procesos (Tabla 1.4). En consecuencia el calor generado también es elevado y la integridad superficial de la pieza (dañado térmico, cambios de fase o tensiones residuales) sufre con mayor severidad que en otros procesos, convirtiéndose en un factor relevante a controlar. La distribución del calor generado entre la viruta, muela, pieza y refrigerante depende de las características y condiciones del proceso en cuestión, y hoy en día sigue siendo una de las temáticas de investigación sin resolver del todo debido a la gran influencia de las condiciones de refrigeración empleadas. Esta combinación de mecanismo de arranque mecánico y térmico afecta directamente al estado tensional de la pieza.

El carácter aleatorio de la distribución de las aristas de corte en la superficie de la muela y su disposición cambiante (distancia entre filos variable produciendo diferentes espesores de viruta, distancia entre filos variable en el eje de rotación) dificultan el conocimiento del mecanismo exacto de corte y desgaste de los granos abrasivos (Figura 1.22). Este hecho dificulta, entre otras cosas, la predicción del acabado superficial (rugosidad) de la pieza, el estado y evolución de fuerzas del proceso y desgaste de muela. El desgaste de muela, además de producirse por un efecto mecánico, también se produce por un efecto térmico debido a que la temperatura alcanzada por los granos y el aglomerante afecta de diferente manera al tipo de desgaste o desgrane de la muela. La interacción química entre los diferentes componentes o materiales de la pieza, muela y refrigerante también afecta al desgaste

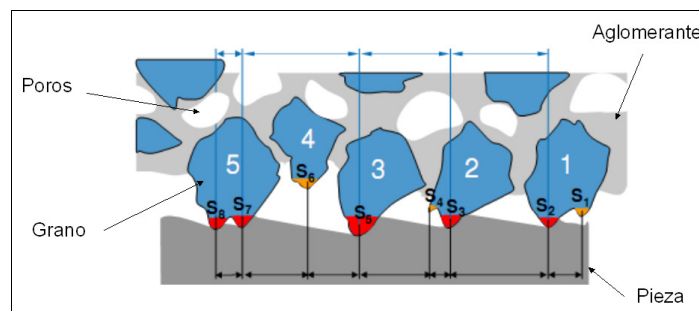


Figura 1.22: Proceso de rectificado, formación de la viruta y aleatoriedad de la distribución y orientación de granos y aristas de corte (WZL/Fraunhofer IPT).

Además de las características y estado superficial de la muela abrasiva, el resultado sobre el proceso depende de las características y estado del resto de componentes del sistema (máquina-pieza-diamantador-refrigerante), de las variables que configuran el proceso (velocidad de corte, velocidad de pieza, velocidades de avance, condiciones de diamantado, condiciones de refrigeración...) y de su interacción con la cinemática y características cinemáticas del mismo, sobre cuya estabilidad también influirán las posibles perturbaciones del proceso (Proceso, *Figura 1.23*).

Todo ello se traduce en una gran cantidad de factores y variables relacionadas que influyen directa o indirectamente en la calidad de la pieza mecanizada y eficiencia del proceso (Resultado, *Figura 1.23*).

En la *Figura 1.23* se han remarcado en negrita los factores adicionales que toman parte en el proceso de rectificado sin centros. En el mismo han de considerarse las entradas adicionales de la regla de apoyo y muela reguladora como componentes y la altura de pieza, ángulo de regla y ángulo de avance como variables. En este caso al mecanismo de arranque y de desgaste hay que añadir la especial cinemática del proceso, la cual da lugar a las citadas inestabilidades características. Finalmente, además de la influencia en el proceso de la evolución del desgaste de la muela rectificadora también han de tenerse en cuenta la influencia de la evolución del desgaste de muela reguladora y regla de apoyo.

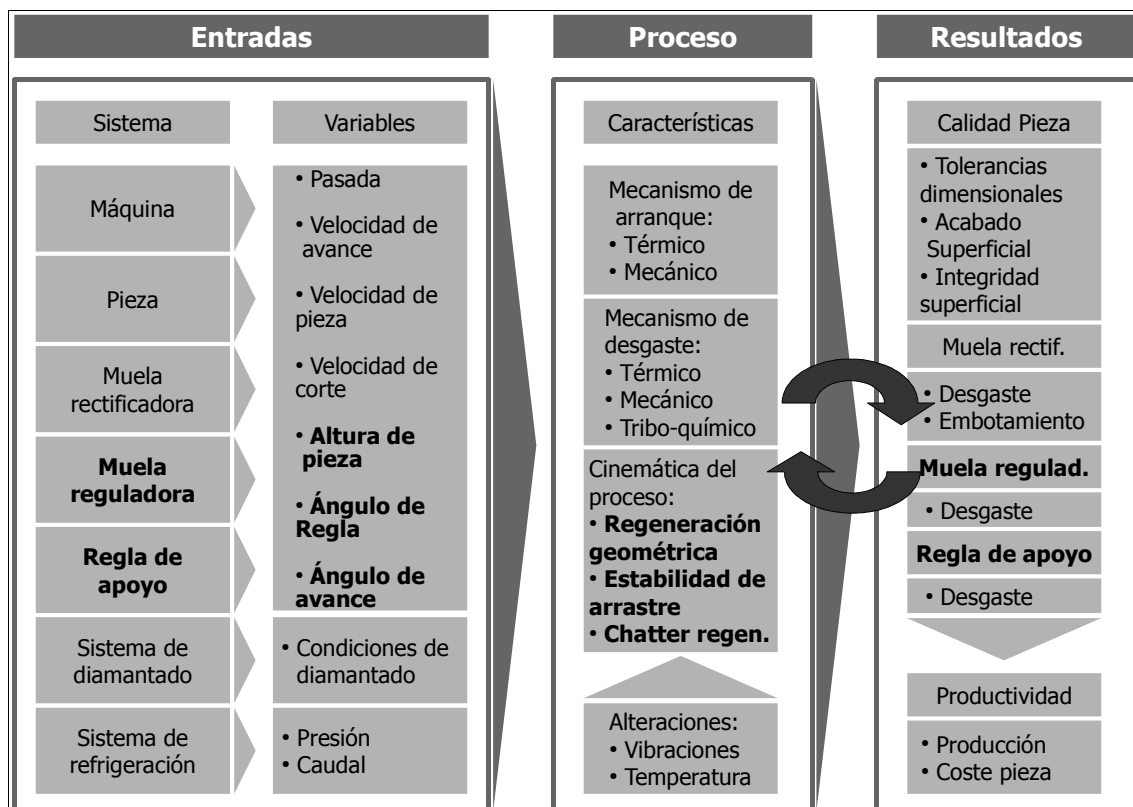


Figura 1.23: Calidad y eficiencia (precisión y productividad) del proceso de rectificado sin centros, determinadas por la influencia del sistema, variables y perturbaciones en las características y especial cinemática del proceso.

1.2.4 Resumen del marco tecnológico

A continuación se resume el marco tecnológico de esta Tesis Doctoral, donde por un lado se pretende avanzar en el conocimiento del comportamiento de las **inestabilidades dinámicas** y diferentes técnicas de supresión, ahondando en la estrategia de desarrollo de modelos de simulación que permitan determinar cuáles son las **configuraciones libres de chatter y las mejores estrategias de velocidad de giro de pieza variable**. Ello requiere desarrollar modelos de estabilidad en el dominio de la frecuencia y modelos de simulación temporal donde se incorpore la influencia de la velocidad de giro de la pieza y las no linealidades del proceso. El campo de trabajo puede extenderse tanto a operaciones de *plongée* como para pasante y para piezas mono-diámetro, multi-diámetro y con formas.

Por otro lado, el objetivo de desarrollar una **herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso** a través de la determinación de la influencia de todas las variables integrantes del sistema (características de máquina, pieza, muelas, refrigeración, sistema de diamantado, regla) y del propio proceso (velocidades, avances, condiciones de diamantado...) requiere:

1. Desarrollar modelos que simulen, además de las inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros, las limitaciones inherentes al proceso abrasivo (dañado térmico e integridad superficial, tolerancias dimensionales y de acabado superficial, limitaciones de potencia...) tanto para la forma de trabajo en *plongée* como para pasante y para piezas mono-diámetro, multi-diámetro y con formas.
 - Inestabilidades de origen geométrico: **mecanismo de redondeo inestable**.
 - Inestabilidades de origen dinámico: **chatter**.
 - Inestabilidades en la rotación (**sujeción-arrastre**) de las piezas.
 - Ecuación característica del proceso, **fuerzas, potencia** (limitaciones de potencia), evolución de las tolerancias dimensionales, **diámetro, redondez, rectitud, conicidad**.
 - **Integridad superficial**: estado tensional y dureza de la pieza causado por efectos térmicos.
 - Acabado superficial: **rugosidad**.
 - Comportamiento de **desgaste de muela**.
 - Influencia de las condiciones de **refrigeración y limpieza de muela**.
 - Otros fenómenos como posibles interferencias físicas o errores generados por defectos geométricos originados en las muelas a la hora de diamantar...
2. Conocer la influencia y el acoplamiento de las variables que gobiernan todas estas inestabilidades.
3. Desarrollar algoritmos de optimización de configuración de ciclos y selección de variables óptimas de trabajo en base a la definición de objetivos (cumplir con un tiempo de ciclo objetivo, minimizar el tiempo de ciclo, aumentar la vida de muela, obtener el proceso de menor coste...) en función de las restricciones impuestas, trabajo que se

extiende tanto a *plongée* como a pasante y para piezas mono-diámetro, multi-diámetro y con formas.

4. Desarrollo de la propia herramienta.

En la (Figura 1.24) se representa de forma esquemática el marco tecnológico de referencia descrito.

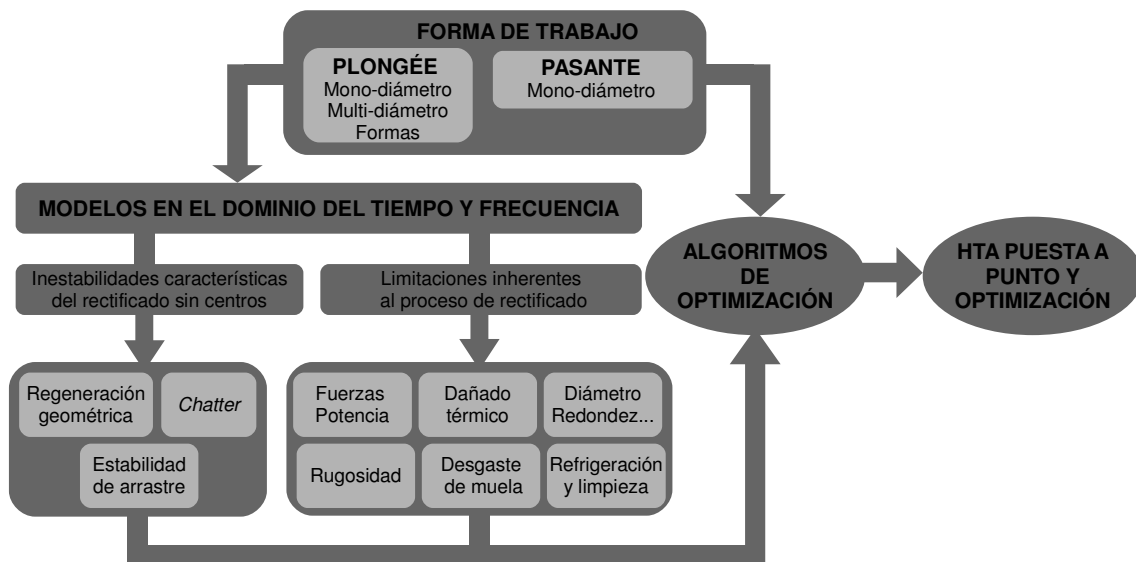


Figura 1.24: Marco de referencia de la presente Tesis en cuanto a desarrollo de modelos de simulación y algoritmos de optimización.

Capítulo 2

Estado del arte, antecedentes y estudio crítico

2.1 INTRODUCCIÓN

Esta Tesis Doctoral se sitúa en el marco del análisis y modelización de las principales inestabilidades del proceso de rectificado sin centros y en el desarrollo de una aplicación para la puesta a punto y optimización del proceso capaz de simular cualquier condición de trabajo y determinar los parámetros óptimos de puesta a punto en función de cómo afectan a la estabilidad del proceso, calidad superficial y tolerancias dimensionales o geométricas de la pieza. A continuación se presenta un estado del arte donde se realiza un análisis de todos los puntos que afectan a este marco.

Los puntos correspondientes a las inestabilidades dinámicas del proceso, así como a la aplicación de estrategias de velocidad de giro de pieza variable para evitar o eliminarlas, se analizan con mayor profundidad. En esta línea de trabajo no se ha desarrollado aún ningún modelo de simulación en el dominio del tiempo. Debido a su importancia en la presente Tesis Doctoral se pretende avanzar significativamente en esta línea de trabajo.

Asimismo, se establecen como referencias básicas previas a esta Tesis, las realizadas en cuanto a las inestabilidades de origen geométrico, inestabilidades de arrastre e integridad superficial de pieza por los Drs. Jose Ignacio Marquinez [Marq08] y Jon Madariaga [Mad09].

Los temas a tratar se han dividido según los siguientes subcapítulos:

- Inestabilidad de origen dinámico (*chatter*) en rectificado sin centros y rectificado cilíndrico (por su analogía). Modelos en el dominio de la frecuencia y del tiempo.
- Estrategias y modelos de velocidad variable en rectificado.
- Limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo. Modelos presentes en bibliografía.
- Modelos y estrategias para configuración de ciclos de trabajo. Puesta a punto y optimización del proceso. Aplicaciones de puesta a punto.
- Estabilidad de arrastre y simulación temporal del ciclo de rectificado en piezas multi-diámetro.

En la bibliografía estudiada se hará hincapié en los siguientes aspectos de cada trabajo:

- Estudio del carácter geométrico del proceso (mecanismo de redondeo) o carácter dinámico (*chatter*) o ambos.
- Forma de trabajo estudiada o modelizada: *plongée* o pasante.
- Planteamiento del problema en el dominio de la frecuencia o en el dominio del tiempo.
- Modelo lineal o estudio de no linealidades del proceso.
- Métodos de resolución utilizados, lenguajes de programación, formato de resultados y representación de los mismos.
- Resultados obtenidos, principales conclusiones acerca del comportamiento del proceso.
- Consideraciones acerca de los diferentes parámetros característicos del proceso (forma de considerarlas, cálculo y obtención de los mismos).
- Puesta a punto del proceso, influencia de variables en los resultados.

2.2 INESTABILIDAD DE ORIGEN DINÁMICO. CHATTER. MODELOS DINÁMICOS

2.2.1 Modelos dinámicos en rectificado cilíndrico

2.2.1.1 Modelos en el dominio de la frecuencia

Snoeys et ál. [Sno68, Sno69, Sno71] y Hahn et ál. [Hah69A, Hah69B, Hah69C] son considerados los precursores en el desarrollo de un modelo de *chatter* en rectificado.

Los primeros basan sus estudios en un modelo analógico en forma de diagrama de lóbulos en lazo cerrado (*Figura 2.1*), e incluyen los efectos de regeneración en la muela. Hacen énfasis en el efecto de la influencia de los parámetros característicos (rigidez de corte, rigidez de desgaste, rigidez de contacto, rigidez estática y dinámica de máquina, amortiguamiento) y variables (velocidad de pieza y muela...) de rectificado sobre el crecimiento del *chatter*. Modelizan la

fuerza de contacto de forma no lineal asumiendo esta forma más precisa que la clásica ecuación de Hertz. Modelizan los efectos de filtrado que se producen en vaivén por las propias características de este proceso y el producido por interferencia geométrica, donde la frecuencia de filtrado es función de la velocidad de giro de la pieza, de la deformación de la zona de contacto y del diámetro equivalente.

La solución a la ecuación que plantean Snoeys et ál. resulta en un límite de estabilidad del sistema que resuelve a través del método del lugar de las raíces (Figura 2.2). Hacen referencia a la mayor tendencia a la regeneración de *chatter* en muela en rectificado cilíndrico y realizan una simulación temporal de este efecto. Sus conclusiones cualitativas son universalmente apreciadas por investigadores del *chatter* en rectificado. Apuntan ya la técnica de implantación de variaciones periódicas de velocidad en muela o pieza como técnica viable para minimizar el *chatter*.

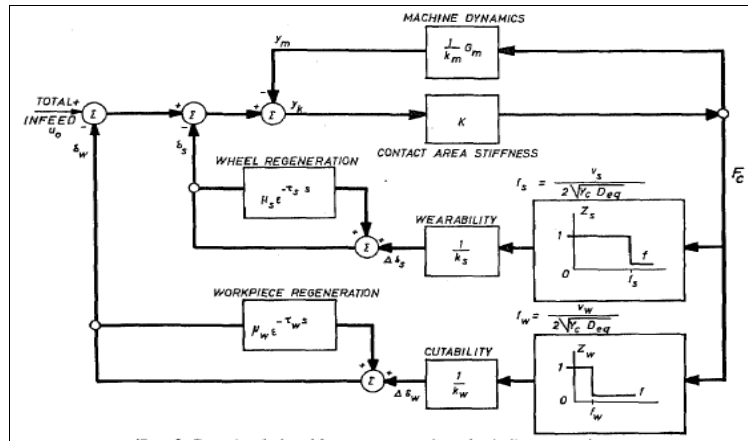


Figura 2.1: Diagrama de bloques de Snoeys et ál. para el rectificado cilíndrico teniendo en cuenta el filtrado geométrico [Sno69].

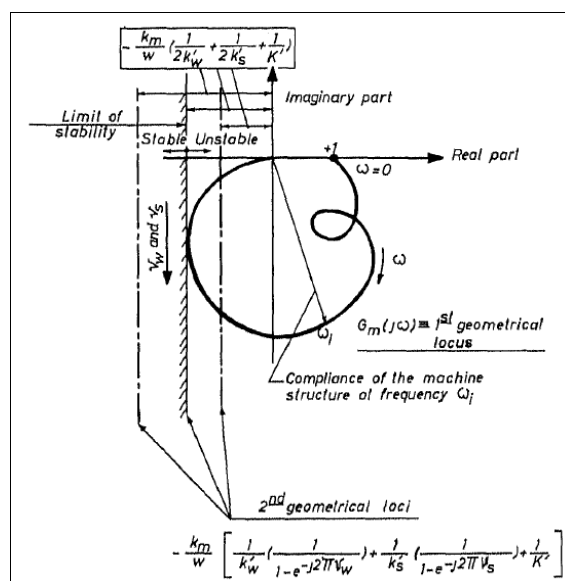


Figura 2.2: Análisis de estabilidad basado en el análisis del lugar geométrico de las raíces [Sno69].

Un trabajo similar al de Snoeys et ál. es el de Bartalucci et ál. [Bar70A], que establecen un sistema de lazo cerrado con dos ramas de realimentación; una modeliza el comportamiento de la estructura de la máquina y la otra el efecto regenerativo de la muela. Plantean un sistema de ecuaciones diferenciales no lineales, donde dichas no linealidades son debidas al desgaste de la muela y a la relación existente entre la fuerza de corte y el área de contacto pieza-muela.

Posteriormente, Bartalucci et ál. [Bar70B] modelizaron el efecto regenerativo de la muela utilizando un diagrama de Nyquist para determinar el límite de estabilidad. Concluyeron que el proceso de rectificado es siempre inestable frente a este tipo de inestabilidad y que la amplitud del *chatter* crece lentamente pero de manera exponencial. Sus resultados experimentales sugieren que la variación de velocidad de la muela causa interferencias en la regeneración de la muela, lo cual disminuye pero no elimina la amplitud del *chatter*. Para la resolución de los citados modelos matemáticos en el dominio de la frecuencia los anteriores autores utilizan el método del lugar de las raíces y comparan los desarrollos realizados con los resultados obtenidos en algunos ensayos en máquina. Con esta contrastación justifican el modelo empleado, presentando conclusiones acerca del límite de estabilidad del proceso y de la velocidad de crecimiento del *chatter*.

Basándose en el estudio de la ecuación característica en el dominio de la frecuencia y sus raíces, Inasaki et ál. [Ina77A, Ina77B, Ina77C] investigan el límite de estabilidad así como el incremento de la amplitud del *chatter*, tanto el producido por regeneración en la pieza como el producido por regeneración en la muela. Extienden el análisis al rectificado cilíndrico, al de interiores y al plano, intentando seleccionar las mejores condiciones de rectificado sin aparición de *chatter*.

Dentro de la utilización de la ecuación característica y de la distribución de sus raíces en el plano complejo, Srinivasan et ál. [Sri78] presenta el concepto de espectro de regeneración. A través del mismo establece una simplificación en el análisis de la estabilidad del proceso de rectificado, considerado como sistema lineal con retardo de tiempo. El espectro de regeneración profundiza en el conocimiento sobre el crecimiento del *chatter*, y establece el reto de la formulación del diseño de un controlador de la aparición de *chatter*, de manera que el mismo consista en un control adaptativo a las variaciones en los parámetros del proceso. Posteriormente, Srinivasan et ál. [Sri81], basándose en los estudios anteriores de Snoeys et ál. [Sno69] e Inasaki et ál. [Ina77A, Ina77B, Ina77C], aplican la técnica del espectro de regeneración al estudio del *chatter* debido a regeneración en la pieza.

Thompson et ál. en 1970 [Tho70] desarrollan un primer modelo matemático de *chatter* en rectificado plano, y en 1972 [Tho72] en rectificado cilíndrico. En 1974 [Tho74] realizan un estudio novedoso del análisis de la estabilidad. Se apartan de los estudios anteriores que se basaban en la transformada de Laplace y toman como punto de partida el régimen permanente de la respuesta de la rectificadora, expresando el amortiguamiento necesario para mantener la cuasi-estabilidad en función de las características dinámicas de la máquina y del proceso, en el que tienen en cuenta los desgastes y velocidades de muela y pieza. También establecen una relación de la estabilidad condicional con las proporciones de precesión de los lóbulos tanto de muela como de pieza (la frecuencia del *chatter* se compone de una parte entera correspondiente a un número entero de lóbulos que aparecen en la pieza o en la muela y a una

parte decimal que se denomina precesión de los lóbulos de pieza o muela) (Figura 2.3). Su estudio es válido tanto para rectificado cilíndrico como plano.

En 1976 Thompson [Tho76] profundiza más en sus estudios, expresando las ecuaciones para estabilidad condicional con las velocidades de muela y pieza como parámetros explícitos. Una vez estudiada la estabilidad del sistema, extiende sus trabajos al estudio del crecimiento del *chatter*, estableciendo una teoría en la cual le supone carácter exponencial [Tho84A]. En [Tho84B] realiza un análisis matemático de la teoría establecida anteriormente, en donde predice el crecimiento del *chatter* en pieza y muela, comparando además el desgaste de una muela de borazón con otra de alúmina y estableciendo las condiciones óptimas de trabajo. De esa manera justifica sus anteriores trabajos. Finalmente, estudia la influencia de la rigidez de contacto, considerando el efecto de filtrado de lóbulos en la pieza [Tho92], que limita el crecimiento del *chatter*. En 2004 [Tho04] Thompson culmina su trabajo con el desarrollo de una patente de un control adaptativo para disminuir el *chatter*. Este consiste en la determinación de un coeficiente de estabilidad del proceso que se estima controlando la evolución de los errores de redondez de muela rectificadora y pieza con unos acelerómetros que miden la frecuencia de vibración. Posteriormente se establecen (utilizando la solución del modelo desarrollado por él mismo) las velocidades óptimas de giro de muela rectificadora y pieza.

Hashimoto entre 1984 y 1985 [Hash84, Hash85] lleva a cabo un estudio sobre el fenómeno de crecimiento del *chatter* en rectificado. Establece como factor principal en rectificado cilíndrico el crecimiento de *chatter* en muela. Basándose en el modelo desarrollado presenta un factor de crecimiento e índice de estabilización que, en cuanto a las características dinámicas del sistema, depende de la rigidez de corte, de la rigidez de contacto y de la rigidez de desgaste de muela.

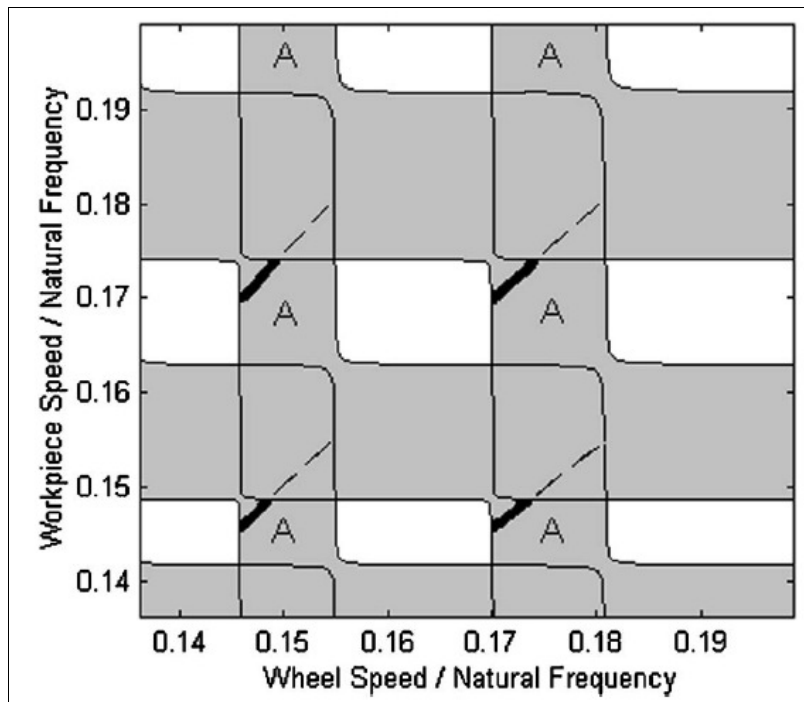


Figura 2.3: Diagrama de doble estabilidad muela rectificadora-pieza de Thompson [Li06A].

Matsubara et ál. [Mat86], por su parte, presentaron un trabajo sobre el *chatter* en el rectificado cilíndrico en penetración. Estudian el límite de estabilidad teniendo en cuenta las siguientes variables: rigidez y amortiguamiento estructurales, frecuencia natural de vibración de la máquina (un solo grado de libertad), rigidez de contacto pieza muela, velocidad de penetración, energía de rectificado, anchura de rectificado y diámetros de muela y pieza, representando gráficas de cada una de ellas y su influencia en la estabilidad del proceso. En 1987 [Mat87] verificaron experimentalmente el modelo de regeneración que incluye el factor de ratio de crecimiento del *chatter*, concluyendo que la estabilidad aumenta con estructuras de elevado amortiguamiento y rigidez, elevados ratios de avance y de diamantado, elevada frecuencia de vibración, muelas blandas, y piezas de gran diámetro.

Weck y Alldieck en 1989 [Wec89] desarrollan un método que posteriormente detallan y promulgan Folkerts en 1993 [Fol93] y Alldieck en 1994 [All94] con el que se puede determinar si un proceso de rectificado cilíndrico en *plongée* o vaivén es estable o inestable y diferenciar al mismo tiempo si el efecto es de regeneración de *chatter* en muela o en pieza. Es un método deducido a partir del criterio de Nyquist de lugar de las raíces que se basa en la representación del ángulo de fase de la función de transferencia y las curvas de ángulo de fase limitantes (de rigidez de corte frente a rigidez dinámica), tal como se muestran y representan en la *Figura 2.4*. Aunque el método se muestra como útil y sencillo para determinar la existencia y el tipo de inestabilidad, la caracterización de la regeneración geométrica (de rectificado sin centros) y los fenómenos de contacto no se pueden implementar en este método como lo expone Hannig en 2006 [Han06]. Este método también es referenciado posteriormente por Inasaki [Ina02] y Altintas [Alt04].

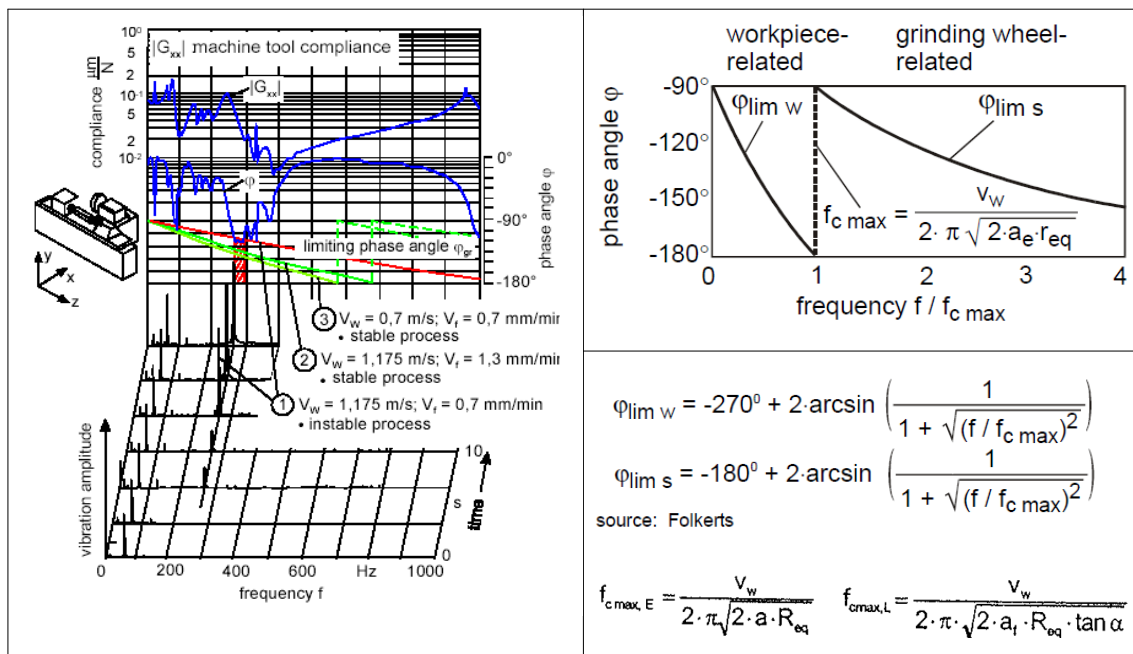


Figura 2.4: Representación del ángulo de fase de la función de transferencia y las curvas de ángulo de fase limitantes (plongée y vaivén) para determinación de la estabilidad frente a chatter en pieza o en muela empleadas por Folkerts y Hannig [Fol93, Han06, Alt04].

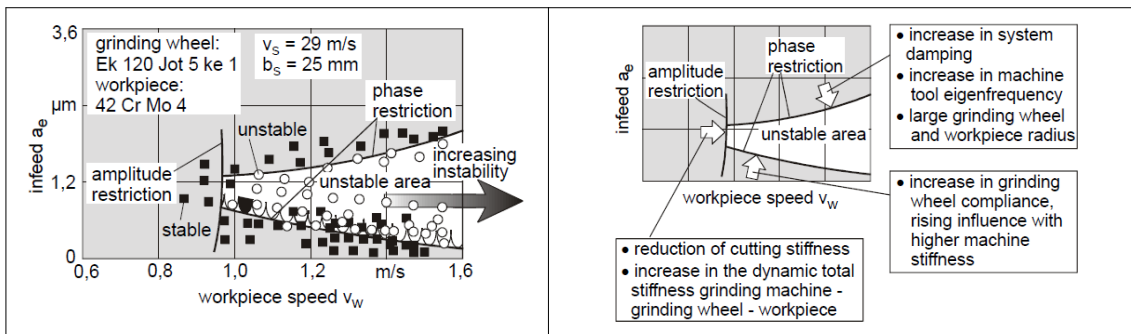


Figura 2.5: Límites de estabilidad experimentales frente a chatter basados en las curvas de ángulo de fase limitantes y medidas para aumentar la estabilidad [Fol93, Ina02].

Folkerts [Fol93] establece que las condiciones inestables pueden caracterizarse mediante tres curvas límite según la figura (Figura 2.5). La primera de ellas es la que relaciona la rigidez de corte y la rigidez dinámica de la máquina, por debajo de la cual existirá una velocidad de giro de pieza mínima donde el proceso será estable debido a la baja rigidez de corte de estas condiciones. Por encima de esta velocidad, el proceso es cada vez más inestable, pero argumenta que podremos encontrar un límite de estabilidad superior e inferior en función del avance debido a su influencia en la curva de ángulo de fase limitante. El límite inferior se relaciona más bien con la flexibilidad de la muela (lo que podría ser explicable si en la expresión de la curva limitante también tuviese en cuenta este factor y se argumentase la disminución de la rigidez de contacto debido a una menor carga) y argumenta que se consiguen mayores rangos de estabilidad con muelas más flexibles. El límite superior sí depende básicamente de la fase entre la flexibilidad dinámica y la rigidez de corte.

Han de tenerse en cuenta los estudios llevados a cabo en torno al análisis de la influencia del refrigerante y su viscosidad en la estabilidad dinámica de los procesos. En 1981, Khudobin [Khu81] presenta un estudio experimental sobre el efecto amortiguador del refrigerante en la atenuación de las vibraciones y su influencia positiva en la calidad de pieza. Posteriormente Maksoud [Maks89, Maks02] realiza un análisis teórico (en el dominio de la frecuencia, rectificado plano) y experimental sobre el efecto beneficioso en la estabilidad dinámica del proceso de rectificado de un aumento de la presión hidrodinámica en el área de contacto ejercida por el fluido (Figura 2.6).

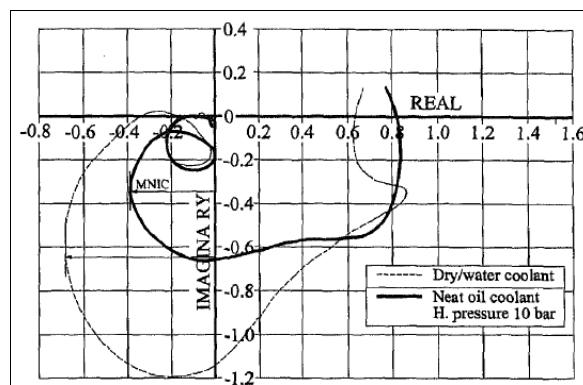


Figura 2.6: Influencia del refrigerante en la respuesta dinámica del sistema [Maks89, Maks02].

2.2.1.2 Modelos en el dominio del tiempo

En 1976 Inasaki [Ina76] es el primero en desarrollar un modelo dinámico temporal en que además se implementan y comparan experimentalmente varias estrategias de velocidad variable de pieza.

El siguiente modelo en el dominio del tiempo estudiado es el presentado por Baylis y Stone [Bay83]. A través del mismo justifican que el empleo de muelas flexibles supone una mejora en el límite de estabilidad del proceso. Se basan en el estudio de Sexton y Stone [Sex82], sobre muelas flexibles y muelas con cuerpo central flexible.

Ponen especial interés en la modelización de la rigidez de contacto pieza-muela, de manera que la suponen formada por dos componentes, la primera independiente de la anchura del área de contacto y el segundo término dependiente de esa anchura. Otros factores que tienen en cuenta son las velocidades de muela y pieza, la fuerza entre pieza y muela y la respuesta estructural excluyendo la flexibilidad de la muela en ella. Las hipótesis que realizan son que la estructura (máquina) tiene un modo principal de vibración, que el área de contacto es una línea, que la fuerza está en relación directa con el material eliminado y que no existe atenuación de los lóbulos que aparezcan en la pieza. Ello supone que el modelo resulte ser lineal. La solución numérica del sistema de ecuaciones se realiza paso a paso, suponiendo unas condiciones iniciales en la velocidad de la muela, debido a que la superficie inicial de la muela no es perfectamente circular. El método numérico empleado consiste en conocer el valor de la magnitud en el instante t y estimar el valor para el instante $t+\Delta t$, realizando una extrapolación lineal, e ir ajustándolo mediante un proceso iterativo hasta conseguir el valor deseado.

La simulación pretende distinguir tres fases en las que aparecen las vibraciones:

1. Un periodo anterior a la regeneración en pieza o muela.
2. Un periodo en el que debido a que la velocidad de la muela es mayor que la de la pieza, se produce regeneración en la muela.
3. Una fase final en la que se produce regeneración en la pieza.

Para conseguir distinguir las realizan diferentes simulaciones cambiando el parámetro de superposición, de manera que se logre identificar cada una de las fases. Consiguen establecer que las ondulaciones que aparecen en las muelas siguen una ley de crecimiento o decrecimiento exponencial, tal como se había comentado anteriormente.

En un posterior estudio [Bay89], se analiza en detalle la influencia de la flexibilidad de las muelas y se consigue caracterizar el proceso obteniendo resultados más precisos en cuanto a frecuencia de vibración.

Un modelo más completo sobre rectificado cilíndrico es el propuesto por El-Wardani [ElW87], en el que consideran la máquina como un sistema de varios grados de libertad. Su estudio se centra sobre todo en las fuentes principales de inestabilidades, como la regeneración en la muela o en la pieza, la mayoría de las cuales aparecen en la ecuación de movimiento del sistema; también estudian el comportamiento de esas inestabilidades en el tiempo, así como el crecimiento del *chatter*. En el modelo matemático, de carácter no lineal, distinguen tres

componentes para la fuerza de rectificado: uno el correspondiente al proceso de fricción entre cada grano abrasivo de la muela y la pieza, otro el debido al proceso en que se producen deformaciones plásticas en la pieza, pero sin llegar a la rotura de viruta, y el tercero el correspondiente al proceso de corte. Para dar validez al modelo realizan pruebas experimentales en las cuales provocan *chatter* en una rectificadora cilíndrica, obteniendo resultados tanto cualitativos como cuantitativos. Presentan los parámetros medidos en diagramas tridimensionales, de manera que se pueda observar su variación en el tiempo y frente a la anchura de rectificado.

El modelo propuesto por Liao y Xiang [Lia91] para el rectificado cilíndrico de exteriores en *plongée*, consiste en una adaptación del modelo de Snoeys y Brown [Sno69] al dominio del tiempo. Con este modelo se consigue estudiar el *chatter*, tanto el de muela como el de pieza, mediante simulaciones en el tiempo, lo cual permite observar todos los mecanismos involucrados en la aparición de este tipo de vibraciones, dado que estas evolucionan a lo largo del tiempo.

Biera en 1997 [Bie97A, Bie97B, Bie97C, Vin97] desarrolla un modelo en el dominio del tiempo donde la estrategia empleada consiste en separar cada uno de los efectos que intervienen, modelizándolos por separado, de manera que se pueda individualizar la influencia de cada uno de ellos en los resultados finales. El modelo de esta Tesis Doctoral considera el efecto de una rectificadora con varios modos de vibración y el efecto de la interferencia entre vueltas sucesivas de la pieza entre otros (Figura 2.7), lo que supone un importante avance sobre trabajos anteriores.

Li y Shin en 2006 [Li06A] presentan un modelo de simulación temporal en rectificado cilíndrico donde analizan de forma simultánea el *chatter* regenerativo en pieza y muela. El modelo contempla la distribución no lineal de la fuerza en la longitud de contacto, la interferencia geométrica entre muela y pieza o la dinámica de la estructura a través de varios grados de libertad. El modelo es capaz de analizar efectos no lineales como la interferencia, pérdida de contacto, matado de chispa, desgaste de muela o el acoplamiento de modos de cabezales. Presentan mapas de estabilidad similares a los desarrollados por Thompson, pero en los cuales las áreas inestables relativas a la regeneración de muela no aparecen. Sobre estos mapas muestran el efecto estabilizador que puede producir la utilización de elevadas relaciones de velocidad muela/pieza (Figura 2.8).

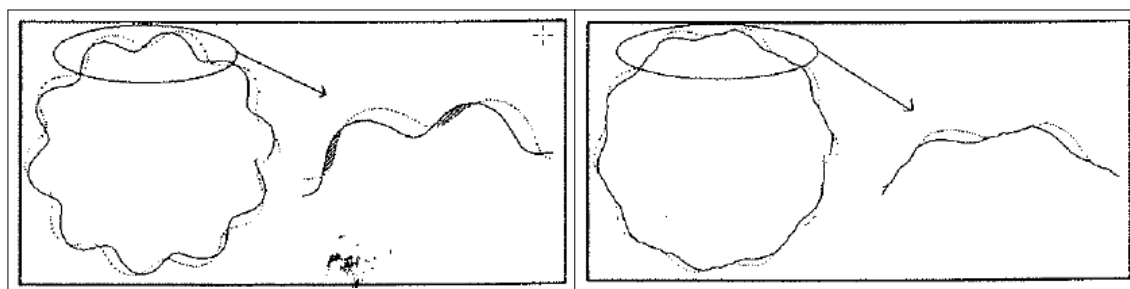


Figura 2.7: Simulación del perfil de la pieza sin tener en cuenta la interferencia (izda.) y teniéndola en cuenta (dcha.) [Vin97].

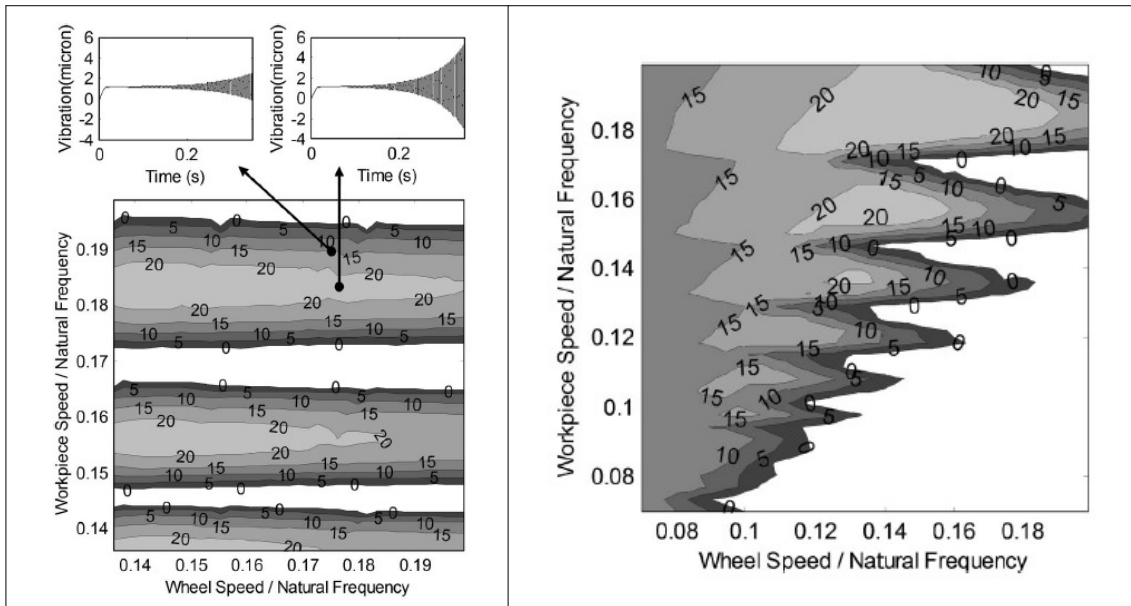


Figura 2.8: Diagrama de doble estabilidad muela rectificadora pieza sin tener en cuenta el efecto de la relación de velocidades en la rigidez de corte (izda.) y teniéndola en cuenta (dcha.) [Li06A].

Estos autores también presentan otro artículo sobre *chatter* regenerativo en muela en rectificado plano [Li06B], cuya principal novedad consiste en caracterizar de forma más precisa la rigidez de corte relativa a la muela, diferenciando la misma en función del estado de desgaste de cada región (ondulación) de la muela.

En cuanto a la simulación del rectificado cilíndrico en vaivén destacan los trabajos llevados a cabo por Schiefer en 1980 [Sch80], Alldieck en 1994 [All94], Hennes en 1999 [Hen99] y Weck en 2001 [Wec01], en los cuales el proceso se describe mediante el acoplamiento en lazo cerrado de varios *plongées*, simulando varias etapas o secciones de la muela con diferente desgaste (cónico) [Ver76], según la Figura 2.9. Weck en 2001 [Wec01] representa la simulación temporal correspondiente a través del diagrama de bloques (Figura 2.10).

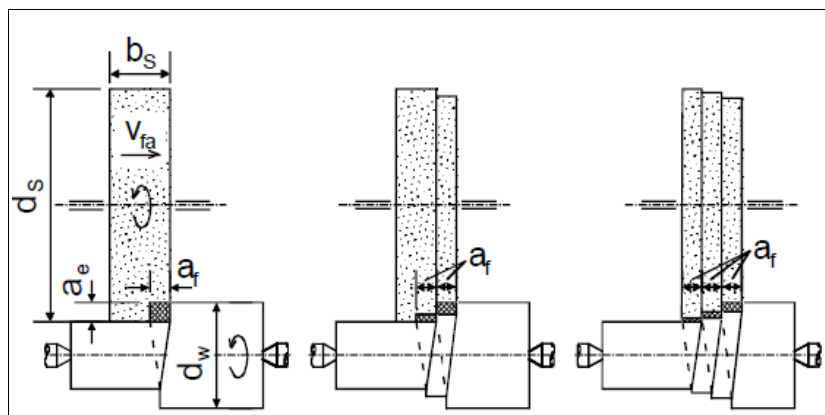


Figura 2.9: Simulación de proceso de rectificado cilíndrico en vaivén. Desgaste por etapas [Ver76, Alt04].

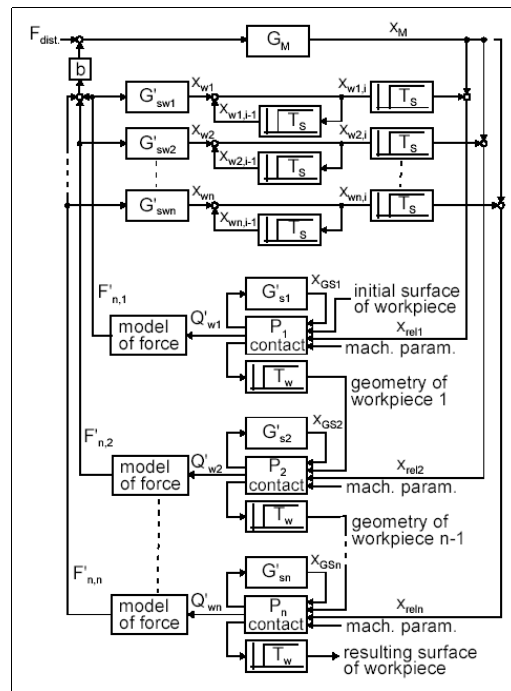


Figura 2.10: Diagrama de bloques de Weck para modelo temporal de rectificado cilíndrico en vaivén [Wec01, Alt04].

Independientemente del carácter frecuencial o temporal del análisis de las inestabilidades dinámicas en rectificado, se ha de destacar el compendio sobre el origen, comportamiento y formas de supresión en la revisión llevada a cabo por Inasaki y Karpuschewski en el año 2002 [Ina02] (Figura 2.11). En el mismo se presenta un amplio compendio y referencias en cuanto a las técnicas de supresión de *chatter* en rectificado.

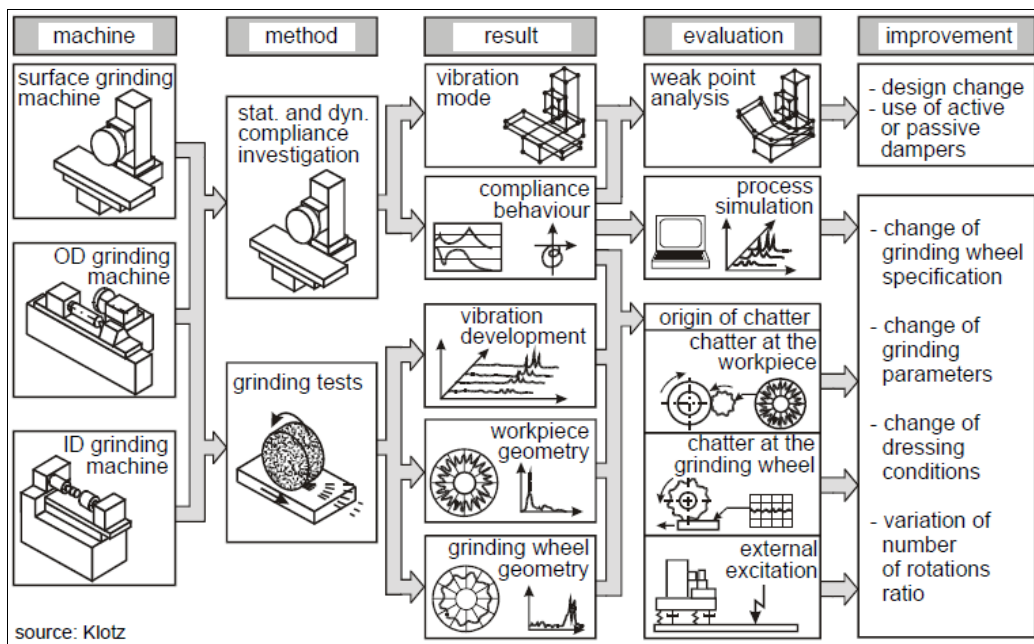


Figura 2.11: Procedimiento para evaluar y mejorar el comportamiento estático y dinámico de las rectificadoras [Klot86, Ina02].

En este artículo (tomando como referencia a Folkerts) se remarcan como factores o variables principales en la estabilidad dinámica del proceso la velocidad de giro de la pieza y sobre todo el ancho de muela utilizado. Sin embargo, llama la atención la adopción del parámetro de rigidez dinámica relativa (rigidez dinámica de máquina por potencia instalada) como parámetro para comparar el comportamiento de diferentes tipos de rectificadoras, cuando la potencia instalada o del proceso nada tiene que ver con la estabilidad dinámica del mismo. Esta adopción puede causar confusión si no se argumenta que se realiza en suposición de una proporcionalidad entre potencia instalada y ancho de muela utilizado, lo cual puede ser factible en el caso de comparar procesos o aplicaciones en los que se utilice una tecnología de abrasivo y tasa de arranque similar.

2.2.2 Modelos dinámicos en rectificado sin centros

El desarrollo de modelos de simulación dinámicos en el rectificado sin centros comienza en 1964, después de los primeros estudios en los que se utilizaron aproximaciones exclusivamente geométricas, con el fin de evitar condiciones inestables frente a *chatter*. Gurney [Gur64] consideró el problema de inestabilidad dinámica y desarrolló gráficos de límites de estabilidad para trabajo en *plongée* que sirvieron como una primera aproximación. Analizó la influencia de la configuración geométrica en el comportamiento dinámico mediante un modelo en el dominio de la frecuencia. La caracterización dinámica de la máquina fue realizada a través de un único modo principal de vibración de apertura de cabezales sin tener en cuenta la regla. Analizó también el efecto transitorio de matado de chispa asegurando que es inevitable un cierto error de redondez final si se quieren evitar problemas de *chatter*, ya que si la flexibilidad de la máquina afecta positivamente a un aspecto lo hace negativamente respecto al otro.

Furukawa, Miyashita y Shiozaki presentan algunos trabajos entre 1965 y 1977 [Fur70, Fur71, Fur72, Miy72, Fur73A, Fur73B], entre los cuales en 1970-71 se realiza un estudio muy completo del mecanismo de redondeo en rectificado sin centros, diferenciando el proceso de rectificado en condiciones estables (cuando el mecanismo de redondeo es debido a causas externas o forzado: debido a deformaciones estáticas elásticas de la máquina, a fuerzas periódicas o fuerzas no periódicas) e inestables (cuando el mecanismo de redondeo es regenerativo: geométrico, por enclavamiento de la muela en la pieza, por *chatter* en pieza, en el que estudia el criterio de estabilidad, generación y crecimiento de la vibración, y finalmente por *chatter* en muela). Es interesante cómo se explica aquí el efecto de generación y crecimiento del *chatter* partiendo de una situación geoméricamente estable. El problema y diagrama de bloques se representan en el dominio de Laplace, y después se resuelven mediante la transformada de Fourier utilizando un método de representación gráfica de la función de transferencia, con el cual no se asegura la obtención de todas las raíces.

Fukuda en [Fuk76B] presenta un estudio en el que considera importante el fenómeno de pérdida de contacto entre muela y pieza en rectificado, y el de la no linealidad de la rigidez de contacto en el proceso de generación de *chatter*, indicando que estas pero principalmente la primera, son las dos razones por las que la frecuencia disminuye una vez el fenómeno se produce.

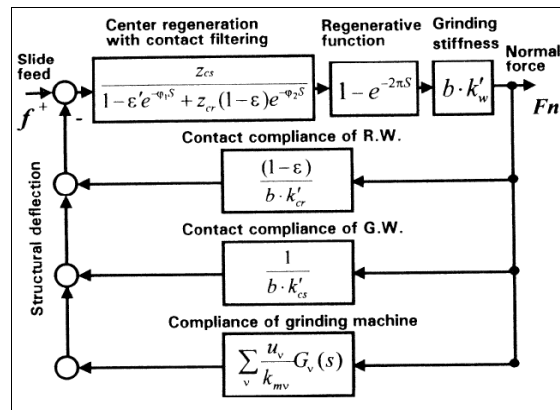


Figura 2.12: Diagrama de bloques de Miyashita y Hashimoto incluyendo el efecto de filtrado [Miy82].

En 1982, Miyashita, Hashimoto y Kanai [Miy82] analizan la ecuación característica del proceso de rectificado sin centros sobre un nuevo modelo dinámico, en cuyo diagrama de bloques incluyen el efecto de filtrado por interferencia geométrica, la rigidez de contacto pieza-muelas y los efectos regenerativos en pieza (Figura 2.12). Justifican la importancia de considerar el efecto de las rigideces y longitudes de contacto en el proceso real, aunque finalmente en la resolución del modelo se desprecia el efecto de las últimas. Se presentan valores experimentales de dichos parámetros (Figura 2.13) y, aunque se observa que las rigideces de contacto son bastante inferiores a las rigideces de máquina, se concluye que no son factores despreciables.

Estos autores resuelven el problema en el dominio de Laplace mediante el método de representación gráfica del lugar de las raíces. Obtienen una serie de mapas de estabilidad en los cuáles se indica el índice de inestabilidad o velocidad de crecimiento del error, σ , para determinadas combinaciones de configuración geométrica y velocidad de giro de pieza (Figura 2.14).

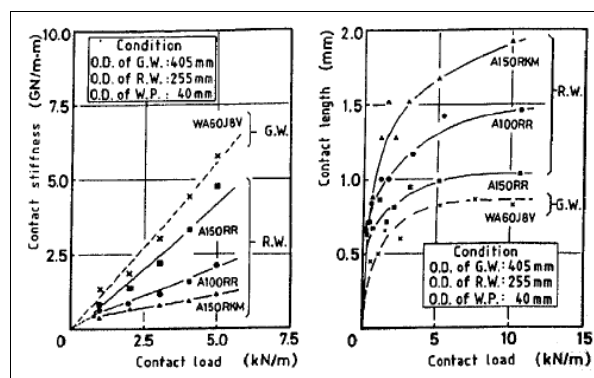


Figura 2.13: Rigideces y longitudes de contacto en muelas rectificadoras (G.W.) y reguladoras (R.W.) medidas experimentalmente [Miy82].

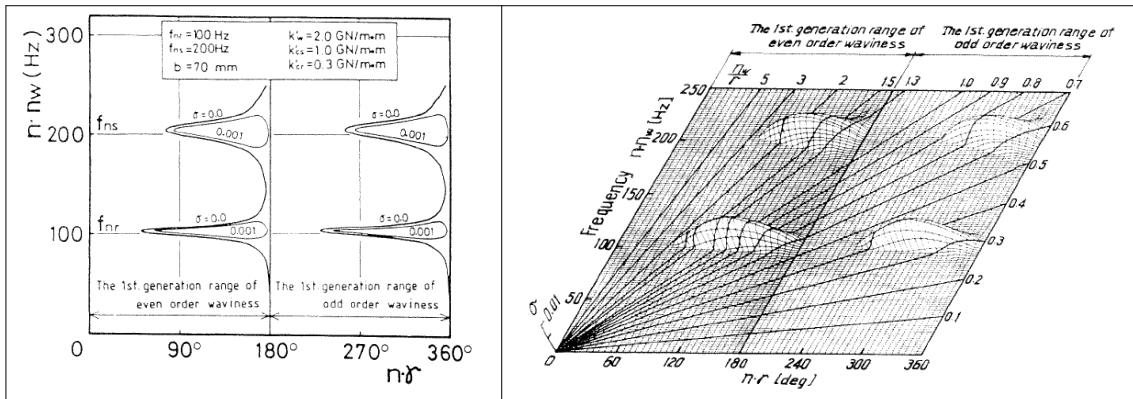


Figura 2.14: Mapas de estabilidad bi y tridimensionales presentados por Miyashita y Hashimoto. (en el eje Z – grado de inestabilidad) [Miy82].

El modelo que utilizan los autores abarca en sí tanto las características geométricas como dinámicas del proceso trabajando en *plongée*. A la hora de resolver la ecuación característica en el dominio de la frecuencia se realizan varias simplificaciones, sobre todo en cuanto al aspecto geométrico, que hacen que la solución no sea del todo la exacta. No queda claro como se caracteriza dinámicamente la máquina, factor fundamental a la hora de simular el proceso, y tampoco se menciona la forma de obtención o cálculo del resto de los parámetros de rigidez.

En 1990 Bueno et ál. [Bue90] analizaron las variables que intervienen en la generación de *chatter* en el rectificado sin centros en *plongée*, obteniendo curvas límite de estabilidad, sobre las que estudiaron la influencia en el proceso de parámetros tales como el amortiguamiento y la flexibilidad residual, K_R (flexibilidad aportada al sistema por los modos de vibración no considerados a la hora de modelizar el mismo).

$$G(j\omega) = \frac{1}{K_R} + \frac{1}{K_n} \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + 2j\xi \frac{\omega}{\omega_n}} \quad \text{Ec. 2.1}$$

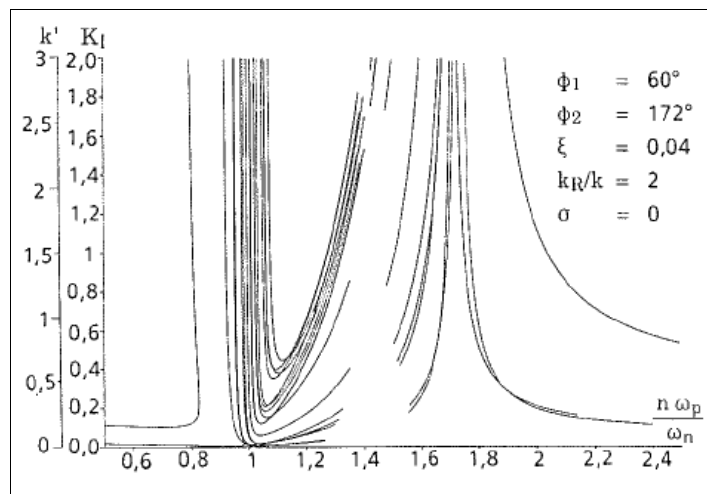


Figura 2.15: Gráfico límites de estabilidad de Bueno [Bue90].

Estos autores presentan un tipo de gráfico de límites de estabilidad donde, para una configuración geométrica determinada, se representan los límites de estabilidad para un rango de número de facetos o armónicos considerado, n , en función de la relación $n^*\omega_w/\omega_n$, y el índice de corte, K_i (relación entre la rigidez de corte del proceso y la rigidez modal del modo principal considerado K_n) (Figura 2.15).

En los gráficos se identifican dos zonas de estabilidad para cada número de facetos solución, pudiendo determinarse de forma aproximada el límite superior e inferior de estabilidad.

- Zona estable a elevadas velocidades de giro de pieza: $n^*\omega_w/\omega_n > 1,8$
- Zona estable a bajas velocidades de giro de pieza: $n^*\omega_w/\omega_n < 0,8$

Estos autores resuelven el problema en el dominio de Laplace, mediante el método de representación gráfica del lugar de las raíces. Obtienen una serie de mapas de estabilidad en los cuales se indica el índice de inestabilidad o velocidad de crecimiento del error, σ , para determinadas combinaciones de configuración geométrica y velocidad de giro de pieza (Figura 2.14).

Estos límites son aproximados, puesto que en realidad dependerían de la flexibilidad residual, K_R , y la rigidez modal del modo principal considerado, K_1 , según la siguiente expresión:

$$\frac{n\omega_w}{\omega_n} = \sqrt{1 + \frac{K_R}{K_1}} \quad \text{Ec. 2.2}$$

A continuación de Bueno, destaca el trabajo realizado por Nieto en 1996 [Nie96] a lo largo de su Tesis Doctoral.

En primer lugar, este autor desarrolla un modelo dinámico lineal representativo del rectificado sin centros en penetración, que permite la consideración de las características geométricas del proceso y dinámicas de la máquina, representada por sus modos principales de vibración, teniéndose en cuenta los movimientos relativos de todos los elementos de la máquina que entran en contacto con la pieza.

La ecuación característica del proceso en el dominio de la frecuencia para trabajo en *plongée* es la siguiente, donde pueden diferenciarse de forma clara el término geométrico y el dinámico:

$$R_w(s) \left[1 - \varepsilon^1 e^{-\varphi_1 \frac{s}{w_p}} + (1 - \varepsilon) e^{-\varphi_2 \frac{s}{w_p}} - K \sum_{r=1}^{\infty} \frac{1}{m_r} \frac{\{C\}^T \{\phi_r\} \{\phi_r\}^T \{P\}}{s^2 + \omega_r^2 + 2\xi_r \omega_r s} \left(e^{-2\pi \frac{s}{w_p}} - 1 \right) \right] = 0 \quad \text{Ec. 2.3}$$

La flexibilidad aportada por las muelas y los modos no considerados se caracteriza por medio de una flexibilidad residual de forma similar a Bueno, afirmando que ésta juega un papel muy importante en la existencia de condiciones de funcionamiento estable.

$$[H(s)] = \left[\sum_{r=1}^N \frac{A_r}{\omega_r^2 + s^2 + 2\xi_r \omega_r s} + F_R \right] \quad \text{Ec. 2.4}$$

Nieto estima su valor como resta de la rigidez equivalente (suma de la rigidez de contacto más la de máquina) y la rigidez asociada al modo o a los modos de vibración considerados a la hora de caracterizar la dinámica de la máquina. En el caso de considerar un único modo de vibración de la máquina:

$$\left(\frac{1}{K_r} = \frac{1}{K_m} + \frac{1}{K_c} - \frac{1}{K_1} \right) \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$\left(\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_m} + \frac{1}{K_c} \right) \quad \text{Ec. 2.6}$$

La rigidez equivalente se estima a través de la siguiente expresión de la constante de tiempo de matado de chispa, de forma similar a la publicada por Ramos para rectificado cilíndrico [Ram01], o a través de la realización de unos ensayos simplificados, donde se comparan los diámetros de pieza finales en condiciones anteriores y posteriores a la realización del matado de chispa y donde ha de medirse también la fuerza normal del proceso.

$$\tau = \frac{\varepsilon' \phi_1 - (1 - \varepsilon) \phi_2 + \frac{LK_{nq}}{K_{eq}} 2\pi}{\omega_w [1 - \varepsilon' + (1 - \varepsilon)]} \quad \text{Ec. 2.7}$$

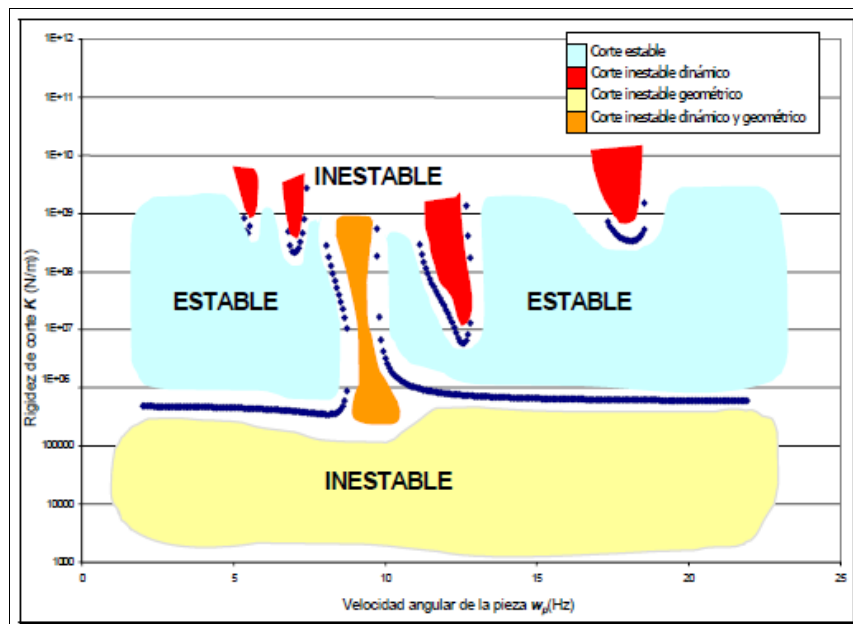


Figura 2.16: Tipo de gráfico límite de estabilidad obtenido por Nieto [Nie96].

Nieto utiliza un método numérico para la determinación de las raíces límite de estabilidad, donde la precisión de la raíz depende del error admisible que sea fijado por el usuario. De manera similar a Bueno, los resultados obtenidos los representa en forma de mapas de rigidez límites de estabilidad en función de la rigidez de corte del proceso y la velocidad de giro de pieza (Figura 2.16). En los mismos pueden diferenciarse las zonas estables e inestables de trabajo, tanto frente a las inestabilidades de origen geométrico como a las de origen dinámico. En segundo lugar desarrolló un modelo dinámico no lineal en el dominio del tiempo con el objetivo de superar las limitaciones que conllevan los modelos lineales respecto a la imposibilidad de establecer previsiones cuantitativas de los resultados del proceso, trabajado también en [Gim95].

Nieto estudió la importancia del fenómeno de interferencia entre pasadas sucesivas, el del matado de chispa y el de los defectos iniciales de la pieza [Nie98]. En él concluye que en la mayoría de los casos el fenómeno de interferencia es el responsable de la estabilización de los defectos producidos en la pieza durante el proceso en régimen permanente. También concluye que el matado de chispa produce una disminución de los errores de redondez que tiene la pieza cuando termina el proceso de rectificado en régimen permanente y que los defectos iniciales de las piezas tienen mucha influencia en los defectos finales. Para la resolución de la ecuación diferencial modal que obtiene utiliza un método explícito de integración paso a paso.

En la Tesis de Nieto se encuentra el primer modelo de simulación dinámica para trabajo en pasante. Es un modelo lineal tridimensional en el dominio de la frecuencia y permite analizar el comportamiento dinámico en esta forma de trabajo. Este modelo se basa en la formulación utilizada en el modelo plano, al que le añade la variación geométrica producida en el proceso debido al avance de las piezas a lo largo del espacio entre muelas. El defecto producido en la pieza es función del ángulo de giro de la pieza y de la posición que ocupa la misma a lo largo del ancho de muela. Este hecho dificulta la resolución de la ecuación diferencial en diferencias de orden 2 y Nieto opta por la suposición de separación de variables mediante la utilización de polinomios de Legendre, con lo que logra un sistema de polinomios ortogonales que resuelve por el método Galerkin.

Posterior a Nieto, se encuentran Hashimoto y Zhou en el 2000 [Hash00B], donde a partir de los trabajos realizados por ambos hasta esa fecha, se hace un resumen en el que describen el método gráfico de resolución de la ecuación característica utilizado en su día y profundizan en el filtrado de lóbulos debido a la longitud de contacto o contacto no puntual entre muelas y pieza. Presentan una expresión para el filtrado por contacto en función de la longitud de contacto y el diámetro de la pieza. Desprecian el filtrado geométrico que pueda darse en el contacto muela rectificadora pieza frente al que se produce en el contacto muela reguladora pieza debido a una mucho mayor longitud de contacto en esta (Ec 2.8). Demuestran que este factor es uno de los más significativos a la hora de estabilizar el proceso:

$$Z_{cr} = \frac{1}{2} \left[1 + \cos \left(\frac{l_{cr}}{d_w} n \right) \right] \quad \text{Ec. 2.8}$$

donde, l_{cr} es la longitud de contacto en la muela reguladora y d_w el diámetro de la pieza.

El efecto de filtrado es asumido como uno de los factores principales a la hora de determinar de forma fiable la estabilidad geométrica y dinámica, para lo cual se estima clave la determinación de la longitud de contacto real.

En este sentido Li y Shin en 2007 [Li07], presentan un modelo dinámico temporal en *plongée* profundizando en la modelización de la interacción geométrica muela rectificadora pieza y las deformaciones debidas a los contactos entre muela rectificadora-pieza-regla y muela reguladora. La contrastación experimental es escasa.

Algunos autores como Marquínez, tras una revisión detallada del estado del arte sobre la determinación de la longitud de contacto [Marq08], apuestan por la utilización del factor de contacto rugoso propuesto por Qi [Qi97A, Qi97B, Qi97C], como factor a sumar a la longitud de contacto teórica para una mejor caracterización de la misma. En otros trabajos, como el de Madariaga [Mad09], se avanza en la línea de determinación experimental de la longitud de contacto real a través de correlaciones con las mediciones de temperatura en pieza en rectificado plano.

Krajnik et ál. en 2008 [Kra08] presentan un modelo dinámico en *plongée* resuelto en el dominio de la frecuencia, donde se argumenta como principal novedad la caracterización de forma independiente de las rigideces y amortiguamientos proporcionados en cada uno de los contactos de la pieza con muela reguladora rectificadora y regla. Sin embargo, esta caracterización no constituye una novedad frente a la presentada previamente por Nieto en su Tesis Doctoral [Nie96] ni la publicación presentada por Gallego en 2007 en representación del grupo investigador Ideko-MGEP [Gall07].

Finalmente Brecher y Hannig en 2008 [Bre08] presentan un modelo dinámico temporal en *plongée* donde, además de simular el crecimiento de *chatter* en pieza, también lo hace en muela rectificadora (Figura 2.17).

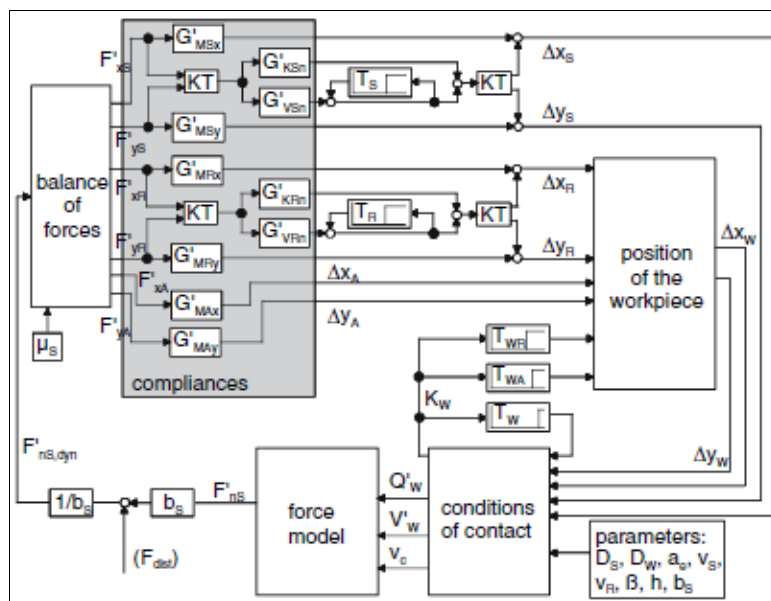


Figura 2.17: Diagrama de bloques de Brecher para modelo temporal de rectificado sin centros en *plongée* [Bre08].

2.3 MODELOS Y ESTRATEGIAS DE VELOCIDAD VARIABLE EN RECTIFICADO

La aplicación de técnicas de distorsión de efectos regenerativos mediante velocidades variables está considerada entre los métodos prácticos para la eliminación del *chatter* regenerativo en diferentes procesos de mecanizado. En fresado y torneado se ha realizado un gran esfuerzo en los últimos años desde el punto de vista experimental y teórico a través de la modelización para analizar la viabilidad de diferentes técnicas de velocidad variable de cabezales (SSV: *spindle speed variation*) y la determinación de las combinaciones óptimas en cuanto a amplitud y frecuencia de la variación [Alt92, Bed07, Ins03, Sas02, Zat08].

En rectificado, las velocidades de giro de muela rectificadora y pieza son dos de las variables más importantes y de mayor influencia en el comportamiento. Esto es debido a que en combinación con la velocidad de avance determinan la geometría y cinemática del proceso de arranque de viruta.

Dicha geometría y cinemática y su influencia sobre las posibles inestabilidades o limitaciones del proceso ha sido analizada por cantidad de autores entre los que podemos encontrar a Hahn en 1969 [Hah69A, Hah69B, Hah69C], Snoeys [Sno69, Sno71] o Rowe 1986 [Row86]. Todos ellos concluyen que la misma afecta a las fuerzas generadas en el proceso de corte, la energía específica de corte, el desgaste de muela o ratio de desgaste G , la rugosidad, el dañado térmico de pieza y las inestabilidades geométricas y dinámicas del proceso.

En esta línea, Tiliguzov [Til82] es uno de los precursores en la utilización de diferentes condiciones de velocidad de giro de pieza en las sucesivas etapas del ciclo de *plongée* y durante el matado de chispa sobre rectificado sin centros. Este autor obtiene mejoras en las redondeces de las piezas superiores al 50%.

No obstante, además de la influencia descrita sobre la geometría y cinemática del proceso, se ha comprobado que la utilización de velocidades variables de muela rectificadora y o pieza pueden servir como estrategia para eliminar el *chatter* tanto en muela como en la pieza.

Los primeros trabajos en este sentido fueron experimentales: en el año 70 Bartalucci, Lisini y Pinotti [Bar70B] los llevaron a cabo con el objetivo de mostrar que la variación de velocidad de la muela rectificadora durante el rectificado ralentiza el crecimiento de *chatter*. Demostraron que con variaciones del orden del 10% de la velocidad, la amplitud del *chatter* disminuía y que en ello también influía el periodo de variación, dureza de la muela y pieza. En la misma línea, en 1973 Cegrell [Ceg73] realizó un estudio experimental en el que se concluye que el MRR (*Material Removal Rate* o cantidad instantánea de material eliminado) puede verse aumentado en un 25-50% utilizando velocidad variable de muela rectificadora. En 1976 Kounusu [Kou76] realiza otro estudio experimental de variación de velocidad de muela rectificadora, concluyendo que se mejora la rugosidad y la vida de la muela.

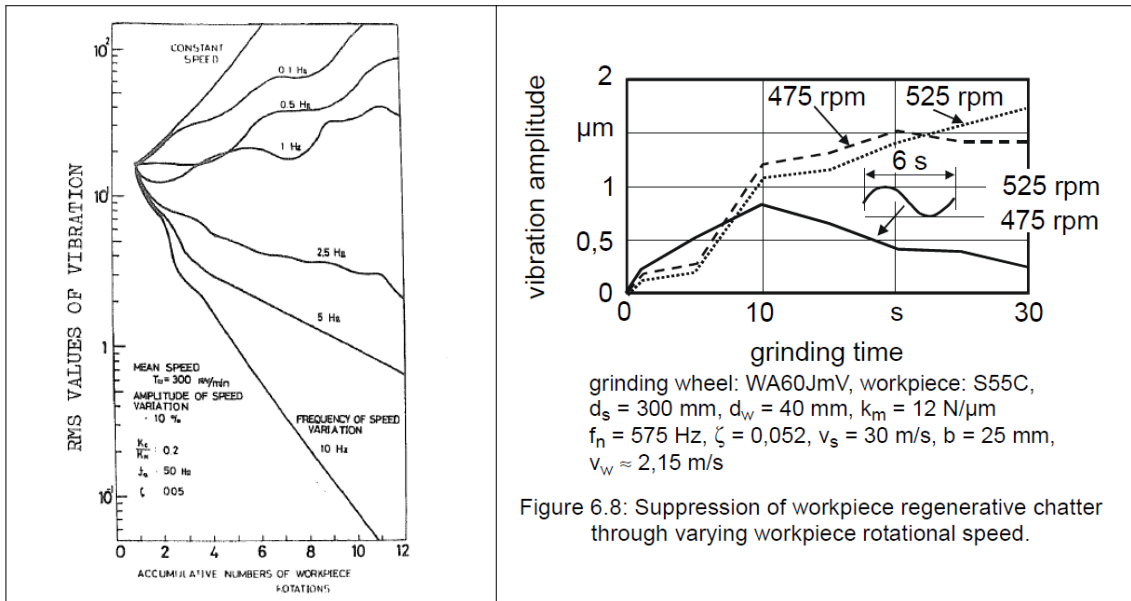


Figura 2.18: Resultados de la disminución de la amplitud de vibración en simulación de velocidad de giro de pieza variable (izda.) y ejemplo experimental de supresión del chatter regenerativo en pieza a través de esta técnica (dcha.) [Ina76, Ina02].

Inasaki en 1976 [Ina76] es el primero en desarrollar un modelo en el dominio del tiempo en el que se implementan y comparan experimentalmente unas estrategias de velocidad variable de pieza (Figura 2.18). Utiliza una variación sinusoidal, consiguiendo unos resultados satisfactorios de eliminación de *chatter* y disminución del error de redondez en función de la amplitud y periodo utilizadas (argumenta mejores resultados a mayor amplitud y mayor frecuencia/menor periodo) (Figura 2.18).

Posteriormente, en la revisión bibliográfica que realiza en el 2002 [Ina02], Inasaki afirma que los métodos de velocidad de giro variable de muela y pieza son efectivos, pero que están restringidas a operaciones de desbaste debido a los efectos negativos que pudiera producir esta técnica en la calidad superficial de las piezas.

Sexton y Stone en 1978 [Sex78] desarrollaron un modelo teórico simple de torneado en el dominio del tiempo, en el que analizaron el efecto de variar la velocidad del cabezal muela sobre la estabilidad de procesos de corte. Hicieron énfasis en que, si bien el mecanizado a velocidad constante tiene una sola frecuencia de *chatter*, en el mecanizado a velocidad variable aparecen armónicos que varían continuamente. Se ratifica el mejor comportamiento de esta técnica cuanto mayor es la amplitud y menor el periodo de variación. Las simulaciones mostraron que la aparición de vibraciones transitorias limitaría el uso de esta técnica a operaciones de desbaste.

Takayanagi et ál. en 1978 [Taka78] realizaron un análisis experimental del método de velocidad de pieza variable en rectificado cilíndrico en *plongée* y mejoraron el error de redondez utilizando también variaciones sinusoidales de la velocidad de giro de pieza.

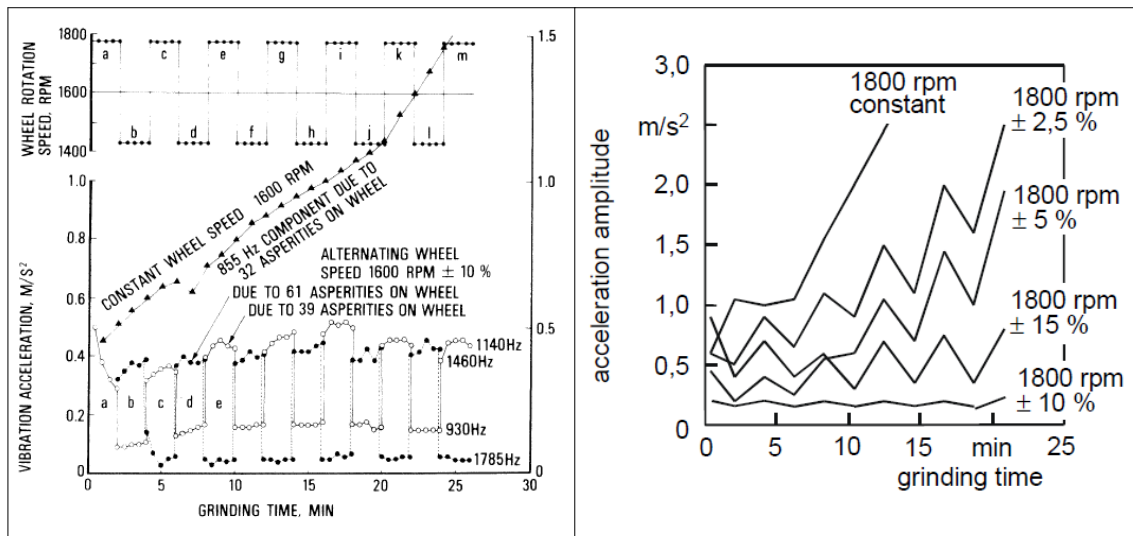


Figura 2.19: Influencia de la aplicación de velocidades alternas de velocidad de giro muela en la regeneración de chatter en muela expresada a través de evolución de la amplitud de vibración media [Hos86].

Hoshi en 1986 [Hos86] lleva a cabo un trabajo teórico-experimental de aplicación de velocidad variable en muela analizando el efecto regenerativo en la misma. Utiliza los modelos de caracterización desarrollados años antes [Hos84] y el método gráfico del lugar de las raíces para argumentar la regeneración de dos formas de error diferentes para sendas condiciones de operación (velocidad de giro de muela) inestables. Experimentalmente utiliza una alternancia de la velocidad de giro de muela cada 2 minutos. Comprueba que en cada condición aparece la vibración asociada a la regeneración de un determinado número de facetas, pero que el crecimiento en el tiempo de esta vibración es muy inferior al crecimiento que se da para una condición fija de velocidad de giro de muela, achacándolo al fenómeno destructivo debido a la alternancia de la velocidad (Figura 2.19). Realiza ensayos con la aplicación alterna cada 2 minutos de diferentes amplitudes de variación con respecto a la velocidad de giro nominal de la muela y, aunque en líneas generales el resultado es mejor para la aplicación de mayores amplitudes, llaman la atención los mejores resultados con un $\pm 10\%$ que con un $\pm 15\%$ de variación (Figura 2.19).

Más adelante Knapp [Kna99] realiza experimentos en rectificado cilíndrico *plongée* con velocidad variable de pieza utilizando estrategias de variación "sinusoidal" de diferentes amplitudes cada diez segundos (periodo fijo). Sus resultados predicen unas mejoras en redondez de hasta un 65% y un 33% en MRR evitando *chatter* en pieza. En los ensayos llevados a cabo no se aprecia una mejora significativa de reducción de la vibración media hasta el empleo de una variación de un $\pm 20\%$ sobre la velocidad de giro de pieza nominal (Figura 2.20). Sin embargo las mejoras en redondez se aprecian ya para un $\pm 10\%$.

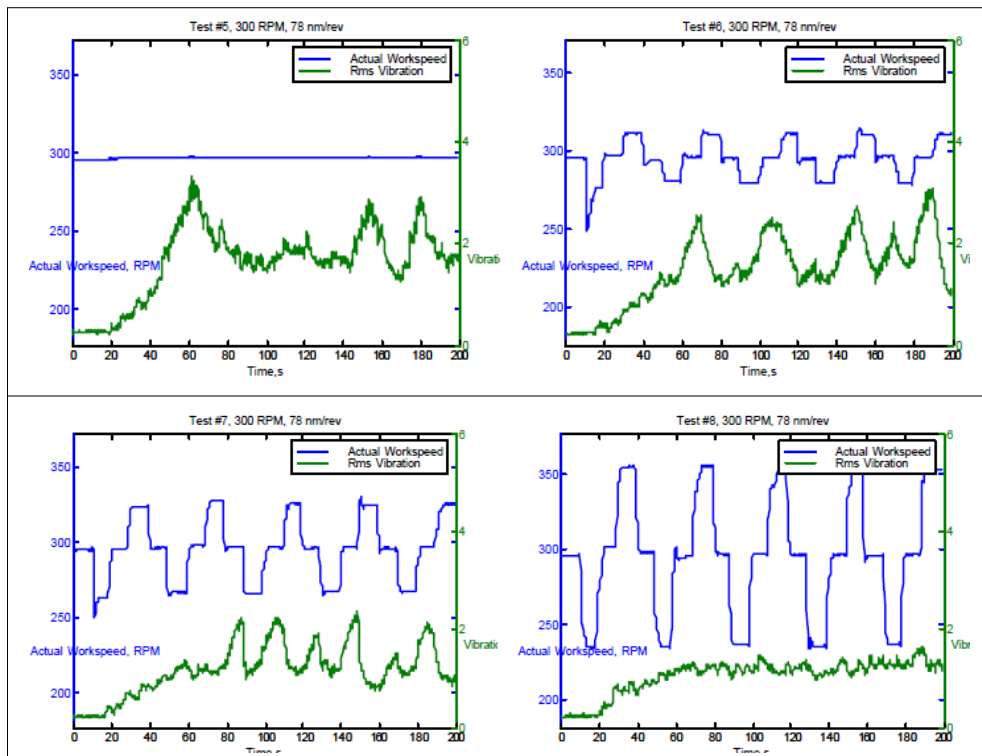


Figura 2.20: Influencia de la aplicación de la velocidad de giro de pieza variable en la reducción de chatter en pieza expresada a través de reducción de la amplitud de vibración media [Kna99].

Mannan [Man99], basándose en el modelo en el dominio de la frecuencia de Entwistle en el que por primera vez se tiene en cuenta el posible efecto de vibraciones de torsión de la pieza o muela rectificadora en el rectificado cilíndrico, desarrolla un modelo en el dominio del tiempo que también permite tener en cuenta no linealidades, como por ejemplo la pérdida de contacto entre muela y pieza. Se supone que las fuerzas tangenciales variables que se generan hacen variar la velocidad tangencial de muela o pieza por el efecto de torsión y esto hace más difícil la regeneración de *chatter* (en este caso solo se estudia el *chatter* en la muela). Para resolver las ecuaciones se utiliza una aproximación de Runge Kutta de cuarto orden.

Drew [Dre99] se basa en el modelo de Entwistle, según el cual es significativo el efecto de la vibración torsional en la generación de *chatter*, y concluye que controlando las características torsionales es posible eliminarlo.

Tradicionalmente estos modelos de fuerza se han intentado verificar en condiciones de corte estables o sin vibraciones. En este caso se intenta hacer lo mismo en condiciones de vibración, para lo que es necesario medir varios parámetros en el tiempo, entre los cuales se encuentra la profundidad de corte instantánea.

De nuevo Mannan [Man00] parte del trabajo anterior de Drew, en el que se miden la potencia en condiciones de velocidad variable de pieza y donde se concluye que ésta es menor que en condiciones de velocidad constante, lo que hace pensar que la aparición de *chatter* será más difícil en este caso. Relaciona este fenómeno con el hecho de que, en los modelos de torsión,

los resultados son mejores debidos a la variación de velocidad que se produce en la pieza (cuando la rigidez a torsión no es elevada), para afirmar que una estrategia de velocidad variable producirá mejores resultados también. Completa el modelo de Drew añadiendo ambos modos de torsión y el de flexión además de la no linealidad de contacto. Hace simulaciones en el dominio del tiempo incluyendo el modo de torsión y su efecto en el *chatter* en la muela y además diferencia el rectificado en concordancia (sin *chatter*) y en oposición (aparece *chatter*).

Posteriormente Drew [Dre01] describe los ensayos realizados para medir la variación de fuerza causada por una velocidad de giro de pieza variable (oscilante) asumiendo un espesor de viruta constante. Se demuestra que la fuerza cambia cuando se utiliza velocidad de giro de pieza variable y que esta técnica puede utilizarse para reducir el *chatter*. En estos ensayos se varía únicamente la amplitud, manteniendo una frecuencia o periodo determinado basándose en diversas consideraciones a tener en cuenta. Se demuestra que la ecuación de fuerzas y potencia de Chiu y Malkin de 1993 [Chiu93] (Ec. 2.9) es adecuada para aplicarla en condiciones dinámicas y de velocidad variable (Ec. 2.10), asumiendo que los términos de *ploughing* y *sliding* son invariantes en el tiempo y una energía específica de arranque constante. La dificultad está en determinar en cada instante el espesor de viruta y, aunque se intenta hacerlo experimentalmente, los resultados no son satisfactorios. Sin embargo obtienen una relación de la diferencia de la potencia en el caso de velocidad variable y constante a través de simulación en el tiempo (modelo que parte del de Entwistle y mejora el de Mannan).

$$F_z = \frac{u_{ch} V_w \delta b}{V_g} \quad \text{Ec. 2.9}$$

$$\frac{dF_z}{dt} = u_{ch} b \left(\frac{V_w}{V_g} \frac{d\delta}{dt} + \frac{\delta}{V_g} \frac{dV_w}{dt} - \frac{\delta V_w}{V_g^2} \frac{dV_g}{dt} \right) \quad \text{Ec. 2.10}$$

Queshi [Que02] también demuestra que la ecuación de potencia de Chiu y Malkin [Chiu93] es adecuada para aplicarla en condiciones de velocidad variable. Utiliza una muela rectificadora desequilibrada para generar una fuerza variable y medir la variación de espesor de viruta. Los resultados de potencia específica son similares a los de Drew.

Finalmente, Hesterman [Hes03] se centra en la influencia del efecto torsional de las fuerzas variables sobre el cabezal pieza y su influencia en la generación de *chatter*. Realiza un estudio experimental en el que se oscila la velocidad de giro de la pieza, variando así también las fuerzas generadas. Este comportamiento le hace pensar en la posible utilización de controles activos de velocidad variable frente a *chatter*, sobre los que se hace un estudio, concluyendo que no son viables.

2.4 LIMITACIONES INHERENTES AL MECANISMO DE ARRANQUE ABRASIVO

Como se ha comentado previamente, la influencia de la geometría y cinemática de corte en rectificado sobre las posibles inestabilidades o limitaciones del proceso ha sido analizada por cantidad de autores, entre los que podemos encontrar a Hahn en 1969 [Hah69A, Hah69B, Hah69C], Snoeys [Sno69, Sno71] o Rowe 1986 [Row86]. Todos ellos concluyen que la misma afecta a las fuerzas generadas en el proceso de corte, la energía específica de corte, el desgaste de muela o ratio de desgaste G , la rugosidad, el dañado térmico de pieza y las inestabilidades geométricas y dinámicas del proceso. Sin embargo, las expresiones propuestas por los anteriores autores para la caracterización de las fuerzas de rectificado en función del espesor de viruta equivalente no eran suficientes para caracterizar los fenómenos que ocurren en el proceso de arranque de viruta. Fue Malkin [Mal71, Mal89] quien, en su esfuerzo por analizar el mecanismo de arranque en rectificado y el mecanismo de desgaste de muela, propuso un modelo de fuerzas a partir del cual se basan los fundamentos de comportamiento en cuanto a las demás limitaciones o inestabilidades del proceso.

En cualquier caso y debido a la gran cantidad de fenómenos y variables que participan en este proceso, la labor de investigación en torno al desarrollo de modelos ha sido muy extensa. Un resumen de los avances en modelización llevados a cabo hasta 1992 podemos encontrarlo en el Keynote del CIRP publicado en esa fecha [Tön92].

Hoy en día, las limitaciones comunes a todo tipo de proceso de rectificado siguen siendo tema de estudio y análisis desde enfoques diferentes, tanto de forma experimental como mediante el desarrollo de modelos teóricos o empíricos de comportamiento del proceso. En el keynote del CIRP publicado en 2006 [Bri06], se realiza un repaso al estado del arte, capacidades, limitaciones y tendencias futuras de los diferentes enfoques de la modelización y simulación actual de procesos de rectificado, los cuales son la base para ilustrar las bases de este proceso y para hacer posible el desarrollo final de herramientas de optimización de procesos.

El conocimiento generado hasta la fecha a través de esta metodología se plasma fundamentalmente en las siguientes referencias: [Mal89, Mal08, Sha96, Mar04, Mar07, Row09] (los dos últimos incorporan un capítulo dedicado al proceso de rectificado sin centros). En ellas, además de dicho conocimiento también podemos encontrar referencias y modelos de topografía y desgaste de muela, espesor de viruta, fuerzas de corte, energía específica, temperaturas, integridad superficial, rugosidad, térmicos, geométricos, dinámicos... Además de ello también analizan y tienen en cuenta la influencia del tipo de proceso, características de máquina pieza y muelas, sistemas y condiciones de refrigeración y tipos de diamantes y condiciones de diamantado empleadas.

2.5 MODELOS Y ESTRATEGIAS PARA LA CONFIGURACIÓN DE CICLOS DE TRABAJO. PUESTA A PUNTO Y OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO. APLICACIONES DE PUESTA A PUNTO

Como se ha comentado en la introducción, la oportunidad de este trabajo de Tesis proviene del hecho de que ningún fabricante de rectificadoras ni rectificadoras sin centros a nivel mundial ha sido capaz de desarrollar hasta la fecha una herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso basada en modelos de simulación y conocimiento, que analice en su conjunto todas las limitaciones y variables que lo gobiernan. Además del propio desarrollo o incorporación de los modelos correspondientes a la herramienta, el objetivo requiere realizar un análisis de la influencia y el acoplamiento de las variables que gobiernan estas inestabilidades, desarrollar algoritmos de optimización de configuración de ciclos y selección de variables óptimas de trabajo (en base a la definición de objetivos y de las restricciones específicas) y el desarrollar la propia herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso.

La oportunidad y necesidad de aplicar los esfuerzos y conocimiento adquirido a través de la modelización y experimentación en herramientas que permitan aumentar la productividad de los procesos ha hecho que, además de la actividad y esfuerzo desarrollado en el ámbito de modelización, se haya realizado gran cantidad del trabajo en torno al desarrollo de algoritmos de optimización y su mejora. En este sentido, en la referencia [Row94] (*Figura 2.21*) podemos encontrar una revisión de la aplicación de la inteligencia artificial y la subclasificación de diferentes técnicas, y en [Li99] algunos otros enfoques y su categorización.

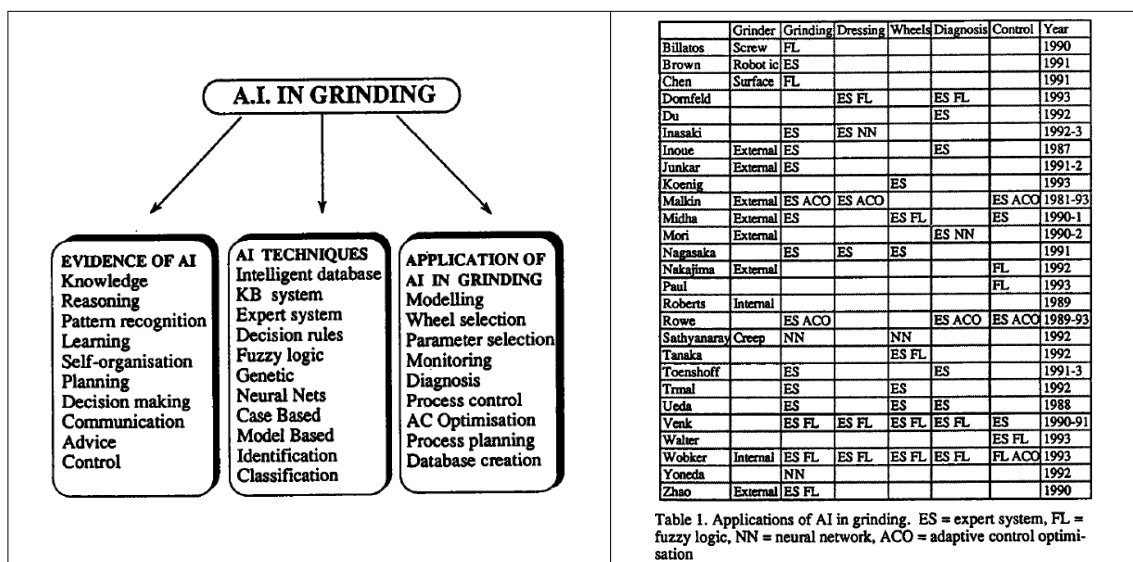


Figura 2.21: Técnicas y aplicación de Inteligencia Artificial en rectificado [Row94].

Asimismo, la mayoría de referencias en torno a desarrollos de optimización y control adaptativo se pueden encontrar en las siguientes tres referencias: [Bri06, Cho07, Mor07]. Aunque existan una gran cantidad de desarrollos, las referencias sobre su implementación en entornos industriales son escasas.

Centrándonos en la actividad en torno al proceso de rectificado sin centros podemos remarcar los trabajos o desarrollos que se describen a continuación:

Furukawa en 1973 [Fur73A, Fur73B], atendiendo a la propiedad de que el *chatter* es eliminado a bajas velocidades de giro de pieza, desarrolla un control hidráulico adaptativo de reducción de la velocidad de giro de la pieza en una rectificadora sin centros una vez se detecta el *chatter*.

En 1982, Miyashita, Hashimoto y Kanai [Miy82] presentan unas pautas o procedimiento para la correcta puesta a punto de la máquina con el fin de evitar las condiciones geométrica y dinámicamente inestables.

Reeka en 1967 [Ree67] demostró la relevancia del número de vueltas de la pieza en la corrección y resultado final del error de redondez en un ciclo de *plongée*.

Frost en 1985 [Fro85] hizo hincapié en la importancia de los fenómenos de pérdida de contacto e interferencia en el error de redondez final, remarcando la necesidad de tener en cuenta las características de rigidez de la máquina y de las condiciones de avance utilizadas. Apunta también la necesidad de tener en cuenta la forma (número de lóbulos iniciales) y magnitud del error de redondez inicial de la pieza para seleccionar una configuración geométrica idónea y de tener en cuenta o definir el número de vueltas que dé la pieza durante el ciclo de rectificado.

Rowe en 1987 [Row87] reveló la importancia de la duración del tiempo de matado de chispa para obtener unos resultados óptimos de redondez, rugosidad y tolerancia dimensional de pieza, así como la influencia de la rigidez de máquina en los mismos. Basándose en sus resultados y el de los autores previos, indica la posibilidad de optimizar los ciclos de rectificado a través de la definición idónea de la proporción de duración de la fase de avance y matado de chispa, así como del número de vueltas que de la pieza.

Además de la influencia del fenómeno de filtrado por interferencia y la influencia del error de redondez inicial de las piezas, Nieto [Nie98] analiza con más detalle la influencia del error de redondez y el sobrematerial antes de comenzar el matado de chispa.

Zhou en 1996 [Zho96B] presenta unas pautas generales para la correcta selección de parámetros desde el punto de vista de estabilidad geométrica y, en 1997 [Zho97], presenta un trabajo sobre la importancia de la duración del tiempo de ciclo en la corrección del error de redondez, tanto para trabajo en *plongée* como para pasante.

Como referencia significativa en el rectificado sin centros, Hashimoto presenta en el 2004 [Hash04] unas pautas y un algoritmo para la óptima puesta a punto del proceso de rectificado sin centros en *plongée* como resultado de sus trabajos en el ámbito de las inestabilidades de arrastre [Hash79, Hash82, Hash98, Hash00A], geométricas y dinámicas [Miy82, Hash86, Hash00B]. Los parámetros de entrada son las características dinámicas de la máquina, los coeficientes de fricción y características de la pieza, rigidez de corte etc.

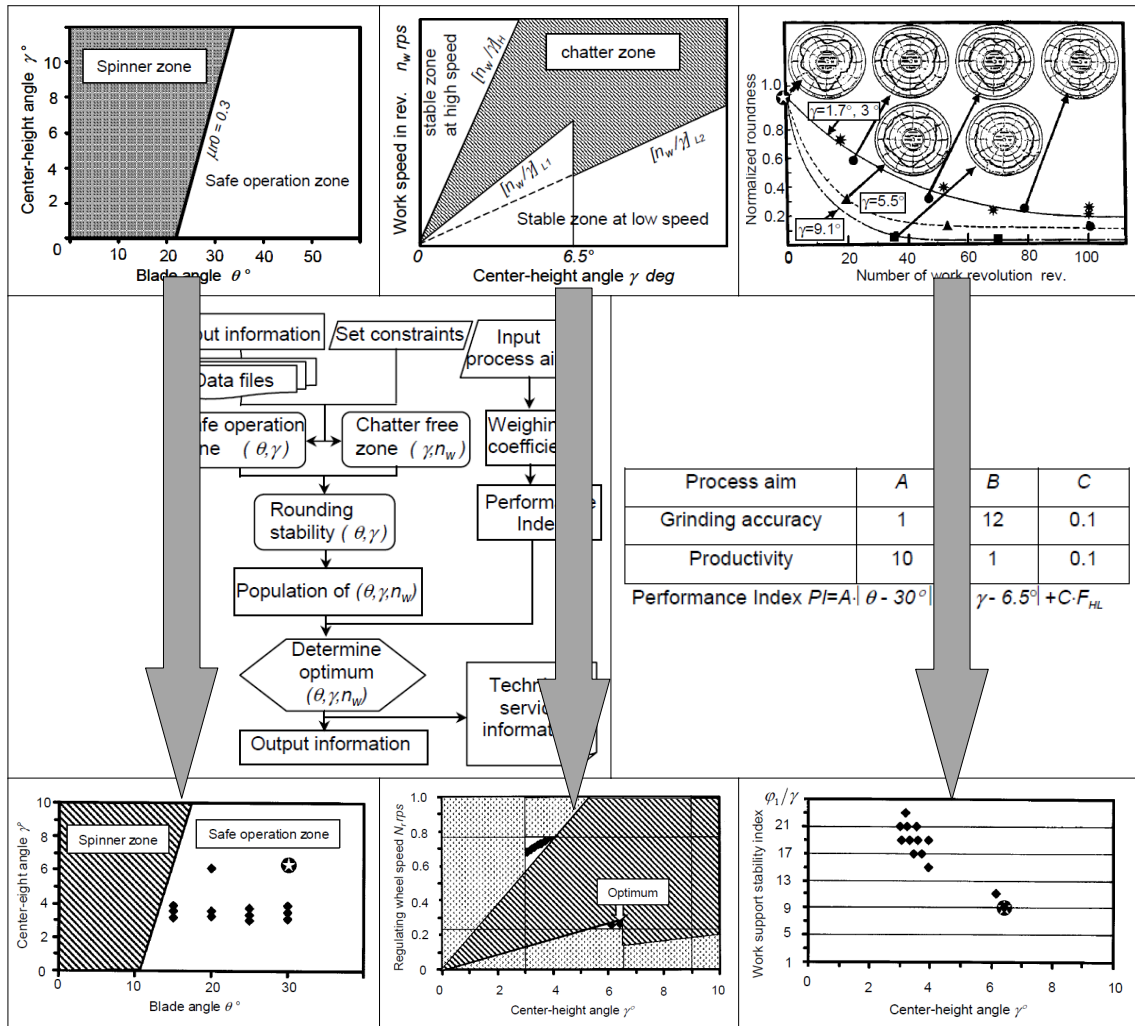


Figura 2.22: Análisis de estabilidad frente a estabilidad de arrastre, dinámica y geométrica, algoritmo de optimización y obtención de solución óptima [Hash04].

Como resultado se obtiene el ángulo y espesor de regla a utilizar, la altura de la pieza y velocidad de giro de la muela reguladora. Emplea un algoritmo de optimización heurístico basado en conocimiento cuyo objetivo es hallar la combinación de variables óptima que maximice un índice de operación (*Performance index*) en el cual se aplica mayor o menor peso a las diferentes variables teniendo en cuenta las necesidades del proceso en cuanto a precisión o productividad (Figura 2.22).

Un ejemplo sobre como un estudio experimental sobre las limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo enfocados al rectificado sin centros termina en una guía y aplicación de puesta a punto para el proceso lo tenemos en los artículos [Row86, Row87A]. En ellos Rowe estudia el efecto del avance y las velocidades de giro de muela y pieza en la energía específica de corte, traduciéndolo a unos gráficos límite de estabilidad frente a *chatter*, límite de potencia de la máquina y quemado (Figura 2.23). Los resultados experimentales dicen que la energía específica se reduce con menores velocidades de pieza y con mayores de muela (al aumentar la relación de velocidades), pero el efecto de quemado se produce también a elevadas relaciones.

En el gráfico se observa como podría llegarse a un punto límite de avance máximo jugando con la velocidad de giro de la pieza (Figura 2.23).

Parte de este trabajo es utilizado por Rowe más adelante [Row91A] para desarrollar una herramienta de optimización para rectificado (también para sin centros), que implementa en un CNC. Para ello se basa en la utilización de tres modelos, uno térmico de flujo de calor desarrollado por Jaeger [Jae42], incorporando una longitud de contacto entre muela y pieza propuesta por Verkerk [Ver75], y la estimación de unos límites inferior y superior para predecir la energía específica crítica del proceso que pueda producir quemado. El segundo modelo es el denominado "modelo matemático" de la referencia [Row86], con el cual es posible obtener unas condiciones iniciales de avance y velocidad de giro de pieza en el que se evitarían las principales inestabilidades de *chatter*, quemado y límite de potencia. El tercer modelo es el de definición del ciclo de *plongée* y matado de chispa mediante la determinación de la constante de tiempo que caracteriza la recuperación exponencial de la máquina en el matado de chispa. Basándose en la misma, pueden definirse ciclos de *plongée* convencionales o ciclos con una pasada programada superior a la necesaria en los que el tiempo de ciclo puede verse reducido si se conoce el momento de llegar al cero deseado y se retira la muela, también llamado ciclo de "pecking" (Figura 2.24). A través de la monitorización de potencia establece un control adaptativo donde el avance será proporcional a la evolución de la potencia, en el tiempo, y se busca la combinación idónea de velocidad de giro para maximizar el avance (Figura 2.23).

Esta técnica de ciclo de pecking es trabajada también en las siguientes referencias: [Mal81, Mal84, Web90, Ina91, All89].

Otros intentos en reducir el tiempo de ciclo acortando el tiempo de avance transitorio y el de matado de chispa lo encontramos en [Gao92A] y [Gao92B], donde se implementa un módulo de variación de avance basado en un control adaptativo del diámetro y redondez de las piezas.

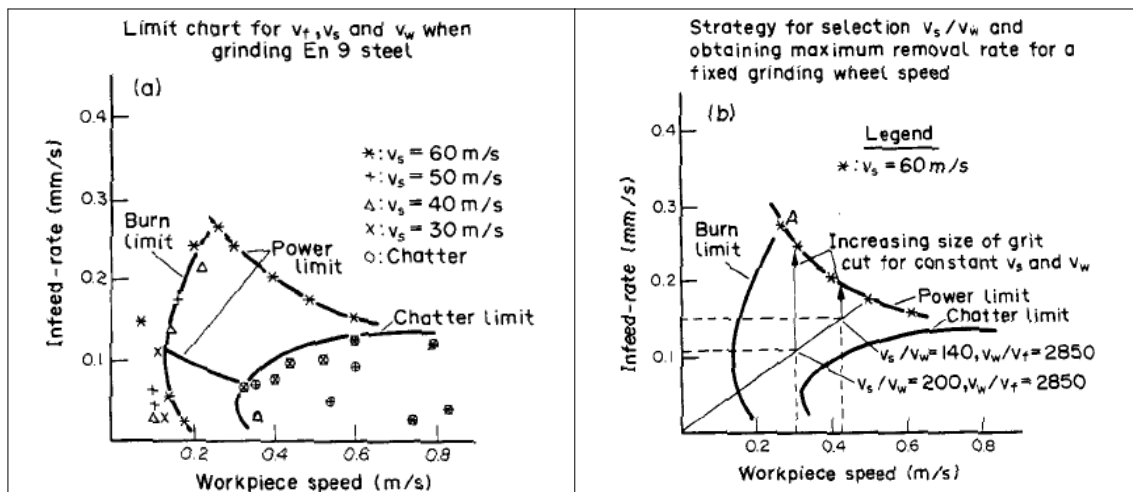


Figura 2.23: Influencia de la velocidad de avance y las velocidades de giro de pieza y muela en la estabilidad frente a chatter, quemado y potencia límite de máquina (izda.). Estrategia para minimizar el tiempo de ciclo (dcha.) [Row86, Row87A].

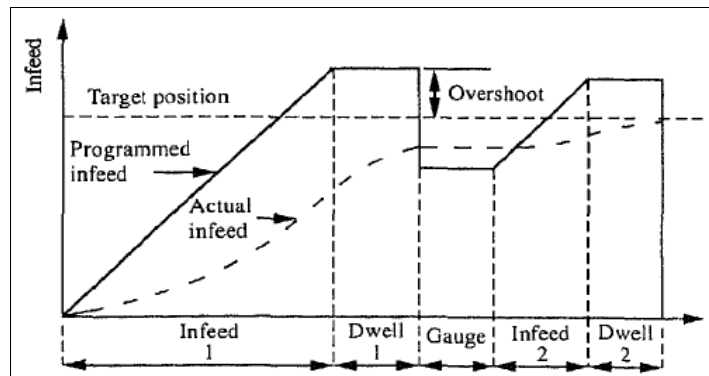


Figura 2.24: Ciclo de pecking programable en la herramienta de puesta a punto y optimización desarrollada por Rowe [Row91A].

Esta línea es trabajada también por Allanson [All97] y Thomas [Thom95], los cuales proponen un método para estimar la constante de tiempo a través de la medida de potencia y adaptar el tiempo de matado de chispa para aumentar la precisión y productividad.

En cuanto al retador problema de optimizar un ciclo convencional de rectificado en *plongée* de varias etapas también han sido propuesto varios métodos. Peters y Aerens en 1980 [Pet80], trabajan en la definición de avances óptimos para un ciclo de tres etapas entre dos intervalos de diamantado (Figura 2.25). Amitay [Ami81] utiliza un modelo de simulación más detallado para optimizar la velocidad de avance y las condiciones de diamantado sujetas a las limitaciones de daño térmico y rugosidad.

En 1993 Chiu y Malkin [Chiu93] desarrollan un modelo de simulación para operaciones de rectificado cilíndrico en *plongée*. La simulación predice el comportamiento durante el ciclo y la calidad final de la pieza, incluyendo las fuerzas de rectificado, potencia, cantidad instantánea de material eliminado, temperatura, daño térmico, expansión térmica, desgaste de muela, rugosidad superficial y redondez.

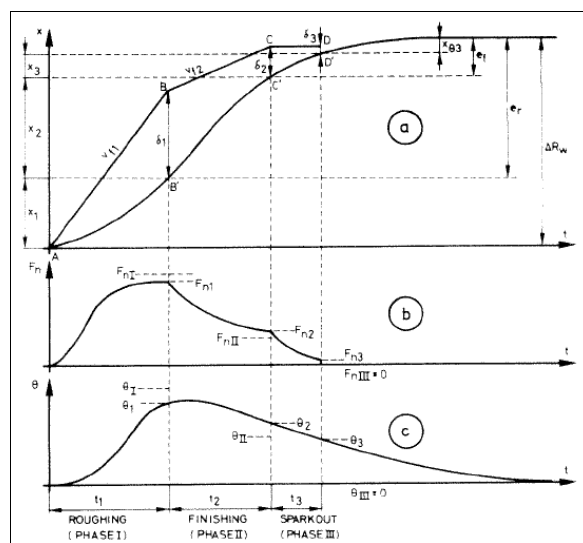


Figura 2.25: Simulación de ciclo teórico y real de un ciclo de plongée, evolución de fuerzas y temperatura en pieza [Pet80].

Xiao y Malkin entre 1993 [Xiao93] y 1996 [Xiao96] desarrollan el sistema *on line* de optimización probablemente más avanzado hasta la fecha. El sistema minimiza el tiempo de producción en el rectificado cilíndrico en *plongée* a la vez que mantiene los requerimientos de calidad de la pieza. El sistema es capaz de optimizar tanto los parámetros de rectificado como de diamantado y es actualizado a través de una calibración. Presenta una rama de restricciones reales del proceso más completa, considera la dependencia o evolución en el tiempo y optimiza los intervalos de diamantado. Utiliza unos modelos empíricos para caracterizar cada restricción (daño térmico, rugosidad, redondez, conicidad, desgaste de muela).

Por su parte Kim e Inasaki [Kim93] desarrollan un sistema experto para operaciones de rectificado con el objetivo de establecer las condiciones óptimas de trabajo a máximos arranques teniendo en cuenta las limitaciones de potencia, quemado, *chatter* y rugosidad superficial. Los coeficientes de las ecuaciones experimentales se obtienen por medio de un modelo de regresión difusa basado en teoría difusa y se actualizan en una base de datos. También se han utilizado técnicas de inteligencia artificial para optimizar ciclos convencionales [Row97].

En cuanto a rectificado sin centros en pasante la principal referencia que aborda la puesta a punto u optimización del proceso es la de Cowan en 2001 [Cow01]. Este presenta un control adaptativo de ajuste de las compensaciones de máquina para rectificado sin centros en pasante. El enfoque es totalmente diferente al resto de las aplicaciones presentadas, ya que está basado en el control estadístico del proceso, donde se realiza el cálculo en tiempo real la media y desviación típica y el control toma decisiones en función de los mismos.

En la mayoría de las ocasiones, los anteriores desarrollos han sido impulsados o llevados a cabo por empresas fabricantes y usuarias de rectificadoras en colaboración con centros tecnológicos y universidades o por estos últimos. A continuación se muestran los ejemplos más significativos o de mayor transferencia a la industria en forma de aplicaciones CNC, sistemas expertos, sistemas *on line* de optimización o controles adaptativos para la puesta a punto y optimización de procesos de rectificado.

Las dos primeras son las únicas aplicaciones de puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros de carácter relevante en este sentido aparte de la anteriormente descrita de Hashimoto [Hash04], de un mayor carácter científico y más orientada a uso interno.

GRINDING SIMULATOR: <http://www.grindingsimulator.com/>

Grinding Simulator es un software para la puesta a punto comercializado por la empresa Americana Bethel Technologies Inc. [Bethel].

Desarrollado a lo largo de años de experiencia en Cincinnati Milacron (fabricante de rectificadoras sin centros) por Cornelius Smith, su labor en la investigación en este campo se ha traducido en un software de puesta a punto de rectificado (cilíndrico y sin centros) en el que el programa ofrece las condiciones óptimas de los ciclos de rectificado en función de las características o condiciones del proceso y la calidad final de pieza requerida.

El software estima las fuerzas de rectificado, potencia y rugosidad a obtener en función de las propiedades de la pieza, refrigerante, velocidades y avances. Propone una configuración de proceso tanto para *plongée* como para pasante y unos ciclos o parámetros de trabajo con los cuales la pieza cumplirá las tolerancias diametrales y de rugosidad exigidas (Figura 2.26)

Se aprecia un gran conocimiento de los procesos de rectificado y en concreto del de sin centros ya que gestiona todos los pasos, parámetros y variables necesarios para la puesta a punto (Figura 2.26). Sin embargo utiliza únicamente modelos empíricos basados en la experiencia y no aborda las inestabilidades de arrastre, dinámicas, ni de integridad superficial (quemado) de pieza. Emplea reglas generales para la determinación de la configuración geométrica y configuración de los ciclos de trabajo. Por otro lado, dispone de una extensa base de datos acerca de propiedades de materiales de piezas (índice de corte) y entre sus aplicaciones destaca la recomendación de muela (referencia completa) para llevar a cabo la operación descrita.

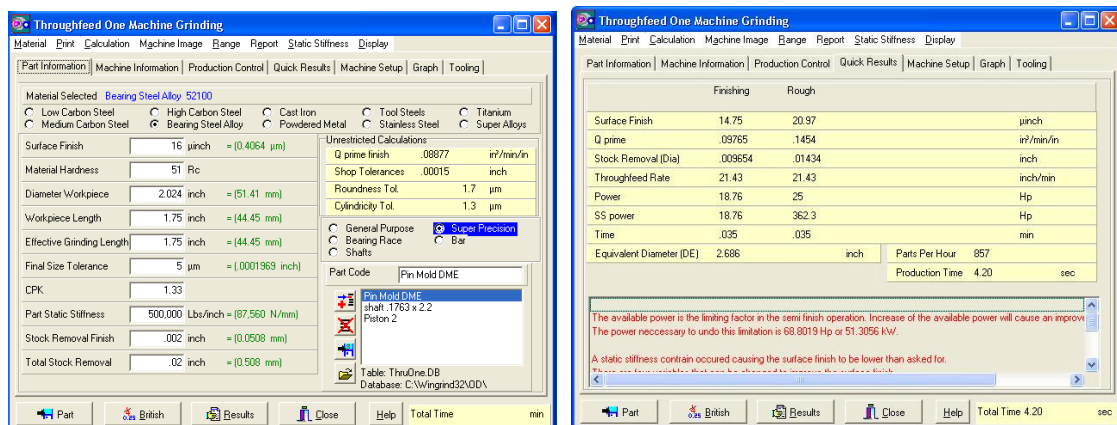


Figura 2.26: Pantallazos de la aplicación para la puesta a punto del proceso de rectificado sin centros GRINDING SIMULATOR.

CEGRIS:

"Centerless Grinding Simulation" es un asistente accesible a través de la red previa concesión de derechos de acceso que utiliza modelos analíticos para la optimización de la configuración geométrica tanto para trabajo en *plongée* como para pasante [Mey08].

El único módulo del software se centra en la utilización de un modelo puramente geométrico de rectificación sin centros basado en los estudios realizados en el RWTH de Aachen por Reeka [Ree67], Meis [Mei81] y Klocke y Friedrich [Klo04] para determinar la configuración idónea de ángulo de regla y altura de pieza.

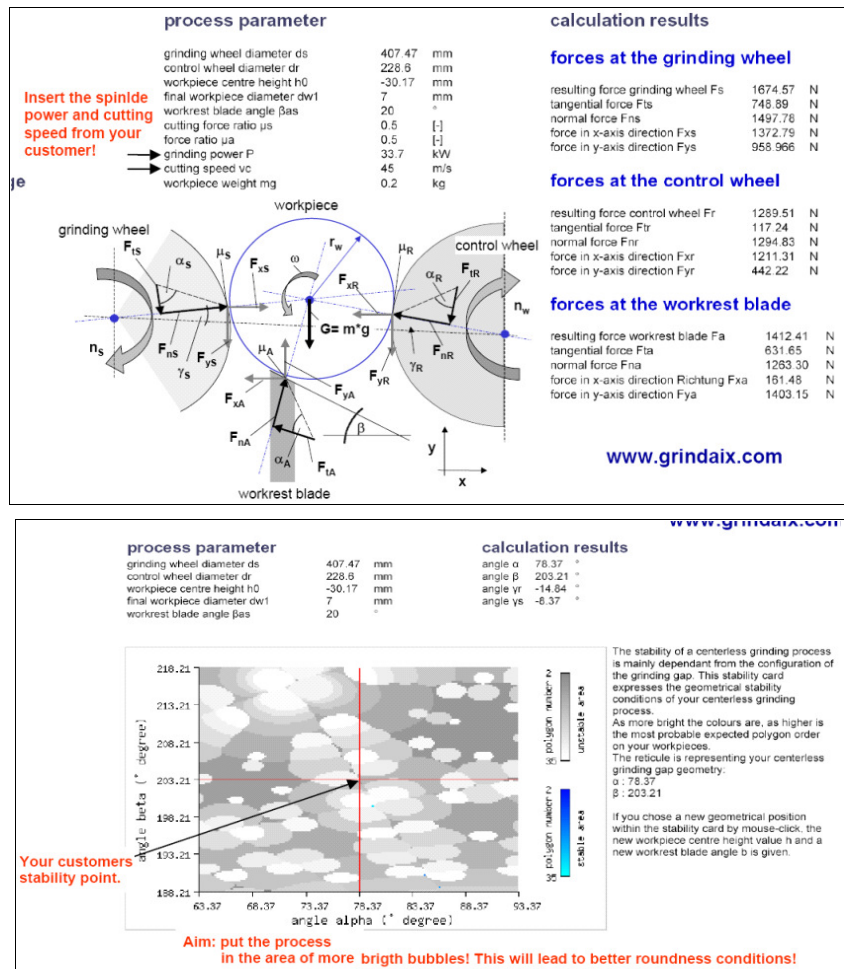


Figura 2.27: Pantallazos de la aplicación para la puesta a punto del proceso de rectificación sin centros CEGRIS.

GRINDSIM:

GrinSim es un sistema *on line* de optimización para minimizar el tiempo de producción en rectificado *creep feed* [Chiu94], doble disco [Shan98] y cilíndrico *plongée* de interiores y exteriores [Chiu93, Xiao96, Mal07]. Este software, desarrollado por Stephen Malkin y colaboradores tras décadas de investigación y desarrollo en el ámbito del proceso de rectificado [Mal71, Mal76, Mal78, Mal80, Mal81, Mal84, Mal85, Guo93A, Guo93B, Xiao93, Guo94, Xiao96, Guo99, Mal07, Mal08] es el de mayor base científica y más completo de los software existentes para las aplicaciones descritas.

En la herramienta se implementan modelos analíticos y empíricos para caracterizar el proceso de rectificado y predecir el comportamiento del proceso (daño térmico, rugosidad, redondez, desgaste de muela). Consideran la dependencia o evolución en el tiempo del desgaste de muela y fuerzas del proceso, así como la influencia de las condiciones de diamantado en el estado inicial de la muela. Presenta una rama completa de restricciones reales del proceso (*Figura 2.28*). Se utilizan algoritmos de optimización heurísticos basados en conocimiento para obtener las condiciones óptimas de trabajo y minimizar el tiempo de ciclo, aunque no permite optimizar la velocidad de giro de la pieza (no se encuentra entre las variables a optimizar). Sí optimiza los intervalos de diamantado (*Figura 2.28*).

El software dispone de tres módulos principales: simulación, calibración y optimización. El módulo de simulación sirve a modo de una rectificadora virtual para predecir el comportamiento del proceso y la calidad de la pieza. Mediante la calibración se ajustan los parámetros de los modelos al proceso real en cuestión empleando mediciones de potencia, rugosidad y error de redondez. El módulo de optimización propone ciclos y variables óptimas de trabajo y diamantado basándose en el cumplimiento de objetivos concretos y de las restricciones geométricas y de acabado impuestas a la pieza (*Figura 2.29*) (*Figura 2.30*).

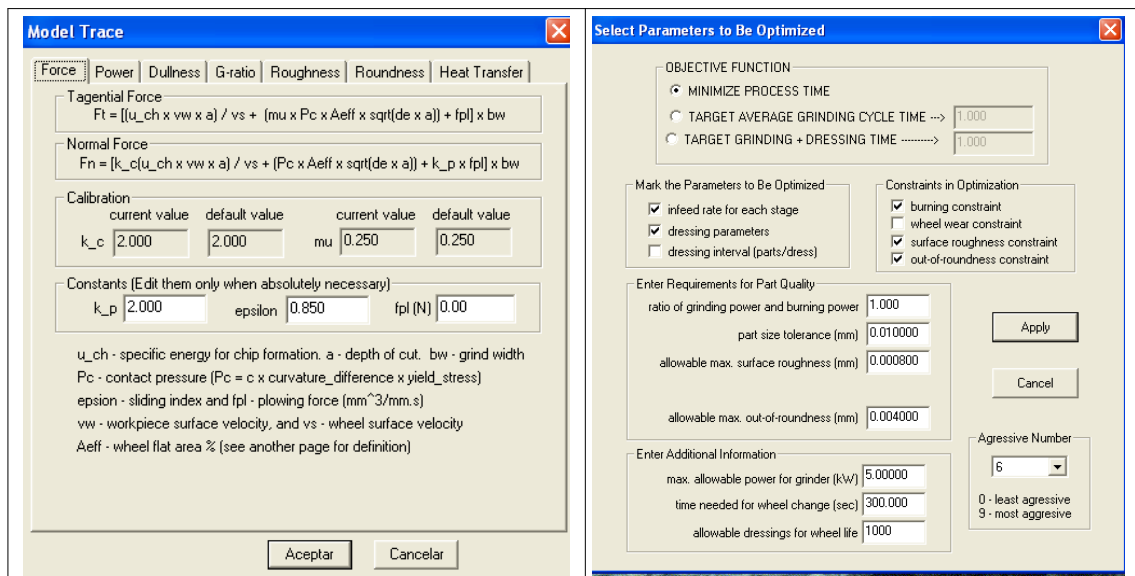


Figura 2.28: Pantallazos del software GRINDSIM correspondientes a los modelos de simulación del proceso (izda.) y de selección de parámetros a optimizar (dcha.).

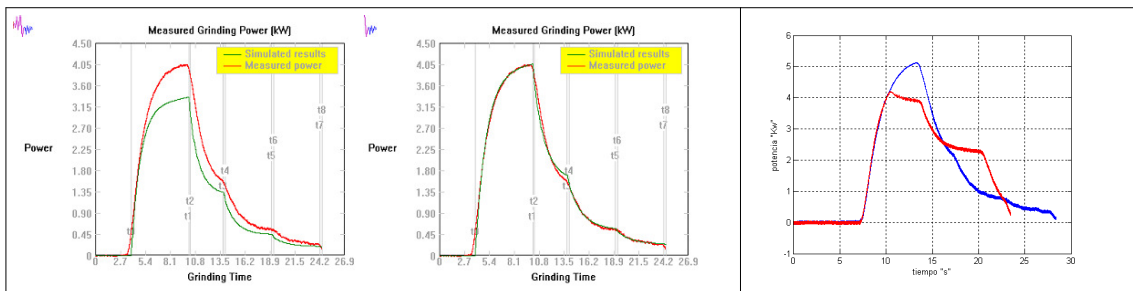


Figura 2.29: Señal de potencia simulada y real antes de un ciclo de plongeé antes de calibrar (izda.), una vez calibrada (centro) y optimizada según el ciclo propuesto (dcha.).

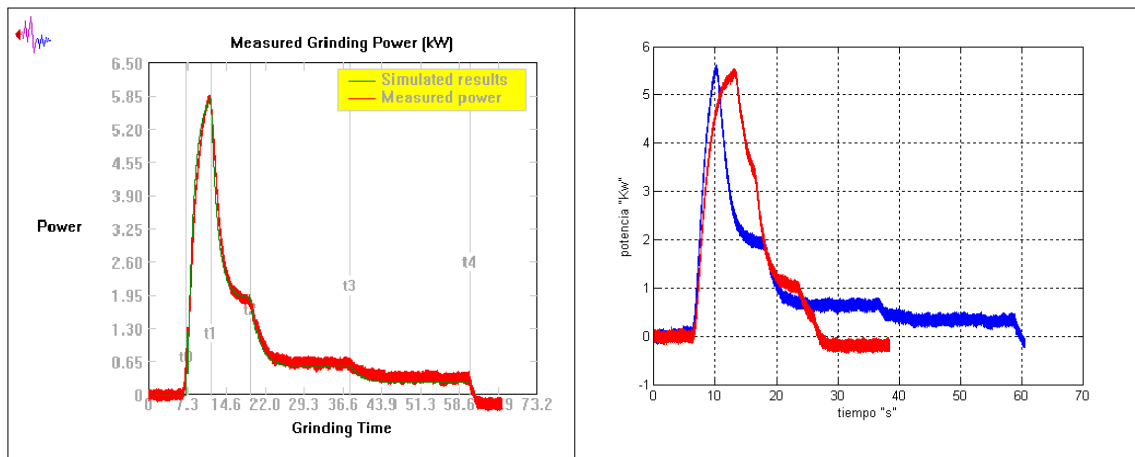


Figura 2.30: Señal de potencia simulada y real una vez calibrada (izda.) y optimizada según el ciclo propuesto (dcha.).

IGA:

"*Intelligent Grinding Assistant e Intelligent Grinding Parameters Selector*" es un sistema totalmente integrado de optimización de ciclos en control adaptativo [Mor07].

Se utilizan modelos analíticos y empíricos para predecir el comportamiento del proceso a través de la interpretación de señales monitorizadas *on line* y aplicar algoritmos de optimización heurísticos basados en conocimiento. Además de esto también se integra una base de datos de aprendizaje continuo basada en inteligencia artificial en previsión de una mejor optimización y puesta a punto inicial del ciclo de rectificado [Cai07] y una aplicación para la selección de condiciones óptimas de refrigeración [Cai08].

El software está desarrollado en la Liverpool John Moores University (AMTREL) por Rowe y Morgan. Hay gran trabajo previo de investigación y desarrollo en el ámbito del proceso de rectificado, experimental, basada en modelos y en la aplicación de diferentes técnicas de inteligencia artificial [Row94, Row91A, Row97, Li99].

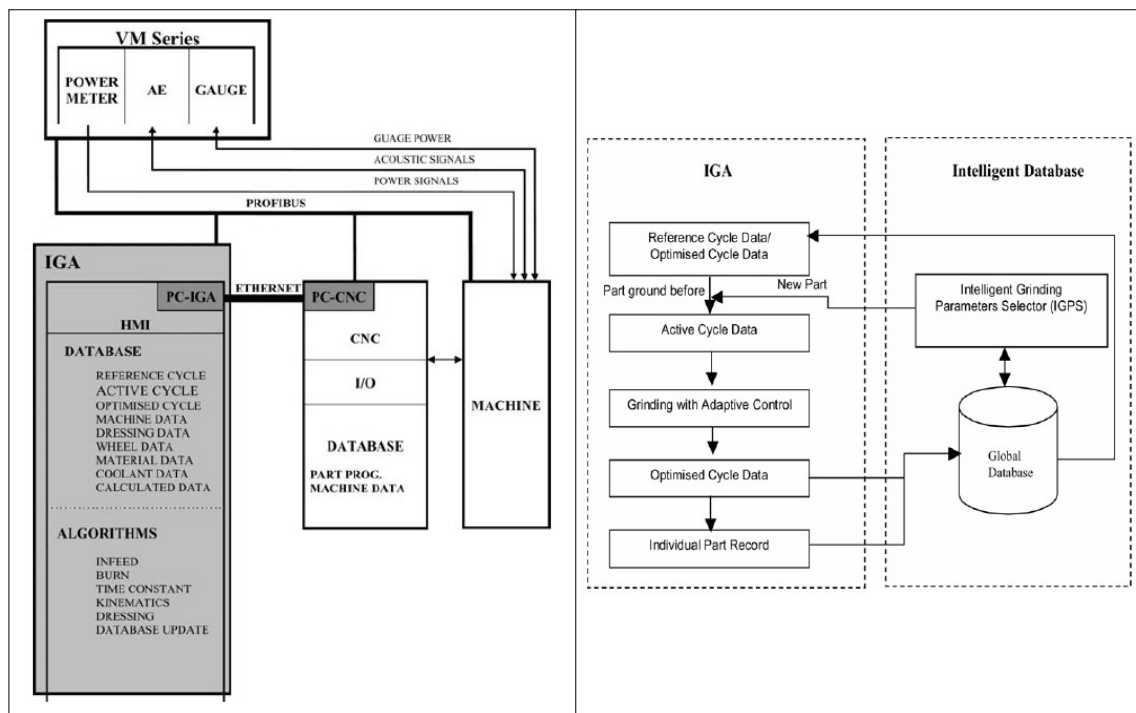


Figura 2.31: Esquema de implementación en máquina del sistema IGA (izda.) y estructura de funcionamiento (dcha.).

GIGAS:

"Generalized Intelligent Grinding Advisory System" es un sistema de optimización basado modelos para uso general de todo tipo de procesos de rectificado [Cho07]. Se emplean modelos analíticos y empíricos formulados de forma generalizada para describir los procesos de rectificado. Emplea algoritmos de aprendizaje borrosos "Fuzzy learning algorithms" para incorporar datos experimentales y conocimiento heurístico. El método de optimización se basa en estrategias evolutivas "evolutionary strategies".

Con la universidad de Purdue a la cabeza este software se basa en la investigación en el ámbito del proceso de rectificado a través del desarrollo de modelos y la aplicación de las últimas tendencias en algoritmos de optimización [Lee00A, Lee00B, Lee03]. TechSolve colabora en la contrastación experimental, bases de datos y conocimiento del proceso. Algunas de las publicaciones referenciadas anteriormente en cuanto al desarrollo de modelos son la base de este desarrollo [Lee04, Li06A, Li06B, Li07].

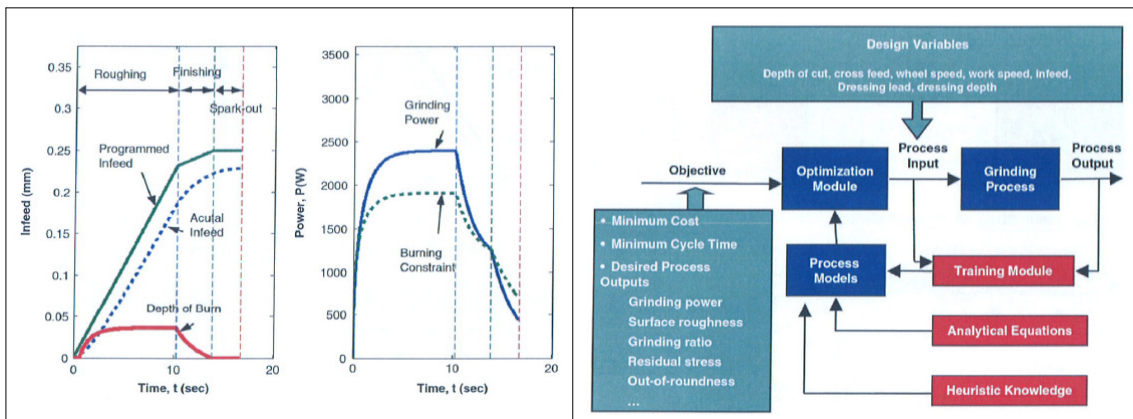


Figura 2.32: Simulaciones de potencia, evolución de radio, potencia límite y profundidad de quemado (izda.) y esquema general de optimización del software GIGAS (dcha.).

GRASP:

"Grinding forces from Abrasive Slope Prediction" es un software desarrollado en el Trinity College de Dublin es un software para estimar de las fuerzas de rectificado, potencia, temperatura en la pieza, ratio G y rugosidad superficial en función de la muela, propiedades de la pieza, refrigerante, condiciones de diamantado, velocidades y avances. Está basado en modelos teóricos o empíricos de los siguientes autores: Torrance [Torr00], Rowe [Row97], Andrew en 1985 [And85] ;Malkin [Mal71].

OTRAS HERRAMIENTAS PARA OPTIMIZACIÓN DE PROCESOS:

Finalmente se podrían mencionar también las siguientes empresas de desarrollo de software de control adaptativo principalmente dedicadas a las aplicaciones de fresado, torneado y taladrado, pero que actualmente están también desarrollando las mismas aplicaciones en rectificado. Se basan sobre todo en aplicación de ciclos de fuerza constante para disminuir el tiempo de ciclo, sistemas de equilibrado, medición in process, detección de colisiones y anomalías mediante la monitorización de diferentes variables del proceso.

- OMAT: principal fabricante de sistemas de control adaptativo para fresado, torneado y taladrado, completa su cartera de productos con la aplicación al rectificado.
- ARTIS: Opciones de control adaptativo, basado en potentes sistemas de monitorización y tratamiento de señal.
- PROMETEC: Opciones de sistemas de monitorización.

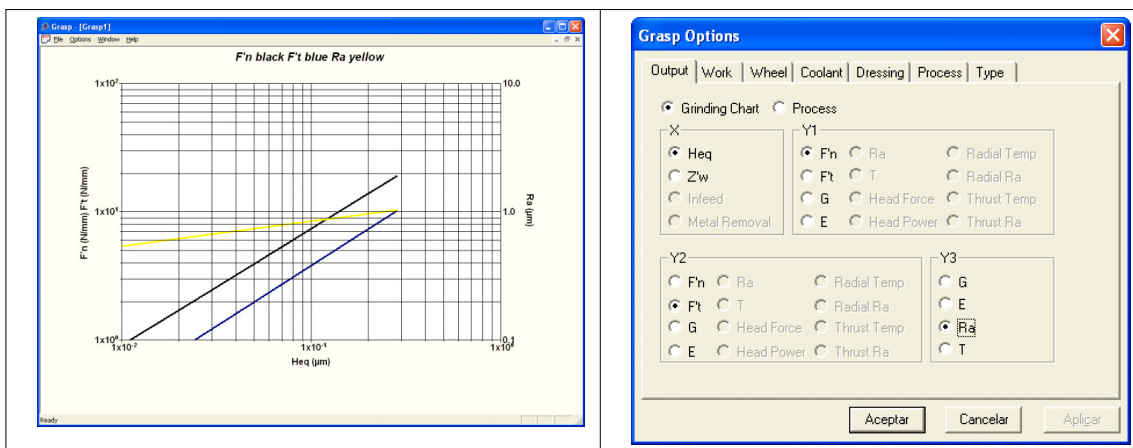


Figura 2.33: Pantallazos de predicción de fuerzas (izda.) y opciones de simulación (dcha.) del software GRASP.

2.6 ESTABILIDAD DE ARRASTRE Y SIMULACIÓN TEMPORAL DEL CICLO DE RECTIFICADO EN PIEZAS MULTI-DIÁMETRO

La configuración óptima del proceso de rectificado sin centros se complica en gran medida en el caso de piezas multi-diámetro, ya que en primera instancia estará dictado por la estabilidad del especial mecanismo de rotación. Ello implica la realización de un análisis de estabilidad durante todas las fases del ciclo de trabajo y la necesidad de seleccionar de forma adecuada la muela rectificadora y reguladora, la definición de los apoyos de la pieza, condiciones de diamantado, altura de pieza y ángulo de regla óptimos, velocidades de giro y de avance entre otros. En segundo lugar implica realizar un análisis global y particular para cada diámetro de la pieza con respecto al resto de inestabilidades o restricciones del proceso: inestabilidades de origen geométrico y dinámico, acabado superficial, tolerancia dimensional, error de redondez, consumo de potencia y daño térmico. Además de ello, a la hora de definir el ciclo de rectificado han de tenerse en cuenta las tolerancias dimensionales y de acabado superficial correspondientes a todos los diámetros implicados y su interrelación, por lo que el procedimiento de definición del ciclo diferirá con respecto al de piezas mono-diámetro.

Como se muestra a continuación, en la bibliografía existente se ha abordado en profundidad el análisis del especial mecanismo de rotación y estabilidad de arrastre en piezas multi-diámetro, pero sin embargo no se ha encontrado referencia alguna con respecto al análisis y simulación temporal del ciclo de *plongée* en cuanto al resto de inestabilidades o restricciones del proceso. En este sentido tampoco se han encontrado referencias que aborden la optimización del proceso de este tipo de piezas mediante un análisis global de estabilidad de arrastre y simulación del ciclo de *plongée*.

2.6.1 Estabilidad de arrastre y mecanismo rotacional en piezas mono-diámetro y multi-diámetro

La estabilidad rotacional para el caso de piezas mono-diámetro ha sido investigada en profundidad y aclarada por Hashimoto et ál. [Hash98, Hash00A]. En estos trabajos fueron definidos los factores de rotación autónoma ("*self rotating factor*") correspondientes al fenómeno de *flat band* y el límite de fuerza máxima que origina el *spinning* (Figura 2.34). La influencia de las principales variables del proceso como la altura de la pieza o el ángulo de regla sobre estos fenómenos también fue clarificada. Debido a la importancia del coeficiente de rozamiento de la muela reguladora en la estabilidad y en la precisión del análisis de estabilidad, llevaron a cabo un extenso trabajo experimental donde se obtuvieron dichos coeficientes para diferentes tipos de muelas reguladoras y condiciones de trabajo (Figura 2.35). También se estudió el efecto de las características de desgaste de las muelas reguladoras en la productividad del proceso. Finalmente se expondrían las pautas para mejorar la precisión del rectificado y operar de forma segura.

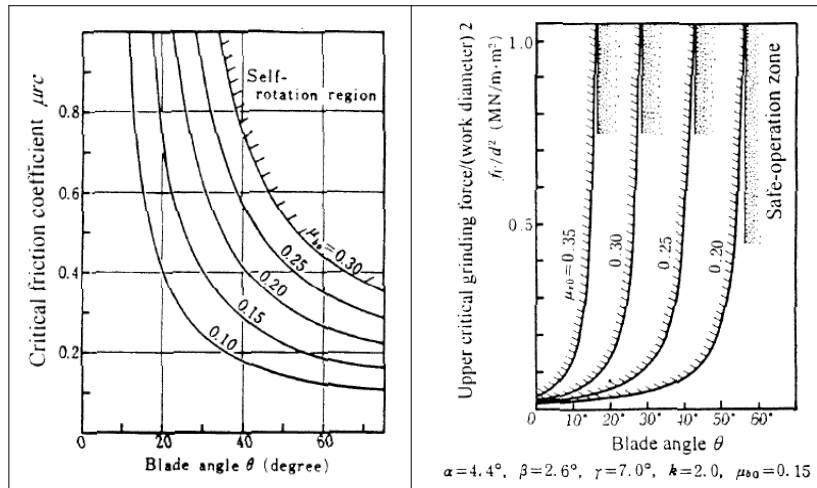


Figura 2.34: Factor de rotación autónoma ("self rotating factor") frente al ángulo de regla correspondiente al fenómeno de flat band y límite de fuerza máxima que origina el spinning frente al ángulo de regla [Has98].

Madariaga [Mad09] confirmó de forma experimental la influencia de las condiciones de trabajo y diamantado en el coeficiente de rozamiento de la muela reguladora, tal y como lo había hecho previamente Hashimoto [Hash98, Hash00A].

El mecanismo rotacional de piezas con diámetros diferentes fue analizado y aclarado por Suzuki [Suz78] y Hashimoto [Hash79]. Estos autores señalaron que durante el ciclo de rectificado pueden existir tantos n° de velocidades que gobiernan el mecanismo rotacional como el n° de diámetros existentes. Debido a la disposición cinemática, las velocidades más bajas estarían asociadas a los diámetros más grandes por lo que al inicio del ciclo de *plongée* el diámetro más grande sería el que controla la rotación. A medida que el ciclo de *plongée* avanza y se incrementan las fuerzas el control rotacional se transfiere del diámetro mayor a menores diámetros (Tabla 2.1).

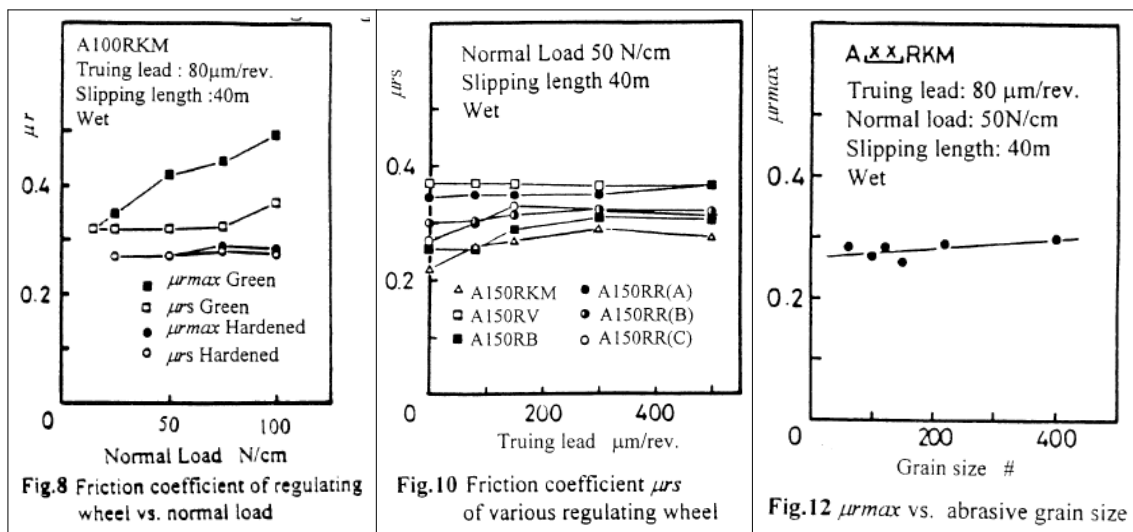


Figura 2.35: Coeficientes de fricción de diferentes muelas reguladoras en función de la fuerza normal, las condiciones de diamantado y el tamaño de grano de la muela [Has98].

	Angular velocity ω	Rotation state	Contact point C		Contact point B
			μ_{r1}	μ_{r2}	$\mu_{b1,2}$
(a)	$\omega=0$	Unrotationable	$-\mu_{rs}$	$-\mu_{rs}$	$\leq \mu_{b0} $
(b)	$0 < \omega < \omega_1$	$\omega_1 \rightarrow \omega$	$-\mu_{rs}$	$-\mu_{rs}$	μ_{bs}
(c)	$\omega = \omega_1$	ω_1 rotation	$\leq \mu_{r0} $	$-\mu_{rs}$	μ_{bs}
(d)	$\omega_1 < \omega < \omega_2$	$\omega_1 \rightarrow \omega_2$	μ_{rs}	$-\mu_{rs}$	μ_{bs}
(e)	$\omega = \omega_2$	ω_2 rotation	μ_{rs}	$\leq \mu_{r0} $	μ_{bs}
(f)	$\omega > \omega_2$	Uncontrollable	μ_{rs}	μ_{rs}	μ_{bs}

Tabla 2.1: Estadios del control rotacional correspondientes a diferentes fases de velocidad de giro de pieza y coeficientes de fricción asociados a cada etapa [Suz78].

Los autores también contribuyeron con la definición de una fuerza máxima para el paso del gobierno del diámetro mayor a los inferiores, el factor de rotación autónoma ("self rotating factor") correspondientes al fenómeno de *flat band* y el límite de fuerza máxima que origina el *spinning*. Los resultados se presentaron en diagramas donde se representaba la influencia del factor de forma de la pieza y la fuerza de rectificado en la estabilidad rotacional (Figura 2.36). También demostraron de forma experimental la inestabilidad de velocidad de rotación no uniforme generada en las zonas de transición de velocidades correspondientes al gobierno de arrastre en los diferentes diámetros existentes argumentando la necesidad de evitar estas condiciones (Figura 2.36). Posteriormente, Madariaga [Mad09] aplicó el mismo enfoque que estos autores a la hora de realizar el análisis de estabilidad de arrastre en piezas multi-diámetro.

Takasu [Tak88] identificó el fenómeno de *jumping* o posibles saltos de las piezas, causado por una fuerza de fricción hacia arriba ejercida por la muela reguladora en los diámetros cuya velocidad periférica es inferior a la de la muela reguladora. Este fenómeno solo puede ocurrir en los casos en los que el control de arrastre corresponde a los diámetros mayores e intermedios (Figura 2.37).

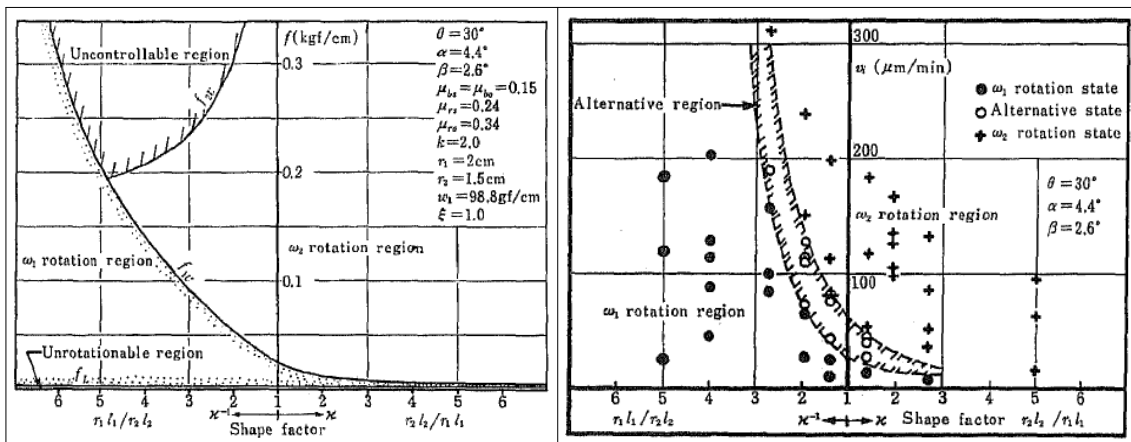


Figura 2.36: Diagramas de análisis de estabilidad rotacional de fuerza de rectificado frente a factor de forma, teórico y experimental [Suz78].

Table 2 Frictional forces working on w.p. from R.W. at various rotation speeds		
Rotational control condition	Relative peripheral speed between R.W. and w.p.	Frictional force working on w.p. from R.W.
Rotational control at smallest diameter		
at middle diameter		
at largest diameter		

difference between the workpiece and the regulating wheel, and the direction of the frictional forces at each rotation speed.

Figura 2.37: Análisis de estabilidad del control rotacional en piezas multi-diámetro [Tak88].

El autor formuló de manera analítica el problema generalizado de estabilidad rotacional para piezas multi-diámetro y definió los criterios para el rectificado de forma estable sin la aparición del *jumping*. Presentó diagramas similares a los previos de Suzuki and Hashimoto incluyendo el fenómeno de *jumping* (Figura 2.38). Takasu representó también la influencia de la relación de fuerzas tangencial y normal (*force ratio*) y velocidad de avance en el comportamiento del mecanismos de rotación (Figura 2.38) y recomendó el empleo de pequeños ángulos de regla y muelas rectificadoras blandas (con mayores relaciones de fuerza) con el fin de prevenir este fenómeno. Sin embargo no tuvo en cuenta el efecto perjudicial de estas relaciones de fuerza elevadas sobre el *spinning*.

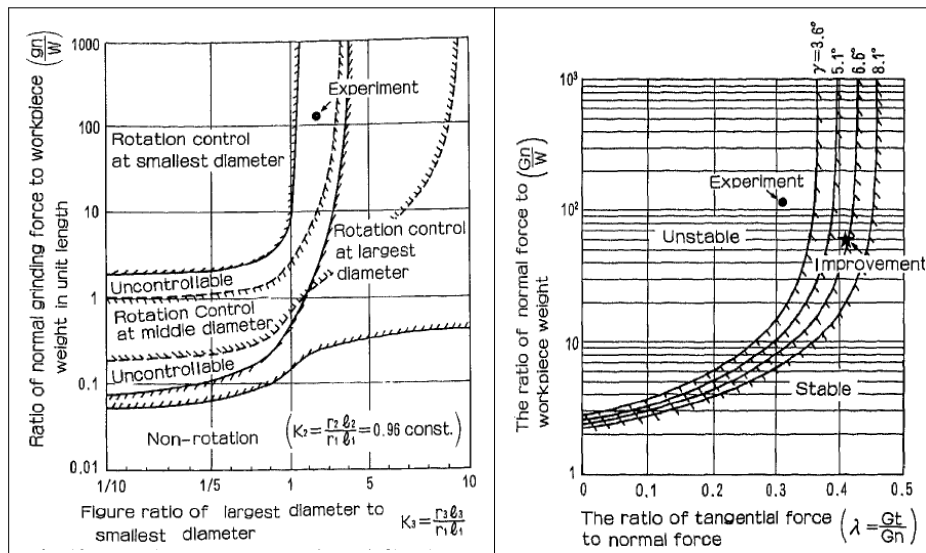


Figura 2.38: Diagramas de análisis de estabilidad rotacional de fuerza frente a factor de forma incluyendo el fenómeno de *jumping* y efecto de la relación de fuerzas sobre el mismo [Tak88].

2.7 ESTUDIO CRÍTICO DEL ESTADO DEL ARTE

El estado del arte en cuanto a los principales temas abordados en esta Tesis se pueden sintetizar en los siguientes puntos:

La metodología de estudio más habitual para estudiar las inestabilidades de origen geométrico y dinámico en rectificado sin centros ha sido el empleo de modelos lineales que tienen en cuenta el desplazamiento del centro de la pieza cuando los defectos superficiales de la misma pasan por los puntos de contacto. Con objeto de encontrar los límites de estabilidad, dichos modelos han sido resueltos en el dominio de la frecuencia. Como consecuencia de la repetición de dicho análisis para un amplio rango de configuraciones, se obtienen mapas de estabilidad. Dichos mapas reflejan cuáles son las configuraciones de trabajo, libres de inestabilidades de origen geométrico y dinámico.

- ✓ En la mayoría de los trabajos se observa una caracterización dinámica del proceso muy limitada. Por lo general el proceso se caracteriza a través la rigidez estática de máquina, la rigidez de contacto y un único modo de vibración estructural de la máquina, olvidándose de la influencia de otros modos que pueden ser relevantes y de la flexibilidad residual aportada por los modos de vibración no considerados.
 - La incompleta caracterización dinámica del proceso hace que el análisis de estabilidad no se acerque a la realidad en los casos en los que tengamos más de un modo crítico que pueda originar *chatter* y que, en el caso de que tengamos un solo modo, el resultado no sea lo suficientemente preciso.
 - En general existe una insuficiente caracterización analítica de la flexibilidad generada en el contacto de los elementos, lo que hace que la mayoría de los trabajos no sean capaces de establecer la influencia en la estabilidad de algunas de las variables del proceso, como la velocidad de avance.
 - El no realizar una rigurosa caracterización de la rigidez de contacto no permite establecer criterios de filtrado de lóbulos fiables que permitan determinar el número máximo de lóbulos que pueden aparecer en una pieza real. En consecuencia no se encuentran mapas de estabilidad que reflejen la influencia en la estabilidad ni en el número máximo de lóbulos posible en pieza producidos por la variación de algunas de las variables del proceso.
 - No se analiza la influencia real en la estabilidad que las variaciones de respuesta dinámica (amortiguamiento) que la propia máquina pueda tener en función de la severidad del proceso o precarga a la que está sometida la estructura de la máquina.
- ✓ En muchas ocasiones los modelos predicen comportamientos inestables cuando en la realidad se obtienen buenos resultados, o aún siendo estables las configuraciones seleccionadas, no se consiguen redondeces lo suficiente o esperadamente buenas. Por un lado puede ocurrir que para ciertas configuraciones existan números de lóbulos que

no se lleguen a manifestar debido a su baja velocidad de regeneración o, por otro lado, que interese seleccionar zonas concretas donde el grado de estabilidad sea alto para eliminar lo antes posible el error inicial de la pieza. Por ello, en los estudios más recientes, algunos autores además de aportar datos cualitativos de estabilidad, aportan valores cuantitativos, reflejando así, una visión más cercana de la realidad. Esta información se obtiene a partir de la búsqueda de las raíces de la ecuación característica en el dominio de Laplace en lugar del dominio de Fourier.

- El tipo de mapa habitual al utilizar gráficos límite estabilidad (Fourier), es el de la representación de los límites de estabilidad para combinaciones de velocidad de giro de pieza (o muela reguladora) frente a rigidez de corte del proceso.
 - A pesar de presentar la desventaja de no mostrar el grado de estabilidad, estos mapas tienen la ventaja de poder representar en un mismo gráfico un análisis de sensibilidad frente a otra tercera variable como podría ser la altura de pieza. Aunque en bibliografía se encuentran análisis de sensibilidad frente a diferentes variables, la característica descrita no se ha explotado.
 - La rigidez de corte del proceso es un parámetro fundamental en la generación de *chatter* en rectificado sin centros debido a las grandes anchura de muela utilizadas pero, precisamente debido a que este parámetro viene determinado por la longitud de pieza a rectificar en *plongée* o por el propio ancho de muela en pasante, no puede considerarse un parámetro de primer orden a la hora de representar los límites de estabilidad. Por otro lado, sí es una variable a tener en cuenta en los casos en los que su caracterización sea lo suficiente fiable frente a la influencia del tipo de muela utilizada, el grado de desgaste de la misma, condiciones de diamantado o el refrigerante utilizado con el fin de seleccionar de forma idónea estas variables.
 - En la única referencia de análisis de estabilidad dinámica en pasante desarrollada hasta la fecha el tipo de solución presentada ha sido precisamente la descrita en el punto anterior (en función de la rigidez de corte), la cual no tiene aplicación práctica directa.
- En cuanto a los mapas de grado de estabilidad resueltos en el dominio de Laplace encontramos fundamentalmente representaciones en función de dos de las variables principales frente a este tipo de inestabilidad (altura y velocidad de giro de pieza). En algunos casos la representación se realiza para combinaciones de $n \cdot n_w$ (Hz) frente $n \cdot \gamma$ (ángulo de altura de pieza sobre centros), cuya limitación es la incapacidad de representar posibles combinaciones o configuraciones estables, optándose por el lado de la seguridad frente a posibles configuraciones óptimas. En otros casos las variables utilizadas son la velocidad de giro de pieza n_w y el ángulo de altura de pieza sobre centros γ . Esta combinación es más adecuada para seleccionar puntos óptimos de trabajo, pero las que la utilizan finalmente también optan por soluciones seguras frente a otras posibles mejores definiendo

zonas de estabilidad por encima o por debajo de valores límite de la variable n_w/γ .

- ✓ La mayoría de los mapas se representan en función de variables del proceso no manejadas por los usuario de máquina, lo cual dificulta la interpretación y puesta en práctica de los resultados obtenidos. Se aprecia la necesidad de un mayor esfuerzo de análisis e interpretación de resultados basados en los parámetros con los que se puede trabajar en la práctica.
- ✓ Los métodos de resolución de ecuaciones utilizados en biografía son mejorables en cuanto a precisión y rapidez.

En estos estudios lineales en el dominio de la frecuencia se han deducido conclusiones útiles. Sin embargo, la capacidad de ofrecer resultados cualitativos y más fiables es muy limitada si no se tienen en cuenta todas las posibles no linealidades del proceso y se realiza un análisis en el dominio del tiempo. En este sentido:

- ✓ Muchos autores han expresado la necesidad de estudiar con mayor profundidad la evolución del defecto en la pieza teniendo en cuenta fenómenos no lineales como el defecto inicial de la pieza, la posible pérdida de contacto entre muela y pieza, interferencias o filtrado de lóbulos entre pasadas sucesivas en el contacto con muela rectificadora y reguladora o el matado de chispa al final del avance. Estas no linealidades han sido analizadas en varias referencias pero no se ha encontrado ninguna que tenga en cuenta todas ellas de forma simultánea en un modelo dinámico temporal. No se ha abordado el problema hasta el punto de poder determinar por esta vía el número máximo de lóbulos posible en pieza.
- ✓ Aunque existe un planteamiento de ecuación dinámica temporal para la operación de trabajo en pasante, finalmente la misma está resuelta en el dominio de la frecuencia, por lo que no existe ningún modelo de simulación dinámica temporal del proceso de rectificado sin centros en pasante. Algunas no linealidades correspondientes a este proceso se han analizado en las últimas referencias a través de simulaciones geométricas temporales.

Entre las posibles técnicas para evitar o frenar el crecimiento de *chatter* en rectificado, encontramos que la técnica de velocidad variable se ha empleado y analizado a través de modelización en rectificado cilíndrico tanto para evitar el *chatter* en pieza como en muela. En las referencias existentes encontramos que:

- ✓ En rectificado cilíndrico se hace especial hincapié y se presenta como más crítico el *chatter* originado en muela rectificadora.
- ✓ Se aprecia una carencia significativa en la modelización y comparativa entre la aplicación de diferentes tipos de estrategias de velocidad variable, sean rampas, alternas o cuadradas, triangulares o sinusoidales.
- ✓ En general, sobre todo en relación a los resultados de los modelos en la aplicación de señales sinusoidales, se asumen mejores resultados con mayores amplitudes y

frecuencias, pero experimentalmente esto no está del todo contrastado. Existen resultados en aplicaciones alternas de velocidad donde se consiguen mayores atenuaciones con amplitudes intermedias. Es necesaria una investigación más profunda en cuanto a la necesidad de seleccionar combinaciones óptimas de amplitud y frecuencia de variación de la señal.

- ✓ En las últimas publicaciones, la técnica se presenta como una alternativa viable para la eliminación de *chatter* en pieza, pero únicamente para operaciones de desbaste, argumentando la aparición de marcas en la pieza que limitarían su utilización en operaciones de acabado. Sería necesario definir el origen y magnitud de esas marcas para poder definir el límite de aplicación de esta técnica.
- ✓ En los estudios realizados sobre rectificado cilíndrico se aprecia una variación de fuerza relativa a la variación de señal empleada y una peculiaridad del comportamiento dinámico debido a efectos torsionales en la pieza al fijarse entre puntos.

La técnica de eliminación de *chatter* mediante la aplicación de velocidad variable de pieza no ha sido estudiada en rectificado sin centros por lo que existe la inquietud o necesidad de:

- ✓ Determinar la viabilidad de esta técnica llevando a cabo una investigación a través de modelos de simulación dinámica temporal y la correspondiente contrastación experimental analizando el comportamiento frente a diferentes tipos de señal e influencia de la amplitud y frecuencia de la señal empleada con el objetivo de ser capaces de definir la óptima.
- ✓ Analizar posibles limitaciones existentes en cuanto a la aparición de marcas (u otros efectos secundarios), origen y magnitud de las mismas.
- ✓ Analizar limitaciones de la implementación de esta técnica en cuanto a amplitud y frecuencia de señal asignable realmente por capacidad de los motores y regulación empleada en máquina.
- ✓ Analizar la repercusión de esta técnica en la variación en las fuerzas y potencia del proceso (tanto en *plongée* como en pasante), en la deflexión de la máquina, integridad y calidad superficial de la pieza y sus efectos sobre el error dimensional, redondez y rectitud final. El efecto sobre la operación de pasante es directo debido a que la velocidad de giro de la pieza fija la producción o cantidad de arranque instantáneo, lo cual conlleva también a una variación de fuerza y potencia.

La influencia de la geometría y cinemática de corte en rectificado sobre las posibles inestabilidades o limitaciones del proceso ha sido analizada por cantidad de autores, habiéndose desarrollado hasta la fecha gran cantidad de modelos de simulación de fuerzas, potencia, rugosidad o dañado térmico... Asimismo, también han sido desarrolladas las ecuaciones de continuidad correspondientes a la simulación de ciclos de rectificado cilíndrico en *plongée* y vaivén. Teniendo en cuenta la influencia de las variables del proceso sobre las inestabilidades inherentes al mecanismo de arranque abrasivo, se han desarrollado herramientas y algoritmos de optimización para la configuración de ciclos de trabajo para esos procesos. En cuanto al rectificado sin centros se refiere:

- ✓ Tanto los modelos correspondientes como la ecuación de continuidad han sido ya desarrollados en varias referencias para operaciones de rectificado en *plongée*, salvo la ecuación de continuidad de carácter dinámico. En cuanto a la operación de trabajo en pasante faltarían por desarrollar modelos de rugosidad y dañado térmico, así como la ecuación de continuidad de carácter dinámico.
- ✓ El análisis de sensibilidad o determinación de variables principales de proceso frente a las limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo está, por un lado, llevado a cabo en la bibliografía. El referente a las inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros, está también, por otro lado previamente realizado. Sin embargo no existen trabajos que conecten ambos tipos de procesos ni simulaciones. Se aprecia, por tanto, la necesidad un análisis general para conocer la influencia y sobre todo el acoplamiento de las variables que gobiernan todas las inestabilidades.
- ✓ No existe ninguna referencia que aborde la configuración de ciclos de *plongée* ni de proceso de pasante que analice en su conjunto todas las limitaciones y variables que gobiernan este proceso, no habiéndose desarrollado herramientas ni algoritmos de optimización global en este sentido.

En cuanto a las aplicaciones para la puesta a punto del proceso de rectificado cilíndrico y sin centros de la bibliografía, cabe destacar lo siguiente:

- ✓ La aplicación más completa encontrada para rectificado cilíndrico (GRINDSIM) incluye la configuración óptima de ciclos de trabajo y de diamantado (e intervalos de diamantado) teniendo en cuenta las inestabilidades propias de rectificado cilíndrico mediante el empleo de los modelos de fuerza y de desgaste de muela más avanzados, pero no tiene en cuenta las inestabilidades de origen dinámico ni las características del proceso de rectificado sin centros como las inestabilidades de origen geométrico y de arrastre. Tampoco optimiza alguna de las variables principales como puede ser la velocidad de giro de la pieza.
- ✓ En cuanto a las dos aplicaciones para la puesta a punto del proceso de rectificado sin centros, una aborda únicamente las inestabilidades de origen geométrico mediante modelos de simulación (CEGRIS). La segunda herramienta está totalmente orientada a la puesta a punto de proceso (GRINDING SIMULATOR). Sin embargo utiliza únicamente modelos empíricos, no aborda ninguna de las tres inestabilidades características del proceso ni el dañado térmico y la configuración de los ciclos de trabajo se basa únicamente en la consecución de la tolerancia diametral y calidad superficial (rugosidad) de la pieza.

En cuanto a la especial casuística correspondiente al rectificado en *plongée* de piezas multi-diámetro, se debe mencionar lo siguiente:

- ✓ El análisis del especial mecanismo de rotación y estabilidad de arrastre en este tipo de piezas ha sido abordado en profundidad, habiendo quedado totalmente aclarado su funcionamiento. Sin embargo los trabajos existentes argumentan la relevancia del

factor de forma de las piezas rectificadas en la estabilidad rotacional y presentan diagramas de estabilidad de fuerzas de rectificado frente a dicho factor de forma. De esta forma argumentan la posibilidad de definir la geometría adecuada de las piezas en base a dichos diagramas pero este hecho es prácticamente inviable en la realidad. En este sentido no se ha encontrado ninguna referencia que aborde la relevancia que pudiera tener sobre la estabilidad del mecanismo rotacional la configuración de apoyos de la pieza.

- ✓ Tampoco se ha encontrado referencia alguna que haga frente al análisis y simulación temporal del ciclo de *plongée* de piezas multi-diámetro, por lo que no ha sido desarrollada ninguna ecuación de continuidad ni se han tenido en cuenta la influencia de las variables del proceso sobre las inestabilidades inherentes al mecanismo de arranque abrasivo a lo largo de un ciclo de trabajo de este tipo de piezas.
- ✓ En el mismo sentido tampoco se han encontrado referencias que aborden la optimización del proceso de este tipo de piezas mediante un análisis global de estabilidad de arrastre y simulación del ciclo de *plongée*.

Capítulo 3

Objetivos, hipótesis y metodología

3.1 OBJETIVOS

Los dos principales objetivos de esta Tesis Doctoral son los siguientes:

1º. Avanzar en el conocimiento del comportamiento de las inestabilidades dinámicas y diferentes técnicas de supresión, ahondando en la estrategia de desarrollo de modelos de simulación que permitan determinar cuáles son las configuraciones libres de *chatter* y las mejores estrategias de velocidad de giro de pieza variable. En relación a estas estrategias, debe señalarse que hay muy pocos trabajos en la bibliografía y que aún no se ha desarrollado ningún modelo en lo que respecta al rectificado sin centros.

2º. Desarrollar una herramienta para la puesta a punto del proceso de rectificado sin centros mediante modelos de simulación y conocimiento, que sea capaz simular cualquier condición de trabajo y de determinar los parámetros óptimos de trabajo (tanto para la definición del ciclo de *plongée* como para la operación de pasante, así como en piezas mono-diámetro y multi-diámetro) basándonos en un análisis de estabilidad de las limitaciones inherentes al mecanismo de arranque abrasivo y las inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros, al mismo tiempo que se cumpla con los requisitos calidad superficial, tolerancias dimensionales o geométricas y productividad impuestas.

Los objetivos de forma detallada son los siguientes:

1. Identificar las principales variables que controlan el mecanismo de regeneración de *chatter* en un proceso de rectificado sin centros y su interrelación con el mecanismo de redondeo geométrico, tanto para su modo de trabajo en pasante como en penetración.
2. Desarrollar modelos lineales que representen con fiabilidad los mecanismos de regeneración dinámica del proceso y el efecto de todas las variables o parámetros del proceso sobre dichas inestabilidades.
3. Definir los parámetros y ensayos necesarios para una correcta caracterización del proceso.
4. Obtener mapas de estabilidad que permitan determinar cuáles son las configuraciones libres de inestabilidades de origen geométrico y dinámico.
5. Desarrollar modelos no lineales de evolución del defecto de radio y del error de redondez con planteamiento y resolución en el dominio del tiempo que incluyan los efectos de: error de redondez inicial de la pieza, matado de chispa, pérdidas de contacto, filtrado de lóbulos debido a fenómenos de interferencia y efecto de la caída de la pieza debido a la constante reducción de radio que sufre la pieza en el rectificado en penetración.
6. Determinar el número máximo de lóbulos susceptibles de aparición en pieza, tanto debido al carácter regenerativo geométrico como dinámico. Contrastar y validar los resultados ofrecidos por los modelos en frecuencia y en el tiempo.
7. Desarrollar modelos no lineales en el dominio del tiempo incluyendo la variación de la velocidad de giro de pieza. Determinar la viabilidad de esta técnica para eliminar el *chatter* a través de la correspondiente contrastación experimental analizando el comportamiento frente a diferentes tipos de señal y determinando la influencia de la amplitud y frecuencia de la señal empleada, con el objetivo global de ser capaces de definir la óptima. Definir estrategias de velocidad de giro de pieza variable con el fin de evitar la aparición de *chatter*.
8. Analizar posibles limitaciones existentes en cuanto a la aparición de marcas (u otros efectos secundarios), origen y magnitud de las mismas. Analizar la repercusión de esta técnica en la variación de las fuerzas y potencia del proceso.
9. Identificar las principales variables que controlan las demás restricciones o inestabilidades que toman parte en el proceso de rectificado sin centros analizando modelos desarrollados paralelamente a esta Tesis o con anterioridad por otros autores: modelos de caracterización de fuerzas de rectificado, modelos de caracterización del fenómeno de arrastre, potencia del proceso, temperaturas, dañado térmico de pieza, desgaste de muela y rugosidad, así como el acoplamiento de todas las variables. Realizar un análisis de la influencia y el acoplamiento de las variables que gobiernan todas las inestabilidades.
10. Profundizar en el análisis de estabilidad de arrastre de piezas multi-diámetro, ahondando en la relevancia que en dicha estabilidad pueda tener la distribución de apoyos de la pieza sobre la regla y la muela reguladora.

11. Desarrollar modelos de simulación del ciclo de *plongée* para piezas multi-diámetro.
12. Diseñar algoritmos de optimización para la configuración de ciclos de trabajo tanto para trabajo en *plongée* como en pasante.
13. Desarrollar una herramienta para la puesta a punto del proceso mediante la implementación de los modelos y estrategias desarrolladas, que guíe al preparador de la máquina en la selección de los parámetros óptimos de trabajo.

3.2 HIPÓTESIS

Basándonos en el estado del arte actual, se consideran ciertas las siguientes asunciones o hipótesis de partida para el desarrollo de los modelos de simulación:

1. En la simulación del proceso en *plongée* el modelo es plano. Esto quiere decir que se estudian solamente los efectos que tienen lugar en un plano perpendicular al eje de las muelas.
2. La intersección de la muela reguladora con el plano considerado es un círculo.
3. Se desprecia el posible efecto de *chatter* regenerativo en muelas frente al de *chatter* regenerativo en pieza.¹
4. Tanto en *plongée* como en pasante se asume que no existe deslizamiento entre la muela reguladora y la pieza, por lo que la velocidad de ésta viene dada por la de la muela reguladora y es constante. Se supone que el pequeño grado de deslizamiento que pudiera existir en *plongée* y el existente en pasante no afectan a los fenómenos analizados.
5. Todo el material de la pieza que interfiere con la muela de trabajo es eliminado.
6. Se desprecian las fuerzas de inercia debidas a las masas de las piezas debido a que los valores de las mismas frente a las fuerzas de corte son pequeños, salvo que se rectifique piezas muy grandes.
7. En cuanto a la caracterización dinámica de máquina, se supone que la función de transferencia puede considerarse bien definida mediante una caracterización bidimensional de los tres puntos de contacto de la pieza en la muela rectificadora, reguladora y regla.
8. Se supone que la dinámica con los ejes girando no varía sustancialmente respecto a la máquina parada (se desprecian efectos giroscópicos y variación de rigidez en los rodamientos o cojinetes del cabezal).

¹ Debido a las características del proceso de rectificado sin centros donde se emplean muelas de gran anchura, se considera mucho más crítico el efecto regenerativo de *chatter* en pieza que el de muelas. Aún así es posible que en condiciones estables frente a *chatter* en pieza el efecto limitante sobre la vida de la muela sea el de *chatter* regenerativo en la misma, por lo que esta hipótesis podrá recogerse en un futuro proyecto de investigación.

9. En el modelo plano, la sección de la muela reguladora se estudia como un círculo, lo que coincide con la realidad. En pasante, sin embargo, las secciones de la muela reguladora con planos perpendiculares al eje de trabajo son elipses porque la muela reguladora es un hiperboloide. No obstante, en este modelo también se suponen circulares a efectos geométricos.

10. No se considera la existencia de defectos en las muelas

Teniendo en cuenta lo expuesto en el presente proyecto se pretende validar las siguientes hipótesis de trabajo:

11. En cuanto a la caracterización dinámica del proceso, es suficiente la utilización de varios modos principales de vibración junto con una flexibilidad residual (resta de la rigidez equivalente experimental y la aportación de rigidez estática aportada por los modos considerados).

12. El efecto de precarga sometida a la estructura de la máquina puede ser relevante en la respuesta dinámica de la misma independientemente de la flexibilidad y amortiguamiento aportados en los puntos de contacto entre pieza-muelas y pieza-regla de apoyo.

13. Los modelos y mapas de estabilidad en el dominio de la frecuencia permiten obtener la estabilidad de los procesos de rectificado sin centros y la influencia sobre los mismos de las variables y parámetros del proceso.

14. El avance, velocidades de giro relativas entre muela rectificadora y pieza, la geometría de la zona de rectificado, la longitud de pieza rectificada, la flexibilidad de los elementos en contacto etc. son factores que afectan a la estabilidad de proceso y al filtrado de lóbulos por interferencia, debido a su influencia tanto sobre las fuerzas de corte como sobre la rigidez y la longitud y rigidez de contacto.

15. Estos efectos pueden ser caracterizados mediante la utilización de modelos analíticos que expresen la rigidez de contacto, rigidez equivalente y longitud de contacto.

16. En cuanto a la caracterización de las fuerzas de rectificado en un instante puntual, es suficiente con la realización de un ajuste exponencial de la fuerza en función del espesor de viruta equivalente.

17. Para la caracterización de la evolución de las fuerzas de rectificado, a medida que se desgana la muela rectificadora se requiere de la utilización de un modelo de desgaste de muela y un modelo de fuerzas que integre la influencia del estado de la muela y sus efectos sobre las fuerzas generadas.

18. Todos los fenómenos no lineales pueden representarse mediante modelos en el dominio del tiempo.

19. Al ser el *chatter* un fenómeno regenerativo dependiente principalmente de la velocidad de giro de la pieza, es posible desarrollar modelos y estrategias de velocidad de giro de pieza variable que permitan eliminar este fenómeno.

20. Es posible diseñar estrategias óptimas de configuración de parámetros y ciclos de trabajo considerando el acoplamiento de todas las variables intervinientes en el proceso.
21. El considerar la simulación en pasante como una sucesión de piezas de longitud infinitesimal girando cada una a la misma velocidad puede dar resultados suficientemente satisfactorios a la hora de determinar condiciones de trabajo estables.

3.3 METODOLOGÍA

A continuación se hace una descripción más detallada de la metodología que se llevará a cabo para la consecución de los objetivos planteados.

3.3.1 Realización de ensayos de conocimiento de proceso

Consistirá en la realización de ensayos sistemáticos de combinación de parámetros y variables del proceso con el objetivo principal de identificar las variables que controlan el mecanismo de regeneración de *chatter* en un proceso de rectificado sin centros y su interrelación con el mecanismo de redondeo geométrico, tanto para su modo de trabajo en *plongée* como en pasante.

1. Ensayos de combinación de alturas de pieza sobre centros con diferentes velocidades de giro de pieza.
2. Ensayos específicos sobre la influencia del avance, velocidad de giro de pieza, longitud de pieza y tiempo de matado de chispa.
3. Ensayos específicos de aplicación de velocidad de giro de pieza variable tanto en *plongée* como en pasante con el fin de descartar posibles efectos negativos en la aplicación de esta técnica, como puede ser la aparición de marcas sobre la pieza.

Se analizará también la influencia de dichos parámetros sobre las demás inestabilidades o limitaciones comunes a los procesos de rectificado: error de redondez y rugosidad de la pieza, potencia consumida, fuerzas tangenciales y normales de corte, relación de fuerzas, desgaste de muela o ratio G y daño térmico de pieza.

4. Ensayos específicos para conocer la influencia de la geometría y cinemática de corte sobre las fuerzas de rectificado y *plongée* en el error de redondez, rugosidad, desgaste de muela y quemado de piezas. Consistirán en combinaciones de velocidades de avance, velocidad de giro de muela rectificadora y velocidad de giro de pieza.

Los principales parámetros que se controlarán en los ensayos serán los siguientes:

1. Potencia: se medirá la potencia consumida por el cabezal de corte en cada ensayo y se calculará la energía específica de corte en cada condición de ensayo diferente.

2. Fuerzas tangenciales y normales: las fuerzas tangenciales se obtendrán relacionando dicho factor con la potencia consumida por el motor de la muela rectificadora. La fuerza normal se obtendrá a través de la relación obtenida entre la fuerza normal aplicada y la salida de transductores de fuerza disponibles en el husillo del carro inferior y superior y portarreglas o por medio de la señal ofrecida por el CNC de la máquina.

3. Medida de factor G : Después de un ciclo de piezas con un determinado diamantado, se mecanizará una pieza en otra posición, donde tengamos una zona no utilizada anteriormente para calcular el factor de desgaste midiendo la diferencia en el radio de pieza final de la parte rectificadora con la sección de muela utilizada hasta el momento y la no utilizada.

4. Medidas en pieza: se estudiará la influencia de los diferentes parámetros en el diámetro final, rugosidad, redondez y rectitud de pieza, por lo que estos serán los principales parámetros a medir. Se obtendrá un análisis en frecuencia del error en la pieza (control del número de facetas aparecido) antes y después de ser mecanizada.

5. Medida y análisis de vibraciones: se obtendrán las señales de tres acelerómetros colocados en el cabezal muela reguladora, muela rectificadora y regla. Se analizarán los espectros en frecuencia de cada ensayo. En caso de que se observe vibración fuera del rango indicado por las normas, se identificará el modo excitado y la amplitud de vibración, determinando qué elemento vibra y la relación con el error obtenido en la pieza.

3.3.2 Definición de los parámetros y ensayos necesarios para una correcta caracterización del proceso

Consistirá en la definición inicial de los parámetros necesarios para una correcta caracterización del proceso, como pueden ser:

- Caracterización dinámica de máquina: Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF) y parámetros modales.
- Caracterización de la energía específica y rigidez de corte del proceso, modelo de fuerzas, modelo de desgaste: expresión analítica de ajuste lineal o exponencial basado en el espesor de viruta equivalente, modelo analítico de caracterización de los fenómenos de arranque, rozamiento y aplastamiento.
- Caracterización de la rigidez equivalente, rigidez de contacto, rigidez estática de máquina...
- Caracterización de los modelos de rugosidad: influencia de las características de muela y diamantes.
- Caracterización de los modelos térmicos: características de pieza, muelas y refrigerante.

Posteriormente se definirán los ensayos necesarios y el procedimiento a seguir para la obtención de dichos parámetros.

- Caracterización dinámica de máquina: número de modos a considerar, puntos de medida, obtención de la flexibilidad residual, aplicación de precarga...
- Caracterización de la energía específica y rigidez de corte del proceso: definición de los ensayos o datos necesarios...
- Caracterización de la rigidez equivalente, rigidez de contacto, rigidez estática de máquina, etc.: definición de los ensayos necesarios.
- Caracterización de los modelos de rugosidad: bases de datos de muelas, diamantes...
- Caracterización de los modelos térmicos: bases de datos de materiales, muelas, refrigerantes...

3.3.3 Desarrollo de modelos de simulación del proceso. Modelización del comportamiento de máquina-proceso

El desarrollo de modelos de simulación implica en cada caso:

- La obtención de las ecuaciones que caractericen el proceso o inestabilidades que se quieran simular.
 - El desarrollo de los correspondientes programas de resolución que, en este caso, se llevarán a cabo en lenguaje de programación MATLAB.
 - La resolución de las ecuaciones utilizando todo tipo de herramientas matemáticas como métodos numéricos de obtención de raíces o métodos de integración numérica.
 - La recopilación de resultados y representación de manera gráfica mediante mapas de estabilidad, gráficos de evolución de variables en el tiempo, pantallas gráficas con las soluciones, etc.
1. Desarrollo de modelos lineales que representen con fiabilidad los mecanismos de regeneración geométrica y dinámica del proceso y el efecto de todas las variables o parámetros del proceso sobre dichas inestabilidades.
 - Modelo general *plongée* $f(\text{Hz})$
 - Modelo general pasante $f(\text{Hz})$

Se obtendrán mapas de estabilidad que permitan determinar cuáles son las configuraciones libres de inestabilidades de origen geométrico y dinámico y analizar la influencia en la estabilidad y en el número máximo de lóbulos (susceptible de regenerarse debido a fenómenos de filtrado) de todos los parámetros o variables de trabajo (análisis de sensibilidad).

2. Desarrollo modelos no lineales de evolución del defecto de radio y del error de redondez con planteamiento y resolución en el dominio del tiempo que incluyan los efectos de: error de redondez inicial de la pieza, matado de chispa, pérdidas de contacto, filtrado de lóbulos debido

a fenómenos de interferencia y efecto de la caída de la pieza debido a la constante reducción de radio que sufre la pieza en el rectificado en penetración

- Modelo general *plongée* $f(t)$

- Modelo general pasante $f(t)$

Se contrastarán y validarán los resultados obtenidos con los modelos en el dominio de la frecuencia y en el dominio del tiempo y estos últimos deberán servir también para analizar la influencia de las no linealidades descritas sobre la estabilidad del proceso y el número máximo de lóbulos susceptible de aparición por efecto de filtrado de lóbulos por interferencia y pérdida de contacto. La presentación de resultados se realizará mediante gráficos de evolución de variables en el tiempo.

3. Desarrollo de modelos no lineales, incluyendo la variación de la velocidad de giro de pieza. Definición de estrategias de velocidad de giro de pieza variable con el fin de evitar la aparición de *chatter*.

- Modelo general *plongée* $f(t)$ con variación de velocidad de giro de pieza

- Modelo general *pasante* $f(t)$ con variación de velocidad de giro de pieza

Partiendo de los modelos anteriores se añadirá la variabilidad de velocidad de giro de pieza, implementándose diferentes estrategias o señales de amplitud y frecuencia diferentes para analizar la influencia en la eliminación de *chatter* durante el proceso.

4. Desarrollo de modelos y estrategias de configuración óptimas de ciclos de trabajo tanto para trabajo en *plongée* como en pasante.

- Ecuación de continuidad para simulación de ciclo *plongée* y pasante a partir del modelo geométrico $f(t)$ y a partir del modelo general o dinámico.

- Ecuación de continuidad para simulación de ciclo *plongée* de piezas multi-diámetro.

Se comenzará por el desarrollo de unos modelos de simulación de los ciclos de *plongée* y condiciones de trabajo en pasante, que inicialmente se basarán en un modelo geométrico de evolución del defecto de radio al que se le irán incorporando otros modelos en la medida que se vayan desarrollando o validando (modelo dinámico, modelo de inestabilidades de arrastre, modelo de rugosidad, modelo térmico...).

Por lo tanto, se requerirá identificar las variables que controlan las demás restricciones o inestabilidades que toman parte en el proceso de rectificado sin centros. Se analizarán modelos desarrollados paralelamente a esta Tesis o con anterioridad por otros autores: modelos de caracterización de fuerzas de rectificado, modelos de caracterización del fenómeno de arrastre, potencia del proceso, temperaturas, daño térmico de pieza, desgaste de muela y rugosidad.

5. Desarrollo de modelos para el análisis del mecanismo y estabilidad rotacional de piezas multi-diámetro.

3.3.4 Validación y optimización de los modelos desarrollados

Se realizarán ensayos de contrastación de los modelos realizados en la medida que se vayan desarrollando, de forma que cada uno de ellos requerirá la definición y realización de unos ensayos concretos y el análisis correspondiente. De esta manera, se irán validando los mismos y estudiando la influencia en la estabilidad del proceso de todos los parámetros o variables.

El procedimiento de validación requerirá los resultados ofrecidos por la simulación en las mismas condiciones de trabajo, para lo cual se requerirá de la previa obtención de los parámetros que caracterizarán el proceso: rigidez de corte, rigidez de contacto, análisis modal experimental...

Una vez realizada la contrastación de los modelos se procederá a la optimización o refinamiento de los mismos en todos los sentidos: caracterización, programación, resolución y presentación de resultados.

3.3.5 Desarrollo de la herramienta final de puesta a punto y optimización del proceso

El desarrollo de la herramienta de puesta a punto requiere definir una o varias funciones objetivo, definir los parámetros a optimizar e imponer las debidas restricciones de calidad de pieza y estabilidad del proceso. Posteriormente será necesario desarrollar los algoritmos de optimización que definan la solución óptima en función de las limitaciones o restricciones impuestas al proceso teniendo en cuenta el acoplamiento de las variables.

Esta tarea también incluye el diseño de los pasos y el establecimiento de criterios al abordar la puesta a punto, la configuración de pantallas de datos de entrada y salida de resultados y el desarrollo de funciones finales en MATLAB. La aplicación será de uso interno y se adecuará en función de las normas básicas de programación utilizadas en Ideko para facilitar su posterior transformación a un software comercial definitivo.

La herramienta será capaz de simular cualquier condición de trabajo y por lo tanto una de las utilidades que ofrecerá será la de determinar la capacidad de corte o idoneidad de un determinado modelo de rectificadora sin centros para llevar a cabo una determinada operación en las condiciones requeridas por el usuario final.

3.3.6 Validación de la herramienta

La validación de la aplicación final se llevará a cabo en todos los procesos de puesta a punto o pruebas de cliente que sea posible tanto en Ideko como en Estarta.

Capítulo 4

Practical Application of New Simulation Methods for the Elimination of Geometric Instabilities in Centerless Grinding

En este artículo se presenta la solución al análisis de estabilidad geométrica en rectificado sin centros en *plongée*. Por un lado se presentan mapas de estabilidad de la solución al análisis en frecuencia mediante la aplicación de la transformada de Laplace, mediante la cual se representa el grado de estabilidad de cada solución. Se realiza una descripción del algoritmo de búsqueda de las raíces implementado y se presenta una simulación temporal de la evolución del error de redondez. El software que se desarrolla constituye la base de una primera herramienta para la correcta puesta a punto del proceso basado en el criterio de estabilidad geométrica.

Practical Application of New Simulation Methods for the Elimination of Geometric Instabilities in Centerless Grinding

R. Lizarralde¹, D. Barrenetxea¹, I. Gallego², J.I. Marquinez²

¹Ideko, Technological Center, Elgoibar, Spain

²Mondragon Goi Eskola Politeknikoa, Mondragon Unibertsitatea, Arrasate, Spain

Submitted by R. Bueno (1), San Sebastian, Spain

Abstract

Elimination of geometric lobing in centerless grinding has been extensively investigated. Several models have been successfully developed, but no practical tool has been implemented on machines to ease the setting up of the machine to ensure stable conditions. This paper describes a software tool which has been developed for setting up and optimization of centerless plunge grinding processes to avoid geometric instabilities. The software generates stability maps showing the stable and non-stable geometric configurations and the number of lobes generated in non-stable conditions. Complementary time domain models quantitatively predict the evolution of the profile error for each geometric configuration.

Keywords

Centerless, Application, Geometric stability

1. INTRODUCTION

The advantages of centerless grinding over center type cylindrical grinding have been widely addressed for high precision and high production finishing processes. But due to the particular workpiece configuration, centerless grinding is often subject to problems associated with roundness errors due to workpiece: regenerative chatter and geometric lobing [1]. Chatter may appear as a result of the coupling between the cutting process and the natural frequencies of the machine. Geometric lobing is related to the fact that the workpiece is loose, so its axis of rotation may oscillate between the grinding and regulating wheels. This latter type of instability depends mainly on the geometry defined by the initial conditions, *i.e.*, blade angle and workpiece height, and may appear even with very rigid machines. Setting up of the machine and process to avoid these instabilities is, in many cases, done by means of lengthy trial and error tests. The time required and the degree of success is usually based upon the expertise of the machine operator.

This paper presents a simulation tool which has been developed to facilitate set up of centerless grinding machines to achieve geometrically stable conditions. Such software can even be incorporated into CNC machines in order to quickly select stable machine set up conditions.

2. PREVIOUS RESEARCH WORKS

The stability problem for centerless grinding has been extensively investigated during the past 60 years. Several authors have developed mathematical models to determine stability configurations. Perhaps the earliest fundamental work can be attributed to Dall [2] who in 1946 presented an analysis for the roundness mechanism related to the geometrical configuration for an infinitely stiff system.

Starting in 1964, Rowe et al. [3-5] characterized the geometrical lobing and proposed an equation to obtain the roundness error as a function of the error at the contact points. In subsequent work, Rowe et al [6,7] applied their studies of the machine dynamics to practical problem of machine set up.

In 1964, Gurney [8] presented dynamic stability charts, assuming geometrical stability, based on the general chatter theory. Reeka [9] also developed geometric stability maps, showing the number of lobes generated as a function of the blade angle and the angle between the two tangents of the workpiece with the wheels.

From 1969 to 1972, Miyashita et al. [10,11], Furukawa et al. [12-14] and Shiozaki et al. [15] represented the dynamic behavior of the machine by means of a two degree of freedom analysis in terms of the uncoupled movement of each wheel. For this purpose, the regeneration process was represented as a closed loop with the gain being a function of the most significant parameters of the process.

In 1990, Bueno et al. [16] analyzed the geometric and dynamic instabilities by representing the workpiece error as a function of parameters such as the residual stiffness and the flexibility of the wheels and blade. For the dynamic case, the transfer function which was obtained considered the residual stiffness which includes, besides the effect of other modes, the flexibility of the wheels and blade. In the 1990s, Zhou et al. [17,18] demonstrated that the contact stiffness was also an essential parameter to predict the generation of lobes.

Nieto et al. [19] predicted the threshold stability value of the cutting stiffness as a function of the workpiece rotation frequency. Additionally, they introduced non linear effects such as spark out process.

More recently, Harrison and Pierce [20] analyzed the equations of Zhou et al. [18] in time and Laplace domains to reduce lobing in centerless grinding

In 2004, Hashimoto et al. [1], presented set up rules for the three stability problems: dynamic, geometric and rotation. An algorithm was introduced to evaluate the three criteria in order to define the optimum setting up.

3. STABILITY MODELS

In this section, the methodology is presented to obtain a fast and reliable solution to these instability problems by means of simulation tools.

3.1. Characteristic equation under geometric hypothesis.

According to Furukawa et al. [14], $r_w(\varphi)$ is the radial defect at a point in the surface defined by the angle φ . $r_w(\varphi)$ is zero when the grinding process takes place without any defect and positive (negative) when the actual radius at angle φ is higher (smaller) than ideal.

Under infinitely rigid assumptions for the machine elements and workpiece, the equation that defines the process is

$$r_w(\varphi) = \varepsilon' r_w(\varphi - \varphi_1) - (1 - \varepsilon) r_w(\varphi - \varphi_2) \quad (1)$$

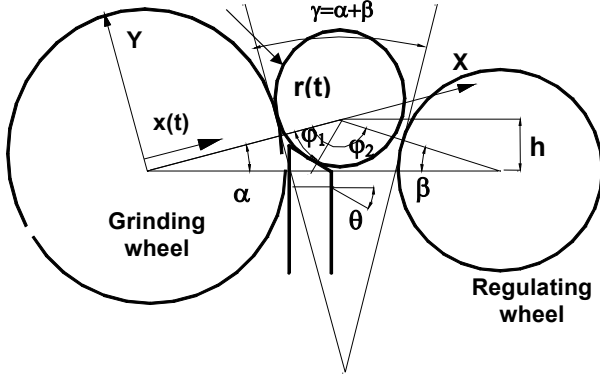


Figure 1: Geometric configuration in centerless grinding.

ε' and $(1 - \varepsilon)$ relate the displacement of the workpiece relative to the grinding wheel caused by an unit defect on the blade and the regulating wheel, respectively. These coefficients are given by:

$$\varepsilon' = \frac{\sin \varphi_2}{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (1 - \varepsilon) = \frac{\sin \varphi_1}{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (2)$$

Defining ω_p as the angular velocity of the workpiece, then

$$t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_p} \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_p} \quad (3)$$

Equation (1) can be written in the time domain as:

$$r_w(t) = \varepsilon' r_w(t - t_1) - (1 - \varepsilon) r_w(t - t_2) \quad (4)$$

If the initial conditions of $r_w(t)$ are known between $t = -2\pi/\omega_p$ and $t = 0$, i.e., workpiece initial profile, the Laplace transformation can be applied to (4) to study unstable frequency components of the radial defect function:

$$R_w(s) = \frac{\varepsilon' e^{-\frac{\varphi_1}{\omega_p} s} \int_{-\frac{\varphi_1}{\omega_p}}^0 e^{-sx} r_w(x) dx - (1 - \varepsilon) e^{-\frac{\varphi_2}{\omega_p} s} \int_{-\frac{\varphi_2}{\omega_p}}^0 e^{-sx} r_w(x) dx}{1 - \varepsilon' e^{-\frac{\varphi_1}{\omega_p} s} + (1 - \varepsilon) e^{-\frac{\varphi_2}{\omega_p} s}} \quad (5)$$

The poles of $R_w(s)$ will define whether the process is stable or unstable. The poles of the function are usually expressed in terms of defect regeneration frequency (ω) and damping ξ :

$$s = -\omega \xi + i \omega \sqrt{1 - \xi^2} \quad (6)$$

Regeneration will be unstable for $\xi < 0$. The number of lobes will be given by the relation between defect regeneration frequency and the angular velocity of the workpiece:

$$n = \frac{\omega}{\omega_p} \quad (7)$$

The numerator in function (5) depends on the initial conditions and is not significant for the instability calculation. The poles of function (5) will be those values of s which cancel the denominator:

$$f(s) = 1 - \varepsilon' e^{-\frac{\varphi_1}{\omega_p} s} + (1 - \varepsilon) e^{-\frac{\varphi_2}{\omega_p} s} \quad (8)$$

3.2. Inclusion of flexible elements, in absence of dynamic effects.

Including the flexibility of the machine and the elements involved in the process requires additional terms. These terms are grouped in $H_w(\varphi)$, that represents the distortion in the cutting depth due to the static deflections of the machine and the deformations at the contact points of the workpiece with the blade and wheels. The radial defect is, then:

$$r_w(\varphi) = \varepsilon' r_w(\varphi - \varphi_1) - (1 - \varepsilon) r_w(\varphi - \varphi_2) + H_w(\varphi) \quad (9)$$

Assuming Hertzian contacts, the poles of the function $R(\omega)$ are:

$$f(s) = 1 - \varepsilon' e^{-s \frac{\varphi_1}{\omega_p}} + (1 - \varepsilon) e^{-s \frac{\varphi_2}{\omega_p}} + K \left(1 - e^{-s \frac{2\pi}{\omega_p}} \right) \quad (10)$$

where K represents:

$$K = k_w \left[\frac{1}{k_{m\alpha}} + \frac{\lambda_A + \lambda_p}{\lambda_A} \left[\ln \frac{L_T^3 (R_T + r_{inst}(t))}{4(\lambda_T + \lambda_p) k_w a_e(t) R_T R_{ins}(t)} + 2,38 \right] + \frac{1}{k_{m\alpha}} + \frac{\lambda_A + \lambda_p}{\lambda_A} \left[\ln \frac{L_T^3 (R_A + r_{inst}(t))}{4(\lambda_A + \lambda_p) k_w a_e(t) R_A R_{ins}(t)} + 2,38 \right] - G \varepsilon \left[\frac{1}{k_{mr}} + \frac{\lambda_R + \lambda_p}{\lambda_R} \left[\ln \frac{L_T^3 (R_T + r_{inst}(t))}{4(\lambda_R + \lambda_p) k_w a_e(t) R_R R_{ins}(t)} + 2,38 \right] \right] \right] \quad (11)$$

L_T , L_A and L_R are the contact length between the grinding wheel, regulating wheel and blade, respectively, with the workpiece. k_w is the cutting stiffness, r_{inst} is the workpiece radius and the terms λ are related to the mechanical properties of workpiece and wheels in the elastic domain [21]. A , B , G are parameters dependant on the geometry and the friction coefficients between workpiece and blade (μ_R) and between workpiece and grinding wheel (μ_T).

$$G = \frac{-\sin \beta + \mu_T (\cos \beta + \cos \alpha) - \tan \alpha [\cos \beta + \mu_T (\sin \beta - \sin \alpha)]}{\cos \theta + \mu_R (\sin \theta + \cos \alpha) + \tan \alpha [\sin \theta - \mu_R (\cos \theta - \sin \alpha)]} \quad (12)$$

$$A = \frac{\cos \beta + \mu_T (\sin \beta - \sin \alpha)}{\cos \alpha} \quad B = \frac{\sin \theta - \mu_R (\cos \theta - \sin \alpha)}{\cos \alpha} \quad (13)$$

The inference of this expression is a refinement of equations presented by Zhou et al. [17,18].

3.3. Determination of the instabilities by means of Levenberg-Marquardt algorithm

Given that $f(s)$ is a complex function of complex variable, those s values which satisfy $f(s) = 0$ will also satisfy $|f(s)| = 0$. Naming α and β the real and imaginary parts of s , the modulus can be written:

$$g(\alpha, \beta) = |f(s)|^2 = \left(1 - \varepsilon' e^{-\frac{\varphi_1}{\omega_p} \alpha} \cos \left(\frac{\varphi_1}{\omega_p} \beta \right) + (1 - \varepsilon) e^{-\frac{\varphi_2}{\omega_p} \alpha} \cos \left(\frac{\varphi_2}{\omega_p} \beta \right) \right)^2 + \left(\varepsilon' e^{-\frac{\varphi_1}{\omega_p} \alpha} \sin \left(\frac{\varphi_1}{\omega_p} \beta \right) + (1 - \varepsilon) e^{-\frac{\varphi_2}{\omega_p} \alpha} \sin \left(\frac{\varphi_2}{\omega_p} \beta \right) \right)^2 = 0 \quad (14)$$

In this way, pole-finding of $R\alpha(s)$ has been transformed into root finding of a real function of two real variables, $g(\alpha, \beta)$. Since $g(\alpha, \beta)$ is always positive, the problem reduces to finding local minima, which is commonly called unconstrained local optimisation. The parameters α and β are related to ω and ξ through:

$$\alpha = -\omega\xi \quad \beta = \omega\sqrt{1-\xi^2} \quad (15)$$

Determination of the roots of $g(\alpha, \beta)$ must be highly accurate to avoid an incorrect identification of ξ , which could lead to unstable roots as stable, and vice versa. Moreover, the computation must be efficient to be used in practical applications.

The complete study to determine the optimum method is described in detail in [21]. From all the algorithms tested, Levenberg-Marquardt was selected. With this algorithm it is possible to solve for one configuration in 0,4 seconds using a conventional PC.

4. RESULTS

4.1. Stability maps in plunge

The most practical information for setting up one particular process is identification of the blade angle θ and workpiece height h which will provide stable conditions. This information is displayed in stability maps, which are two dimensional graphs that define stable and unstable areas for each pair of values θ, h . The unstable areas are those with, at least, one root with negative damping, $\xi_s < 0$, as shown in figure 2. The map also includes the number of lobes that would be generated in each unstable area.

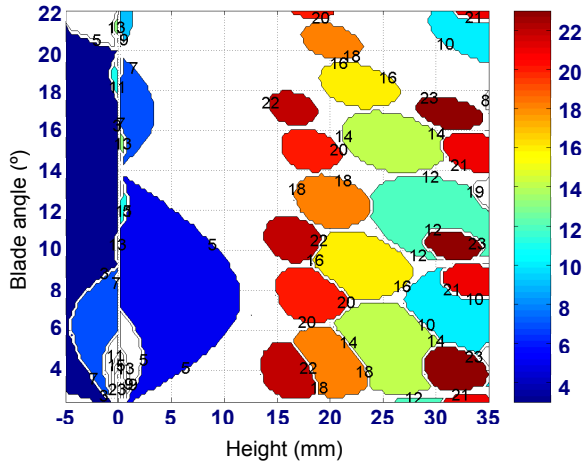


Figure 2: Stability map for $R_i=284,5$ mm; $R_a=152,5$ mm; $R=25$ mm; feed rate= 5,8 mm/rev.

The simulations generally show a big unstable area for negative heights with generation of 3 lobes. At low heights, 5 lobes are generated for blade angles around 15° and 7 lobes for blades between 35° - 40° . Blades with 30° and 45° angles present quite wide stable areas, while a 15° blade shows no stable area.

A remarkable conclusion that corroborates the work of Bueno et al. [16], is that, for all cases, the size of unstable areas is highly dependant on the flexibility of the regulating wheel.

Another interesting parameter is the degree of instability for each unstable area. The graph corresponding to the example of figure 2 with this information is presented in figure 3.

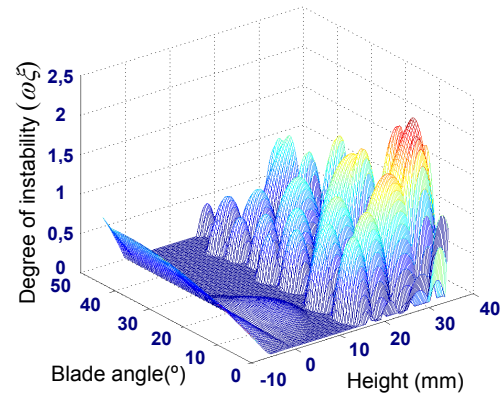


Figure 3: Stable and unstable areas including the degree of stability ($\omega\xi$).

The models can also be used to obtain stability maps for a particular blade angle. Such a simplified map presents the number of lobes for each workpiece height. Furthermore, the degree of instability can also be represented as seen in figure 4.

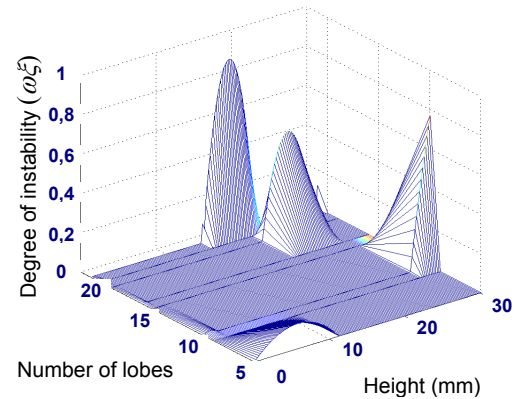


Figure 4: Stability map for a 15° blade.

Systematic experimental verification of the results obtained by the model was undertaken. Excellent correlation was obtained between the degree of instability of the solutions and the amplitude of the roundness error.

4.2. Profile evolution in time domain

Time domain models have also been developed to complement the stability maps in order to predict the roundness error, the growth or attenuation of the lobes, and the final profiles obtained for a particular process. The influence of the cycle duration and the flexibility of the regulating wheel on the final roundness error can also be obtained with these models.

Some non-linear effects have been considered in these models, such as potential non contacts that can occur during spark out. The most significant non-linearities arise because the contact between workpiece and regulating wheel and between workpiece and blade are not point contacts. The width of both contact areas have been determined by applying Hertzian theory. Thus the contacts, especially the one with the regulating wheel, induce a filtering effect in the lobe generation process thereby preventing the formation of profiles with high numbers of lobes and also conditioning the lobe growth process.

An example of the practical application of the time domain models is presented in figure 5. Two different evolution processes are shown starting from the same initial profile, one with lobe growth and the other with lobe attenuation.

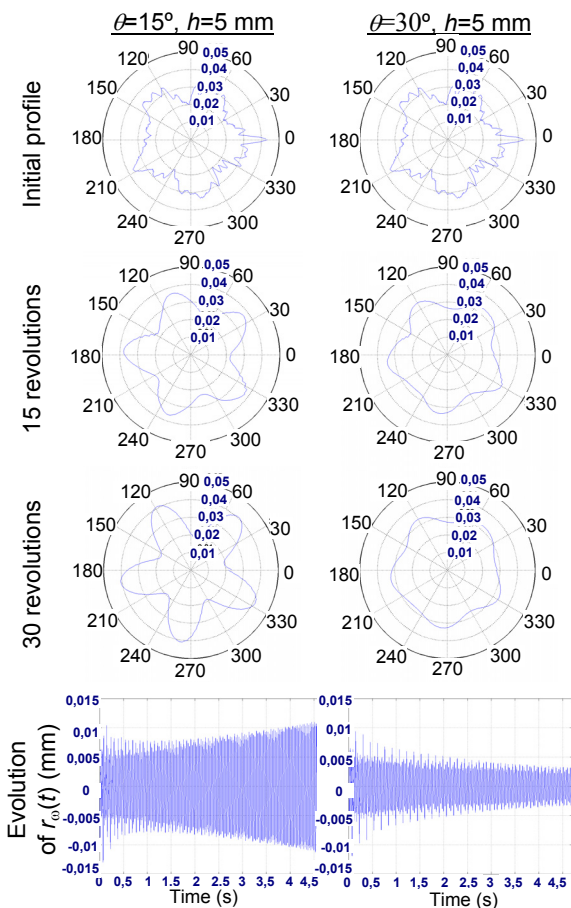


Figure 5: Evolution of lobe generation for two blade angles.

5. CONCLUSIONS

The conclusions from this work can be summarized as follows:

1. Stability maps were obtained for centerless plunge grinding as a function of workpiece height and blade angle, including the degree of stability. A general map can be obtained in one hour and the specific map for one particular blade in just seconds.
2. A time domain model was introduced which considers non-linearities such as the width of the contacts of the workpiece with the regulating wheel and the blade. This model complements the stability maps, providing quantitative values of the evolution of the profile error.
3. These stability models provide the basis for a simulation tool which has been practically implemented in industry by means of a *Setting up Guide* and incorporation into the CNC machine in order to efficiently implement a stable process set up.

6. REFERENCES

1. Hashimoto F., Lahoti G.D., 2004, Optimization of Set-up Conditions for Stability of The Centerless Grinding Process. *Annals of the CIRP*, vol. 53/1 pp.271-274.
2. Dall A. H., 1946, *Rounding Effect in Centreless Grinding*, *Mechanical Engineering*, vol. 58, pp. 325-329.
3. Rowe W.B., Barash M.M., 1964, *Computer Method for Investigating the Inherent Accuracy of Centreless Grinding*, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 4, pp. 91-116.
4. Rowe W.B., Koeningsberger F., 1965, *The Work Regenerative Effect in Centerless Grinding*, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 4, pp. 175-187.

5. Rowe W.B., Richards R.L., 1972, *Geometric Stability Charts for the Centreless Grinding Process*, *J. Mech. Eng. Science*, vol. 14 n°2, pp. 155-158.
6. Rowe W.B., Bell W.F., Brough D., 1987, *Limit Charts for High Removal Rate Centerless Grinding*, *Int. J. Mach. Tools Des. Res.*, vol. 27 n°1, pp 15-25.
7. Rowe W.B., Spraggett and R. Gill, 1987, *Improvements in Centreless Grinding Machine Design*, *Annals of the CIRP* vol. 36 pp.207-210.
8. Gurney J.P., 1964, *An Analysis of Centreless Grinding*, *ASME Jnl. Eng. Ind.*, vol. 87, pp. 163-174.
9. Reeka D., 1967, *On the relationship Between the Geometry of the Grinding Gap and the Roundness Error in Centerless Grinding*, PhD. Diss., Tech. Hochschule, Aachen.
10. Miyashita, M., 1972, *Unstable Vibration Analysis of Centerless Grinding System and Remedies for its Stabilization*, *Annals of the CIRP*, vol. 21-1, pp. 103-104.
11. Miyashita M., Hashimoto F., and Kanai A., 1982, *Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding*, *Annals of the CIRP*, vol. 33/1, pp. 221-223.
12. Furukawa Y., Miyashita M., Shiozaki S., 1970, *Chatter Vibration in Centerless Grinding (Research 1, Work-rounding Mechanism under the Generation of Self-excited Vibration)*, *Bull. of JSME*, vol. 13 n°64, pp.1274-1283.
13. Furukawa Y., Miyashita M., Shiozaki S., 1971, *Vibration Analysis and Work-Rounding Mechanism in Centerless Grinding*, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 11, pp. 145-175.
14. Furukawa Y., Miyashita M., Shiozaki S., 1972, *Chatter Vibration in Centerless Grinding (Research 2, Influence of Growing up Mechanism of Self-excited Vibration Chatter Vibration on Finishing Accuracy)*, *Bull. of JSME*, vol. 15 n° 82, pp. 544-553.
15. Shiozaki S., Miyashita M., Furukawa Y., 1970, *Generation and Growing up Process of Selfexcited Chatter Vibration in Grinding*, *Bull. of JSME*, vol. 13 n° 63, pp.1139-1150.
16. Bueno R., Zaratain M., Aguinagalde J. M., 1990, *Geometric and Dynamic Stability in Centerless Grinding*, *Annals of the CIRP* vol. 39 pp.395-398.
17. Zhou S.S., Gartner J.R., Howes T.D., 1996, *On the Relationship between Setup Parameters & Lobing behavior in Centerless Grinding*, *Annals CIRP*, vol.45 pp.341-346.
18. Zhou S.S., Petrosky G.C., 1997, *Improving Workpiece Roundness through Centerless Grinding Cycle Optimization*, *Annals of the CIRP*, vol. 46 pp.217-222.
19. Nieto J., 1996, *Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico en las rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: penetración y pasante*, Ph. D. Thesis, E. S. I. I. San Sebastián, Universidad de Navarra.
20. Harrison A. J. L., Pearce T. R. A., 2002, *Prediction of lobe growth and decay in centreless grinding based on geometric considerations* *Proc. Instn. Mech. Engrs.* vol. 216 Part B: *J. Engineering Manufacture*: pp. 1201-1216.
21. Gallego I., Barrenetxea D., Rodríguez A., Marquínez J. I., Unanue A, Zarate E., 2003, *The 36th CIRP-International Seminar on Manufacturing Systems*, pp. 163-170.

Capítulo 5

Precision, Stability and Productivity Increase in Throughfeed Centerless Grinding

En este artículo se presenta la solución al análisis de estabilidad geométrica en rectificado sin centros para trabajo en pasante. Resuelto en el dominio de la frecuencia a través de la transformada de Laplace se representan primero diagramas de estabilidad donde se muestra, para una configuración geométrica dada, la evolución del grado de estabilidad y número de lóbulos a lo largo de su recorrido entre muelas. Posteriormente se presentan mapas de estabilidad global, donde el grado de estabilidad de cada configuración se define a través de la media de la estabilidad a lo largo del recorrido entre muelas. Se muestran resultados experimentales que concuerdan con el comportamiento teórico predicho y se complementa el software desarrollado para la forma de trabajo en *plongée*, implementándose en máquina con el nombre de SUA, *Set-up Assistant*.

Precision, Stability and Productivity Increase in Throughfeed Centerless Grinding

I. Gallego¹ (3), R. Lizarralde², D. Barrenetxea², P. J. Arrazola¹

¹Manufacturing Department, Faculty of Engineering – Mondragon University, Mondragon, Spain

²Ideko Technological Center, Elgoibar, Spain

Submitted by R. Bueno (1), San Sebastian, Spain

Abstract

Centerless grinding is a high precision manufacturing process commonly applied to the mass production of many industrial components. However, workpiece roundness is critically affected by geometric lobing and no practical tool has been developed to solve the problem in throughfeed working mode. Based on simulation methods previously applied to plunge grinding, a new software tool has been developed in this work. The software determines the optimal working configuration and can be used to reduce set-up time and improve three important features: 1) Precision, as the roundness error is rapidly corrected at the optimal configuration. 2) Productivity, since the workpiece stock can be significantly reduced. 3) Stability, because the process is less sensitive to the original roundness error of the workpiece.

Keywords:

Centerless grinding, Productivity, Simulation

1 INTRODUCTION

Centerless grinding is a manufacturing process widely used as a high-productivity finishing technology. The main advantage of this process comes from the fact that clamping and centering operations are eliminated, reducing operation times and allowing automation via workpiece changers and manipulators.

However, workpiece roundness is critically influenced by two types of instabilities: chatter and geometric lobing. Chatter appears as a result of the coupling between the cutting process and the main frequencies of the machine. Simulation of dynamic instabilities and chatter avoidance will be treated in an upcoming paper. On the other hand, geometric lobing may appear when the machine configuration allows a number of lobes close to an integer to be present in the workpiece surface (see Figure 1), coinciding a lobe maximum in the regulating wheel with two minima in the grinding wheel and in the blade respectively. Under these conditions, together with its rotation, the workpiece oscillates between the grinding and regulating wheels during the process, leading to lobe regeneration. On the contrary, under stable conditions, the workpiece self-centers and high precision can be rapidly achieved.

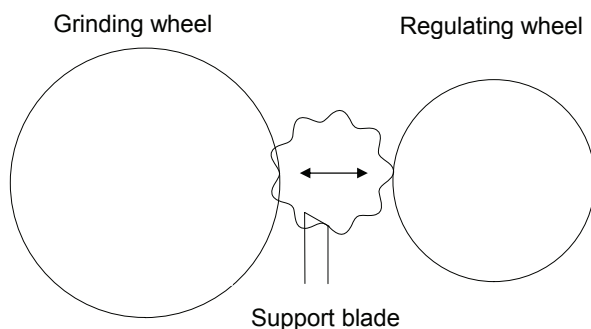


Figure 1: Geometric lobing in centerless grinding (size of lobes is exaggerated).

In a previous work [1], a new practical tool developed to facilitate the set up of plunge centerless grinding was presented. Throughfeed grinding is much more complex to simulate. In this operation mode, the regulating wheel is swivelled to give the workpiece an additional axial movement. As a result, the grinder can be continuously fed with workpieces and productivity is significantly increased. Nevertheless, the process may be more difficult to set up.

This paper presents the basis of a new software tool called SUA (*Set-up Assistant*), which is already commercially available, developed to increase precision and productivity in centerless grinding.

2 THROUGHFEED STABILITY SIMULATION

Several models have been successfully developed in the bibliography [2-11], specially concerning plunge grinding.

In mid sixties, Rowe et al. [2] derived an equation to obtain the roundness error as a function of the error at the contact points, which was applied to the grinder set up problem [3]. In 1967, Reeka [4] presented geometric stability charts, which showed the number of lobes generated as a function of the blade angle and the angle between the two tangents of the workpiece with the wheels. In the seventies and eighties, the existing models were refined by Miyashita, Hashimoto, Rowe and other authors [5-7], and dynamic effects were introduced in the equations. Both Bueno *et al.* [8] and Zhou *et al.* [9] showed that the contact stiffness is an essential parameter to predict geometric lobing correctly. More recently, Harrison and Pierce [10] applied the model of Zhou to plot stability maps in plunge grinding. Finally, in 2004 Hashimoto et al. [11] presented guidelines for determining proper set-up conditions to avoid spinners, chatter vibration and roundness problems.

Following Furukawa *et al.* notation [12], let $r_{\omega}(\varphi)$ be the radius defect in a point in the surface defined by the angle φ . In plunge operation (Figure 2), the equation that describes the process is:

$$r_{\omega}(\varphi) = \varepsilon' r_{\omega}(\varphi - \varphi_1) - (1 - \varepsilon) r_{\omega}(\varphi - \varphi_2) + H_{\omega}(\varphi) \quad (1)$$

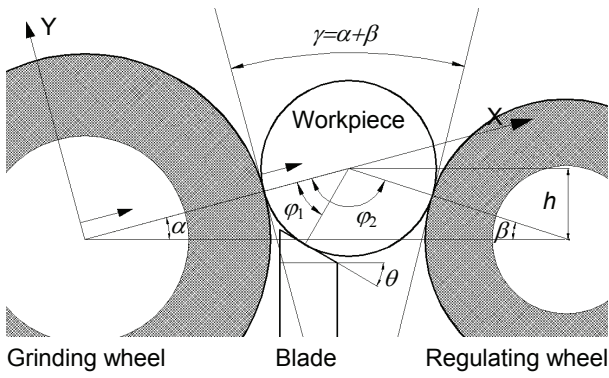


Figure 2: Geometric configuration in plunge grinding.

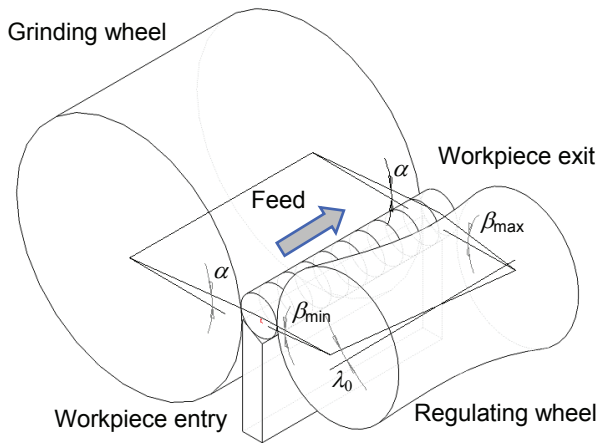


Figure 3: Geometric configuration in throughfeed grinding (workpieces are machined in a continuous run).

This equation simply describes the displacement of the contact point between the workpiece and the grinding wheel due to the presence of defects on the blade and on the regulating wheel. ε' and $(1-\varepsilon)$ are coefficients that relate the movement of the workpiece with respect to the grinding wheel originated by an unitary defect on the blade and on the regulating wheel respectively. $H_\omega(\varphi)$ represents the distortion in the cutting depth due to the static deflection of the grinder, the deformation at the contact point between the workpiece and the regulating wheel and other minor effects.

In throughfeed grinding (Figure 3), α angle remains constant, but β varies as the workpiece goes through the path between both wheels and the blade. Consequently, φ_2 in equation (1) does not remain constant anymore and, as a result, process simulation becomes more complex.

The solution adopted in this work has been to transform the plunge model, which is known to be very reliable for this type of operation [1], into a more generalised simulation scheme for throughfeed grinding. The first step is to calculate the actual value of φ_2 as a function of the workpiece position in its path:

$$\varphi_2(z_L) = \pi - \arctan\left(\frac{h - z_L \cdot \sin \lambda_0}{x_0 + z_L \cdot \cos \lambda_0 \cdot \sin \lambda_1}\right) - \beta \quad (2)$$

λ_0 and λ_1 are the feed and penetration angles of the regulating wheel after truing and positioning it (Figure 4).

The next stage is to analyse the process stability degree all along the workpiece path in the grinder. For that purpose, the path is divided in a number of segments

(typically near one hundred) and equation (1) with the actual value of φ_2 in each position is used.

Every equation is then analysed as described in previous works [1, 13]. Laplace transformation is applied to it with the aim of studying unstable frequency components of the defect function. As it is well known, the poles of the function in the frequency domain will define whether the process is stable or unstable. The function has a very complex analytical form and all the significant poles should be found by means of a highly efficient algorithm. Levenberg-Marquardt is the most appropriate optimisation method, as it takes advantage from the safe local convergence given by first-order methods and the faster convergence of second-order methods. This algorithm is much faster than Simplex method used by Harrison and Pearce [10], being more suitable for throughfeed grinding due to the number of calculations that must be done.

Using the output of these calculations, stability maps can be plotted, as is described in next section.

3 RESULTS

3.1 Stability diagram of a specific configuration

In general, φ_2 angle changes considerably in throughfeed grinding. Therefore, it is very difficult to prevent the workpiece from passing through one geometrically unstable segment at least. Stability diagrams provide information about the less stable lobe component and its stability degree all along the workpiece path. A positive value of stability degree ($\omega\varepsilon$) means that roundness error is corrected, while a negative value indicates that lobe regeneration is going to take place [1].

In Figure 5, three stability diagrams are plotted for different workpiece heights: 0.75 mm, 3.5 mm and 9.5 mm. Other configuration parameters are: blade angle 30° , wheels and workpiece diameters 632 mm, 310 mm and 33 mm respectively, λ_0 3° , ω_r 49 min^{-1} , wheel width 500 mm, feed 2500 mm/min. The less stable component values are shown at the bottom of the graphs.

It is important to point out that the presence of a high order unstable component in a short section of the stability diagram (Figure 5c) is not critical for the process, because the amplitude of these type of components is rapidly corrected in the rest of the path. The important configurations to avoid are those that have: 1) Low order components at the entry (typically 3 or 5), even in short segments, since lobe correction is much slower in this case. 2) High order components in a relatively long segment (more than 20% of the path).

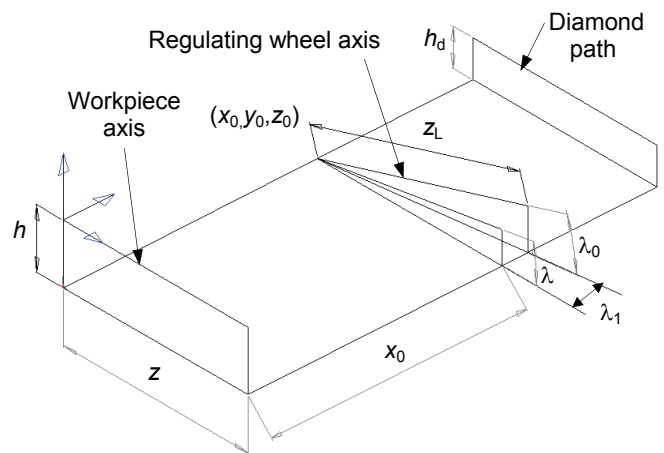


Figure 4: Some important parameters in throughfeed grinding.

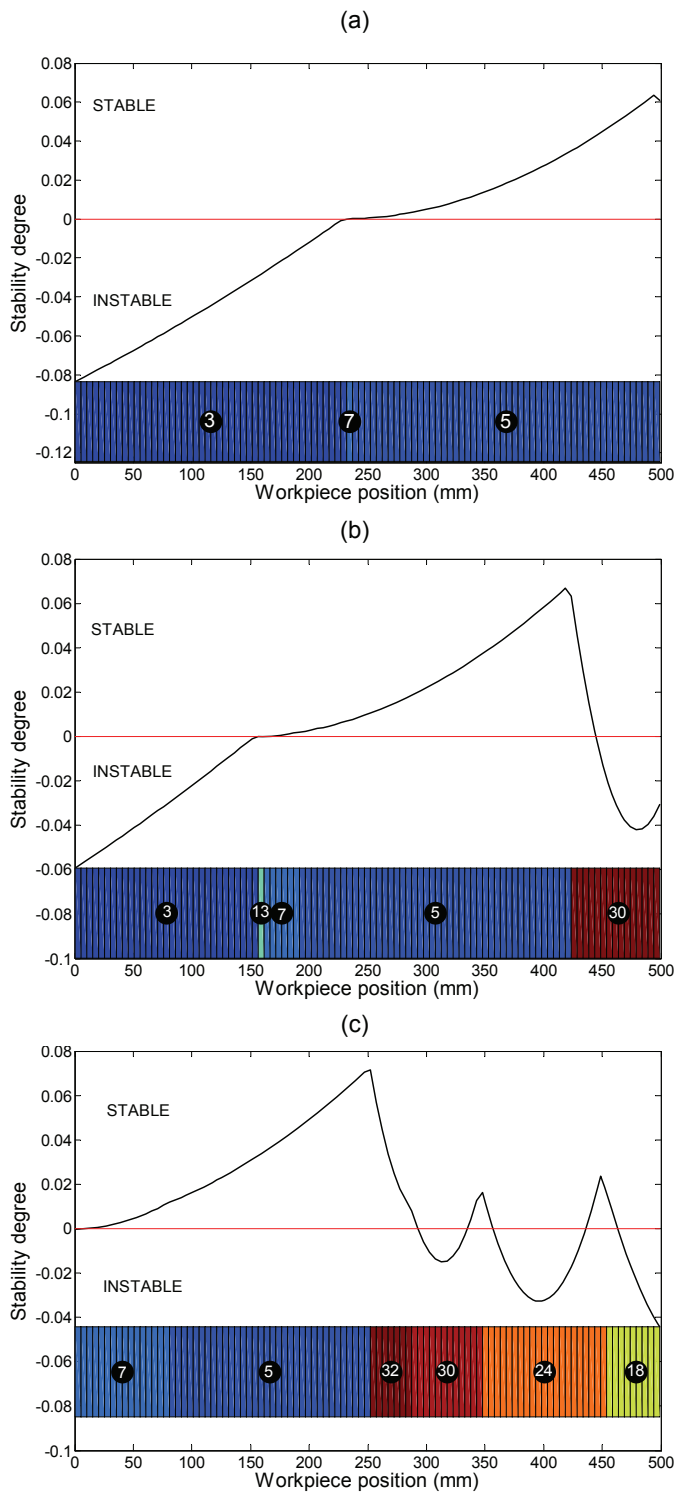


Figure 5: Stability diagrams, blade angle: 30° , workpiece height: (a) $h=0.75$ mm, (b) $h=3.5$ mm and (c) $h=9.5$ mm.

Due to the computational efficiency of Levenberg-Marquardt algorithm, stability diagrams are obtained in a few seconds with an average computer.

In the absence of vibrations, these plots may facilitate to a large extent process setting up. As wheel diameter changes after repeated dressing, stability diagrams may also be used to correct workpiece height and remain at stable configurations from the beginning to the end of wheels life. Furthermore, roundness error decreases very fast at optimal configuration, so productivity of manufacturing lines may be enhanced by reducing the stock to grind.

In addition, if high process capability (cpk) is required, the use of stability diagrams may be very helpful, because the final result is less sensitive to the initial profile of workpiece, which is usually a matter of concern for grinding companies.

3.2 Stability maps

By repeating the previous calculation for different working configurations, stability maps can be plotted (Figure 6). Figure 6a shows the less stable lobe components and Figure 6b represents the global stability of the process. The latter may be used at the first stages of the setting up, as it clearly displays the most stable areas (in blue) and the working configurations to avoid (dark red).

Mathematically, global stability of each lobe component should be defined as the mean value of stability along the path. However, to further ensure that unstable segments are avoided, a penalty weight is applied to negative stability values. The weight value selected in our simulation is 2.5 for wheels of 500 mm or wider (as in Figure 6b), which decreases linearly to 1 for wheels of 100 mm or less. The reason for this change is that, from a stability point of view, throughfeed grinding with narrow wheels is not very dissimilar to plunge grinding, as φ_2 angle does not change very much.

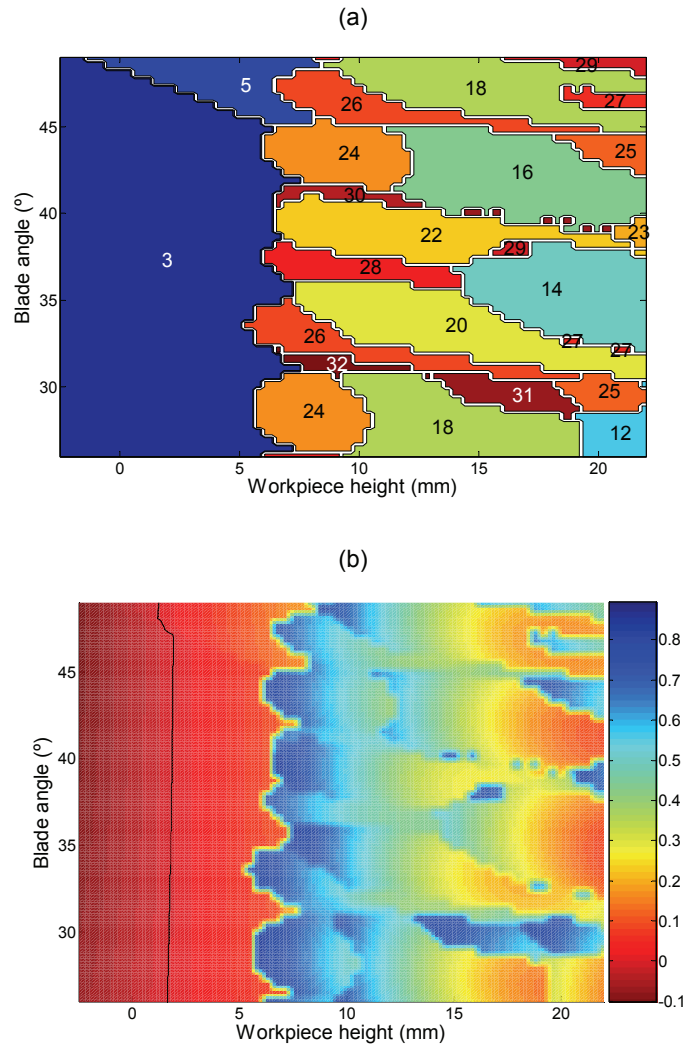


Figure 6: Stability maps, wheel with: 500 mm. (a) Number of lobes (b) Global stability degree (relative units). In blue: stable areas. In dark red: unstable areas.

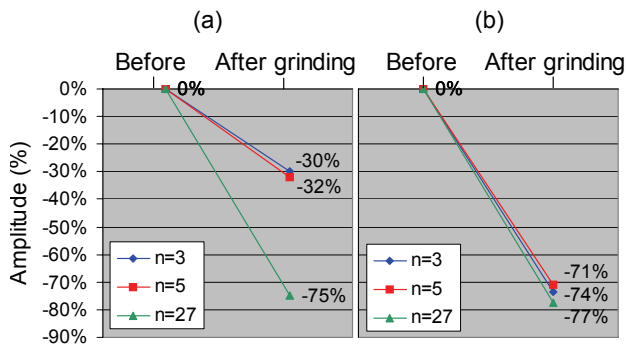


Figure 7: Experimental evolution of 3, 5 and 27 lobe components, workpiece height: (a) 3.5 mm (b) 9.5 mm.

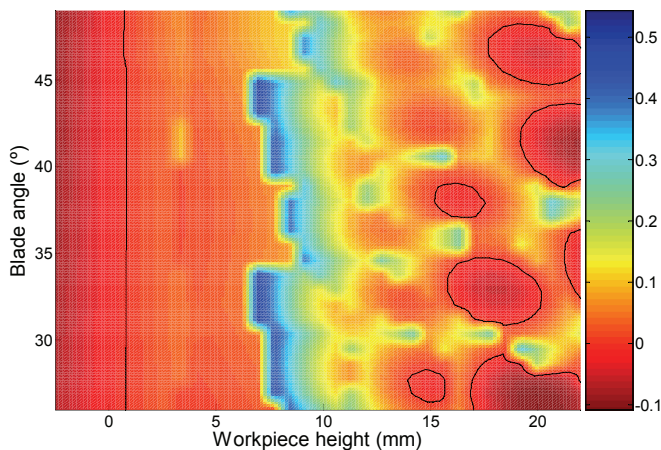


Figure 8: Global stability degree, wheel width: 200 mm.

Experimental tests were performed at the same working conditions of Figures 5 and 6 (workpiece stock: 0.2 mm). An amount of 36 workpieces with 3, 5 and 27 lobes were prepared. At low workpiece height, it is very well known that 3 lobes are formed. At $h=3.5$ mm (Figure 7a), the process is stable, but the amplitude of 3 and 5 components decreases very slowly. On the contrary, closer to the optimal working configuration, all the lobes decrease very rapidly (Figure 7b).

3.3 Influence of wheel width on stability

Preceding maps have been obtained for a wheel width of 500 mm. For shorter wheels, there is a bigger risk of finding a high order unstable component in a relatively long segment.

For the purposes of comparison, Figure 8 displays the global stability degree when the wheel width is 200 mm. As the process is now more unstable, the information that this graph provides is even more useful than for wider wheels.

4 CONCLUSIONS

A new software tool has been developed to predict geometric lobing in throughfeed grinding. Stability determination of a specific working configuration requires only a few seconds in an average computer.

Stability maps can be plotted by repeating the same calculation for different workpiece heights and blade angles. In the absence of vibrations and work rotation instabilities, these maps are very helpful to select the

ideal working configuration and improve precision and productivity.

Stability models provide the basis for a new simulation tool which has been practically implemented in industry by a software program (SUA, *Set-up Assistant*), which can be incorporated into the CNC control of centerless grinders.

5 ACKNOWLEDGMENTS

This work has been carried out with the financial support of the Basque Country Government (projects UE 2005-4 and PI 2004-9) and the Spanish Government (projects DPI2003-09676-C02-01 and FIT-020200-2003-72). The authors wish to thank J. I. Marquinez for his contribution to this work.

6 REFERENCES

- [1] Lizarralde, R., Barrenetxea, D., Gallego, I., Marquinez, J.I., 2005, Practical Application of New Simulation Methods for the Elimination of Geometric Instabilities in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 54/1:273-276.
- [2] Rowe W.B., Koeningsberger F., 1965, The Work Regenerative Effect in Centerless Grinding, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, 4:175-187.
- [3] Rowe W.B., Richards R.L., 1972, Geometric Stability Charts for the Centreless Grinding Process, *J. Mech. Eng. Science*, 14/2:155-158.
- [4] Reeka D., 1967, On the Relationship Between the Geometry of the Grinding Gap and the Roundness Error in Centerless Grinding, PhD. Diss., Tech. Hochschule, Aachen.
- [5] Miyashita, M., 1972, Unstable Vibration Analysis of Centerless Grinding System and Remedies for its Stabilisation, *Annals of the CIRP*, 21/1:103-104.
- [6] Miyashita M., Hashimoto F., and Kanai A., 1982, Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 33/1:221-223.
- [7] Rowe, W. B., Miyashita, M., Koenig, W., 1989, Centerless Grinding Research and Its Application, *Annals of the CIRP*, 38/2:617-624
- [8] Bueno R., Zaratain M., Aguinagalde J. M., 1990, Geometric and Dynamic Stability in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 39:395-398.
- [9] Zhou S.S., Gartner J.R., Howes T.D., 1996, On the Relationship between Setup Parameters & Lobeing behavior in Centerless Grinding, *Annals CIRP*, 45: 341-346.
- [10] Harrison A. J. L., Pearce T. R. A., 2002, Prediction of lobe growth and decay in centreless grinding based on geometric considerations *Proc. Instr. Mech. Engrs., Part B: J. Engineering Manufacture*, 216:1201-1216.
- [11] Hashimoto F., Lahoti G.D., 2004, Optimization of Set-up Conditions for Stability of The Centerless Grinding Process. *Annals of the CIRP*, 53/1:271-274.
- [12] Furukawa Y., Miyashita M., Shiozaki S., 1972, Chatter Vibration in Centerless Grinding, *Bull. of JSME*, 15, 82:544-553.
- [13] Gallego, I., Barrenetxea, D., Rodríguez, A., Marquinez, J. I., Unanue, A., Zarate, E., 2003, Geometric lobing suppression in centerless grinding by new simulation techniques, *The 36th CIRP-International Seminar on Manufacturing Systems*, 163-170.

Capítulo 6

Intelligent Grinding: Sensorless Instabilities Detection

En este artículo se presenta y describe la primera herramienta para la puesta a punto del proceso implementada en máquina y citada en anteriores artículos, SUA. Además de componerse de los análisis de estabilidad geométrica para las operaciones de *plongée* y pasante a partir de los cuales se propone la altura idónea de pieza, ángulo de regla y ángulo de avance, aborda también otros aspectos relativos a la puesta a punto del proceso de forma guiada. Comenzando por la selección de la velocidad de giro de la muela reguladora basándose en la relación de velocidades muela rectificadora-pieza, continuando con la definición de condiciones de diamantado a través de la anchura de solapado, pasando por la selección de altura de pieza, ángulo de regla y ángulo de avance hasta la definición de un ciclo de *plongée* para ajustarse a la tolerancia diametral de la pieza. Consta también de una etapa de calibración de la rigidez de corte y rigidez equivalente del proceso. Aunque aún no se implementa en la herramienta, se presentan también los primeros mapas del análisis de estabilidad dinámica.

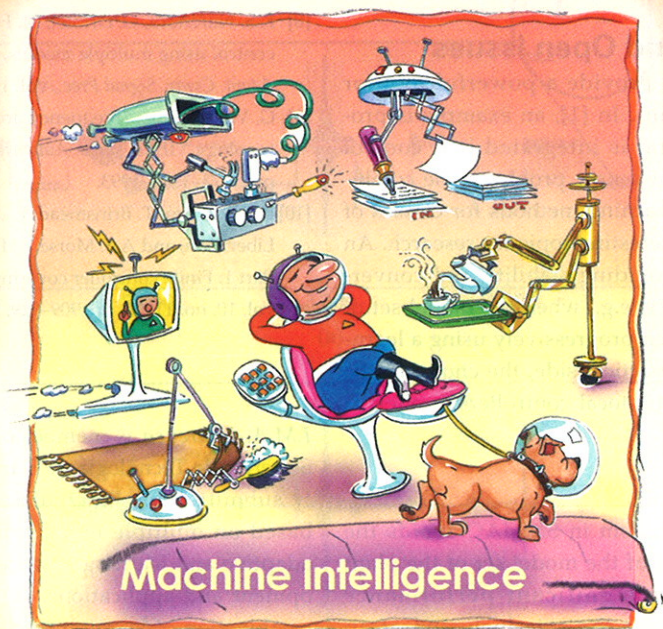
Intelligent Grinding: Sensorless Instabilities Detection

Avoiding centerless grinding process instabilities without the need for sensors

R. Lizarralde, M. Montejo, D. Barrenetxea, J.I. Marquinez, and I. Gallego

Manufacturing is still an important economic sector in spite of its decline in many industrialized countries. In Europe, manufacturing employs around 27 million people and represents about 22% of the European Union gross national product (GNP). It has a similar importance in the United States at 13% and in Japan at 20%, but in the new emerging Asiatic economies of China, India, Taiwan, and South Korea, it represents more than the 30% of the GNP. Machining is involved in the beginning of most manufacturing processes, and the machine-tool industry provides the industrial equipment base for the manufacturing industries. The world's total machine-tool production data reached around US\$45 billion in 2001. Figure 1 shows production distribution shares by country.

Grinding is a manufacturing process generally applied as a finishing step in production lines. This stage raises the final value of the product in the manufacturing of components that require a grinding operation. For this reason, it is extremely important to maximize the productivity of this type of process. One source of decreased productivity is self-



© MASTERSERIES

excited vibrations, commonly known as chatter. Chatter reduces the surface finishing quality and workpiece roundness, which are important objectives of grinding (Figure 2).

There are several ways to increase the stability of the process. Machine designers

increase machine dynamic stiffness and damp the structure. On the other hand, a control system can provide sensors to detect the self-excited vibrations and then have machine actuators and drives damping the vibration. Finally, from the point of view of the process, an effective process design can avoid pernicious vibrations and improve process efficiency.

We have found that an intelligent approach has been successful in the centerless grinding process. Instead of using sensors, we used a model-based algorithm that predicts configurations of the process in which regenerative vibration appears. This information is very useful for the machine operators and process designers. We propose a methodology in this article that makes the machine more autonomous. Even more intelligently, the machine decides by itself the optimum process conditions.

The model predictions are very close to real machine performance. It is well-known that without chatter, at low height conditions the five lobes pattern usually appears using the workblade with 15° angle, but when using workblades at 30° or 45° this specific roundness error does not appear. Another common general problem usually faced within the industry is the fact that when the height is greater than a certain value, a high number of lobes appears in the workpiece, with an associated roundness error that is not acceptable. The problem is even worse considering that the usual way to determine this value is a “cut-and-try-method.” All these facts are predicted by the theoretical models (see Figure 10).

The efficacy of the use of the models is due to the fact that the stability degree of the process is calculated in all the possible configurations. This means that the machine operator can select the optimum conditions for each specific workpiece and each specific process, maximizing the error correction. For that reason, the model-based software tool SUA is just right for the setup process.

This approach is aligned with a general trend in the machine-tool manufacturer sector to build intelligent machines that are capable of adapting their behavior to achieve their goals by sensing and interpreting the data received, by making decisions and plans, and by taking the appropriate actions required. The approach proposed in this article could also be applied to other manufacturing processes. We have chosen to use the centerless grinding process because the advantages are clearly shown.

Centerless Grinding Process

Machine tools have traditionally been split up into two groups: forming and chip-making machines. In forming processes such as forging, pressing, bending, and shearing, a desired shape is obtained by deformation. In machining processes, material is removed from a workpiece in the form of chips. The main types of machining processes are drilling, boring, grinding, milling, and turning. Grinding is the most appropriate for finishing processes. Material is removed by a wheel with hard abrasive grains that rub against the metal part and remove a small amount of material. This improves surface finish and tightens the tolerance.

In centerless grinding machines, the workpiece is not clamped (see Figures 3 and 4); it is simply supported between the two wheels and the workblade. This fact causes a significant reduction of machine idle time, avoiding also the necessity of centering holes in the workpiece.

There are two operation modes in a centerless grinding process: through feed and in feed (plunge). Figure 5 shows the in-feed grinding process. The workpiece is placed between the workblade and the regulating wheel, which makes the workpiece turn. The regulating wheel moves at the programmed feed rate and completes the grinding process. In through-feed grinding, the workpiece rotates between the two wheels and moves in the axial direction.

The axial feed rate is achieved by tilting the regulating wheel from the horizontal plane. This creates an axial velocity component to the workpiece.

The centerless grinding process is suitable for large volume production. It is used to produce millions of pieces through a repetitive process. The main customer

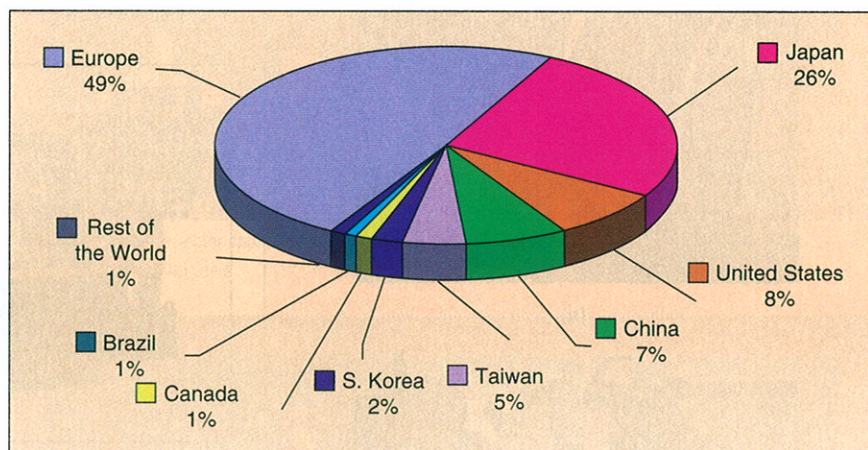


Fig. 1. Worldwide machine tool's production share (2001). [Source: CECIMO (European Committee for Cooperation of the Machine Tool Industries) <http://www.cecimo.be>]



Fig. 2. High precision requirements: accuracy in dimensional tolerance and small surface roughness.

has been the automotive sector, with the demand being for pieces in car manufacturing such as the chassis, engine, and transmission parts (Figure 6). The capital goods sector is another important customer in producing hydraulic components, bearings, and electric motors (Figure 7). Furthermore, the centerless grinding process is also used for the production of pieces with high precision requirements, such as medical and dental equipment.

Centerless Grinding Process Instabilities

The most general grinding process instabilities are self-excited vibrations, known as chatter. Chatter appears as the result of the interaction between the machine structure vibrations and the cutting process. When a resonance with a natural vibration mode of the machine exists, several facets or lobes appear on the workpiece surface. If this error contributes to a

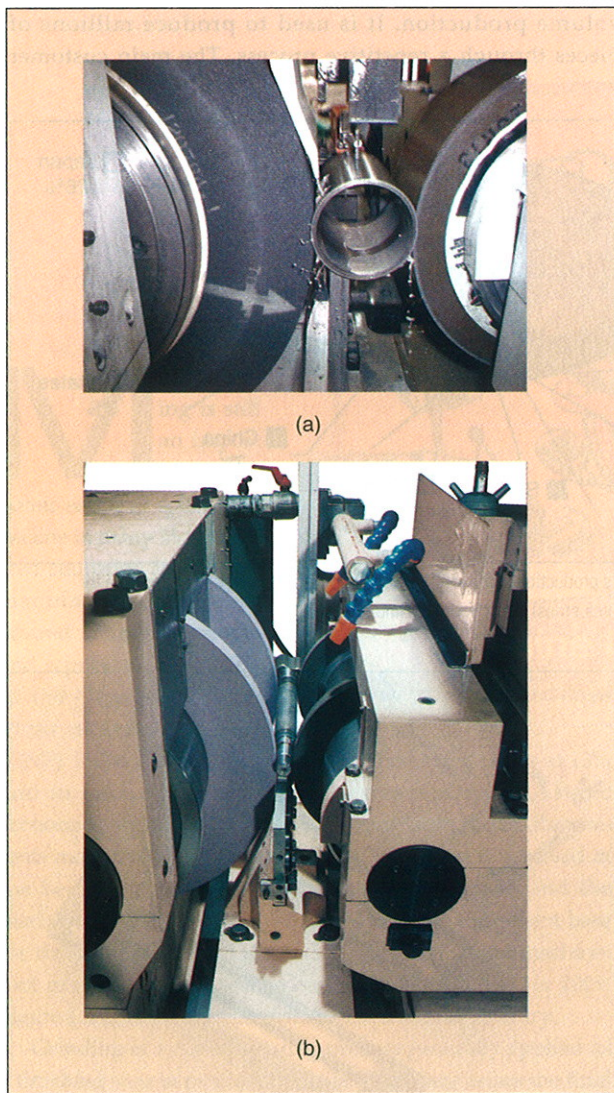


Fig. 3. Centerless grinding operation. The workpiece is supported between the two wheels and the workblade. (b) The regulating wheel transmits rotation to the workpiece and (a) the grinding wheel removes the material from the workpiece.

growth of the vibration amplitude, then it becomes a self-excited vibration (Figure 8). As the process continues, the error becomes worse; the final result is a workpiece with appreciable roundness errors. The vibrations also produce poor quality of surface finishing. Chatter also appears in other machining processes. Nevertheless, in the special case of centerless grinding the growth rate of self-excited instabilities is ten times greater than in other processes.

There are also other instabilities, related to the geometric configuration of the process, that only appear in the special case of the centerless grinding process. In some cases, the surface defects generated in the workpiece do not disappear with the progress of the process; they are amplified due the specific geometric conditions and also produce roundness errors.

Parameters

The parameters that are measured are roundness, dimensional tolerance, and surface roughness. Each has acceptable quality-control parameters for the final product. If any instability exists during grinding, it will be reflected in the product, causing it to not meet the specifications of the parameters. Therefore, it is important to avoid process instabilities.



Fig. 4. Centerless grinder machine. In cylindrical grinder machines the workpiece rotates and the cutting device is a grinding wheel. The difference between a centerless machine and a conventional one is that in the former the workpiece is not clamped and a regulating wheel transmits the rotation to the workpiece.

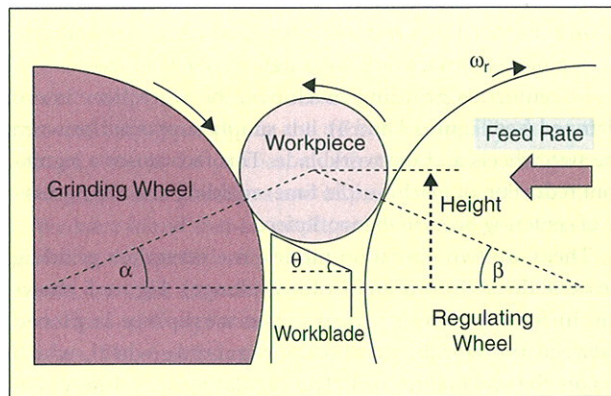


Fig. 5. Centerless grinding process. The diagram shows the geometric configuration of the process and the relevant parameters (θ : the workblade angle, h : the workpiece height over the wheel centers).

Chatter can be detected during a grinding process by means of commercial accelerometers or acoustic emission sensors.

Although it is rarely measured in process, the part diameter can also be determined with linear variable differential transformer (LVDT) contact displacement transducers or laser interferometers. Post-process measurement is normally carried out using contact LVDT transducers, contactless inductive transducers, high-resolution cameras, pressure transducers, or specific profile and roundness measurement equipment.

The roundness and surface roughness are easily measured postprocess. A profilometer determines the roughness, which is a critical parameter in some parts (e.g., in shock absorber rock).

The roundness measure determines the waviness amplitude of the workpiece (Figure 9). Typical figure patterns are related to different sources of instabilities. For example, chatter instabilities usually produce an even number of lobes.

and stability charts was also presented by Nieto et al. [8] in 1996. The authors' work prior to the current article was published in [9] and [10].

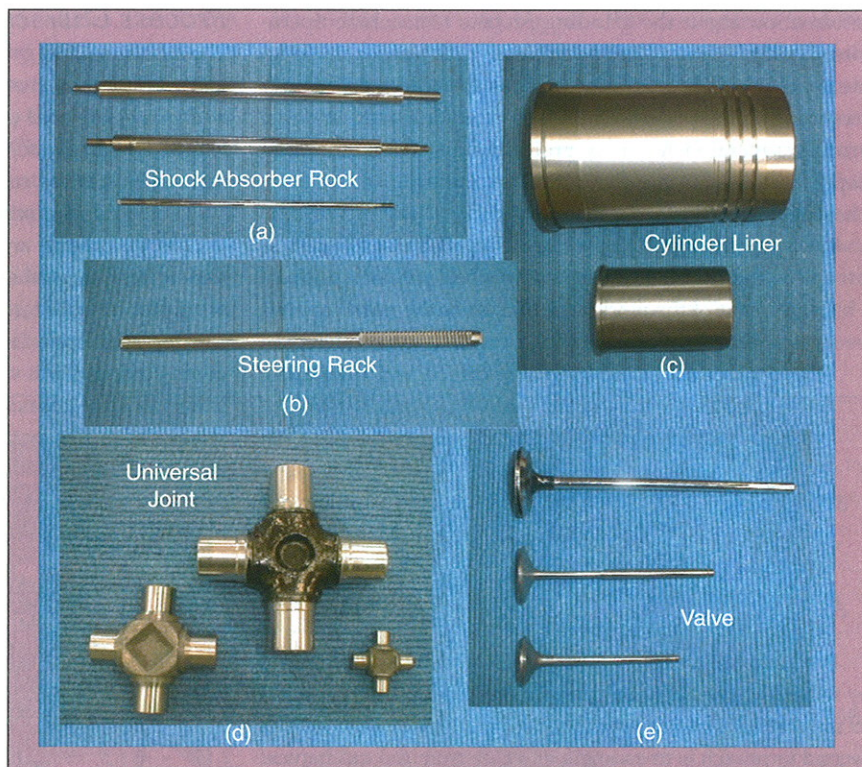


Fig. 6. Automotive sector applications: (a) shock absorber rock, (b) steering rack, (c) cylinder liner, (d) universal joint, and (e) valve.

Grinding Process Studies

Since the late 1950s, several authors have studied grinding process problems, developing mathematical models to determine geometric and dynamic stability configurations for the process.

In 1964, Gurney was the forerunner in centerless grinding chatter model development and the first to create dynamic stability charts for the in-feed centerless grinding process [1]. Later, several authors proposed new representations of stability charts and workpiece errors, including Furukawa et al. [2]–[4], Miyashita et al. [5], [6], Bueno et al. [7], and Nieto et al. [8]. In the through-feed case, the most remarkable work including dynamic analysis

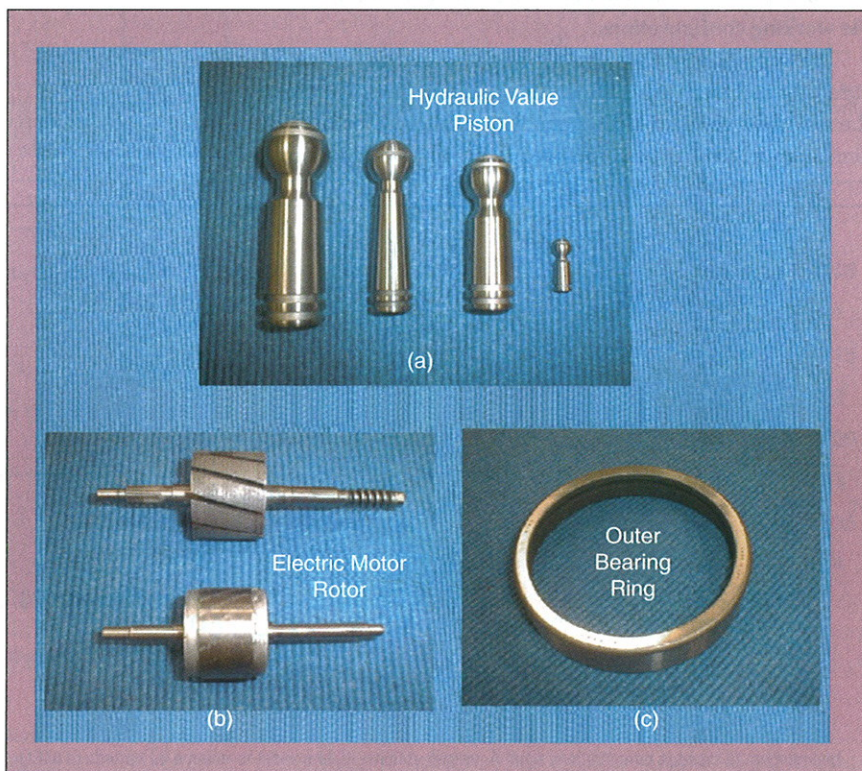


Fig. 7. Capital good applications.

Methodology Proposed

Theoretical Model

The main requirement for a model is that it must relay time information about the grinding process to machine operators. Therefore, we followed an analytical approach. In an ideal process, the workpiece radius decreases constantly according to the programmed feed rate. However, in a real process, several factors may produce a distortion of cutting depth and change the theoretical evolution of the radius. These factors include:

- ▶ Any radius defect in the contact points between the workpiece and the blade or regulating wheel produces a whole movement of the workpiece that alters the instantaneous cutting depth. For example, a positive radius defect in the contact point between workpiece and regulating wheel induces a movement against the grinding wheel; as a consequence, cutting depth becomes deeper than required.
- ▶ Cutting forces are substantial in centerless grinding and produce elastic deformation in the machine, wheels, workpiece, and blade.
- ▶ Interaction between forces and machine vibration modes may lead to chatter.

Prediction of elastic deformation is usually accomplished by following two different possible methods. The first one is to measure it directly, as described in the next section. The second approach is to estimate its value from the mechanical properties of the workpiece and wheels and the static stiffness of the machine. The first approach is more accurate, but it would not be practical to make measurements for all possible working configurations.

The approach that we present here requires just one measurement and then deduces the value of elastic deformation for the rest of the configurations from theoretical considerations. A similar approach has been followed to predict grinding forces.

Stability equations take into account all these factors and predict lobe formation due to chatter or geometric instabilities.

Machine Dynamics and Process Characterization

The model requires geometric configuration parameters (wheels and workpiece diameters, workpiece height, and blade angle) and process-related parameters (spindles speed, workpiece length, and feed rate) as well as characterization parameters (equivalent stiffness, cutting stiffness, and modal parameters).

The equivalent stiffness that relates the elastic deformation of the cutting area for a given grinding force is determined from the measurement of the grinding force and the workpiece diameter for at least two different feed rates. Cutting stiffness relates the grinding force generated for a given cutting depth variation. This parameter is determined from the force measurement for at least two different feed rates. The modal parameters of the machine (the mean frequency, damping, and modal deformations) are determined with an experimental modal analysis of the machine obtained from the frequency-response functions.

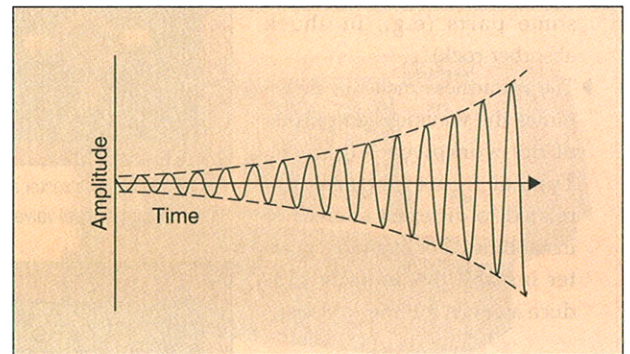


Fig. 8. Self-excited vibrations or chatter. The vibration feeds on itself as the process continues, and the instability does not disappear with time.

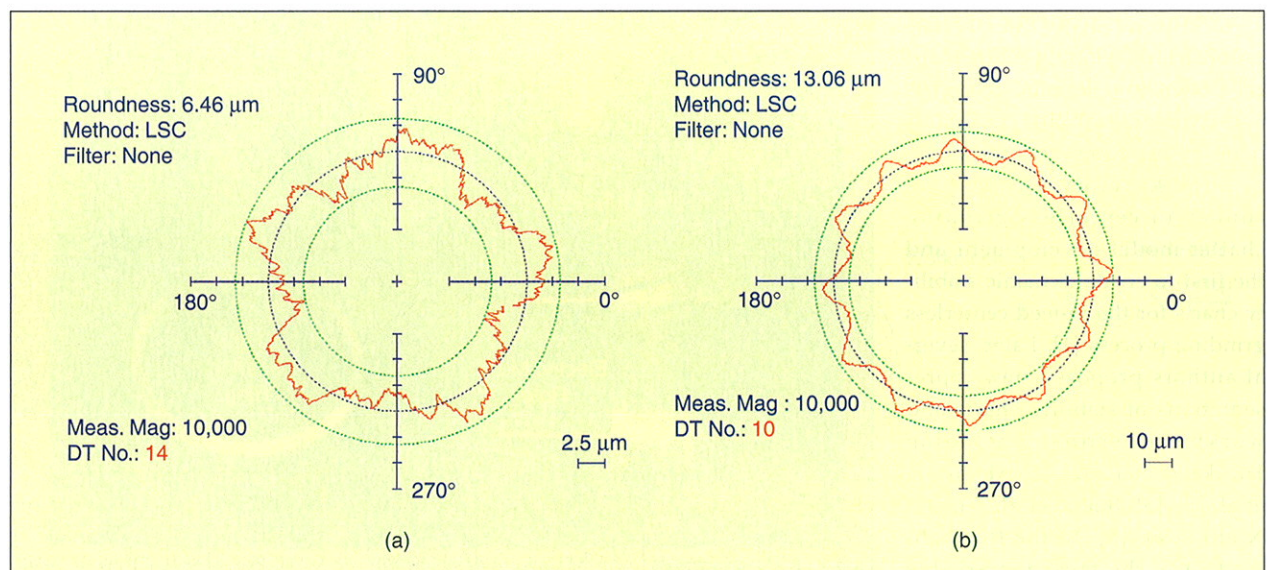


Fig. 9. Examples of roundness measurement. (a) Workpiece with five lobes due to geometric instabilities. (b) Workpiece with 12 lobes due to chatter.

Model Results

For machine operators, the most interesting information that is needed to set up the process are which values of workpiece height (h), blade angle (θ), and regulating wheel rotational speed (ω_r) are free from instabilities. Simulation provides this kind of information by means of stability maps, which are two-dimensional graphs that define stable and unstable areas for any pair of values of h , θ , or ω_r . Figure 10 shows an example of a stability map. Figure 10(a) displays the less stable lobe component, while (b) presents the stability degree of the process (positive values indicate that the process is stable and negative values indicate that regenerative lobe growth will appear). As a result, blue areas in Figure 10(b) correspond to optimal working configurations, while red ones are the areas to avoid. This simulation

has been applied to a very stiff machine, and instabilities are only related to geometric problems.

However, if the simulation is applied to a machine that is more susceptible to chatter, results vary significantly (Figure 11). In this case, a very big area that corresponds to chatter appears in the map, which corresponds to chatter. In this particular case, 12 lobes would be created in the workpiece profile if grinding is performed in those unstable configurations. Note that the absolute value of the stability degree [Figure 10(b)] is bigger than in the previous case, which means that lobe regeneration will take place very rapidly.

The methodology proposed has been contrasted with experimental results obtained in an Estarta 327 MDA centerless grinding machine. The test process has been repeated in different configurations, and a clear agreement has been

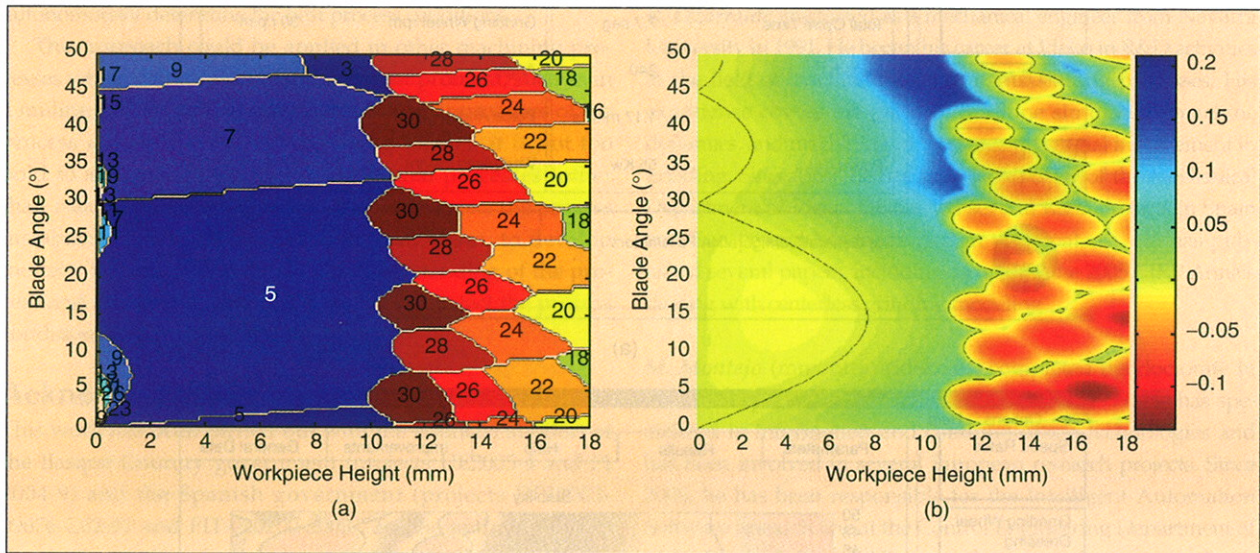


Fig. 10. Example of stability map: (a) number of lobes and (b) stability degree. Red areas correspond to working configurations where regenerative lobe growth will appear. Blue areas indicate that a correctly round workpiece will be ground.

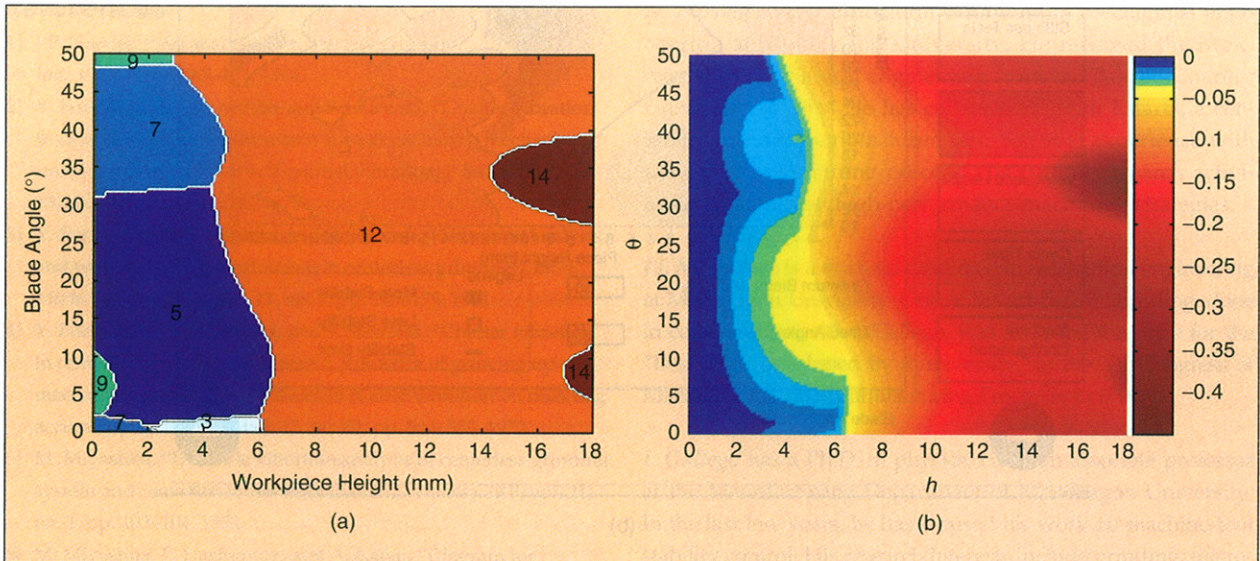
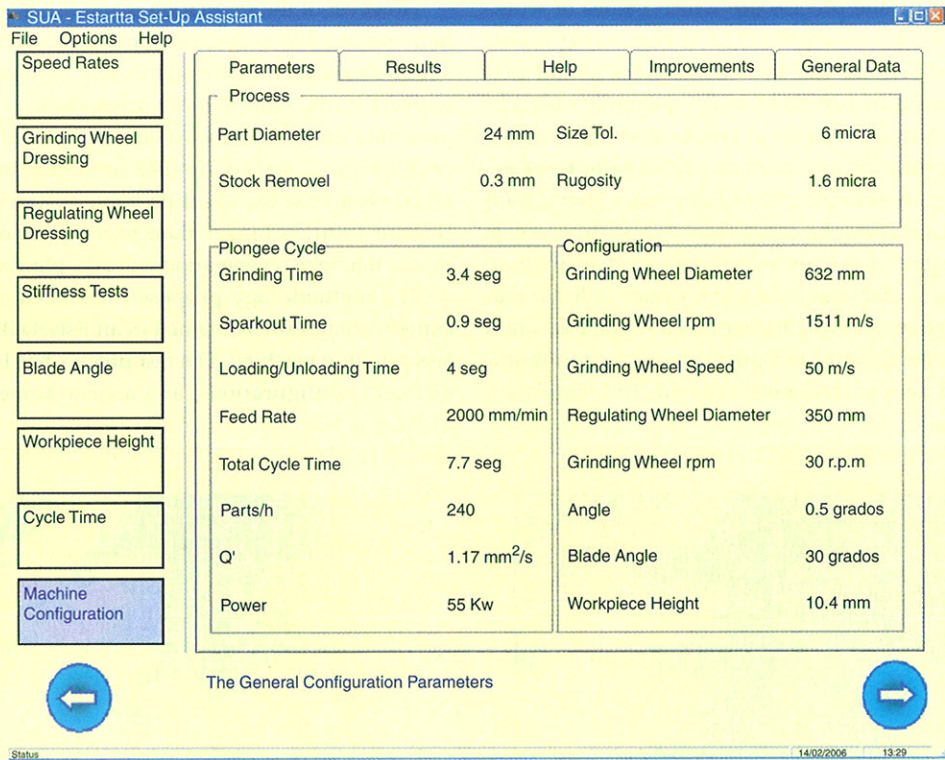
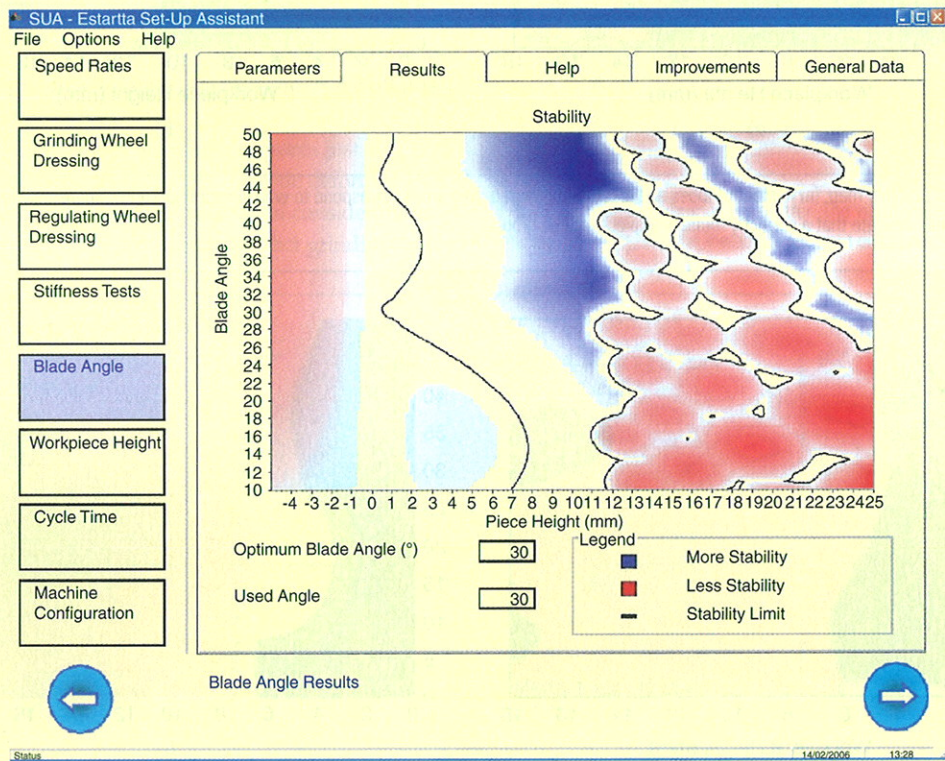


Fig. 11. Stability map for a machine that is susceptible to chatter: (a) number of lobes and (b) stability degree. A large unstable area appears at medium and large workpiece height.



(a)



(b)

Fig. 12. The software tool guides the machine technicians in the setup process configuration.

found between the experimental and theoretical graphs. More importantly, the real conditions under which chatter appears are reproduced by the model.

Conclusions

We have given an intelligent approach to avoid centerless grinding process instabilities without the need for sensors. The model-based algorithm techniques detect the configurations and the conditions of the process under which instabilities appear. The models and techniques we developed have proven very useful for defining the optimum configuration of the process. Due to the successful results obtained, a commercial software tool is currently in development to guide machine technicians in the setup process configuration (Figure 12). In the near future, this type of solution could be totally integrated into the numeric control of the machine, and the machine could autonomously determine the best process conditions.

This approach could be applied in other machining processes where chatter is also an important problem, such as in a milling process where similar theoretical approaches of the process are already employed. Going further, it is not too bold to suggest application to additional processes (other than machining) to avoid using sensors to detect the process instabilities. It could be useful, in some cases, to develop models. This may achieve a better understanding of the process and simulate the process dynamics to detect the process conditions in which instabilities appear.

Acknowledgments

This work has been carried out with the financial support of the Basque Country government (projects UE2005-4 and PI 2004-9) and the Spanish government (projects DPI2003-09676-C02-01 and FIT-020200-2003-72). The authors wish to thank G. Aguirre for his contribution to this work and ESTARTA S.Coop. for the figures and support provided.

References

- [1] J.P. Gurney, "An analysis of centerless grinding," *ASME J. Eng. Ind.*, vol. 87, pp. 163-174, 1964.
- [2] Y. Furukawa, M. Miyashita, and S. Shiozaki, "Chatter vibration in centerless grinding (Research 1, work-rounding mechanism under the generation of self-excited vibration)," *Bull. JSME*, vol. 13, no. 64, pp. 1274-1283, 1970.
- [3] Y. Furukawa, M. Miyashita, and S. Shiozaki, "Vibration analysis and work-rounding mechanism in centerless grinding," *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 11, no. 2, pp. 145-175, 1971.
- [4] Y. Furukawa, M. Miyashita, and S. Shiozaki, "Chatter vibration in centerless grinding (Research 2, influence of growing up mechanism of selfexcited vibration chatter vibration on finishing accuracy)," *Bull. JSME*, vol. 15, no. 82, pp. 544-553, 1972.
- [5] M. Miyashita, "Unstable vibration analysis of centerless grinding system and remedies for its stabilization," *Annals CIRP*, vol. 21, no. 1, pp. 103-104, 1972.
- [6] M. Miyashita, F. Hashimoto, and A. Kanai, "Diagram for selecting chatter free conditions of centerless grinding," *Annals CIRP*, vol. 33, no. 1, pp. 221-223, 1982.

- [7] R. Bueno, M. Zaratain, and J.M. Aguinagalde, "Geometric and stability in centerless grinding," *Annals CIRP*, vol. 39, no. 1, pp. 395-398, 1990.
- [8] J. Nieto, "Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico en las rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: Penetración y pasante," Ph.D. thesis, ESI San Sebastián, University of Navarre, 1996.
- [9] R. Lizarralde, D. Barrenetxea, I. Gallego, and J.I. Marquinez, "Practical application of new simulation methods for the elimination of geometric instabilities in centerless grinding," *Annals CIRP*, vol. 54, no. 1, pp. 273-276, 2005.
- [10] J. Gallego, R. Lizarralde, D. Barrenetxea, and P.J. Arrazola, "Precision, stability and productivity increase in thrufeed centerless grinding," *Annals CIRP*, vol. 55, no. 1, 2006, to be published.

R. Lizarralde graduated as a mechanical engineer from Navarra University in 1991. He began his career at Ideko in R&D activities in the field of machine tool and manufacturing processes. His experience covers the fields of machine simulation, machine dynamics, and machining processes, with special involvement in grinding. Since 1996, he has been the director of the Mechanical Department of Ideko. He has led several R&D projects in Spain and Europe and has taken part in three patents. He has published several papers, including a paper in the 2005 CIRP Annals dealing with centerless grinding modeling.

M. Montejo (mmontejo@ideko.es) completed his doctorate in theoretical physics at Barcelona University in 1999. He has specialized in information and communication technologies and has been involved in several European research projects. Since 2004, he has been responsible for the Intelligent Automation Software research line at the Control Engineering Department of Ideko Research Center. His research interests focus on the development of intelligent systems for machine tool manufacturers.

D. Barrenetxea is a doctoral candidate in mechanical engineering at Mondragon University. He received the M.Sc. degree in mechanical engineering from the Basque Country University in 1999. He has collaborated with Estarta, a centerless grinder manufacturer, and has vast experience with the centerless grinding process. His current research activities are focused on high-performance machining strategies.

J.I. Marquinez is a doctoral candidate in mechanical engineering at Mondragon University. One of his articles on grinding, done in collaboration with I. Gallego, was awarded the prize for the "Best work developed by a university" in the XV Congress of Machine Tools and Manufacturing Processes in 2004.

I. Gallego has a Ph.D. in physics. He is an associate professor at the Manufacturing Department of Mondragon University. In the last few years, he has focused his work on machine-tool stability control. His research interests include grinding, micro-machining, and cutting process study. At the present moment, he is supervising six Ph.D. students in these research fields.

Capítulo 7

Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design

El capítulo 7 lo constituye el artículo presentado en solitario por el director de Tesis Iván Gallego, optando a la Medalla F.W.Taylor de la Academia Internacional de Ingeniería de Producción (CIRP). Es un trabajo realizado coordinadamente por Ideko y Mondragon Unibertsitatea en el marco de la presente tesis doctoral que por requisitos del STC de Grinding del CIRP, figura un único autor representando a todo el consorcio. En este artículo se presenta un análisis y solución global a las tres inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros (geométricas, dinámicas y de arrastre) para la forma de trabajo en *plongée* y un planteamiento más completo y preciso de configuración óptima del ciclo de *plongée* basándose en la ecuación de continuidad, cuyas restricciones son la tolerancia diametral, el dañado térmico, la rugosidad y el tiempo de ciclo requeridos.

Además de esto las principales novedades consisten en la modelización dinámica general en el dominio de la frecuencia para la forma de trabajo en *plongée* y en su resolución. Se presentan nuevos mapas de estabilidad mediante una representación de altura de pieza frente a velocidad de giro de muela reguladora (velocidad de giro de pieza), remarcándose la posibilidad de encontrar zonas óptimas de trabajo entre zonas inestables que en otro tipo de representaciones podrían considerarse como inestables al optarse por el lado de seguridad. Se añaden resultados de contrastación experimental. Se presentan también mapas relativos al análisis de estabilidad de arrastre y datos experimentales de coeficientes de fricción o retención entre muela reguladora y pieza medidos en máquina y tribómetro.

Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design

I. Gallego (3)

Manufacturing Department, Faculty of Engineering – Mondragon University, Mondragon, Spain

Submitted by R. Bueno (1), San Sebastian, Spain

Abstract

Centerless grinding productivity is largely limited by three types of instabilities: chatter, geometric lobing and workpiece rotation problems. Regardless of its negative effect in manufacturing plants, no functional tool has been developed to set up the process, because it involves the simultaneous resolution of several coupled problems. In this paper, new simulation techniques are described to determine instability-free configurations, making it possible to guarantee that the final workpiece profile is round. With this information and taking into account other process restrictions, like system static stiffness and workpiece tolerance, the optimal grinding cycle is designed. These results have been implemented into an intelligent tool to assist the application of this research in industrial environments.

Keywords:

Centerless Grinding, Productivity, Simulation

1 INTRODUCTION

In centerless grinding, the workpiece is not clamped, but simply supported between the grinding wheel, the blade and the regulating wheel (figure 1), reducing the machine idle time and avoiding the necessity of centring holes on the workpiece. Due to the enormous manipulating time and manufacturing cost saving that this implies, centerless grinding is extensively used in the mass production of components in automotive and bearing industries for example.

Nevertheless, the process suffers from three kinds of instabilities that may limit its precision and productivity.

- 1) Chatter, whose growing is much more pronounced than in conventional grinding.
- 2) Geometric lobing, which appears when the workpiece does not self-centre and begins to oscillate between the wheels.
- 3) Work-holding instability, which appears when the regulating wheel is not able to make the workpiece spin at its peripheral velocity.

In previous works, techniques to avoid geometric lobing in infeed [1] and throughfeed [2] have been shown. Nevertheless, as stated by Hashimoto, all the problems should be solved at once, because stable conditions for one instability may not be so proper for another one [3].

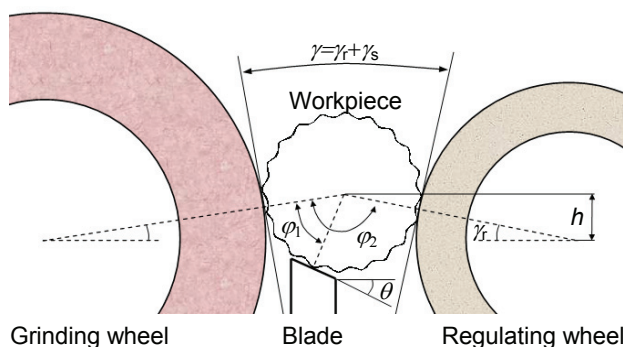


Figure 1: Geometric configuration in infeed grinding.

In this work, a new technology has been developed to give a global solution to all instabilities at the same time and design the optimal grinding cycle, so as to obtain the required workpiece tolerance in the minimum time without thermal damage. The application of these results in grinding industry has potentially a great impact, reducing process set-up time and decreasing production stops motivated by out-of-roundness issues.

2 PROCESS SIMULATION

2.1 Process equations

In this section, the basic equations governing the centerless grinding process are shown. A new and more coherent notation has been employed to simplify some of the expressions.

Let $r_w(t)$ and $\delta r_w(t)$ be the radius and radius defect of the workpiece in an infeed process (figure 1). The radius defect varies due to strictly geometric reasons, because the cutting forces cause changes in the deflection of the machine, workpiece and wheels, and because vibrations may arise. This way, $\delta r_w(t)$ can be expressed as:

$$\delta r_w(t) = \varepsilon_g(t) + \varepsilon_K(t) + \varepsilon_D(t) \quad (1)$$

where $\varepsilon_g(t)$ is the geometric displacement of the workpiece due to roundness errors passing through the contact points with the blade and regulating wheel. $\varepsilon_K(t)$ represents the time variation of the system static deflection (along the cutting direction) and $\varepsilon_D(t)$ is the term representing the vibrations generated in the process.

The geometric term $\varepsilon_g(t)$ was derived by Dall [4] and refined by Rowe *et al.* [5]. It can be expressed as:

$$\varepsilon_g(t) = g_b \delta r_w(t - \tau_b) - g_r \delta r_w(t - \tau_r) \quad (2)$$

being $\delta r_w(t - \tau_b)$ and $\delta r_w(t - \tau_r)$ the radius defect at the contact points with the blade and regulating wheel. g_b and g_r are two geometrical parameters [1].

Geometric lobing stability has been studied in the frequency domain [6,7]. Applying the Laplace transform to equation (2), it is obtained:

$$\varepsilon_g(s) = \Delta R_w(s) (g_b e^{-s\tau_b} - g_r e^{-s\tau_r}) \quad (3)$$

In a grinding process, the cutting force $F_c(t)$ and the instant depth of cut, $a_e(t)$ are related by a parameter called cutting stiffness (k_w):

$$F_c(t) = k_w a_e(t) \quad (4)$$

The cutting force produces a deflection of the machine, wheels and workpiece, which makes the radius reduction to accumulate a delay in relation to the programmed feed. From a stability point of view, it is not a matter of interest to know the delay, but the variations in deflection generated by the radius defect evolution. Defining τ as the rotation period of the workpiece, it is obtained:

$$\delta F_c(t) = k_w (\delta r_w(t - \tau) - \delta r_w(t)) \quad (5)$$

The second term of equation (1) can be expressed as:

$$\varepsilon_K(t) = \frac{\delta F_c(t)}{k_{eq}} \quad (6)$$

where k_{eq} is the equivalent stiffness of the system.

k_{eq} can be determined in two different ways: experimentally or theoretically with the help of a database. In the first case, several tests must be performed employing different feed levels. Based on the difference of diameters between tests with and without spark-out, the relation of the cutting force and the total deflection of the system can be obtained. In the second case, the value of k_{eq} can be predicted analytically using this expression:

$$k_{eq}^{-1} = k_m^{-1} + k_{cs}^{-1} + g_r k_{cr}^{-1} \quad (7)$$

This equation is derived from a spring-model, which includes the machine and blade stiffness (k_m) and the wheels/work contact stiffness (k_{cs} , k_{cr}). Determination of equivalent stiffness and its dependencies on feed rate, wheel type, etc. is essential to predict instabilities accurately [8,9].

Regarding cutting stiffness, its value may be estimated with analytical approximations, but a final experimental calibration is recommended to have chatter prediction maps and the optimal grinding cycle very close to reality.

Introducing expression (5) in equation (6):

$$\varepsilon_K(t) = \frac{k_w}{k_{eq}} (\delta r_w(t - \tau) - \delta r_w(t)) = K (\delta r_w(t - \tau) - \delta r_w(t)) \quad (8)$$

K parameter represents the flexibility of the system and relates the amount of deformation of the system to different depths of cut.

Centerless grinding chatter was extensively studied by Miyashita, Hashimoto *et al.* [10,11] and Rowe *et al.* [12,13,14]. These authors developed successful models that can be used to predict chatter-free configurations. Bueno *et al.* [8] and Nieto *et al.* [15] determined the threshold stability value of the cutting stiffness as a function of the workpiece rotation frequency and introduced non linear effects in the model, such as the spark-out and lobe filtering. Hashimoto and Zhou [16] proved that filtering effects have a big effect on high waviness stabilisation. According to these authors, contact stiffness is again an important factor on chatter growing, as it has been stated for other types of grinding processes too [17].

To introduce vibrations in the model, the dynamic flexibility of the machine $H(s)$ may be used. Centerless grinding process is usually well defined with a two-dimensional modal analysis at the three points of contact between the workpiece, blade and wheels. Nevertheless, if $H(s)$ is introduced in the model without any correction, it will add an extra contribution to the static deflection of the system, already considered in equation (8). Subtracting this contribution, the expression of ε_D in Laplace domain turns into:

$$\varepsilon_D(s) = k_w \Delta R_w(s) \left(e^{-s\tau} - 1 \right) \sum_{r=1}^{N_m} \left(\frac{V_r}{\omega_r^2 + s^2 + 2s\xi_r \omega_r} - \frac{V_r}{\omega_r^2} \right) \quad (9)$$

N_m : number of considered vibration modes.

m_r , ω_r , ξ_r : modal mass, frequency and damping of r mode.

V_r may be expressed in this way:

$$V_r = \{C\}^T \{X^r\} \{X^r\}^T \{P\} \quad (10)$$

$\{X^r\}$: vector containing the relative deformations at the contact points of r mode.

$\{C\}$: vector quantifying the real displacement at the cutting point due to a displacement of the contact points.

$\{P\}$: vector relating the forces at the contact points with the normal force at the cutting point.

The last term in equation (9) is the referred correction to $H(s)$. We consider that this is an essential enhancement of preceding models, as it has a significant influence on the dynamic stability maps shown in section 4. In addition, it should be pointed out that when vibrations are introduced in the model, it is very important not to disregard the static term $\varepsilon_K(t)$, because it may be proved that, in that hypothetical case, geometric lobing could appear with lobe numbers very far from integer, which is not physically possible.

Rearranging all the terms deduced in equation (1):

$$\Delta R_w(s) \left\{ \begin{aligned} & 1 - g_b e^{-s\tau_b} + g_r e^{-s\tau_r} - K(1 - e^{-s\tau}) - \\ & - k_w \left[\frac{V_r}{\omega_r^2 + s^2 + 2s\xi_r \omega_r} - \sum_{r=1}^{N_m} \frac{V_r}{\omega_r^2} \right] (1 - e^{-s\tau}) \end{aligned} \right\} = 0 \quad (11)$$

As it is well known, the poles of $\Delta R_w(s)$ will define whether the process is stable or not. The poles can be expressed in terms of defect regeneration frequency (ω) and damping (ξ): $s = -\omega\xi + i\omega(1 - \xi^2)^{1/2}$. Regeneration will be unstable for $\xi < 0$. For that reason, it is necessary to find the roots of the next function:

$$f(s) = 1 - g_b e^{-s\tau_b} + g_r e^{-s\tau_r} - \left(K + k_w \left[\frac{V_r}{\omega_r^2 + s^2 + 2s\xi_r \omega_r} - \sum_{r=1}^{N_m} \frac{V_r}{\omega_r^2} \right] \right) (1 - e^{-s\tau}) \quad (12)$$

In the next section, the methodology to get all the significant roots of $f(s)$ is shown.

All these equations have been deduced for plunge processes. The adaptation of the model for throughfeed processes was explained by Meis [18] and Gallego *et al.* [2].

Other remarkable approaches to improve productivity can be found in the bibliography, like the one recently proposed by Klocke *et al.* [19], which involves working below center so that higher feed rates can be employed,

but using a new type of functional blade to avoid geometric lobing. Other authors, like Harrison and Pearce [20], have proposed changing machine configuration in-process to allow a faster correction of the initial roundness error of the workpiece.

Finally, it should be mentioned that the equations to establish the limits for work rotation instabilities were deduced by Hashimoto *et al.* [21].

2.2 Instabilities determination

In contrast to milling process, where it is just necessary to know the chatter limits, in centerless grinding it is also necessary to determine the absolute value of the stability degree of the process. This is because at the optimal configuration, where all the lobes are stable with the maximum possible stability degree, initial roundness error correction is faster. This way, the process is less sensitive to changes in the roundness of entering workpieces and a final round profile may be obtained.

Consequently, the development of a completely reliable and efficient method is the key to determine the best working configuration in a reasonable time. This is one of the major contributions of this work. In the past, several types of techniques have been employed: graphical methods [11], numerical methods [22], Taylor's series approximation [9] or the Simplex method [23].

Established that $f(s)$ is a complex function of complex variable, those s values which verify $f(s)=0$ will also verify $|f(s)|^2=0$. Naming α and β the real and imaginary parts of s , the function is graphically shown in figure 2. This way, pole-finding of $\Delta R_w(s)$ has been transformed into root finding of a real function of two real variables. Being $|f(s)|^2$ positive, the problem is transformed into finding local minima. $|f(s)|^2$ has many minima close to $\alpha=0$ axis. Those configurations with positive real part roots (*i.e.* $\xi < 0$), will be unstable. Those configurations with negative real part in all the roots, with the highest possible absolute value, will be the optimal configurations.

The solution to this problem is to use an appropriate mesh in the (α, β) plane and then, starting from each point of the mesh, apply the best possible optimisation algorithm to find the closest minimum as fast as possible.

With regard to the mesh, it is easy to demonstrate that the characteristic function can not have two different minima for the same value of β near $\alpha=0$. This way, the mesh in α can be avoided. The optimum mesh is a row of points at $\alpha=0$ from $\beta=\omega_w$ to $\beta=n_{max}\omega_w$, where ω_w is the rotation speed of the workpiece and n_{max} is the maximum number of lobes that can appear over the workpiece, usually not higher than 40 or 50. The number of points recommended for the β grid is n_{max} .

The best optimisation algorithm for the $|f(s)|^2$ function is Levenberg-Marquardt [24]. This algorithm is a hybrid method that combines the safe local convergence given by the steepest descent algorithm with the Newton method for a faster convergence. The only problem is that it is necessary to determine the first and second derivatives of the function analytically, leading to quite complex expressions. Nevertheless, by rearranging terms it is possible to include as many modes as desired in the function without excessive complication of expressions.

The advantage of this technique is that it is possible to determine whether a certain working configuration is stable or not considering all instabilities in less than 0.1 seconds in an average computer. Repeating the calculus for many configurations it is possible to plot stability maps like the ones shown in the next sections.

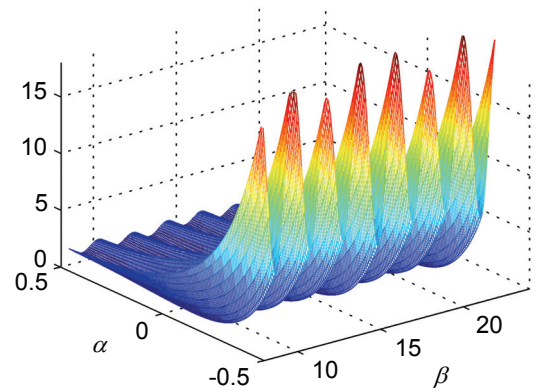


Figure 2: $|f(s)|^2$ function.

3 GEOMETRIC LOBING SUPPRESSION

The two previous works on geometric lobing in infeed and throughfeed [1,2] have led to the development of a commercial set-up software, called Estarta SUA (Set Up Assistant). As an example, in figure 3 a stability map of the process is shown as represented in Estarta SUA. Stability maps are 2D or 3D graphs that define stable and unstable areas for different set-up parameters. In the case of geometric lobing, stability maps are plotted as a function of the blade angle (θ) and workpiece height above centre (h), two variables that are easily controlled by machine operators. Figure 3 has been obtained for the next conditions: wheels and workpiece diameters $D_s = 630$ mm, $D_r = 310$ mm and $D_w = 36$ mm; $K = 2.9$; $Q' = 1.13$ mm² s⁻¹; feed: 1.2 mm min⁻¹; $\omega_t = 15$ min⁻¹.

The reliability of geometric lobing simulation is guaranteed by the fact that it is daily used by Estarta manufacturer and its customers with optimal results.

4 CHATTER PREDICTION

Centerless grinding is especially sensitive to chatter. The high value of cutting stiffness that arise when grinding long workpieces causes the excitation of the main vibration modes (opening and closing of wheelheads) and also modes associated to the workblade. In centerless grinding, chatter caused by regeneration of a lobed profile on grinding wheels is less common than in other processes and will not be considered in this work.

Chatter presents a great dependence on workpiece rotation frequency. Because of this, it is interesting to obtain stability maps for any combination of blade angle (θ), workpiece height (h) and regulating wheel rotating frequency (ω), including at the same time geometric and dynamic phenomena.

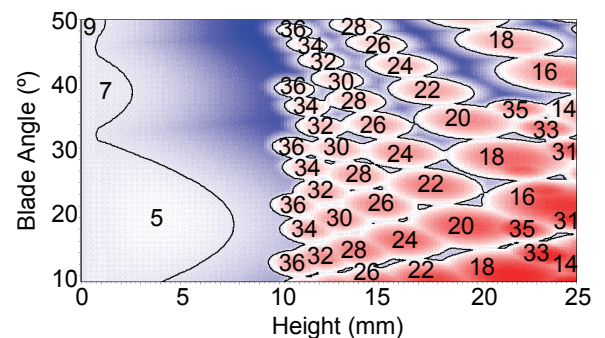


Figure 3: Geometric lobing stability map. In blue: stable areas. In red: unstable configurations.

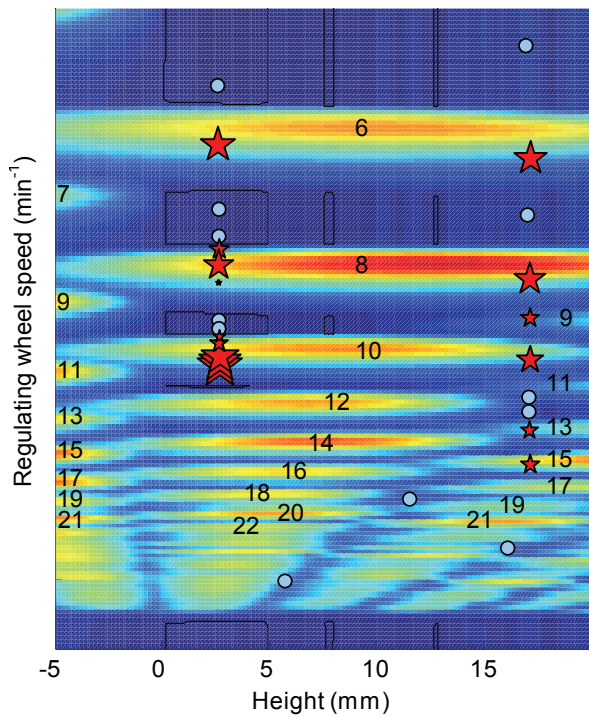


Figure 4. Chatter and geometric lobing stability map. In dark blue: stable areas. In red: unstable areas. Star size is proportional to the experimental vibration amplitude, round points represent tests without chatter.

In figure 4 a stability map is shown as a function of h and ω_f for a blade angle of 30° . Red areas represent configurations susceptible to chatter, light blue zones correspond to geometric lobing, while dark blue areas are stable for both chatter and geometric lobing. Black lines separate stable and unstable areas.

Several tests have been performed in order to check the simulations, using two grinders of different manufacturers in the next conditions:

1. Machine 1: small grinder, wheelhead power 8 KW, wheelhead opening frequency: 90.8 Hz; $\theta = 30^\circ$; $D_s = 325$ mm, $D_r = 220$ mm, $D_w = 24$ mm; workpiece length: $L_w = 25$ mm; $K_{eq} = 14.2$ N/ μ m; $Q' = 0.75$ mm² s⁻¹; feed: 1.2 mm min⁻¹.
2. Machine 2: large grinder, wheelhead power 60 kW, wheelhead opening frequency: 58.3 Hz; $\theta = 30^\circ$; $D_s = 628$ mm, $D_r = 340$ mm; $D_w = 47$ mm; $L_w = 368$ mm; $K_{eq} = 69.7$ N/ μ m; $Q' = 1.23$ mm² s⁻¹; feed: 1 mm min⁻¹.

In the theoretical maps obtained for these cases, chatter free and geometric lobing free areas can be observed when using low heights and workpiece rotation speeds, as well as some transient areas at higher rotation speeds. There are also stable areas elsewhere, but they are too small from a practical point of view to be used.

For machine 1, the map is checked with experimental results in figure 4. The size of the stars is proportional to the experimental vibration amplitude, while the round dots mean that no dynamic instability is excited. A good correlation is observed between simulation and experimental results.

For machine 2, the simulation has been likewise reliable, in spite of the fact that the machine and process are very different from the previous case.

A remarkable property observed in the theoretical maps is that the size of unstable areas changes as a function of

the equivalent stiffness. For a given machine, changes in contact stiffness caused by workpiece length, feed rate or wheel type have an impact on stability maps and explain dynamic variations observed in production plants. For example, a more flexible regulating wheel reduces the size of unstable areas significantly.

It should be noted the importance of the existence of dynamically and geometrically stable zones on the maps at high rotating speeds. It has been proved that in these configurations, as the workpiece turns many revolutions during the process, better roundness and roughness qualities are achieved. Moreover, a high rotating speed also prevents the workpiece from thermal damage.

On the other hand, as we presented for geometric lobing [1,2], it is possible to solve the equations in time domain. This possibility opens new ways for chatter suppression, such as variable workpiece rotation velocity. This point will be discussed in a future work.

5 WORK ROTATION INSTABILITY AVOIDANCE

The regulating wheel is the element controlling the rotational movement of the workpiece, exerting a brake moment over it by friction. In certain conditions, for example when high feed velocities or dull wheels are employed, the workpiece dragging becomes unstable, generating shakes, irregular velocities, jumps and accelerations, with risks for machine operators.

In the absence of other kind of instabilities, these phenomena are the limiting factor to productivity, because the process feed defines the cutting force exerted by the grinding wheel and the required brake moment to control the movement of the workpiece. On the other hand, another function of the regulating wheel is to rotate the workpiece before beginning the grinding process. If the workpiece does not rotate, a flat band may be generated in the periphery of the workpiece.

As mentioned before, the model and equations describing these phenomena were fully developed by Hashimoto *et al.* [21]. The model is conditioned by how precisely the values of the friction coefficients in the contacts (μ_b , μ_r) are introduced. With this objective two methodologies have been developed: one in laboratory and another *in situ* in the process. In laboratory, tribometer measurements have been performed with disc-on-disc geometry, due to its similarity with the real process, using pressures at the contact area identical to real processes. To obtain the values *in situ*, two force sensors in the slides and a Kistler plate under the workblade have been employed.

On tables 1 and 2 the results obtained for a specific wheel (rubber based A80 regulating wheel in contact with hardened F-522 steel) are displayed. The friction coefficient depends strongly on the wheel topography (related to the dressing and the wheel wear) and the lubricant used, but not so strongly on the exerted pressure and the grain mesh. The working configuration employed in table 2 belongs to a working regime in which the regulating wheel has no problem to hold back the workpiece, as the relationship between tangential and normal forces at the contact point (F_r^t/F_r^n) is smaller than the limit friction coefficient.

Based on these friction coefficient values, it is easy to plot stability maps as a function of feed, h , θ , ω_f or other parameters, showing spinning free areas (see figure 5). With the aid of these maps, it is possible to know the available margin to increase the feed without risks.

Rough dressing		Fine dressing	
Pressure (MPa)	μ_R	Pressure (MPa)	μ_R
70	0,29	70	0,22
100	0,31	100	0,19

Table 1: Friction coefficients between regulating wheel and F-522 steel as obtained in tribometer for different dressing conditions and pressures.

Rough dressing			Fine dressing		
Feed mm/min	Pressure MPa	$\frac{F_r^t}{F_r^n}$	Feed mm/min	Pressure MPa	$\frac{F_r^t}{F_r^n}$
1,6	45	0,25	1,6	52	0,20
3,2	59	0,25	3,2	73	0,20
5,7	72	0,25	5,7	89	0,20
8	86	0,24	-	-	-

Table 2: Relationship between tangential and normal forces at regulating wheel-steel contact as obtained in a sensorised grinder for different dressing conditions and pressures.

In a future paper, a complete study of friction coefficient values for different wheels and conditions will be shown.

6 OPTIMAL CYCLE DESIGN

The main reference on optimal cycle calculation in grinding processes is the work developed by Malkin [25]. Based on this work, the author has successfully developed the GrindSim software to set-up and optimise cylindrical grinding processes.

Two possible criteria can be used to design a centerless grinding cycle: 1) Minimise the process cycle time or 2) Adjust the cycle to a previously established process time, minimising wheel wear. This last option is very common in production lines.

The process parameters to be optimised include the feed for each stage of the infeed cycle, the stock removal in each stage and the spark-out time. The restrictions to apply are given by the maximum power to employ in the roughing process free from burning problems [25] and the required tolerance and roughness of the final workpiece.

To define the optimal cycle, the feeds to use are fixed first. The first feed will depend on the criteria chosen to optimise the cycle. In the first case, it is deduced from the maximum power that is possible to use. If production time is pre-established the strategy is similar, although it is

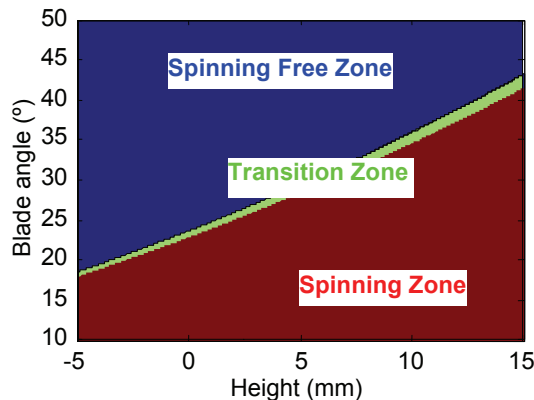


Figure 5: Work rotation stability map for 5 mm/min feed and a dull regulating wheel (friction coefficient: 0.20).

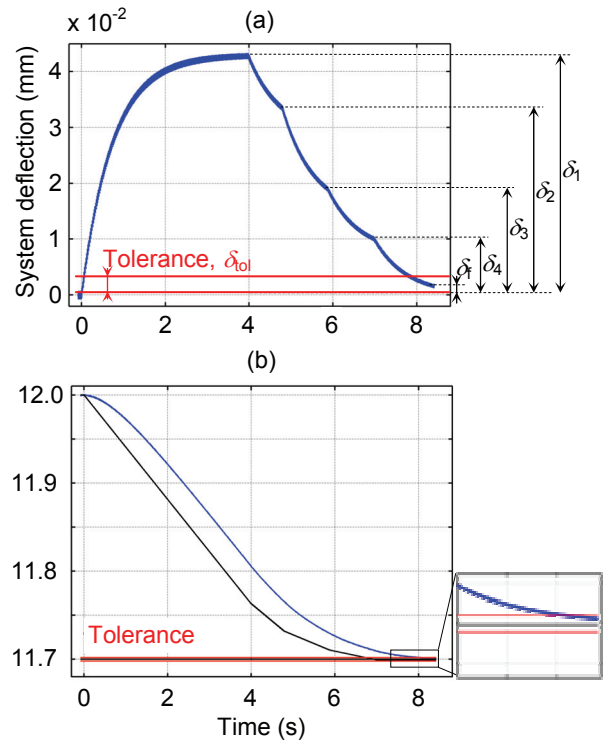


Figure 6. Grinding cycle evolution with 4 feeds and spark-out: (a) Deflection. (b) Real radius of workpiece (blue) and programmed position for the wheel (black).

necessary to employ iterative methods. Once the roughing feed is known, the rest are obtained through a series of given relations (depending on the wheel in use). Machining time for each feed can be calculated by establishing a proportionality with the deflection (δ) accumulated in the previous stage (figure 6a), although it would still be necessary to determine the time for the first stage and the spark-out. The referred proportionality can be adjusted depending on how aggressively we want to design the process.

The spark-out time is calculated establishing that the exponential reduction of the radius defect fits the required radial tolerance ($\delta_f < \delta_{oi}$), ensuring also that, during a time interval before and after the process stops, the workpiece is within tolerances. It should be noted that the programmed final position of the wheel exceeds slightly the desired dimension of the workpiece (figure 6b), in the same quantity as the average accumulated radius defect at the end of the process.

CONCLUSIONS

The main conclusions of this work can be summarised as follows:

1. Both an enhanced model and computation algorithm for centerless grinding have been developed.
2. All the process instabilities can be predicted together. At the optimal configuration, roundness correction is faster, making the process less sensitive to changes in the quality of entering workpieces.
3. Grinding cycles have been designed to obtain the required workpiece tolerance at minimum production time or, alternatively, minimum wheel wear.

Practical application of these results may increase significantly precision and productivity of many industrial processes, reducing set-up time and decreasing production stops motivated by chatter or out-of-roundness issues.

To assist the implementation of grinding simulation in industry, an intelligent software tool has been developed (Estarta SUA), which can be incorporated into the CNC control of centerless grinders.

7 ACKNOWLEDGMENTS

This work has been carried out with the financial support of the Basque Country Government (projects UE 2005-4 and IT-2005/043) and the Spanish Government (projects FIT-020200-2003-72 and DPI2003-09676-C02-01).

The author wishes to acknowledge his colleagues from Ideko Tecnological Centre (R. Lizarralde, D. Barrenetxea and G. Aguirre), Mondragon University (J. I. Marquínez, J. Madariaga and R. Fernández), Estarta (I. Muguerza) and Manhattan Abrasives (P. Cárdenas) for their contribution to this work.

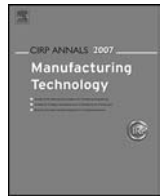
8 REFERENCES

- [1] Lizarralde, R., Barrenetxea, D., Gallego, I., Marquínez, J.I., 2005, Practical Application of New Simulation Methods for the Elimination of Geometric Instabilities in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 54/1:273-276.
- [2] Gallego, I., Lizarralde, R., Barrenetxea, D., Arrazola, P.J.; 2006, Precision, Stability and Productivity Increase in Throughfeed Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 55/1: 351-354.
- [3] Hashimoto, F., Lahoti, G.D., 2004, Optimization of Set-up Conditions for Stability of The Centerless Grinding Process, *Annals of the CIRP*, 53/1:271-274.
- [4] Dall, A.H., 1946, Rounding Effect in Centreless Grinding, *Mechanical Engineering*, 58:325-329
- [5] Rowe, W.B., Koeningsberger, F., 1965, The Work Regenerative Effect in Centerless Grinding, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, 4:175-187.
- [6] Reeka, D., 1967, On the Relationship Between the Geometry of the Grinding Gap and the Roundness Error in Centerless Grinding, PhD Diss., Tech. Hochschule, Aachen.
- [7] Furukawa Y., Miyashita M., Shiozaki S., 1971, Vibration Analysis and Work-Rounding Mechanism in Centerless Grinding, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, vol. 11, pp. 145-175.
- [8] Bueno, R., Zatarain, M., Aguinagalde, J.M., 1990, Geometric and Dynamic Stability in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 39/1:395-398.
- [9] Zhou, S.S., Gartner, J.R., Howes, T.D., 1996, On the Relationship between Setup Parameters & Lobing behavior in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 45/1:341-346.
- [10] Miyashita, M., 1972, Unstable Vibration Analysis of Centerless Grinding System and Remedies for its Stabilisation, *Annals of the CIRP*, 21/1:103-104.
- [11] Miyashita M., Hashimoto F., Kanai A., 1982, Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 33/1:221-223.
- [12] Rowe, W.B., Bell, W.F., Brough, D., 1986, Optimization studies in high removal rate centreless grinding, *Annals of the CIRP*, 35/1: 235-238.
- [13] Rowe, W.B., Bell, W.F., Brough, D., 1987, Limit Charts for High Removal Rate Centerless Grinding, *Int. J. Mach. Tools Des. Res.*, 27/1:15-25.
- [14] Rowe, W.B., Miyashita, M., Koenig, W., 1989, Centerless Grinding Research and Its Application, *Annals of the CIRP*, 38/2:617-624.
- [15] Nieto, F.J., 1996, Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico en las rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: penetración y pasante, PhD Diss., Universidad de Navarra, San Sebastián.
- [16] Hashimoto, F., Zhou, S.S, Lahoti, G.D., Miyashita, M., 2000, Stability Diagram for Chatter Free Centerless Grinding and its Application in Machine Development, *Annals of the CIRP*, 49/1:225-230.
- [17] Inasaki, I., Karpuschewski, B., Lee, H.-S., 2001, Grinding Chatter - Origin and Suppression, *Annals of the CIRP*, 50/2:515-534.
- [18] Meis, F.U., 1980, Geometrische und kinematische Grundlagen für das spitzenlose Durchlaufschleifen, PhD Diss., Aachen
- [19] Klocke, F., Friedrich, D., Linke, B., Nachmani, Z., 2004, Basics for In-Process Roundness Error Improvement by a Functional Workrest Blade, *Annals of the CIRP*, 53/1:275-280.
- [20] Harrison, A.J.L., Pearce, T.R.A., 2004, Reduction of Lobing in Centreless Grinding via Variation of Set-up Angles, *Key Engineering Materials*, 257-258:159-164.
- [21] Hashimoto, F., Lahoti, G.D., Miyashita, M., 1998, Safe Operations and Friction Characteristics of Regulating Wheel in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 47/1:281-286.
- [22] Frost, M.; Fursdon, P.M.T., 1985, Towards optimum centerless grinding. *ASME M.C. Shaw Grinding Symposium*:313-328.
- [23] Harrison A. J. L., Pearce T. R. A., 2002, Prediction of lobe growth and decay in centreless grinding based on geometric considerations *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part B: J. Engineering Manufacture*, 216:1201-1216.
- [24] Gallego, I., Barrenetxea, D., Rodríguez, A., Marquínez, J. I., Unanue, A, Zarate, E., 2003, Geometric lobing suppression in centerless grinding by new simulation techniques, *The 36th CIRP-International Seminar on Manufacturing Systems*:163-170.
- [25] Malkin, S., 1989, *Grinding Technology: theory and applications of machining with abrasives*, Society of Manufacturing Engineers, Dearborn, Michigan

Capítulo 8

Continuous Workpiece Speed Variation (CWSV): model based practical application to avoid *chatter* in grinding

En este artículo se presentan los principales resultados obtenidos en la aplicación de la técnica de velocidad de giro de pieza variable a la hora de eliminar el *chatter* en rectificado sin centros. Se presenta un modelo dinámico temporal de simulación de ciclos en rectificado sin centros en *plongée* al que se añade la posibilidad de implementar y simular diferentes señales y estrategias de velocidad variable de pieza. En función de los resultados de los modelos se compara la eficacia de diferentes tipos de señales en la eliminación de las vibraciones autoexcitadas. Se compararan resultados teóricos y experimentales en la aplicación de señales senoidales que validan el modelo desarrollado y revelan la importancia de una adecuada selección de amplitud y frecuencia de la señal para la óptima mitigación de vibraciones con esta técnica. Se prueban y validan diferentes estrategias de configuración a lo largo del ciclo de *plongée* para la mejora de la redondez y la rugosidad y finalmente se comprueba la viabilidad del método de velocidad variable para la forma de trabajo en pasante de forma experimental.



Continuous workpiece speed variation (CWSV): Model based practical application to avoid chatter in grinding

D. Barrenetxea^{a,*}, J.I. Marquinez^a, I. Bediaga^a, L. Uriarte (3)^b

^aIdeko-IK4, Elgoibar, Basque Country, Spain

^bTekniker-IK4, Eibar, Basque Country, Spain

Submitted by R. Bueno (1), San Sebastian, Spain

ARTICLE INFO

Keywords:
Grinding chatter
Centerless
Simulation

ABSTRACT

The continuous variation of rotation speeds provides a means of avoiding chatter instability in different machining processes. This paper presents a time domain dynamic model that simulates chatter vibration during infeed centerless grinding for any continuously variable work rotation speed strategy. As a result of taking machine dynamics and main non-linear effects of the process into account, part roundness error is predicted for the whole grinding cycle. Lastly, experimental results have validated the model and verified that adequate speed variation strategies are capable of avoiding chatter and improving workpiece roundness and roughness, both for infeed and throughfeed centerless grinding.

© 2009 CIRP.

1. Introduction

The application of disturbing regenerative effects is considered to be one of the practical methods for suppressing regenerative chatter vibration in different machining processes.

In milling and turning, there was a large modelling and experimental effort in recent years to analyse the feasibility of spindle speed variation (SSV) methods for chatter suppression and best period and amplitude parameter selection [1–5].

In external cylindrical grinding Inasaki et al. [6] was the first researcher to simulate the workpiece sinusoidal speed variation effect. He concluded that the method was always efficient and that chatter can be avoided if a short period of speed variation and large amplitude is provided.

Knapp [7] obtained the same general conclusions experimentally regarding the use of short periods of speed variation and large amplitudes, with benefits in terms of roundness error improvements and material removal rate increases.

Nowadays, the method is restricted to rough grinding [8], due to adverse effects on surface quality caused by rotational speed variation. Thereby Sexton and Stone [9] showed the generation of transitory frequencies in turning processes when the SSV was applied. That issue limits the application of the SSV for roughing operations.

The latest work, besides non-linearities, includes more vibration modes, such as torsional and flexure modes for both workhead and grinding wheel spindle [10]. The generation of variable forces as a result of the periodical variation of the workpiece or grinding

wheel rotational speed [11] as well as the effect of these forces in the stability of torsional vibration mode shapes were analysed [12].

In centerless grinding, although it is known that the method was practically implemented, no scientific work concerning this issue was found.

This paper aims to reveal the importance of optimal parameter selection to speed variation strategy. So a time domain dynamic model is presented. The model has the capability of predicting coupled chatter and lobbing process characteristics for a multi-degree of freedom centerless grinding system. Lastly, the viability of this method for throughfeed centerless grinding is analysed experimentally.

2. Developed model

2.1. Time domain dynamic infeed centerless grinding model

The instantaneous workpiece roundness error $\delta r_w(t)$ must be equal to the geometric rounding feedback $\varepsilon_g(t)$ plus static system deflection $\varepsilon_k(t)$ and machine dynamic compliance feedback $\varepsilon_D(t)$ [13].

$$\delta r_w(t) = \varepsilon_g(t) + \varepsilon_k(t) + \varepsilon_D(t) \quad (1)$$

The geometric term $\varepsilon_g(t)$ can be expressed as:

$$\varepsilon_g(t) = g_b \delta r_w(t - \tau_b) - g_r \delta r_w(t - \tau_r) \quad (2)$$

where τ_b and τ_r are the time it takes a part to rotate from grinding contact point to blade contact point and regulating wheel contact point, respectively. $\delta r_w(t - \tau_b)$ and $\delta r_w(t - \tau_r)$ are the radius defect at the contact points with the blade and regulating wheel. g_b and g_r are two geometrical parameters [13].

* Corresponding author. Tel.: +34 943748000; fax: +34 943743804.
E-mail address: dbarrenetxea@ideko.es (D. Barrenetxea).

The static deflections $\varepsilon_K(t)$ can be expressed as:

$$\varepsilon_K(t) = \frac{k_w}{k_{eq}} (\delta r_w(t - \tau) - \delta r_w(t)) \quad (3)$$

where k_w and k_{eq} are the cutting and the equivalent stiffness respectively. In order to calculate these parameters several experimental methods were proposed [13].

Including the above expressions in (1):

$$\delta r_w(t) = g_b \delta r_w(t - \tau_b) - g_r \delta r_w(t - \tau_r) + \frac{k_w}{k_{eq}} (\delta r_w(t - \tau) - \delta r_w(t)) + \varepsilon_D(t) \quad (4)$$

For a linear time invariant system, the dynamic term $\varepsilon_D(t)$ can be expressed as:

$$\varepsilon_D(t) = \sum_{r=1}^{N_m} \{C\}^T \{\phi_r\} \eta_r(t) \quad (5)$$

where $\{\phi_r\}$ is the vector that contains the relative deformations at the contact points of r mode; $\{C\}$ is the vector that quantifies the real displacement at the cutting point due to a displacement of the contact points; η_r are the amplitudes associated with the N_m vibration modes considered.

Substituting (5) in (4) and rearranging, the final expression of the roundness error can be expressed as:

$$\delta r_w(t) = \frac{g_b \delta r_w(t - \tau_b) - g_r \delta r_w(t - \tau_r)}{1 + (k_w/k_{eq})} + \frac{(k_w/k_{eq}) \delta r_w(t - \tau) + \sum_{r=1}^{N_m} \{C\}^T \{\phi_r\} \eta_r(t) - \sum_{r=1}^{N_m} (1/k_r)}{1 + (k_w/k_{eq})} \quad (6)$$

Since equivalent stiffness, k_{eq} , was defined as a sum of equivalent contact stiffness, k_{ce} and machine grinder stiffness, k_m , it is necessary to subtract this effect from the dynamic term [13].

In order to calculate the amplitude associated with the N_m vibration modes, it is necessary to solve numerically the following system of differential equations:

$$[M] \cdot \{\ddot{\eta}\} + [B] \cdot \{\dot{\eta}\} + [K] \cdot \{\eta\} = \{\phi_r\}^T \{P\} k_w (\delta r_w(t - \tau) - \delta r_w(t)) \quad (7)$$

where $[M]$, $[B]$ and $[K]$ are $N_m \times N_m$ mass, damping and stiffness matrices, respectively, and $\{\eta\}$ and $\{F_s\}$ are $N_m \times 1$ vectors of time varying displacements and forces. The response of displacement contributed by the mode r is obtained by using step-by-step integration algorithm based on the central difference method.

2.2. Addition of workpiece speed variation (WSV)

In centerless grinding, the method of periodically varying the workpiece rotational speed consists in the superimposition of speed variations over the commanded constant regulating wheel speed, the one that governs workpiece speed in this process.

3. Superimposed signal parameter influence

With the objective of demonstrating that the effectiveness of the speed variation method depends on the kind of superimposed signal and on its amplitude and frequency parameters, simulated process severity amplitude (overall RMS value of vibration velocity measured over a fixed frequency range: 5–200 Hz) reduction ratio maps for sinusoidal (a), triangular (b) and rectangular (c) speed variations were obtained (Fig. 1).

The severity reduction related to a reference unstable grinding condition is used instead of the amplitude of the chatter peak in the spectrum. This is because the measurement of chatter peak may lead to an incorrect conclusion, as this method excites more frequencies than the main one, although with less energy. Thereby, as a given velocity level corresponds to a given energy level,

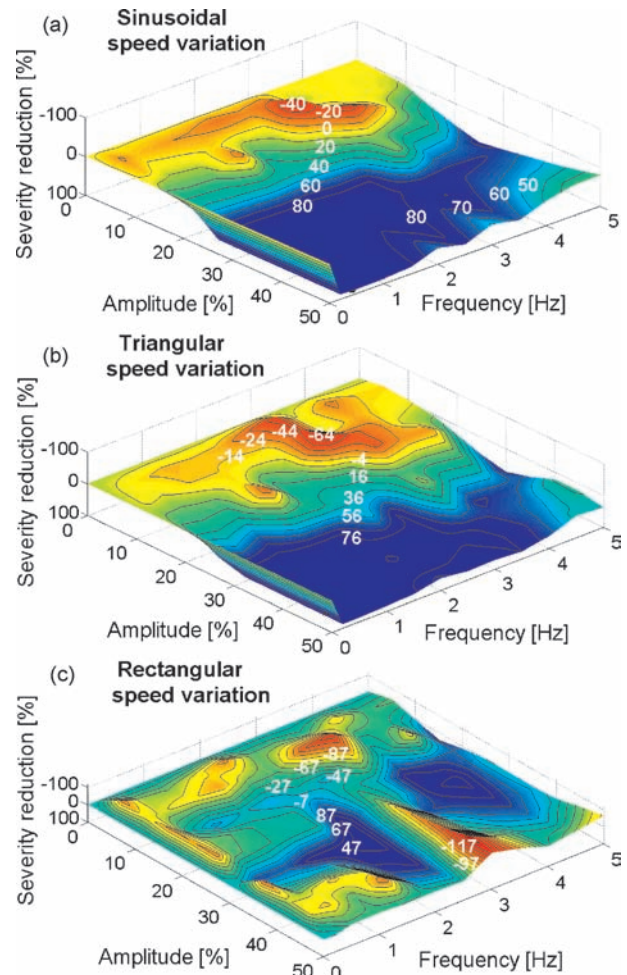


Figure 1. Process severity amplitude reduction ratio for sinusoidal (a), triangular (b), and rectangular (c) WSV.

vibration at low and high frequencies are equally weighted from a vibration energy point of view.

Simulation results (Fig. 1) show that greater reduction of process severity can be obtained for same combinations of amplitude and frequency of a sinusoidal signal as for the other kinds of signal. It also shows that, for many combinations of amplitude and frequency, severity can be amplified instead of being reduced, and that a proper parameter selection should be required for obtaining optimal severity reduction.

4. Experimental validation

Some experiments were undertaken to validate the simulation maps and to select the optimal parameters for the sinusoidal workpiece speed variation (SWSV).

4.1. Implementation of SWSV in centerless grinding

SWSV was implemented in CNC, on an Estarta 327MDA centerless grinding machine. Due to the machine time response restrictions for high parameter variations, the maximum values of 50% of amplitude and 5 Hz of frequency were set.

4.2. Experimental results

4.2.1. Infeed process

Two different part diameters were used for the experimental job ($d = 25$ mm and $d = 27$ mm, both 195 mm length). To select an appropriate unstable regulating wheel rotational speed for each of them, stability lobe diagrams developed by the authors [13] were launched. As a result, for the 27 mm part diameter a lower order

Table 1

Experimental results for 27 mm diameter parts.

Test no	Initial round. error (μm)	Initial lobe number	Reg. wheel speed (rpm)	SWSV ampl. (%)	SWSV freq. (Hz)	Chatter freq. (Hz)	Chatter ampl. (mm/s)	Severity (mm/s)	Final round. error (μm)	Final lobe number	Final rough. (μm) Ra
Fixed regulating wheel speed (stable: 37 rpm, unstable: 24 rpm)											
1	3.6	20	37	0	0	130.00	0.057	0.14	1.5	7	0.69
2	1.1	19	24	0	0	69.38	3.113	3.74	21.8	12	0.78
SWSV-on during the whole grinding cycle											
3	6.3	6	24	10	0.2	63.13	2.993	5.13	8.3	12	0.70
4	13.9	6	24	10	0.5	65.00	3.386	5.49	10.0	12	0.79
5	19.1	6	24	10	1.0	64.38	2.628	5.35	10.1	12	0.94
6	11.0	6	24	10	5.0	70.00	1.676	3.17	8.9	12	0.77
7	5.5	20	24	30	0.2	65.63	0.895	2.56	7.0	10	0.74
8	5.6	6	24	30	0.5	68.13	0.458	1.23	2.8	20	0.80
9	2.3	6	24	30	1.0	68.13	0.576	1.30	4.0	14	0.80
10	7.3	6	24	30	5.0	65.00	2.050	3.31	8.9	14	0.70
11	14.2	6	24	50	0.2	44.38	0.267	0.39	2.2	12	0.81
12	19.0	6	24	50	0.5	40.63	0.257	0.67	2.0	18	0.76
13	22.1	6	24	50	1.0	63.13	0.940	2.37	6.8	12	0.76
14	6.2	6	24	50	5.0	65.00	2.214	3.35	11.9	12	0.76
SWSV-off during spark out											
15	7.7	6	24	50	0.2	65.00	0.745	2.23	1.7	10	0.63
16	4.9	6	24	50	0.5	71.88	0.383	0.91	1.2	11	0.63
17	18.6	6	24	50	1.0	63.13	0.879	2.47	6.8	12	0.61
SWSV-on only at second infeed stage											
18	6.2	6	24	50	0.2	70.00	1.429	1.73	1.5	12	0.68
19	14.6	6	24	50	0.5	69.38	1.820	1.99	1.6	14	0.69
20	13.9	6	24	50	1.0	69.38	1.960	2.11	4.5	12	0.69

Table 2

Infeed cycle used in these tests.

Infeed cycle stages	Position (mm)	Infeed rate (mm/min)	Stock removal (mm)	Time (s)
Rough	0.3	2	0.2	6
Finish	0.1	0.5	0.1	12
Spark out				1.5

lobe ($n = 12$) unstable condition of 24 rpm mean regulating wheel speed and for the 25 mm part diameter a higher order lobe ($n = 20$) unstable condition with a 14 rpm mean regulating wheel speed were selected.

Table 1 represents the conditions and results of the tests carried out for both diameters and Table 2 infeed cycle conditions.

During grinding tests, power, vibration amplitude and process normal force using a strain gauge ring located in the infeed nut were monitored.

The same general behaviour was obtained for both series, where results show that an important chatter vibration and process severity amplitude reduction can be achieved. These results conclude that the general rule for a short period and large

amplitude of speed variation does not always avoid chatter, and that proper parameter selection is required for an optimal solution.

Experiments and simulations show that results depend on selected initial working conditions. At lower order lobe conditions, it is more difficult to suppress chatter completely (12 lobes from 27 mm diameter) than at high order lobes (20 lobes from 25 mm diameter). For a 25 mm part, a contour plot of the severity reduction ratio between constant and variable speed of either simulated (white background text boxes) and experimentally obtained severity (black background text boxes) are displayed in Fig. 2. Although some divergences exist between simulated and experimental results, a good correlation is denoted.

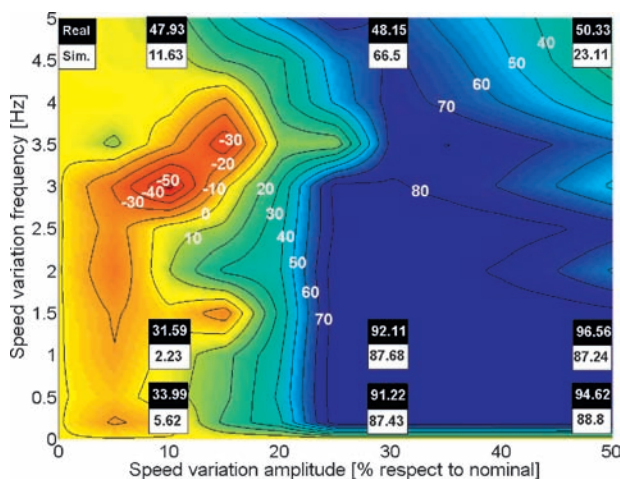
On the other hand, it is noticeable that poorer roughness results were obtained with the continuous application of SWSV method during the whole grinding cycle (compare results of tests 3–14 and test 1, in Table 1). Therefore, the deactivation of SWSV during the spark out process was tested.

The results were similar and satisfactory in all cases, where not only stable grinding condition roughness values, but also relevant roundness improvements were achieved (compare results of tests 15–17 and test 1, in Table 1).

Fig. 3 reinforces the validation of the model, where simulated and measured forces are compared for a grinding cycle in which the activation of the SWSV was performed only at the second infeed stage (tests 18–20).

4.2.2. Throughfeed process

The same types of experimental tests were carried out in order to analyse the capability of the SWSV method for eliminating chatter in throughfeed centerless grinding. A relevant chatter amplitude reduction was achieved for many amplitude and frequency combinations (see Table 3). On the other hand, process global severity was not reduced in the same order due to the

**Figure 2.** Comparison of simulated and experimental severity reduction ratio.

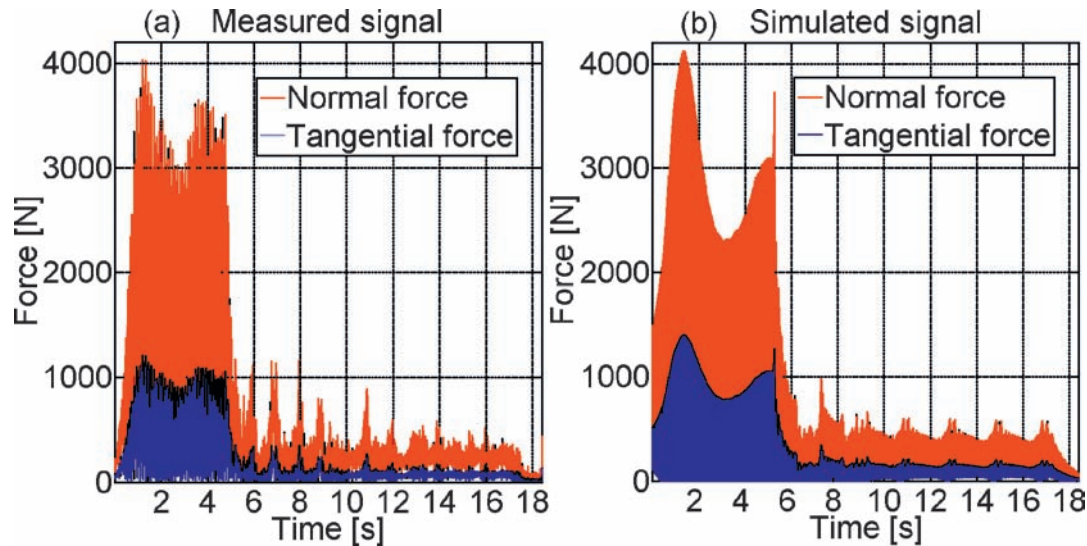


Figure 3. Measured (a), and simulated (b) forces.

Table 3
Experimental results for throughfeed process.

SWSV ampl. (%)	SWSV freq. (Hz)	Chatter freq. (Hz)	Chatter ampl. (mm/s)	Chatter ampl. reduct. (%)
Fixed regulating wheel speed				
0	0	69.38	1.032	
SWSV-on				
10	0.2	63.13	0.332	-68
10	0.5	64.38	0.118	-89
10	1	70.00	0.211	-80
10	2	67.81	0.479	-54
10	4	69.69	0.709	-31
30	0.2	70.00	0.079	-92
30	0.5	69.38	0.081	-92
30	1.0	70.63	0.028	-97
50	0.2	66.56	0.100	-90
50	0.5	66.68	0.246	-76
50	1	63.44	0.230	-78
50	3	68.44	0.579	-44

appearance of a forced vibration source from an out-of-balance grinding wheel. It was noted that the magnitude of this forced vibration was amplified on many occasions by applying this method. Nevertheless, the final roundness error improvement achieved was more directly affected by the chatter reduction than by the forced vibration.

Throughfeed centerless grinding process production is given by the combination of the regulating wheel speed and feed angle. For this reason any change of the regulating wheel speed during the grinding process will vary the specific stock removal rate. This effect will cause a continuous variation of the grinding forces getting the process unstable in order to achieve and maintain required dimensional and surface tolerances.

Since the method might be able to eliminate chatter, in the case of tight tolerances, the range of useful SWSV parameters will be reduced. Therefore, optimal signal selection will be more difficult for throughfeed than for infeed grinding. During these tests the SWSV method was validated as a fast and efficient technique in a real rough production process in which it was not possible to obtain any stable working condition.

5. Conclusions

In summary, the contributions of this work to the state of the art are as follows:

1. This is the first time that a time domain dynamic model for simulating any continuous workpiece variable speed strategy

and grinding cycle configuration for infeed centerless grinding has been presented. A good correlation between the simulated and experimental results was obtained.

2. The work shows the relevance of selecting the optimal period and amplitude of the speed variation to suppress workpiece regenerative chatter and to achieve the best final part roundness in grinding.
3. Additional strategies for the improvement of roundness and roughness were tested, validated and proposed.
4. The viability of the method for throughfeed centerless grinding was also demonstrated.

Acknowledgments

The authors wish to acknowledge their colleagues from Ideko Technological Centre (R. Lizarralde, Jorge Alvarez, Julen Azpitarte, Urtzi Abásolo and Gorka Arrate), and Estarta (I. Muguerza) for their contribution to this work.

References

- [1] Insperger T, Schmitz T, Burns TJ, Stépán G (2003) Comparison of Analytical and Numerical Simulations for Variable Spindle Speed Turning. *Proc. of IMECE Int. Mechanical Engineering Congress*.
- [2] Sastry S, Kapoor SG, DeVor RE (2002) Floquet Theory Based Approach for Stability Analysis of the Variable Speed Face-Milling Process. *Trans ASME Journal of Manufacturing Science Engineering* 124:10–17.
- [3] Bediaga I, Egaña I, Muñoa J, Zatarain M, López de Lacalle LN (2007) Chatter Avoidance Method for Milling Process Based on Sinusoidal Spindle Speed Variation Method: Simulation and Experimental Results. *10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations*, Reggio Calabria, Italy.
- [4] Zatarain M, Bediaga I, Muñoa J, Lizarralde R (2008) Stability of Milling Processes with Continuous Spindle Speed Variation: Analysis in the Frequency and Time Domains, and Experimental Correlation. *CIRP Annals* 57(1):379–384.
- [5] Altintas Y, Chan PK (1992) In-process Detection and Suppression of Chatter in Milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 32(3):329–347.
- [6] Inasaki I, Cheng C, Yonetsu S (1976) Suppression of Chatter in Grinding. *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering* 9(1):133–138.
- [7] Knapp BR (1999) Benefits of Grinding with Variable Workspeed. *Thesis Master of science*.
- [8] Inasaki I, Karpuschewski B, Lee H-S (2001) Grinding Chatter—Origin and Suppression. *CIRP Annals* 50(2):515–534.
- [9] Sexton JS, Stone BJ (1978) The Stability of Machining with Continuously Varying Spindle Speed. *CIRP Annals* 27(1):312–326.
- [10] Mannan MA, Fan WT, Stone BJ (1999) Effects of Torsional Vibration on Chatter in Grinding. *Journal of Materials Processing Technology* 89(90):303–309.
- [11] Drew SJ, Mannan MA, Ong KL, Stone BJ (1999) Investigation of In-Process Measurement of Ground Surfaces in the Presence of Vibration. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39(12):1841–1861.
- [12] Mannan MA, Drew SJ, Stone BJ (2002) Torsional Vibration Effects in Grinding. *CIRP Annals* 49(1):249–252.
- [13] Gallego I (2007) Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design. *CIRP Annals* 56(1):347–352.

Capítulo 9

Model Based Global Stability Analysis and New Optimization Algorithms for the Set-up of Infeed Centerless Grinding Process

A modo de continuación del artículo presentado por el director de Tesis Iván Gallego en el presente artículo se presenta un análisis general de estabilidad del proceso de rectificado sin centros en *plongée* más completo, donde además de identificarse las principales variables que controlan las inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros y las limitaciones inherentes al mecanizado abrasivo (fuerzas de rectificado, potencia, temperaturas, daño térmico de pieza, rugosidad, tolerancia diametral, error de redondez, rectitud...) se analiza el acoplamiento de variables. Se presentan y describen los algoritmos de optimización desarrollados para la configuración del ciclo de *plongée* y condiciones de diamantado basados en la utilización de los modelos desarrollados y el conocimiento adquirido. Se realiza una descripción detallada de la función de definición del ciclo de *plongée* integrada dentro de estos algoritmos y que se encarga de ajustar el ciclo a las tolerancias exigidas mediante la implementación de la ecuación de continuidad. Mediante un ejemplo de aplicación se validan los algoritmos de optimización desarrollados que forman parte de la última versión de la herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso implementada en soporte WEB.

Model-Based Global Stability Analysis and Optimization Algorithms for the Set-Up of Infeed Centerless Grinding Process

D. Barrenetxea^{a,*}, J. Álvarez^a, J.I. Marquínez^a, I. Gallego^b, I. Muguerza Perelló^c

^aIDEKO IK4 S.COOP., Pol. Industrial de Arriaga, 2. 20870 Elgoibar, Spain

^bFaculty of Engineering – Mondragon University, Loramendi 4, 20500, Mondragon, Spain

^cESTARTA S.COOP., Pol. Industrial Sigma Xixilion, 2, Pabellón 10. 20870 Elgoibar, Spain

*Corresponding author. Tel.: +34943748000; Fax: +34943743804

E-mail address: dbarrenetxea@ideko.es (D. Barrenetxea)

Abstract

Background: This paper presents the simultaneous analysis and resolution of several interlinked problems involved in the set-up of the infeed centerless grinding process.

Method of Approach: In addition to a frequency and a time domain analysis of the three characteristic instabilities of the process (geometric lobing, chatter and spinning), a time domain continuity equation and models have been developed and implemented to analyze the main restrictions, namely, process power, temperature and burning power, roughness, roundness, process aggressiveness and final part geometrical tolerances.

Results: As a result, new algorithms for the optimal set-up and definition of the infeed grinding cycle and the dressing conditions are presented. An example of experimental validation is provided.

Conclusions: The developed optimization tool has been implemented in a web-based Set-Up Assistant (SUA) software tool devised to improve machining accuracy and productivity in centerless grinding.

Keywords: centerless grinding, infeed, stability, simulation, optimization

1. Introduction

Centerless grinding is a manufacturing process widely used as a high-productivity finishing technology. Its specific features regarding the loose work-holding and self-centering confer better performance on centerless grinding when compared with other grinding processes, eliminating clamping and centering operations and allowing the use of fast part loading and unloading systems.

However, correct centerless grinding set-up is one of the most problematic operations amongst the machining processes. Apart from thermal, mechanical and tribo-chemical limitations of the cutting and wear mechanisms of a grinding process, centerless grinding set-up has to face the characteristic instabilities or disturbances arising from the above-mentioned kinematic features of this process. These instabilities are geometric lobing (when the unclamped workpiece oscillates between wheels), *chatter* (which is more pronounced than in other grinding processes due to the use of wider grinding wheels), and work rotation-driving instability or spinning (which appears when the regulating wheel is unable to maintain the rotation of the workpiece at its peripheral velocity), as shown in Figure 1. All such instabilities and restrictions are influenced by a large number of process variables and parameters, which affect them in different ways. This makes it difficult to establish an optimal process configuration to fulfill productivity and precision requirements.

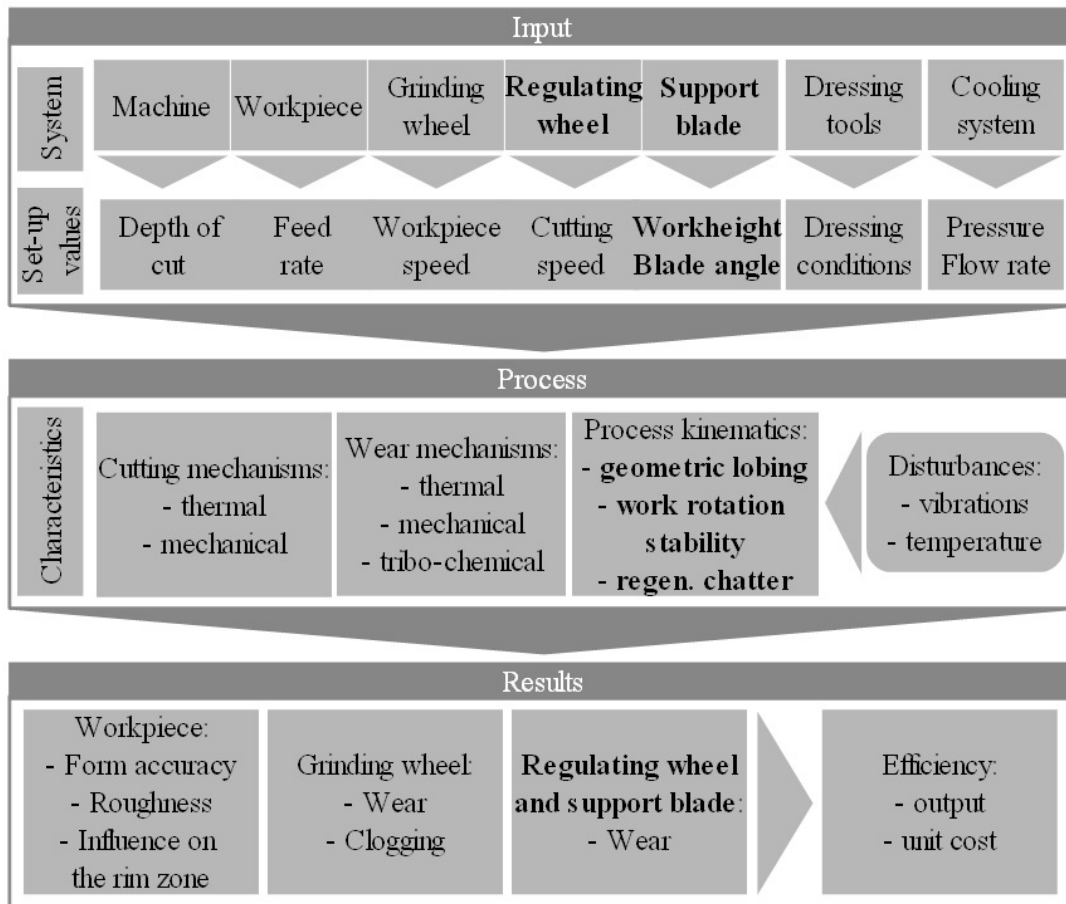


Fig. 1. Quality and efficiency of the centerless grinding process determined by the influence of system variables and disturbances on the special kinematic, cutting and wear mechanisms of the process.

Of its two operating modes, infeed (Fig. 2a) and throughfeed (Fig. 2b), the latter is more productive as it involves a continuous process without part loading and unloading.

Process models, global stability charts and optimization strategies concerning throughfeed operation were presented by authors in previous work [1,2]. Those developments were finally implemented in a web-based software tool, Estarta Set-up Assistant (SUA), <http://sua.estarta.com/sua2>, devised to improve machining accuracy and productivity in centerless grinding.

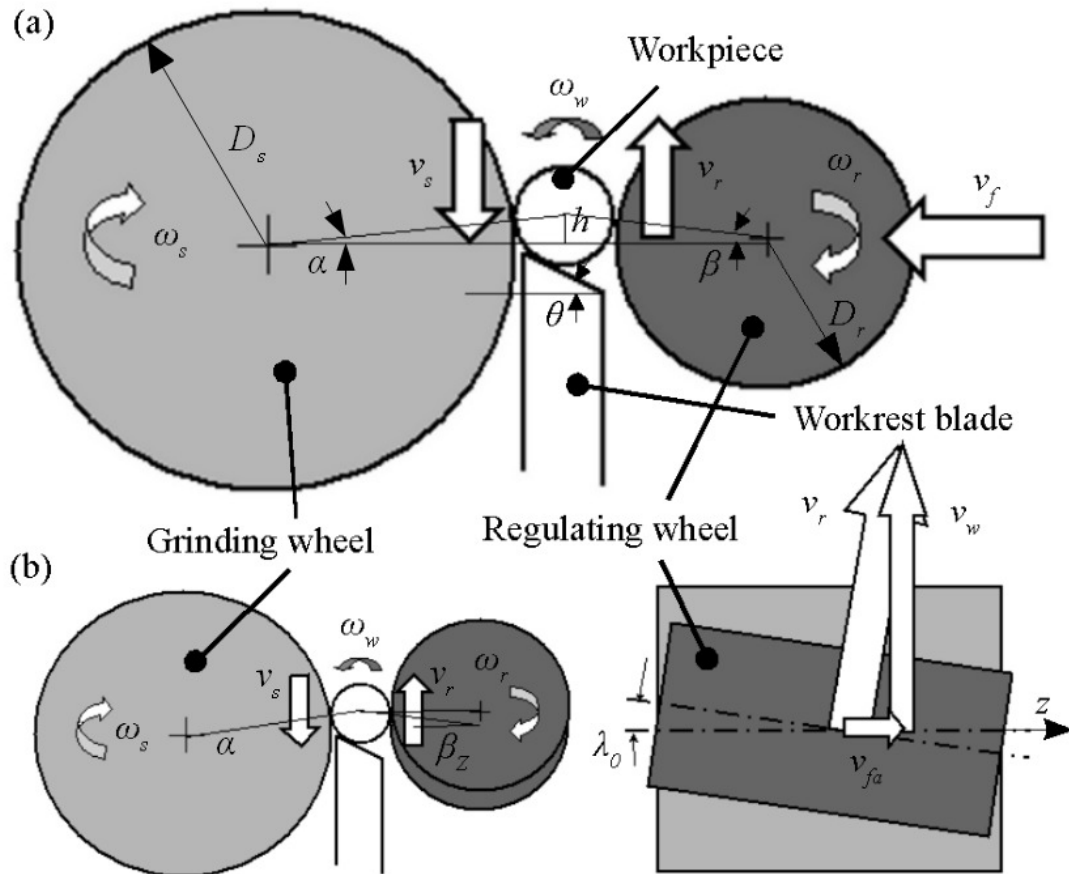


Fig. 2. Centerless infeed (a) and throughfeed (b) configurations.

Concerning infeed centerless grinding operation, previous work presented by the authors [3,4] analyzed the influence of main process parameters on its stability and performance. Simulation models were developed as an available technology to provide a global stability solution while an optimal grinding cycle was obtained.

The aim of this paper is to present the latest advances in centerless grinding process modeling and the resolution of several interlinked problems in the stability analysis and definition of optimal infeed cycle, by means of new optimization algorithms that have also been implemented in the web-based Set-up Assistant tool.

2. Background

Regarding the characteristic instabilities of infeed centerless grinding, significant process modeling and simulation work has been carried out over the last eighty years coupled with experimental verification. Main of these works cope with frequency and time domain geometric lobing and chatter stability analysis for infeed [3-17,20] operating mode and work-holding stability [18-20].

These advances in process modeling have enabled the prediction of centerless grinding complex phenomena in a more accurate manner, leading to a better understanding of the process and the development of approaches and tools oriented to process optimization.

After the first experimental and theoretical analysis of the centerless grinding process carried out by Dall [5] in 1946 and Gurney [6] in 1964, in 1967 Reeka [7] proved the relevance of the number of revolutions of the part in the correction and eventual outcome of roundness error during and at the end of an infeed cycle. In 1973, Furukawa [8], based on the property that the chatter can be removed at low work speeds, developed a hydraulic adaptive control to reduce workpiece speed in a centerless grinder once chatter was detected. In 1982, Miyashita et al. [9] proposed some guidelines for the proper set-up in order to avoid geometric and dynamic unstable conditions.

Frost [10] in 1985 [10] emphasized the significance of the phenomena of contact loss and interference in the final roundness error, highlighting the need to bear in mind the stiffness of the machine and feed conditions. He pointed out the need to consider the shape (number of initial lobes) and magnitude of the initial roundness error of the part to select a suitable geometric configuration and also to take into account the number of revolutions of the part during the grinding cycle.

In 1987 Rowe [11] revealed the importance of the duration of spark-out time for optimal results of roundness, roughness and part dimensional tolerance, as well as the influence of machine stiffness on them. Based on his results and those of previous authors, Rowe pointed out the possibility of optimizing grinding cycles through the appropriate proportion between feeding stages and spark-out time, and the number of revolutions of the part. Besides the influence of the lobe filtering phenomenon and the influence of the initial roundness error of the pieces on the final error, Nieto [12] discussed in greater detail the influence of the roundness error and stock removal just before the spark-out time.

Zhou [13] in 1996 presented some general guidelines for proper selection of parameters from the point of view of geometric stability, and in 1997 [33], he submitted a paper on the importance of the cycle time duration in roundness error correction.

As a result of his extensive work in the field of work-holding, geometric and dynamic instabilities [15-19], in 2004 Hashimoto [20] proposed a methodology and an algorithm for the infeed centerless grinding process set-up. The input data were the dynamic characteristics of the machine, the friction coefficients, the cutting stiffness, etc. and the results obtained were the blade angle and thickness, the workpiece height and the regulating wheel speed. He employed a knowledge-based heuristic optimization algorithm which aimed to find the optimal combination of variables that maximized a Performance Index where greater or lesser weight was applied to different variables, based on the needs of the process accuracy or productivity.

On the other hand, the influence of abrasive cutting and wear mechanisms on common grinding process instabilities or limitations has been analyzed by many authors, such as Hahn [21,22] Snoeys [23-25] and Rowe [11]. They all concluded that this influence affects the forces generated in the cutting process, the specific energy, the grinding

wheel wear and G ratio, part roughness, generated heat, part thermal damage and the geometric and dynamic instabilities of the process.

The CIRP keynote paper “Modelling and Simulation of Grinding Processes” [26] was published in 1992 reviewing the up-to-date most commonly used physical/empirical models to simulate the process outputs: process forces and power, specific energy, grinding wheel wear, surface integrity, surface finish or size and geometrical tolerances. The force model proposed by Malkin [27,28] can be highlighted among these models, since it stated the foundations of the cutting and wear mechanism phenomena in grinding.

In the CIRP keynote by Brinksmeier et al. in 2006 [29], an overview of the current state of the art was presented, as well as capabilities, limitations and future trends of different approaches in modeling and simulation of grinding processes. In addition to the efforts made in modeling, much of the research has been carried out regarding optimization algorithms and their improvement. A review of the application of artificial intelligence in grinding and a classification of different techniques can be found in [30,31], and some other approaches and their categorization for the grinding process in [32].

For the challenging problem of optimizing a conventional infeed grinding cycle with several stages, different methods have been proposed in the bibliography.

Peters and Aereus [33] proposed a methodology to define the optimal feed rate for a three phase cycle without intermediate dressing in order to minimize the total grinding time. Amitay [34] presented a more detailed approach for the optimization of feed rates and dressing conditions based on thermal damage and roughness limitations.

In 1993, Chiu and Malkin [35] developed a simulation model for cylindrical infeed grinding operations. The simulation predicts the behavior during the cycle and the final

quality of the part, including the grinding forces, power, instant amount of material removed, temperature, thermal damage, thermal expansion, wheel wear, taper, surface roughness and roundness. Subsequently, Xiao and Malkin [36,37] developed an online optimization system that minimized the infeed cylindrical grinding production time maintaining the quality requirements of the part. The system was capable of optimizing both grinding and dressing parameters and intervals due to the consideration of grinding wheel wear and forces over time.

Along the same lines, Kim [38] developed an expert system with the aim of establishing the optimal conditions for maximum removals taking into account the limitations of power, burning, chatter and surface roughness. The experimental coefficients of equations were obtained by means of a regression model based on fuzzy theory and updated in a database. Artificial intelligence techniques have also been used to optimize conventional cycles [39].

More recently, Choi and Shin developed a model-based optimization system oriented to a general class of grinding processes [40]. Analytical and empirical models formulated in generalized form were used to describe grinding processes. Fuzzy learning algorithms were used for incorporating experimental data and heuristic knowledge. The optimization method was based on evolutionary strategies.

Finally, Morgan devised a fully integrated system for adaptive controller cycle optimization [41]. Analytical and empirical models were used to predict process behavior by means of the interpretation of online-monitored signals and, consequently, to apply rule-based optimization algorithms. A continuous learning database based on artificial intelligence techniques was also integrated to support the prevision of optimized and safe starting cycle data [42].

Focused on the particularities of centerless grinding, Rowe et al. [11] carried out an experimental and model-based study of infeed centerless grinding process limitations between 1986-1991, in which the influence of infeed speed and grinding wheel and workpiece speeds on specific energy was analyzed. The results of this work were shown via stability charts representing chatter stability, machine power limit and burning limit against workpiece speed and infeed speed (productivity). This work was used by Rowe [30] to develop an optimization tool implemented in the CNC for centerless grinding.

In summary, relevant tools have been developed for optimal process set-up, some of them solely based on the characteristic instabilities of centerless grinding [20], others oriented to the optimal configuration of the infeed cycle based on the influence of abrasive cutting and wear mechanism in general process limitations or instabilities [36,37,40,41], and finally, some are also trying to give a global solution taking into account the interrelation between cutting and wear mechanism and the characteristic instabilities in centerless grinding [11,31].

However, there is an important gap in the analysis of the influence and interrelation of input variables on the characteristic instabilities and general process limitations due to cutting and wear mechanisms. Accordingly, it is necessary to develop a tool capable of providing a global optimal solution for the set-up and optimization of the infeed centerless grinding process.

3. Infeed process set-up and optimization algorithm

3.1 General description

Models that have been used to analyze the problem of coupling variables in process stability and the definition of optimal infeed cycle are described in references [1-4,43] and in following chapters. They address the characterization of geometric lobing,

chatter and work-holding instabilities, the evolution of radius defect and roundness error, straightness correction, force and power models, thermal damage prediction and estimation of surface roughness.

A heuristic set-up and an optimization algorithm has been developed based on these models. The corresponding experimental validation has been carried out and the influence and interrelation of input variables on the characteristic instabilities and process limitations due to cutting and wear mechanisms have been analyzed in order to complete the algorithm development.

The optimization algorithm consists of a close loop function where variables that are selected for optimization are modified whereas a stability analysis and an infeed cycle definition function are launched and continuously recalculated (Fig. 3). It allows process variables to be optimized subject to a predefined performance goal, while process constraints and accuracy requirements are fulfilled.

First of all, the process aim, constraints and variables to be optimized have to be defined. Then, the algorithm begins with the deduction of the maximum feed (v_{flim}) that is possible for the roughing stage of the infeed cycle. A process stability analysis is then carried out, where a stable working range for blade angle (θ), part height (h) regulating wheel rotational speed (N_r) and infeed speed (v_f) is obtained. An optimal working point for (θ), (h) and (N_r) is also proposed.

The developed optimization algorithm continues with a close loop function that will be slightly different depending on the selected objective function. In general terms, some of the variables selected to be optimized (regulating wheel rotational speed, dressing conditions, infeed speeds...) are modified while an infeed cycle definition function is launched. This function, in combination with the rest of the implemented equations (roughness, thermal damage, surface and dimensional tolerances...), deduces the optimal

infeed cycle (infeed speeds, stock removals and spark-out time) using the undermentioned time domain continuity equation where the instantaneous depth of cut, grinding forces, process equivalent deflection and part radius defect are simulated. Optimal dressing conditions are recalculated at the end of the algorithm.

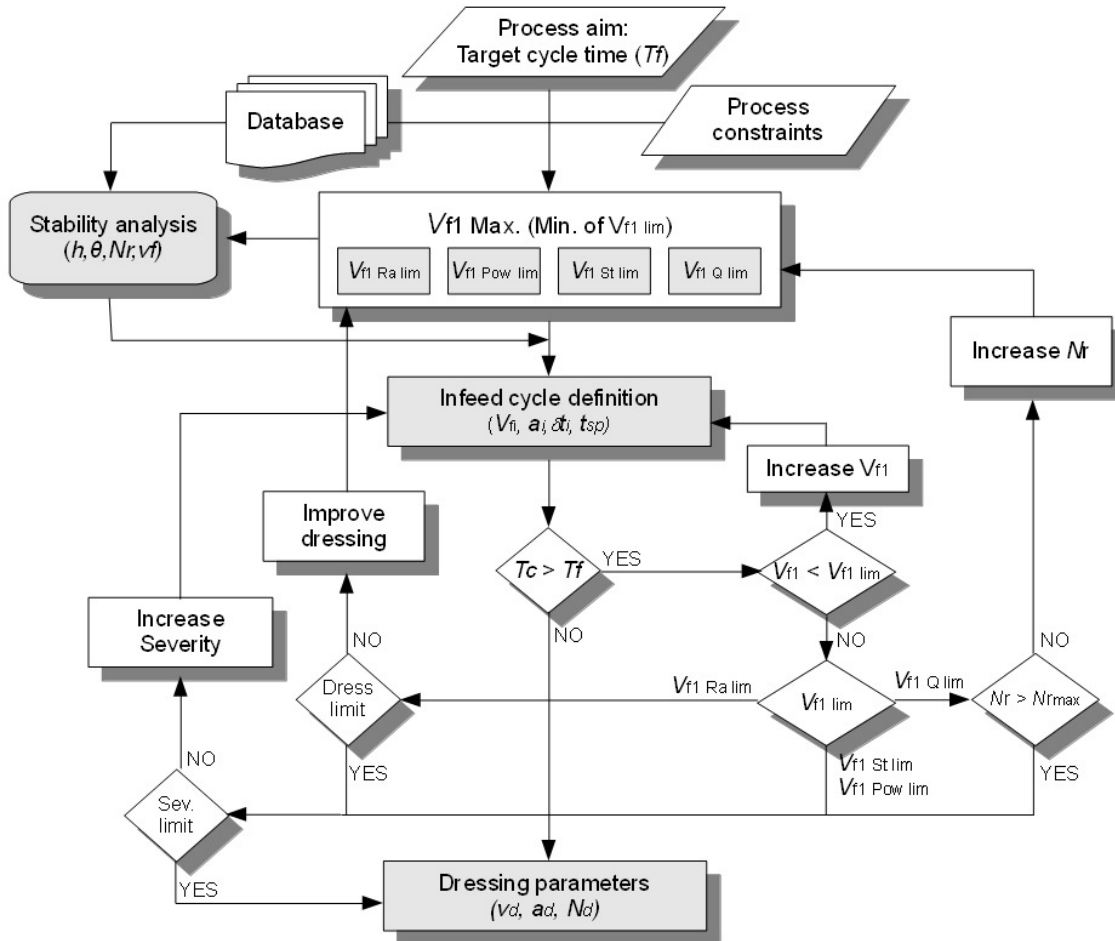


Fig. 3. Infeed process set-up and optimization algorithm for the target average cycle time option.

All these steps are described in more detail below.

3.2 Selection of the objective function

Two possible criteria can be used to define the infeed grinding cycle:

- Fulfill target cycle time. This option is very common in production lines. The criterion of defining the less aggressive process possible for optimizing grinding wheel

behavior between two dressing intervals is applied in this option. In the event that the defined cycle time can not be achieved due to any restriction, the result will be the minimum possible cycle time.

- Minimize cycle time. In this option more aggressive process parameters are used. To that end, aggressive limits regarding grinding wheel behavior are established.

3.3 Selection of variables to optimize

The input variables to be optimized and a working/analysis range for each one has to be defined. They can be selected from the following:

Feed speed for each stage of the infeed cycle (v_{fi}), stock removal in each stage (a_i) and spark-out time (t_{sp}); blade angle (θ); workheight (h); regulating wheel rotational speed (N_r); dressing speed (v_d), dressing depth (a_d) and rotational speed (N_d) for rotary dressing tools.

The input value of variables not selected to be optimized has to be fixed.

3.4 Definition of process constraints and requirements

The developed and implemented models allow the following stability requirements to be analyzed and selected during the process:

- Avoid rising above machine maximum power.
- Avoid thermal damage (or establish a maximum temperature reached in the part).
- Avoid regenerative chatter.
- Avoid spinning.

- Avoid wheel-blade interferences.

The accuracy constraints of the workpiece that are taken into account and which can be selected to fit the process are size tolerance, roundness, roughness, straightness and cylindricity.

The tool allows initial values of these errors (before grinding the workpiece) to be entered, which is highly recommended and in some cases absolutely necessary in order to choose an optimal geometrical configuration, feed speeds, workpiece rotational speed and cycle duration for the suppression of initial errors during the grinding cycle. It also takes into account the relationship between surface and dimensional tolerances.

3.5 Deduction of the maximum roughing infeed speed ($v_{fl\ lim}$)

The definition of the optimal infeed cycle starts deducing the maximum infeed speed to be used in the roughing stage.

The roughing infeed speed will be the lowest regarding the following four restrictions:

1. Machine nominal power.
2. Final part roughness.
3. Thermal damage.
4. Straightness (bow) correction.

3.5.1 Maximum roughing infeed speed due to machine power limitation ($v_{fl\ Plim}$)

The maximum feed speed during roughing stage ($v_{fl\ Plim}$) will be limited to work below the maximum spindle power (P_{max}). To that end, previously presented force and power models [2] will be used.

$$F_s'^t = k'_{th} \cdot (h_{eq})^f \quad (1)$$

$$P(w) = k'_{th} \cdot \left(\frac{v_f \cdot d_w \cdot \pi}{2 \cdot 60 \cdot v_s} \cos \alpha \cos \beta \right)^f \cdot b \cdot v_s \quad (2)$$

Based on these equations that will require exponential law adjustment by experimental calibration, the following equation has been derived to determine the limiting feed speed.

$$v_{f1P\lim} = \frac{2 \cdot 60 \cdot v_s}{d_w \cdot \pi \cdot \cos \alpha \cos \beta} \cdot \left(\frac{P_{\max.}}{k'_{th} \cdot b \cdot v_s} \right)^{1/f} \quad (3)$$

3.5.2 Maximum roughing infeed speed due to final roughness limitation ($v_{f1Ra\lim}$)

According to Malkin [28], the feed speed during roughing stage and the spark-out time determines the final roughness (R_{a0}) for defined dressing conditions . The equation governing this behavior has been previously presented and used in [2].

$$R_{a0} = R_0 s_d^{1/2} a_d^{1/4} \left(\frac{\pi d_w v_f \max}{v_s} \right)^x \cdot \left(1 + e^{(-0,77 t_{sp}/\tau)} \right) \cdot (1.02 d_g + 0.76) \quad (4)$$

So the following equation has been derived to determine the limiting infeed speed.

$$v_{f1Ra\lim} = \left(\frac{R_{a0}}{R_0 s_d^{1/2} a_d^{1/4} \cdot \left(1 + e^{(-0,77 t_{sp}/\tau)} \right) \cdot (1.02 d_g + 0.76)} \right)^{1/x} \frac{v_s}{\pi \cdot d_w} \quad (5)$$

As the aim is to define the limiting feed speed, once the model is calibrated, roughness must be calculated at optimal dressing and spark-out conditions as these will be the conditions in which optimal roughness results will be achieved. To that end, $t_{sp}=3\tau$

spark-out time will be used, time enough to reach 94% of the effect that spark-out time has on the final roughness of the part.

3.5.3 Maximum roughing infeed speed due to thermal damage ($v_{f1Q\lim}$)

In the case of thermal damage, depending on the material and thermal effect that need to be avoided, a limiting temperature can be set as the temperature below the part surface during the process. Malkin [28] provided a compact equation for this purpose, based on an approximation of the maximum temperature obtained to the moving heat source theory for high Peclet numbers.

$$P^* = \frac{k_w \cdot b \cdot d_e^{1/4} \cdot v_w^{1/2} \cdot a_e^{1/4} \cdot \theta^*}{\beta \cdot \alpha_w^{1/2} \cdot \varepsilon} \quad (6)$$

Once the limiting temperature has been defined (θ^*), the maximum feed speed during roughing stage will be calculated numerically solving the following equations:

$$k'_{th} \cdot \left(\frac{v_{f1Q\lim} \cdot d_w \cdot \pi}{2 \cdot 60 \cdot v_s} \cos \alpha \cos \beta \right)^f \cdot b \cdot v_s = \frac{k_w \cdot b \cdot d_e^{1/4} \cdot v_w^{1/2} \cdot \left(\frac{v_{f1Q\lim}}{2 \cdot n_w} \right)^{1/4} \cdot \theta^*}{\beta \cdot \alpha_w^{1/2} \cdot \varepsilon} \quad (7)$$

As the goal is to define the limiting feed speed, it must be calculated for the maximum allowed part peripheral speed (v_w), which should be the condition that generates minimal thermal effects on the part.

Figure 4 is an example of power, burning power and burning depth simulation during a two feed stages plus spark-out time infeed cycle.

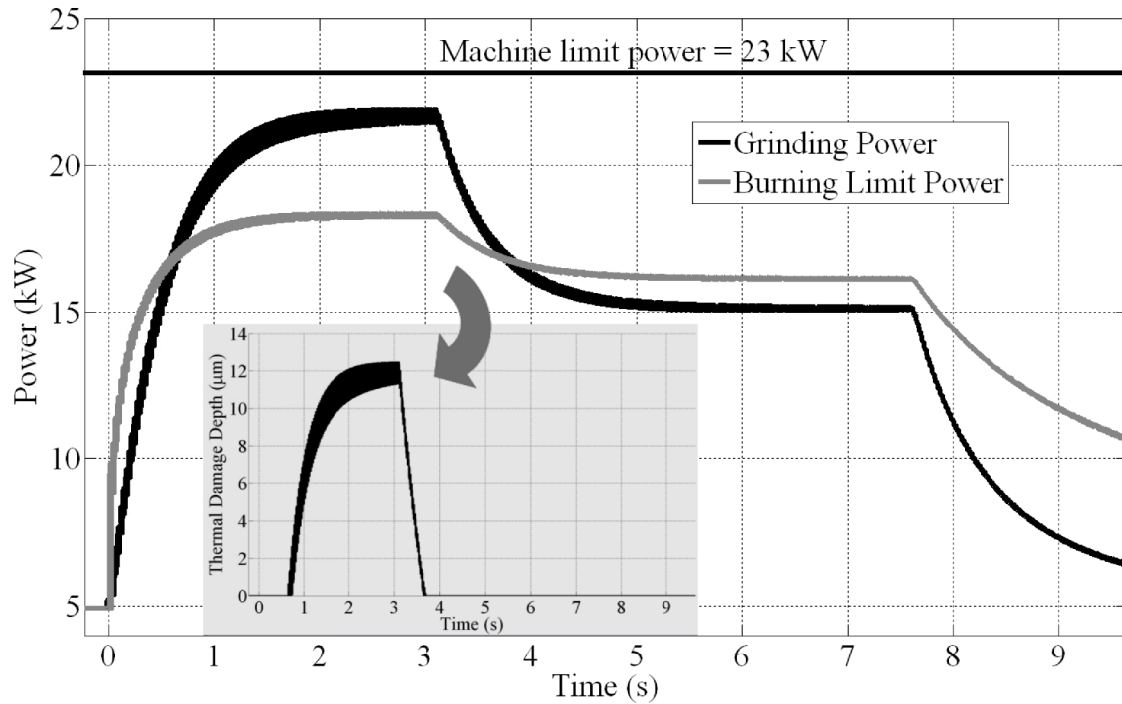


Fig. 4. Comparison of grinding power, machine limit power and burning limit power during infeed cycle and thermal damage depth evolution.

3.5.4 Maximum roughing infeed speed related to straightness correction ($v_{fl\ St\ lim}$)

Centerless grinding operation is assumed to correct the straightness error related to a "bow" defect, which consists of a simple bend of the part in one plane, as shown in Fig. 5. It is measured by placing a screw on two "V" or roller supports and rotating the screw 360° against a dial indicator. The sum of the indicator readings at the extreme height and depth during the rotation is the total indicator reading or TIR, which is usually used to specify straightness.

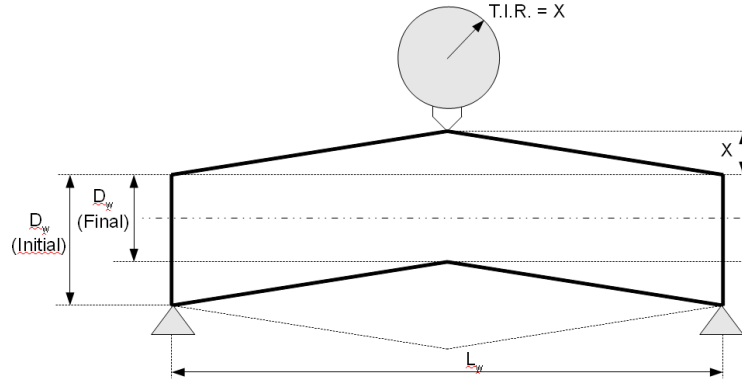


Fig. 5. Straightness error related to “bow” defect of the workpiece.

As shown in the following equation, the theoretical correction from the initial straightness error ($S_{initial}$) to the required final straightness (S_{final}) depends on the stock removal (a) and the bending of the part ($S_{bending}$) that occurs during grinding due to its flexibility and process normal force.

$$S_{final} = S_{initial} + S_{bending} - a \quad (8)$$

The bending component depends on the elastic modulus, length-to-diameter ratio and generated normal force and distribution along the grinding wheel-part-regulating wheel contact (expressed by the constant c). Normal force is directly related to the equation used for power-tangential force and the force relation so the bending component should be expressed as follows:

$$S_{bending} = c \cdot \frac{16}{E} \cdot \frac{b^3}{\pi \cdot d_w^4} \frac{k'_{th} \left(\frac{v_f \cdot d_w \cdot \pi}{2 \cdot 60 \cdot v_s} \cos \alpha \cos \beta \right)^f \cdot b}{\mu} \quad (9)$$

In the case of a unique stage infeed cycle, the maximum feed infeed speed during roughing stage will be derived from the previous equations:

$$v_{f1Stlim} = \left((S_{fin} - S_{ini} + a) \cdot \frac{E}{16 \cdot c} \cdot \frac{\mu}{k'_{th}} \cdot \frac{\pi \cdot d_w^3}{b^4} \right)^{1/f} \cdot \frac{2 \cdot 60 \cdot v_s}{d_w \cdot \pi \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta} \quad (10)$$

Figure 6 is an example of the use of this equation.

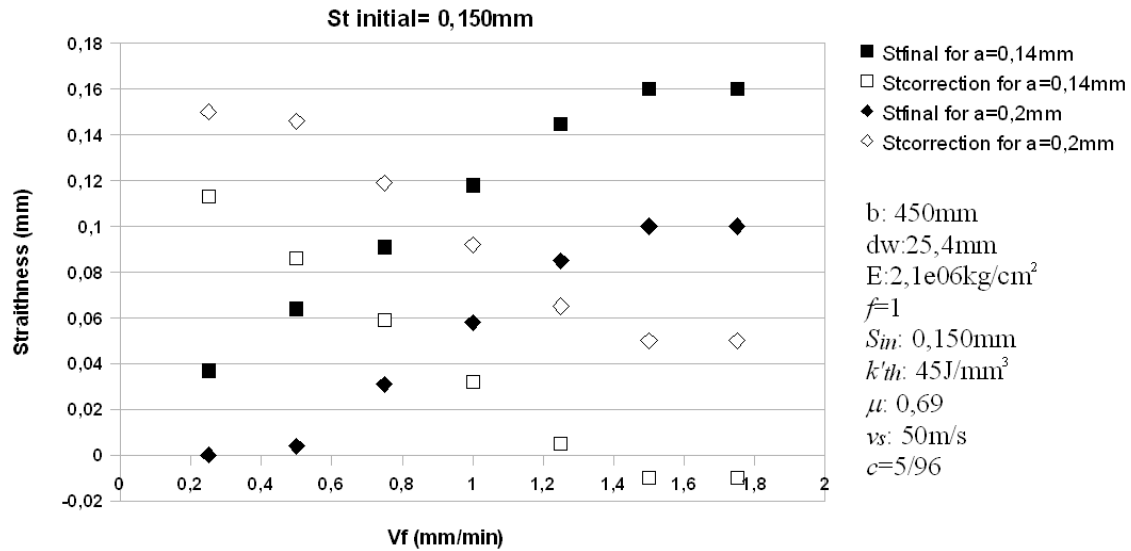


Fig. 6. Workpiece straightness after grinding for different stock removals.

It can be observed that straightness error correction depends on stock removal and the bending of the part that occurs during grinding. The error can even grow for stock removals below the initial straightness and increasing feed speeds.

3.6 Stability criteria. Stable working range for blade angle θ , part height h , work rotational speed n_w and infeed speed v_f and optimal working point for θ , h and n_w .

As stated in previous works [4,15-17], the excellent performance in centerless grinding is only evident when the set-up conditions satisfy the geometric, dynamic and work rotation stability criteria at the same time. The influence of process parameters on these three stability criteria has been researched in-depth, concluding that the fundamental variables are the blade angle θ , the center-height h , and the work speed revolution n_w .

When only stability is being analyzed, the influence of infeed speed (v_f) is considered to be secondary or, like cutting speed (v_s), it is simply not taken into account as a variable.

The main difference in global stability analysis and criteria in the present work to previous ones consists of the consideration that these variables also affect process kinematics, abrasive cutting and wear mechanism and vice-versa, so the following relevant analysis points have been added in order to select a stable working range and optimal working point for blade angle θ , part height h , part rotational speed n_w , and infeed speed (v_f) in the definition of a stable infeed cycle.

1. Influence of three main variables (h , θ , n_w) on process kinematics, abrasive cutting and wear mechanism and other process instabilities or restrictions: force, power, thermal damage, geometrical interferences, process aggressiveness (grinding wheel behavior) and Beta ratio (ratio of rotational speed between part and grinding/regulating wheels).

2. Influence of infeed speed (v_f) not only in process kinematics, abrasive cutting and wear mechanism as process forces, power, aggressiveness, radius defect and thermal damage, but also in the dynamic, geometric and work rotation stability.

Influence of cutting speed (v_s) is also analyzed but not as a variable considering that this value is set by the machine operator, using generally the maximum speed permitted by the wheel.

3. Influence of process non linearities in real depth of cut, lobe filtering and part roundness evolution. Magnitude and shape (number of lobes) of initial roundness error to define the optimal combination of geometrical configuration, infeed speeds and work rotational speed for the required roundness correction during the cycle time (by means of a time simulation model and analysis).

The following diagram shows the analysis and solution carried out for each instability and limitation and the solution given to the interrelation (linkup) problem between three main variables (h , θ , nw) and feed speed (vf).

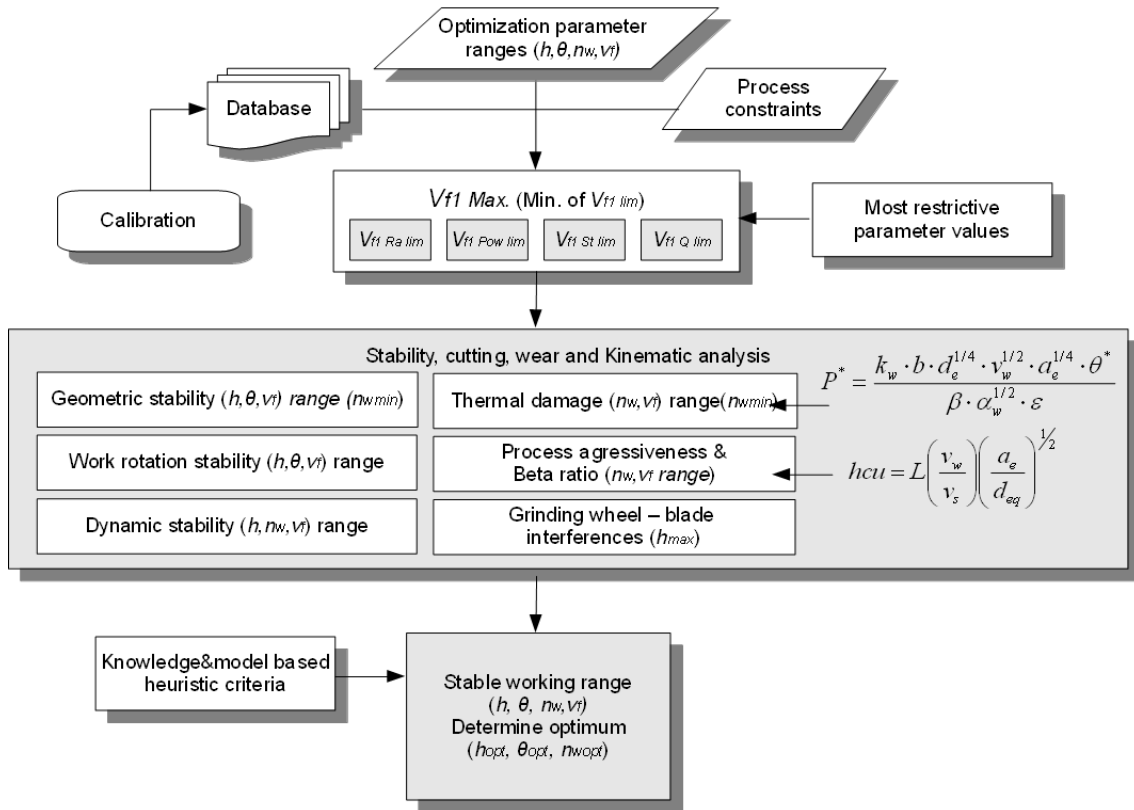


Fig. 7. Block diagram of stability, cutting, wear and kinematic analysis.

As a result of the analysis, a stable working range for (h , θ , nw, vf) and an optimal working point for (h , θ , nw) in order to minimize roundness error will be obtained.

3.6.1 Stable working range (h , θ , nw , vf) regarding geometric lobing stability

Geometric stability analysis is carried out based on the corresponding stability maps [3,4] where workpiece height and blade angle are the main variables (Fig. 8). Dark-gray/black areas correspond to unstable conditions and are indicated with the corresponding lobe number. Lighter gray areas correspond to stable areas.

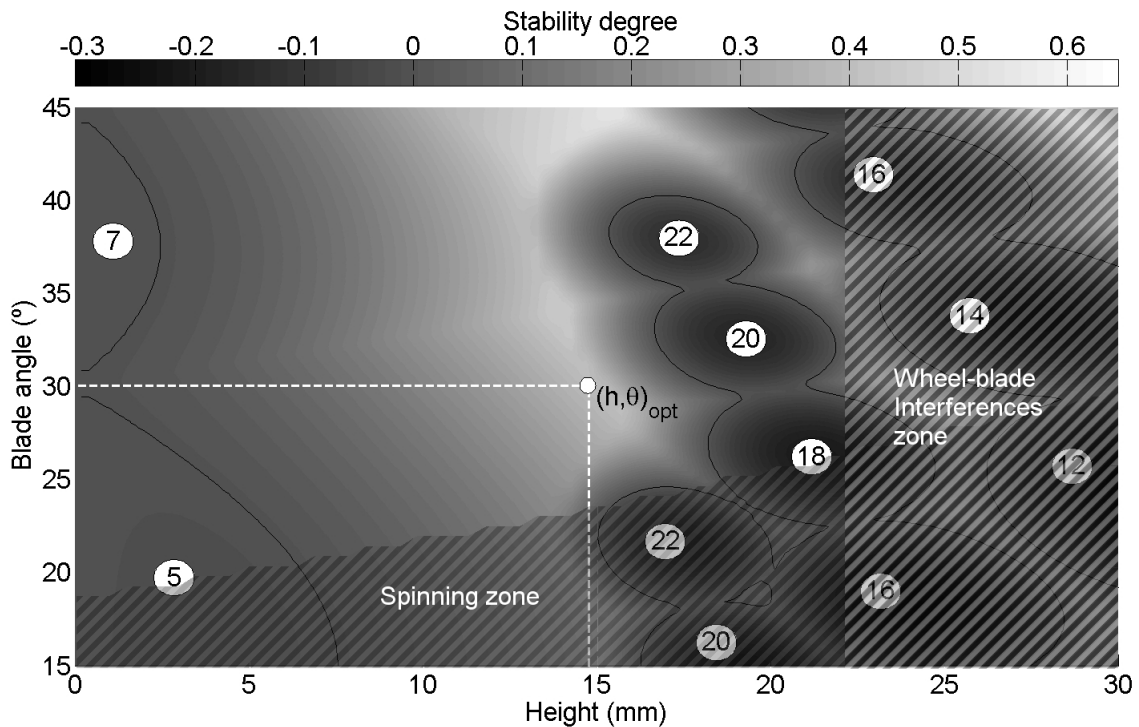


Fig. 8. Geometric configuration regarding geometric stability, work rotation stability and wheel-blade interference analysis.

A significant factor affecting the stable working range is lobe filtering due to kinematic interference between the grinding and regulating wheel with the workpiece, mainly feed speed (v_f), but also work speed revolution (n_w) playing an important role on this point.

In order to analyze it, different contact assumptions have been proposed in the bibliography [10,43]. As a result of the detailed review of the state of the art on the determination of the contact length carried out by Marquinez [44], in the present work the theory of rough contact with a R_r factor proposed by Qi [45,46] is added to the elastic and geometrical contact length for a more accurate characterization and solution.

The higher the geometrical contact length and normal forces, the higher the lobe filtering, so stable working areas will increase in the stability map.

Finally, as stated previously, the correction and eventual outcome of roundness error during and at the end of an infeed cycle also depends on the number of revolutions of the part during it [3,7,11,12,14]. Particularly when the number of lobes and initial

roundness error of the piece have not been taken into account, the stability analysis may not be sufficient to ensure the required final roundness error in the workpiece. In these cases, it is necessary to know the initial error in order to determine a suitable geometric configuration or perform a time domain analysis.

The time domain dynamic response of a system is determined by its characteristic equation. The centerless grinding process characteristic equation expressed in the Laplace domain is:

$$f(s) = 1 - g_b e^{-s\tau_b} + g_r e^{-s\tau_r} - K(1 - e^{-s\tau}) - k_w \sum_{r=1}^{N_m} \left[\frac{V_r}{(\omega_r^2 + s^2 + 2s\xi_r\omega_r)} - \frac{V_r}{\omega_r^2} \right] (1 - e^{-s\tau}) \quad (11)$$

The information on the behavior of the system is given by the infinite roots of this equation. When using the Laplace domain, variable roots are in general complex.

$$s_i = -\xi_i \cdot \omega_i + j \cdot \omega_i \cdot \sqrt{1 - \xi_i^2} \quad (12)$$

The time response related to each root will have a component of the form:

$$\delta r_{wi}(t) = A e^{-s_i t} = A_i \cdot e^{-\xi_i n_i \omega_w t} \cdot \left(\cos(n_i \omega_w \sqrt{1 - \xi_i^2} t) - j \sin(n_i \omega_w \sqrt{1 - \xi_i^2} t) \right) \quad (13)$$

where A_i is the initial error amplitude of each lobe component (n_i), ξ_i is the damping ratio (correction per round) from the real part of the root. If this is positive, the amplitude of the error of this root will be decreasing (stable condition), and if negative, it will be increasing (unstable condition). The value of the oscillation frequency (ω) is in turn equal to the product between the number of lobes and the rotation frequency of the piece, ω_w . As deduced from equation 13, by increasing it, the correction of the stable components is performed more quickly.

The time response of the system (real radius and roundness error evolution) can be expressed as the sum of each of the roots.

$$\delta r_w(t) = \sum_{i=1}^{N_{\max}} A_i \cdot e^{-\xi_i n_i \omega_w t} \cdot \cos(n_i \omega_w \sqrt{1 - \xi_i^2} t + \phi_i) \quad (14)$$

Therefore, once the lobe components and the initial roundness error amplitude of the workpiece are known, the use of Eq.14 leads to the determination of the minimum number of revolutions required to reduce the error of the critical lobe components. The combinations of necessary workpiece speeds and cycle times will be obtained for each geometric combination.

This approach is the basis of the continuity equation bellow as it represents the time response of the system for a set infeed speed.

Nevertheless this approximation does not still guarantee the determination of final roundness error because process non-linearities (contact loose, lobe filtering, spark-out time, errors on the regulating wheel surface or wheel eccentricity and out-of-balance) affect process behavior and roundness error evolution. According to all these factors, a more precise dynamic time-domain approach should be necessary in order to simulate real roundness evolution as proposed in other recent references [43,48, 49,50].

3.6.2 Stable working range (h , θ) regarding spinning

Work rotation stability analysis is carried out based on the corresponding stability maps [4] included in Fig. 8 as dashed lines superimposed in the geometric stability map, indicating unstable conditions. Friction coefficients have to be defined depending on wheel specifications and process kinematics [18,19], since these are the main parameters governing work rotation stability. Then, workpiece height and blade angle will be the main variables to obtain optimal combinations for stable processes.

The effect on the stability range to support higher critical grinding forces for higher feed speeds is also taken into account. To that end,, the value of the maximum roughing

infeed speed is used, as it leads to the worst process behavior related to work rotation stability, see Figure 9.

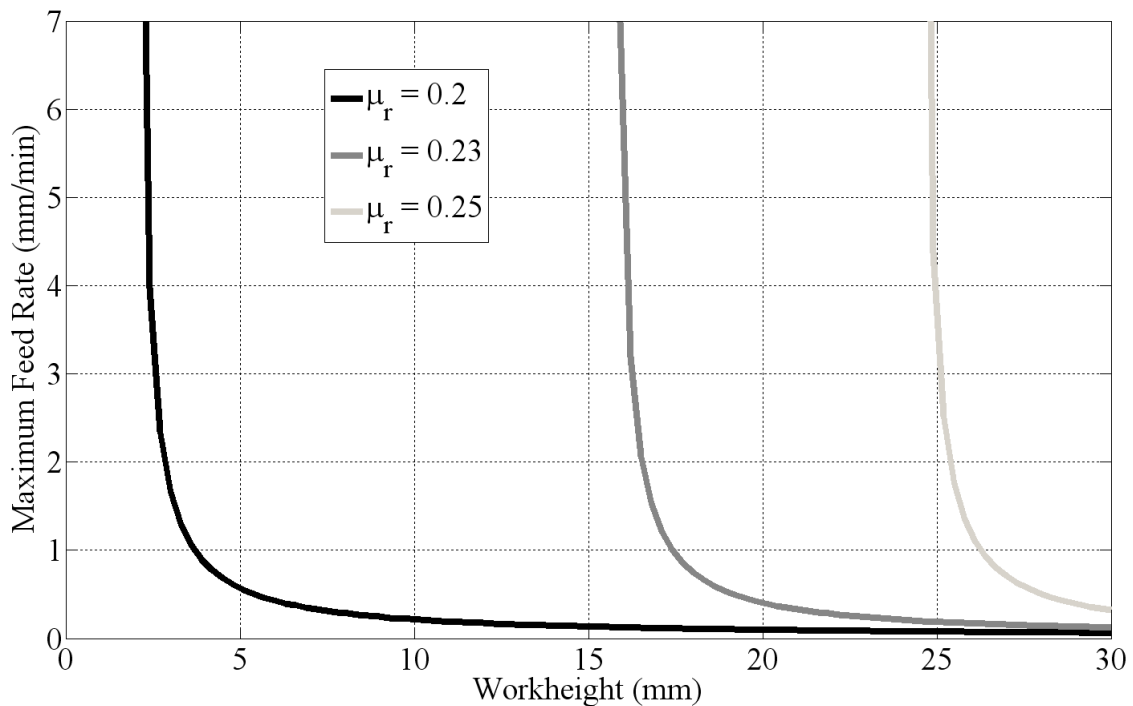


Fig. 9. Spinning limit feed rate according to work height and regulating wheel friction coefficient.

3.6.3 Maximum working height (h_{max}) free from physical interferences

The maximum applicable workpiece height would be the greatest height to be used during machining not leading to interferences between the grinding wheel and the blade. This is a major factor specially when grinding small diameter parts. In Fig. 8, dashed lines superimposed in the geometric stability map are included indicating unstable conditions.

3.6.4 Stable working range (h, θ, n_w, v_f) regarding dynamic stability

Dynamic stability analysis is carried out based on the corresponding stability maps [3,4] where workpiece height (h) and regulating wheel rotational speed (N_r) (workpiece

rotational speed) are the main variables (Fig. 10). Dark-gray/black areas correspond to unstable conditions and are labeled with the corresponding lobe number. Lighter gray areas correspond to stable areas.

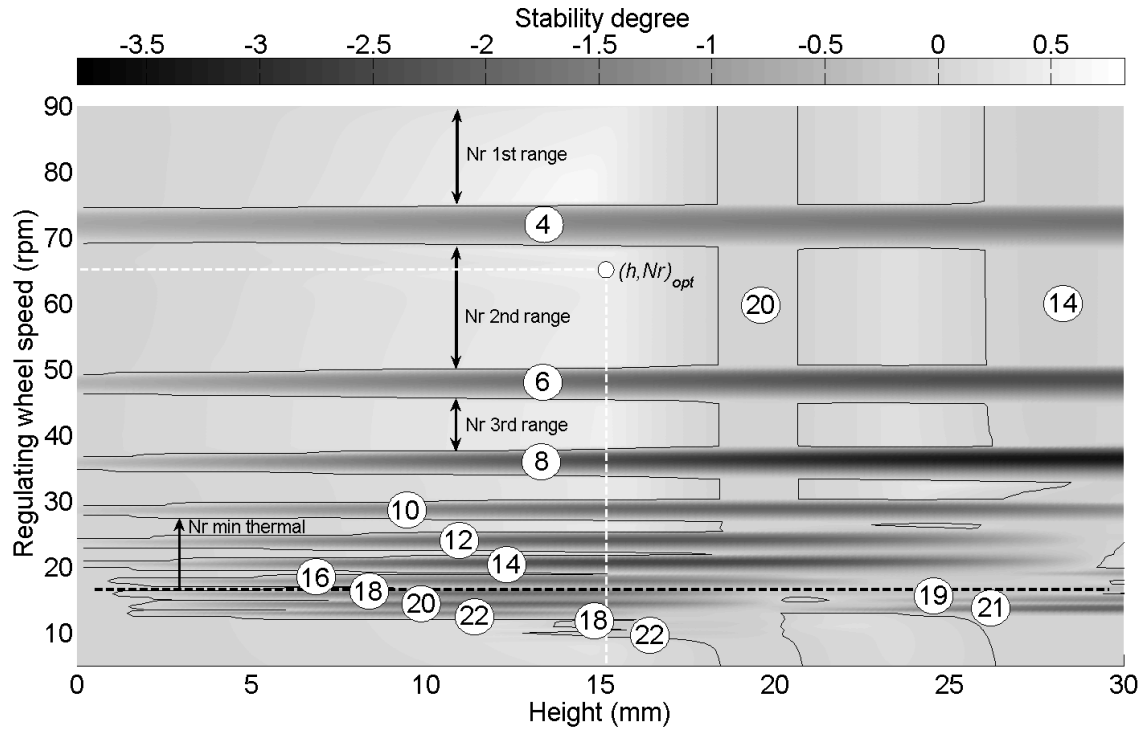


Fig. 10. Selection of optimal combination of work height and regulating wheel speed according to the dynamic stability.

As the aim is to select a dynamically stable working range, special care has to be taken when analyzing the dual influence on the dynamic behavior of maximum and minimum values of infeed speeds during cycle time.

Figure 11 shows the influence of a slight variation of the preload (normal force) on the frequency of the main vibration mode shape corresponding to wheelheads opening, varying from 51 Hz to 56 Hz, as well as on the dynamic stiffness and damping.

A higher feed rate leads to a higher process normal force (preload), which improves the dynamic response of the mechanical system and also promotes a higher effect of lobe filtering (following previously described criteria). So, the stable working range will increase when increasing infeed speeds.

On the other hand, this increase also leads to a damaging effect due to a higher vibration amplitude when stabilization is not achieved.

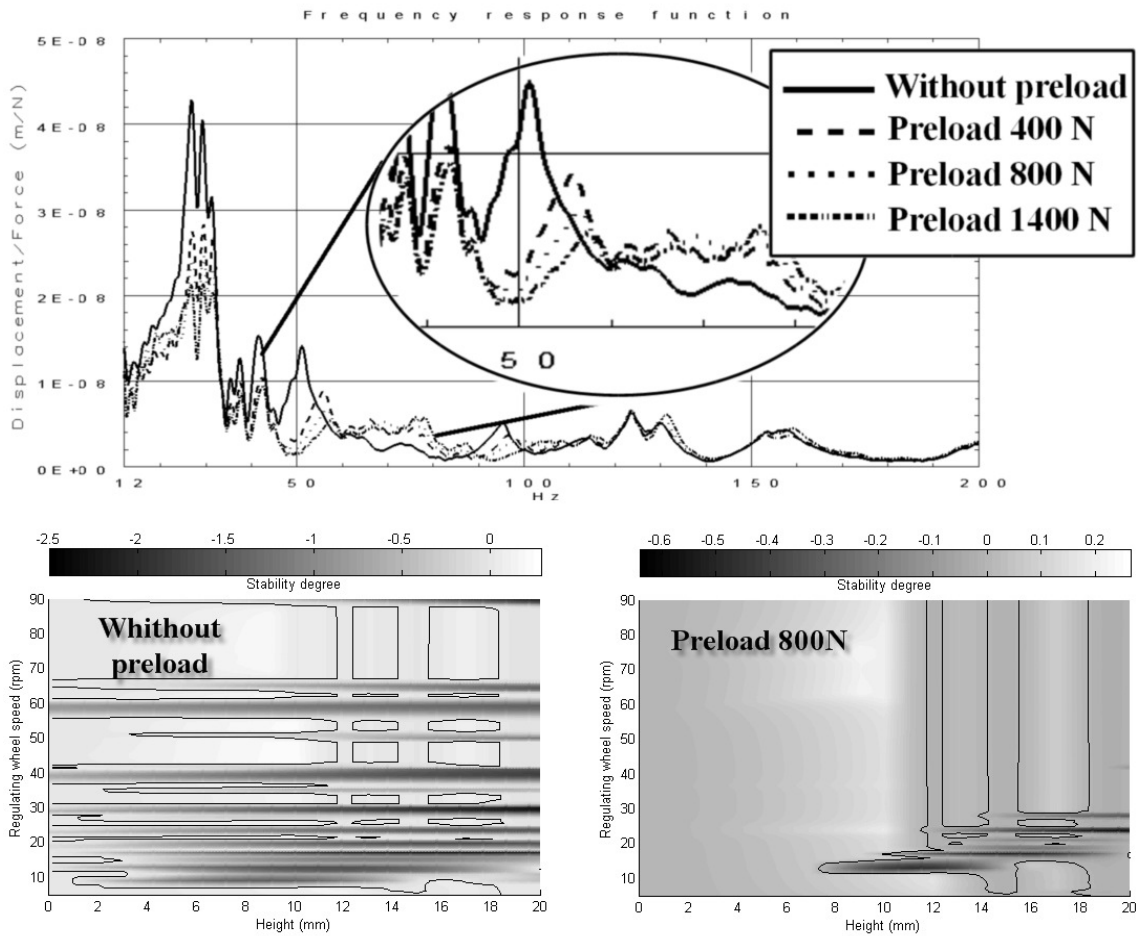


Fig. 11. Effect of normal forces (preloads) on the dynamic response of the machines and on the stable working area.

The effect is opposite at low infeed speeds and explains the chatter appearance in finishing stages of many infeed cycle applications where the cutting stiffness increases and normal forces decrease due to small chip thicknesses, which ultimately worsens the dynamic response of the system. Due to low normal forces and feed speeds, the lobe filtering effect is also much lower owing to less stable working areas in the stability maps.

3.6.5 w_{\min} to avoid thermal damage

As well as the maximum feed speed during roughing stage which has been calculated using Eq. 6 for the maximum part rotational speed permitted (w_w), the minimum part rotational speed permitted (w_{\min}) has to be calculated for the maximum infeed speed permitted.

3.6.6 Checking process aggressiveness. Stable working range (v_f, w_w)

Upper and lower aggressive limits according to grinding wheel behavior [27] are also established and taken into account for each wheel/workpiece/coolant combination. The aim is to avoid wheel collapse situations [51] and select optimum aggressiveness conditions, where the maximum cutting depth (non-deformed chip thickness) is large enough to form a chip and avoid excessive rubbing and high specific energies, but not so large as to cause excessive wheel wear [52].

Taking into account the following equation for maximum chip thickness for a chip with triangular cross section in cylindrical grinding, the permitted limit combinations of infeed speed (v_f) and part rotational speed (w_w) are defined.

$$h_m = \left(\frac{6}{C \cdot r} \left(\frac{v_w}{v_s} \right) \left(\frac{a_e}{d_{eq}} \right)^{1/2} \right)^{1/2} \quad (15)$$

3.6.7 Stable working range (w_w) regarding integer speed relations between part and grinding and regulating wheel (Beta ratio):

Finally, in order to overcome geometrical errors translated to the workpiece due to grinding and regulating wheel run out or non uniformities, forced vibrations and dressing patterns, workpiece rotational speed is carefully selected, avoiding the use of integer relations with regulating and grinding wheel rotational speeds and their harmonics.

3.7 Optimization algorithms

Once the maximum feed for roughing stage, stable working range and optimal working point for blade angle (θ), part height (h) and part rotational speed (w_w) have been defined, the developed optimization algorithm follows with a close loop function where variables selected in order to be optimized are modified at the same time that an infeed cycle definition function is launched.

Depending on the selected objective function the optimization algorithm will be slightly different. Two options are feasible: the minimization or the adjustment of the cycle time.

3.7.1 Minimizing cycle time option

Figure 12 illustrates the steps followed in the optimization algorithm for this option.

First step is the deduction of the maximum infeed rate for the roughing stage of the infeed cycle, obtained for the more aggressive dressing conditions and the optimal parameters defined in the previous stability analysis.

Depending on the limiting factor of the infeed rate, different strategies are carried out.

If the limiting factor corresponds to thermal damage, workpiece speed is increased until other limiting factors appear or maximum workpiece speed is achieved. Then, below described infeed cycle definition function is launched.

If the limiting factor corresponds to the final roughness, dressing conditions are modified until other limiting factors appear or the finest values of dressing conditions are achieved. Then, the infeed cycle definition function is launched.

If the limiting factor corresponds to the machine nominal power or straightness constraints, the infeed cycle definition function is directly launched.

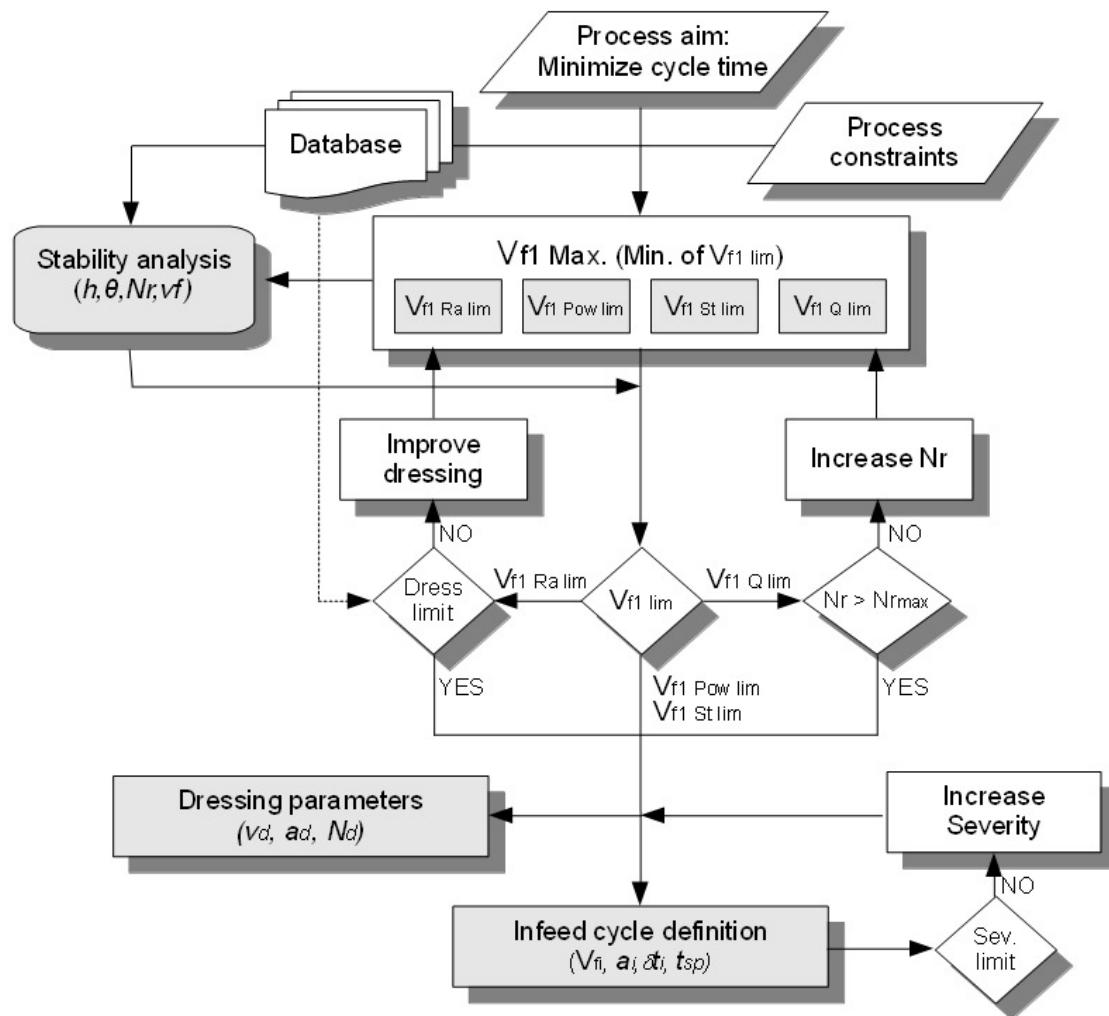


Fig. 12. Infeed process set-up and optimization algorithm for the minimization of cycle time.

On the other hand, cycle time can be reduced increasing the process severity factor while its limit is not reached.

The final step is the modification of dressing conditions to coarser ones, only if the final roughness is not the limiting factor.

3.7.2 Setting a cycle time option

If production time is pre-set, the strategy is similar, although it is necessary to use iterative methods, changing the roughing stage feed speed and launching the infeed cycle definition function until the optimal cycle meeting the required time and tolerances is reached.

In case limiting work speed or dressing conditions are achieved and the process still does not fulfill the objective time, the process severity factor can be increased up to permitted limiting values. If the final roughness is not the limiting factor, dressing conditions are modified to more aggressive ones.

Figure 3 illustrates the steps followed in the optimization algorithm for this option.

3.8 Continuity equation. Radius defect at each infeed stage

The radius defect evolution in centerless grinding is a function of the generated forces, the equivalent stiffness and the geometrical effects of the contact points in the regulating wheel and the blade.

The time domain dynamic response of a system is determined by its characteristic equation (Eq. 11). Among the infinite roots of the characteristic equation, the response to zero frequency is the real and positive root $s = \alpha$. According to the analytical solution, this root is responsible for the average radius defect following an exponential progress law at each infeed stage defined by the system time constant τ .

$$\delta r_w(t) = R_0 e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (16)$$

Therefore the time constant of the system corresponds to the root of zero frequency of the characteristic equation

$$\tau = -\frac{1}{\alpha} \quad (17)$$

Different methods and expressions for the estimation of τ have been previously presented in the bibliography. Some examples are those presented by Hanh and Lindsay [21]:

$$\tau = \frac{\pi \cdot d_w \cdot F_n}{K_{eq} \cdot Q_w} \quad (18)$$

Chiu, Malkin [35]:

$$\tau = \frac{1}{K_{eq}} \frac{F_n}{v_f} \quad (19)$$

And Ramos, Viñolas, Nieto [53]:

$$\tau = \frac{T}{2} + TK_w \left(\frac{1}{K_{eq}} \right) \quad (20)$$

In the centerless grinding process, geometric factors need to be added to the estimation of τ due to the effect of the contact points in the regulating wheel and blade. Nieto [12] came up with the following equation, simplifying the characteristic equation:

$$\tau = \frac{\varepsilon' \phi_1 - (1 - \varepsilon) \phi_2 + \frac{K_{wn}}{K_{eq}} 2\pi}{\omega_p [1 - g_b + g_r]} \quad (21)$$

As the time constant of the system corresponds to the root of zero frequency of the characteristic equation, a more precise way of estimating it has been adopted here by the numerical solution of the characteristic equation.

According to the characteristic equation, for a given infeed speed, the maximum radius defect will be reached when time tends to infinite (supposing theoretical infeed speed is achieved) so it can be expressed as follows:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \delta r_w(t) = \lim_{s \rightarrow 0^+} s \Delta R_w(s) = \lim_{s \rightarrow 0^+} s \frac{k_{wn} H(s) \frac{a_e}{s}}{1 - g_b e^{-st_b} + g_r e^{-st_r} - k_{wn} H(s) [e^{-sT} - 1]} \quad (22)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \delta r_w^i(t) = \frac{k_{wn} / k_{eq} a_e^i}{1 - g_b + g_r} = \frac{\pi k_{ht} r_w \cos \alpha \cos \beta}{k_{eq} \omega_s r_s (1 - g_b + g_r)} v_f^i = k_\delta v_f^i = \delta_i \quad (23)$$

The radius defect at each stage of the infeed cycle follows the theoretical exponential progress law until the radius defect when time tends to infinite is attained. Thus, the radius defect for a given instant of the first infeed stage can be expressed as:

$$\delta r_w^{.1} = \delta_1 (1 - e^{-\frac{\delta_1}{\tau_1}}) \quad (24)$$

The average radius defect in successive infeed stages can be expressed in terms of average radius defect from the previous stage and the infeed speed and time duration of the corresponding stage.

$$\delta r_w^{.2} = \delta_2 + (\delta r_w^{.1} - \delta_2) e^{-\frac{\delta_2}{\tau_2}} \quad (25)$$

$$\delta r_w^{.3} = \delta_3 + (\delta r_w^{.2} - \delta_3) e^{-\frac{\delta_3}{\tau_3}} \quad (26)$$

$$\delta r_w^{.4} = \delta_4 + (\delta r_w^{.3} - \delta_4) e^{-\frac{\delta_4}{\tau_4}} \quad (27)$$

Finally, also after a certain spark-out time it may be as follows:

$$\delta_{r_w}^{ch} = \delta_{r_w}^A e^{-\frac{t_{ch}}{\tau_4}} \quad (28)$$

The time response of the system during the whole infeed cycle (real radius and roundness error evolution) is obtained by the sum the evolution of each of the roots of (Eq. 14) and the described one to zero frequency (radius defect). This equation allows to simulate the instantaneous depth of cut, grinding forces, roundness error, process equivalent deflection and part radius defect (Fig. 13).

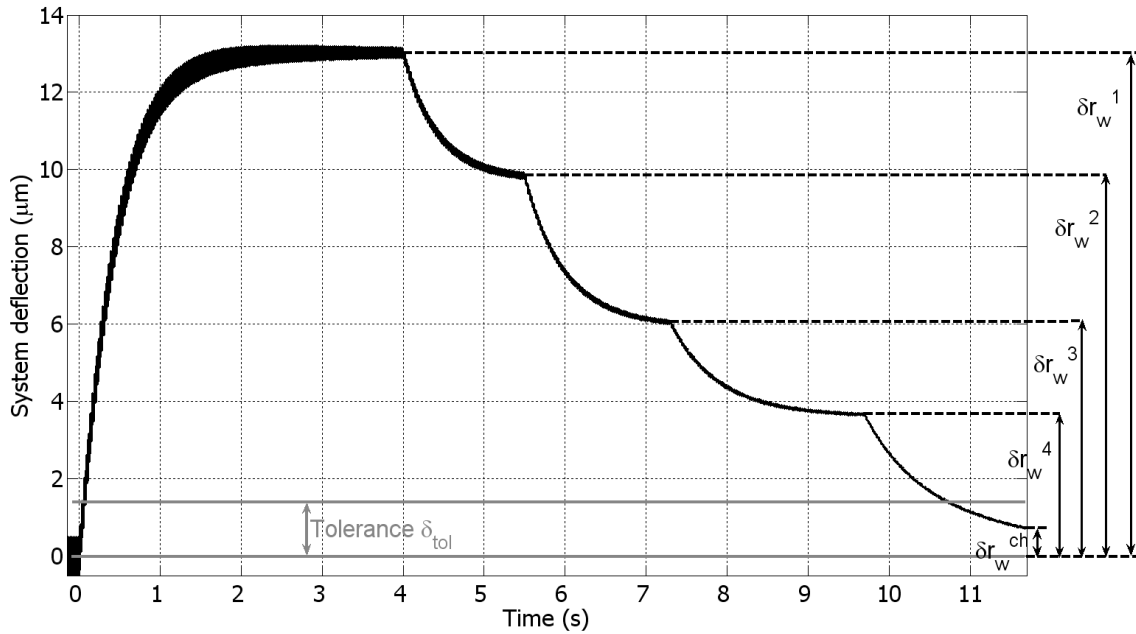


Fig. 13. Radius defect and roundness error evolution during infeed cycle.

3.9 Infeed cycle definition function

A new function has been developed for the configuration of the infeed cycle. This function, in combination with the rest of implemented equations (continuity, force, power, roughness, thermal damage, dimensional tolerances, etc.), deduces the optimal infeed cycle (infeed speeds, stock removals and spark-out time).

Its implementation is based on determining the appropriate cycle parameters that are able to achieve any of the established targets and comply with the specifications of dimensional, geometrical and surface tolerances.

The function follows a closed loop scheme (Fig. 14) where the feed speeds of all infeed stages are fixed first ($V_{f1}...V_{fn}$). As previously described, the roughing speed is an input data to the function. Once the roughing feed is known, the remaining speeds are obtained through proportional relations depending on the process equivalent stiffness, cutting stiffness, and characteristics of grinding wheel.

Stock removal at each infeed stage (a_n) is established to be proportional to the machine deflection or radius defect (δ_w^{n-1}) accumulated in the previous stage. This proportionality can be adjusted depending on how aggressively we want to design the process, so it is expressed by a severity factor (sev).

$$a_n = sev \cdot \delta_w^{n-1} \quad (29)$$

To that end, radius defect and equivalent deflection at each stage are calculated using the exponential law that describes this motion and simulated using the time domain continuity equation.

$$\delta_w^n = \delta_n + (\delta_w^{n-1} - \delta_n) \cdot e^{\frac{-\delta_n}{\tau_n}} \quad (30)$$

So real stock removal will be:

$$a_n = \delta_n \cdot v_{fn} - \delta_w^n = \delta_n \cdot v_{fn} - (\delta_w^{n-1} - \delta_n) \cdot e^{\frac{-\delta_n}{\tau_n}} \quad (31)$$

Finally, depending on the required tolerances, it will be necessary to determine the time for each stage, including the spark-out time. For the latter, the most restrictive of three established criteria depending on the final part roughness, size tolerance and roundness error is applied.

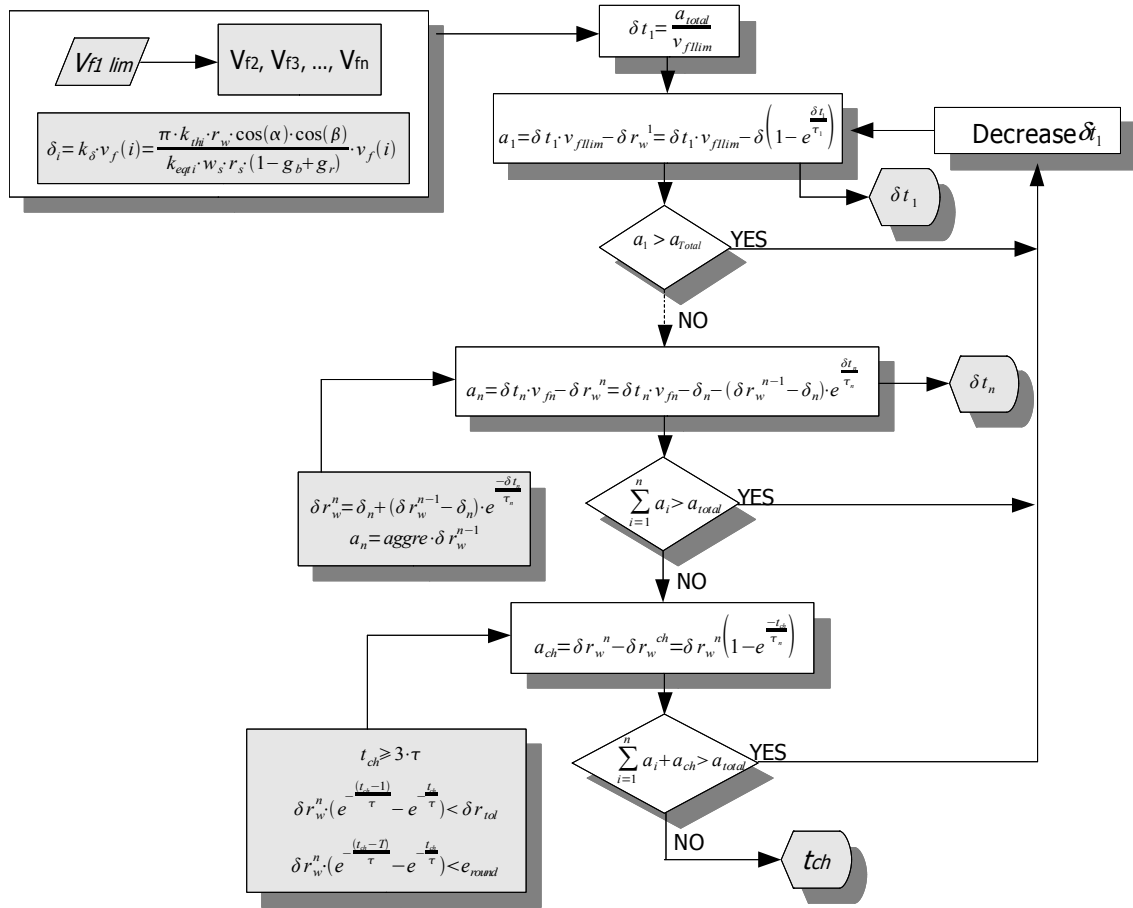


Fig. 14. Solution loop followed by the infeed cycle definition function.

3.9.1 Stock removal at each infeed stage

Next, an example of the calculation methodology of the different stock removals and times for a two-stage infeed cycle is described.

An initial duration time of the roughing stage is estimated based on the total stock removal and the theoretical infeed speed of this stage. Then the stock removal at roughing stage is calculated, subtracting the real radius defect from the theoretical stock removal.

$$a_1 = \delta t_1 \cdot v_1 - \delta r_w^1 = \delta t_1 \cdot v_1 - \delta_1 \left(1 - e^{-\frac{\delta t_1}{\tau_1}}\right) \quad (32)$$

Total stock removal is compared with the stock removal in the roughing stage. The stage time is decreased until the stock of the stage is less than the total stock.

If $a_1 > a_{Total}$, decrease δ_1 until $a_1 < a_{Total}$

Next, stock removal for the second stage is defined, (a_2). It is established to be proportional to the deflection or radius defect accumulated in the previous stage and must be at least equal to it.

$$a_2 = sev \cdot \delta_w^1 \quad (33)$$

To calculate the duration time of stage 2, (δ_2), from Eq. 38, an iterative process is needed. To that end, the equation of radius defect (Eq. 34) and two equations of the stock removal at stage 2, (Eq. 35, Eq. 36) are combined:

$$a_2 = \delta_2 \cdot v_2 + \delta_w^1 - \delta_w^2 \quad (34)$$

$$\delta_w^2 = \delta_2 + (\delta_w^1 - \delta_2) e^{-\frac{\delta_2}{\tau}} \quad (35)$$

$$a_2 = sev \cdot \delta_w^1 \quad (36)$$

$$sev \cdot \delta_w^1 = \delta_2 \cdot v_2 + \delta_w^1 - (\delta_2 + (\delta_w^1 - \delta_2) e^{-\frac{\delta_2}{\tau}}) \quad (37)$$

Then, total stock removal is compared with the sum of estimated stock removals for two stages:

If $a_1 + a_2 > a_{Total}$, decrease δ_1 until $a_1 + a_2 < a_{Total}$

The same procedure is followed adding the stock removal during the spark out time

$$a_{ch} = \delta_w^2 - \delta_w^{ch} = \delta_w^2 (1 - e^{-\frac{t_{ch}}{\tau}}) \quad (38)$$

If $a_1 + a_2 + a_{ch} > a_{Total}$, decrease δ_1 until $a_1 + a_2 + a_{ch} < a_{Total}$

To that end, spark-out time is defined as follows:

3.9.2 Spark-out time

During spark-out time radius defect disappears exponentially and roughness and the roundness error evolve on the basis of the previous equation. Therefore the determination of spark-out time is based on the most restrictive of the following three criteria related to the workpiece roughness, dimensional tolerance and roundness error.

The first criterion establishes that the exponential reduction of the radius defect fits the required radial tolerance ($\delta r_f < \delta r_{Tol}$), also ensuring that the workpiece is within tolerances during a time interval before and after the process ends.

Eq. 39 is the term used for a 2-stage cycle.

$$\delta r_w^2 (e^{-\frac{(t_{ch}-1)}{\tau}} - e^{-\frac{t_{ch}}{\tau}}) < \delta r_{Tol} \quad (39)$$

The solution, t_{ch} is obtained through an iterative process.

In this first criterion, it is also possible to calculate what would be the spark-out time at which the radius defect after spark-out is equal to the required radial tolerance.

$$\delta r_w^{ch} = \delta r_w^2 (e^{-\frac{t_{ch}}{\tau}}) = \delta r_{Tol} \quad (40)$$

$$t_{ch} = -\tau \cdot \ln\left(\frac{\delta r_{Tol}}{\delta r_w^2}\right) \quad (41)$$

To ensure that this criterion satisfies the required radial tolerance and due to the fact that spark-out time is not infinite, the accumulated radius defect at the end of the cycle is taken into account. For this reason, the programmed final position of the wheel slightly

exceeds the desired dimension of the workpiece, in the same quantity as the average accumulated radius defect at the end of the process: δ_w^{ch}

With the second criterion, it is ensured that final roundness error generated by the difference between radius defect at the end of spark-out time and a work revolution before, (Eq. 42), is less than the required roundness error.

$$\delta_w^{ch,2} \left(e^{-\frac{(t_{ch}-T)}{\tau}} - e^{-\frac{t_{ch}}{\tau}} \right) \quad (42)$$

Where T = Time period for a work revolution

The third criterion is applied only in case roughness is the limiting factor for the maximum infeed speed in the roughing stage of the infeed cycle. In these cases, roughness must be calculated at optimal dressing and spark-out conditions as these will be the conditions in which optimal roughness results will be achieved. To that end,, $t_{sp}=3 \tau$ spark-out time will be used, time enough to reach 94% of the effect that spark-out time has on the final roughness of the part.

Finally, spark-out time will be chosen from the most restrictive of the three criteria.

4. Experimental results

The model-based optimization algorithms have been validated in real processes with end-user parts. Next, an example of a real operation is shown, where the criteria of minimizing and fixing cycle time are used to achieve surface quality requirements,, avoiding main process constraints.

Firstly, a dynamic characterization of the machine has been carried out in order to obtain the main natural frequency and mode shapes. The calibration of forces and

roughness models has also been conducted. Process conditions and requirements are shown in Table 1.

Process conditions		Part requirements	
Process	Infeed	Material	16MnCrS5 HRc = 60
Machine model	Estarta 318 MV 22kW	Diameter x length	41 x 50.5 mm
Grinding wheel	Norton I9A60 MVS 580x254	Stock	0.3 mm
Regulating wheel	Manhattan A120RL 300x254	Roughness Ra	0.5 μm
Coolant	Rhenus R.Meta TY 100S	Roundness	2 μm
Blade	Tungsten carbide 30 °	Cycle time	15 s

Table 1. Process conditions and part requirements.

Upon introducing these parameters into optimization algorithms, an infeed cycle and dressing parameters are calculated for the required cycle time. The results are shown in Table 2.

Infeed cycle			
Position (mm)	Feed rate (mm/min)	Time (s)	
0.4 – 0.1	2.6	6.92	
0.1 – 0.04	1.4	2.57	
0.04 – 0	0.7	3.43	
	Spark-out time	1.50	
	Cycle time	15	
Dressing parameters		Process parameters	
Dressing speed	168 mm/min	Regulating wheel speed	19 rpm
Dressing stock	0.025 mm	Workpiece height	13 mm

Table 2. Optimum infeed cycle, dressing and process parameters for preset time.

On the other hand, the optimization algorithm for the minimization of cycle time has been used. Results are shown in Table 3.

Infeed cycle			
Position (mm)	Feed rate (mm/min)	Time (s)	
0.4 – 0.05	8.0	2.62	
0.05 – 0.02	4.0	0.45	
0.02 – 0	2.0	0.60	
	Spark-out time	2.0	
	Cycle time	6.25	
Dressing parameters		Process parameters	
Dressing speed	138 mm/min	Regulating wheel speed	77 rpm
Dressing stock	0.025 mm	Workpiece height	13 mm

Table 3. Optimum infeed cycle, dressing and process parameters for minimum time.

Model-based simulations of both cycles have been carried out and their results have been compared with values obtained in real processes. Both cycles fulfill required tolerances without the appearance of any kind of instability (Fig. 15).

There are some notable differences between both cycles. Minimum time cycle is restricted for the workpiece thermal damage. It is assumed that the temperature in which workpiece material is affected is 650 °C. Grinding power is just below limit power over which thermal damage appears (Fig. 16). This limitation makes the optimization algorithm to select a higher regulating wheel speed that leads to an increase in maximum feed speed and a decrease in cycle time. Besides, finer dressing conditions are necessary to achieve the required roughness, due to the higher aggressiveness of this cycle.

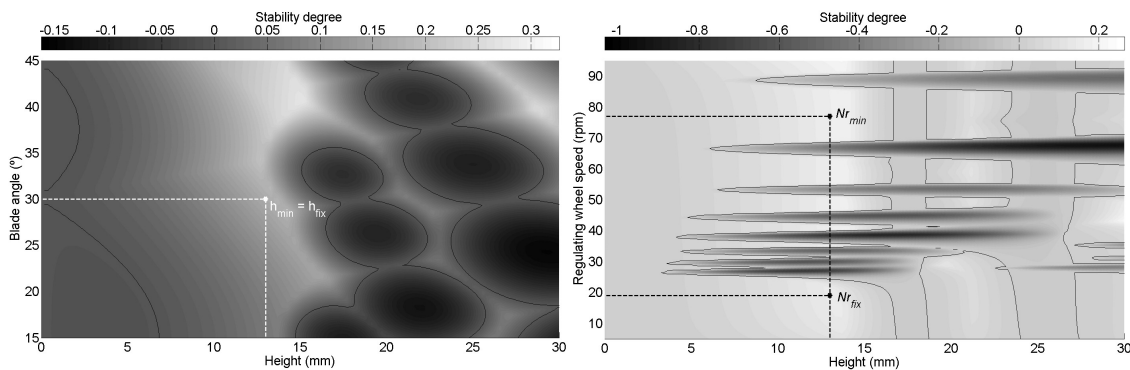


Figure 15. Geometric and dynamic stability analysis for preset and minimum time.

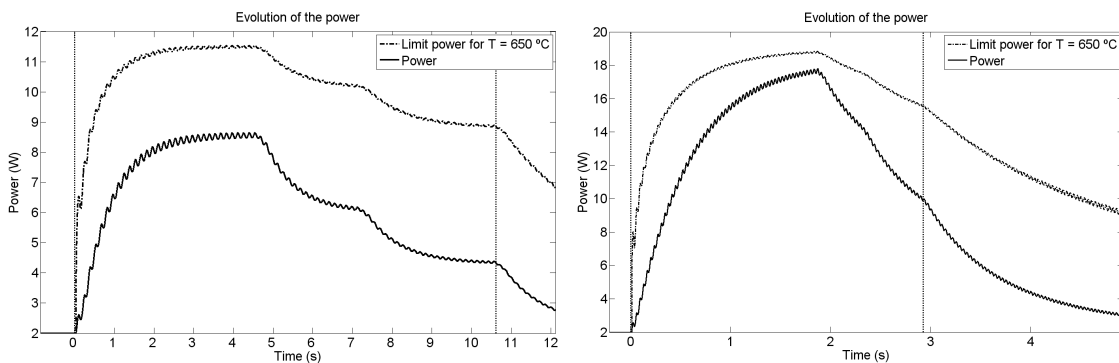


Figure 16. Power and thermal damage limit power for preset and minimum time.

Machine tests have been carried out with the proposed conditions, obtaining the results shown in Table 4, where a good correlation of simulated and measured values are shown.

	Required	Fixed Time		Minimum time	
	value	Sim. value	Real value	Sim. value	Real value
Cycle time (s)	15	15	14.98	6.25	6.27
Roughness (μm)	0.5	0.48	0.46	0.50	0.49
Roundness (μm)	2	1.51	1.53	1.88	1.80

Table 4. Comparison of simulated and measured values for preset and minimum time.

5. Conclusions

The main conclusions of this work can be summarized as follows:

1. Enhanced models for centerless grinding infeed process simulation have been developed. In addition to a frequency and time domain analysis models of the three characteristic instabilities of the process (geometric lobing, chatter and spinning), a time domain continuity equation and models have been developed and implemented to analyze the main restrictions, namely, process power, temperature and burning power, roughness, roundness, process aggressiveness and final part geometrical tolerances.
2. The analysis of the influence and interrelation of all input variables on the characteristic instabilities and general process limitations due to cutting and wear mechanisms has been carried out. As a result, new algorithms for the optimal set-up and definition of the infeed grinding cycle have been proposed.
3. To solve the problem of optimizing a conventional infeed grinding cycle with several stages, described models, optimization algorithms and a new infeed cycle definition function have been implemented. Grinding cycles have been designed to obtain the required workpiece tolerances at minimum production time or to accomplish with a required production rate in a more stable and less aggressive process.

Practical application of these developments was finally implemented in a web-based software tool, Estarta Set-up Assistant (SUA), <http://sua.estarta.com/sua2>, devised to improve machining accuracy and productivity in centerless grinding

6. Acknowledgments

The authors wish to thank their colleagues from Ideko Technological Centre (R. Lizarralde and U. Abasolo), Mondragon University (P. Puerto, R. Fernández and A. Iriarte) and Manhattan (P. Cárdenas) for their contribution to this work.

7. References

- [1] Gallego, I., Lizarralde, R., Barrenetxea, D., and Arrazola, P.J., 2006, “Precision, Stability and Productivity Increase in Throughfeed Centerless Grinding”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, **55**(1), pp. 351-354.
- [2] Barrenetxea, D., Álvarez, J., Marquínez, J.I., Madariaga, J., Muguerza Perelló, I., and Gallego, I., 2010, “New Models and Global Stability Charts to Avoid Principal Instabilities and Constraints in Throughfeed Centerless Grinding”, *J. Manuf. Sci. Eng.*, **132**(1), 011014 (7 pages).
- [3] Lizarralde, R., Gallego, I., Barrenetxea, D., and Marquínez, J.I., 2005, “Practical Application of New Simulation Methods for the Elimination of Geometric Instabilities in Centerless Grinding”, *Annals of the CIRP*, **54**(1), pp. 273-276.
- [4] Gallego, I., 2007, “Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design”, *Annals of the CIRP*, **56**(1), pp. 347-352.
- [5] Dall, A.H., 1946, “Rounding Effect in Centerless Grinding”, *Mech. Eng.*, **4**, pp. 325-329.

- [6] Gurney, J.P., 1964, "An Analysis of Centerless Grinding", *ASME J. Eng. Ind.*, **85**, pp. 163-174.
- [7] Reeka, D., 1967, "On the Relationship between the Geometry of the Grinding Gap and Roundness Error in Centerless Grinding", PhD. Diss., T.H. Aachen.
- [8] Furukawa, Y., Shiozaki, S., and Shiga, N., 1973, "Suppression Mechanism of Build-up of Chatter Vibration-Adaptive Control of Self-Excited Chatter Vibration in Centerless Grinding (I)", *B. Jpn. Soc. Prec. Eng.*, **39**(4), pp. 448-454.
- [9] Miyashita, M., Hashimoto, F., and Kanai, A., 1982, "Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding", *Annals of the CIRP*, **31**(1), pp. 221-223.
- [10] Frost, M., and Fursdon, P.M.T., 1985, "Towards Optimun Centreless Grinding", *Milton C. Shaw Grinding Symposium, Ped-Vol.16*, ASME, pp. 313-328.
- [11] Rowe, W.B., Bell, W.F., and Brough, D., 1987, "Limit Charts for High Removal Rate Centreless Grinding", *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, **27**, pp. 15-25.
- [12] Nieto, F.J., 1996, "Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico de las rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: penetración y pasante", PhD Diss., E.S.I.I. de San Sebastián, Universidad de Navarra.
- [13] Zhou, S.S., Gartner, J.R., and Howes, T.D., 1996, "On the Relationship between Setup Parameters and Lobing Behavior in Centerless Grinding", *Annals of the CIRP*, **45**(1), pp. 341-346.
- [14] Zhou, S. and Petrosky, G.C., 1997, "Improving Workpiece Roundness through Centerless Grinding Cycle Optimization", *Annals of the CIRP*, **46**(1), pp. 217-222.

- [15] Hashimoto, F., Suzuki, N., Kanai, A., and Miyashita, M., 1982, "Critical Range of Setup Conditions of Centerless Grinding and Problem of Safe Machining Operation", B. Jpn. Soc. Prec. Eng., **48**(8), pp. 996.
- [16] Hashimoto, F., Yoshioka, J., and Miyashita, M., 1986, "Development of an Algorithm for Giving Optimum Set-up Conditions for Centerless Grinding Operations", 2nd Int. Grind Conf., SME/MR86-628.
- [17] Hashimoto, F., Zhou, S.S., Lahoti, G.D. and Miyashita, M., 2000, "Stability Diagram for Chatter Free Centerless Grinding and its Application in Machine Development", Annals of the CIRP, **49**(1), pp. 225-230.
- [18] Hashimoto, F., Lahoti, G.D., and Miyashita, M., 1998, "Safe Operations and Friction Characteristics of Regulating Wheel in Centerless Grinding", Annals of the CIRP, **47**(1), pp. 281-286.
- [19] Hashimoto, F., 2000, "Effects of Friction and Wear Characteristics of Regulating Wheel on Centerless Grinding", Abrasives Magazine, **8**, pp. 8-15.
- [20] Hashimoto, F., and Lahoti, G.D., 2004, "Optimization of Set-Up Conditions for Stability of the Centerless Grinding Process", CIRP Annals - Manufacturing Technology, **53**(1), pp. 271-274.
- [21] Hahn, R.S, and Lindsay, R.P., 1969, "Influence of Process Variables on Material Removal, Surface Integrity, Surface Finish and Vibration in Grinding", Proc 10th Int MTDR Conf, Advan in Mach Tool Des and Res, pp. 95-117.
- [22] Hahn, R.S, 1969, "Vibration Problems and Solutions in Grinding", ASTME Eng Conference-Material Removal-Collected Papers, MR69-246, pp. 20.

- [23] Snoeys, R., and Brown, D., 1969, "Dominating Parameters in Grinding Wheel and Workpiece Regenerative Chatter", Proc 10th Int MTDR Conf, Advan. Mach. Tool Des. Res., pp. 325-48.
- [24] Snoeys, R., 1971, "Dominating Parameters of Grinding Machine Stability", Het Ingenieursblad, pp. 87-95.
- [25] Snoeys, R., Peters, J., and Decneut, A., 1974, "The Significance of Chip Thickness in Grinding", CIRP Annals, **23**(2), pp. 227-237.
- [26] Tönshoff, H.K., Peters, J., Inasaki, T., and Paul, T., 1992, "Modelling and Simulation of Grinding Processes", Annals of the CIRP, **41**(2), pp. 677-688.
- [27] Malkin, S., Cook, N.H., 1971, "Wear of Grinding Wheels", J. Eng. Ind. Trans. ASME, **93B**(4), pp. 1120-1133.
- [28] Malkin, S., 1989, "Grinding Technology: Theory and Applications of Machining with Abrasives", Ellis Horwood.
- [29] Brinksmeier, E., Aurich, J.C., Govekar, E., Heinzl, C., Hoffmeister, H.W., Klocke, F., Peters, J., Rentsch, R., Stephenson, D.J., Uhlmann, E., Weinert, K., and Wittmann, M., 2006, "Advances in Modeling and Simulation of Grinding Processes", Annals of the CIRP, **55**(2), pp. 667-696.
- [30] Rowe, W.B., and Allanson, D.R., 1994, "Application of Intelligent CNC in Grinding", Compu. Ind., **31**, pp. 45-60.
- [31] Rowe W.B., Yan, L., Inasaki, I., and Malkin, S., 1996, "Application of Artificial Intelligence in Grinding", Annals of the CIRP, **43**, pp. 521-531.

- [32] Li, Y., Rowe, W.B., and Mills, B., 1999, "Study and Selection of Grinding Conditions. Part1: Grinding Conditions and Selection Strategy", *Proc. Instn. Mech. Eng.*, **213B**, pp. 119-129.
- [33] Peters, J., and Arens, R., 1980, "Optimization Procedure of Three Phase Grinding Cycles of Series without Intermediate Dressing", *CIRP Annals*, **29**, pp. 195-200.
- [34] Amitay, G., Malkin, S., and Koren, Y., 1981, "Adaptive Control Optimization of Grinding", *ASME J. Ind.*, **103**(1), pp. 102-111.
- [35] Chiu, N., and Malkin, S., 1993, "Computer Simulation for Cylindrical Plunge Grinding", *CIRP Annals*, **42**(1), pp. 383-387.
- [36] Xiao, G., Malkin, S., and Danai, K., 1993, "Autonomous System for Multi-Stage Cylindrical Grinding", *ASME J. Dyn. Syst., Meas. Control*, **115**(4), pp. 667-672.
- [37] Xiao, G., and Malkin, S., 1996, "On-line Optimization for Internal Plunge Grinding", *CIRP Annals*, **45**(1), pp. 287-292.
- [38] Kim, G., and Inasaki, I., 1993, "Establishment of Optimum Grinding Conditions Utilizing the Fuzzy Regression Model", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C*, **59**(566), pp. 3186-3192.
- [39] Rowe, W.B., Li, Y., Chen, X., and Mills, B., 1997, "An Intelligent Multiagent Approach for Selection of Grinding Condition", *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, **46**(1), pp. 233-238.
- [40] Choi, T., and Shin, Y.C., 2007, "Generalized Intelligent Grinding Advisory System", *International Journal of Production Research*, **45**(8), pp. 1899-1932.

- [41] Morgan, M.N., Cai, R., Guidotti, A., Allanson, D.R., Moruzzi, J.L., and Rowe, W., 2007, "Design and Implementation of an Intelligent Grinding Assistant System", *International Journal of Abrasive Technology*, **1**, pp.106-135.
- [42] Cai, R., Rowe, W.B., Moruzzi, J.L., Morgan, M.N., 2007, "Intelligent Grinding Assistant (IGA ©) - System Development Part I: Intelligent Grinding Database", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **35**, pp.75-85.
- [43] Barrenetxea, D., Marquinez, J.I., Bediaga, I., and Uriarte, L., 2009, "Continuous Workpiece Speed Variation (CWSV): Model Based Practical Application to Avoid Chatter in Grinding", *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **58**(1), pp. 319-322.
- [44] Verkerk, J., 1975, "The Real Contact length in Cylindrical plunge Grinding", *Annals of the CIRP*, **24**(1), pp. 256-264.
- [45] Marquinez, J.I., 2008, "Supresión de Inestabilidades de Origen Geométrico en el Rectificado Sin Centros mediante Nuevas Técnicas de Simulación", PhD Diss., Mondragon Unibertsitatea.
- [46] Qi, H.S., Rowe, W.B., and Mills, B., 1997, "Contact Length in Grinding. Part 1: Contact Length Measurement", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology*, **211**(1), pp. 67-76.
- [47] Qi, H.S., Rowe, W.B., and Mills, B., 1997, "Contact Length in Grinding. Part 2: Evaluation of Contact Length Models", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology*, **211**(1), pp. 77-85.
- [48] Li, H., Yung, C., Shin, A., 2007, "Time Domain Dynamic Simulation Model for Stability Prediction of Infeed Centerless Grinding Processes", *J. Manuf. Sci. Eng.*, **129**(3), pp. 539-551.

- [49] Krajnik, P., Drazumeric, R., Meyer, B., Kopac, J., Zeppenfeld, C., 2008, "Simulation of workpiece forming and centre displacement in plunge centreless grinding", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **48**, pp. 824-831.
- [50] Brecher, C., Hannig, S., 2008, "Simulation of plunge centerless grinding process", *Prod. Eng. Res. Devel.*, **2**, pp. 91-95.
- [51] Badger, J., 2009, "Factors affecting wheel collapse in grinding", *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, **58**(1), pp. 307-310.
- [52] Badger, J., 2008, "Practical application of Aggressiveness and Chip Thickness in Grinding", *Annals of the CIRP 3rd International Conference High Performance Cutting*, Dublin, Ireland, pp. 599-606.
- [53] Ramos, J.C., Vinolas, J., Nieto, F.J., 2001, "A simplified methodology to determine the cutting stiffness and the contact stiffness in the plunge grinding process", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **41**, pp. 33-49.

Figure captions

Fig. 1. Quality and efficiency of the centerless grinding process determined by the influence of system variables and disturbances on the special kinematic, cutting and wear mechanisms of the process.

Fig. 2. Centerless infeed (a) and throughfeed (b) configurations.

Fig. 3. Infeed process set-up and optimization algorithm for the target average cycle time option.

Fig. 4. Comparison of grinding power, machine limit power and burning limit power during infeed cycle and thermal damage depth evolution.

Fig. 5. Straightness error related to “bow” defect of the workpiece.

Fig. 6. Workpiece straightness after grinding for different stock removals.

Fig. 7. Block diagram of stability, cutting, wear and kinematic analysis.

Fig. 8. Geometric configuration regarding geometric stability, work rotation stability and wheel-blade interference analysis.

Fig. 9. Spinning limit feed rate according to workheight and regulating wheel friction coefficient.

Fig. 10. Selection of optimal combination of workheight and regulating wheel speed according to the dynamic stability.

Fig. 11. Effect of normal forces (preloads) on the dynamic response of the machines and on the stable working area.

Fig. 12. Infeed process set-up and optimization algorithm for the minimization of cycle time.

Fig. 13. Radius defect and roundness error evolution during infeed cycle.

Fig. 14. Solution loop followed by the infeed cycle definition function.

Fig. 15. Geometric and dynamic stability analysis for preset and minimum time.

Fig. 16. Power and thermal damage limit power for preset and minimum time.

Table captions

Table 1. process conditions and requirements.

Table 2. Optimum infeed cycle, dressing and process parameters for preset time.

Table 3. Optimum infeed cycle, dressing and process parameters for minimum time.

Table 4. Comparison of simulated and measured values for preset and minimum time.

Nomenclature

ω_s : grinding wheel speed [radian/s]

ω_r : regulating wheel speed [radian/s]

ω_w : workpiece speed [radian/s]

D_s : grinding wheel diameter [m]

D_r : regulating wheel diameter [m]

D_w : workpiece diameter [m]

v_s : grinding wheel peripheral speed [m/s]

v_r : regulating wheel peripheral speed [m/s]

v_w : workpiece peripheral speed [m/s]

h : workpiece height [m]

β : regulating wheel throat angle [radian]

β_z : regulating wheel throat angle with z axis variation [radian]

θ : workrest blade angle [radian]

λ_0 : regulating wheel throughfeed angle [radian]

v_f : infeed rate [m/s]

k_w^n : cutting stiffness [N/m]

k_{eq} : equivalent stiffness [N/m]

k_m : static stiffness of grinding machine system between grinding wheel and workpiece
[N/m]

k_{ce} : contact stiffness of grinding wheel-workpiece-regulating wheel system [N/m]

N_m : number of considered vibration modes for the dynamic characterization of the process

j : vibration mode number

$\{\phi_j\}$: modal vector of j mode

$\{C\}$: vector quantifying the real displacement at the cutting point due to a displacement of the contact points

$\{P\}$: vector relating the forces at the contact points with the normal force at the cutting point

s : characteristic equation root

ω : characteristic equation root frequency [radian/s]

ξ : characteristic equation root relative damping: ratio of damping to critical damping

A_i : roundness error amplitude of k order lobe [m]

n : lobe number

N_{max} : maximum number of lobes considered

n_w : workpiece rotational speed [radian/s]

n_s : grinding wheel rotational speed [radian/s]

a_e : depth of cut [m]

Q'_w : specific material removal rate [m^2/s]

K'_{th} : tangential cutting index [J/m^3]

b : workpiece ground length [m]

θ^* : workpiece material critical temperature [K]

k_w : workpiece thermal conductivity [W/m.K]

α_w : workpiece thermal diffusivity [m^2/s]

β : constant that depends on the form of the energy source

u : specific energy [J/m^3]

R_0 and x : roughness model constants that depend on the specification of the wheel and the workpiece material

s_d : dressing lead [m]

a_d : dressing depth [m]

t_{sp} : spark-out time [s]

τ : time constant [s]

d_g : grinding wheel grain diameter [m]

C : cutting point density

r : shape factor

Capítulo 10

New Models and Global Stability Charts to Avoid Principal Instabilities and Constraints in Throughfeed Centerless Grinding

En este artículo se presenta un modelo de análisis de estabilidad dinámica en el dominio de la frecuencia para trabajo en pasante. Se establece un ratio de crecimiento de *chatter* a partir del análisis de estabilidad a lo largo del ancho de muela que representa el grado de estabilidad medio. Se presentan nuevos mapas de estabilidad donde se puede realizar un análisis general de estabilidad frente a las dos principales variables que determinan la productividad del proceso (velocidad de giro de pieza y ángulo de avance) a través de la incorporación de modelos de simulación referentes a limitaciones inherentes al mecanizado abrasivo. Se presentan estos modelos (fuerza, potencia, rugosidad y daño térmico) implementados en rectificado sin centros pasante y se describe el algoritmo de optimización desarrollado para la puesta a punto óptima de proceso y condiciones de diamantado en base al cumplimiento de requisitos de estabilidad geométricas, dinámica y de arrastre, potencia nominal de máquina, daño térmico, rugosidad y tolerancia diametral de pieza. Mediante un ejemplo de aplicación se validan los mapas y estrategia de optimización desarrollados y que forman parte de la última versión de la herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso implementada en soporte WEB.

D. Barrenetxea¹
e-mail: dbarrenetxea@ideko.es

J. Álvarez

J. I. Marquín

Ideko IK4 S. Coop.,
Pol. Industrial de Arriaga, 2. 20870 Elgoibar,
Spain

J. Madariaga

Tekniker IK4,
Avda. Otaola 20,
20600 Eibar, Spain;
Faculty of Engineering,
Mondragon University,
Loramendi 4,
20500 Mondragon, Spain

I. Gallego

Faculty of Engineering,
Mondragon University,
Loramendi 4, 20500 Mondragon, Spain

I. Muguerza Perelló

Estarta S. Coop.,
Pol. Industrial Sigma Xixilion, 2,
Pabellón 10, 20870 Elgoibar, Spain

New Models and Global Stability Charts to Avoid Principal Instabilities and Constraints in Throughfeed Centerless Grinding

This paper presents new simulation models and global stability charts that have been developed to analyze the principal instabilities and constraints involved in the throughfeed centerless grinding process. In addition to a frequency domain stability analysis of the three characteristic instabilities of the process (geometric lobing, chatter and spinning), new models have been developed and implemented to analyze the other main restrictions, namely, process power, temperature and burning power, roughness, and final part geometrical tolerance due to machine compliance. As a result, new global stability charts have been devised where instabilities are plotted against different productivity rates by combining the two principal variables in the throughfeed process: regulating wheel speed and feed angle. The use of such charts has led to the development of new optimization strategies for throughfeed operation mode and their implementation in a web based SET-UP ASSISTANT software tool developed to improve machining accuracy and productivity in centerless grinding. [DOI: 10.1115/1.4000931]

Keywords: centerless grinding, throughfeed, stability, simulation, optimization

1 Introduction

Centerless grinding is a manufacturing process widely used as a high-productivity finishing technology. Its principal advantage is that it eliminates clamping and centering operations, reducing operating times and allowing for automation by means of workpiece loaders and manipulators. Of its two operating modes, infeed and throughfeed, the latter is the most productive as it involves a continuous process that does not stop for part loading and unloading (Fig. 1).

However, correct centerless grinding set-up is one of the most problematic operations among the machining processes not only due to common restrictions in grinding processes, such as size tolerance, thermal damage, surface finish or machine power, but also because of its characteristic instabilities, which are geometric lobing (when the unclamped workpiece oscillates between wheels), *chatter* (which is more pronounced than in other grinding processes due to the use of wider grinding wheels), and work rotation-driving instability or spinning (which appears when the regulating wheel is unable to maintain the rotation of the workpiece at its peripheral velocity).

All such instabilities and restrictions are influenced by a large number of process variables and parameters, which affect them in different ways. This makes it difficult to establish an optimal process configuration for fulfilling productivity requirements. Even more so in throughfeed operating mode, where two of the main

parameters governing process stability also define productivity: the combination of regulating wheel speed (ω_r) and feed angle (λ_0).

The work presented served to analyze the influence of all such process parameters on the process productivity. Thereby, new models were developed and previous models were implemented within new global stability charts in which the optimum combination of regulating wheel speed and feed angle can be defined.

The use of such charts has led to the development of new optimization strategies for throughfeed operation mode and their implementation in a web based software tool, ESTARTA SET-UP ASSISTANT (SUA), developed to improve machining accuracy and productivity in centerless grinding. This software recommends working parameters based on a search of the optimal operating conditions for each application both for infeed and throughfeed operation modes.

2 Background

The characteristic instabilities of the centerless grinding process and the influence of process parameters on them have been studied over the last 80 years [1–27]. Significant process modeling and simulation work has been carried out coupled with experimental verification for the selection of optimal working configurations but mainly for infeed operating mode [1–21].

For throughfeed operation mode, the main references found in literature deal with geometric lobing: König et al. [22] in 1976 and Meis [23] in 1980 were the first reported theories and experiences about geometric lobing and process kinematics. Meis noted that in the set-up the γ angle varies along the length of the grinding gap. Then the author used the geometric feedback model to analyze ranges of set-up angles and contributed to the optimization of the geometric configuration. In a following work, Meis

¹Corresponding author.

Contributed by the Manufacturing Engineering Division of ASME for publication in the JOURNAL OF MANUFACTURING SCIENCE AND ENGINEERING. Manuscript received July 7, 2009; final manuscript received December 23, 2009; published online February 2, 2010. Assoc. Editor: Shreyes N. Melkote.

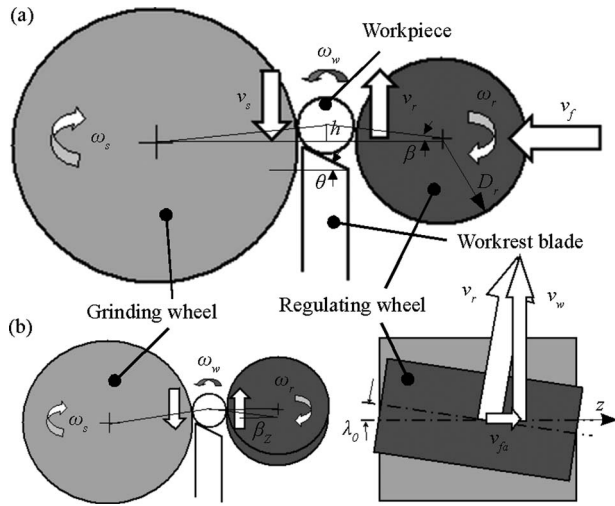


Fig. 1 Centerless (a) infeed and (b) throughfeed configurations

[24] analyzed the geometrical stability supposing the throughfeed process as a succession of infeed grinding conditions, and obtained only general indications.

In 1992, Kim [25] developed a three-dimensional throughfeed model but was unable to draw any general guideline from his numerical approach.

Zhou and Petrosky [17], in 1997, carried out a time domain analysis, which revealed the importance of the number of workpiece revolutions during the grinding cycle. He used an average growth rate for each lobe number and worked in order to optimize the grinding cycle length. As a result, he defined an optimum in terms of the number of throughfeed passes.

In a recent study, Gallego et al. [26] used a similar average growth rate concept and developed some geometric stability charts for blade angle and part height combinations.

Chatter tendency is higher in throughfeed operation mode as higher cutting stiffness is generated due to the use of the entire length of the grinding wheel. Although geometric stability analysis has provoked much interest, Nieto [18] was the only researcher to analyze dynamic behavior in throughfeed using modeling and simulation. He developed a three-dimensional model, which could take into account vibration mode shapes that are not symmetric to the middle plane of the grinding machine. He provided results using stability charts for combinations of process cutting stiffness and regulating wheel speed.

Regarding work rotation-driving instability (spinning), Hashimoto et al. [12] analyzed and solved the problem for the infeed process. No references were found that took into account the inherent sliding phenomenon occurring in the throughfeed operation mode.

Significant work has also been carried out regarding common grinding process restrictions and the characteristics of abrasive phenomenon. The CIRP keynote paper "Modelling and Simulation of Grinding Processes" [27] was published in 1992 reviewing the up-to-date, most commonly used physical/empirical models to simulate the process outputs: process forces and power, specific energy, grinding wheel wear, surface integrity, surface finish, size, and geometrical tolerances.

More recently, in the CIRP keynote published in 2006 [28], an overview of the current state of the art was presented, as well as capabilities, limitations, and future trends of more different approaches in modeling and simulation of grinding processes.

Focused on the particularities of centerless grinding, Rowe and co-workers [6,7], between 1986 and 1991, carried out an experimental and model-based study of infeed centerless grinding process limitations, where the influence of infeed speed and grinding

wheel and workpiece speeds on specific energy were analyzed. The results of this work were shown via stability charts representing chatter stability, machine power limit and burning limit against workpiece speed and infeed speed (productivity). The objective of these charts was similar to those presented in this paper for throughfeed operation mode and a set-up tool and some strategies for the optimization of the infeed process followed them.

Finally in 1995, Hashimoto [29] presented process fundamentals specifically for throughfeed centerless grinding such as grinding power, forces, specific energy, equivalent chip thickness, etc.

3 Developed and Implemented Models

3.1 Prediction of Geometric and Dynamic Instabilities in Throughfeed Centerless Grinding. The main difference from the kinematic point of view between infeed and throughfeed process is the radial and axial feed motion of the workpiece. Whereas for infeed process the productivity is governed by the infeed rate v_f , for throughfeed it is governed by the axial feed rate v_{fa} fixed by the combination of regulating wheel speed v_r , and regulating wheel center axis feed angle λ_0 .

$$v_{fa} = v_r \sin(\lambda_0) \quad (1)$$

As a result of this wheel inclination, the contact point and throat angle β between workpiece and regulating wheel changes along the axial z -axis. This leads to the main difference between infeed and throughfeed process from the geometric lobing regeneration point of view since the geometric configuration remains constant for infeed but changes along the axial z -axis for throughfeed (see Fig. 1).

For short workpieces, throughfeed centerless grinding can be thought of as a series of many small infeed grinding cycles each with a slightly different throat angle β . Therefore, the infeed simulation described in Ref. [20] can be extended to throughfeed by simply varying throat angle $\beta(z)$, yielding the following basic expression to predict roundness formation:

$$\begin{aligned} \delta r_w(t, z) = & X(t, z) + g_b(z) \delta r_w(t - \tau_b, z) - g_r(z) \delta r_w(t - \tau_r, z) \\ & + \frac{k_w^n}{k_{eq}} [\delta r_w(t - \tau_w, z) - \delta r_w(t, z)] + \varepsilon_D(t, z) \end{aligned} \quad (2)$$

where $X(t, z)$ is the grinding disturbance (here considered as a displacement in the cutting point due to any periodic or aperiodic disturbing input: unbalances of rotating parts, initial shape of the part, irregularities of grinding or regulating wheel quality, irregularities of infeed rate, noises generated by the grinding action, ground vibration, etc.), $\delta r_w(t - \tau_r, z)$ and $\delta r_w(t - \tau_b, z)$ are the radius deviation at the contact points with the blade and regulating wheel in a instantaneous axial position z , $g_b(z)$ and $g_r(z)$ are the two geometrical parameters, k_w^n is the cutting stiffness, and k_{eq} is the equivalent stiffness, which is expressed as

$$k_{eq}^{-1} = k_m^{-1} + k_{cc}^{-1} \quad (3)$$

where k_m and k_{cc} are the static stiffness of grinding machine system between grinding wheel and workpiece and contact stiffness of grinding wheel-workpiece-regulating wheel system, respectively.

On the other hand, the dynamic term $\varepsilon_D(t, z)$ can be expressed as

$$\varepsilon_D(t, z) = \sum_{j=1}^{N_m} \left(V_j e^{\lambda_j t} - \frac{V_j}{\omega_j^2} \right) k_w^n \delta r_w(t - \tau_w, z) - k_w^n \delta r_w(t, z) \quad (4)$$

where N_m is the number of considered vibration modes of the process dynamic characterization and j is the vibration mode number.

V_j can be expressed in this way

$$V_j = \{C\}\{\phi_j\}\{\phi_j\}^T\{P\} \quad (5)$$

where $\{\phi_j\}$ is the modal vector of j mode, $\{C\}$ is the vector quantifying the real displacement at the cutting point due to a displacement of the contact points, $\{P\}$ is the vector relating the forces at the contact points with the normal force at the cutting point, and λ_j are the eigenvalues of the impulse response function matrix. As in Eq. (2) process static stiffness is included in the experimentally obtained equivalent stiffness, it is necessary to subtract the static contribution of the considered mode shapes from the general expression, as shown in the function (4) by the expression

$$\sum_{j=1}^{N_m} \left(-\frac{V_j}{\omega_j^2} \right) \quad (6)$$

Since Eqs. (2) and (4) are assumed linear and time invariant and the final objective of this model is to define steady state stability of the process instead of the evolution in time domain, the throughfeed system has been evaluated in the Laplace domain, yielding the following transfer function, which represents the causal behavior between the grinding disturbance $X(s, z)$ and the workpiece roundness error $\Delta R_w(s, z)$:

$$\frac{\Delta R_w(s, z)}{X(s, z)} = \frac{1}{\left\{ 1 - g_b(z)e^{-s\varphi_b/\omega_w} + g_r(z)e^{-s\varphi_r(z)/\omega_w} + k_w^n \left(\frac{1}{k_{eq}} + \frac{1}{H(s)} \right) (1 - e^{-s2\pi/\omega_w}) \right\}} \quad (7)$$

where

$$H(s) = \sum_{j=1}^{N_m} \frac{\{C\}\{\phi_j\}\{\phi_j\}^T\{P\}}{\omega_j^2 + s^2 + 2s\xi_j\omega_j} - \sum_{j=1}^{N_m} \frac{\{C\}\{\phi_j\}\{\phi_j\}^T\{P\}}{\omega_j^2} \quad (8)$$

represents the modified impulse response function matrix in the Laplace domain.

By setting the denominator of the throughfeed centerless grinding transfer function equal to zero, the characteristic equation is obtained as

$$f(s) = 1 - g_b(z)e^{-s\varphi_b/\omega_w} + g_r(z)e^{-s\varphi_r(z)/\omega_w} + k_w^n \left(\frac{1}{k_{eq}} + \frac{1}{H(s)} \right) (1 - e^{-s2\pi/\omega_w}) = 0 \quad (9)$$

To obtain the roots of this equation, the same method as in Ref. [20] has been used, finding local minima of $|f(s)|^2$ by the optimization algorithm function given by Levenberg–Marquardt [30].

Generally, the characteristic roots s are complex and are expressed in terms of frequency ω and relative damping ξ

$$s = -\xi\omega + i\omega\sqrt{1 - \xi^2} \quad (10)$$

The number of lobes n around the circumference of the workpiece is given by the relationship between defect regeneration frequency $\omega\sqrt{1 - \xi^2}$ and the angular velocity of the workpiece ω_w

$$n = \omega \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\omega_w} \quad (11)$$

For a fixed geometrical configuration, the roundness response associated to the root of a lobe number can grow or decay depending on the real part of the root. Regeneration will be unstable for $\xi < 0$. In this case roundness error will grow exponentially until contact loss or lobe filtering non linear effects take place in the process limiting the maximum possible roundness error.

$$\delta r_w(t) = A_i e^{-\xi\omega t} \cos(\omega\sqrt{1 - \xi^2}t) \quad (12)$$

where A_i is the initial roundness error amplitude. A process stability degree can be defined as the growing rate of roundness error amplitude by the factor $\xi\omega$ [19,20,26].

Since in throughfeed the geometrical configuration changes along the axial feed axis, it is necessary to analyze the stability degree all along the workpiece path

$$\delta r_w(t, z) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^{N_{max}} A_n e^{-\xi_{nm}\omega_n t} \cos(\omega_n \sqrt{1 - \xi_{nm}^2} t) \quad (13)$$

where N_{max} is the maximum number of lobes considered and m is the number of sections considered on a specific instant and its value is function of the axial z position.

$$m = z \left(\frac{N_z}{L_s} \right) \quad (14)$$

where N_z is the considered number of divisions along the grinding wheel axis and L_s is the grinding wheel width.

Finally, we obtain a new average growth rate that will represent the stability degree used in the following throughfeed charts, expressed as

$$\text{Stability degree} = \frac{\sum_{m=1}^M \xi_m \omega_m}{M} \quad (15)$$

3.2 Prediction of Work Rotation Instabilities (Spinning).

In centerless grinding, the regulating wheel acts as a brake, controlling workpiece speed. Therefore, if contact is not effective enough, acceleration problems can appear in the workpiece during rotation (spinning), even generating loss of contact between wheel and workpiece.

As mentioned previously, the model and equations that describe such phenomena were fully developed by Hashimoto et al. [12]. Friction coefficients and the working conditions, such as workpiece height and blade angle mainly govern rotational stability.

3.3 Force and Power Models. Various grinding force models have been published and summarized by Tonshoff et al. [27]. Malkin [31] developed one of the most popular. In his model, he considered the kinematic nature of the abrasive process (ploughing, roughing, and cutting) and the characterization of the grinding wheel topography and its evolution by taking into account the dressing conditions and the wear mechanisms of the grinding wheel.

The force model implemented in this work is an empirical approach, which relates grinding behavior to basic process parameters like equivalent chip thickness (h_{eq}) [31], which can be expressed as

$$h_{eq} = \frac{60Q'_w}{\pi n_s D_s} = \left(\frac{n_w D_w}{n_s D_s} \right) a_e \quad (16)$$

where n_w and n_s are workpiece and grinding wheel rotational speeds, D_w and D_s are their respective diameters, a_e is the depth of cut, and Q'_w is the specific material removal rate.

Hence, the tangential force per unit width can be fairly approximated by the next exponential function relationship

$$F'_S = K'_{th} h_{eq}^f = K'_{th} \left(\frac{Q'_w}{v_s} \right)^f \quad (17)$$

where K'_{th} is the tangential cutting index, equivalent to the specific energy of the process. In the model used throughout this paper it has been considered that this parameter depends on the feed rate, the workpiece diameter, the hardness and the coolant used.

The grinding power is the product of the tangential force and cutting speed.

$$P = F'_S v_s b \quad (18)$$

where b is the workpiece ground length.

3.4 Thermal Damage Prediction. In order to predict workpiece burning, an analytical model for temperature prediction has been implemented in software. The main unknown variable when predicting workpiece temperature in grinding is the heat partition ratio toward the workpiece. This partition ratio can be equated by matching the temperatures of grains, fluid, chips, and workpiece at every location along the contact-zone in a similar approach of that was used by Ju et al. [32]. The temperature continuity condition along the contact-zone leads to a position varying heat partition ratio that depends on whether the grinding is performed with aluminum oxide wheels, silicon carbide wheels, or cBN wheels on the material of the workpiece and on the working conditions. The system is solved by numerically discretizing the contact-zone and reducing the problem to solve a series of linear equations. The predictions of the heat transfer model agree with recently measured in-process temperatures [33].

Once the heat partition ratio conducted to the workpiece ε is calculated, the temperature distribution in the workpiece can be calculated by using the moving heat source theory [34]. However, a more handy approach can be to calculate a power threshold to be compared with the power consumption in a certain grinding process. Malkin [31] provided a compact expression on this end based on an approximation of the maximum temperature obtained with the moving heat source theory for high Peclet numbers.

$$P^* = \frac{k_w b d_e^{1/4} v_w^{1/2} a^{1/4} \theta^*}{\beta \alpha_w^{1/2} \varepsilon} \quad (19)$$

where θ^* is the critical temperature (which depends on the workpiece material), k_w is the workpiece thermal conductivity, α_w is the workpiece thermal diffusivity, and β is a constant that depends on the form of the energy source ($\beta=1.06$ for a triangular energy source). Above this power, the workpiece burning appears.

A more elaborated approach to the moving heat source theory [35] can also help to compute the burning depth when necessary in a very fast manner.

$$z = -2.9 \frac{\alpha_w}{v_w} L^{0.37} \ln \left[\frac{\pi k_w l_c \theta^*}{6.2 \alpha_w a L^{0.53} \varepsilon u} \right] \quad (20)$$

where v_w is the workpiece speed, u the specific energy and L a dimensionless parameter defined as $L = (v_w l_c / 4 \alpha_w)$.

3.5 Estimation of Surface Roughness. In order to predict workpiece final roughness, an analytical model developed by Malkin [31] for cylindrical grinding and validated for centerless grinding has been implemented.

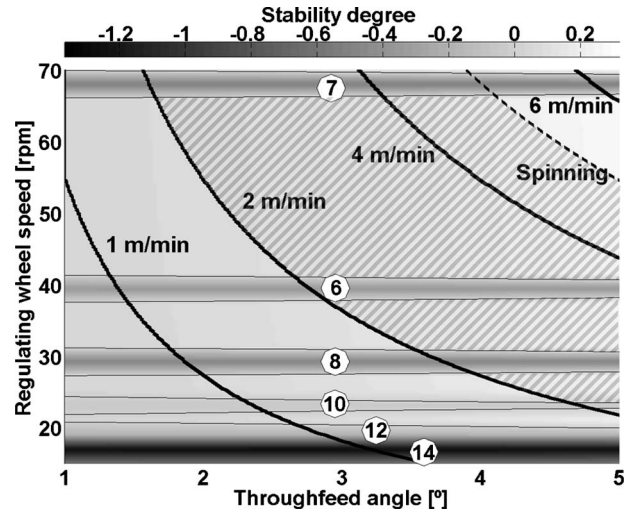


Fig. 2 Example of the global stability chart regarding characteristic instabilities

$$R_{a0} = R_0 s_d^{1/2} a_d^{1/4} \left(\frac{av_w}{v_s} \right)^x (1 + e^{(-0.77t_{sp}/\tau)}) (1.02d_g + 0.76) \quad (21)$$

where R_0 and x are constants that depend on the specification of the wheel and the workpiece material.

4 Throughfeed Centerless Grinding Global Stability Charts and Optimal Set-Up Strategy

The main variables that govern chatter instability in a general grinding process are workpiece speed and cutting stiffness, which is proportional to the grinding wheel length (ground part length). In centerless grinding, this second parameter is fixed due to the geometry of the part so the combination of workpiece speed (governed by the regulating wheel speed) and the part height (that changes the dynamic response of the process) is proposed as one of the most useful for the stability analysis [13].

As it can be observed in previous formulas, the principal variables for throughfeed centerless grinding are directly related to productivity. Therefore, a new global stability chart has been developed, where the axes are regulating wheel speed and throughfeed angle. This chart constitutes a solution in which all the process limitations can be analyzed according to different values of productivity and where the optimal configuration of regulating wheel speed and throughfeed angle can be achieved by finding the best combination.

In the next lines, these charts and the optimal selection strategy implemented in SUA tool will be explained following a process example. The objective in this example will be to obtain a productivity higher than 2 m/min, a roughness below of 0.7 $\mu\text{m Ra}$ and the most stable process regarding to the other process instabilities.

4.1 Selection of Stable Zones Regarding the Characteristic Instabilities of the Centerless Grinding Process: Geometric Lobing, Dynamic Instability, and Spinning. Figure 2 is a stability chart that covers a productivity from approximately 0.3 m/min to approximately 6 m/min with a regulating wheel speed range of 15–70 rpm and feed angle range from 1 deg to 5 deg (for $D_r = 353$ mm). Productivity black isolines can be appreciated with values of 1 m/min, 2 m/min, 4 m/min, and 6 m/min.

The dot black line for spinning limit productivity is also shown in Fig. 2. For productivities above this line, spinning would appear.

The reference gray scale on the top of the figure indicates the degree of geometric and dynamic stability. The negative values (corresponding to the darkest areas) constitute conditions in which

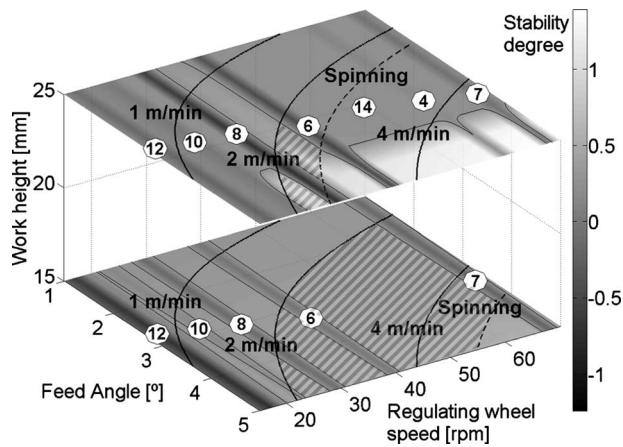


Fig. 3 Influence of workheight on global stability chart

roundness error will grow more rapidly (more unstable) and positive values (corresponding to the lightest areas) conditions in which roundness error will decay more rapidly (more stable). A surrounding black line delimits both stable and unstable areas.

The bands parallel to the throughfeed angle axis correspond to dynamic unstable configurations. The number of lobes obtained due to dynamic instability is included in each band (notice both odd or even order lobes could appear).

The combinations of regulating wheel speed and throughfeed angle that fulfill the abovementioned limitations are shown with striped areas in Fig. 2.

Moreover, it is also necessary to analyze the influence of work height on the considered instabilities. This influence can be observed in Fig. 3, where a comparison between 15 mm and 25 mm heights is shown. It can be noted that the higher the work height the worse the dynamic behavior of the process. Work height also has an influence on process geometric instability and degree of stability. At higher values of height, more geometric unstable areas should appear (with 14 mm lobes at 25 mm height in this case) but the areas that remain stable are more stable (lighter areas) than for lower heights. This parameter affects the process behavior against spinning as well. At higher values there is more risk of spinning for the same productivity.

The possible productivities higher than 2 m/min that avoid the instabilities of the process are shown in striped areas in Fig. 3 for both heights. Therefore a stability analysis along a range of heights is necessary in order to select the best value that achieves a higher number of stable zones or a higher stability degree in the global stability chart.

4.2 Selection of The Optimal Working Parameters Achieving Maximum Productivity. Next step of the optimization algorithm is the selection of the maximum productivity that can be achieved regarding the following limitations: nominal machine power, burning limit power, required roughness, and machine compliance. The most restrictive limitation gives the maximum productivity. Figure 4 shows the chart areas that are limited by such restrictions.

The optimization algorithm for roughness is based on a loop that recalculates dressing parameters regarding required productivity. In this example roughness is not the most restrictive limitation ($0.7 \mu\text{m}$ Ra required isoline is above of machine power isoline or burning limit isoline) so dressing parameters will be selected choosing an appropriate overlap ratio in order to optimize grinding wheel and dressing tool life.

The productivity isolines of nominal machine power and compliance are remarked with discontinuous black lines. Productivities below machine power line have to be selected. Machine compliance lines give an idea about the conicity and straightness that

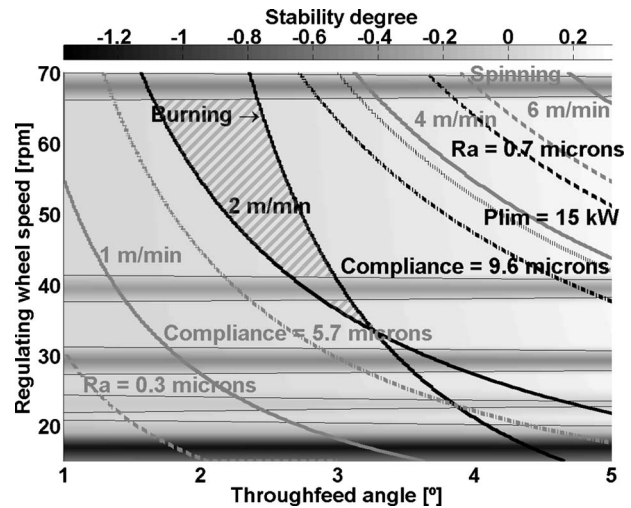


Fig. 4 Example of the global stability chart with all the instabilities and constraints

should appear in the last batch of workpieces of the process.

The most restrictive process limitation is the workpiece burning limit line. For productivities above this line workpiece burning should appear.

Regarding all these limitations and instabilities, the striped area shown in Fig. 4 correspond with the combinations of regulating wheel speed and throughfeed angle values that achieve productivities above 2 m/min.

5 Experimental Validation

5.1 Process Definition and Calibration. The utility of these charts for analyzing stability and obtaining the best combination of regulating wheel speed and throughfeed angle has been validated in several real processes. An example for a real roughing operation process is shown next.

First, a dynamic characterization has been carried out with the objective of obtaining the main natural vibration mode shapes for the machine. Next, the calibration of forces and roughness models has been done.

Process conditions and requirements are shown in Table 1.

5.2 Experimental Results. The resulting global stability chart for this process is shown in Fig. 5. Values for blade angle, workpiece height, and dressing conditions (Table 1) have been selected following the optimization strategy to avoid spinning while achieving a high roundness error correction and fulfilling the required roughness. In this case, (Fig. 5) only the dynamical unstable configurations with their respective number of lobes are predicted (notice both odd and even order lobes appear).

A simple analysis can be used to find the conditions that achieve process requirements. Thereby, if a productivity requirement of 3 m/min is desired, the combinations of regulating wheel and throughfeed angle along this productivity isoline that are out of the unstable bands could be selected since no restriction of burning, spinning, nominal power limitation or roughness appears for these combinations.

As the map shows that productivity could be increased fulfilling process requirements, some tests have been carried out with the desired initial productivity of 3 m/min and for a productivity of 4 m/min. Selected conditions are shown in Table 2.

The achieved final workpiece results are compared with process requirements in the next Table 3.

Both processes fulfill fixed requirements. The obtained roughness values are as predicted. In general applications a final roundness error of $22 \mu\text{m}$ can be considered a bad result but in this case the required roundness for this bushing was not more than

Table 1 Process conditions and requirements

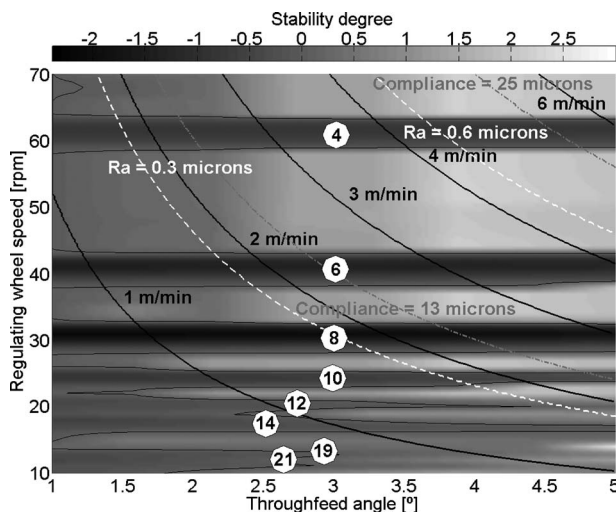
Main process data	
Process configuration	Throughfeed
Machine model	Estarta 327 MDA
Grinding wheel	C3MB-650-80A-180R
Regulating wheel	A80RL
D_r	353 mm
Blade material	Tungsten carbide
Coolant	Rhenus F-TEC 40
Part	Bushing; steel XC10; 42 HRC
D_{wouter}	29.2 mm
D_{winner}	25.5 mm
L_w	22.5 mm
L_s	500 mm
Initial roundness error	100 μm
Initially fixed process conditions	
Workpiece height	27 mm
Blade angle	30 deg
Grinding wheel dressing conditions	
Dressing speed	140 mm/min
Dressing depth	0.022 mm
Regulating wheel dressing conditions	
Dressing speed	100 mm/min
Dressing depth	0.02 mm
Final part requirements	
Ra_{max}	0.8 μm
Size tolerance	40 μm with CPK of 1.67
Roundness	50 μm without CPK
Minimum productivity	9 m/min

50 μm . The reason for having this final roundness is due to a high initial 100 μm roundness error (three order lobes). In order to correct so high initial roundness error, a quite high workpiece height (27 mm) stable condition has been selected. This way the correction has been considerable.

6 Conclusions

The main contributions of this work to the state of the art are as follows.

1. A new dynamic simulation model for the analysis of chatter stability in throughfeed centerless grinding.

**Fig. 5 Process global stability chart****Table 2 Processes for stability chart validation.**

Conditions for 3 m/min productivity	
Feed angle	4.3 deg
Regulating wheel speed	36 rpm
Conditions for 4 m/min productivity	
Feed angle	4.3 deg
Regulating wheel speed	48 rpm

Table 3 Measured values comparison

	Required	Fixed productivity	Higher productivity
Productivity (m/min)	≥ 3	3	4
Roughness (μm)	≤ 0.8	0.37	0.58
Roundness (μm)	< 50	22.9	22.7

2. New global stability charts for the analysis of throughfeed centerless grinding process principal instabilities and constraints, where these instabilities are presented against different productivity rates by the combination of the two main variables of throughfeed process, regulating wheel speed and feed angle.

The new dynamic simulation model, coupled with all the constraint predictions shown in the new global stability maps, has lead to the development of process optimization strategies used to choose the proper working configurations for different productivity rates. The conducted experimental tests demonstrate the validity of the models and the significance of the global charts in order to avoid process instabilities in throughfeed centerless grinding.

Acknowledgment

The authors wish to acknowledge their colleagues from Ideko Technological Centre (R. Lizarralde and U. Abasolo), Mondragon University (P. Puerto and R. Fernández), and Manhattan (P. Cárdenas) for their contribution to this work.

Nomenclature

- ω_s = grinding wheel speed (rad/s)
- ω_r = regulating wheel speed (rad/s)
- D_r = regulating wheel diameter (m)
- D_w = workpiece diameter (m)
- D_s = grinding wheel diameter (m)
- z = axial feed axis
- v_r = regulating wheel peripheral speed (m/s)
- v_s = grinding wheel peripheral speed (m/s)
- ω_w = workpiece speed (rad/s)
- v_w = workpiece peripheral speed (m/s)
- h = workpiece height (m)
- β = regulating wheel throat angle (rad)
- β_z = regulating wheel throat angle with z -axis variation (rad)
- θ = workrest blade angle (rad)
- λ_0 = regulating wheel throughfeed angle (rad)
- v_f = infeed rate (m/s)
- v_{fa} = axial feed rate (m/s)
- $\delta r_w(t-\tau_r, z)$
- $\delta r_w(t-\tau_b, z)$ = radius deviation at the contact points with the blade and regulating wheel in an instantaneous axial position (m)
- $g_b(z), g_r(z)$ = two geometrical parameters
- k_w^n = cutting stiffness (N/m)
- k_{eq} = equivalent stiffness (N/m)

k_m = static stiffness of grinding machine system between grinding wheel and workpiece (N/m)
 k_{ce} = contact stiffness of grinding wheel-workpiece-regulating wheel system (N/m)
 N_m = number of considered vibration modes for the dynamic characterization of the process
 j = vibration mode number
 $\{\phi_j\}$ = modal vector of j mode
 $\{C\}$ = vector quantifying the real displacement at the cutting point due to a displacement of the contact points
 $\{P\}$ = vector relating the forces at the contact points with the normal force at the cutting point
 λ_j = eigenvalues of the impulse response function matrix
 $\Delta R_w(s, z)$ = workpiece roundness error (m)
 n_w = workpiece rotational speed (rad/s)
 n_s = grinding wheel rotational speed (rad/s)
 a_e = depth of cut (m)
 Q_w = specific material removal rate (m²/s)
 K_{th}' = tangential cutting index (J/m³)
 b = workpiece ground length (m)
 θ^* = workpiece material critical temperature (K)
 k_w = workpiece thermal conductivity (W/m K)
 α_w = workpiece thermal diffusivity (m²/s)
 β = constant that depends on the form of the energy source
 u = specific energy (J/m³)
 R_0 and x = roughness model constants that depend on the specification of the wheel and the workpiece material
 s_d = dressing lead (m)
 a_d = dressing depth (m)
 t_{sp} = spark-out time (s)
 τ = time constant (s)
 d_g = grinding wheel grain diameter (m)
 s = characteristic equation root
 ω = characteristic equation root frequency (rad/s)
 ξ = characteristic equation root relative damping: ratio of damping to critical damping
 A_i = roundness error amplitude of k order lobe (m)
 N_z = considered number of divisions along the grinding wheel axis
 m = number of sections considered along the grinding wheel axis on a specific instant
 M = number of total sections considered along the grinding wheel axis
 L_s = grinding wheel width (m)
 n = lobe number
 N_{max} = maximum number of lobes considered

References

- [1] Dall, A. H., 1946, "Rounding Effect in Centerless Grinding," *Mech. Eng. (Am. Soc. Mech. Eng.)*, **4**, pp. 325–329.
- [2] Gurney, J. P., 1964, "An Analysis of Centerless Grinding," *ASME J. Eng. Ind.*, **85**, pp. 163–174.
- [3] Reeka, D., 1967, "On the Relationship Between the Geometry of the Grinding Gap and Roundness Error in Centerless Grinding," Ph.D. dissertation, Technischen Hochschule Aachen, Aachen.
- [4] Rowe, W. B., Barash, M. M., and Koenigsberger, F., 1965, "Some Roundness Characteristics of Centerless Grinding," *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, **5**, pp. 203–215.
- [5] Rowe, W. B., and Richards, D. L., 1972, "Geometric Instability Charts for the Centerless Grinding Process," *J. Mech. Eng. Sci.*, **14**(2), pp. 155–160.
- [6] Rowe, W. B., Bell, W. F., and Brough, D., 1986, "Optimization Studies in High Removal Rate Centerless Grinding," *CIRP Ann.*, **35**(1), pp. 235–238.
- [7] Rowe, W. B., Allanson, D. R., Pettit, J. A., Moruzzi, J. L., and Kelly, S., 1991, "Intelligent CNC for Grinding," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part B*, **205**(B4), pp. 233–239.
- [8] Furukawa, Y., Miyashita, M., and Shiozaki, S., 1971, "Vibration Analysis and Work-Rounding Effect in Centerless Grinding," *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, **11**, pp. 145–175.
- [9] Miyashita, M., Hashimoto, F., and Kanai, A., 1982, "Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding," *CIRP Ann.*, **31**(1), pp. 221–223.
- [10] Hashimoto, F., Suzuki, N., Kanai, A., and Miyashita, M., 1982, "Critical Range of Setup Conditions of Centerless Grinding and Problem of Safe Machining Operation," *J. Jpn. Soc. Precis. Eng.*, **48**(8), pp. 996–1001.
- [11] Hashimoto, F., Yoshioka, J., and Miyashita, M., 1986, "Development of an Algorithm for Giving Optimum Set-Up Conditions for Centerless Grinding Operations," 2nd International Grind Conference SME/MR, pp. 86–628.
- [12] Hashimoto, F., Lahoti, G. D., and Miyashita, M., 1998, "Safe Operations and Friction Characteristics of Regulating Wheel in Centerless Grinding," *CIRP Ann.*, **47**(1), pp. 281–286.
- [13] Hashimoto, F., Zhou, S. S., Lahoti, G. D., and Miyashita, M., 2000, "Stability Diagram for Chatter Free Centerless Grinding and Its Application in Machine Development," *CIRP Ann.*, **49**(1), pp. 225–230.
- [14] Hashimoto, F., and Lahoti, G. D., 2004, "Optimization of Set-Up Conditions for Stability of the Centerless Grinding Process," *CIRP Ann.*, **53**(1), pp. 271–274.
- [15] Takasu, S., and Masuda, M., 1988, "Heavy Duty Centerless Grinding for Multi-Diameter Shafts," *CIRP Ann.*, **37**(1), pp. 323–326.
- [16] Zhou, S. S., Gartner, J. R., and Howes, T. D., 1996, "On the Relationship Between Setup Parameters and Lobing Behavior in Centerless Grinding," *CIRP Ann.*, **45**(1), pp. 341–346.
- [17] Zhou, S., and Petrosky, G. C., 1997, "Improving Workpiece Roundness Through Centerless Grinding Cycle Optimization," *CIRP Ann.*, **46**(1), pp. 217–222.
- [18] Nieto, F. J., 1996, "Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico de las rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: penetración y pasante," Doctoral Thesis, E. S.I.I. de San Sebastián, Universidad de Navarra.
- [19] Lizarralde, R., Gallego, I., Barrenetxea, D., and Marquín, J. I., 2005, "Practical Application of New Simulation Methods for the Elimination of Geometric Instabilities in Centerless Grinding," *CIRP Ann.*, **54**(1), pp. 273–276.
- [20] Gallego, I., 2007, "Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design," *CIRP Ann.*, **56**(1), pp. 347–352.
- [21] Li, H., and Shin, Y. C., 2007, "A Time Domain Dynamic Simulation Model for Stability Prediction of Infeed Centerless Grinding Processes," *ASME J. Manuf. Sci. Eng.*, **129**, pp. 539–550.
- [22] König, W., Hönscheid, W., and Meis, F. U., 1976, *Leistungssteigerung beim Spitzenlosen Durchlaufschleifen, Laboratorium für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre der Rhein, Westf. Techn. Hochschule, Aachen*.
- [23] Meis, F. U., 1980, "Geometrische und Kinematische Grundlagen für das Spitzenlose Durchlaufschleifen," Ph.D. dissertation, Tech. Hochschule, Aachen.
- [24] Meis, F. U., 1981, Geometrische Stabilität beim Spitzenlose Durchlaufschleifen, tz für Metaberbeitung.
- [25] Kim, K., 1992, "Cylindricity Control in Precision Centerless Grinding," Ph.D. thesis dissertation, Purdue University, West Lafayette.
- [26] Gallego, I., Lizarralde, R., Barrenetxea, D., and Arrázola, P. J., 2006, "Precision, Stability and Productivity Increase in Through-Feed Centerless Grinding," *CIRP Ann.*, **55**(1), pp. 351–354.
- [27] Tönshoff, H. K., Peters, J., Inasaki, T., and Paul, T., 1992, "Modelling and Simulation of Grinding Processes," *CIRP Ann.*, **41**(2), pp. 677–688.
- [28] Brinkmeier, E., Aurich, J. C., Govekar, E., Heinzl, C., Hoffmeister, H. W., Klocke, F., Peters, J., Rentsch, R., Stephenson, D. J., Uhlmann, E., Weinert, K., and Wittmann, M., 2006, "Advances in Modeling and Simulation of Grinding Processes," *CIRP Ann.*, **55**(2), pp. 667–696.
- [29] Hashimoto, F., 1995, "Study on Thru-Feed Centerless Grinding Process," First International Machining and Grinding Conference, SME Paper No. MR95–200.
- [30] Gallego, I., Barrenetxea, D., Rodríguez, A., Marquín, J. I., Unanue, A., Zarate, E., 2003, "Geometric Lobing Suppression in Centerless Grinding by New Simulation Techniques," The 36th CIRP-International Seminar on Manufacturing Systems, pp. 163–170.
- [31] Malkin, S., 1989, *Grinding Technology: Theory and Applications of Machining With Abrasives*, SME, Dearborn.
- [32] Ju, Y., Farris, T. N., and Chandrasekar, S., 1998, "Theoretical Analysis of Heat Partition and Temperatures in Grinding," *ASME J. Tribol.*, **120**, pp. 789–794.
- [33] Madariaga, J., Chandrasekar, S., Barrenetxea, D., Fernández, R., Tato, W., Marquín, J. I., Cárdenas, P., Muguera, I., Arrazola, P. J., and Gallego, I., 2008, "Medición de temperaturas en rectificado plano empleando técnicas de termografía," XVII Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación, Donostia.
- [34] Jaeger, J. C., 1942, "Moving Heat and the Temperature at Sliding Contact," *J. Proc. R. Soc. N. S. W.*, **76**, pp. 203–224.
- [35] Takazawa, K., 1964, "The Theory and Method of Measuring the Temperature in Ground Surfaces—Theoretical Analysis of Grinding Temperatures (1st Report)," *J. Jpn. Soc. Precis. Eng.*, **30**, pp. 851.

Capítulo 11

Model Based Assistant Tool for the Setting Up and Optimization of Centerless Grinding Process

En este artículo se presenta esta última versión de la herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso desarrollada e implementada en soporte WEB, SUA, como ejemplo de las ventajas y validez de la actividad de modelización en el desarrollo de aplicaciones industriales. Se presenta un estado del arte en cuanto a herramientas para la puesta a punto y optimización de procesos en rectificado y se acentúa en los requisitos que se exigen a este tipo de herramientas por parte de los usuarios finales para poder llegar a ser aplicaciones comerciales. Se realiza una descripción de la herramienta, sus características y estructura, muy diferente a la primera versión: esta consta de cuatro etapas en las cuales se lleva a cabo una entrada de datos, una calibración de los modelos implementados, una fase de configuración óptima del ciclo y una de simulación de cualquier condición de trabajo. Se da la opción de trabajar sin calibración mediante la utilización de una base de datos que contiene características de modelos de máquina, piezas, muelas y diamantadores empleados. Además de implementar tanto los modelos como los algoritmos de optimización presentados con anterioridad, se incorpora una gran flexibilidad a la hora de seleccionar los objetivos de optimización, las variables a optimizar y los requisitos o tolerancias a cumplimentar. El artículo presenta al mismo tiempo un compendio de los modelos desarrollados e implementados hasta la fecha con algunos resultados referentes a la contrastación experimental de los modelos térmicos desarrollados y los mapas de estabilidad general de pasante.

MODEL BASED ASSISTANT TOOL FOR THE SETTING UP AND OPTIMIZATION OF CENTERLESS GRINDING PROCESS

Model-based set-up assistants for grinding

D. Barrenetxea^{1*}, J.I. Marquinez¹, J. Álvarez¹, R. Fernández², I. Gallego², J. Madariaga^{2,3},
I. Garitaonaindia⁴

¹Ideko-IK4, Elgoibar, Basque Country, Spain

²Faculty of Engineering, Mondragon University, Mondragon, Spain

³Tekniker-IK4, Eibar, Basque Country, Spain

⁴University of the Basque Country (UPV/EHU)

ABSTRACT

Recent advances in process modeling allow for more accurate prediction of complex phenomena. A combination of different modeling approaches makes it possible to develop new products to set up, control and optimize machining operations. In the near future, a continuous improvement strategy should be adopted, as improvements to advanced models open up new opportunities for industrial applications. In particular, the efforts made by different research groups on grinding have given rise to significant developments in this area, some of which have recently been made into applied software. As an example of the necessity for process modeling and the viability of industrialized tools based on it, this paper presents the work carried out on the development of an assistant tool for the setting up and optimization of the centerless grinding process, focusing on avoiding the main limitations of this process and optimizing productivity.

Keywords: grinding; modeling; optimization.

*Corresponding author. Tel.: +34943748000; Fax: +34943743804

[E-mail address: dbarrenetxea@ideko.es](mailto:dbarrenetxea@ideko.es) (D. Barrenetxea)

1. INTRODUCTION

The proper selection of operating conditions has a strong impact on process performance. In the last decade, process modeling and simulation has been established as an excellent tool for assessing and optimizing them.

In particular, grinding is a very complex process depending on a large number of correlated factors, and the selection of optimal parameters is extremely important in order to maintain stable conditions during the process.

The CIRP keynote paper “Modelling and Simulation of Grinding Processes” (Tönshoff et al., 1992) was published reviewing the latest most commonly used physical/empirical models to simulate the process outputs, that can be used for optimization.

More recently, in the CIRP keynote by Brinksmeier et al. (2006), an overview of the current state of the art is presented, as well as capabilities, limitations and future trends of other different approaches to the modeling and simulation of grinding processes, which are the basis for illustrating the insights of the grinding processes and enabling the final development of industrially demanded systematic approaches in order to maximize process productivity.

For this reason, in addition to the efforts made in the modeling of grinding processes, much of the research has also been carried out regarding optimization algorithms and their improvement. A review of the application of artificial intelligence in grinding and a classification of different techniques is provided in Rowe et al., 1994; Rowe et al., 1996, and some other approaches and their categorization for the grinding process in Li et al., 1999.

Most optimization or adaptive control development references can be found in the following

later papers Brinksmeier et al., 2006; Choi and Shin, 2007; Morgan et al., 2007. Even though many developments have been published, there are very few references to their implementation in industrial production environments. The main limitation to this end could be the lack of consistency of the results but other decisive factors might be argued:

- Ability to explain past observations
- Ability to predict and explain future observations. Results analysis
- Refutability, enabling an estimation of the degree of confidence in the results
- Application range. Transferability to other processes
- Cost of use. CPU demand, time required to obtain the solution
- Effort for experiments. Effort for training. Number of data sets required
- Simplicity or even esthetic appeal

For this reason, most recent developments try to combine the benefits of using different modeling approaches and optimization techniques, as indicated in Brinksmeier et al., 2006; Choi and Shin, 2007; Morgan et al., 2007.

In the following paragraphs, there is a description of different model-based grinding assistant approaches focusing on their transfer to industry.

GRINDSIM: Online optimization system in order to minimize the production time in creep feed (Guo and Malkin, 1994) and cylindrical infeed ID-OD grinding (Xiao and Malkin, 1994; Malkin and Changsheng, 2007). Many years of research work on analytical as well as empirical models is used to describe the grinding processes and heuristic optimization algorithms are used in order to minimize cycle time.

GIGAS: “Generalized Intelligent Grinding Advisory System” is a model-based optimization system aimed at a general class of grinding processes (Choi and Shin, 2007). Analytical and empirical models formulated in generalized form are used to describe grinding processes. Fuzzy learning algorithms are used to incorporate experimental data and heuristic knowledge. The optimization method is based on evolutionary strategies.

IGA: “Intelligent Grinding Assistant” is a fully integrated system for adaptive controller cycle optimization (Morgan et al., 2007). Analytical and empirical models are used to predict process behavior by means of the interpretation of online-monitored signals and, as a result, to apply rule-based optimization algorithms. An AI-based continuous learning database is also integrated to support the prevision of optimized and safe starting cycle data (Cai et al., 2007).

CEGRIS: “Centerless Grinding Simulation” is an assistant that uses analytical models for the optimization of the geometrical configuration of centerless grinding infeed and through-feed operations (Meyer et al., 2008).

GRINDING SIMULATOR: Cylindrical and centerless grinding process design tool, in which grinding cycles and machine setup are designed by means of empirical models and heuristic rules. It includes the grinding wheel grade recommendation (Bethel technologies).

Apart from the straightforward or simple interpretative monitoring-based online adaptive controls, the need for using any kind of modeling approach is obvious and demonstrated.

In order to emphasize this argument and the viability of industrializing tools based on them, the work carried out on the development of an assistant tool for the setting up and optimization of the centerless grinding process is shown on the following pages.

2. ESTARTA SET-UP ASSISTANT (SUA)

2.1 Centerless Grinding

Centerless grinding is a manufacturing process widely used as a high-productivity finishing technology. Its principal advantage is that it eliminates clamping and centering operations, reducing operating times and allowing automation by means of workpiece loaders and manipulators. Of its two operating modes, infeed and through-feed (Figure 1), the latter is the most productive, as it involves a continuous process that does not stop for part loading and unloading.

On the other hand, correct centerless grinding set-up is one of the most problematic machining processes, not only due to common grinding process restrictions, such as part geometrical tolerances, surface finish, surface integrity (thermal damage) or machine power, but also because of its characteristic instabilities, which are geometric lobing (when the unclamped workpiece oscillates between wheels), chatter (which is more pronounced than in conventional grinding due to the use of wider grinding wheels), and work rotation-driving instability or spinning (which appears when the regulating wheel is unable to maintain the workpiece rotation at its peripheral speed).

All such instabilities and restrictions are influenced by a large number of process variables and parameters, which affect them in different ways. This makes it difficult to establish an optimal process configuration for fulfilling production requirements and maintain stable working conditions. In order to do so, a lot of process modeling and simulation work has been carried out over the last eighty years (Dall, 1946; Gurney, 1964; Reeka, 1967; Rowe et al., 1965; Rowe and

Richards, 1972; Rowe et al., 1986; Rowe et al., 1991; Furukawa et al., 1971, Furukawa et al., 1973; König et al., 1976; Meis, 1980; Meis, 1981; Miyashita et al., 1982; Hashimoto et al., 1982; Hashimoto et al., 1986; Bueno et al., 1990, Hashimoto et al., 1998; Hashimoto et al., 2000; Hashimoto et al., 2004; Takasu and Masuda, 1988; Kim, 1992; Zhou et al., 1996; Zhou and Petrosky, 1997; Nieto, 1996; Cowan et al., 2001; Lizarralde et al., 2005; Gallego et al., 2006; Gallego, 2007; Li and Shin, 2007) leading to the development of different set-up optimization or adaptive control approaches (Rowe and Richards, 1972; Rowe et al., 1986; Rowe et al., 1991; Furukawa et al., 1973; Meis, 1981; Miyashita et al., 1982; Hashimoto et al., 1982; Hashimoto et al., 1986; Hashimoto et al., 1998; Hashimoto et al., 2000; Hashimoto and Lahoti, 2004; Cowan et al., 2001; Gallego, 2007) . Some of them are pointed out in the following paragraphs.

The first one dates back to the early seventies, in line with the idea that *chatter* is eliminated at low workpiece speeds; Furukawa (Furukawa et al., 1973) developed an adaptive hydraulic control for the reduction of workpiece speed in a centerless grinder, once *chatter* was detected.

Later, Miyashita et al. (1982) presented a methodology for the correct machine set-up with the purpose of avoiding geometric and work-holding unstable conditions.

Focusing on the specific characteristics of centerless grinding, Rowe et al. (1986) and Rowe et al. (1991) carried out an experimental and model-based study of infeed centerless grinding process limitations, in which the influence of infeed speed and grinding wheel and workpiece speeds on specific energy were analyzed. The results of this work were shown using stability charts representing chatter stability, machine power limit and burning limit against workpiece speed and infeed speed (production).

Later, Cowan et al. (2001) presented an adaptive control for the adjustment of the machine

compensations in through-feed centerless grinding that can be used in any other grinding process. Based on the statistical analysis of the process, means and standard deviations are calculated in real time and the control makes decisions depending on these values.

Some year later, as a result of their work in the field of geometric, dynamic and work-holding instabilities, Hashimoto and Lahoti (2004) presented a methodology and an algorithm for infeed centerless grinding process set-up. Input data comprise the dynamic characteristics of the machine, the friction coefficients, the cutting stiffness, etc. and the results obtained are the blade angle and thickness, the workpiece height and the regulating wheel speed.

2.2 Software Description

SUA is a model-based optimization system aimed at centerless grinding infeed and through-feed operation modes. Analytical and empirical models are used to describe grinding processes and heuristic algorithms are used for the optimization engine.

The assistant consists of a series of windows that guides the user through the centerless grinding process set-up in both operation modes: infeed and through-feed. It is divided into the following four steps:

- **Data input:** Process data corresponding to machine characteristics (dynamics included); workpiece, grinding and regulating wheels, dressers, coolants, blade and general data of the cycles are introduced and stored in a database.
- **Calibration:** This step consists of a series of proposed tests in order to calibrate the models used for the analyzed process. Force, power and roughness models as well as process equivalent stiffness are calibrated.

- Optimization: At this stage, the optimization objective is set, parameters to be optimized are selected and process requirements and constraints are defined. After doing so, the optimization tool is launched in order to obtain the optimal configuration. Calibration results or previously stored results in the database for the same or similar applications can be used. Figure 2 illustrates the structure of this optimization approach.
- Simulation: This step allows analyzing the influence of any process parameter or variable of the process results through simulation. The final outputs are easy to interpret, the evolution of results is timely and stability maps are obtained.

3. INFEEED GRINDING MODELS

3.1 Stability Models

Based on previous models (Dall, 1946; Gurney, 1964; Reeka, 1967; Rowe et al., 1965; Rowe and Richards, 1972; Rowe et al., 1986; Rowe et al., 1991; Furukawa et al., 1971, Furukawa et al., 1973; König et al., 1976; Meis, 1980; Meis, 1981; Miyashita et al., 1982; Hashimoto et al., 1982; Hashimoto et al., 1986; Hashimoto et al., 1998; Hashimoto et al., 2000; Hashimoto et al., 2004; Takasu and Masuda, 1988; Kim, 1992; Zhou et al., 1996; Zhou and Petrosky, 1997; Nieto, 1996; Cowan et al., 2001), Barrenetxea, jointly with other authors, has recently published a refinement of the stability equations that control the centerless grinding process (Lizarralde et al., 2005; Gallego et al., 2006; Gallego et al., 2007). The model considers three terms: i) $\varepsilon_g(t)$, the geometric displacement of the workpiece produced by roundness errors in contact with the blade and regulating wheel; ii) $\varepsilon_K(t)$, the term that represents the variation of the static deflection during grinding; iii) $\varepsilon_D(t)$, the machine vibration term.

Stability equations derived for grinding operations have two major parameters to be determined by semi-empirical methods. The first one is the cutting stiffness (k_w) that relates the cutting force and the depth of cut. Unfortunately, there is no model referenced in literature predicting the cutting force for any combination of material and grinding wheel. This means that the model has to be calibrated with some measurements. The second parameter is the equivalent stiffness (k_{eq}) that correlates the grinding force and the system deflection during the process.

The complete model was fully described in a previous work (Gallego, 2007). According to the model, regeneration of geometric lobing and chatter depends on the root location of this function:

$$f(s) = 1 - g_b e^{-s\tau_b} + g_r e^{-s\tau_r} - K(1 - e^{-s\tau}) - k_w \sum_{r=1}^{N_m} \left[\frac{V_r}{(\omega_r^2 + s^2 + 2s\xi_r\omega_r)} - \frac{V_r}{\omega_r^2} \right] (1 - e^{-s\tau}) \quad (1)$$

where g_b and g_r are two geometrical parameters (Lizarralde et al., 2005), τ is the workpiece rotation period, τ_b and τ_r are two delay times (Lizarralde et al., 2005), $K = k_w/k_{eq}$ and V_r , ω_r and ξ_r are associated to the relative deformation, frequency and damping of the r mode. The roots of the equation can be efficiently calculated with the Levenberg-Marquardt algorithm (Gallego, 2007).

The developed model can be used to plot stability maps, which are 2D or 3D graphs that define stable and unstable areas for different set-up parameters. In the next figures, two examples of geometric lobing and chatter prediction are shown. In the case of geometric lobing, stability maps are plotted as a function of the blade angle (θ) and workpiece height above centre (h) (see Figure 1), two variables that are easily controlled by machine operators. In the case of chatter, this problem also depends to a large extent on workpiece rotation frequency, so stability maps

can be plotted as a combination of any of the three variables.

In the geometric lobing stability map in Figure 3, dark and pale areas represent unstable and stable areas respectively. The number inside the unstable areas corresponds to the lobes regenerated on the periphery of the part.

Simulation conditions are listed below:

$D_s = 650$ mm, $D_r = 355$ mm, $D_w = 50$ mm; workpiece length $L_w = 50$ mm; $K_{eq} = 42$ N/ μ m; infeed speed $V_{fr} = 2.4$ mm/min. $K'_{th} = 61$ N/ μ m mm; $\omega = 40$ min⁻¹

In Figure 4, experimental tests are compared with predicted simulation results. Stars represent experimental chatter conditions and round points stand for those in which chatter did not appear.

Test conditions for this case are as follows:

Machine wheelhead power 7.5 KW, wheelhead main opening frequency: 90.8 Hz; $\theta = 30^\circ$;

$D_s = 325$ mm, $D_r = 220$ mm, $D_w = 24.3$ mm; workpiece length $L_w = 50$ mm; $K_{eq} = 14,2$ N/ μ m; infeed speed: $V_{fr} = 1.2$ mm/min. $K'_{th} = 50$ N/ μ m mm.

The determination of equivalent stiffness, k_{eq} , and its dependencies on feed rate, wheel type, etc. is essential to predict instabilities accurately (Bueno et al, 1990, Zhou et al, 1996). k_{eq} can be predicted analytically using next expression:

$$k_{eq}^{-1} = k_m^{-1} + k_{cs}^{-1} + g_r k_{cr}^{-1} \quad (2)$$

where k_m represents machine and blade stiffness and k_{cs} and k_{cr} the grinding and regulating wheel contact stiffness. Miyashita et al., 1982, experimentally measured contact stiffness values of several regulating and grinding wheel references, obtaining the equivalent stiffness and

comparing its influence on the dynamic stability of the process.

This paper presents the results obtained for the machine dynamic response directly by means of an experimental dynamic analysis, using different regulating wheels and normal forces (preloads) applied between grinding wheel workpiece and regulating wheel.

Figure 5 shows the difference of the machine dynamic response according to the used regulating wheel. It also shows the influence of a slight variation of the preload (normal force) on the frequency of the main vibration mode shape corresponding to wheelheads opening, varying from 51 Hz to 56 Hz, as well as on the dynamic stiffness and damping. Figure 5 concludes with a comparison of two dynamic stability maps where different regulating wheels with the same preload (400N normal force) have been used, showing the capability of the software for taking into account both the kind of regulating wheel used and the normal load of the process when selecting optimal working conditions.

Shown results can explain the chatter appearance in finishing stages of many infeed cycle applications where due to small chip thicknesses the cutting stiffness increases and normal forces decrease, which worsens the dynamic response of the system.

Finally, it should be mentioned that the software also uses the equations formulated by Hashimoto *et al.*, 1998, and Barrenetxea *et al.* 2011, to establish the limits for work rotation instabilities and plot stability maps for this specific kind of problems.

3.2 Time-domain simulation

Frequency domain analysis allows to qualitatively predict the stability of the processes but not

quantitatively the evolution of the dimensional and roundness errors during a grinding cycle. This requires the development of a time domain dynamic model which can take into account the nonlinearities of the process, including the ability to define the initial profile of the part, taking into account the possible contact loss between grinding wheel and workpiece, non-punctual cut and the lobe filtering due to geometrical interference in the contact of the workpiece with the grinding wheel and with the regulating wheel.

The developed time domain dynamic model was presented by Barrenetxea et al. In 2009, were continuous workpiece speed variation technique was presented as a model based practical application to avoid chatter in grinding . Figure 6 describes the procedure followed from the definition and discretization of the initial profile of the workpice, the approach and numerical solution of the characteristic equation which allows accurately simulate the evolution of the roundness error and radius defect of the workpiece, or tangential and normal forces along the infeed cycle.

Figure 7 shows some of these time domain dynamic simulations. Workpiece roundness error and process forces evolution are compared for the same infeed cycle in three diferent conditions. In Figure A the initial roundness error of the workpiece is different from figures B an C. On the other hand, geometrical lobe filtering effect has been taken into account in figureas A an B but not in Figure C. It can be appreciated chatter excitation in three figures but different roundness error evolution and final roundness error in each case.

3.3 Thermal Damage Prediction

Workpiece burn has been researched in-depth in the literature and comprehensive predictive models have been developed and recently revised by Malkin and Guo (2007). Based on the work

conducted by Lavine *et al.* (1989), Guo and Malkin (1994), Guo and Malkin (1995), Rowe *et al.* (1997) and Ju *et al.* (1998), a refined model is used to calculate the heat partition ratio conducted to the workpiece out of all the energy dissipated in the process, by matching the temperatures of the contacting surfaces (grains, fluid, chips and workpiece) at every location along the grinding zone. The problem is analyzed at local scale (interactions between a single grain and the workpiece) and at global scale (interaction between the whole wheel and the workpiece); the global temperature is not only the “average” of local scale events at a given time, but also their “cumulative-effect” in time. Effort has been put into the numerical resolution of the system in order to reduce computation time. Predictions of the refined model agree with recently measured in-process temperatures in surface grinding (Madariaga, 2009), once the contact-length is correctly estimated (Madariaga *et al.*, 2009).

As regards centerless grinding, once the heat partition ratio conducted to the workpiece ε is calculated, the power limit expression formulated by Malkin for cylindrical grinding (Malkin and Lenz, 1978; Malkin, 1984) can be used to determine the maximum power to apply in a certain process without causing thermal damage. Below this power value, the maximum temperature at the grinding zone is lower than the critical temperature θ^* , which depends on the workpiece material. The power threshold corresponding to this critical temperature is:

$$P^* = \frac{k_w b d_e^{1/4} v_w^{1/2} a^{1/4} \theta^*}{\beta \alpha_w^{1/2} \varepsilon} \quad (3)$$

where k_w is the workpiece thermal conductivity, α_w is the workpiece thermal diffusivity, v_w is the workpiece speed and β is a constant that depends on the geometry of the heat source ($\beta = 1.06$ for a triangular energy source).

Using the simplified expressions to calculate the maximum temperature below the surface, obtained from the moving heat source theory by Takazawa (1964) and Maris and Snoeys (1973), the burning depth can also be calculated:

$$z = -2.9 \frac{\alpha_w}{v_w} L^{0.37} \ln \left[\frac{\pi k_w l_c \theta^*}{6.2 \alpha_w a L^{0.53} \epsilon u} \right] \quad (4)$$

where u is the specific energy and L the thermal number.

Figure 8 shows a test series performed under different working conditions (regulating wheel speed and feed rate) in which thermal damage has been characterized by means of micro-hardness testing, residual stress measurements and visual detection of workpiece burn. Comparing the power consumption on each test with the power threshold calculated as shown above, when this threshold is surpassed, the corresponding thermal damage prediction correlates well with the experimental results.

In a general case, thermal damage could be avoided if the process power is monitored and kept below the limits stated by the model, using the same strategy proposed by Malkin (1984). For a more offline application, the force and power models shown in the previous section can be calibrated to calculate the value of the power consumption with no need for monitoring.

3.4 Infeed Grinding cycle configuration

The optimal configuration in infeed grinding is determined combining the analysis of the influence and interrelation of input variables on the characteristic instabilities (given by stability maps) and general process limitations due to cutting and wear mechanisms.

Models that have been used to analyze the problem of coupling variables in process stability and

the definition of optimal infeed cycle are described in references (Lizarralde et al. 2005, Gallego et al. 2006, Gallego 2007, Barrenetxea et al. 2009, Barrenetxea et al. 2010 , Barrenetxea et al. 2011) and in previous chapters. They address the characterization of geometric lobing, chatter and work-holding instabilities, evolution of radius defect and roundness error by means of the continuity equation, force and power models, thermal damage prediction and estimation of surface roughness.

A heuristic set-up and an optimization algorithm has been developed based on these models. The corresponding experimental validation has been carried out and the influence and interrelation of input variables on the characteristic instabilities and process limitations due to cutting and wear mechanisms has been analyzed in order to complete the algorithm development.

The optimization algorithm consists on a close loop function where variables that are selected for optimization are modified whereas a stability analysis and an infeed cycle definition function are launched and continuously recalculated (Figure 9). It allows to optimize process variables subject to a predefined productivity objective, at the same time that process constraints and accuracy requirements are fulfilled.

First of all, process aim, constraints and variables to optimize have to be defined. Then, the algorithm begins with the deduction of the maximum feed (v_{flim}) that is possible for the roughing stage of the infeed cycle. A process stability analysis is done next, where a stable working range and optimal working point for blade angle (θ), part height (h) and regulating wheel rotational speed (N_r) are obtained.

The developed optimization algorithm continues with a close loop function that varies depending on the selected objective function. In general terms, some of the variables selected to optimize

(regulating wheel rotational speed, dressing conditions, infeed speeds,...) are modified while an infeed cycle definition function is launched. This function, in combination with the rest of implemented equations (roughness, thermal damage, surface and dimensional tolerances,...) deduces the optimal infeed cycle (infeed speeds, stock removals and spark out time) using undermentioned time domain continuity equation where the instantaneous depth of cut, grinding forces, roundness error, process equivalent deflection and part radius defect are simulated. Optimal dressing conditions are recalculated at the end of the algorithm.

4. THROUGH-FEED GRINDING MODELS

4.1 Global stability charts

If correct centerless grinding set-up is one of the most problematic machining processes, its complexity is even more significant in the through-feed operating mode, where two of the main parameters that govern process instability also define production: the combination of regulating wheel speed (ω_r) and feed angle (λ_0) (see Figure 1).

For short workpieces, through-feed centerless grinding can be thought of as a series of many small infeed grinding cycles each with a slightly different set-up angle β (see Figure 1). Therefore, the infeed simulation described previously can be extended to through-feed by simply varying the throat angle $\beta(z)$, yielding the following basic expression to predict roundness formation:

$$\begin{aligned} \delta r_w(t, z) = & X(t, z) + g_b(z) \cdot \delta r_w(t - \tau_b, z) - \\ & - g_r(z) \cdot \delta r_w(t - \tau_r, z) + \frac{k_w^n}{K_{eq}} \cdot [\delta r_w(t - \tau_w, z) - \delta r_w(t, z)] \\ & + \varepsilon_D(t, z) \end{aligned} \quad (5)$$

As presented models serve to analyze the influence of process parameters on the process performance, they were implemented within new global stability charts, in which all the process limitations can be analyzed according to different production values and where the optimal configuration of regulating wheel speed and through-feed angle can be achieved,, looking for the best combination.

The chart in Figure 10 is an example of this, covering a production from approx. 0.3 m/min to approx. 6 m/min, on a range of 15-70 rpm for the regulating wheel speed (X axis) and 1°-5° for the feed angle (Y axis). It has been calculated for three work heights (5 mm, 15 mm and 25 mm) in order to analyze the influence of this parameter on the described instabilities as well.

The reference grey scale on the right of the figure indicates the degree of geometric and dynamic stability. Negative values (darker) correspond to more unstable conditions and positive values (lighter) to more stable ones. A surrounding black line delimits both stable and unstable areas.

Bands perpendicular to the regulating wheel speed axe correspond to dynamic unstable configurations. It can be highlighted that the higher the work height the worse the dynamic behavior of the process. Work height also influences process geometric stability and the degree of stability. At higher height values, geometric unstable areas should appear (see 25 mm height figure) but the areas that remain stable are more stable (lighter) than for lower heights.

At any map height the following isolines can also be appreciated:

- Production isolines. 1 m/min, 2 m/min, 4 m/min and 6 m/min black lines in Figure 10.

- Burning limit lines: Black lines. For production above this line,, part burning would appear.
- Spinning production limit lines. Discontinuous black lines. For production above these lines, spinning should appear. The influence of part height on spinning stability can be appreciated. At 5 mm, all the combinations are stable. At 15 mm there are some combinations that are stable and at 25 mm almost all the combinations are unstable.
- Roughness isolines for given dressing conditions. $R_a=0.3 \mu\text{m}$ and $R_a=0.7 \mu\text{m}$ discontinuous grey lines in Figure 10. For production above these lines, final roughness should be worse than the represented one.
- Machine compliance lines. Discontinuous-dotted grey lines. They give an idea about the conicity and straightness error that should appear in the last workpiece of the process.
- Power limit lines. 75% of machine nominal power (11.3 kW) and machine nominal power (15 kW) dotted white lines in Figure 10. Productions below machine nominal power have to be selected.

4.2 Geometric stability charts

For greater precision in defining the optimal geometric configuration and due to many times the end user must simply find the workpiece height that generates the major correction of initial roundness errors as the blade angle is fixed, there have been developed new stability maps.

For determined blade and feed angles, the geometric stability evolution for a range of heights above centers is presented in these maps, Figure 11. The X axis represents the evolution experienced by the geometry along the space between wheels (γ). Sloped lines reflect the initial (workpiece entrance) and final (workpiece exit) geometric configurations for the range of tested

heights.

As it was demonstrated previously by König et al., 1976 and Meis et al., 1980, in order to achieve optimal roundness errors, it is necessary to select a workpiece path both stable at the entrance and at the exit of the machine. As it is shown in Figure 11 horizontal lines A and B should be optimal solutions in the present example.

4.3 Optimization algorithms

The use of such of both global and geometric stability charts has led to the development of new optimization strategies for the throughfeed operation mode and their implementation in the Estarta *Set-up Assistant* (SUA). The optimization algorithm for throughfeed operation mode is shown in Figure 12.

5. CONCLUSIONS

The general review of state-of-the-art modeling and simulation has confirmed that this line establishes an essential way to gain insight into the intricacies of grinding processes and also for the development of support tools for process set-up, control and optimization.

An overview of the grinding process assistant tool market has shown the general trend of combining the benefits of different modeling and optimization approaches. However, some limitations have also been pointed out that might limit the transfer of these tools to the industry or enable them to be assimilated with a significant degree of skepticism.

The work performed on the development of a centerless grinding assistant tool for the setting up and optimization of the process has been shown as an example of the need for modeling,

focusing on the actual viability of industrializing tools based on it.

In this case, the aforementioned modeling and simulation approach has been used to avoid the main limitations of the process, by means of extensive work on consistent model development and the application of knowledge-based rules for optimization. Last advances that present new understanding of the centerless grinding modeling and simulation are:

- Thermal damage prediction.
- Infeed process geometric and dynamic stability analysis including the influence of the flexibility of different regulating wheels and process normal force.
- Infeed time domain dynamic simulation in order to predict the influence of process non linearities like initial roundness error of the parts, lobe filtering and contact loss.
- Throughfeed geometric and dynamic stability analysis by means of new stability charts.
- Throughfeed process global stability analysis and charts to intuitively detect the best process configurations.

The joint consideration of all problems related to the process through new optimization strategies outlines the specific actions to carry out in order to increase precision, productivity and stability in a wide range of centerless grinding processes in industrial environments.

6. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thank their colleagues at Ideko Technological Centre (R. Lizarralde and U. Abasolo), Mondragon University (P. Puerto, P. J. Arrazola), Estarta Rectificadora (I. Muguerza) and Manhattan Abrasives (P. Cárdenas) for their contribution to this work.

This work has been carried out with the financial support of the Basque Government (projects UE 2008-4 and Gaitek IG-2007-0000309) and the Spanish Government (project Profit CIT-020000-2008-4).

7. NOMENCLATURE

ω_s : grinding wheel speed [radian/s]
 ω_r : regulating wheel speed [radian/s]
 D_r : regulating wheel diameter [m]
 D_w : workpiece diameter [m]
 D_s : grinding wheel diameter [m]
 z : axial feed axis
 v_r : regulating wheel peripheral speed [m/s]
 v_s : grinding wheel peripheral speed [m/s]
 ω_w : workpiece speed [radian/s]
 v_w : workpiece peripheral speed [m/s]
 h : workpiece height [m]
 β : regulating wheel throat angle [radian]
 β_z : regulating wheel throat angle with z axis variation [radian]
 θ : workrest blade angle [radian]
 λ_θ : regulating wheel throughfeed angle [radian]
 v_j : infeed rate [m/s]
 v_{ja} : axial feed rate [m/s]
 $\delta_r(t-\tau_r, z)$ and $\delta_w(t-\tau_b, z)$: radius deviation at the contact points with the blade and regulating wheel in an instantaneous axial position [m]
 $g_b(z)$ and $g_r(z)$: two geometrical parameters
 k_w : cutting stiffness [N/m]
 k_{eq} : equivalent stiffness [N/m]
 k_m : static stiffness of grinding machine system between grinding wheel and workpiece [N/m]
 k_{ce} : contact stiffness of grinding wheel-workpiece-regulating wheel system [N/m]
 k_{cs} : contact stiffness of grinding wheel-workpiece system [N/m]
 k_{cr} : contact stiffness of regulating wheel-workpiece system [N/m]
 N_m : number of considered vibration modes for the dynamic characterization of the process
 j : vibration mode number
 $\{\phi_j\}$: modal vector of j mode
 $\{C\}$: vector quantifying the real displacement at the cutting point due to a displacement of the contact points
 $\{P\}$: vector relating the forces at the contact points with the normal force at the cutting point
 λ_j : eigenvalues of the impulse response function matrix
 $\Delta R_w(s, z)$: workpiece roundness error [m]
 n_w : workpiece rotational speed [radian/s]
 n_s : grinding wheel rotational speed [radian/s]
 a_e : depth of cut [m]
 Q'_w : specific material removal rate [m^2/s]
 K'_{th} : tangential cutting index [J/m^3]
 b : workpiece ground length [m]
 θ^* : workpiece material critical temperature [K]
 k_w : workpiece thermal conductivity [W/m.K]

α_w : workpiece thermal diffusivity [m^2/s]
 β : constant that depends on the form of the energy source
 t_{sp} : spark-out time [s]
 s : characteristic equation root
 ω : characteristic equation root frequency [radian/s]
 ζ : characteristic equation root relative damping: ratio of damping to critical damping
 A_i : roundness error amplitude of k order lobe [m]
 L_s : grinding wheel width [m]
 n : lobe number
 N_{max} : maximum number of lobes considered

8. REFERENCES

- Barrenetxea, D., Marquinez, J.I., Bediaga, I., Uriarte, L., 2009, Continuous Workpiece Speed Variation (CWSV): model based practical application to avoid chatter in grinding. CIRP Annals – Manufacturing Technology, Vol. 58/1.
- Barrenetxea, D., Álvarez, J., Marquínez, J.I., Madariaga, J., Muguerza Perelló, I., Gallego, I., 2010, New Models and Global Stability Charts to Avoid Principal Instabilities and Constraints in Throughfeed Centerless Grinding”. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 132 / 011014.
- Barrenetxea, D., Álvarez, J., Madariaga, J., Gallego, I., 2011, Stability Analysis and Time Domain Simulation of Multiple Diameter Parts During Infeed Centerless Grinding, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 60/1.
- Bethel technologies Inc. 8091 East ST.RT.40. New Carlisle, Ohio, <http://www.grindingsimulator.com/>.
- Brinksmeier, E., Aurich, J.C., Govekar, E., Heinzl, C., Hoffmeister, H.-W., Klocke, F., Peters, J., Rentsch, R., Stephenson, D.J., Uhlmann, E., Weinert, K., Wittmann, M., 2006, Advances in Modeling and Simulation of Grinding Processes, Annals of the CIRP, 55/2: 667-696.
- Bueno, R., Zatarain, M., Aguinagalde, J.M., 1990, Geometric and Dynamic Stability in Centerless Grinding, Annals of the CIRP, 39/1:395-398.
- Cai R., Rowe W.B., Moruzzi J.L., Morgan M.N., 2007, Intelligent grinding assistant (IGA(©)) - system development part I intelligent grinding database, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 35, pp.75-85.
- Choi, T., Shin, Y.C., 2007, Generalized Intelligent Grinding Advisory System, International Journal of Production Research, Vol 45, No. 8, 1899-1932.
- Cowan, R.W., Schertz, D.J., Kurfess, T.R., 2001, An adaptive statistically based controller for through-feed centerless grinding, Journal of Manufacturing Science and Engineering v 123, n 3, pp. 380-6.
- Dall, A.H., 1946, Rounding Effect in Centerless Grinding, Mech. Eng., 4:325-329.
- Furukawa, Y., Miyashita, M., Shiozaki, S., 1971, Vibration Analysis and Work-rounding Effect in

- Centerless Grinding, *Int. Jnl. MTDR*, 11:145-175.
- Furukawa, Y.; Shiozaki, S.; Shiga, N., 1973, Suppression mechanism of build-up of chatter vibration-adaptive control of self-excited chatter vibration in centerless grinding (I), *Journal of the Japan Society of Precision Engineering* v 39, n 4, pp. 448-54.
- Gallego I., 2007, Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design, *Annals of the CIRP*, 56/1:347-352.
- Gallego I., Lizarralde R., Barrenetxea D., Arrázola P.J., 2006, Precision, stability and productivity increase in through-feed centerless grinding, *Annals of the CIRP*, 55/1.
- Guo C., Malkin S., 1995, Analysis of Energy Partition in Grinding, *ASME Journal of Engineering for Industry*, 117: 55-61.
- Guo, C., Malkin, 1994, S. Analytical and experimental investigation of burnout in creep-feed grinding, *Annals of the CIRP*, Vol.43/1, pp. 283-286.
- Gurney, J.P., 1964, An Analysis of Centerless Grinding, *ASME J. Eng. Ind.*, 85:163-174.
- Hashimoto F., Lahoti G.D., Miyashita M., 1998, Safe Operations and Friction Characteristics of Regulating Wheel in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 47/1:281-286.
- Hashimoto, F., Lahoti, G.D., 2004, Optimization of set-up conditions for stability of the centerless grinding process, *CIRP Annals Manufacturing Technology*, 53/1:271-274.
- Hashimoto, F., Suzuki, N., Kanai, A., Miyashita, M., 1982, Critical Range of Setup Conditions of Centerless Grinding and Problem of Safe Machining Operation, *Bull JSPE*, 48/8:996.
- Hashimoto, F., Yoshioka, J., Miyashita, M., 1986, Development of an Algorithm for Giving Optimum Set-up Conditions for Centerless Grinding Operations, 2nd Int. Grind Conf., *SME/MR86-628*.
- Hashimoto, F., Zhou, S.S., Lahoti, G.D. and Miyashita, M., 2000, Stability Diagram for Chatter Free Centerless Grinding and its Application in Machine Development, *Annals of the CIRP*, 49/1:225-230.
- Ju, Y., Farris, T.N., Chandrasekar, S., 1998, Theoretical analysis of heat partition and temperatures in grinding, *Trans ASME J. of Tribology*, 120:789–794.
- Kim K., 1992, Cylindricity Control in Precision Centerless Grinding, Thesis Dissertation, Purdue

University.

- König W., Hönscheid W., Meis F.U., 1976, Leistungssteigerung beim Spitzenlosen Durchlaufschleifen, Laboratorium für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre der Rhein, Westf. Techn. Hochschule, Aachen.
- Lavine A.S., Malkin S., Jen T.C., 1989, Thermal Aspects of Grinding with CBN Wheels, *Annals of the CIRP*, 38: 557.
- Li H., Shin Y.C., 2007, A Time Domain Dynamic Simulation Model for Stability Prediction of Infeed Centerless Grinding Processes, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 129 / 539.
- Li, Y., Rowe W.B., Mills. B., 1999, Study and selection of grinding conditions. Part1: Grinding conditions and selection strategy, *Proc. Instn. Mech. Eng.*, 213B, 119-129.
- Lizarralde R., Gallego I., Barrenetxea D., Marquínez J.I., 2005, Practical application of new simulation methods for the elimination of geometric instabilities in centerless grinding, *Annals of the CIRP*, 54/1:273-276.
- Madariaga J., 2009, Modelos Predictivos para el Control del Dañado Térmico y de las Inestabilidades de Origen Tribológico en Procesos de Rectificado, Thesis Dissertation, Mondragon University.
- Madariaga J., Mann J.B., Marquinez J.I., Arrazola P.J., Gallego I., Farris T.N., Chandrasekar S., 2009, Wheel-Work Contact Length in Grinding from Temperature Measurements, companion paper in this volume.
- Malkin S., 1984, In-process Control of Thermal Damage During Grinding, *SME International Grinding Conference*, Fontana, Wisconsin, MR84-532.
- Malkin S., Guo C., 2007, Thermal Analysis of Grinding, *Annals of the CIRP*, 56/2: 760-782.
- Malkin S., Lenz E., 1978, Burning Limit for Surface and Cylindrical Grinding of Steels, *Annals of the CIRP*, 27/1: 233.
- Malkin, S., Changsheng G., 2007, Model Based Simulation of Grinding Processes, 2nd European conference on grinding, *Fortschr.-Ber. VDI No.*, - abrasivesmagazine.com
- Maris M., Snoeys R., 1973, Heat Affected Zone in Grinding Operations, *Proceedings of 14th*

International Machine Tool Design and Research Conference.

- Meis F.U., 1980, Geometrische und Kinematische Grundlagen für das Spitzenlose Durchlaufschleifen, Diss. Tech. Hochschule, Aachen.
- Meis F.U., 1981, Geometrische Stabilität beim Spitzenlose Durchlaufschleifen, tz für Metaberbeitung.
- Meyer, B., Wegner, H., Klocke, F., Krajnik, P., 2008, Simulationen der Rundheitsfehler beim spitzenlosen Durchlaufschleifen, Schleifen+Polieren 4/2008, pp. 110-117.
- Miyashita, M., Hashimoto, F., Kanai, A., 1982, Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding, Annals of the CIRP, 31/1:221-223.
- Morgan M.N., Cai R., Guidotti A., Allanson D.R., Moruzzi J.L., Rowe W. , Design and implementation of an intelligent grinding assistant system, International Journal of Abrasive Technology, Vol. 1, 2007, pp.106-135
- Nieto F.J., 1996, Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico de las rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: penetración y pasante, PhD Thesis, E.S.I.I. de San Sebastián, Universidad de Navarra.
- Reeka, D., 1967, On the Relationship between the Geometry of the Grinding Gap and Roundness Error in Centerless Grinding, Ph.D. Diss., T.H. Aachen.
- Rowe W.B., Black S.C.E., Mills B., Morgan M.N.; Qi H.S., 1997, Grinding Temperatures and Energy Partitioning, Proceedings of the Royal Society of London A, 453: 1083-1104.
- Rowe W.B., Yan, L., Inasaki, I., Malkin, S., 1996, Application of artificial intelligence in grinding, Annals of the CIRP, 43: 521-531.
- Rowe, W.B., Allanson, D.R., 1994, Application of Intelligent CNC in Grinding, Compu. Ind., 31, 45-60.
- Rowe, W.B., Allanson, D.R., Pettit, J.A., Moruzzi, J.L., Kelly, S., 1991, Intelligent CNC for Grinding Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B, Journal of Engineering Manufacture, 205/B4:233-239.
- Rowe, W.B., and Richards, D. L., 1972, Geometric Instability Charts for the Centerless Grinding Process, J. Mech. Eng. Sci., 14/2: 155–158.

- Rowe, W.B., Barash, M.M. and Koenigsberger, F., 1965, Some Roundness Characteristics of Centerless Grinding, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, 5:203–215.
- Rowe, W.B., Bell, W.F.; Brough, D., 1986, Optimization studies in high removal rate centreless grinding, *CIRP Annals*, 35/1: 235-238.
- Takasu, S., Masuda, M., 1988, Heavy Duty Centerless Grinding for Multi-diameter Shafts, *Annals of the CIRP*, 37/1:323-326.
- Takazawa K., 1964, The Theory and Method of Measuring the Temperature in Ground Surfaces – Theoretical Analysis of Grinding Temperatures (1st Report), *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, 30: 851.
- Tönshoff, H.K., Peters, J., Inasaki, T., Paul, T., 1992, Modelling and Simulation of Grinding Processes, *Annals of the CIRP*, 41/2: 677-688.
- Xiao, G., Malkin, S., 1996, On-line optimization for internal plunge grinding, *Annals of the CIRP*, 45/1: 282-292
- Zhou, S.S., Gartner, J.R., Howes, T.D., 1996, On the Relationship between Setup Parameters and Lobing Behavior in Centerless Grinding, *Annals of the CIRP*, 45/1: 341-346.
- Zhou, S., Petrosky, G.C., 1997, Improving Workpiece Roundness through Centerless Grinding Cycle Optimization, *Annals of the CIRP*, 46/1:217-222.

FIGURE CAPTIONS

Figure 1: Centerless infeed (a) and through-feed (b) configurations

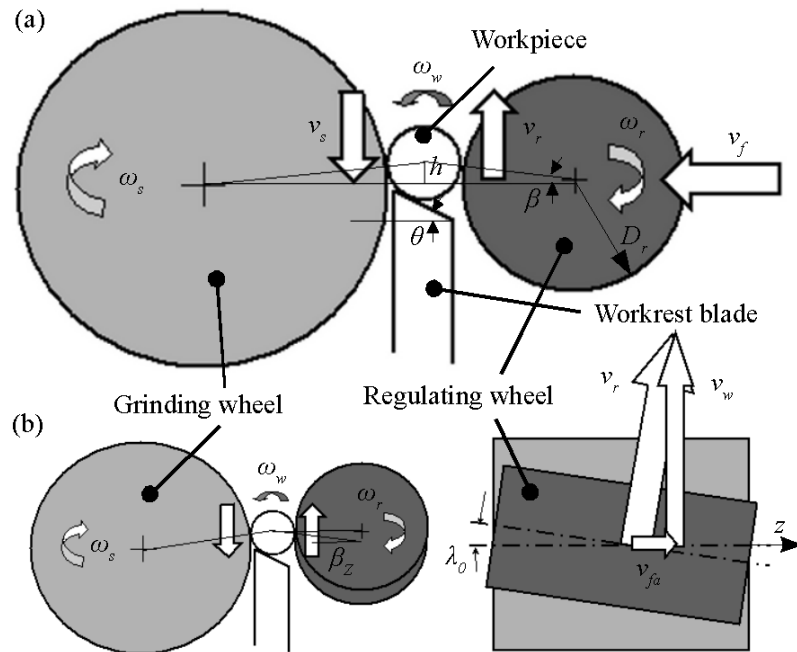


Figure 1: Centerless infeed (a) and through-feed (b) configurations

Figure 2: SUA Optimization approach structure

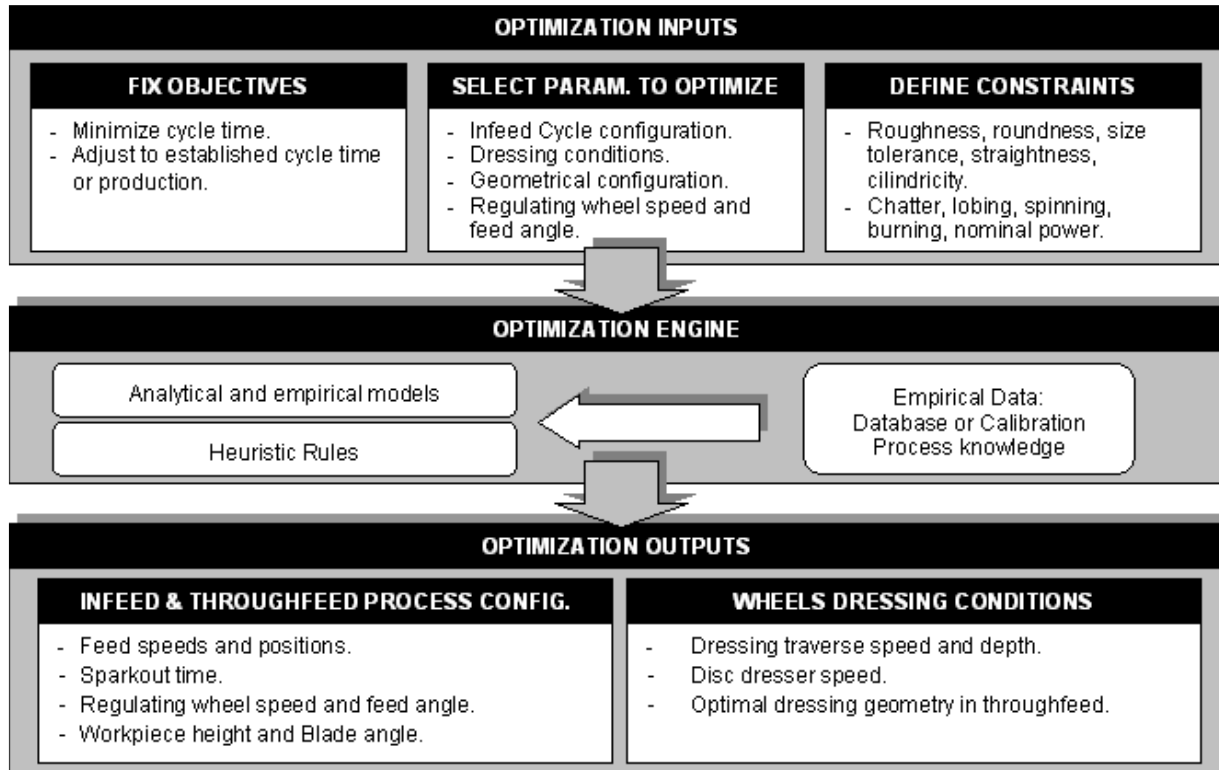


Figure 2: SUA Optimization approach structure

Figure 3: Geometric lobing stability map

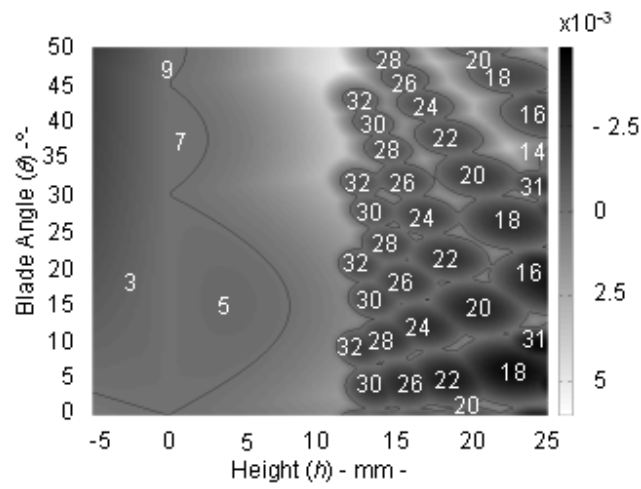


Figure 3: Geometric lobing stability map

Figure 4: Chatter stability map

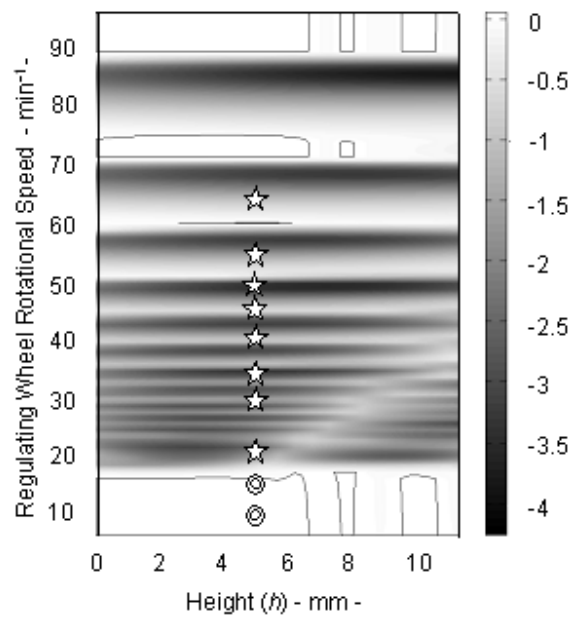


Figure4: Chatter stability map

Figure 5: Comparison of dynamic response of the machine for different regulating wheels.
Comparison of dynamic response of the machine for different normal forces (preloads).
Chatter stability maps for two different regulating wheels and same normal force (preload)

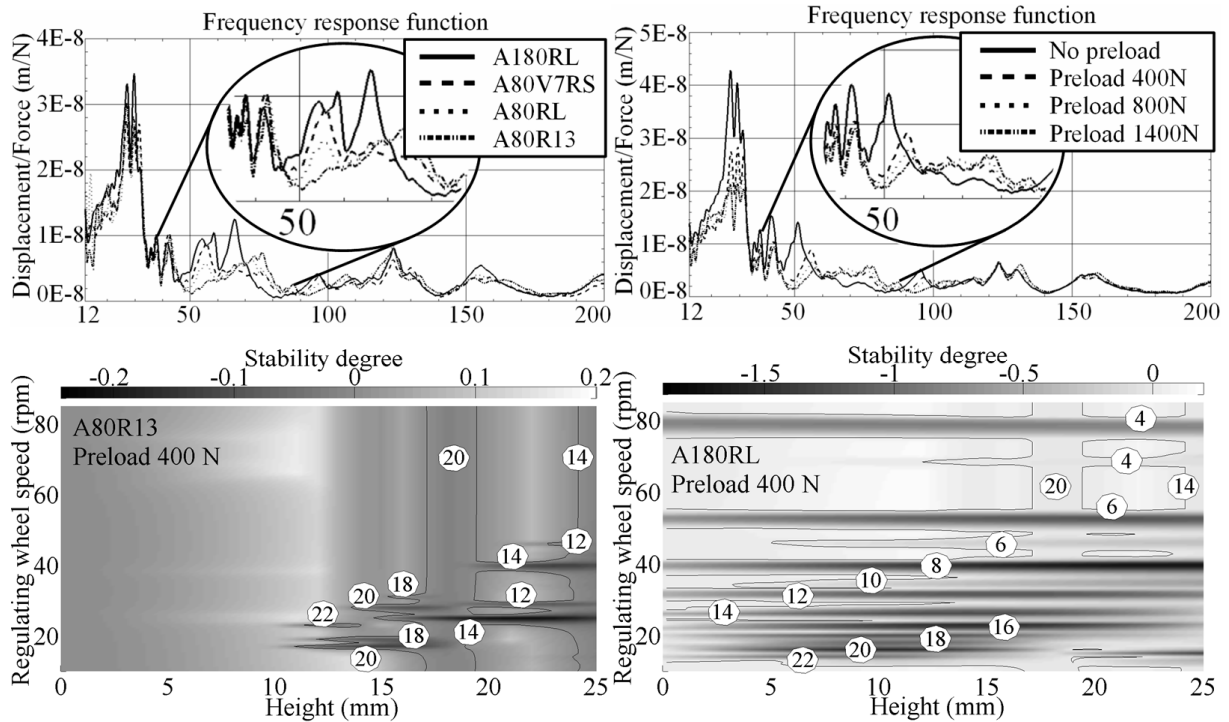


Figure 5: Comparison of dynamic response of the machine for different regulating wheels.
 Comparison of dynamic response of the machine for different normal forces (preloads). Chatter
 stability maps for two different regulating wheels and same normal force (preload)

Figure 6: Description of time-domain simulation model and procedure

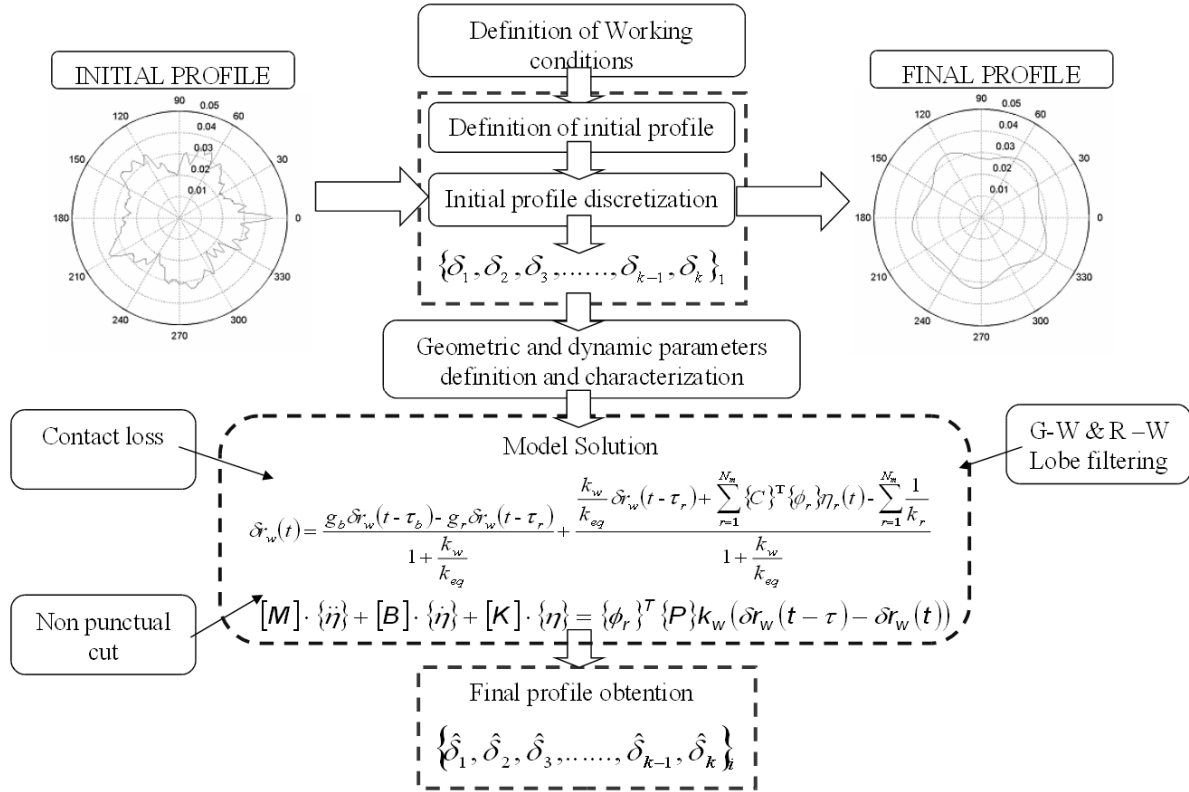


Figure 6: Description of time-domain simulation model and procedure

Figure 7: Time domain dynamic simulation. Comparison of roundness error and force evolution during the same infeed cycle for a workpiece with two different initial roundness errors (A, B) and effect of lobe filtering effect due to geometrical interferences (B, C).

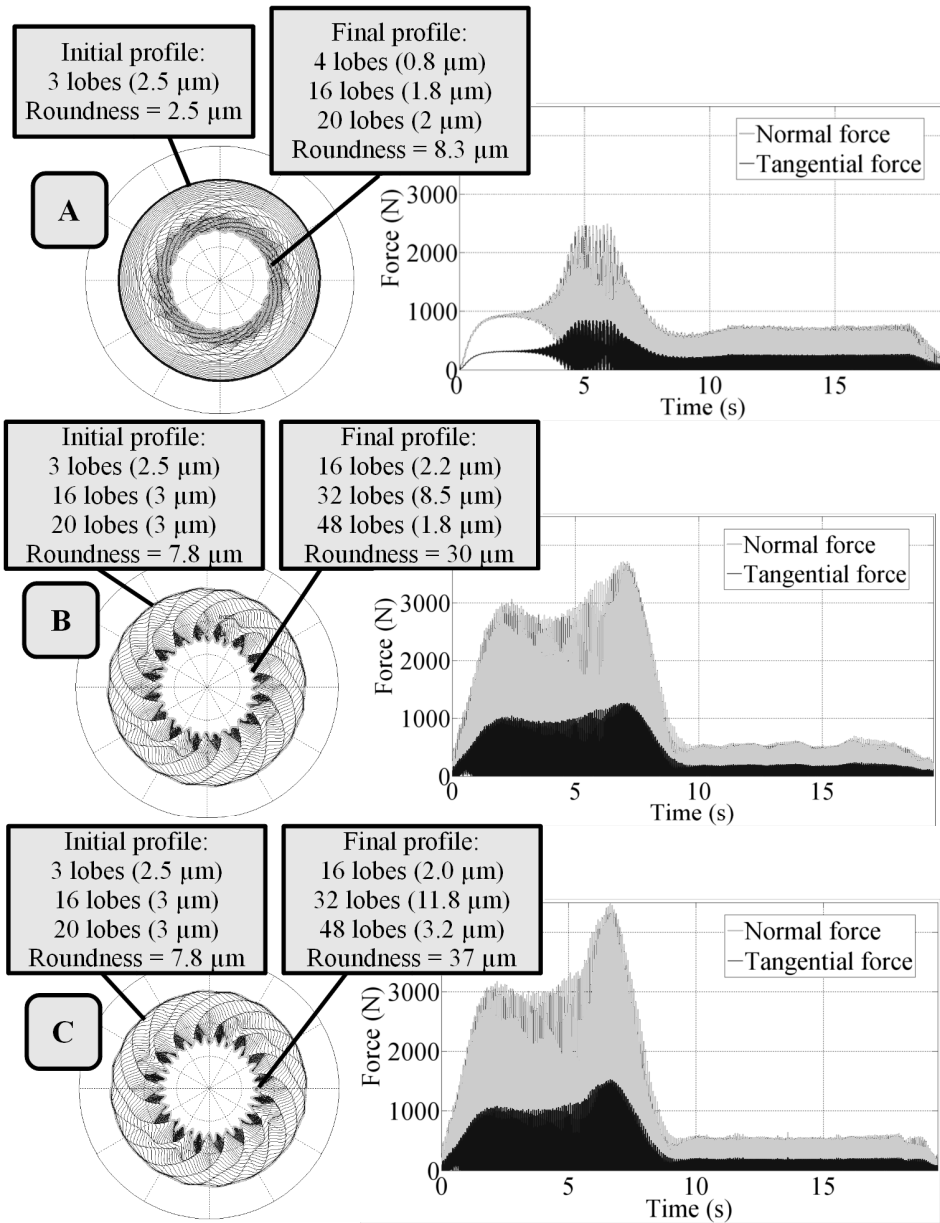


Figure 7: Time domain dynamic simulation. Comparison of roundness error and force evolution during the same infeed cycle for a workpiece with two different initial roundness errors (A, B) and effect of lobe filtering effect due to geometrical interferences (B, C).

Figure 8: Thermal damage for different configurations of regulating wheel speed and feed

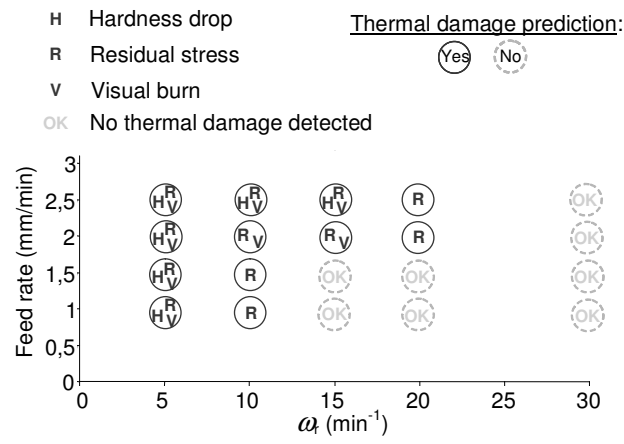


Figure 8: Thermal damage for different configurations of regulating wheel speed and feed

Figure 9: Infeed process optimization algorithm

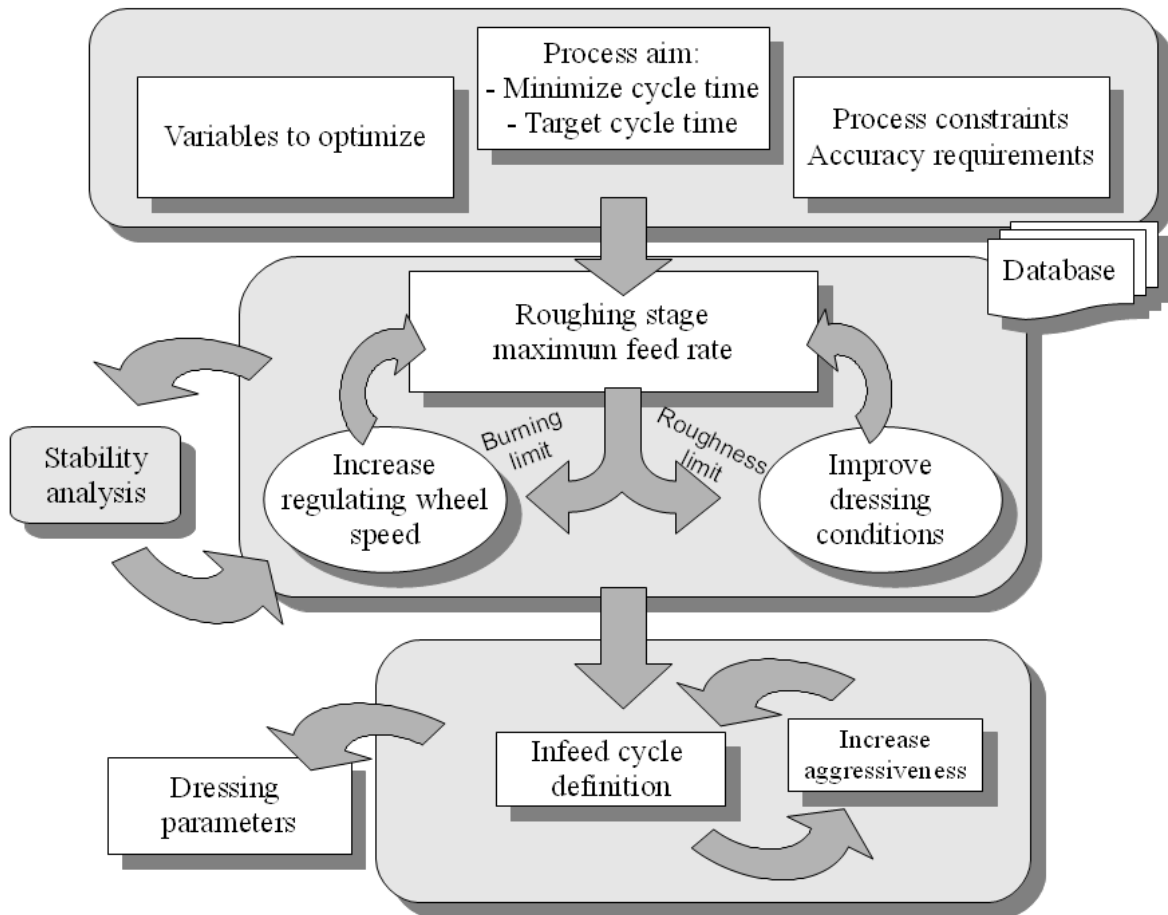


Figure 9: Infeed process optimization algorithm

Figure 10: Through-feed global stability chart

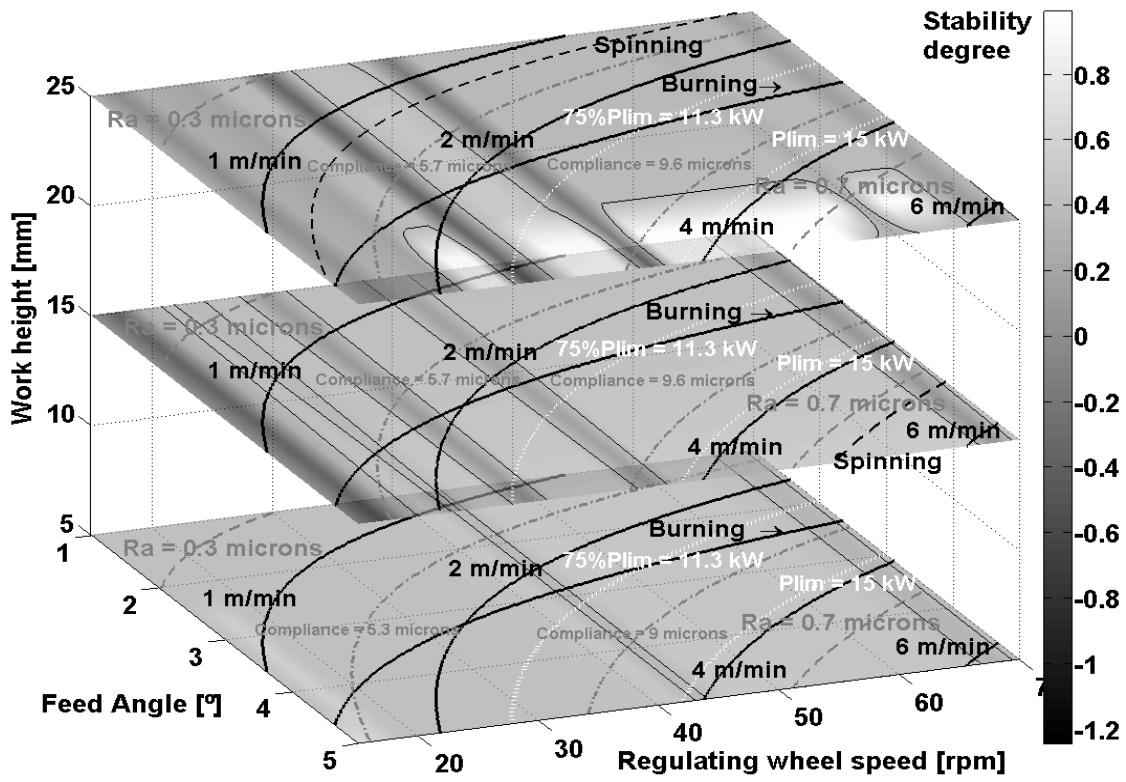


Figure 10: Through-feed global stability chart

Figure 11: Through-feed process geometric stability chart

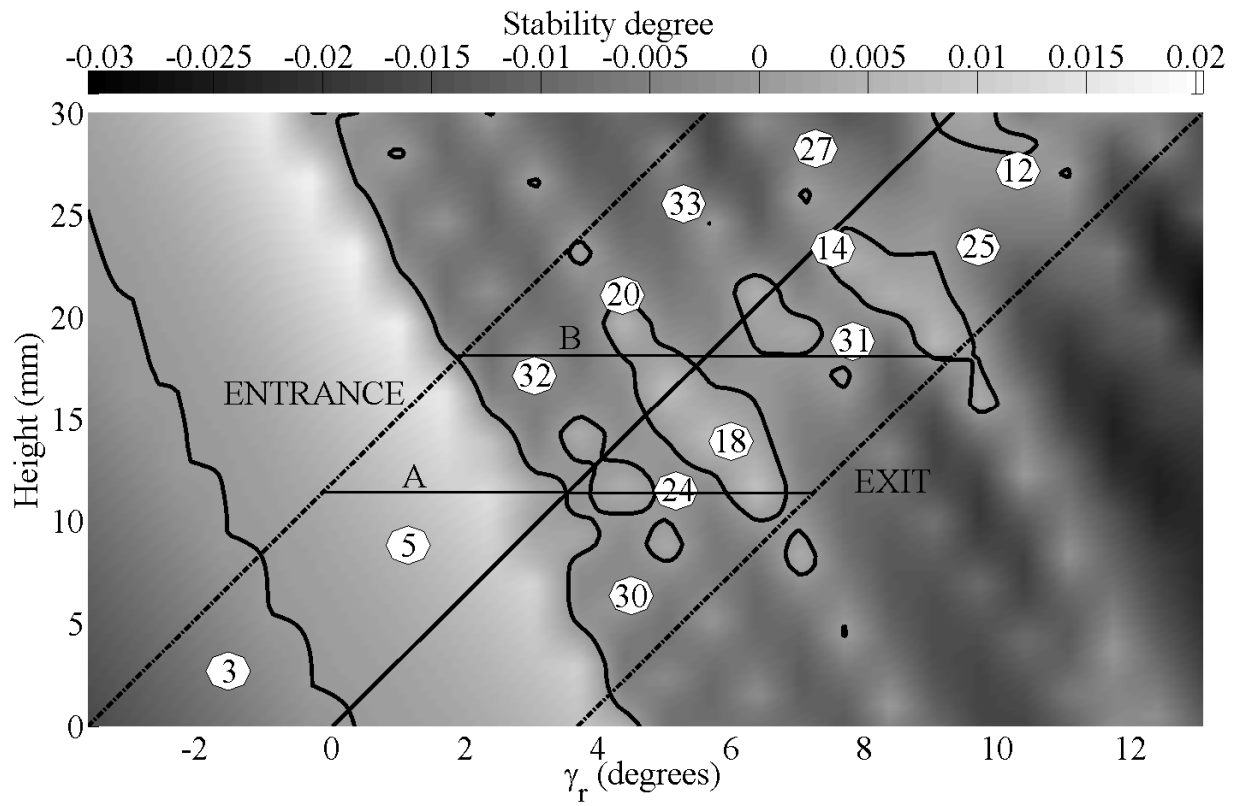


Figure 11: Through-feed process geometric stability chart

Figure 12: Through-feed process optimization algorithm

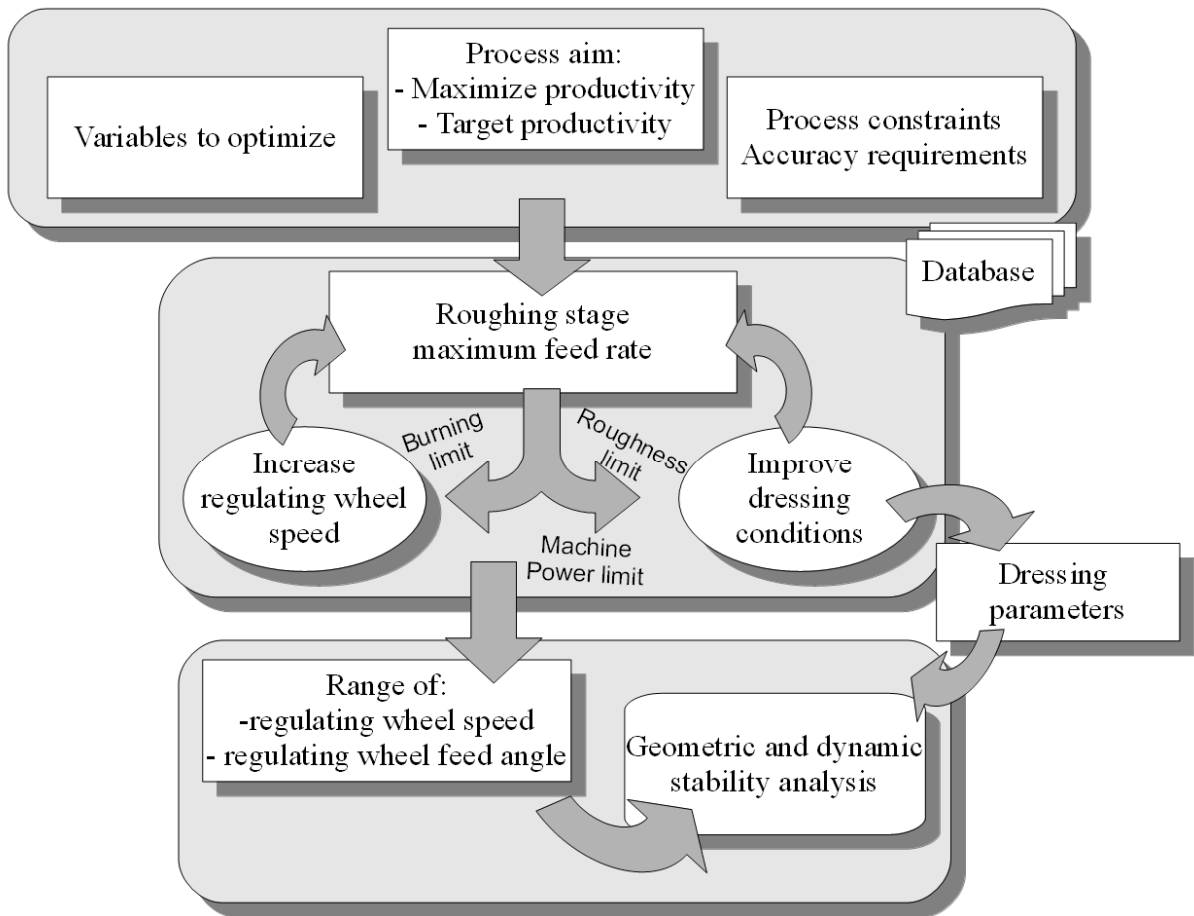
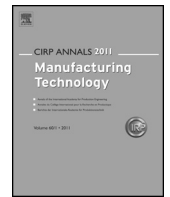


Figure 12: Through-feed process optimization algorithm

Capítulo 12

Stability Analysis and Time Domain Simulation of Multiple Diameter Parts During Infeed Centerless Grinding

En este artículo se presentan los avances realizados en torno al análisis de estabilidad y simulación temporal del ciclo de rectificado sin centros en *plongée* de piezas multi-diámetro. Primero se presenta un particular análisis de la influencia sobre el mecanismo y estabilidad rotacional de la distribución de apoyos de la pieza en regla y muela reguladora, presentándose los resultados mediante nuevos mapas de estabilidad que combinan velocidad de avance frente a la distribución de apoyos de la pieza o el coeficiente de fricción en muela rectificadora. En segundo lugar se presenta un modelo de simulación temporal que permite predecir el resultado medio en cuanto a evolución de fuerzas, potencia o deflexión de máquina y el resultado particular para cada diámetro de pieza en cuanto a la evolución del error de redondez, rugosidad, diámetro e integridad superficial (dañado térmico). Se demuestra experimentalmente la importancia del factor de distribución de los apoyos sobre la estabilidad rotacional y la necesidad de combinar el análisis de estabilidad con el modelo temporal para optimizar la puesta a punto y aumentar la productividad en aplicaciones de piezas multi-diámetro.



Stability analysis and time domain simulation of multiple diameter parts during infeed centerless grinding

D. Barrenetxea^{a,*}, J. Alvarez^a, J. Madariaga^b, I. Gallego^{(2)c}

^aIdeko-IK4, Elgoibar, Basque Country, Spain

^bTekniker-IK4, Eibar, Basque Country, Spain

^cMondragon Goi Eskola Politeknikoa, Arrasate, Spain

ARTICLE INFO

Keywords:
Centerless grinding
Simulation
Multiple diameter

ABSTRACT

Multiple diameter part applications cope a relevant percentage of infeed centerless grinding operations. Nevertheless, general stability analysis and process optimisation has been mainly investigated for mono-diameter parts. This paper presents a time domain simulation software developed for multiple diameter parts that allows the simulation of average and particular evolution of process forces, power, machine deflections, thermal behaviour, real part diameter and roughness. First, a work rotation stability analysis is carried out. Then, with the use of both the stability analysis and the infeed cycle simulation, optimized process parameters and cycles are defined in order to increase process productivity.

© 2011 CIRP.

1. Introduction

One of the main characteristics of centerless grinding is that the rotation of the workpiece is controlled by the regulating wheel. When machining multiple diameter parts, the workpiece is in contact with the regulating wheel at several segments. Because of this, a special workpiece rotational motion mechanism is generated: the rotation is controlled in one of the part diameters and other diameters slip relative to the regulating wheel. The number of different diameters determines the number of rotation controlling segments that can appear in practice, each of them with its corresponding workpiece rotational speed (see Fig. 1).

This varying rotational behaviour is responsible for several instabilities that can end up deteriorating grinding accuracy and productivity in multiple-diameter centerless grinding, such as:

- Flat band (initial roundness error on workpiece scored by initiation of grinding without work rotation).
- Jumping (caused by an upward frictional force at both the largest and middle diameter's rotational speed).
- Alternative rotational motion at the transition areas between stationary rotational speeds corresponding to different diameters.
- Spinning (which occurs when the workpiece rotation suddenly speeds up towards the peripheral velocity of the grinding wheel due to an insufficient retention force of the regulating wheel).
- Non-uniform wear of the regulating wheel due to the relative slippage (which can generate different kind of problems depending on the geometry and support of the part: spinning, non-uniform rotation, out of roundness, taper, etc).

Therefore, the optimal definition and set-up of the infeed cycle for multidiameter parts is first dictated by the work rotational motion and its stability. Then it involves an overall and particular (for each diameter) analysis regarding other characteristic instabilities and restrictions of the process: geometric lobing, dynamic stability, surface finish, size tolerances, final roundness, power consumption and thermal damage. Finally, the different dimensional and finishing tolerances at the ground diameters have to be taken into account, which implies the need of a different procedure to define the grinding cycle and process set-up as compared to single diameter parts.

In the present work an approach is proposed to define optimized parameters and cycles for increased productivity processes through the combination of both work rotation stability analysis and time domain simulations of the infeed cycle.

2. Work rotation stability

2.1. Mono diameter parts

Work rotation-driving stability has been deeply investigated and clearly stated by Hashimoto [1,2]. In these works, the self rotating factor regarding to flat band and upper critical grinding force causing the spinners were defined. Influence of main set-up parameters like blade and center height angles was also clarified. Due to the relevance of regulating wheel friction coefficient in the stability and in the accuracy of the stability analysis, an extensive experimental work was carried out where friction values for different type of regulating wheels and working conditions were obtained. The effect of wear characteristics of regulating wheels on the grinding performance was also studied. Finally, guidelines for safe operations and to improve the grinding accuracy were provided.

Gallego [3] applied the same approach for the global stability analysis of infeed centerless grinding. Hashimoto [4] and

* Corresponding author.

Rotational control condition	$V_{\text{workpiece}}$ $V_{\text{reg.wheel}}$	$F_{\text{retention}}$ $F_{\text{acceleration}}$
Rotational control at largest diameter		
Rotational control at middle diameter		
Rotational control at smallest diameter		

Fig. 1. Relative peripheral speeds and frictional forces working on workpiece from regulating wheel depending on the rotation control diameter.

Barrenetxea [5] implemented them in the optimization of set-up conditions for infeed and throughfeed respectively.

2.2. Multiple diameter parts

The rotational motion mechanism of workpieces with two different diameters was analyzed and clarified by Suzuki [6] and Hashimoto [7]. These authors pointed out that during the infeed cycle the same number of rotation controlled speeds as the number of different diameters can exist. Due to kinematic disposition, lower speeds are associated to larger workpiece diameters, so at the beginning of the infeed cycle the larger diameter is the one controlling the rotation. As infeed speed and grinding force increases during cycle the rotational control transfers from larger to smaller diameters (Fig. 1). The authors also contributed with the definition of an upper critical grinding force for the rotation mode from largest to smallest diameters and, as it was previously solved for mono-diameter parts, the self rotating factor governing the flat band and the upper critical grinding force which causes the spinners. Results were presented in diagrams where the influence of the workpiece shape factor and the grinding force on the rotational motion behaviour was represented. Also, the existence of the non-uniform alternative rotational motion phenomena at the transition areas between rotation modes corresponding to different diameters and the necessity to avoid them in order to achieve a stable and accurate process was experimentally shown.

Takasu [8] identified the occasional jumping motion of the workpiece, caused by an upward frictional force applied by the regulating wheel at the segments in which the peripheral speed of the workpiece is lower than that of the regulating wheel. This can only occur at the largest and the middle diameter rotation speeds (Fig. 1). The author formulated analytically the generalized rotational stability problem for multiple diameter parts and defined the criteria for the stable grinding condition without jumping. Similar diagrams to those by Suzuki and Hashimoto were presented including the jumping phenomena. Takasu represented the influence of grinding force ratio and feed speed (grinding force) on the rotational motion behaviour and recommended using of small center height angles and soft grade grinding wheels (which larger grinding force ratios) in order to prevent jumping. However he did not take into account the negative effect of large grinding force ratios in spinning phenomena (Fig. 2).

2.3. Analytical solution of rotational motion and stability for multiple diameter parts. Developed tool

In this paper the same approach as in previous works in the literature [6–8] has been used to solve the generalized rotational stability problem.

Next, a work rotational motion and stability analysis tool has been developed. The flexibility of this tool allows simulating any kind of process configuration regarding number of different diameters, parts materials, grinding and regulating wheel type, distribution of supports or dressing conditions. Regulating wheel,

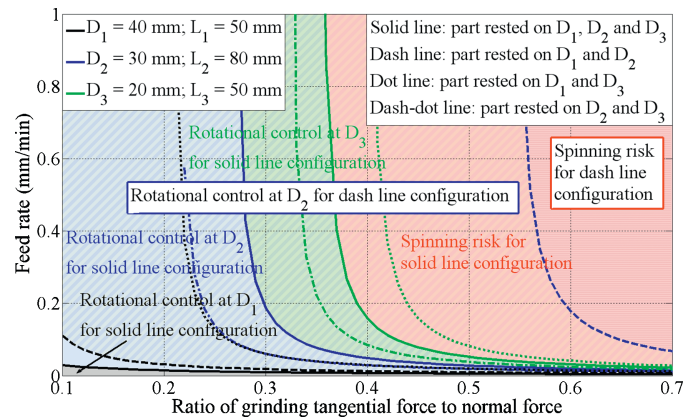


Fig. 2. Work rotational motion and stability analysis.

blade and grinding wheel friction coefficients are defined using the guidelines and values from previous works [1–3].

2.4. Rotational stability analysis. Applications and example

It has been observed in many real applications of multiple diameter parts that depending on the existing slippage and wear problems, the combination of different hardness regulating wheels is adopted or that work rotation stability is improved by means of a redesign of the distribution of workpiece resting on the blade and the regulating wheel, even by totally eliminating one of the supports. Diagrams presented by previous authors, where the influence of the workpiece shape factor and the grinding force on the rotational motion behaviour is shown, are not of practical use to analyze this issue. On the contrary those which represent the influence of grinding force ratio and feed speed could be considered more effective due to the high influence of grinding force ratio on the rotational motion stability and the uncertainty and variation of these parameters in real grinding applications.

One of the proposed diagrams in this work is presented in Fig. 2, where the rotational motion for four different resting configurations is analyzed in a part with three ground diameters for different grinding force ratios and feed speeds.

First configuration corresponds to the three segments of the part resting on the blade and regulating wheel. Each solid line of the figure (D_1 in black, D_2 in blue and D_3 in green) represents the transition line from one rotational mode to another between consecutive diameters. At the grey area the rotational motion is governed by the largest diameter, D_1 . At the blue area the rotational motion is controlled by the middle diameter, D_2 . At the green area the rotational motion is governed by the smallest diameter D_3 and this would be the only region free from spinning and without risk of jumping. At the red area above D_3 solid black line spinning would occur.

Same interpretation is applied for the other three possible configurations. The one where the part rests on D_1 and D_2 (dash lines) has the lowest spinning risk out of the four configurations and where risk of jumping rarely exists.

A complimentary diagram is also proposed to represent the influence of part support distribution and the feed speed, which is explained in more detail in Section 4 (Fig. 4).

3. Time domain multiple diameter simulation

An analysis of process characteristics instabilities and restrictions, such as geometric lobing, surface finish, size tolerance and roundness, power consumption or thermal damage, has to be carried out to define the optimal configuration of process parameters and grinding cycle. To that end, a time-domain approach has been devised to simulate the evolution of these restrictions for multiple diameter parts.

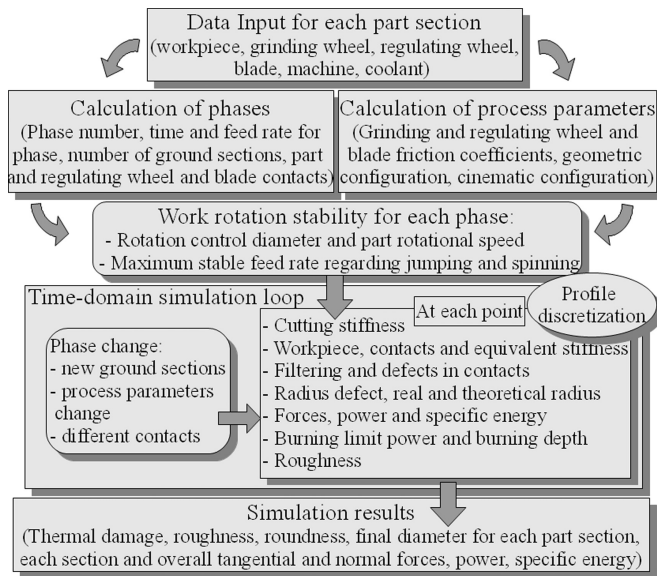


Fig. 3. Diagram of process simulation of multiple diameter parts.

This approach is based on the previous work presented by Gallego [3] and Barrenetxea [5] for monodiameter parts, whose simulation models have been adapted to multiple diameter parts.

The approach follows the diagram shown in Fig. 3, where process results are calculated by means of a time domain simulation loop based on the part profile discretization. Part radius defect, tangential and normal forces, cutting and equivalent stiffness, thermal damage, limit power, etc. are obtained at each point taking into account the input data. Total flexibility allows to simulate any kind of process configuration regarding number of different diameters, parts materials, grinding and regulating wheel type, distribution of supports, dressing conditions, feed speeds, etc.

Compared with defining grinding cycles for single diameter parts, one of the main differences when doing so for multi-diameter parts is that it is necessary to divide the cycle in phases or stages, taking into account any change of process parameters such as feed rate, the number of stocks that are ground at every moment (in case of different stocks for each section of the part), or the contacts of the part sections with the regulating wheel and the blade.

Once the cycle time is divided in the mentioned phases and process parameters such as friction coefficients are defined, the work rotational analysis is carried out for each phase. The rotation controlling diameter is equated and its rotational speed is calculated, as well as the maximum allowable feed rate free from jumping and spinning instabilities.

Next step involves a time-domain simulation in which process parameters are recalculated at each discretized point. In case of change of cycle phase/stage, parameters such as contact stiffness, workpiece stiffness or equivalent stiffness are recalculated for the new configuration.

Every change affects the overall result: total force, power, machine deflection, etc. and will be translated in a particular way to each section of the workpiece so roughness, roundness, size tolerance and burning depth of the different surfaces of the part can also be obtained.

4. Experimental validation

4.1. Experimental data

The experimental validation has been carried out grinding a 3 diameter railway axle part with a centerless grinder Estarta E327FDA. The part has two sections that are ground at the same time so the simulation can be carried out taking into account three sections where only two of them are ground (D_1 and D_2). Process parameters are shown in Table 1.

Table 1
General process parameters for the experimental validation.

Part geometry		
Section 1	Section 2	Section 3
$D_1 = 165$ mm	$D_2 = 130$ mm	$D_3 = 200$ mm
$l_1 = 50$ mm	$l_2 = 180$ mm	$l_3 = 1200$ mm
Part data		
Material: 42CrMo4 hardened to 50 HRC		
Grinding wheel Unesa 4MBA60L7 at 35 m/s	Regulating wheel Manhattan A80R13 at 6 rpm	

4.2. Rotational motion analysis

First, rotational motion analysis has been carried out to verify the influence of part resting distribution and the possibility or benefits of adopting another configuration other than resting the part in the whole two sections. This distribution has been defined as the ratio of length of involved sections that rest on regulating wheel and blade l_1/l_2 .

As shown in Fig. 4, different areas denote the diameter of the part that governs the rotational motion and the maximum allowable feed rate without risk of spinning for different support ratios can be identified. In general, green areas correspond to configurations where D_2 is the governing diameter, blue areas correspond to rotation control by D_1 and red areas correspond to configurations where spinning instability can appear.

In this example, different vertical zones can be remarked. First, the zero ratio corresponds to the part supported only on section 2. The maximum feed rate for this configuration is 0.6 mm/min and once surpassed spinning would appear. On the other hand, a ratio of infinite corresponds to the part supported only on section 1. D_1 controls the rotational motion in this case and there is no limit for the feed rate. Ratios between 4 and 16 are also governed by D_1 but jumping risk is present in these configurations and the feed rate limit varies along the whole range. The area between ratios 0.3 and 4 has an initial region with D_1 controlling the rotation and where jumping risk exists, a second region governed by D_2 and a third region over the feed rate limit denoting spinning risk.

A first conclusion from the above analysis could dictate resting only in section 1 as the optimal option to avoid both spinning and jumping problems. In this case the configuration of the process was imposed and the part was rested only in section 2. Main reason was that the length of section 2 is 180 mm against 50 mm for section 1, so less regulating wheel wear and a more productive process would be achieved once stability is guaranteed.

4.3. Infeed cycle configuration

The infeed cycle configuration used in the experimental validation is shown in Table 2. The maximum feed rate was

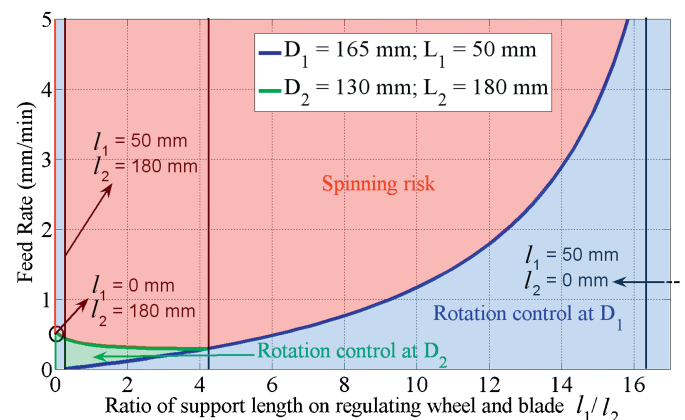


Fig. 4. Rotational motion analysis of experimental validation.

Table 2
Infeed cycle configuration for the experimental validation.

Infeed cycle configuration		
Position (mm)	Feed rate (mm/min)	Time (s)
0.17	0.4	12
0.09	0.2	21
0.02	0.1	12
0	0	10
Geometric configuration		
	Workheight (mm)	Blade angle (°)
	4	30
Dressing parameters		
	Feed (mm/min)	Depth (mm)
Grinding wheel	300	0.02
Regulating wheel	70	0.02

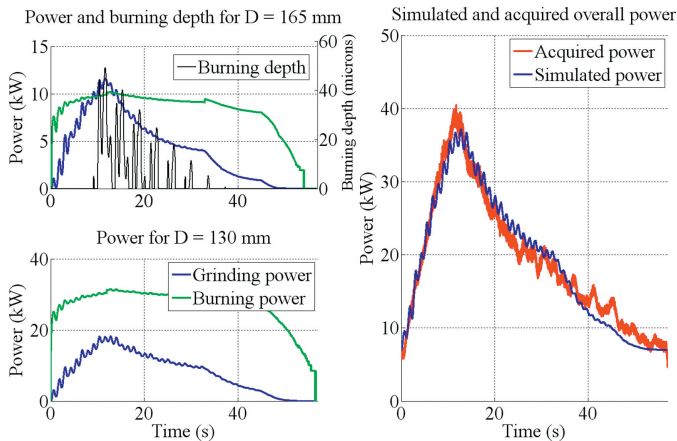


Fig. 5. (a) Simulated grinding and burning power for both part diameters. (b) Comparison of simulated and acquired overall power.

Table 3
Comparison of required, obtained and simulated results.

	Required		Simulated		Obtained	
	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2
Cycle time (s)	90		55		55	
Roughness (μm)	2.50	1.25	1.5	0.8	1.367	0.796
Size tolerance (μm)	80	27	25	15	21	12

computed in order to avoid spinning. Once the cycle configuration was defined, several tests were performed and results were compared with the output of simulations. In Fig. 5, the simulated grinding and burning limit power are shown for both diameters.

Fig. 5 also shows a comparison between simulated and acquired overall power, where a good correlation of the signals can be appreciated. The simulated overall power is the power sum of both diameters and the idle power.

Finally, in Table 3 a comparison of simulated and acquired results of roughness and size tolerances is shown for both diameters of the workpiece.

5. Conclusions

In summary, the contributions of this work to the state of the art are:

1. A general work rotation analysis procedure for centerless grinding of multidiameter parts has been developed. The definition of different configurations for part support on regulating wheel and blade has been remarked instead of analyzing the shape factor of the part geometry. This way the rotational motion stability can be presented regarding feed rate against grinding wheel friction coefficient or part support distribution.
2. A time domain simulation has been devised that predicts process parameters evolution, such as grinding forces or specific energy and final results such as roughness, roundness or size tolerances for each section of the part.
3. The combination of work rotation analysis and time domain simulations allows to establish the criteria for the set-up optimization of the centerless grinding process of multi-diameter parts.

References

- [1] Hashimoto F, Lahoti GD, Miyashita M (1998) Safe Operations and Friction Characteristics of Regulating Wheel in Centerless Grinding. *Annals of the CIRP* 47(1):281–286.
- [2] Hashimoto F (2000) Effects of Friction and Wear Characteristics of Regulating Wheel on Centerless Grinding. *Abrasives Magazine* 8:8–15.
- [3] Gallego I. (2007) Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design. *CIRP Annals* 56(1):347–352.
- [4] Hashimoto F, Lahoti GD (2004) Optimization of Set-up Conditions for Stability of the Centerless Grinding Process. *CIRP Annals Manufacturing Technology* 53(1):271–274.
- [5] Barrenetxea D, Álvarez J, Marquinez JI, Madariaga J, Muguerza Perelló I, Gallego I (2010) New Models and Global Stability Charts to Avoid Principal Instabilities and Constraints in Throughfeed Centerless Grinding. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 132. 011014.
- [6] Suzuki N, Hashimoto F, Kanai A, Miyashita M (1978) Study on Rotational Behaviour of Multiple Diameter Workpiece during Centerless Grinding; Memorories of Faculty of Tech. *Tokyo Metropolitan University* 28:2661–2673.
- [7] Hashimoto F, Yoshioka J, Ohtsu M, Kato Y, Miyahita M (1979) Rotational Motion of Workpiece with Two Different Diameters During Centerless Grinding. *Bull JSPE* 45(5):579–584.
- [8] Takasu S, Matsuda M (1988) Heavy Duty Centerless Grinding for Multi-diameter Shafts. *Annals of the CIRP* 37(1):323–326.

Capítulo 13

Resumen de resultados, conclusiones y líneas futuras

13.1 RESUMEN DE RESULTADOS Y APORTACIONES AL ESTADO DEL ARTE

Las principales aportaciones con respecto al estado del arte son las siguientes:

- ✓ Modelización dinámica general en el dominio de la frecuencia $f(\text{Hz})$:
 - Nuevos modelos para *plongée* y pasante que representan con fiabilidad los mecanismos de regeneración geométrica y dinámica del proceso y el efecto de todas las variables del proceso sobre dichas inestabilidades mediante una resolución en Laplace que permite representar el grado de estabilidad de cada configuración. Contrastación experimental. Caracterización de la dependencia de la rigidez equivalente del proceso, rigideces de contacto, rigidez de máquina, flexibilidad residual y precarga de máquina. Implementación de funciones de filtrado de lóbulos por interferencia en ambas muelas, añadiendo al término de longitud de contacto geométrica el término de contacto rugoso y deformación elástica de muelas según [Marq08]. Caracterización de diferentes referencias de muelas con el fin de calcular su influencia en la respuesta dinámica (a través de la flexibilidad residual) y en el fenómeno de filtrado por interferencia, logrando así una mayor fiabilidad en la determinación del número máximo de lóbulos.

- Definición y establecimiento de un ratio de crecimiento de *chatter* para operación en pasante a partir del análisis de estabilidad a lo largo del ancho de muela que representa el grado de estabilidad medio que se emplea en los los nuevos mapas de estabilidad desarrollados, donde pueden combinarse el análisis de estabilidad frente a cualquier tipo de variable principal. Entre estos, destacan los mapas de estabilidad en los que se puede realizar un análisis general de estabilidad frente a las dos principales variables que determinan la productividad del proceso, velocidad de giro de pieza y ángulo de avance.
- Nueva metodología de resolución de la ecuación característica en el dominio de la frecuencia e implementación de Levenberg-Marquardt según [Marq08] obteniendo una determinación de raíces más fiable, rápida y precisa.
- ✓ Modelización dinámica general en el dominio del tiempo $f(t)$:
 - Desarrollo de nuevos modelos no lineales de evolución del defecto de radio y del error de redondez con planteamiento y resolución en el dominio del tiempo, incluyendo una completa caracterización del proceso además de las no linealidades: simulación, análisis y contrastación experimental de los efectos de error de redondez inicial de la pieza, matado de chispa, pérdidas de contacto, filtrado de lóbulos debido a fenómenos de interferencia, efecto de la caída de la pieza debido a la constante reducción de radio que sufre la pieza en el rectificado en penetración y duración del tiempo de ciclo.
- ✓ Modelización dinámica en el dominio del tiempo $f(t)$ con variación de velocidad de giro de pieza:
 - Primeros modelos de la bibliografía de simulación dinámica temporal de ciclos de *plongée* con adición y capacidad de simulación de cualquier tipo de señal o estrategias de velocidad giro de pieza variable a partir del modelo dinámico general $f(t)$.
 - Viabilidad experimental del método de velocidad variable para la forma de trabajo en *plongée* y pasante tanto para operaciones de desbaste como de acabado, sin aparición de marcas ni efectos torsionales en la pieza identificadas como limitantes para operaciones de acabado en rectificado cilíndrico.
 - Comparativa de la eficacia de diferentes tipos de señal en la eliminación de vibraciones autoexcitadas; triangular, sinusoidal y alterna.
 - Determinación de la relevancia de la selección de la amplitud y frecuencia adecuadas para la óptima mitigación de vibraciones con esta técnica a través de contrastación teórica y experimental.

- ✓ Desarrollo de modelos para la simulación y análisis de la estabilidad rotacional en piezas multi-diámetro:
 - Aportaciones a la herramienta para el análisis de estabilidad del mecanismo de arrastre en piezas multi-diámetro desarrollada en [Mad09], añadiendo la capacidad de simular cualquier condición de proceso y la distribución de apoyos de pieza.
 - Primera referencia que aborda el análisis y relevancia de la configuración de apoyos de la pieza en la estabilidad del mecanismo rotacional.
 - Nuevos mapas de estabilidad que combinan velocidad de avance frente a la distribución de apoyos de la pieza o el coeficiente de fricción en muela rectificadora.
 - Adaptación a pasante del modelo de estabilidad de arrastre desarrollado en [Mad09] para piezas mono-diámetro.
 - Implementación en mapas de estabilidad global para trabajo en pasante frente a la productividad del proceso.
- ✓ Desarrollo de modelos para la simulación ciclos de *plongée* y trabajo en pasante:
 - Primera ecuación de continuidad de la bibliografía para simulación de ciclo *plongée* basada en un modelo dinámico general $f(t)$.
 - Primera ecuación de continuidad de la bibliografía para simulación de trabajo en pasante $f(t)$.
 - Desarrollo e implementación de modelos que permiten predecir tanto en *plongée* como en pasante la evolución de la energía específica, fuerzas (ajuste exponencial a partir de [Sno74]), potencia y potencia de quemado (según [Malk89], [Mad09]), profundidad de quemado (a partir de [Malk89], [Mad09]), evolución de radio de la pieza, deflexión de máquina, defecto de radio, error de redondez y rugosidad (a partir de [Malk89]).
 - Contrastación experimental. Validación de los modelos. Determinación de la influencia de variables y configuración del proceso de en los resultados finales.
- ✓ Desarrollo de modelos para la simulación de ciclos de *plongée* en piezas multi-diámetro:
 - Primera ecuación de continuidad de la bibliografía para simulación de ciclo *plongée* de piezas multi-diámetro.
 - Desarrollo e implementación de modelos que permiten predecir el resultado medio en cuanto a evolución de fuerzas, potencia o deflexión de máquina y el resultado particular para cada diámetro de pieza en cuanto a la evolución del error de redondez, rugosidad, diámetro e integridad superficial (dañado térmico).

- ✓ Desarrollo de modelos y estrategias de configuración óptimas de ciclos de trabajo tanto para rectificado en *plongée* como en pasante:
 - Análisis de estabilidad y acoplamiento de variables:
 - Análisis general de estabilidad del proceso y de acoplamiento de variables más completo de la bibliografía. Identificación de las principales variables que controlan las inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros (geométricas, dinámicas y de arrastre) y de las limitaciones inherentes al mecanizado abrasivo (fuerzas de rectificado, potencia, temperaturas, daño térmico de pieza, rugosidad, tolerancia diametral, error de redondez rectitud...).
 - Desarrollo de mapas de estabilidad para trabajo en pasante donde se presenta un análisis general de estabilidad (geométrico, dinámico, arrastre, potencia, daño térmico, rugosidad y tolerancia diametral) frente a las dos principales variables que determinan la productividad del proceso, ángulo de avance y velocidad de giro de pieza
 - Desarrollo de algoritmos para la optimización de ciclos:
 - Desarrollo de algoritmos de optimización del proceso para configuración del ciclo de *plongée*, proceso de pasante y condiciones de diamantado basados en el análisis de estabilidad y acoplamiento de variables con las siguientes características:
 - Funciones objetivo posibles: cumplir con una productividad objetivo o minimizar el tiempo de ciclo (maximizar productividad).
 - Posibilidad de definir y optimizar al mismo tiempo el mayor rango de parámetros o variables encontrado en la bibliografía: condiciones de diamantado, altura de pieza, ángulo de regla, velocidad de giro de pieza, ángulo de avance, velocidades y duración de los distintos avances y tiempo de matado chispa.
 - Posibilidad de imponer al mismo tiempo el mayor rango de restricciones de calidad de pieza y estabilidad del proceso encontrados en la bibliografía: tolerancia diametral, redondez, rugosidad, rectitud, cilindricidad, evitar regeneración geométrica, evitar chatter, evitar spinning, evitar quemado, potencia límite de máquina e interferencias entre muela rectificadora y pieza.
 - Primera aproximación hacia la optimización del proceso de piezas multi-diámetro a través de la combinación de un análisis global de estabilidad de arrastre y la simulación del ciclo de *plongée*.
 - Función de definición del ciclo de *plongée*:

- Una primera aproximación, pionera en la bibliográfica, a la configuración de ciclo de *plongée* basada en la tolerancia diametral y tiempo de ciclo requerido en rectificado sin centros.
 - Una segunda aproximación, también pionera en la bibliografía, a la configuración de ciclo de *plongée* basada en la integridad superficial, tolerancia diametral, error de redondez, rugosidad, y tiempo de ciclo requerido en rectificado sin centros.
- ✓ Desarrollo de una herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso mediante la implementación de los modelos y algoritmos desarrollados: SUA (Estarta Set Up Assistant):
- Desarrollo de dos versiones de la propia herramienta (SUA) que guían al preparador de la máquina en la selección de los parámetros óptimos de trabajo.
 - Apartados y características de la primera versión implementada en el CNC de las rectificadoras:
 - Selección de la velocidad de giro de la muela reguladora en función de la relación de velocidades muela rectificadora-pieza.
 - Definición de condiciones de diamantado teniendo en cuenta la anchura de solapado.
 - Selección de altura de pieza, ángulo de regla y ángulo de avance.
 - Definición del ciclo de *plongée* basándonos en la tolerancia diametral de la pieza y el tiempo de ciclo requerido.
 - Consta también de una etapa de calibración de la rigidez de corte y rigidez equivalente del proceso.
 - Apartados y características de la segunda versión implementada en WEB:
 - Un primer apartado de entrada de datos del proceso donde se incorpora una base de datos referente a los diferentes modelos de máquina de Estarta Rectificadora S.Coop., incluyendo la caracterización dinámica de los mismos. Una base de datos de propiedades mecánicas (dureza, energía específica...) y térmicas (conductividad, difusividad...) de las piezas. Otra base de datos de muelas referente también a sus características mecánicas, tribológicas y térmicas. Una base de datos de tipos y tamaños de diamantadores y diamantes.
 - Un segundo apartado de calibración donde, también de forma guiada, se proponen unos ensayos simplificados con el objeto de calibrar los modelos de simulación utilizados.
 - Un tercer apartado de optimización:

- Con posibilidad de seleccionar entre dos funciones objetivo: cumplir con una productividad definida u optimizar el tiempo de ciclo.
- Con posibilidad de definir entre los siguientes parámetros o variables a optimizar: condiciones de diamantado, altura de pieza, ángulo de regla, velocidad de giro de pieza, ángulo de avance, velocidades y duración de los distintos avances y tiempo de matado chispa.
- Con posibilidad de imponer las debidas restricciones de calidad de pieza y estabilidad del proceso en cuanto a: tolerancia diametral, redondez, rugosidad, rectitud, cilindridad, evitar *spinning*, evitar *chatter*, evitar regeneración geométrica, evitar quemado, potencia límite de máquina e interferencias entre muela rectificadora y pieza.
- Un cuarto apartado de simulación capaz de simular cualquier condición de trabajo tanto en *plongée* como en pasante.
- A fin de evitar las principales limitaciones que estos tipos de herramientas tienen para ser transferidos y asimilados por la industria en esta segunda versión se han tenido en cuenta en su desarrollo los siguientes puntos:
 - Cobertura de una amplia gama de aplicaciones por medio de un extenso desarrollo de modelos para el análisis de todas las formas de trabajo e inestabilidades de este proceso.
 - Una continua validación y optimización de modelos y herramientas garantizando un alto grado de consistencia de los resultados en un campo de aplicación tan amplio como sea posible.
 - Reducción de sus costes de uso o tiempo para obtener una solución por medio de la optimización de modelos desarrollados y los algoritmos de optimización.
 - Reducción de los recursos necesarios para calibrar los modelos y formación en su empleo a través de su simplificación y habilitando bases de datos de características de materiales, máquinas y procesos previamente calibrados.
 - Proporcionamiento de ayudas y comentarios para una fácil interpretación de los resultados y toma de decisiones.
 - Simplificación de uso para operadores de máquinas mediante el diseño del mismo tipo de ventanas que se utilizan en el manejo de las máquinas.
 - Proporcionamiento de otras utilidades como el asesoramiento, recomendaciones, una base de datos de operaciones y resultados previos y un motor de búsqueda para cargarlos.

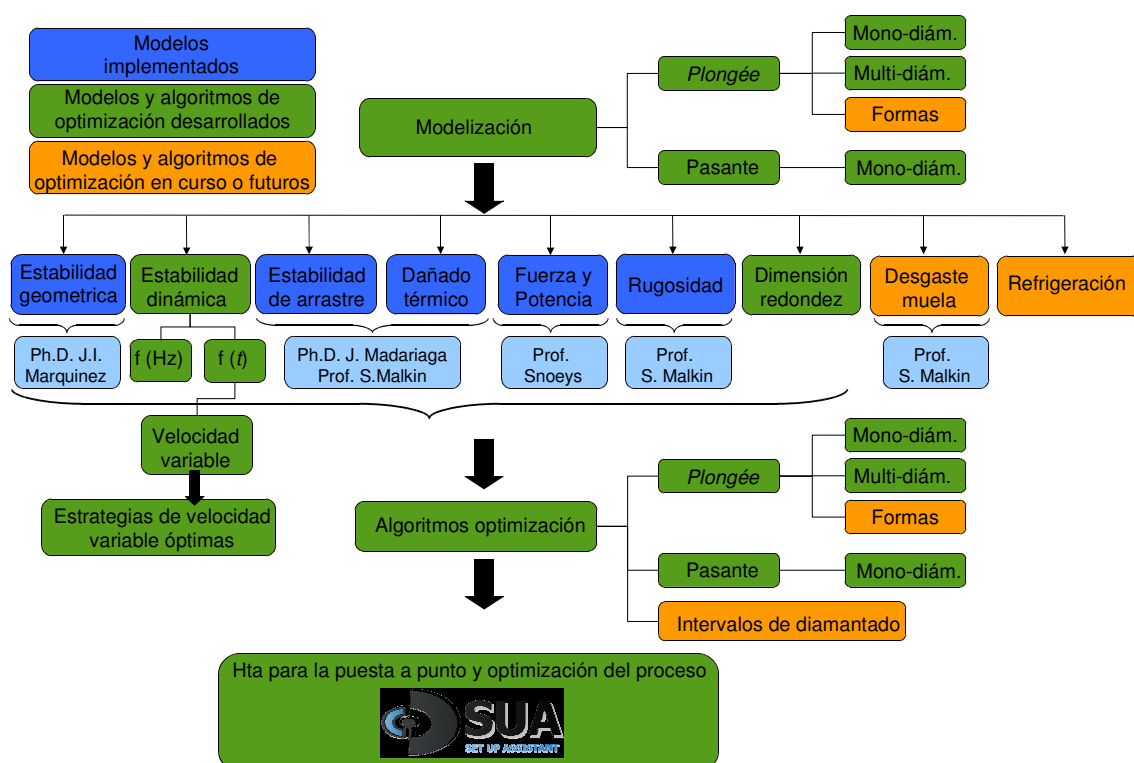


Figura 13.1: Marco de referencia de la presente Tesis en cuanto a desarrollo de modelos de simulación, algoritmos de optimización y herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros.

La Figura 13.1 representa de forma esquemática el marco de desarrollo de la presente Tesis en el ámbito de la modelización, desarrollo de algoritmos de optimización y herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, diferenciando los modelos previos de los que se hace uso o son implementados a los desarrollados en el transcurso de la Tesis y en curso para líneas futuras.

En las páginas siguientes se presentan de nuevo el resumen de resultados de forma esquemática con el apoyo de unas figuras ilustrativas de los modelos de simulación, mapas de estabilidad y algoritmos de optimización desarrollados así como la descripción de la aplicación para la puesta a punto y optimización del proceso con el soporte de unas pantallas de la propia aplicación WEB.

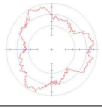
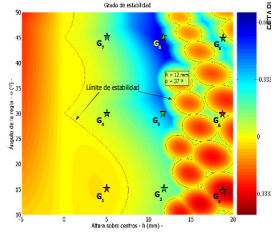
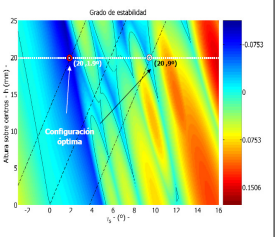
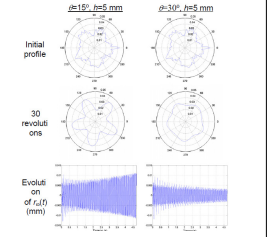
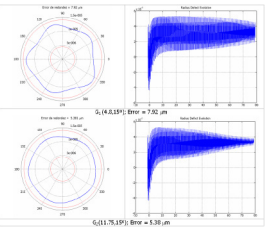

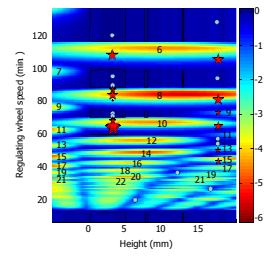
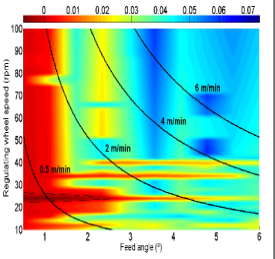
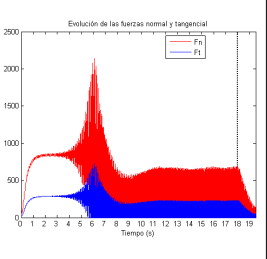
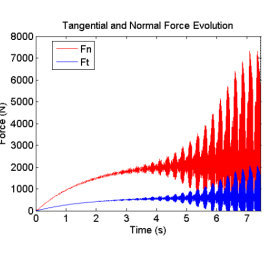
Modelo	Simulación en $f(\text{Hz})$ y $f(\dot{\theta})$ de inestabilidades geométricas. Tesis Doctoral J.I. Marquinez [Marq08]		
Objetivo	Evitar regeneración geoméricamente inestable de perfiles lobulados a través de la configuración del proceso		
Mapas de estabilidad $f(\text{Hz})$		Simulación $f(t)$	
<i>PLONGÉE</i>	PASANTE	<i>PLONGÉE</i>	PASANTE
			
Aportaciones			
Tesis Doctoral J.I. Marquinez [Marq08]			
Modelo	Simulación en $f(\text{Hz})$ y $f(\dot{\theta})$ de inestabilidad dinámica		
Objetivo	Evitar regeneración dinámicamente inestable de perfiles lobulados, <i>chatter</i> , a través de la configuración del proceso		
Mapas de estabilidad $f(\text{Hz})$		Simulación $f(t)$	
<i>PLONGÉE</i>	PASANTE	<i>PLONGÉE</i>	PASANTE
			
Aportaciones simulación $f(\text{Hz})$		Aportaciones simulación $f(t)$	
<p>_ Modelos originales. Resolución en Laplace</p> <p>_ Completa caracterización de proceso. Rigideces, dinámica, muelas.</p> <p>_ Contrastación experimental. Validación de los modelos. Determinación de la influencia de variables del proceso</p> <p>_ Metodología de resolución de la ecuación característica e implementación de Levenberg-Marquardt [Marq08]. Mayor fiabilidad, precisión y menor tiempo de resolución</p> <p>_ Implementación de funciones de filtrado a partir del contacto rugoso basado en [Marq08]. Mayor fiabilidad en la determinación del nº máximo de lóbulos.</p> <p><u>Plongée:</u></p> <p>_ Mapas originales y prácticos. Representación del grado de estabilidad frente a variables principales.</p> <p><u>Pasante:</u></p> <p>_ Definición y establecimiento del ratio de crecimiento de <i>chatter</i> a partir del análisis de estabilidad a lo largo del ancho de muela basándose en lo desarrollado en [Marq08].</p> <p>_ Mapas originales y prácticos. Representación del grado de estabilidad frente a productividad del proceso.</p>		<p><u>Plongée:</u></p> <p>_ Modelo original.</p> <p>_ Completa caracterización de proceso.</p> <p>_ Inclusión de no linealidades: filtrado, pérdidas de contacto, efecto del perfil inicial, matado de chispa</p> <p>Simulación con precisión de la evolución temporal del error de redondez.</p> <p>_ Contrastación experimental. Validación de los modelos. Determinación de la influencia de variables del proceso, no linealidades y de la duración del tiempo de ciclo.</p> <p><u>Pasante:</u> Simulación temporal correspondiente a Tesis Doctoral en curso [J.Álvarez].</p>	

Figura 13.2: Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte I.


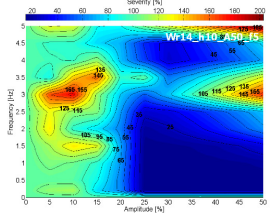
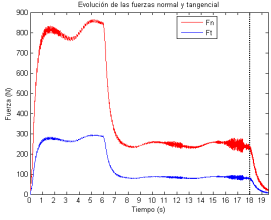
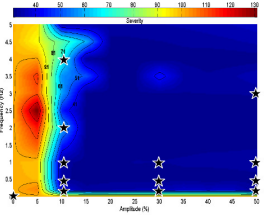
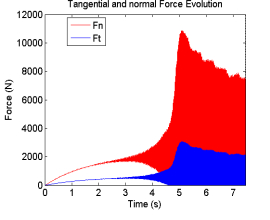
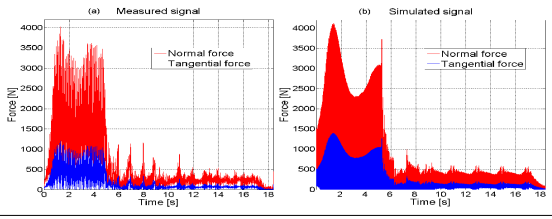
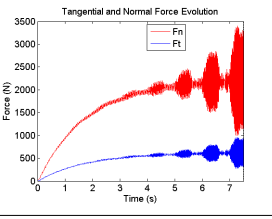
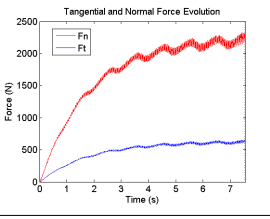
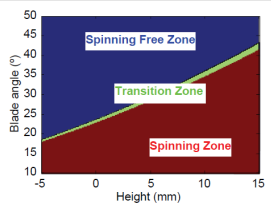
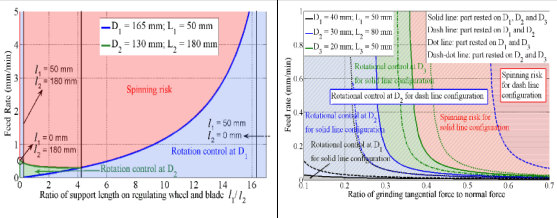
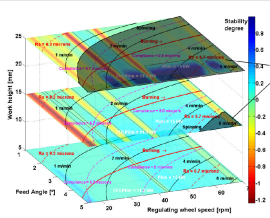
Modelo	Modelos y estrategias de aplicación de velocidad variable de pieza		
Objetivo	Evitar regeneración dinámicamente inestable de perfiles lobulados, <i>chatter</i> , a través de la aplicación de esta técnica		
<i>PLONGÉE</i>		<i>PASANTE</i>	
Mapa reducción vibración	Simulación $f(t)$	Mapa reducción vibración	Simulación $f(t)$
			
Señal experimental y simulada $f(t)$	Simulación $f(t)$	Simulación $f(t)$	Simulación $f(t)$
			
Aportaciones		Aportaciones	
<p>_ Primer modelo de velocidad variable de la bibliografía. Basado en modelo previo $f(t)$.</p> <p>_ Contrastación experimental. Demostrada la fiabilidad aplicabilidad y utilidad de los modelos. Demostrada la viabilidad de la técnica para eliminar el <i>chatter</i> en operaciones de desbaste y acabado.</p> <p>_ Demostrada la importancia de la selección del tipo de señal y parámetros óptimos.</p> <p>_ Confirmación de aparición de fuerzas variables pero sin efectos sobre modos torsionales.</p>		<p>_ Modelos y estrategias de pasante correspondientes a Tesis Doctoral en curso [J.Alvarez].</p> <p>_ Viabilidad de la técnica demostrada experimentalmente en la presente Tesis.</p>	
Modelo	Simulación de la estabilidad rotacional en piezas mono-diámetro y multi-diámetro		
Objetivo	_ Evitar <i>Spinning</i> , <i>flat band</i> en piezas mono-diámetro + <i>jumping</i> , desgaste no uniforme de muela y situaciones inestables de transición de velocidades en piezas multi-diámetro		
<i>PLONGÉE</i>		<i>PASANTE</i>	
Mono-diámetro	Multi-diámetro		Mono-diámetro
			
Aportaciones		Aportaciones	
<p><u>Mono-diámetro:</u> Tesis Doctoral J. Madariaga [Mad09].</p> <p><u>Multi-diámetro:</u></p> <p>_ Aportaciones a la herramienta para el análisis de estabilidad del mecanismo de arrastre en piezas multi-diámetro desarrollada en [Mad09]: capacidad de simular cualquier condición de proceso y distribución de apoyos de pieza.</p> <p>_ Primera referencia que aborda el análisis y relevancia de la configuración de apoyos de la pieza en la estabilidad del mecanismo rotacional.</p> <p>_ Nuevos mapas de estabilidad que combinan velocidad de avance frente a la distribución de apoyos de la pieza o el coeficiente de fricción en muela rectificadora.</p>		<p>_ Adaptación a pasante del modelo de estabilidad de arrastre desarrollado en [Mad09] para piezas mono-diámetro.</p> <p>_ Implementación en mapas de estabilidad global para trabajo en pasante frente a productividad del proceso.</p>	

Figura 13.3: Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte II.

Modelo	Simulación de ciclos de <i>plongée</i> y trabajo en pasante. Simulación de energía específica, fuerzas [Sno74], potencia y potencia de quemado del proceso [Mad09], profundidad de quemado [Mad09], evolución de radio de la pieza, defecto de radio, error de redondez y rugosidad [Mal89]		
Objetivo	<ul style="list-style-type: none"> _ Resolver la ecuación característica para simulación y análisis de las inestabilidades inherentes al proceso de arranque abrasivo _ Determinar la potencia requerida y configurar ciclos en función de la potencia disponible _ Definir parámetros o configurar ciclos para evitar quemado y tensiones residuales de tracción _ Configurar ciclos de trabajo en función de las tolerancias geométricas y dimensionales _ Configurar condiciones de diamantado y ciclos de trabajo en función de la rugosidad requerida 		
<i>PLONGÉE</i>		PASANTE	
Energía específica	Fuerza normal y tangencial	Energía específica	Fuerza normal y tangencial
Pot. y Pot. de quemado	Profundidad de quemado	Pot. y Pot. de quemado	Profundidad de quemado
Evolución del radio de pieza	Defecto de radio de pieza	Evolución del radio de pieza	Defecto de radio de pieza
Evol. del error de redondez	Rugosidad final	Evol. del error de redondez	Rugosidad final
<p>Evolution del nº de lóbulos y el error de redondez</p> <p>Error de redondez inicial = 0.5micras Error de redondez final = 0.2micras</p>		<p>Evolution del nº de lóbulos y el error de redondez</p> <p>Error de redondez inicial = 3micras Error de redondez final = 4.5micras</p>	
Aportaciones		Aportaciones	
<p>Plongée:</p> <ul style="list-style-type: none"> _ Primera ecuación de continuidad de la bibliografía para simulación de ciclo <i>plongée</i> basada en un modelo dinámico general $f(t)$. _ Desarrollo e implementación de modelos que predicen la evolución de la energía específica, fuerzas [Sno74], potencia, potencia de quemado [Mad09], profundidad de quemado [Mad09], evolución de radio de la pieza, defecto de radio, error de redondez y rugosidad [Mal89]. _ Contrastación experimental. Validación de los modelos. Determinación de la influencia de variables del proceso y configuración del ciclo en los resultados finales. 		<p>Pasante:</p> <ul style="list-style-type: none"> _ Primera ecuación de continuidad de la bibliografía para simulación de trabajo en pasante $f(t)$. _ Desarrollo e implementación de modelos que predicen la evolución de la energía específica, fuerzas [Sno74], potencia, potencia de quemado [Mad09], profundidad de quemado [Mad09], evolución de radio de la pieza, defecto de radio, error de redondez y rugosidad [Mal89]. _ Contrastación experimental. Validación de los modelos. Determinación de la influencia de variables y configuración del proceso de en los resultados finales. 	

Figura 13.4: Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte III.

Modelo	Simulación de ciclos de <i>plongée</i> en piezas multi-diámetro. Simulación de energía específica, fuerzas, potencia y potencia de quemado del proceso, profundidad de quemado, evolución de radio de la pieza, deflexión de máquina, defecto de radio, error de redondez y rugosidad	
Objetivo	_ Configurar ciclos de <i>plongée</i> de piezas multi-diámetro en función de las limitaciones del proceso	
Diagrama de simulación del ciclo de <i>plongée</i> , en piezas multi-diámetro. Definición de fases posibles, caracterización y análisis de estabilidad en cada fase, simulación.	Simulación de potencia, potencia de quemado y profundidad de quemado en ciclo de <i>plongée</i> de pieza de dos diámetros. Señal experimental de potencia total medida y simulada	
Aportaciones		
_ Primera ecuación de continuidad de la bibliografía para simulación de ciclo <i>plongée</i> de piezas multi-diámetro. _ Desarrollo e implementación de modelos que permiten predecir el resultado medio en cuanto a evolución de fuerzas, potencia o deflexión de máquina y el resultado particular para cada diámetro de pieza en cuanto a la evolución del error de redondez, rugosidad, diámetro e integridad superficial (dañado térmico).		

Figura 13.5: Resumen de modelos desarrollados y aportaciones al estado del arte IV.

1º	Análisis de estabilidad y acoplamiento de variables
Análisis general de estabilidad en <i>plongée</i> . Definición de rango de trabajo válido y óptimo	Mapa de estabilidad global de pasante. Definición de rango de trabajo válido y óptimo
Aportaciones	
_ Identificación de las principales variables que controlan las inestabilidades características del proceso de rectificado sin centros (geométricas, dinámicas y de arrastre) y de las limitaciones inherentes al mecanizado abrasivo (fuerzas de rectificado, potencia, temperaturas, daño térmico de pieza, rugosidad, tolerancia diametral, error de redondez rectitud...). Análisis general de estabilidad del proceso y de acoplamiento de variables más completo de la bibliografía. _ Desarrollo de mapas de estabilidad para trabajo en pasante donde se presenta un análisis general de estabilidad (geométrico, dinámico, arrastre, potencia, daño térmico, rugosidad y tolerancia diametral) frente a las dos principales variables que determinan la productividad del proceso, ángulo de avance y velocidad de giro de pieza.	

Figura 13.6: Desarrollo de modelos y estrategias de configuración óptimas de ciclos de trabajo tanto para rectificado en *plongée* como en pasante I.

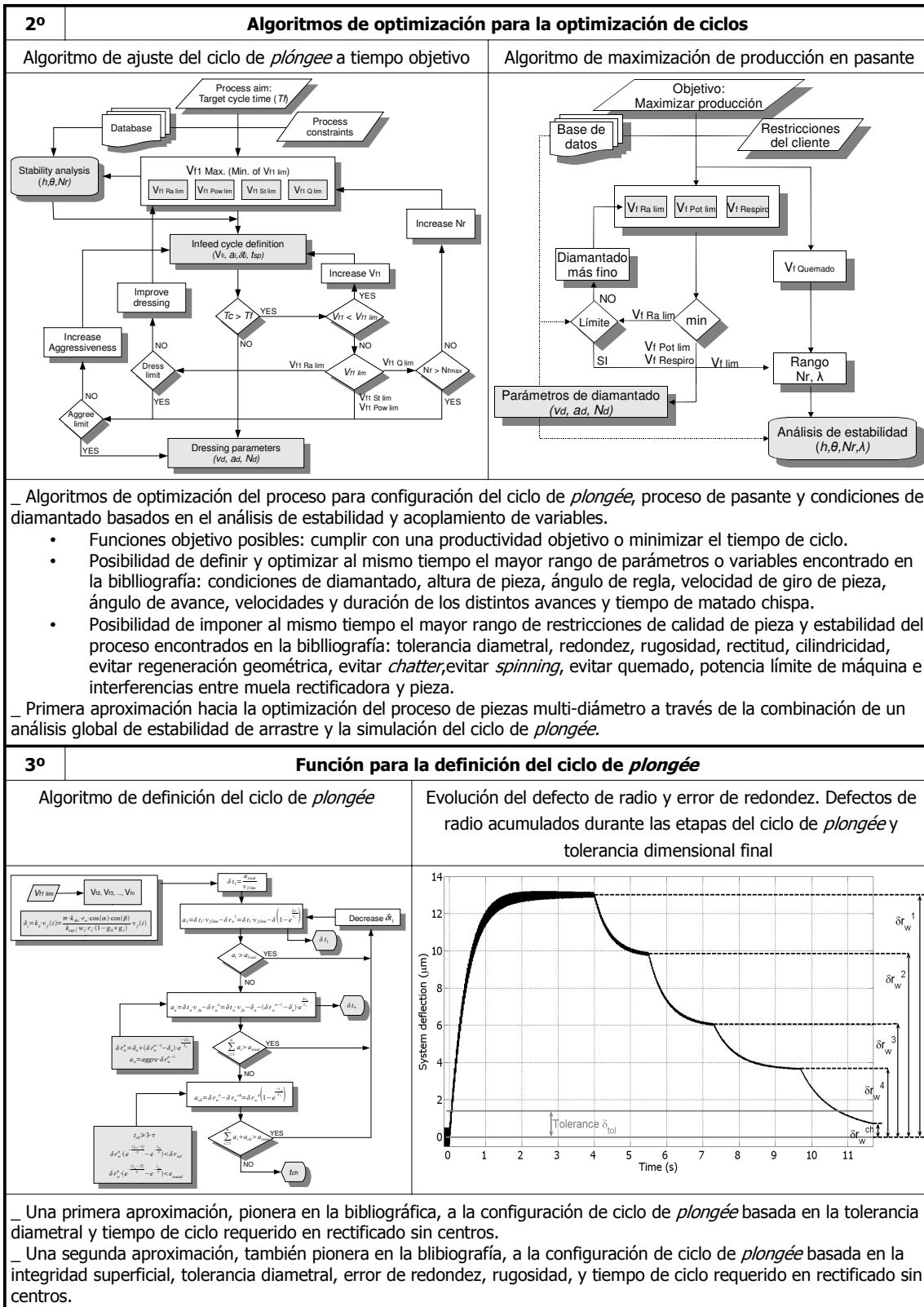


Figura 13.7: Desarrollo de modelos y estrategias de configuración óptimas de ciclos de trabajo tanto para rectificado en *plongée* como en pasante II.



DESCRIPCIÓN GENERAL

Herramienta para la puesta a punto de procesos de rectificado sin centros.
Versión final con acceso WEB dividida en los siguientes bloques:

_ Asistente: herramienta de puesta a punto propiamente dicha.

Consiste en una sucesión de ventanas que guían al usuario en la puesta a punto del proceso de rectificado sin centros en sus dos formas de trabajo, *plongée* y pasante. Está dividido a su vez en cuatro pasos:

1. Entrada de datos: fase donde se introducen los datos del proceso correspondientes a la máquina, la pieza, las muelas, los diamantados, el refrigerante, la regla y referentes a los ciclos que se van a configurar.
2. Calibración: fase donde se realiza la calibración experimental de los modelos de simulación de fuerzas y rugosidad empleados y se determina la rigidez equivalente del proceso.
3. Optimización/Definición de ciclo óptimo: fase donde se definen los requisitos del proceso, se seleccionan las variables a optimizar, se imponen las restricciones del proceso y como resultado se obtiene el ciclo y condiciones óptimas de trabajo propuestas.
4. Simulación: fase donde se puede simular los resultados a obtener para cualquier configuración o condición de proceso.

_ Búsqueda: posibilidad de consultar las fichas históricas de las puestas a punto guardadas en la base de datos.

_ Consejos del experto: recomendaciones para optimizar el proceso y las soluciones a los principales problemas del mismo.

_ Manual de usuario: resolución de dudas habituales al uso de la herramienta.

Menu Principal

Inicio | **Asistente** | Buscar | Consejos del experto | Manual de Usuario | Soporte | Administrador | Preferencias | Salir

Asistente >> Proceso guiado para obtener la configuración del proceso

Pasos del Asistente

Entrada de datos | Calibración | Optimización | Simulación

Ventana de datos

Asistente | Datos generales | Recalculado | Deshabilitado | Error | Similar | Por defecto

Plantilla Última Similar Limpiar

Ventana de etapas

Nombre de plantilla: SUPERGRIL_CSi
Modelo de máquina: 305 MV
Tipo de proceso: pasante

General

- Máquina
- Pieza
- Muela rectificadora
- Muela reguladora
- Diamantado
- Proceso

Datos generales

Título de la plantilla: SUPERGRIL_CSi

Modelo de máquina: 305 MV

Número de máquina: 1

Código de ficha: 120.023A

Proceso: throughfeed

Tipo de la pieza: Needle

Nombre de pieza: Barritas widia

Referencia de pieza: Barritas widia

Fecha de la puesta a punto: 27/05/10

Figura 13.8: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Descripción general.

1. ENTRADA DE DATOS

A lo largo de varias ventanas se introducen o se seleccionan de las bases de datos de la herramienta los datos necesarios para la optimización o simulación del proceso. Las bases de datos con las que cuenta la herramienta son las siguientes:

- Base de datos referente a los diferentes modelos de máquina de Estarta Rectificadora S.Coop., incluyendo la caracterización dinámica de los mismos.
- Base de datos de propiedades mecánicas (dureza, energía específica...) y térmicas (conductividad, difusividad...) de materiales de piezas rectificadas.
- Base de datos de muelas rectificadoras y reguladoras referentes también a sus características mecánicas, tribológicas y térmicas.
- Bases de datos de refrigerantes referente a sus propiedades tribológicas y térmicas.
- Base de datos de tipos y tamaños de diamantadores y diamantes.

La entrada de datos se encuentran divididos de la siguiente manera, con el objetivo de facilitar la navegación por la herramienta:

- Datos generales
- Máquina
- Pieza
- Muela rectificadora
- Muela reguladora
- Diamantados
- Proceso

1. ENTRADA DE DATOS DE MÁQUINA

- Máquina: se muestran cargadas de la base de datos las especificaciones de la máquina seleccionada, las cuales pueden ser editados por el usuario.

The screenshot displays the 'Machine Data' input screen. At the top, there are four tabs: 'Data Input', 'Calibration', 'Optimal Configuration', and 'Simulation'. Below the tabs is a status bar with 'Assistant', 'General Data', and checkboxes for 'Recalculated', 'Disabled', 'Error', 'Similar', and 'By default'. The main interface is split into two columns. The left column contains a tree view with 'Ejemplo_1' and 'plongee' under the 'Machine' category. Below the tree view is a 3D model of a grinding wheel and a part. The right column is titled 'Machine Data' and contains a list of parameters with input fields:

Parameter	Value	Unit
Grinding Wheel Max. Diameter	650.0	mm
Grinding Wheel Min. Diameter	450.0	mm
Regulating Wheel Max. Diameter	355.0	mm
Regulating Wheel Min. Diameter	275.0	mm
Wheel Width	500.0	mm
Part Max. Diameter	200.0	mm
Part Min. Diameter	3.0	mm
Machine Nominal Power	55.0	kW
Machine Vacuum Power	4.9	kW
Through-feed Max. Feed Angle	5.0	°
Grinding Wheel Peripheral Speed	45.0	m/s
Regulating Wheel Max. Speed	225.0	rpm

At the bottom right, there is a 'Continue' button with a right arrow and the text 'Click to continue the Set-Up process.'.

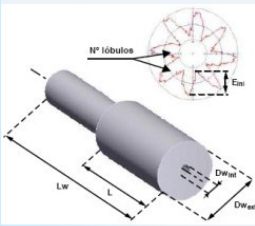
Figura 13.9: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Entrada de datos I.

1. ENTRADA DE DATOS DE PIEZA

- Pieza: se selecciona en primer lugar el material de la pieza de los disponibles en la base de datos de la herramienta, con lo cual se cargan las propiedades de dicho material: dureza, conductividad y difusividad térmica, que pueden ser editadas por el usuario. Se introducen los datos geométricos de la pieza (diámetros y longitudes) así como las geometrías especiales si tuviera (pieza desequilibrada, con agujeros). Por último se da la opción de introducir las condiciones iniciales de número de lóbulos, error de redondez y rectitud de la pieza.

Ejemplo_1
plongee

- Machine
- Part
- Grinding Wheel
- Regulating Wheel
- Dressings
- Process



General Data

Denomination:

Reference (optional):

Part Material

STEEL

Nomenclature:

Properties

Hardness type:

Hardness value:

Thermal conductivity: W/mm·K

Thermal diffusivity: mm²/s

Geometrical Data

External Part Diameter: mm Part with holes L Relation: %

Internal Part Diameter: mm Out-of-balance part

Part Total Length: mm Initial Straightness: micron

Part Grinding Length: mm

Initial Profile

Lobes Number:

Amplitude: micron

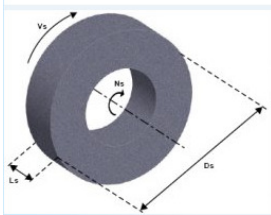
Phase: °

1. ENTRADA DE DATOS DE MUELAS

- Muela rectificadora: se muestran los datos de diámetro, longitud y velocidad periférica cargados de la base de datos y pueden ser editados por el usuario. Se seleccionan también los datos correspondientes al tipo de abrasivo, aglomerante, tamaño de grano y grado de la muela de los disponibles en la base de datos.
- Muela reguladora: al igual que para la muela rectificadora, se muestran los datos de diámetro y longitud y se seleccionan el tipo de abrasivo, aglomerante, tamaño de grano y grado.

Ejemplo_1
plongee

- Machine
- Part
- Grinding Wheel
- Regulating Wheel
- Dressings
- Process



Regulating Wheel Data

Wheel Diameter: mm

Wheel Width: mm

Abrasive:

Bond:

Grain Size:

Grade:

Click to continue the Set-Up process.

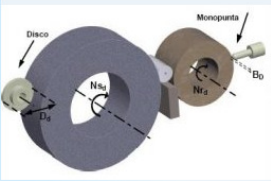
Figura 13.10: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Entrada de datos II.

1. ENTRADA DE DATOS DE DIAMANTADOS

- Diamantados: primero para la muela rectificadora, se selecciona el tipo de diamantador (estacionarios, disco, moleta...) y la velocidad de giro de la muela al diamantar. Para la muela reguladora, se selecciona la velocidad de giro de la muela al diamantar y, dependiendo del tipo de proceso, se selecciona la utilización o no de un tope en *plongée*, o el tipo de diamantado simétrico o asimétrico y con ángulo o sin ángulo de corrección en pasante.

Ejemplo_1
plongee

- Machine
- Part
- Grinding Wheel
- Regulating Wheel
- Dressings
- Process



Grinding Wheel Dressing

Dresser Type: Standard Blade ▾

Dressing Wheel Speed: 1028 rpm

Regulating Wheel Dressing

Dressing Wheel Speed: 225.0 rpm

Wheel Slope Angle: 0.5 °

End Stop?: YES ▾

* Recommendation: incline the regulating wheel 0.5 degrees

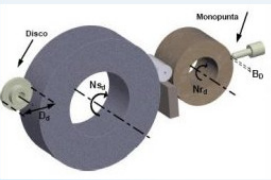
Click to continue the Set-Up process. Continue > < Back

1. ENTRADA DE DATOS DE PROCESO

- Proceso: se introducen los datos restantes del proceso que son necesarios para el posterior análisis del mismo: el diámetro final de pieza y el sobrespesor máximo, el tipo de refrigerante, el material y el espesor de la regla, el *gap* (distancia de seguridad mínima entre muela rectificadora y regla) y, en el caso de procesos en *plongée*, los datos del ciclo correspondientes a la velocidad de avance rápido, posición de *plongée* atrás y tiempo de carga y descarga de cada pieza.

Ejemplo_1
plongee

- Machine
- Part
- Grinding Wheel
- Regulating Wheel
- Dressings
- Process



Part Data

Final Diameter: 24.92 mm

Max. Stock Removal: 0.3 mm

Coolant Type

Synthetic ▾

Blade Data

Material: Tungsten Carbide ▾

Width: 20 mm

GAP: 0.1 mm

GAP: security distance between the dressing wheel and the ruler

Infeed Cycle Data

Infeed Back Length: 10 mm

Fast Feed Speed: 2000 mm/min

Load/Unload time: 5 s

Click to continue the Set-Up process. Continue > < Back

Figura 13.11: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Entrada de datos III.

2. CALIBRACIÓN

También de forma guiada se proponen unos ensayos simplificados con el objeto de calibrar los modelos de simulación de fuerzas y rugosidad empleados y se determina la rigidez equivalente del proceso.

La realización de la calibración del proceso es opcional dentro de la herramienta. En el caso de no realizarse, los valores de los parámetros comentados se obtienen de la base de datos de la herramienta.

Los ensayos de caracterización difieren en algunos aspectos en función del tipo de proceso: *plongée* o pasante.

En el caso de procesos en *plongée* el ensayo consiste en la realización de varios ciclos de *plongée* de una sola etapa con diferentes velocidades de avance. Para cada velocidad se rectifica una pieza sin matado de chispa y otra con un tiempo de matado de chispa suficientemente alto para recuperar la deflexión elástica del proceso. Se mide la potencia consumida por el cabezal de la muela rectificadora mientras se rectifica. Después de rectificar se miden los diámetros finales y las rugosidades obtenidas con y sin tiempo de chispeo.

En el caso de procesos en pasante el ensayo se realiza para diferentes velocidades de giro de muela reguladora, completando en cada uno de ellos el ancho de la muela con el número de piezas necesarias. Se selecciona la pieza intermedia de cada lote y se realizan las mismas mediciones que se han comentado anteriormente para los procesos en *plongée*.

2. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

The screenshot shows the 'Calibration' tab in the software. It includes a 'Use standard values' checkbox and several input fields for process parameters:

- Regulating Wheel Speed: 53 rpm
- Vacuum Power: 4.9 kW
- Grinding Wheel Peripheral Speed: 45.0 m/s
- Stock: 0.3 mm
- Transverse Speed: 200 mm/min
- Dressing Feed: 0.04 mm
- Test Workheight: 17 mm
- Blade Angle: 30 °
- Dresser Height: 15.872 mm

Below these is the 'Infeed Calibration Test' table:

	V1	V1	V2	V2	V3	V3	V4	V4	V5	V5	
Infeed Rate	0.5	0.5	1	1	2	2					mm/min
Measured Power	9	9	12.5	12.5	16	16					kW
Diameter with SparkOut	24.76	24.76	24.76	24.76	24.758	24.758					mm
Roughness with SparkOut	0.31	0.31	0.3	0.3	0.31	0.31					micron
Diam without SparkOut	24.768	24.768	24.771	24.771	24.775	24.775					mm
Roughness without SparkOut	0.38	0.38	0.5	0.5	0.7	0.7					micron

2. RESULTADOS CALIBRACIÓN

Por último, se introducen todas las mediciones realizadas en la ventana de calibración y se calculan los parámetros característicos comentados mediante el ajuste de los modelos a partir de los valores medidos.

The screenshot shows the 'Calibration Results' window with the following values:

- Cutting Index: 34.95 N/micron·mm
- Machine Stiffness: 16.67 N/micron
- a: 1.987
- b: 0.719
- R0 Coefficient: 6.691
- Gamma Coefficient: 0.441

Figura 13.12: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Calibración.

3. OPTIMIZACIÓN/DEFINICIÓN DE CICLO ÓPTIMO

En esta paso del asistente se obtienen las mejores condiciones posibles para los parámetros del proceso que se quieren optimizar cumpliendo con el objetivo de producción deseado y los requisitos y restricciones que se pidan.

3. DEFINICIÓN DE REQUISITOS

La preparación de la configuración del ciclo de trabajo óptimo consta de 3 partes:

- Función objetivo: en este campo se define el requisito de producción deseado entre cumplir con una productividad determinada o maximizar la productividad a través de la minimización del tiempo de ciclo.
- Parámetros a optimizar: en este campo se seleccionan los parámetros que se van a tener en cuenta en la optimización del proceso: avances (definición del ciclo de *plongée* en cuanto a velocidades y pasadas en cada etapa y la duración del matado de chispa), condiciones de diamantado, tanto de la muela rectificadora como de la reguladora, ángulo de regla, altura de pieza, velocidad de giro de muela reguladora y, sólo para procesos en pasante, el ángulo de avance.
- Restricciones / requisitos: en este campo se introducen todas las restricciones que deba cumplir la pieza final, además de las relacionadas con evitar las inestabilidades típicas del proceso.

En cuanto a las tolerancias dimensionales, geométricas y de acabado superficial, se pueden seleccionar como requisitos, con sus respectivos CPK, la tolerancia diametral, la redondez, la rugosidad, la rectitud y la cilindridad.

En cuanto a las limitaciones del proceso, se deja abierta la posibilidad de introducir las siguientes restricciones: *spinning*, *chatter*, dañado térmico de pieza (quemado), interferencias entre muela rectificadora y regla y respiro máximo permitido (sólo en pasante). La optimización en cuanto a inestabilidades de origen geométrico y la limitación de potencia nominal de máquina se abordan siempre por defecto.

Por último, en el caso de *plongée* es necesario definir el número de avances del ciclo y la agresividad del proceso.

Figura 13.13: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Optimización/definición de ciclo óptimo I.

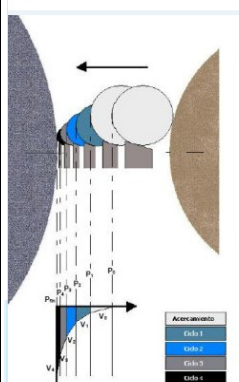
3. CICLO ÓPTIMO PROPUESTO

Teniendo en cuenta entonces todos los valores seleccionados de entre los disponibles en los campos anteriores y los introducidos y obtenidos en la introducción de datos y la calibración, se realiza el cálculo de la optimización, obteniéndose los siguientes resultados:

- Definición del ciclo de *plongée*: se muestra el ciclo óptimo obtenido para el número de avances introducido que cumpla con el tiempo de ciclo fijado o el tiempo mínimo posible, teniendo en cuenta todas las restricciones seleccionadas. En este ciclo se incluyen las velocidades de avance y las pasadas de cada etapa, así como el tiempo de chispeo óptimo. Se dan además los valores de velocidad de giro de muela reguladora, altura de pieza y ángulo de regla que cumplan con las limitaciones introducidas dentro de los rangos establecidos anteriormente.
- Definición del proceso en pasante: se muestra la producción fijada o la máxima posible que cumpla con los requisitos introducidos. Aparece también la combinación óptima de velocidad de giro de muela reguladora y ángulo de avance con la que se obtiene dicha producción, así como los parámetros geométricos (altura de pieza y ángulo de regla) que mejor se adaptan a las limitaciones introducidas dentro de los rangos establecidos.

Ejemplo_1 plongee

- Optimization Data
- **Optimal Cycle**
- Constraints
- Optimal Dressings



Infeed Cycle							
	Initial Position (mm)	Feed speed (mm/min)	Stock (mm)	Nr (rpm)	Vs/Vw	Power (kW)	Time (s)
Approach	10.0	2000.0	-	-	-	-	-
Cycle 1	0.439	3.94	0.239	51.0	36.9	23.8	5.76
Cycle 2	0.061	1.97	0.061	51.0	36.9	16.4	1.83
Spark Out Time				51.0	36.9	4.9	1.83

Load/Unload Time: 5.0 s
 Cycle Time: 14.99 s
 Production: 240.0 pieces/hour

Geometrical Configuration	
Workheight	9.0 mm
Blade Angle	30.0 °

- Factores limitantes de la optimización: se muestran todas las restricciones y requisitos que se han exigido al proceso y a modo de ayuda se presenta una breve explicación indicando cuál de las restricciones ha sido el factor limitante en la obtención de los requisitos establecidos.

Pattern Title: SUPERGR1_CSI
 Machine Model: 305 MV
 Process Type: throughfeed

- Optimization
- **Optimal Cycle**
- **Constraints**
- Optimal Dressings

Requirements/Constraints	
Is any tolerance restrictive?	NO
Final Size Tolerance	18.0 micron
Final Roundness	5.0 micron
Final Roughness	0.5 micron
Straightness not calculated	0.0 micron
Cylindricity	5.0 micron
Consumed Maximum Power	10.06 kW
Compliance	0.0 micron
Is there workpiece burning?	YES
Is there spinning in the process?	NO
Is the process geometrically unstable?	NO
Is the process dynamically unstable?	NO
Maximum workheight free from interferences	12.3 mm

The achieved tolerances for the given requirements are these
 Neither the initial straightness nor the straightness requirement is given so the final straightness is not calculated
 The burning limits the infeed speed in the process

- Definición de condiciones de diamantado: se muestran las condiciones óptimas de diamantado de la muela rectificadora y reguladora. Para la muela rectificadora se dan los valores de velocidad y profundidad de diamantado y, en el caso de diamantadores de tipo disco o moleta, la velocidad de giro del diamantador, que puede ser positiva o negativa, indicando el sentido de giro del disco. Para la muela reguladora se dan también los valores de velocidad y profundidad de diamantado y, en el caso de procesos en pasante, los parámetros de altura del diamantador y ángulo de corrección, en función del tipo de diamantado introducido (simétrico o asimétrico, con o sin ángulo de corrección).

Por último se muestran en esta ventana las recomendaciones para el proceso concreto de tipo de diamantador, refrigerante y material de regla a utilizar.

Figura 13.14: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Optimización/definición de ciclo óptimo II.

4. SIMULACIÓN

En este último paso del asistente se pueden simular diferentes procesos, tanto en *plongée* como en pasante, con el fin de observar la evolución en el tiempo de los diferentes parámetros que gobiernan el proceso, o analizar la estabilidad del mismo en unos rangos de trabajo establecidos.

En primer lugar se introducen todos los datos necesarios para la simulación. Además de los introducidos previamente en la introducción de datos, se definen el ciclo de *plongée* o la configuración del proceso en pasante, la velocidad de giro de muela reguladora, la configuración geométrica (altura de pieza y ángulo de regla), las condiciones de diamantado y los rangos de trabajo a análisis mediante de los mapas de estabilidad.

4. CONDICIONES DE SIMULACIÓN

Cycle

- Dressing
- Simulation Options
- Results

Geometrical Configuration

Workheight: mm
Blade Angle: °

Part Data

Final part diameter: mm
Max. Stock removal: mm

Coolant Type:
Blade material:
Step Number:

Infeed Cycle

	Position (mm)	Feed Speed (mm/min)	Stock (mm)	Nr (rpm)	Vs/Vw	Time (s)
Fwd/Bwd Movements	<input type="text" value="10.0"/>	<input type="text" value="2000.0"/>	-	-	-	-
Cycle 1	<input type="text" value="0.439"/>	<input type="text" value="3.94"/>	<input type="text" value="0.239"/>	<input type="text" value="51.0"/>	<input type="text" value="37"/>	<input type="text" value="5.756"/>
Cycle 2	<input type="text" value="0.061"/>	<input type="text" value="1.97"/>	<input type="text" value="0.061"/>	<input type="text" value="51.0"/>	<input type="text" value="37"/>	<input type="text" value="1.858"/>
Spark Out Time				<input type="text" value="51.0"/>	<input type="text" value="37"/>	<input type="text" value="1.83"/>

Load/Unload time: s
Cycle Time: s
Production: pieces/hour
Removal Rate: mm³/mm·s

Ejemplo_1 *plongee*

- Cycle
- Dressing
- Simulation Options
- Results

Obtain Stability Maps Simulation Resolution:

Geometrical instability range

Axis x (height): Min Max mm
Axis y (blade angle): Min Max °

Dynamic instability range

Axis x (height): Min Max mm
Axis y (Nr): Min Max rpm

Spinning instability range

Axis x (height): Min Max mm
Axis y (blade angle): Min Max °

Figura 13.15: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Simulación I.

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Una vez realizados los cálculos, se muestran como resultados de la simulación:

- Rugosidad, redondez, rectitud y profundidad de quemado de la pieza.
- Diámetro final de la pieza.
- Potencia, fuerza normal y fuerza tangencial máxima.
- Producción y tiempo de ciclo.
- Estabilidad del proceso frente a *spinning*, geométrica y dinámica (estas dos últimas con el número de facetas que se obtiene en cada caso) y frente a interferencias entre muela rectificadora y regla, mostrándose la altura máxima permitida.

Pattern Title: Ejemplo_pasante
Machine Model: 327 MDA
Process Type: throughfeed

Print Download Images

Simulation

Surface Finish

Roughness	0.45	micron
Roundness	2.36	micron
Burning Depth	0.0	micron

Process

Productivity *	446.0	pieces/hour
Maximum Tangential Force	617.62	N
Maximum Normal Force	2375.47	N
Maximum Power	26.52	kW
Maximum Compliance	45.9	micron
Spinning Stability	YES	
Geometrical Stability	YES	
Dynamic Stability	YES	
Free of interferences	YES	
Lobes Number	5	
Lobes Number	18	
Maximum Workheight	24.2	mm

Por otro lado se muestran gráficas de evolución en el tiempo de los siguientes parámetros característicos del proceso:

- Perfil inicial y final de la pieza, con su número de facetas y error de redondez.
- Evolución del radio teórico y real de la pieza
- Evolución del defecto de radio
- Evolución de la energía específica del proceso
- Evolución de las fuerzas normal y tangencial
- Evolución de la potencia consumida y la potencia límite de quemado
- Evolución de la profundidad de quemado.

Por último se muestran los siguientes mapas de estabilidad geométrica, dinámica y de arrastre, con diferente representación dependiendo del tipo de operación, *plongée* o pasante:

PLONGÉE:

- Mapa de estabilidad frente a *spinning* según la altura de pieza y el ángulo de regla.
- Mapa de estabilidad geométrica según la altura de pieza y el ángulo de regla, junto con el mapa respectivo del número de lóbulos para cada configuración.
- Mapa de estabilidad dinámica según la altura de pieza y la velocidad de giro de la muela reguladora junto con el mapa respectivo del número de lóbulos para cada configuración.

PASANTE:

- Mapa de estabilidad frente a *spinning* según la altura de pieza y el ángulo de regla.
- Mapa de estabilidad geométrica según la altura de pieza y el ángulo de regla.
- Mapa de producciones en pasante según el ángulo de avance y la velocidad de giro de la muela reguladora, donde se observan líneas que muestran producciones constantes y las líneas límite de quemado, rugosidad, *spinning*, potencia o respiro.

Figura 13.16: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Simulación II.

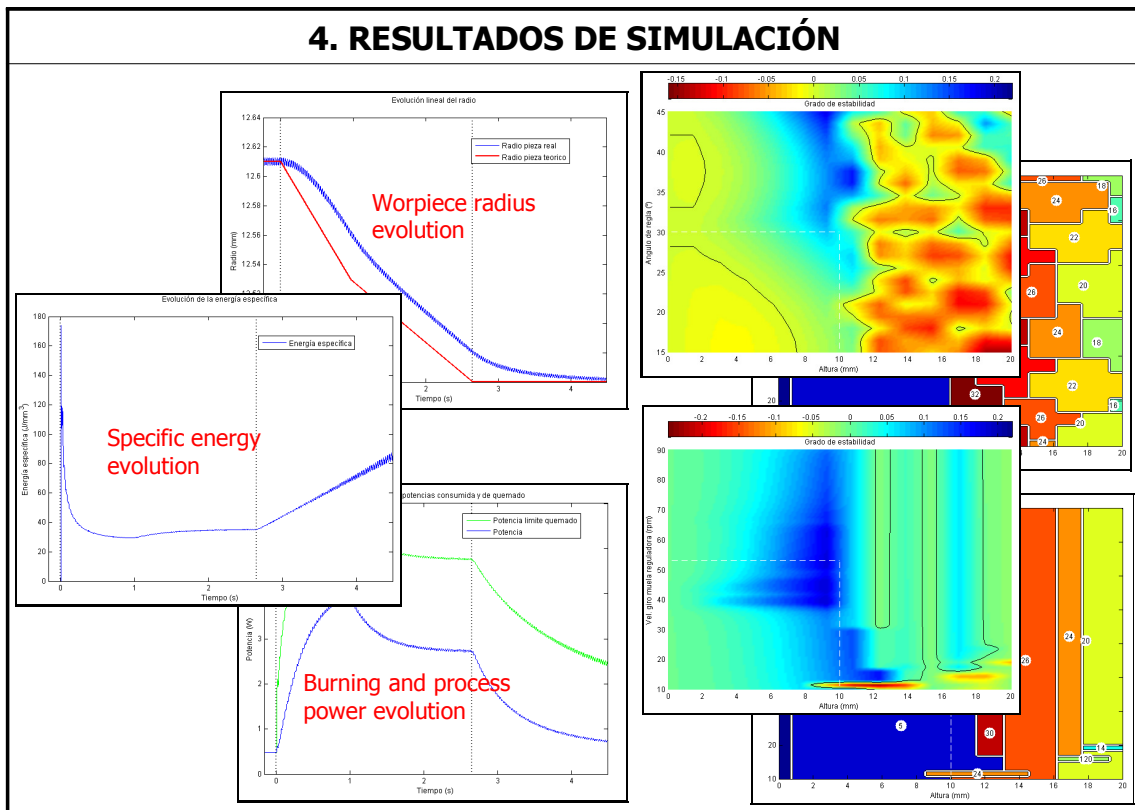


Figura 13.17: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Simulación III.

OTRAS UTILIDADES

_ Búsqueda: posibilidad de consultar las fichas históricas de las puestas a punto guardadas en la base de datos.

Other Utilities: previous process database and search engine

Searching Criteria

Introduce searching criteria

Model: 327 MDA

Machine Number

Sheet Code

Process: infeed

Part Name

Part Code

User: Jorge Alvarez

A0014067 - cremallera - trw Simulation Date() Creation Date(2/11/09) Update Date(2/11/09) Simulation performed for the machine:180020

Ejemplo_1

01 - Probeta_Ideko - Ejemplo_1 Simulation Date() Creation Date(10/2/08) Update Date(10/2/08) Simulation performed for the machine:327MDA

_ Consejos del experto: recomendaciones para optimizar el proceso y las soluciones a los principales problemas del mismo.

Other Utilities: expert advise recommendations

Optimization Solutions

This section shows advices to optimize the process, proposing changes in several elements (machine, wheels, coolant, etc.)

Expand all > Contract all >

GRINDING WHEEL WEAR

WHEEL

- Harder
- Smaller grain size
- Finer dressing

MACHINE

- Increase the grinding wheel speed
- Reduce the Feed rate in infeed
- Reduce the stock-removal and/or the feed rate in throughfeed

Optimization Solutions

This section shows solutions to the most frequent problems of the process, proposing changes in several elements (guidance systems, blade, part, etc.)

Expand all > Contract all >

Throughfeed workpieces concity

Infeed workpieces concity

WORKPIECE

- Workpiece wrong support in the scale support or in the grinding wheel

MACHINE

- Not parallel wheel edges

_ Manual de usuario: resolución de dudas habituales al uso de la herramienta.

Figura 13.18: Descripción de la Herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, SUA. Otras Utilidades.

13.2 CONCLUSIONES

El rectificado sin centros es un proceso de fabricación ampliamente utilizado por industrias que requieren acabados de gran precisión con altos ratios de productividad donde pueden alcanzarse unas producciones de hasta 150.000 piezas por hora. El elevado rendimiento de las rectificadoras sin centros proviene del hecho de que, en este tipo de máquinas, la pieza no se amarra entre puntos, sino que se encuentra apoyada entre las muelas y una regla eliminándose así las fases de montaje y centrado de la pieza. Sin embargo esa especial configuración es también la principal fuente de inestabilidades características (geométricas, dinámicas y de arrastre) que aparecen frecuentemente y son difíciles de controlar. La presencia de cualquiera de ellas durante el rectificado es muy grave porque impide obtener las tolerancias geométricas deseadas y empeora el acabado superficial de la pieza. Además, si sumamos a estas inestabilidades las limitaciones inherentes al propio proceso abrasivo (dañado térmico e integridad superficial, tolerancias dimensionales y de acabado superficial, limitaciones de potencia...), la puesta a punto de estos procesos se complica en gran medida debido a la gran cantidad de variables que toman parte en el proceso e influyen sobre las citadas inestabilidades.

Por contra, en la actualidad todos los sectores de la industria se ven forzados a realizar continuas mejoras en sus procesos productivos para ofrecer productos más competitivos, cumpliendo al mismo tiempo las cada vez más exigentes normativas. Esto implica por parte de los fabricantes y usuarios un mayor conocimiento de las características y del comportamiento de sus máquinas y procesos con el fin de cumplir los objetivos que el cliente final demanda.

Con la idea de que se puedan aplicar métodos inteligentes para controlar y optimizar estos procesos en las últimas décadas existe un creciente interés en la simulación del rectificado a nivel internacional. En Estados Unidos, la industria destina anualmente cerca de diez mil millones de dólares a procesos de rectificado. Se estima que la aplicación sistemática de métodos basados en conocimiento en la industria produciría un aumento del 10% de la productividad, sin necesidad de realizar costosas inversiones en nuevos equipamientos. En consecuencia, el impacto económico potencial de estos métodos supondría un ahorro de más de mil millones de dólares anuales. La apuesta clara por esta estrategia se demuestra con la concesión hace pocos años de un proyecto de 6 millones de dólares por parte del *National Institute of Standards and Technology* a varios agentes tecnológicos de Estados Unidos liderados por *TechSolve*.

A pesar de que los problemas mencionados en el proceso de rectificado sin centros tienen importantes consecuencias económicas y han sido abordados en numerosos estudios, en la actualidad la puesta a punto de estos procesos se continúa realizando fundamentalmente mediante métodos de prueba y error, basándose en la experiencia de los preparadores de máquina y con una escasa aplicación práctica de un conocimiento científico riguroso del comportamiento del proceso.

En esta línea de traducir los avances en modelización y conocimiento del proceso en sistemas expertos de optimización tenemos también el ejemplo de los recientes proyectos Europeos *CEGRIS* y *CEGRIS II* (donde participan entre otras el WZL del RWTH de Aachen y la Universidad de Lubjiana...), que abordan el análisis de la inestabilidad geométrica en *plongée* y pasante respectivamente con el objetivo reducir al mínimo el tiempo de puesta a punto de este proceso. En estos proyectos se argumenta aumentos de la productividad de fabricación de las empresas europeas en torno a 40% por el simple hecho de solucionar a través del desarrollo de un modelo 3D del proceso de rectificado sin centros en pasante y de la optimización del sistema de refrigeración, sin lugar a dudas una estimación muy optimista.

Siendo esto así la oportunidad de este trabajo de Tesis provenía del hecho de que ningún fabricante de rectificadoras ni rectificadoras sin centros a nivel internacional ha sido capaz de desarrollar hasta la fecha una herramienta para la puesta a punto y optimización del proceso basada en modelos de simulación y conocimiento, que analice en su conjunto todas las limitaciones y variables que lo gobiernan.

Con este objetivo final, el equipo formado por IDEKO, Mondragon Unibertsitatea, Estarta S.COOP. y ABRASIVOS MANHATTAN inició hace unos años la labor de investigación en este ámbito a través del desarrollo de tres Tesis Doctorales. La primera de ellas realizada por el Dr. Jose Ignacio Marquinez [Marq08] en el ámbito de las inestabilidades de origen geométrico, la segunda, realizada por el Dr. Jon Madariaga [Mad09], en el ámbito de las inestabilidades de arrastre e integridad superficial de pieza y esta tercera en el ámbito de las perturbaciones de origen vibratorio regenerativo, la simulación del ciclo de rectificado en sus dos formas de operación (*plongée* y pasante), tanto para el caso de piezas mono-diámetro como multi-diámetro, y en la puesta a punto y optimización del proceso.

El conocimiento y resultados obtenidos en las dos Tesis previas y a lo largo de esta tercera ha permitido en esta última profundizar por un lado en el conocimiento de las inestabilidades de origen dinámico y sobre las diferentes técnicas de supresión, permitiendo determinar cuáles son las configuraciones libres de *chatter*, así como contrastar la capacidad de aplicación de la técnica y de diferentes estrategias de velocidad de giro de pieza variable con el fin de eliminarlo. Estos avances y la implantación con éxito de la técnica de velocidad de giro de pieza variable para eliminar el *chatter* constituyen una referencia destacable en el estado del arte.

Por otro lado también han permitido avanzar en el análisis de la influencia y el acoplamiento de las variables que gobiernan estas inestabilidades, desarrollar algoritmos de optimización de configuración de ciclos y selección de variables óptimas de trabajo para finalmente desarrollar una herramienta de puesta a punto y optimización del proceso.

Los modelos desarrollados e implementados en la herramienta suponen una referencia muy destacable en el estado del arte dando lugar a nueve publicaciones en revistas indexadas al SCI y siendo reconocidos por la Academia Internacional de Ingeniería de Producción (CIRP) donde el artículo presentado por el director de esta Tesis en representación del grupo investigador optó en 2007 a la Medalla F.W.Taylor, máximo galardón instituido a nivel internacional para premiar trabajos dirigidos por investigadores menores de 35 años en el campo de la Fabricación. Asimismo, en octubre de 2004 se obtuvo el premio Kutxa al mejor trabajo en el

XIV Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación, artículo presentado en torno a la supresión de inestabilidades de origen geométrico.

La propia herramienta final, siendo la única en el mercado que tiene en cuenta todas las limitaciones descritas a lo largo de esta memoria constituye un desarrollo innovador destacable a nivel internacional. En el desarrollo de la misma se ha realizado un esfuerzo adicional a fin de evitar las principales limitaciones que este tipo de herramientas sufren a la hora de ser transferidas y asimiladas por la industria:

- Capacidad para predecir y explicar el comportamiento del proceso. Análisis de los resultados.
- Refutabilidad, conocimiento del grado de fiabilidad de los resultados.
- Campo de aplicación. Posibilidad de extrapolar resultados o comportamiento en otras aplicaciones.
- Coste de uso. Demanda de CPU, tiempo necesario para obtener la solución.
- Esfuerzo necesario para realizar experimentos. Esfuerzo para realizar una formación. Bases de datos necesarias.
- Simplicidad y estética.

Como resultado de su aplicación es posible mejorar procesos existentes en empresas usuarias de rectificadoras sin centros a través de la determinación de la configuración de trabajo idónea y el cálculo de ciclo óptimo. Su aplicación sistemática puede reducir considerablemente los tiempos de puesta a punto del proceso (más de un 50%) y permitir al usuario final de la rectificadora trabajar siempre en condiciones estables simplemente haciendo pequeños cambios en la configuración de la máquina a medida que las muelas se desgastan y disminuyen en diámetro. Consecuentemente, se evitan tiempos de parada en líneas de producción, que son un factor limitante de la rentabilidad de cualquier negocio. Asimismo, permanecer en configuraciones de trabajo óptimas también implica tener una mayor capacidad de alcanzar la precisión requerida, porque el proceso es menos sensible al error de redondez inicial de la pieza. En consecuencia, es razonable considerar que la aplicación del sistema inteligente desarrollado en empresas usuarias de rectificadoras sin centros puede conllevar un aumento de su productividad de más del 25% en muchos casos. Se debe señalar además que los riesgos humanos se verán disminuidos por evitar las configuraciones de rotación inestable debidas al mecanismo de arrastre de la muela reguladora.

En cuanto a Estarta Rectificadora, empresa impulsora y propietaria de los derechos de explotación de la herramienta se podrá beneficiar de su comercialización, de las ventajas que le confiere la herramienta y el conocimiento adquirido a la hora de:

- Realizar la puesta a punto y optimización de procesos correspondientes a nuevos pedidos, con el consiguiente ahorro de tiempo y recursos actualmente necesarios.
- Preparar las ofertas, reduciendo el tiempo para su realización y aumentando su fiabilidad.
- Acortar el tiempo de respuesta del servicio de asistencia técnica.

- Documentar las puestas a punto realizadas al emplear la herramienta como base de datos de configuración final de procesos.
- Tomar decisiones técnicas a la hora de definir características de los nuevos diseños de máquina y utillaje a emplear.

13.3 LÍNEAS FUTURAS

Para mejorar y ampliar tanto el estudio del comportamiento dinámico como la puesta a punto y optimización del proceso de rectificado sin centros, se pueden abordar los siguientes temas:

- ✓ Profundizar en la determinación real del área y longitud reales de contacto para los fenómenos de filtrado por interferencia en muela reguladora y rectificadora.
- ✓ Desarrollar algoritmos de optimización para aplicaciones con piezas multi-diámetro y con formas.
- ✓ Implementar modelos de desgaste de muela en la ecuación de continuidad.
- ✓ Implementar modelos de fuerzas en la ecuación de continuidad que tengan en cuenta las condiciones iniciales de diamantado y la evolución de desgaste de las muelas para un análisis de estabilidad en el tiempo más riguroso y para la optimización de intervalos de diamantado.
- ✓ Desarrollar modelos que tengan en cuenta las condiciones de refrigeración del proceso para una mejor caracterización de los coeficientes de fricción, fenómeno de desgaste y calor evacuado de la zona de corte.
- ✓ Trabajar en el desarrollo de técnicas más avanzadas (rápidas y o precisas) de resolución de los modelos de velocidad variable.
- ✓ Profundizar en la influencia de la variación de la tasa de arranque en la aplicación de la técnica de velocidad variable para la forma de trabajo en pasante.
- ✓ Estudiar la regeneración de errores dinámicos en las dos muelas así como la aplicación de técnicas de velocidad de giro de muela variable para evitar *chatter*.
- ✓ Optimizar la configuración de ciclos de *plongée* mediante técnicas de variación continua y combinación de velocidad de giro de la pieza, muela y avance.
- ✓ Desarrollar un software de selección de máquina, incorporando a la herramienta datos de precisión en posicionado y repetitividad.
- ✓ Desarrollar herramientas de optimización *on-line* mediante monitorización de variables características del proceso e implementación de los modelos y algoritmos de optimización desarrollados.

Finalmente, otra de las líneas abiertas sería también la de trasladar los desarrollos realizados a otras formas de rectificado: cilíndrico, plano...

BIBLIOGRAFÍA REFERENCIADA

[All94] Alldieck, J., "*Simulation des dynamischen Schleifprozessverhaltens*," Dissertation RWTH Aachen, 1994.

[All89] Allanson, D.R., Kelly, S., Terry, S., Moruzzi, J.L., Rowe, W.B., "*Coping with Compliance in the Control of Grinding Processes*", CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 38/1, págs. 311-314, 2009.

[All97] Allanson, D.R., Rowe, W. B., Chen, X., Boyle, A., "*Automatic dwell control in computer numerical control plunge grinding*", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, Volume 211, Number 7, 1997.

[Alt92] Altintas, Y., Chan, P.K., "*In-process Detection and Suppression of Chatter in Milling*", International Journal of Machine Tools and Manufacture 32(3), págs.329–347, 1992.

[Alt04] Altintas, Y., Weck, M., "*Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding*", Annals CIRP, 2004.

[Ami81] Amitay, G., Malkin, S., Koren, Y., "*Adaptive Control Optimization of Grinding*", J. Eng. Ind. (Trans. ASME). Vol. 103, no. 1, págs. 103-108, Febrero de 1981.

[And85] Andrew, C., Howes, T.D., Pearce, T.R., "*Creep Feed Grinding*", Industrial Press Inc., pág. 272, 1985.

[Bar70A] Bartalucci, B., Lisisni, G., Pinotti, P., "*Grinding process Instability*", J. Of Eng. For Industry, págs. 597-606, 1969.

[Bar70B] Bartalucci, B., Lisisni, G., Pinotti, P., "*Grinding at Variable Speed*", Proceedings of the 11th MTDR conference, págs.633-652, 1970.

[Bay83] Baylis, R.J., Stone, B.J., "*The build up and decay of vibration during grinding*", Annals of the CIRP, Vol. 32-1, Págs. 265-268, 1983.

[Bay89] Baylis, R.J., Stone, B.J., "The Effect of Grinding Wheel Flexibility on Chatter", Annals of the CIRP, Vol. 38-1, Págs. 307-310, 1983.

[Bed07] Bediaga, I., Egaña, I., Muñoa, J., Zatarain, M., López de La calle, L.N., "Chatter Avoidance Method for Milling Process Based on Sinusoidal Spindle Speed Variation Method: Simulation and Experimental Results", 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations, Reggio Calabria, Italy, 2007.

[Bethel] Bethel, technologies Inc. 8091 East ST. RT.40. New Carlisle, Ohio
<http://www.grindingsimulator.com/>

[Bue90] Bueno, R., Zatarain, M., Aguinagalde J.M., "Geometric and dynamic stability in centerless grinding", CIRP Annals, Vol. 39, no. 1, 1990.

[Bie97A] Biera, J., "Desarrollo de modelos de simulación en el dominio del tiempo para el proceso de rectificado cilíndrico de exteriores en *plongée*", Memoria Tesis Doctoral, 1997.

[Bie97B] Biera, J., Nieto, F.J., Iturriza, I., Vinolas, J., Goikkoetxea, P., "Modelo en el dominio del tiempo para una rectificadora de exteriores en *plongée* con muela de CBN", IMHE, Noviembre de 1997.

[Bie97C] Biera, J., Vinolas, J., Nieto, F.J., "Time domain dynamic modelling of the external plunge grinding process", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 37/11, págs. 1555-1572, 1997.

[Bri06] Brinksmeier, E., Aurich, J.C., Govekar, E., Heinzl, C., Hoffmeister, H. W., Klocke, F., Peters, J., Rentsch, R., Stephenson, D.J., Uhlmann, E., Weinert, K., Wittmann, M., "Advances in Modeling and Simulation of Grinding Processes", Annals of the CIRP, Vol. 55/2, págs. 667-696, 2006.

[Bre08] Brecher, C., Hannig, S., "Simulation of plunge centerless grinding process", Prod. Eng. Res. Devel., Vol. 2, págs.91-95, 2008.

[Cai07] Cai, R., Rowe, W.B., Moruzzi, J.L., Morgan, M.N., "Intelligent grinding assistant (IGA(c)) - system development part I intelligent grinding database" The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 35, págs., 75-85, 2007.

[Ceg73] Cegrell, G., "Variable wheel speed-A way to increase the Metal Removal Rate", Proceedings of the 14th MTDR conference, págs. 653-658, 1973.

[Chiu93] Chiu, N., Malkin, S., "Computer simulation for cylindrical plunge grinding", CIRP Annals STC G, Vol. 42/1, pág. 383, 1993.

[Chiu94] Chiu, N., Malkin, S., "Computer simulation for creep-feed form grinding", Transactions of NARMRI/SME, Vol. 22, págs. 119-126, 1994.

[Cho07] Choi, T., Shin, Y.C., "Generalized Intelligent Grinding Advisory System", International Journal of Production Research, Vol. 45, no. 8, págs. 1899-1932, 2007.

- [Cow01] Cowan, R.W., Schertz, D.J., Kurfess, T.R., "An adaptive statistically based controller for through-feed centerless grinding", Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 123, no. 3, , págs. 380-386, Agosto del 2001.
- [Dre99] Drew, S.J., Mannan, M.A., Ong, K.L., Stone, B.J., "Investigation of in-process measurement of ground surfaces in the presence of vibration", International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 39, no. 12, págs. 1841-1861, Septiembre de 1999.
- [Dre01] Drew, S.J., Mannan, M.A., Ong, K.L., Stone, B.J., "The measurement of forces in grinding in the presence of vibration", International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 41, no. 4, págs. 509-520, Enero del 2001.
- [EIW87] El-Wardani, T., Sadek, M.M., Younis, M.A., " Theoretical analysis of grinding chatter", Journal of Engineering for Industry, Transactions ASME 109, no. 4, págs. 314-320, 1987.
- [Fol93] Folkerts, W., "Dynamische processkennwerte des schleifens und deren einfluss auf dan prozessverhalten", Doctoral Thesis, RWTH Aachen, 1993.
- [Fro85] Frost, M., Fursdon, P.M.T., "Towards optimum centreless grinding", Milton C. Shaw Grinding Symposium, Ped-Vol.16, ASME, págs. 313-328, 1985.
- [Fuk76B] Fukuda, Riichi, "Loss of contact between grinding wheel and workpiece during grinding and its effect on chatter vibration" , Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 10, no. 1, págs 8-14, 1976.
- [Fur70] Furukawa, Y., Miyashita, M., Shiozaki S., "Chatter vibration in centerless grinding (Research1)", Bull JSME, Vol. 13, no. 64, págs. 1274-83, 1970.
- [Fur71] Furukawa, Y., Miyashita, M., Shiozaki S., "Vibration analysis and work- rounding mechanism in centerless grinding", Int J Mach Tool Des Res, Vol. 11, no. 2, págs 145-75, 1971.
- [Fur72] Furukawa, Y., Miyashita, M., Shiozaki, S., "Chatter vibration in centerless grinding (Research2)", Bull. of JSME, Vol. 15, no. 82, págs. 544-553, 1972.
- [Fur73A] Furukawa, Y., Shiozaki, S., Shiga, N., "Suppression mechanism of build-up of chatter vibration-adaptive control of self-excited chatter vibration in centerless grinding (I)", Journal of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 39, no. 4, págs. 448-54, 1973.
- [Fur73B] Furukawa, Y., Shiozaki, S., Shiga, N., "Suppression of chatter vibration by adaptive control-adaptive control of self-excited chatter vibration in centerless grinding. II", Journal of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 39, no. 5, págs. 516-20, 1973.
- [Gao92A] Gao, Y., Jones, B., "An optimum size and roundness adaptive control method for the plunge grinding process", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 206, no. I2, págs. 107-116, 1992.

[Gao92B] Gao, Y., Jones, B., Webster, J., "An integrated size and roundness adaptive control system for the plunge grinding process", International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 32, no. 3, págs. 291-303, 1992.

[Gim95] Gimenez, J.G., Nieto, F.J., "A Step by Step Approach to the dynamic behaviour of centerless grinding machines", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 35/9, págs. 1291-1307, 1995.

[Guo93A] Guo, C., Malkin, S., "Inverse heat transfer analysis of heat flux to the workpiece: I. Model", ASME Journal of Engineering for Industry, Vol.118, págs. 137-142, 1993.

[Guo93B] Guo, C., Malkin, S., "Inverse heat transfer analysis of heat flux to the workpiece: II. Application", ASME Journal of Engineering for Industry, Vol.118, págs. 143-149, 1993.

[Guo94] Guo, C., Malkin, S., "Analytical and experimental investigation of burnout in creepfeed grinding", Annals of the CIRP, Vol.43/1, págs. 283-286, 1994.

[Guo99] Guo, C., Wu, Y., Varghese, V., Malkin, S., "Temperatures and energy partition for grinding with vitrified grinding wheels", Annals of the CIRP, Vol.48/1, págs. 247-251, 1999.

[Gur64] Gurney, J.P., An analysis of centerless grinding Journal of Engineering for Industry, 163-174, 1964.

[Hah69A] Hahn, R.S., "Variables in grinding-their effect on stock removal, wheelwear, surface integrity, grinding chatter", ASTME Creative Mfg Seminars-Advanced Grinding Technology, Cleveland, OH, USA, Ohio'-Tech Paper MR69-562, 1969.

[Hah69B] Hahn, R.S, Lindsay, R.P., "Influence of process variables on material removal, surface integrity, surface finish and vibration in grinding", Proc 10th Int MTDR Conf, Advan in Mach Tool Des and Res, págs. 95-117, 1969.

[Hah69C] Hahn, R.S, "Vibration problems and solutions in grinding", ASTME Eng Conference-Material Removal-Collected Papers, MR69-246, pág. 20 , 1969.

[Han06] Hannig, S., "Analysis and modeling of the dynamic behaviour of grinding processes", págs. 4-1,4-28, 2006.

[Hash79] Hashimoto, F., Yoshioka, J., Ohtsu, M., Kato, Y., Miyahita, M., "Rotational Motion of Workpiece with Two Different Diameters During Centerless Grinding", Bull JSPE vol. 45/5, pp. 579-584, 1979 .

[Hash84] Hashimoto, F., Kanai, A., Miyashita, M., "Growing mechanism of chatter vibrations in grinding processes and chatter stabilization index of grinding wheel", CIRP Annals, Vol. 33, no. 1, págs. 259-263, 1984.

[Hash85] Hashimoto, F., Yoshioka, J., Miyashita, M., "Sequential estimation of growth rate of chatter vibration in grinding processes", CIRP Annals, Vol. 34, no. 1, págs. 271-275, 1985.

[Hash98] Hashimoto, Fukuo, "Safe operations and friction characteristics of regulation wheel in centerless grinding", CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 47, no. 1, págs. 281-286, 1998.

[Hash00A] Hashimoto, Fukuo, "Effects of friction and wear characteristics of regulating wheel on centerless grinding" Abrasives Magazine, págs. 8-15, 2000.

[Hash00B] Hashimoto, F., Zhou, S.S., Lahoti, G.D., Miyashita, M., "Stability diagram for chatter free centerless grinding and its application in machine development", CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 49, no. 1, págs. 225-230, 2000.

[Hash04] Hashimoto, F., Lahoti, G.D., "Optimization of set-up conditions for stability of the centerless grinding process", CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 53, no. 1, págs. 271-274, 2004.

[Hen99] Hennes, N., "Dynamisches Verhalten von Außenrundlängsschleifprozessen", Dissertation RWTH Aachen, 1999.

[Hes03] Hesterman, Dianne, C, Stone, Brian, J., "The control of unstable vibration in grinding", Proceedings of the Tenth International Congress on Sound and Vibration, págs. 4077-4083, 2003.

[Hos84] Hoshi, T., Koumoto, Y., "Mechanism of Vibration in Plunge-Cut Cylindrical Grinding", Proceedings of the 5th International Conference on Production Engineering, Tokio, págs. 314-319, 1984.

[Hos86] Hoshi, T., Matsumoto, S., Mitsui, S., Horiuchi, O., Koumoto, Y., "Suppression of Wheel Regenerative Grinding Vibration by Alternating Wheel Speed", Annals of the CIRP, Vol. 35/1, págs. 231-234, 1986.

[Ina76] Inasaki, I, Cheng, C., Yonetsu, S., "Suppression of chatter in grinding", Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 9, no. 5, págs. 133-138, 1976.

[Ina77A] Inasaki, I., Yonetsu, S., "Regenerative chatter in grinding", Digest of Technical Papers - IEEE MTT-S International Microwave Symposium, págs. 423-429, 1978.

[Ina77B] Inasaki, I., Tonou, K., Yonetsu, S., "Regeneration chatter in cylindrical plunge grinding", Bulletin of the JSME, Vol. 20, no. 150, págs. 1648-1654, 1977.

[Ina77C] Inasaki, I., "Self-Excited Chatter Vibrations in Grinding and Methods of Their Suppression", Werkstatt und Betrieb, Vol. 110, no. 8, págs. 521-524, 1977.

[Ina91] Inasaki, I., "Monitoring and optimization of internal grinding process", CIRP Annals-Manufacturing Technology, Vol. 40, págs. 359-362, 1991.

[Ina02] Inasaki, I., Karpuschewski, B., Lee, H., "Grinding chatter. Origin and suppression ", S. CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 50, no. 2, págs. 515-534, 2001.

[Ins03] Insperger, T., Schmitz, T., Burns, T.J., Stépán, G., "Comparison of Analytical and Numerical Simulations for Variable Spindle Speed Turning", Proc. of IMECE Int. Mechanical Engineering Congress, 2003.

[Jae42] Jaeger, J. C., "Moving Heat and the Temperature at Sliding Contact," J. Proc. R. Soc. N. S. W., **76**, págs. 203–224, 1942.

[Khu81] Khudobin, I.L., "The damping action of coolants in grinding", Vestnik Mashinostroeniya, Vol. 61, págs. 55-57, 1981.

[Kim93] Kim, G., Inasaki, I., "Establishment of optimum grinding conditions utilizing the fuzzy regression model", Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C, Vol. 59, no. 566, págs. 3186-3192, 1993.

[Klot86] Klotz, N., "Beurteilung der postoperativen Periode durch Patienten", Doctoral Thesis , RWTH Aachen.

[Kna99] Knapp, B.R., "Benefits of grinding with variable workspeed", Tesis Master of science

[Kou76] Kounosu, K., "Suppression of chatter vibration in cylindrical grinding", Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 10, no. 4, págs. 175-176, 1976.

[Kra08] Krajnik, P., Drazumeric, R., Meyer, B., Kopac, J., Zeppenfeld, C., "Simulation of workpiece forming and centre displacement in plunge centreless grinding", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 48, págs. 824-831, 2008.

[Lee00A] Lee, CW and Shin, YC, "Evolutionary modelling and optimization of grinding processes", International Journal of Production Research, 2000, v 38, pp 2787–2813

[Lee00B] Lee, C.W., "Intelligent modeling and optimization of grinding processes", Purdue University West Lafayette, IN, USA, 2000, Thesis

[Lee03] Lee, C.W. and Shin, Y.C., "Construction of fuzzy systems using least-squares method and genetic algorithm", Fuzzy Sets and Systems, Vol. 137, págs. 297–323, 2003.

[Lee04] Lee, C.W., Shin, Y.C., "Modeling of complex manufacturing processes by hierarchical fuzzy basis function networks with application to grinding processes", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 126, págs. 880, 2004.

[Li99] Li, Y., Rowe, W.B., Mills, B., "Study and selection of grinding conditions. Part1: Grinding conditions and selection strategy", Proc. Instn. Mech. Eng., **213B**, págs. 119-129, 1999.

[Li06A] Li, H., Yung, C., Shin, A., "Time-Domain Dynamic Model for Chatter Prediction of Cylindrical Plunge Grinding Processes", Journal of manufacturing science and engineering, Transactions of the ASME, págs. 404-415, 2006.

- [Li06B] Li, H., Yung, C., Shin, A., "*Wheel Regenerative Chatter of Surface Grinding*", Journal of manufacturing science and engineering, Transactions of the ASME, Vol. 128, págs. 393-403, 2006.
- [Li07] Li, H., Yung, C., Shin, A., "*Time Domain Dynamic Simulation Model for Stability Prediction of Infeed Centerless Grinding Processes*", J. Manuf. Sci. Eng., Vol. 129, no. 3, págs. 539-551, 2007.
- [Lia91] Liao, Y.S., Shiang, L.C., "*Computer simulation of self-excited and forced vibrations in the external cylindrical plunge grinding process*", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, Vol. 113, no. 3, págs. 297-304, 1991.
- [Mad09] Madariaga J., "Modelos Predictivos para el Control del Dañado Térmico y de las Inestabilidades de Origen Tribológico en Procesos de Rectificado", Doctoral Thesis; Mondragon Unibertsitatea. , 2009.
- [Maks89] Maksoud, T.M.A., Howes, TD., "Effect of hydrodynamic pressure of high viscosity coolants on the stability of surface grinding processes" ASME Winter annual meeting, Grinding Symposium, San Francisco, California, Vol. 10-15, págs. 183-198, 1989.
- [Maks02] Maksoud, T.M.A., Mokbel, A.A., "Suppression of chatter in grinding using high-viscosity coolants", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, Vol. 216, págs. 113-123, 2002.
- [Mal71] Malkin, S., Cook, N.H., "*Wear of grinding Wheels*", J. Eng Ind Trans ASME, Vol. 93 Ser B, no. 4, págs. 1120-33, 1971.
- [Mal76] Malkin, S., "*Selection of operating parameters in surface grinding*", J Eng Ind ASME, Vol. 98, págs. 56-62, 1976.
- [Mal78] Malkin, S., "*Burnig limit for surface and cylindrical grinding of steels*", Annals of the CIRP, Vol. 27, págs. 233-236, 1978.
- [Mal80] Malkin, S., Koren, Y., Ber, A., "*Off-line grinding optimization with a micro-computer*", CIRP Annals-Manufacturing Technology, Vol. 29, págs. 213-216, 1980.
- [Mal81] Malkin, S., "*Grinding cycle optimisation*", CIRP Annals-Manufacturing Technology, Vol. 30, págs. 223-226, 1981.
- [Mal84] Malkin, S., Koren, Y., "*Optimal infeed control for accelerated spark-out in grinding*", J Eng Ind ASME, 1984, v 106, p 70-74
- [Mal85] Malkin, S., "*Practical approaches to grinding optimization*", Milton C. Shaw Grinding Symposium, ASME, Vol.16, págs. 289-299, 1985.
- [Mal89] Malkin, S., "*Grinding Technology: Theory and Applications of Machining with Abrasives*", 1989.

- [Mal07] Malkin, S., Changsheng G., "Model Based Simulation of Grinding Processes", 2nd European conference on grinding, Fortschr.-Ber. VDI no, 2007. -abrasivesmagazine.com
- [Mal08] Malkin S., Guo C., "Grinding Technology: theory and applications of machining with abrasives", 2008.
- [Man99] Mannan, M.A., Fan, W.T., Stone, B.J., "Effects of torsional vibration on chatter in grinding", Journal of Materials Processing Technology, Vol. 89-90, págs. 303-309, 1999.
- [Man00] Mannan, M.A., Drew, S.J., Stone, B.J., "Torsional vibration effects in grinding", CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 49, no. 1, págs. 249-252, 2000.
- [Mar04] Marinescu, I., "Tribology of Abrasive Processes", D. Noyes Publications, 2004.
- [Mar07] Marinescu, I.D., Hitchiner, M., Uhlmann, E., Rowe, W.B., Inasaki, I., "Handbook of Machining with Grinding Wheels", Taylor & Francis Group, 2007
- [Marq08] Marquínez, J.I., "Supresión de Inestabilidades de Origen Geométrico en el Rectificado Sin Centros mediante Nuevas Técnicas de Simulación", Tesis Doctoral, Mondragon UnibertsitateA, 2008.
- [Mat86] Matsubara, T., Mizumoto, H., Yamamoto, H., "Theoretical analysis of work regenerative chatter in plunge grinding", Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 20, no. 4, págs. 272-277, 1986.
- [Mat87] Matsubara, T., Mizumoto, H., Yamamoto, H., Sato, M., "Experimental analysis of work regenerative chatter in plunge grinding", Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 21, no. 1, págs. 33-37, 1987.
- [Mei81] Meis, F. U., "Geometric Stability in Centerless Through-feed Grinding", TZ fuer Metallbearbeitung, Vol. 75, no. 6, págs. 39-42, 1981.
- [Mey08] Meyer, B., Wegner, H., klocke, F., Krajnik, P., "Simulationen der Rundheitsfehler beim spitzenlosen Durchlaufschleifen", Schleifen+Polieren, Vol.4, págs. 110-117, 2008.
- [Miy72] Miyashita, M., "Unstable Vibration Analysis of Centreless Grinding System and Remedies for Its Stabilization", Annals of the CIRP, Vol. 21/1, págs. 103-104, 1972.
- [Miy82] Miyashita, M., Hashimoto, F., Kanai, A., "Diagram for Selecting Chatter Free Conditions of Centerless Grinding", Annals of the CIRP, Vol. 33/1, pags. 221-223, 1982.
- [Mor07] Morgan, M.N., Cai R., Guidotti, A., Allanson, D.R., Moruzzi, J.L., Rowe, W., "Design and implementation of an intelligent grinding assistant system", International Journal of Abrasive Technology, 2007.

[Nie96] Nieto, J., "Estudio teórico y experimental del comportamiento dinámico en las rectificadoras sin centros en sus dos formas de operación: penetración y pasante", Ph. D. Thesis, E. S. I. I. San Sebastián, Universidad de Navarra, 1996.

[Nie98] Nieto, J., Etxabe, J.M.; Gimenez, J., "*Influence of contact loss between workpiece and grinding wheel on the roundness errors in centreless grinding*", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 38, no. 10-11, págs. 1371-1398, 1998.

[Pet80] Peters, J., Aerens, R., "*Optimization Procedure of Three Phase Grinding Cycles of a Series without Intermediate Dressing*", Annals of the CIRP, Vol. 29/1, págs. 195-200, 1980.

[Que02] Queshi, R.A., Mannan, M.A., Drew, S.J., Stone, B.J., "*A comparison of grinding forces arising from oscillating workpiece speed and chip thickness*", Technical Paper - Society of Manufacturing Engineers MR, no. MR02-170, págs. 1-8, 2002.

[Qi97A] Qi, H.S., Rowe, W.B., Mills, B., "*Contact length in grinding. Part 1: Contact length measurement*", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 211, no. 1, págs. 67-76, 1997.

[Qi97B] Qi, H.S., Rowe, W.B., Mills, B., "*Contact length in grinding. Part 2: Evaluation of contact length models*", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 211, no. 1, págs. 77-85, 1997.

[Qi97C] Qi, H.S., Rowe, W.B., Mills, B., "*Experimental investigation of contact behaviour in grinding*", Tribology International, Vol. 30, no. 4, págs. 283-294, 1997.

[Ram01] Ramos, J.C., Vinolas, J., Nieto, F.J., "*A simplified methodology to determine the cutting stiffness and the contact stiffness in the plunge grinding process*", International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 41, págs. 33-49, 2001.

[Ree67] Reeka, D., "*On the relationship Between the Geometry of the Grinding Gap and the Roundness Error in Centerless Grinding*", PhD. Diss., Tech. Hochschule, Aachen, 1967.

[Row86] Rowe, W.B., Bell, W.F.; Brough, D., "*Optimization studies in high removal rate centreless grinding*", CIRP Annals, Vol. 35, no. 1, págs. 235-238, 1986.

[Row87A] Rowe, W. B., Bell, W. F., Brough, D., "*Limit charts for high removal rate centerless grinding*", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 27, no. 1, págs. 15-25, 1987.

[Row87B] Rowe, W.B., Spraggett, S., Gill, R., Davies, B., "*Improvements in centerless grinding machine design*", J. CIRP Annals, Vol. 36, no. 1, págs. 207-210, 1987.

[Row91A] Rowe, W.B., Allanson, D.R., Pettit, J.A., Moruzzi, J.L., Kelly, S., "*Intelligent CNC for grinding*", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B: Journal of Engineering Manufacture, Vol. 205, no. B4, págs. 233-239, 1991.

- [Row94] Rowe, W.B., Yan, Li., Inasaki, I., Malkin, S., "Application of artificial intelligence in grinding", Annals of the CIRP, 43: 521-531, 1996.
- [Row97] Rowe, W.B., Yan, Li., Chen X., Mills B., "An Intelligent Multiagent Approach for Selection of Grinding Condition", CIRP Annals-Manufacturing Technology , V46, pp 233-238, 1997.
- [Row97] Rowe, W.B, Black, S.C.E.; Mills, B.; Morgan, M.N.; Qi, H.S., "Grinding temperatures and energy partitioning", Proceedings of the Royal Society of London, 1997.
- [Row09] Rowe, W.B., "Principles of Modern Grinding Technology", William Andrew, 2009.
- [Sas02] Sastry, S., Kapoor, S.G., DeVor RE, "Floquet Theory Based Approach for Stability Analysis of the Variable Speed Face-Milling Process". Trans ASME Journal of Manufacturing Science Engineering 124:10-17, 2002.
- [Sch80] Schiefer, K.H., "Theoretische und experimentelle Stabilitätsanalyse des Schleifprozesses", Dissertation RWTH Aachen, 1980.
- [Sex78] Sexton, J.S., Stone, B.J., "The Stability of machining with continuously varying spindle speed", CIRP Annals 27(1):312-326, 1978.
- [Sex82] Sexton, J. S., Howes, T. D., Stone, B. J., "Use of increased wheel flexibility to improve chatter performance in grinding", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (London), Vol. 196, págs. 291-300, 1982.
- [Sha96] Milton C., "Principles of abrasive processing", Oxford University Press, 1996.
- [Shan98] Shanghag, N., Rajan, M., Manjunathaiah, J., Krishnamurty, S., Malkin, S., "Analysis and simulation of double disk grinding", Transactions of NARMRI/SME, Vol. 26, págs. 111-116, 1998.
- [Sno68] Snoeys, R., Wang, I.C., "Analysis of the static and Dinamic Stiffness of the Grinding Wheel Surface", Advances in Machine Tool Design and Research, Vol. 9, 1968.
- [Sno69] Snoeys R., Brown D, "Dominating parameters in grinding wheel and workpiece regenerative chatte", Proc 10th Int MTDR Conf, Advan in Mach Tool Des and Res, págs. 325-48, 1969.
- [Sno71] Snoeys R., "Dominating parameters of grinding machine stability", Het Ingenieursblad, págs. 87-95, 1971.
- [Sno74] Snoeys, R., Peters, J.; Decneut, A., "The significance of chip thickness in grinding" , CIRP Annals vol 23 Nr 2 Pag 227.

[Sri78] Srinivasan, K.;Nachtigal, C.L., "Analysis and desing of the machine tool chatter control systems using regeneration spectrum", Trans. ASME, J. Of Dynamic Sytems, measurement and Control, pp.191-200 (1978)

[Sri81] Srinivasan, K., "*Application of the regenerative spectrum method to workpiece regenerative chatter in grinding*", Proc. Of the 9th North American Manufacturing Res. Conf., págs. 283-289, 1981.

[Suz78] Suzuki, Noboru; Hashimoto, Fukuo; Kanai, Akira; Miyashita, Masakazu " Study on rotational behaviour of multiple diameter workpiece during centerless grinding", Memoirs of Faculty of Technology Tokyo Metropolitan University, n 28, 1978, p 2661-2673.

[Tak88] Takasu, Shuuhei; Masuda, M. " Heavy-duty centerless grinding for multi-diameter shafts", CIRP Annals v 37, n 1, 1988

[Taka78] Takayanagi, K., Inasaki, I., Yonetsu, " *Regenerative chatter behavior during one cycle of cylindrical plunge grinding*", Sakae Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, Vol. 12, no. 3, Sep, págs. 121-126, 1978.

[Tho70] Thompson, R.A., "*Dynamic behavior of surface grinding 1*", ASME , 7p, 1970.

[Tho72] Thompson, R.A., "*Character of regenerative chatter in cylindrical grinding*", American Society of Mechanical Engineers (Paper), no. 72-WA/Prod-14, pág. 7, 1972.

[Tho04] Thompson, R.A., "*Method and apparatus for optimizing grinding*", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, Vol. 96 Ser B, no. 1, págs. 275-280, 1974.

[Tho76] Thompson, R.A., "*On the doubly regenerative stability of a grinder: The combined effect of wheel and workpiece speed*", American Society of Mechanical Engineers (Paper), no. 76-WA/Prod-19, pág. 5 , 1976.

[Tho84A] Thompson, R. A., A) "*On the doubly regenerative stability of a grinder: The theory of chatter growth*", Society of Mechanical Engineers, Production Engineering Division v 1;1984;p 393-405

[Tho84B] Thompson, R. A., "*On the doubly regenerative stability of a grinder: The mathematical analysis of chatter growth*", Society of Mechanical Engineers, Production Engineering Division :v 12;1984;p 407-423

[Tho92] Thompson, R.A., "*On the doubly regenerative stability of a grinder. The effect of contact stiffness and wave filtering*", Journal of Engineering for Industry Transactions of the ASME, v 114, n 1, Feb, 1992, p 53-60

[Tho04] Thompson, R.A., "*Method and apparatus for optimizing grinding*", US4604834 (A)

[Thom95] THOMAS D. A. ; ALLANSON D. R. ; MORUZZI J. L. ; ROWE W. B. ; "*In-process identification of system time constant for the adaptive control of grinding*", Journal of engineering for industry, 1995, vol. 117, no2, pp. 194-201 (11 ref.)

[Til82] Tiliguzov, G. V., "*Effectiveness of centerless grinding with variable workpiece speed*", Soviet Engineering Research v 2, n 10, Oct, 1982, p 98-100

[Torr00] Torrance, A.A. Badger, J.A., "*Relation between the traverse dressing of vitrified grinding wheels and their performance*", International Journal of Machine Tools and Manufacture, v 40, n 12, Jul, 2000, p 1787-1811

[Tön92] Tönshoff, H.K., "*Modelling and Simulation of Grinding Processes*", CIRP Annals

[Ver75] Verkerk J., "*The Real Contact length in Cylindrical plunge Grinding*", Annals of the CIRP, 24, 1, pp256-264, 1975

[Ver76] Verkerk, J., 1976, "*Wheelwear Control in Grinding -Models for the Control of Wheelwear, Force and Surface Roughness by the Choice of Dressing and Grinding Conditions*", Dissertation TH Delft.

[Vin97] J. Vinolas, J. Biera, J. Nieto, J.I. Llorente and J. Vigneau, "*The Use of an Efficient and Intuitive Tool for the Dynamic Modelling of Grinding Processes*", Annals of the CIRP, v 46/1, 1997, Pages 239-242

[Web90] J. Webster, Y.W. Zhao, "*Time-optimum adaptive control of plunge grinding*", International Journal of Machine Tools and Manufacture v 30, issue 3, 1990, p 413-421

[Wec89] M. Weck and J. Alldieck, "*The originating mechanisms of wheel regenerative grinding vibrations*", Annals of the CIRP, v 38/1, 1989, Pages 381-384

[Wec01] Weck, M.; Hennes, N.; Schulz, A., "*Dynamic behaviour of cylindrical traverse grinding processes*", Annals of the CIRP, v 50/1, 2001, Pages 213-216

[Xiao93] Xiao, G., Malkin, S., Danai, K., "*Automated system for multy-stage cylindrical grinding*", ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and control, 1993, Vol. 115, pp. 667-672

[Xiao96] Xiao, G.;Malkin, S., "*On-line optimization for internal plunge grinding*", CIRP Annals, Volume 45, Issue 1, 1996, Pages 287-292

[Zat08] Zatarain M, Bediaga I, Muñoa J, Lizarralde R (2008), "*Stability of Milling Processes with Continuous Spindle Speed Variation: Analysis in the Frequency and Time Domains, and Experimental Correlation*". CIRP Annals 57(1):379– 384.

[Zho96B] Zhou, S. Steven; Gartner, Joseph R.; Howes, Trevor D, "*On the relationship between setup parameters and lobing behavior in centerless grinding*". CIRP Annals Manufacturing Technology, v 45, n 1, 1996, p 341-346

[Zho97] Zhou, S. Steven;Petrosky, George, "*Improving workpiece roundness through centerless grinding cycle optimization*", CIRP Annals Manufacturing Technology, v 46, n 1, 1997, p 217-22

OTRA BIBLIOGRAFÍA DE INTERÉS

[Agm85] OPTIMIEREN BEIM SPITZENLOSEN AUSSEN-RUNDSCHLEIFEN DURCH FLEXIBILITAET. (Optimization of Centerless External Cylindrical Grinding by Means of Flexibility.) Agmarken Werkstatt und Betrieb v 118, n 9, Sep, 1985, p 607-610

[Barr02] Barrenetxea, D., Ensayos de conocimiento del proceso de rectificado sin centros. Combinación de parámetros geométricos y parámetros de trabajo en *plongée*, Informe interno Ideko, 2002

[Barr03] Barrenetxea D.; Influencia de la Relación de Velocidades Muela Rectificadora/Pieza y de la Velocidad de Diamantado; Informe interno de centro tecnológico IDEKO; 2003.

[Barr06] Barrenetxea D., Beristain J., Aguirre G., Lizarralde R., Montejo M., Suarez B., Muguerza Perelló I., Marquinez J. I., Aráosla P. J., Gallego I. Herramienta inteligente para la puesta a punto del proceso de rectificado sin centros , XV Congreso nacional de Máquina- Herramienta y Tecnologías de Fabricación, 2006.

[Barr08] D. Barrenetxea, J.Álvarez, J. I. Marquínez, A. Zabala, J. Madariaga, P. Puerto, I. Gallego, I. Muguerza Perelló³SUA2: SOLUCIÓN GLOBAL PARA LA PUESTA A PUNTO Y OPTIMIZACIÓN DEL RECTIFICADO SIN CENTROS EN SUS DOS FORMAS DE TRABAJO: *PLONGÉE* Y PASANTE, XVII Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación (San Sebastián Octubre de 2008)

[Barr09A] D. Barrenetxea, J.I. Marquinez, J. Álvarez, A. Mendikute, J. Madariaga, R.. Fernández,, Modeling and industrial applications: A case study on grinding , Proceedings of the 12Th CIRP Conference on Modelling of Machining Operation, San Sebastián-Donosti, Spain. Enviado a Machining_Science&Technology LMST-2009-0134

[Barr09B] D. Barrenetxea, J.I. Marquinez, I. Bediaga, L. Uriarte, Continuous Workpiece Speed Variation (CWSV): model based practical application to avoid *chatter* in grinding, CIRP Annals – Manufacturing Technology (2009), Vol. 58/1 – 2009

[Barr10A] D. Barrenetxea, J. Álvarez, J.I. Marquínez, J. Madariaga, I. Muguerza Perelló,I. Gallego, New Models and Global Stability Charts to Avoid Principal Instabilities and Constraints in Throughfeed Centerless Grinding, Journal of Manufacturing Science and Engineering FEBRUARY 2010, Vol. 132 / 011014-1

[Barr10B] D. Barrenetxea, J. Álvarez, J.I. Marquínez, I. Muguerza Perelló, I. Gallego, Model Based Global Stability Analysis and New Optimization Algorithms for the Set-Up of Infeed Centerless Grinding Process. Manufacturing Science and Engineering

[Bha84] Bhateja, C.P., Current State of Art if Workpiece Roundness Control in Precision Centerless Grinding, Annals of CIRP, vol. 33/1, pp. 199-205

[Bri91] Selftuning adaptive control system for grinding processes Brinksmeier, E.;Popp, C. Manufacturing Technology 1991, p 355-358

[Bro79] DIAPHRAGM COMPENSATED HYDROSTATIC BEARINGS FOR ACHIEVING AND MONITORING HIGH-SPEED CENTRELESS GRINDING. Brough, D.;Rowe, W. B.; Weston, W.; Bell, W. F. Proc of the Jt Polytech Symp on Manuf Eng 2nd, Jun 11-13 1979, Coventry, Engl

[Bro81] ACHIEVING AND MONITORING HIGH-RATE CENTRELESS GRINDING. Brough, D.; Bell, W. F.; Rowe, W. B. Proceedings of the International Machine Tool Design and Research Conference 1981, p 313-322

[Cai08] Cai R., Morgan M.N. Design of a user guidance manual for optimal coolant delivery in grinding, Int J Adv Manuf Technol (2008) 38:410–417

[Chi82] CENTERLESS PLUNGE FEED WITH ADDITIONAL HIGH FRICTION DAMPING Chien, A. Y.; Proceedings of the International Machine Tool Design and Research Conference 1982, p 343-349

[Chi84] SELECTION OF OPTIMAL STABLE GEOMETRICAL CONFIGURATION IN CENTERLESS GRINDING. Chien, A. Y. International Journal of Machine Tool Design & Research v 24, n 2, 1984, p 87-93

[Chi86] HARMONIC VIBRATION MODELS IN CENTERLESS GRINDING Chien, A. Y.; International Journal of Machine Tool Design & Research v 26, n 4, 1986, p 349-358

[Dal46] Dall A. H., Rounding Effect in Centreless Grinding, Mechanical Engineering, vol. 58, pp. 325-329, 1946.

[DeM01] Monitoring of plunge center-less grinding through acoustic emission De Morais Vieira, J.;De Oliveira, J.F.G. Abrasives n DEC./JAN., December /January, 2001, p 15-19

[Dro73]OPTIMUM SETTINGS FOR A CENTRELESS GRINDER. Drobashevskii, G. S. Machines & Tooling (English translation of Stanki i Instrument), v 44, n 9, 1973, p 20-21

[Dro76] WORK BLADE SETTING ON A CENTRELESS GRINDING MACHINE. Drobashevskii, G. S. Machines & Tooling v 47, n 9, 1976, p 22-23

[Ede77] KRAEFTE BEIM SPITZENLOSEN EINSTECHSCHLEIFEN. (Forces at the Centerless Plunge-Cut Grinding) Eder, Erich Oesterreichische Ingenieur-Zeitschrift v 20, n 12, Dec, 1977, p 409-415 Language: German

[Epu97] Pattern formation and linear stability analysis in centreless grinding Epureanu, B.I.; Dowell, E.H.; Montoya, F.M Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B: Journal of Engineering Manufacture, v 211, n B8, 1997, p 619-626

[Epu99] Centerless grinding systems stability Epureanu, B.I.;Montoya, F.M.; Garcia, C.L. Journal of Manufacturing Science and Engineering v 121, n 2, May, 1999, p 157-162

[Fan04] Design of an ultrasonic elliptic-vibration shoe and its performance in ultrasonic elliptic-vibration-shoe centerless grinding Fan, Yufeng.;Wu, Yongbo; Kato, Masana; Tachibana, Toru; Syoji, Katsuo; Kuriyagawa JSME International Journal Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, v 47, n 1, March, 2004, p 43-51

[Fri03] Centerless grinding with cBN Friedrich, Dirk.; Klocke, F. Industrial Diamond Review v 63, n 4, 2003, p 29-32

[Gall03] Gallego I., Barrenetxea D., Rodríguez A., Marquínez J. I., Unanue A, Zarate E., Geometric lobing suppression in centreless grindingby new simulation techniques, The 36th CIRP-International Seminar on Manufacturing Systems, pp. 163-170. 2003

[Gall04] Gallego I., Marquínez J.I., Barrenetxea D. Supresión de inestabilidades de origen geométrico en el rectificado sin centros mediante nuevas técnicas de simulación, XIV Congreso nacional de Máquina- Herramienta y Tecnologías de Fabricación, vol. 1, pp.415-435, 2004

[Gall06A] I. Gallego, R. Lizarralde, D. Barrenetxea, P. J. Arrazola, Precision, Stability and Productivity Increase in Throughfeed Centerless Grinding, CIRP Annals – Manufacturing Technology 55/1 (2006)

[Gall06B] I. Gallego, R. Fernandez, J. I. Marquinez, J.Madariaga, P.J.Arrazola, R. Lizarralde, D. Barrenetxea, M.Montejo, I. Mugerza Perelló, RECTIFICADO SIN CENTROS INTELIGENTE, IMHE Diciembre 2006

[Gall07] Gallego I., Intelligent Centerless Grinding: Global Solution for Process Instabilities and Optimal Cycle Design. CIRP Annals – Manufacturing Technology , 2007-56-1-0347.

[Gim] Gimenez, Germán; García de Jalón, Javier Teoría y práctica del análisis modal (curso teórico experimental sobre vibraciones en estructuras) Gimenez, Germán; García de Jalón, Javier

[GOO90] Goodall C. A study of the Thoughtfeed Centreless Grinding Process with particular reference to the size Accuracy. Thesis. 1990

[Guo97] Computer simulation of below-center and above-center centerless grinding Guo, C.; Malkin, S.; Kovach, J.A Machining Science and Technology v 1, n 2, Dec, 1997, p 235-249

[Haa95] Centreless creep feed grinding of HSS cutting punches Haas, Hans EPE (European Production Engineering), v 19, n 1-2, Apr, 1995, p S36-S37

[Harr02] Prediction of lobe growth and decay in centreless grinding based on geometric considerations Harrison, A.J.L.; Pearce, T.R.A. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B: Journal of Engineering Manufacture, v 216, n 9, 2002, p 1201-1216

[Harr04] Reduction of Lobing in Centreless Grinding via Variation of Set-up Angles Harrison, A.J.L.;Pearce, T.R.A. Key Engineering Materials v 257-258, 2004, p 159-164

[Hash82] Critical Range of Set-up Conditions of Centerless Grinding and Problem of Safe Machining Operation Hashimoto, F., Suzuki, N., Kanai, A., Miyashita, M., Bull JSPE vol. 45/5, pp.579-584, 1982

[Hash83] HIGH PRECISION TRUEING METHOD OF REGULATING WHEEL AND EFFECT ON GRINDING ACCURACY Hashimoto, F.; Kanai, A.; Miyashita, M. CIRP Annals v 32, n 1, 1983, p 237-239

[Hash86] Development of an Algorithm for Giving Optimun Set-up Conditions for Centerless Grinding Operations Hashimoto, F., Yoshioka, J., Miyashita, M., 2nd Int. Grinding Conference SME/Mr, pp. 86-628, 1986.

[Hash95] Fundamentals of thru-feed centerless grinding process. Abrasives Oct-Nov, 1995, p 13-20

[Hoe75] NEUE REGELSCHEIBENFORM BEIM SPITZENLOSEN DURCHGANGSCHLEIFEN. (New Shape of the Regulating Wheel in Centerless Through-Feed Grinding) Hoenscheid, W.; Meis Industrie-Anzeiger v 97, n 42, May 23, 1975, p 828-831 Language: German

[HofK72] ERREICHBARE GENAUIGKEIT BEIM SPITZENLOSEN RUNDSCHLEIFEN. +ZZAccuracy Attainable in Centerless Cylindrical Grinding. right bracket Hofmann, Karl Werkstatt und Betrieb v 105, n 3, Mar, 1972, p 219-222 Language: German

[JiaY97] Determiration of center height and supporting plate angle in centerless grinding of shaft of motor on submersible electric pump Jiang, Yangchuan; Ma, Tianli Shiyou Jixie/China Petroleum Machinery v 25, n 2, Feb, 1997, p 15-16 Language: Chinese

[Kha82] STUDY OF THE ROUNDNESS ERROR IN CENTRELESS GRINDING. Khandekar, M. M.; Radhakrishnan, V. Advances in Machine Tool Design and Manufacturing Technology, Proceedings of the 10th All India Machine Tool Design and Research Conference., Durgapur, India 1982, p 226-234

[KimH01] Process monitoring of centerless grinding using acoustic emission Kim, H.Y.;Kim, S.R.; Ahn, J.H.; Kim, S.H. Journal of Materials Processing Technology v 111, n 1-3, Apr 25, 2001, p 273-278

[Kin86]King, Robert I.; Hahn, Robert S., 1986 Centerlees Grinding Cap.8. Handbook of modern grinding technology King, Robert I.; Hahn, Robert S.

[Klo03] Influence of workpiece center displacement in centerless grinding applications Klocke, F., Friedrich, D.; Production engineering Vol. X/1 (2003) 5-8

[Klo04] Basics for in-process roundness error improvement by a functional workrest blade Klocke, F.; Friedrich, D.; Linke, B.; Nachmani, Z. CIRP Annals Manufacturing Technology, v 53, n 1, 2004, p 275-280

[Koe85] SPITZENLOSES SCHLEIFEN - GRUNDSAETZE DER VERFAHRENSTECHNOLOGIE. (Centerless Grinding - Principles of Process Control.) Koenig, Wilfried;Henn, Klaus VDI-Z v 127, n 12, Jun (II), 1985, p 429-435 Language: German

[Kot71] Irregular workpiece rotation in centerless grinding on fixed pads KOTOV LF; GERSHENZON VD Stanki i Instrum n 7, July, 1971, p 6-7.

[Kot75] COMPONENT FRICTION IN CENTRELESS GRINDING ON STATIONARY SUPPORTS. Kotov, L. F Machines & Tooling v 46, n 10, 1975, p 40-41

[Kud77] STABILITY OF THE DYNAMIC SYSTEM OF A CENTRELESS GRINDER WHEN TRACING A PREVIOUS CUT. Kudinov, V. A.;Vais, S. D. Machines & Tooling (English translation of Stanki i Instrument), v 48, n 8, 1977, p 14-16

[Kul03] Combined Taguchi and dual response method for optimization of a centerless grinding operation Kulkarni, Makarand.;Dhavlikar, M.N.; Mariappan, V. Journal of Materials Processing Technology v 132, n 1-3, Jan 10, 2003, p 90-94

[Kur97] Adaptive controller for a centerless grinding process Kurfess, T.R.;Sungshik Yim Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division 1997, p 639-42

[Lin04] Centerless through-feed grinding Lindenau, K. Zeitschrift fur Wirtschaftlichen Fabrikbetrieb v 99, n 6, June 2004, p 324-6

[Liz05] Lizarralde R., Gallego I., Barrenetxea D., Marquínez J.I., Practical application of new simulation methods for the elimination of geometric instabilities in centerless grinding, Annals CIRP, vol. 54, nº 1, pp. 273-276, 2005.

[Liz06] Lizarralde R., Montejo M., Barrenetxea D., Marquinez J.I., Gallego I. Intelligent grinding: sensorless instabilities detection IEEE instrumentation & measurement, vol9, nº 3, June 2006,

[Mad06A] Desarrollo de Herramientas para Realizar la Puesta a Punto de Procesos de Rectificado atendiendo a Fenómenos Tribológicos y Térmicos. Jon Madariaga Landajo. Proyecto de investigación realizado en el programa de doctorado 2006

[Mad06B] Madariaga J., Cardenas P., Barrenetxea D., Lizarralde R., Mugerza Perelló I., Fernández R., Tato W., Gallego I. Incremento de la productividad del rectificado sin centros a través del estudio tribológico del contacto entre pieza y muela reguladora, XV Congreso nacional de Máquina- Herramienta y Tecnologías de Fabricación, 2006.

[Mak75] DRESSING THE CONTROL WHEEL OF CENTRELESS GRINDERS Makharinskii, E. I.; Drobashevskii, G. S. Machines & Tooling v 46, n 12, 1975, p 16-18

[Maks02B] Automatic truing and dressing of grinding wheels Maksoud, T.M.A.; Attia, T.A.M.; Koura, M. Abrasives n FEB./MAR., February/March, 2002, p 5-11

[Maks03A]) Applications of artificial intelligence to grinding operations via neural networks
Maksoud, T.M.A.; Atia, M.R.; Koura, M.M. *Machining Science and Technology* v 7, n 3, 2003, p 361-387

[Maks03B] An application for neural networks for monitoring and controlling of grinding process
Maksoud, T.M.A.; Ahmed, M.R.; *Grinding and Abrasives* n OCTOBER/NOVEMBER, October/November, 2002, p 13-19

[Mal84] GRINDING OF METALS: THEORY AND APPLICATION. Malkin, S. *Journal of applied metalworking* v3,n2,1984,p 451-468

[Mal86] PRACTICAL GRINDING OPTIMIZATION Malkin, Stephen *Abrasive Engineering Society Conference/Exhibition 1986*, p 93-103

[Mar00] *Handbook of Ceramics Grinding and Polishing* Marinescu, Ioan D.; Tonshoff, Hans K.; Inasaki, Ichiro Noyes Publications (February 1, 2000)

[Marq06A] Predicción de inestabilidades de origen geométrico en el rectificado sin centros. Jose Ignacio Markinez. Proyecto de investigación realizado en el programa de doctorado 2006

[Marq06B] Marquín J.I., Barrenetxea D. Simulación de inestabilidades en el rectificado sin centros en *plongée*: modelos, contrastación experimental y aplicaciones, XV Congreso nacional de Máquina- Herramienta y Tecnologías de Fabricación, 2006.

[Mic03] Study on the development of centerless profile grinding machine for *chatter* free grinding Daito, Michimasa.; Hasebe, Takashi; Kanai, Akira; Miyasita, Masakazu *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C*, v 69, n 4, April, 2003, p 1131-1138
Language: Japanese

[Miy69] *Chatter* Vibration in Centerless Grinding Miyashita M., *Bull. The JSPE* vol. 3 n°3, pp. 53-59, 1969

[Mor94] Theoretical analysis of rounding effect in generalized effect in generalized centerless grinding Moriya, T; Kanai, A.; Miyashita, M. *TMS Annual Meeting Materials Issues in Machining - II and The Physics of Machining Processes - II*, 1994, p 303

[Nai93] Experimental investigation of the through-feed centreless-grinding process Naik, A.R.; Pande, S.S; Somasundaram, S. *Journal of Materials Processing Technology* v 36, n 2, Jan, 1993, p 125-140

[Nakk88] Strategy for in process control of workpiece quality in centreless grinding Nakkeeran, P.R. *American Society of Mechanical Engineers Production Engineering Division (Publication) PED*, v 29, 1988, p 65-73

[Nakk90] Role of regulating wheel shape on the workpiece form in centreless grinding (Study on the effect of regulating wheel error on the roundness of workpiece in centreless grinding by

computer simulation) Nakkeeran, P.R.; Radhakrishnan, V. International Journal of Machine Tools & Manufacture v 30, n 2, 1990, p 191-201

[Ni99] Design of high stiffness ultraprecision centerless grinding machine Ni, Jun.; Zhu, Zheng Society of Manufacturing Engineers MR, n MR99-249, MR99-249, 1999, p 1-12

[Paj97] Computer aided centerless grinding system Pajak, E. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej Seria: Konferencje, n 30, 1997, p 154-9

[Pan89] Investigations on the through-feed centreless grinding process Pande, S.S.; Lanka, B.R. International Journal of Production Research v 27, n 7, Jul, 1989, p 1195-1208

[Pan93] Computer simulation of the plunge centreless grinding process Pande, S.S.; Naik, A.R.; Somasundaram, S. Journal of Materials Processing Technology, v 39, n 1-2, Oct, 1993, p 179-189

[Petr97] Aspects of lobing behavior in centerless grinding Petrosky, George C.; Zhou, Steven S.

[Pro82] OPTIMIZATION OF THE CONFIGURATION OF A CENTRELESS GRINDER. Prokhorov, A. F. Soviet Engineering Research v 2, n 6, Jun, 1982, p 77-78

[Que03B] Modification of Torsional Characteristics of Workpiece Drive System in Cylindrical Grinding Qureshi, R.A.; Mannan, M.A.; Stone, B.J. Materials Science Forum v 437-438, 2003, p 507-510

[Ram84] Accuracy factors in centreless grinding Ramanov, V.L.; Al' Perovich T.A. Machines & Tooling v 40, n 2, p 34-36

[Row64] Computer Method for Investigating the Inherent Accuracy of Centreless Grinding Rowe W.B. Int. J. Mach. Tool Des. Res vol. 4, pp. 91-116, 1964.

[Row65A] Some roundness characteristics of centreless grinding Rowe, W.B.; Barash, M.M.; Koenigsberger, F. International Journal of Machine Tool Design & Research v 5, 203-215

[Row65B] The Work Regenerative Effect in Centerless Grinding Rowe W.B., Koenigsberger F., Int. J. Mach. Tool Des. Res vol. 4, pp. 175-187, 1965

[Row72] RESEARCH NOTE: GEOMETRIC STABILITY CHARTS FOR THE CENTRELESS GRINDING PROCESS Rowe, W. B.; Richards, D. L. Journal of Mechanical Engineering Science v 14, n 2, Apr, 1972, p 155-160

[Row73] A Technique for Simulation of Cilyndrical Grinding Processes by Hibrid Computation Rowe W.B., Willmore J.I., Hulton Int. J. Mach. Tool Des. Res vol. 13, pp. 111-121, 1973

[Row79] RESEARCH INTO THE MECHANICS OF CENTERLESS GRINDING. Rowe, W. B. Precision Engineering v 1, n 2, Apr, 1979, p 75-84

[Row89] Centreless grinding research and its application in advanced manufacturing technology Rowe, W.B.; Miyashita, M.; Koenig, W. CIRP Annals v 38, n 2, 1989

[ROW91B] Rowe W.B., Morgan M.N., Allanson D.R., An Advance in the modelling of Thermal Effects in the Grinding Process, Annals Of CIRP,40,1,339-342,1991.

[Row93A] Effect of deformation on the contact area in grinding Rowe, W.B.; Morgan, M.N.; Qi, H.S.; Zheng, H.W. CIRP Annals v 42, n 1, 1993, p 409-412

[Row93B] Real contact length in grinding based on depth of cut and contact deflections Rowe, W.B.; Hongsheng, Qi; Morgan, M.N.; Huanwen, Zheng Proceedings of the 13th International Matador Conference

[Row96B] Simplified approach to control of thermal damage in grinding Rowe, W.B.; Morgan, M.N.; Black, S.C.E.; Mills, B. CIRP Annals Manufacturing Technology, v 45, n 1, 1996, p 299-302

[Sch75] Power programming system for a centerless grinder Schaller, R.L. Schaller, R.L. Assignee: Sundstrand Syracuse, Inc Patent number: 3859755 Filing date: 4 May 1973 Publication date: 14 Jan. 1975 Country of publication: USA

[Shi01] A new regulating wheel truing method for through-feed centerless grinding Albert J. Shih Journal of Manufacturing Science and Engineering v 123, 319-324.

[Sub86B] PROCESS MONITORING IN CENTRELESS GRINDING FOR OUT-OF-ROUNDNESS AND SURFACE FINISH CRITERIA Subramanya Udupa, N. G.; Shunmugam, M. S.; Radhakrishnan, V. Tata McGraw-Hill Publ Co 1986, p 316-320

[Sub87A] THREE-DIMENSIONAL GEOMETRIC ANALYSIS OF THE PLUNGE CENTRELESS GRINDING PROCESS. Subramanya Udupa, N. G.; Shunmugam, M. S.; Radhakrishnan, V. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Mechanical Engineering Science, v 201, n C5, 1987, p 309-320

[Sub87B] FRICTIONAL BEHAVIOUR AND ITS INFLUENCE ON QUALITY IN CENTERLESS GRINDING. Subramanya Udupa, N. G.; Shunmugam, M. S.; Radhakrishnan, V. Wear v 118, n 2, Aug 1, 1987, p 147-160

[Sub87C] OPTIMIZING WORKPIECE POSITION IN CENTERLESS GRINDING BY ROUNDNESS PROFILE ANALYSIS. Subramanya Udupa, N. G.; Shunmugam, M. S.; Radhakrishnan, V. Source Precision Engineering v 9, n 1, Jan, 1987, p 23-30

[Sub87D] INFLUENCE OF WORKPIECE POSITION ON ROUNDNESS ERROR AND SURFACE FINISH IN CENTRELESS GRINDING Subramanya Udupa, N. G.; Shunmugam, M. S.; Radhakrishnan, V. DInternational Journal of Machine Tools & Manufacture v 27, n 1, 1987, p 77-89

[Sub88] WORKPIECE MOVEMENT IN CENTERLESS GRINDING AND ITS INFLUENCE ON QUALITY OF THE GROUND PART Subramanya Udupa, N. G.; Shunmugam, M. S.;

Radhakrishnan, V. Journal of Engineering for Industry Transactions ASME, v 110, n 2, May, 1988, p 179-186

[Tak91] Through feed center less grinding for light workpieces Takasu, Shunhei; Masuda, Masami Journal of the Japan Society of Precision Engineering/Seimitsu Kogaku Kaishi v 57, n 11, Nov, 1991, p 1977-1982 Language: Japanese

[Tak93A] Influence of unbalanced mass on roundness of workpiece in centerless grinding (1st report) - analysis of the stable grinding conditions Takasu, Shuuhei; Masuda, Masami Journal of the Japan Society of Precision Engineering/Seimitsu Kogaku Kaishi v 58, n 9, Sep, 1992, p 1575-1580

[Tak93B] Influence of unbalanced mass of roundness of workpiece in the centerless grinding (2nd report) - the examination of analytical stable grinding conditions by experiments Takasu, Shuuhei; Masuda, Masami Source: Seimitsu Kogaku Kaishi Journal of the Japan Society for Precision Engineering v 59, n 8, Aug, 1993, p 1239-1244 Language: Japanese

[Tön98] Grinding Process Achievements and their Consequences on Machine Tools - challenges & opportunities Tönshoff, H.K.; I. Inasaki (1), B. Karpuschewski, T. Mandrysch CIRP Annals STC G, 47/2/1998, p. 651

[Ula 04] Ulacia, Ibai Proyecto fin de carrera MGEP 2004

[Vas81] CENTRELESS GRINDER SETTING FOR IMPROVING WORKPIECE FROM ACCURACY. Vasilev, V. A. Machines & Tooling v 51, n 9, 1980, p 8-9

[Ven90] An expert system approach to optimization of the centerless grinding process Venk, S.; Govind, R. CIRP Annals v 39, n 1, 1990

[WanJ05] Surface roughness prediction and control of cylinder traverse grinding based on fuzzy logic Wang, Jia-Zhong; Wang, Long-Shan; Li, Guo-Fa; Ding, Ning Jilin Daxue Xuebao (Gongxueban)/Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition) v35,n 4,2005,p 386-390,Chinese

[WanL96] Study on suppressing grinding *chatter* with the vari-speed of the grinding wheel Wang, Longshan Nongye Jixie Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, v 27, n 1, 1996, p 103 Language: Chinese, English

[WanM04] Controllable Compliance Device for Internal Grinding *Chatter* Suppression Wang, M.; Fei, R.Y. Key Engineering Materials v 258-259, 2004, p 710-714

[Wu95] Studies on centerless grinding(1st report)-grinding force measurement Wu, Yongbo; Syoji, Katsuo; Kuriyagawa, Tsunemoto Journal of the Japan Society for Precision Engineering v 61, n 3, Mar, 1995, p 411-414 Language: Japanese

[Wu96] Studies on centerless grinding (2nd report) - optimum grinding conditions Wu, Yongbo; Syoji, Katsuo; Kuriyagawa, Tsunemoto; Tachibana, Toru Journal of the Japan Society for Precision Engineering v 62, n 3, Mar, 1996, p 433-437 Language: Japanese

[Wu02] Wear deviation of regulating wheel and its influence on the workpiece accuracy in centerless infeed grinding Wu, Yongbo.;Akita Prefectural University); Kuriyagawa, Tsunemoto; Kato, Masana; Syoji, Katsuo; Tachibana, Toru Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C, v 68, n 7, July, 2002, p 2145-2150 Language: Japanese

[Wu03] A new centerless grinding technique without employing a regulating wheel Wu, Y.; Fan, Y.; Kato, M.; Wang,J.; Syoji, K.; Kuriyagawa, T. Key Engineering Materials v 238-239 pp 353-362

[Wu04A] Determination of an Optimum Geometrical Arrangement of Workpiece in the Ultrasonic Elliptic-Vibration Shoe Centerless Grinding Wu, Y.; Fan, Y.; Kato, M.; Tachibana, T.; Syoji, K.; Kuriyagawa, T. Key Engineering Materials v 257-258, 2004, p 495-500

[Wu04B] Development of an ultrasonic elliptic-vibration shoe centerless grinding technique Wu, Y.; Fan, Y.; Kato, M.; Kuriyagawa, T.; Syoji, K.; Tachibana, T. Journal of Materials Processing Technology v 155-156, n 1-3, Nov 30, 2004

[Xia96] Quasi-dynamic harmonic control method of centerless grinding system Xia, Xintao China Mechanical Engineering/Zhongguo Jixie Gongcheng v 7, n 4, Aug, 1996, p 82-83 Language: Chinese, English

[YanY99] Vacuum-preloaded hydrostatic shoe for centerless grinding Yang, Yanhua.;Zhang, Bi; Wang, Jiexin CIRP Annals Manufacturing Technology, v 48, n 1, 1999, p 269-272

[Yon59] Yonetsu S., Forming Mechanism of Cylindrical Work in Centreless Grinding, Proc. Fujihara Memorial Faculty of Engineering, Keio Univ., vol. 47, pp. 27-45, 1959.

[Zar98] Effect of ultraprecision grinding on the microstructural change in silicon monocrystals Zarudi, I.; Zhang, L.C. Journal of Materials Processing Technology v 84, n 1-3, Dec 1, 1998, p 149-158

[ZhaB99] Workholding stability in shoe centerless grinding Zhang, Bi; Gan, Zhongxue; Yang, Yanhua; Howes, Trevor D. Journal of Manufacturing Science and Engineering v 121, n 1, Feb, 1999, p 41-48

[ZhaH03] Geometry analysis and simulation in shoe centerless grinding Zhang, Hong.;Lieh, Jungshen; Yen, David; Song, Xiaozhong; Rui, Xiaojian Journal of Manufacturing Science and Engineering v 125, n 2, May, 2003, p 304-309

[ZhaH04] Dynamic performance of shoe centreless grinding Zhang, H.; Lieh, J.; Yen, D. Source Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B: Journal of Engineering Manufacture, v 218, n 8, August, 2004, p 939-947

[ZhoZ92] Real contact length between grinding wheel and workpiece. A new concept and a new measuring method Zhou, Z.X.; van Lutterwelt, C.A. CIRP Annals v 41, n 1, 1992, p 387-391

[Zho93] Practical method to reduce the workpiece surface waviness in centerless grinding Zhou, S. Steven; Gan, Zhongzue; Gartner, Joseph R. SME Technical Paper (Series) MR, 1993, p 1-12

[Zho94] A Dynamic Study of the Plunge Centerless Grinding Process and its Effect on Workpiece out-of Roundness Zhou, S. S. Ph.D., The University of Connecticut, 1994. Ph.D., The University of Connecticut, 1994.

[Zho95B] Lobing stability estimation in centerless grinding Zhou, S. Steven; Gartner, Joseph R.; Howes, Trevor American Society of Mechanical Engineers Dynamic Systems and Control Division (Publication) DSC, v 57-1, ASME Dynamic Systems and Control Division, 1995, p 519-528

[Zho95C] Thermal study of shoe centerless grinding Zhou, Shihui; Webster, John American Society of Mechanical Engineers Materials Division (Publication) MD, v 69-2, ASME Materials Division, 1995, p 1157-1172

[Zho96A] Characteristics of work-regenerative chatter in centerless grinding Zhou, S. Steven American Society of Mechanical Engineers Materials Division (Publication) MD, v 74, Advanced Materials: Development, Characterization Processing, and Mechanical Behavior, 1996, p 133-134