

OPTIMÁLIS AXIÁLIS FOGÁSMÉLYSÉG CSAVART ÉLŰ MARÓSZERSZÁMRA FREKVENCIA ÁTVITELI FÜGGVÉNY ALKALMAZÁSÁVAL

COMPUTATION OF THE APPROPRIATE AXIAL IMMERSIONS FOR HELICAL MILLS BASED ON FREQUENCY RESPONSE FUNCTIONS

Bachrathy Dániel, tudományos segédmunkatárs, MTA-BME Gépek és Járművek Dinamikája Kutatócsoport
Stépan Gábor, MTA tagja, BME, Gépészmérnöki Kar, Műszaki Mechanikai Tanszék

ABSTRACT

The forced vibrations of the milling process with helical tool are modeled and analyzed. The cutting stability and the forced vibration amplitude are determined by means of the frequency response function of the machine tool structure. The appropriate axial immersions are defined as those values where the periodic cutting force creates only negligible vibrations. The calculations of these values are presented for a multiple degree of freedom system.

1. BEVEZETÉS

A marási folyamat termelékenységét nem csupán a szerszám keménysége, a marógép merevsége, vagy a főorsó maximális fordulatszáma határozza meg, hanem a teljes rendszer dinamikai tulajdonságai, hiszen a megmunkálás során előforduló nagy amplitúdójú rezgések általában rossz felületi minőséget eredményeznek, tönkretelhetik a szerszámot, túlterhelhetik a gépet. A termelékenység növelésének fő akadályát az öngerjesztett-rezgések jelentik, amelyek a forgácsoló erő által okozott gerjesztett rezgések instabillá válása esetén jelennek meg [1,2,3,4]. Ebben az esetben nagy amplitúdójú kaotikus, kvázi-periodikus vagy többszörös periódusú rezgések jelentkezhetnek [5,6,7,8,9].

A marási folyamat optimalizálható az úgynevezett stabilitási térkép segítségével [1,2,3], amely megmutatja, hogy mely technológiai paraméterek esetén kerülhetők el az öngerjesztett-rezgések, azaz hogy milyen esetben lesz a periodikusan gerjesztett forgácsolási folyamat stabil. Az így választott paramétereknél, amelyek a jól ismert instabil tartományok közötti paraméter „zsebekben” helyezkednek el [5,6], általában rezonancia közeli gerjesztett rezgések alakulnak ki, amelyek rossz felületi minőséget vagy alakhibát is eredményezhetnek, továbbá nagy terhelést jelentenek a szerszámmra és a marógépre egyaránt.

Egy szabadságfokú mechanikai modellre bebizonyították [10], hogy csavart élű marószerszám esetén léteznek olyan w_{opt} optimális axiális fogásmélységek, amelyeknél a forgácsoló erő egyik rezonáns felharmonikusa kiküszöbölhető. Abban az esetben, amikor a forgácsoló erő konstans, triviális optimális axiális fogásmélységről beszélünk

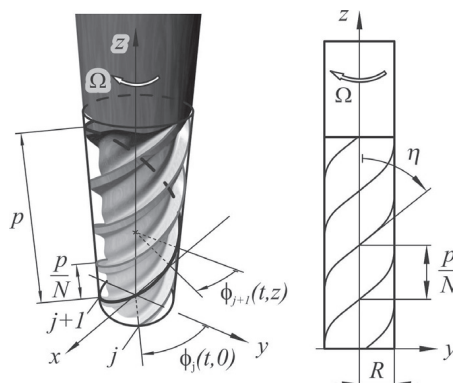
$$w_{opt}^{triv} = j \frac{p}{N}, \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (1)$$

ahol p a csavart élű szerszám menetemelkedése (1. ábra), N pedig a maróélek száma. A nem-triviális axiális fogásmélységek esetén a forgácsoló erő nem konstans, de a megfelelő rezonáns felharmonikusa zérus, így nem hoz létre nagy amplitúdójú gerjesztett rezgést. Ekkor:

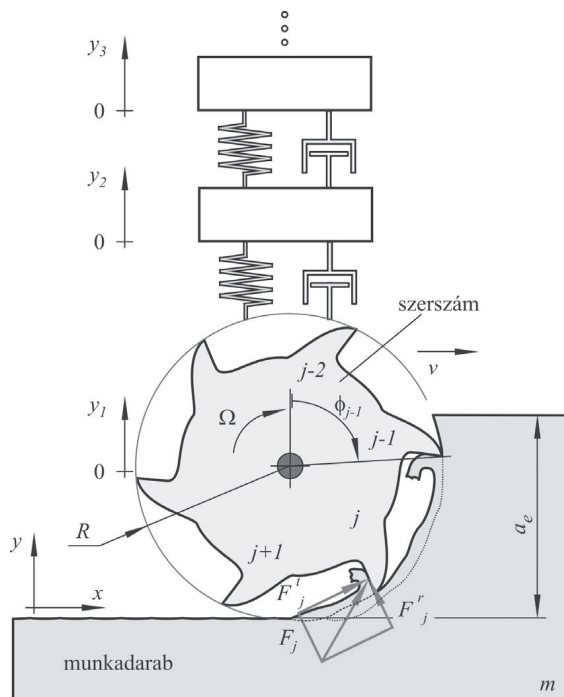
$$w_{opt}^{n, triv} = j \frac{p \Omega}{\omega_{n,i}}, \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (2)$$

ahol Ω a főorsó fordulatszáma, $\omega_{n,i}$ pedig a kiválasztott i . sajátfrekvencia. Ezen fogásmélységek felhasználásával

beállíthatók a fent említett nagy termelékenységhez tartozó technológiai paraméterek.



1. ábra. Csavart élű szerszám geometriai leírása.



2. ábra. A marás felületre merőleges irányban vizsgált több szabadságfokú mechanikai modellje.

Jelen munkánk célja, hogy számítással ellenőrizzük az optimális axiális fogásmélység analitikus egyenleteit több szabadságfokú rendszerek a rezgésmérésekkel meghatározható frekvencia átviteli függvény segítségével.

2. MECHANIKAI MODELL

Az általunk használt mechanikai modell (2. ábra) segítségével a szerszámnak a megmunkált felületre merőleges rezgéseit vizsgáljuk $y_1(t)$, hiszen döntően ezek befolyásolják a kialakított felületi minőséget. Feltételezzük

továbbá, hogy a munkadarab és annak rögzítése ideálisan merev.

A mechanikai rendszer dinamikai tulajdonságainak leírására a szerszámcúcsnál mért frekvencia átviteli függvényt $FRF(\omega)$ használjuk, amely megadja a szerszám $y_1(\omega)$ elmozdulásnak, és az $F(\omega)$ eredő forgácsoló erő y irányú komponensének az arányát frekvencia tartományban:

$$FRF(\omega) = \frac{y_1(\omega)}{F(\omega)}. \quad (3)$$

A kialakuló szerszám rezgések vizsgálatához szükség van a forgácsolóerő időbeli változását leíró függvényre. A csavart élű szerszám j . élén, z magasságban lévő dz vastagságú keresztmetszetén fellépő radiális és tangenciális forgácsoló erők leírására lineáris erőmodellt veszünk figyelembe [11, 12]:

$$\begin{bmatrix} dF_j^r \\ dF_j^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{1r} \\ k_{1t} \end{bmatrix} h(t, z, y_1(t), y_1(t-\tau)) dz + \begin{bmatrix} k_{0r} \\ k_{0t} \end{bmatrix} dz, \quad (4)$$

ahol k_{1r} , a radiális, k_{1t} , a tangenciális nyírási tényező, k_{0r} és k_{0t} pedig az él tényezők. A z magasságban lévő $h(t, z, y_1(t), y_1(t-\tau))$ pillanatnyi forgácsvastagság számításához figyelembe kell venni a felület regenerációs hatását [5, 13, 4, 14, 15], amely megadja, hogy a forgács vastagság függ a szerszám pillanatnyi elmozdulásától $y_1(t)$ és egy $\tau=2\pi/\Omega N$ fogkövetési periódussal előbbi $y_1(t-\tau)$ elmozdulástól is, leírva a megelőző vágóél által létrehozott rezgésnyomot:

$$h(t, z, y_1(t), y_1(t-\tau)) = g(\phi_j(t, z)) \times f_z \sin(\phi_j(t, z)) + (y_1(t) - y_1(t-\tau)) \cos(\phi_j(t, z)), \quad (5)$$

ahol $f_z=v\tau$ a fogankénti eltolás, v a szerszám eltolási sebessége,

$$\phi_j(t, z) = t\Omega - j2\pi/N - \frac{2\pi z}{p} \quad (6)$$

pedig a z magasságban lévő j . vágóél pillanatnyi szöghelyzete. A

$$g(\phi_j(t, z)) = \begin{cases} 1 & \text{if } \phi_{be} \leq \phi_j(t, z) \leq \phi_{ki} \\ 0 & \text{egyébként} \end{cases} \quad (7)$$

ablak (vagy másként szűrő) függvény megmutatja, hogy a szerszám csak a ϕ_{be} belépési és a ϕ_{ki} kilépési szög között érintkezik az anyaggal. A ki- és a belépési szögek az a_c radiális fogásmélységből számíthatók adott egyenirányú vagy ellenirányú marás esetén [10,13,16].

Felhasználva az (5), (6) és (7) egyenleteket, a teljes szerszámra ható fogácsolóerő y irányú komponense számítható a (4) egyenlet integrálásával zérustól a w axiális fogásmélységig:

$$F(t, y_1(t), y_1(t-\tau)) = F_{stac}(t) + \tilde{w}(t)(y_1(t) - y_1(t-\tau)), \quad (8)$$

ahol F_{stac} a teljes forgácsoló erő stacionárius komponense a gerjesztett rezgésekért felelős és az alábbi módon számítható:

$$F_{stac}(t) = \sum_{j=1}^N \int_0^w g(\phi_j(t, z)) \left(k_{0r} \sin(\phi_j(t, z)) - k_{0r} \cos(\phi_j(t, z)) + f_z \left(k_{1t} \sin^2(\phi_j(t, z)) - k_{1r} \sin(\phi_j(t, z)) \cos(\phi_j(t, z)) \right) \right) dz, \quad (9)$$

a regeneratív hatásért felelős tagok együtthatója pedig

$$\tilde{w}(t) = \sum_{j=1}^N \int_0^w g(\phi_j(t, z)) \left(k_{1t} \sin(\phi_j(t, z)) \cos(\phi_j(t, z)) - k_{1r} \cos^2(\phi_j(t, z)) \right) dz. \quad (10)$$

Az (8) által megadott mozgásegyenlet egy lineáris időkéleltetett differenciálegyenlet időben periodikus együtthatókkal, ahol az időkézés és a tényezők periódusideje megegyezik a τ fogkövetési periódussal. Ez az egyenlet megadja a gerjesztett rezgéseket, és leírja azok stabilitási tulajdonságait is.

3. GERJESZTETT REZGÉSEK ÉS AZOK STABILITÁSA
A gerjesztett periodikus rezgések vizsgálatához a szerszám mozgását két komponensre bontjuk:

$$y_1(t) = y_{1p}(t) + y_{1h}(t) \quad (11)$$

ahol, $y_{1p}(t) = y_{1p}(t+\tau)$ a szerszám rezgésének gerjesztett τ -periodikus komponense, $y_{1h}(t)$ pedig a homogén része, amely stabil esetben magába foglalja a kezdeti tranziens mozgást, instabil esetben pedig a nagy amplitúdójú öngerjesztett rezgéseket.

3.1. Periodikus rezgés

A periodikus komponens vizsgálatakor a (8) egyenletben szereplő $y_1(t-\tau) - y_1(t)$ tagok kiesnek, így a szerszám mozgása számítható az stacioner erőkomponens Fourier transzformációja után az alábbiak szerint:

$$y_{1p}(\omega) = F_{stac}(\omega) FRF(\omega). \quad (12)$$

Az így kapott rezgés inverz Fourier transzformációja után számítható a rezgésre jellemző (csúcstól-csúcsig vagy kétszeres) amplitúdó

$$A = \max(y_1(t)) - \min(y_1(t)), \quad (13)$$

amely csak stabil megmunkálás esetén mérhető.

3.2. Stabilitási vizsgálat

A gerjesztett periodikus mozgás stabilitásvizsgálatát többféle módon végezhetjük el. Ezek közül a legegyszerűbb a numerikus, időbeli szimuláció segítségével meghatározott stabilitási térképek, ennek a módszernek viszont hátránya a nagy számítási igény.

Egy másik, igen jól kidolgozott módszer a szermi-diszkrétizációs eljárás [17,18,19,20], amely nem csak a stabilitási határokat adja meg, hanem a tranziens rezgés tulajdonságairól is ad információt.

További elterjedt módszer az úgynevezett sokfrekvenciás megoldás (multi-frequency-solution) [21,22], amely a stabilitási határokat a mért frekvencia átviteli függvény direkt felhasználásával állítja elő, ami viszont a mért függvények utólagos matematikai kezelése

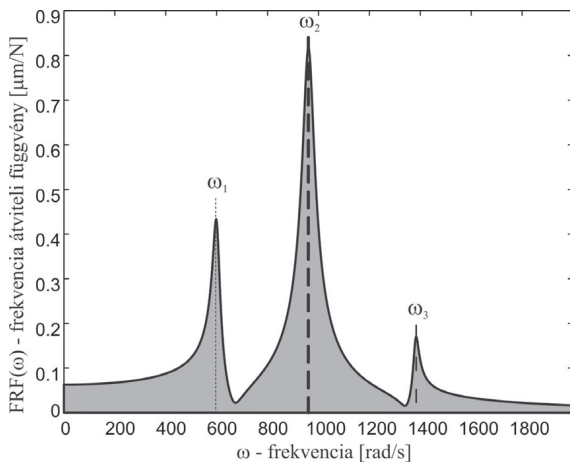
nélkül pontatlan lehet. Jelen munkánkban az gerjesztett rezgés stabilitását egy analitikusan meghatározott átviteli függvényből a sokfrekvenciás megoldás segítségével határoztuk meg.

4. TESZT FEALADAT

Az (1) és (2) egyenletek ellenőrzésére egy többszabadságfokú modellt vizsgáltunk egy adott dinamikájú szerszám gép, egy meghatározott szerszám és rögzített technológiai paraméterek mellett.

4.1. Frekvencia átviteli függvény

A számításokhoz egy 3 szabadságfokú rendszert modelleztünk, amely modális paramétereit egy tesztberendezés mérési adatai alapján határoztuk meg [16] (1. táblázat). A rendszer átviteli függvénye a 3. ábrán látható.



3. ábra. Frekvencia átviteli függvény.

1. táblázat. C45 acél vágási tényezői

| i. | m_i | c_i | k_i | ω_i | | D_i |
|----|-------|--------|--------------|------------|-------|-------|
| | [kg] | [Ns/m] | [N/ μ m] | [rad/s] | [Hz] | [%] |
| 1 | 136 | 3986 | 49.07 | 600.7 | 95.6 | 2.44 |
| 2 | 27.2 | 1275 | 25.12 | 961.1 | 153.0 | 2.44 |
| 3 | 204 | 4584 | 389.3 | 1381.5 | 219.9 | 0.813 |

4.2. Technológiai és szerszám paraméterek

A számítás során a [16]-ban publikált C45-ös acél vágási együtthatóit használtuk (lásd 2. táblázat).

2. táblázat. C45 acél vágási tényezői

| k_{1t} | k_{1r} | k_{0t} | k_{0r} |
|----------------------|----------------------|----------|----------|
| [N/mm ²] | [N/mm ²] | [N/mm] | [N/mm] |
| 1889.1 | 775.5 | 63.1 | 78.2 |

A modellezett marószerszám $N=2$ élű, $R=30$ [mm] sugarú és $p=100$ [mm] menetemelkedésű. Az ellenirányú marási folyamat megmunkálási paraméterei közül az $f_z=0.15$ [mm] fogankénti előtolást és az $a_e=3$ [mm] radiális

fogásmélységet ($a_e/(2R)=5\%$, $\phi_{be}=154.16^\circ$, $\phi_{ki}=180^\circ$) rögzítettnek tekintjük és a számítások során csak a stabilitási térkép szokásos paramétereit, a w axiális fogásmélységet és az Ω fordulatszámot változtattuk.

5. EREDMÉNYEK

A (9) és (12) egyenletek alapján kiszámított stacionárius forgácsoló erő felhasználásával meghatároztuk a rezgés amplitúdóját, amelyet a színskála felhasználásával mutatunk be a 4. ábrán $w=0-50$ [mm] axiális fogásmélység és $\Omega=100-850$ [rad/s] (955-8117[rpm]) fordulatszám tartományon. A sötét régiókban a rezgés amplitúdója elérheti akár a 0.5 [mm]-t is, amely jelentős felületi hibákat eredményezhet.

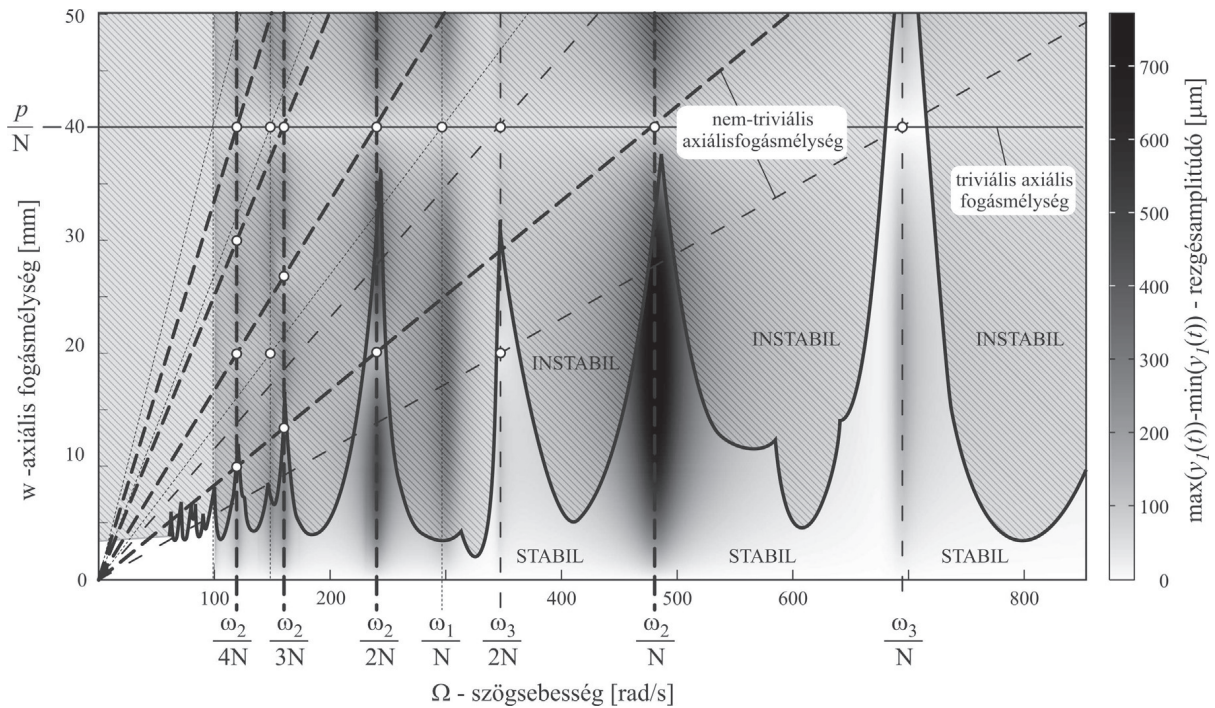
Az ábrán a vonalkázott terület az instabil paraméter tartományokat jelzi. Jól látható, hogy az úgynevezett instabil „lebenyek” közé eső paraméter „zsebekben” nagy axiális fogásmélység érhető el, viszont ezek mind rezonáns fordulatszámokhoz tartoznak. Egy adott sajátfrekvenciához tartozó rezonáns fordulatszámokat (ω_1/N , $\omega_1/2N$, $\omega_1/3N$, ... ω_2/N , $\omega_2/2N$, ... ω_3/N , $\omega_3/2N$...) függőleges vonalak jelzik.

A 4. ábrán bejelöltük a rendszer adott sajátfrekvenciájához tartozó, az (1) és (2) egyenletek alapján megadott optimális axiális fogásmélység értékeket is. Jól látható, hogy rezonáns szögsebesség mellett csak az adott optimális axiális fogásmélység esetén nem alakulnak ki nagy amplitúdójú gerjesztett rezgések (4. ábra fehér körök), ezzel belátható, hogy az analitikus módon meghatározott egyszerű (1)-(2) egyenletek jól használhatóak több szabadságfok esetén is.

Megfigyelhető továbbá, hogy a stabil tartományok csak viszonylag nagy fordulatszám esetén érik el az első triviális axiális fogásmélységet ($p/N=50$ [mm]). Sok esetben ezt a fordulatszámot nem tudjuk elérni fordulatszámkorlát vagy teljesítménykorlát miatt, valamint előfordulhat, hogy a triviális optimális axiális fogásmélység nem használható a munkadarab geometriájából adódóan, esetleg egyszerűen a szerszám hossza (rövidsége) miatt. A nem-triviális axiális fogásmélység nagy előnye, hogy értéke sokkal kisebb is lehet mint a triviális, így jobban alkalmazható egyes geometriák esetén és kihasználhatóvá válnak a nagy termelékenységu technológiai paramétereket anélkül, hogy káros nagy amplitúdójú gerjesztett rezgések jelennének meg.

6. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetet mondanak az Országos Tudományos Kutatási Alapprogramnak (OTKA, projektszám: 68910), ill. a munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Minőségorientált, összehangolt oktatási és K+F+I stratégia, valamint működési modell kidolgozása a Műegyetemen" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását az ÚMFT TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 programja támogatja



4. ábra. Stabilitási térkép és a gerjesztett rezgések amplitúdói. Az instabil tartományok árnyékoltak, vonalkázottak. A szürkeskála a gerjesztett rezgési amplitúdókkal arányos. A függőleges vonalak a rezonáns szögsebességeket jelölik. A vízszintes folytonos vonal a triviális axiális fogásmélység, a ferde vonalak pedig a nem-triviális axiális fogásmélységek.

7. IRODALOM

[1] J. Tlustý, L. Spacek, Self-excited vibrations on machine tools, Nakl.CSAV, 1954 (in Czech).
 [2] J. Tlustý, and M. Poláček, The stability of machine-tool against self-excited vibration in machining, Proceedings of the International Research in Production Engineering, American Society of Mechanical Engineers (ASME), (1963) 465.
 [3] S.Tobias, Machine-tool Vibration, Blackie. London, Glasgow, 1965.
 [4] D. Montgomery, Y. Altintas, Mechanism of cutting force and surface generation in dynamic milling. Journal of Engineering for Industry, 113 (1991) 160–168.
 [5] G. Stépán, Retarded Dynamical Systems, Longman, London, 1989.
 [6] R. Szalai, G. Stépán, S. Hogan, Global dynamics of low immersion high-speed milling, Chaos 14 (4) (2004) 1069–1077.
 [7] G. Stépán, R. Szalai, B. P. Mann, P. V. Bayly, T. Insperger, J. Gradišek, E. Govekar, Nonlinear dynamics of high-speed milling – analyses, numerics and experiments, Journal of Vibration and Acoustics, 127(2) (2005) 197-203.
 [8] Z. Dombóvári, R. E. Wilson, G. Stépán, Estimates of the bistable region in metal cutting. Proceeding of the Royal Society-Mathematical Physical and Engineering Sciences 464 (2008) 3255-3271.
 [9] D. Bachrathy, G. Stepan, J. Turi, State dependent regenerative effect in milling processes, ASME Computational and Nonlinear Dynamics (2010) 1–10, submitted.
 [10] D. Bachrathy, T. Insperger, G. Stépán, Surface properties of the machined workpiece for helical mills, Machine Science and Technology, 13(2) (2009) 227-245.
 [11] W.A. Kline, R.E. Devor, I.A. Shareef, Prediction of surface accuracy in end milling, ASME Journal of Engineering for Industry, 104 (1982) 272–278.
 [12] A.D. Spence, Y. Altintas, CAD assisted adaptive control for milling, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control 113 (1991) 444–450.

[13] T. Insperger, H. Gradišek, M. Kalveram, G. Stépán, K. Weinert, E. Govekar, Machine tool chatter and surface location error in milling processes, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 128(4) (2006) 913-920.
 [14] B. P. Mann, K.A. Young, T. L. Schmitz, D. N. Diley, Simultaneous stability and surface location error predictions in milling, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 127 (2005) 446-453.
 [15] T. Insperger, G. Stépán, Stability of high-speed milling, Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, Florida, 241 (2000) 119-123.
 [16] J. Muñoa, Desarrollo de un Modelo General para la Predicción de la Estabilidad del Proceso de Fresado. ..., PhD Thesis, University of Mondragon, 2007 (in Spanish).
 [17] T. Insperger, G. Stépán, Semi-discretization of delayed dynamical systems, in Proceedings of the ASME 2001 Design Engineering Technical Conferences, Pittsburgh, Pennsylvania (2001), paper no. DETC2001/VIB-21446 (CD-ROM).
 [18] T. Insperger, G. Stépán, Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay, International Journal of Numerical Methods in Engineering, 61(1) (2004) 117-141.
 [19] T. Insperger, G. Stépán, J. Turi, On the higher-order semi-discretizations for periodic delayed systems, Journal of Sound and Vibration, 313 (2008) 334–341.
 [20] B. Balachandran, T. Kalmár-Nagy, D. E. Gilsinn, Delay Differential Equations: Recent Advances and New Directions, Spinger, 2009.
 [21] Y. Altintas, G. Stepan, D. Merdol, Z. Dombovari, Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 1 (2008) 35-44.
 [22] Budak, E., Altintas, Y., Analytical Prediction of Chatter Stability Conditions for Multi-degree of Systems in Milling. Part I. Modelling, Part II. Applications, Transactions of ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 120 (1998) 22–30.