

高分解能リニアエンコーダによる外乱オブザーバを用いたNCマシニング加工における加速度センサレス適応びびり振動回避の実験的検証

下田隆貴*, 藤本博志 (東京大学), 熊谷典大, 寺田祐貴 (DMG 森精機株式会社)

Experimental verification of accelerometer-less adaptive chatter avoidance with disturbance observer using high resolution linear encoder in NC machining

Takaki Shimoda*, Hiroshi Fujimoto (The University of Tokyo)

Norihiro Kumagai, Yuuki Terada (DMG Mori Seiki Co., Ltd.)

Abstract

Chatter vibration highly limits the accuracy and the removal rate of NC machining operation. Chatter detection and avoidance were proposed in previous researches. However, they needed additional external sensors such as accelerometers in general, which results in the cost increase. Recently, there has been a growing trend toward including high resolution linear encoders as standard equipment for high precision machining. In order to reduce external sensors, accelerometer-less adaptive spindle speed selection strategy with disturbance observer using high resolution linear encoder is proposed to avoid chatter vibration. Experiments show the effectiveness of the proposed method.

キーワード：びびり振動, NC 工作機械, びびり回避, 適応フィルタ, 高分解能リニアエンコーダ, 外乱オブザーバ (Chatter vibration, NC machine tools, Chatter avoidance, Adaptive filter, High resolution linear encoder, Disturbance observer)

1. はじめに

NC マシニング加工における能率と精度はびびり振動と呼ばれる振動のために、しばしば著しく低下してしまうことが知られている⁽¹⁾。びびり振動の成分は自励びびり振動と強制びびり振動に分けることが出来る⁽²⁾。切取り厚さの再生的な変動が自励びびり振動を引き起こし、強制外乱による振動が強制びびり振動を引き起こす⁽³⁾。

びびり振動の抑制には、切削深さなどの切削条件を制限し、加工能率を落としてびびり振動を回避する非効率的な対処法が一般的である。そのため加工能率を下げずにびびり振動を回避しようとする研究が多く行われている。特にこれまでにびびり振動の詳細なモデルを得ようとする解析の試みは多く行われてきた⁽¹⁾⁽³⁾。事前に得られた安定性解析を元にして、予め自励びびり振動が起こらないような条件で切削することがその目的である。しかし同定誤差、経年劣化や熱のために事前の安定解析などが現実に対応できなくなるという問題がある⁽⁴⁾。それに対して加工プロセス中の情報を用いて、主軸回転速度を適応的に変化させ、びびり振動を回避しようとする研究がなされている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。モデルを必要とせず、かつ加工能率を保ちつつびびり振動を回避できるのがその利点である。しかしこのような加工プロセス中の情報を用いる研究の多くは加速度センサなどの外部センサを使用している。そのためコスト増や設置部位の剛性低下が問題になる。その問題を解決するために、主軸のエンコーダにより外乱オブザーバによるセンサレスびびり振動検出⁽⁴⁾や、それに基づいたびびり振動回避⁽⁶⁾⁽⁷⁾の研究が行われてきた。しかし本来主軸エンコーダには精度

が要求されないためにそれに高分解能を求めることができない点や、振動回避にはオンラインの試行が必要で回避に時間がかかってしまう点が依然として問題である。

一方近年、NC マシニング加工において精密な加工のために高分解能リニアエンコーダを標準装備する流れがある。そこで本論文では高分解能リニアエンコーダによる外乱オブザーバを用い、加速度センサレスのびびり振動周波数推定法を提案する。さらにそれにもとづいて適応びびり振動回避を用い、びびり振動モデルのモデル化誤差にロバストなセンサレス適応びびり振動回避を提案する。そしてシミュレーションと実験によりそれらの有効性を示す。

2. 二自由度リングのモデリング

本研究では二自由度ミリングを扱う。Fig. 1a に二自由度ミリングのモデルを示す。ミリングの運動方程式は式 (1) で表現される。

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F_c(t), \dots \dots \dots (1)$$

where

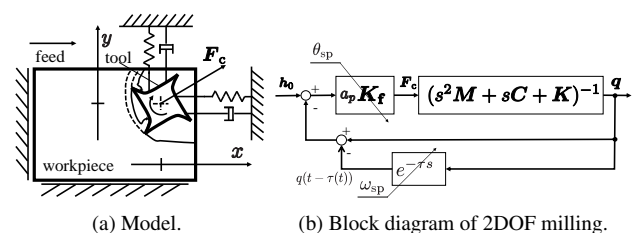


Fig. 1: 2DOF milling.

$$q(t) = \begin{bmatrix} x(t) & y(t) \end{bmatrix}^T, \dots\dots\dots (2)$$

$$F_c(t) = \begin{bmatrix} F_x(t) & F_y(t) \end{bmatrix}^T. \dots\dots\dots (3)$$

ただし x, y は、主軸の x, y 軸方向の変位である。また F_c は切削力ベクトルでありツールが x, y 方向に受ける力を表している。また M, C, K は等価質量行列, 等価粘性行列, 等価剛性行列である。

切削力ベクトルは各刃の力の総和として, 式 (4) で表現される⁽⁸⁾。ただし K_f は比切削抵抗行列である。また h, h_0 はそれぞれ切取り厚さ, 静的切取り厚さ (static chip thickness) ベクトルである。

$$F_c(t) = a_p K_f(t) h(t), \dots\dots\dots (4)$$

where

$$h(t) = -q(t) + q(t - \tau(t)) + h_0(t), \dots\dots\dots (5)$$

$$h_0(t) = \begin{bmatrix} u_f(t) & 0 \end{bmatrix}^T, \dots\dots\dots (6)$$

$$K_f(t) = \sum_{j=1}^q g_j(t) \begin{bmatrix} \cos(\phi_j(t)) & -\sin(\phi_j(t)) \\ \sin(\phi_j(t)) & \cos(\phi_j(t)) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} K_t \\ K_r \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sin(\phi_j(t)) & \cos(\phi_j(t)) \end{bmatrix}. \dots\dots (7)$$

ただし $u_f(t)$ は毎刃毎の送り量 (feed per tooth), $\tau(t)$ は今回と前回の刃の経路の間の時間差であり, 式 (8) を満たす⁽⁹⁾。ただしツールの刃数を q とした。

$$\int_{t-\tau(t)}^t \omega_{sp}(t) dt = 2\pi/q. \dots\dots\dots (8)$$

a_p は軸方向切り込み (axial depth of cut) であり, K_t, K_r はそれぞれ接線方向, 法線方向の切削比抵抗である。 $g_j(t)$ はスクリーン関数であり, j 番目の刃が当たっている時は 1, そうでない時は 0 になる。また $\phi_j(t)$ は j 番目の刃の角度である。また ω_{sp} は主軸速度を表す。

Fig. 1b に二自由度ミリングのブロック線図を示す。ただし θ_{sp} はスピンドルの角度を表す。内部遅れのあるフィードバックがプラントに内在するので, 切削深さを深く取ると系は不安定になる⁽¹⁾ が, これによる振動は自励びり振動と呼ばれる。これに対して静的切取り厚さなどの外乱による振動は強制びり振動と呼ばれる⁽¹⁰⁾。

以上のびり振動のモデルに基づき, どのような条件で系が発散するか, すなわち自励びりが発生するか, を解析的に求める手法は数十年間研究されてきた⁽¹⁾⁽³⁾。横軸に主軸速度, 縦軸に切削深さを取った系の安定性を示したグラフは安定ロブ線図と呼ばれる。半離散化法⁽⁸⁾ による安定ロブ線図を Fig. 2 に示す。このように事前にびり現象を解析し予測することも可能だが, モデル化誤差等に弱いという問題もある⁽⁴⁾。これに対してリアルタイムにびり振動の周波数を推定することが可能ならば, Fig. 2 に示すように安定ポケットと呼ばれる安定領域下の速度 ω_{new} を選択することで, モデル化誤差等にロバストにびりを回避出来ることが示されている⁽⁵⁾。

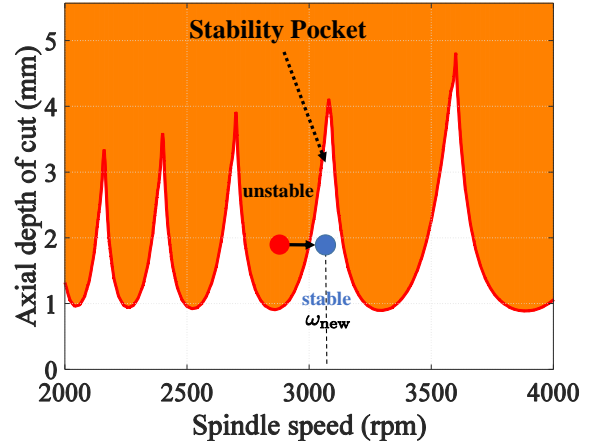


Fig. 2: Stability lobe diagram. Colored area represents unstable cutting condition.

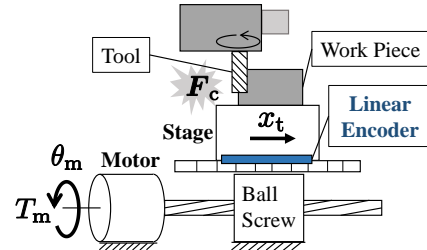


Fig. 3: NC machining table (ball-screw-driven) with linear encoders

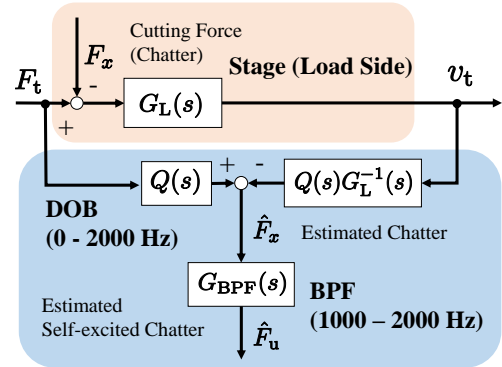


Fig. 4: Estimation of self-excited chatter \hat{F}_u via disturbance observer (DOB) with band-pass filter (BPF) for the stage (load side).

3. 自励びり振動の外部センサレス推定

従来自励びり振動の周波数の推定には加速度センサなどの外部センサを用いていたが⁽⁵⁾, 本提案法では Fig. 3 に示す負荷側にリニアエンコーダを装備したステージの送り方向 (本論文では x 軸) に加わる切削力外乱を外部センサレス推定し, よって自励びり振動周波数を推定する。

3-1 負荷側ステージ外乱オブザーバ (DOB) とバンドパスフィルタ (BPF) による自励びり振動による外乱の推

$$\theta_u[i+1] = \theta_u[i] + g[i](\hat{F}_u[i] - \phi_u^T[i]\theta_u[i]), \dots \quad (21)$$

where

$$g[i] = \frac{(P[i-1] + R_v[i])\phi_u[i]}{\phi_u^T[i](P[i-1] + R_v[i])\phi_u[i] + R_w[i]}, \dots \quad (22)$$

$$P[i] = (I - g[i]\phi_u^T[i])(P[i-1] + R_v[i]), \dots \quad (23)$$

ただし $P[i]$ は誤差共分散行列で, $g[i]$ はカルマンゲイン行列で初期値は零である。またパラメタベクトルの初期値も零とする。

支配的な自励びり振動数は以下のように計算される。ただし α は推定された $D[z]$ の支配根である。

$$f_{\text{chat}}[i] = \text{Im}\left(\frac{\ln(\alpha)}{2\pi i_s}\right), \dots \quad (24)$$

4. 安定ポケットを用いたびり振動回避法

3章で提案した適応フィルタによって推定された周波数を用いて, 安定ポケットとよばれる安定ローブ上の安定な切削条件に主軸速度を合わせることにより, 自励びり振動を回避する方法を議論する。まず支配的なびり振動の周波数と刃通過周波数 $f_{\text{TPE}} \equiv q\omega_{\text{sp}}/(2\pi)$ の関係を式 (25) に示す⁽⁵⁾。ただし ρ はローブ番号, ϵ は支配的な自励びりとの刃通過周波数の位相のずれである。

$$\frac{f_{\text{chat}}[i]}{f_{\text{TPE}}[i]} = \rho + \frac{\epsilon}{2\pi}, \dots \quad (25)$$

$\epsilon = 0$ の時が, 安定ローブ線図の安定限界の極大点 (安定ポケットと呼ばれる) であるため, $\epsilon = 0$ として, 計算すれば安定ポケット下の条件を導出できる。

$$\rho_{\text{new}}[i] = \text{round}\left(\frac{f_{\text{chat}}[i]}{f_{\text{TPE}}[i]}\right), \dots \quad (26)$$

$$\omega_{\text{new}}[i] = \frac{2\pi f_{\text{chat}}[i]}{\rho_{\text{new}}[i]q}, \dots \quad (27)$$

ただし ω_{new} が安定ポケット条件下の主軸速度で, ρ_{new} が新しいローブ番号である。round(\cdot) は四捨五入の値を返す関数である。四捨五入により最近傍の安定ポケット下の主軸速度を求めることができる⁽⁵⁾。この手法により不安定な条件で切削をしていた場合, 安定な条件になるような速度を選択することが可能である。

式 (27) が適用され, かつ主軸速度が一定と見なせる場合, 式 (5) より切取り厚さは支配的びり振動数 $s = j2\pi f_{\text{chat}}$ では

$$\begin{aligned} h|_{s=j2\pi f_{\text{chat}}} &= h_0 - q + e^{-\tau s} q|_{s=j2\pi f_{\text{chat}}} \\ &= h_0 + q(e^{-j2\pi\rho_{\text{new}}} - 1) \left(\because \tau = \frac{2\pi}{q\omega_{\text{new}}} \right) \\ &= h_0 \quad (\because \rho_{\text{new}} \in \mathbb{N}), \dots \quad (28) \end{aligned}$$

となり, 再生的な切取り厚さの変動が消える。つまり支配的であった周波数で内部遅延帰還が無くなるため, 自励びり振動を抑えることが出来る。これは適応ノッチフィルタで支配的な周波数成分を取り除いているのに等しい。

Fig. 5 に提案するセンサレス適応びり振動回避の機構を示す。なおこの手法による回避は, 推定された自励びり要因の力のパワーに相当する \hat{F}_u^2 がある閾値 σ_{th} を超えた時に開始されるものとする (Fig. 5 の “switch” をオンにする)。

Tab. 1: Parameters.

(a) Mechanical. (b) Adaptive filter.

Symbol		Symbol	
M	0.40 I (kg)	t_s	200 (μs)
C	83.0 I (Ns/m)	N_d	2
K	30.1 I (MN/m)	R_v	$10^{-6} I$
K_t	0.980 (GPa)	R_w	0.3
K_r	0.294 (GPa)	$P[0]$	$10^{-2} I$
q	4	σ_{th}	10000 (N^2)
Stage mass	273 (kg)		

(c) Machining condition

Description	
Axial depth of cut a_p	3.5 (mm)
Radial depth of cut	2 (mm)
Diameter of tool	12 (mm)
Stage feed velocity	0.5 (mm/s)

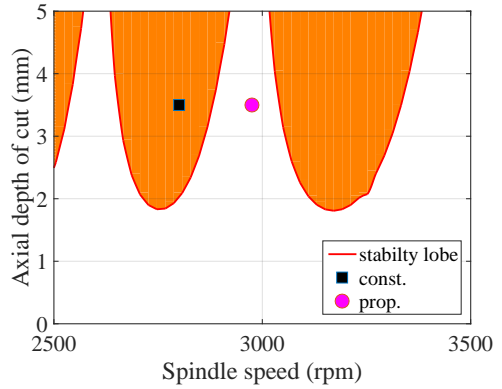


Fig. 6: Condition in all simulations and experiments in the stability lobe. “const.” describes the initial spindle speed 2800 rpm. “prop.” describes ω_{new} in the 7-th stability lobe.

5. シミュレーション結果

ミリングや適応フィルタに関するパラメタを表 1 に示す。ステージ速度, 主軸速度制御系はそれぞれ 40, 80 Hz の帯域を持つように設計した。シミュレーションではダウンミリング 2800 rpm で運転開始する。Fig. 4 の外乱オブザーバのノミナルプラントはステージのみの剛体モデルとした。粗さ方向であるツールの y 方向の加速度を測定し, 評価することで提案手法の有用性を示す。

Fig. 6 より 2800 rpm では軸方向切込が 3.5mm の場合不安定になることが分かる。提案手法におけるシミュレーション結果を Fig. 7 に示す。びり振動回避は推定自励びり \hat{F}_u^2 の値が閾値を超えた 0.04 秒で開始されている。Fig. 7d からびり振動は 0.1 秒時点で 1390 Hz になり, そして ρ_{new} は式 (26) により 7 と計算されている。式 (27) から ω_{new} は $1390/7/4 \cdot 60 = 2980$ rpm になる。Fig. 6 に開始時と提案手法を適用した場合の主軸速度を安定ローブ線図に示した。Fig.

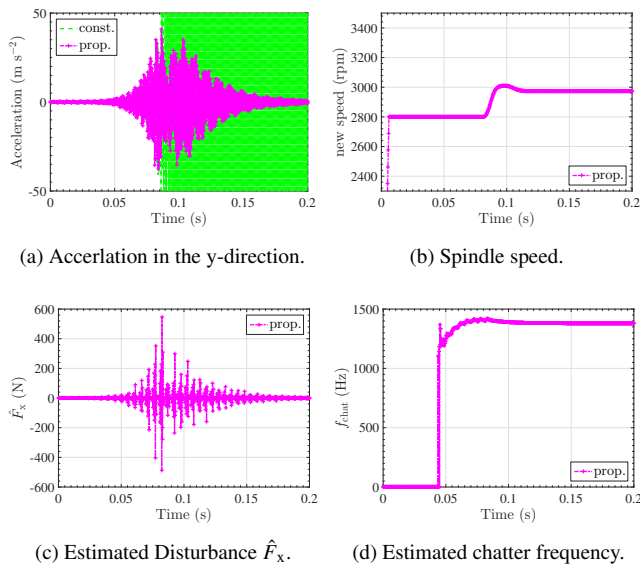


Fig. 7: Simulation results.

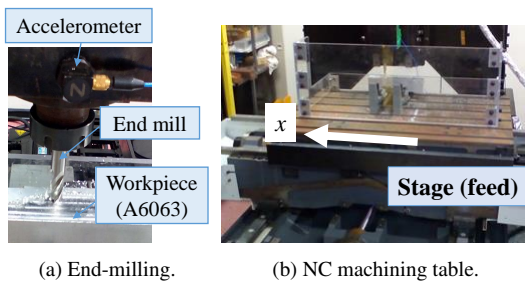


Fig. 8: Experimental equipments.

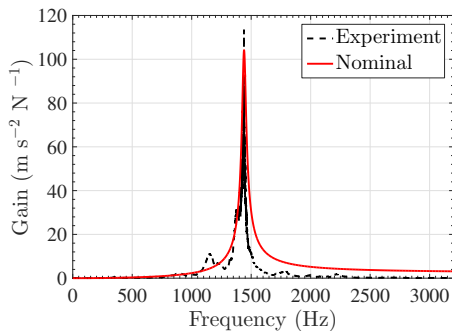


Fig. 9: FRF measurement of the tool and its nominal model $(Ms^2 + Cs + K)^{-1}$.

7bにある通り、主軸速度を変化させることで自励びり振動を適応的に回避していることが、Fig. 7aにおいて 2800 rpm で切削している間は振動が発散していき、適応的に速度を選択した後振動が収束していていることから分かる。

6. 実験結果

実験装置を図 8 に示す。ツールには三菱マテリアル 4MCD1200、加速度センサにはツール上部の PCB

PIEZOTRONICS A17 を用いた。被切削材にはアルミニウム合金 A6063 を用いた。Tab. 1a の機械的特性は Fig. 9 のハンマリングテストにより求められている。ステージのリニアエンコーダには分解能 20 bit の、マグネスケール LASERSCALEBL57-066REDBT01 L-55 を用いた。ステージ、主軸制御系の帯域、適応フィルタのパラメータや加工条件はシミュレーション時と同じとする。実験結果を Fig. 10 に示す。ここでもシミュレーションと同じく粗さ方向である y 方向のツールの加速度を測定し、評価することで提案手法を評価する。

びりり振動回避は推定自励びり \hat{F}_u^2 の値が閾値を超えた 0.1 秒で開始されている。Fig. 10e より自励びり振動の周波数は 0.1 秒時点では約 1390 Hz と推定されている。 $\rho_{new} = \text{round}(1390/(2800/60 \cdot 4))$ は式 (26) より、7 と計算されている。このため ω_{new} は $1390/7/4 \cdot 60 = 2980$ rpm と計算される。Fig. 6 に主軸速度を示す。

提案手法について一定速度の場合と加速度信号を比較して、Fig. 10a で最大値比 60% の改善、そして Fig. 10b で最大値比 80% の改善が見られる。Fig. 11 では RMS 比で 57%、周波数成分の最大値比で 67% 改善されていることが示されている。びりり振動周波数は Fig. 10f よりおおよそ 1390 Hz と推定されており、事実 \hat{F}_u の PSD よりその周波数にピークを持つことが分かる。ただし Fig. 10b と比較すると、加速度信号のピークは 1430 Hz ほどにあり、推定値と多少異なることが分かる。これはステージのプラントモデルのモデル化誤差などにより外乱がびりり振動と区別出来ないためにこのような差異が生じたと考えられる。しかし Fig. 6 の通り厳密に安定ポケット直下の条件で切削する必要はなく、多少の差異があったとしても本提案法では問題なく切削することが可能である。

以上より提案手法が自励びり振動を適応的に回避していることは明らかである。それゆえに提案手法が実現可能であり、適応びりり振動回避により安定なマシニングを保証することが出来ると結論付けられる。

7. 結論

本論文では高分解能リニアエンコーダを用いて加速度センサレスでびりり振動を適応的に推定し、それによって回避する手法を提案した。実際に切削加工を行い、提案手法が自励びり振動の周波数を適応的に推定し、自動的にびりり振動を回避していることが確認された。本手法では、外乱オブザーバを設計するためにステージのプラントモデルが必要になるが、ツールなどのびりり振動モデルのモデル化誤差に対してロバストに、なおかつ加工能率を下げずにびりり振動を自動的に抑えることができる。この提案法によって、加工能率や精度の向上が期待される。

参考文献

- (1) Y. Altintas, *Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. Cambridge university press, Cambridge, UK, 2012.
- (2) J. Munoa, X. Beudaert, Z. Dombovari, Y. Altintas, E. Bu-

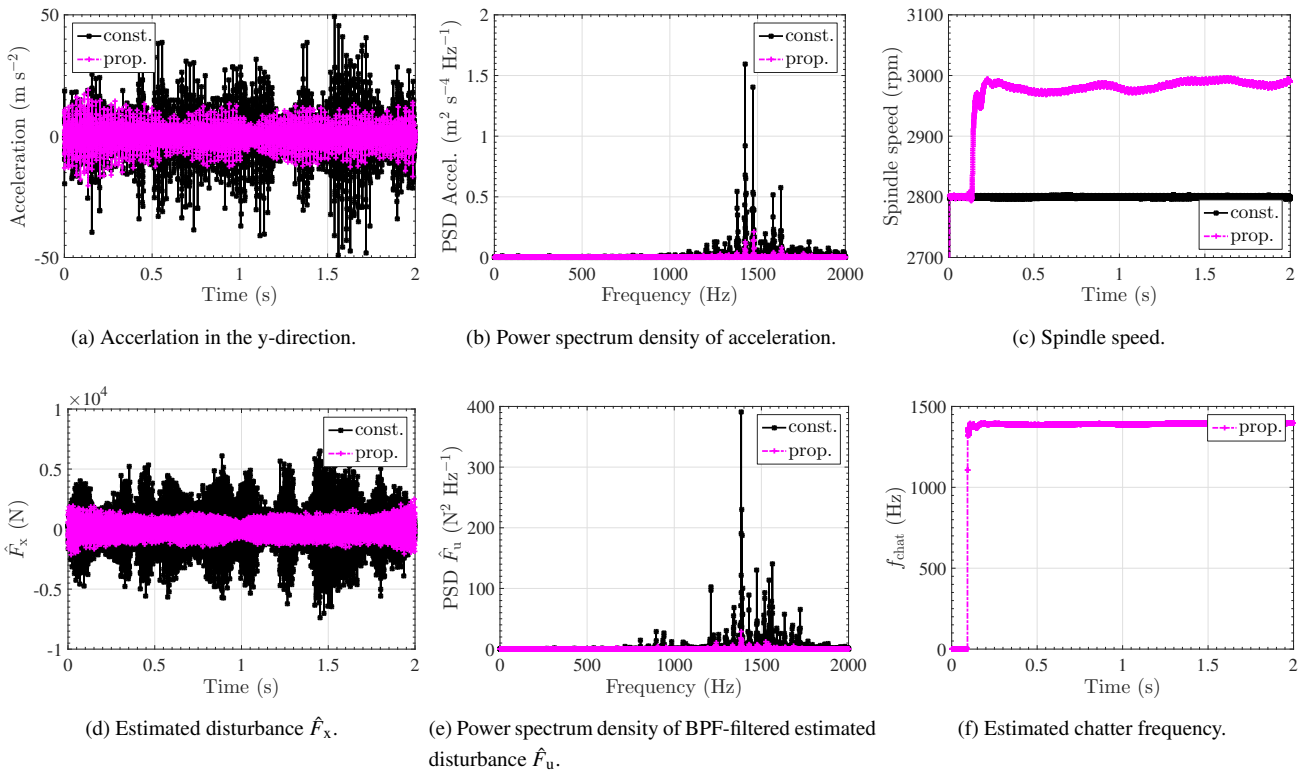


Fig. 10: Experimental results.

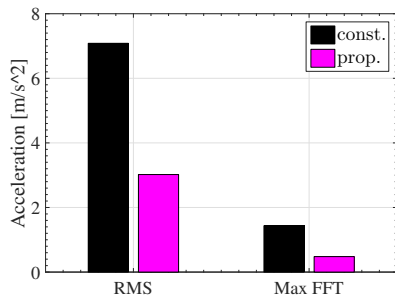


Fig. 11: RMS values (RMS) and maximum values of frequency component (Max FFT) of acceleration in experiments.

- dak, C. Brecher, and G. Stepan, “Chatter suppression techniques in metal cutting,” *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, vol. 65, no. 2, pp. 785–808, 2016.
- (3) T. Insperger, D. Lehotzky, and G. Stepan, “Regenerative delay, parametric forcing and machine tool chatter: A review,” *IFAC-PapersOnLine*, vol. 48, no. 12, pp. 322–327, 2015.
 - (4) Y. Kakinuma, Y. Sudo, and T. Aoyama, “Detection of chatter vibration in end milling applying disturbance observer,” *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 60, no. 1, pp. 109–112, 2011.
 - (5) N. Van Dijk, E. Doppenberg, R. Faassen, N. Van de Wouw, J. Oosterling, and H. Nijmeijer, “Automatic in-process chat-

ter avoidance in the high-speed milling process,” *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, vol. 132, no. 3, pp. “031006–1”–“031006–14”, 2010.

- (6) T. Yoneoka, Y. Kakinuma, K. Ohnishi, and T. Aoyama, “Disturbance observer-based in-process detection and suppression of chatter vibration,” *Procedia CIRP*, vol. 1, pp. 44–49, 2012.
- (7) R. Koike, Y. Kakinuma, T. Aoyama, and K. Ohnishi, “Enhancement of in-process identification for stable spindle rotation against chatter vibration with a time-domain milling simulator,” *Proceedings of International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century : LEM21*, vol. 2015, no. 8, pp. “1705–1”–“1705–6”, 2015.
- (8) T. Insperger and G. Stépán, “Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 61, no. 1, pp. 117–141, 2004.
- (9) S. Seguy, T. Insperger, L. Arnaud, G. Desein, and G. Peigné, “Suppression of period doubling chatter in high-speed milling by spindle speed variation,” *Machining Science and Technology*, vol. 15, no. 2, pp. 153–171, 2011.
- (10) N. Suzuki, T. Ikeda, R. Hino, and E. Shamoto, “Comprehensive study on milling conditions to avoid forced / self-excited chatter vibrations,” *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, vol. 75, no. 7, pp. 908–914, 2009.
- (11) B. Thomas and F. Hiroshi, “Control-oriented modeling and parametric identification of coupled dynamics in ball-screw-driven systems,” *SAMCON2016*, pp. 1–6, 2016.