

回転軸のヘルスマonitoringに適応可能な多目的・低コストセンサの開発

Development of Versatile and Low-Cost Sensor
for Health Monitoring in Rotating Shafts博士(理学) 風呂川 幹央*
Dr. Mikio Furokawa

Erik M Gest**

平野 峻之*
Takayuki Hirano

Prof. Kamal Youcef-Toumi**

要 旨

産業機械や発電システム、輸送機器などのほぼすべての機械には回転軸があり、これらを安全に運用するためには、回転軸に対するヘルスマonitoringが重要である。そこで我々は、低コストかつ実装が容易であり、軸のトルク、速度、振動および曲げを推定できるセンサを開発した。このセンサを用いた試験装置によるテストでは、これらの現象が十分な精度で推定され、提案システムの有用性が示唆された。

— Synopsis —

Virtually every mechanized form of industrial equipment, power generation system, and transportation has rotating shafts. In order to operate them safely, health monitoring systems for the rotating shafts are important. This paper proposes a shaft sensor that measures torque, speed, vibration, and bending of the shaft with reasonable accuracy while having a low cost and simple installation process. Experimental results illustrate the effectiveness of the proposed system.

1. 緒 言

複雑化・高性能化が進む各種産業機械では、過酷な使用環境や想定外の使用条件により、定期メンテナンスだけでは把握しきれない異常トラブルが発生するケースがある。このようなリスクを回避し、ユーザーが安心して製品を利用し続けるようにするためには、常時使用状況を監視し、故障の予兆となる状況を検知するヘルスマonitoring技術の実装が有用である。

ヘルスマonitoringを実装するにあたり、最も重要な技術開発の1つがセンサ開発である。このセンサ開発において要求されることは主に2つある。1つ目は、センサ情報の信頼性である。異常やその前兆を検知するために必要となるデータには、できる限りノイズを抑え取得することで、対象となる装置状態を正確に検知することができる。

2つ目は、実装の容易さである。たとえ正確な情報を取得できるセンサを開発しても、実装できなくてはデータを取得できない。また、複雑な実装により使用感が変わってしまった場合は、そのシステムの導入に積極的にはなれない。

産業機械を含むほぼ全ての機械は回転軸を有するが、この軸の疲労状態を把握することは保全の面で極めて有用である。例えば、製品の動作中に軸状況を分析することにより、軸を含むシステムが正しく動作していることを確認でき、仮に問題が生じた場合もその部位の特定に役立つ。また、例えば、ロボットシステムのアクチュエータの速度やトルクを把握することで、正確な操作および環境との相互作用を確実に制御することができる。本研究ではこれら回転軸に注目し、その軸のトルク、速度、振動および曲げを推定する低コストかつ実装が容易な高信頼性のセンサを開発したので報告する。

*: 広島製作所 技術開発部
Technical Development Department, Hiroshima Plant**: Department of mechanical Engineering,
Massachusetts Institute of Technology

2. センシング手法

2.1 トルクの推定

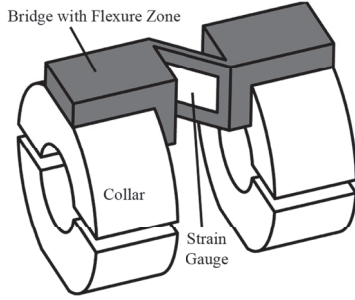


図1 提案デバイスの概略図

図1に今回我々が提案するセンサデバイスの概略図を示す。このデバイスは、2分割された取付部(Collar)を2ヶ所に有し、それらに測定部(Bridge)を装着した構成となる。取付け部が剛体で、測定部が弾性体の2種類の素材からなる。2つの取付部を計測軸にボルトで固定する。計測軸にねじりが発生すると、これらの取付部は互いに微小回転する。すると、測定部は変形が生じるが、この形状特徴によりそれぞれの面が伸長または圧縮される。そのため、これら伸縮面に標準的なひずみゲージを実装することで、計測軸のねじりトルクが算出できる。

一般的にひずみゲージの信号にはノイズが含まれるが、本デバイスではより良いS/N比の信号を得ることを可能とした。一般的に、ノイズは電磁干渉やひずみゲージへの熱影響により生じる。実装精度を向上させるには、このノイズを軽減することでS/N比を増大させる手段もあるが、今回我々はシグナルを増幅させることでS/N比を増加させる手法を採用した。

センサが受けるひずみは軸表面からやや離れた位置にあるため、検知するひずみは軸上に発生するひずみよりも大きくなる。式(1)に示すように、極慣性モーメント J と直径 D_s に対するせん断応力 τ は回転軸中心からの距離 r およびトルク T に比例する。また、弾性域での微小変化における計測軸上のひずみ ϵ_s は、計測軸の剛性率 G を用いて式(2)で求められる⁽¹⁾。ひずみは応力に比例するため、回転軸中心から距離 r_g 離れた位置に設置したひずみゲージによるひずみ測定値 ϵ_g は、測定軸から測定した値よりも大きくなる。その値は、式(3)に示すように、 r_g/D_s^4 に比例する。

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (1)$$

$$\epsilon_s = \frac{8T}{\pi D_s^3 G} \quad (2)$$

$$\epsilon_g = \frac{16Tr_g}{\pi D_s^4 G} \quad (3)$$

計測軸周りに十分なクリアランスがあれば、 r を大きくとることが出来るため、ひずみの測定は有利になる。しかしながら、ほとんどの場合は、計測軸周りのクリアランスは限られているため、 r のとり方には限度があり測定値の増幅は限定的である。

そこで、さらに材質と形状を工夫することにより、変位をひずみゲージ実装部分に集中させることで、さらに強いデータを採取することを試みた。既往の研究⁽²⁾で提案されたデバイスでは、断面のばらつきを用いることでひずみゲージの計測値を増大させており、我々はこれを応用し、測定部に異なる材質を用いることで測定値を増大させることとした。アルミニウムの剛性はABSの剛性の25倍以上であることが知られている^(3,4)。そのため、接続部にアルミニウム、測定部にABS樹脂を用いることにより、測定部では接続部の25倍以上のひずみが計測されることが期待できる。この考えに基づき有限要素解析によるひずみ予測を行ったところ、図2に示すようにゲージ実装部のひずみは取付部のひずみよりも桁違いに大きくなることがわかった。これにより、計測軸上で直接ひずみを測定するよりも本研究により開発したデバイスで測定する方が測定値の評価がより明確となり、軸の負荷に対する診断が容易となることがわかる。

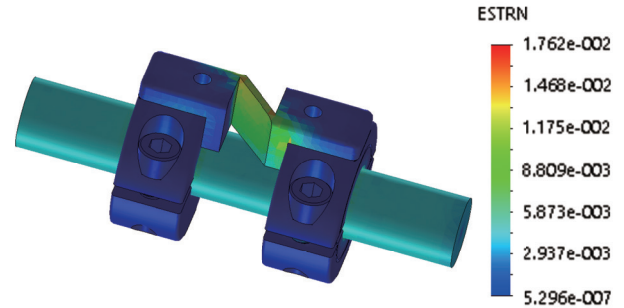


図2 有限要素法によるひずみ解析結果

このデバイスの設計は、組立てや実装の際にさほど精度を必要としない点にも長所を有する。応力集中による計測値の信憑性を左右するのは、取付部と測定部の剛性の差だけである。さらに測定部は計測軸の剛性に依存することなく薄くすることができるため、ひずみゲージに作用する負担低減が可能である。

本センサでは、図3に示す1、2もしくは4ゲージ法いずれのホイートストンブリッジ回路でも構成することが可能であり、さらにコストや設置スペースへのフレキシビリティも有するため、非常に汎用性が高いことも特徴である。図1のデバイス構造では少なくとも1つのひずみゲージを用いれば実装することができるため、図3に示す1ゲージ法が使用できる。ただし、パフォーマンス

スを向上させるために、軸対象にもう1つ測定部を取り付けた方がよく、2ゲージ法が好ましい。2ゲージ法だと、一方の測定部が圧縮されると他方は伸縮されるため、信号強度は2倍になる。ひずみゲージが有する大きな問題の1つに、ゲージの抵抗が温度依存であり、それによりノイズとセンサ読み取り値のドリフトが発生することがある。2ゲージ法は、温度による変化がおおよそ相殺されるため、ドリフトを抑えることができる。さらに、2つのひずみゲージをそれぞれの測定部裏側に追加した4ゲージ法をすると、信号強度は2倍になる。そのため、実質的には4ゲージ法での実装がSN比を最大化できる面で理想的であるが、コストやスペースの制限に応じた判断が必要となる。

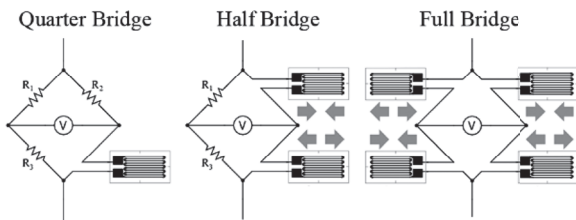


図3 1, 2, 4ゲージ法によるホイートストンブリッジ回路⁽⁵⁾改変

2.2 曲げの推定

一般的なトルクセンサとは異なり、本センサは、特定の条件下で軸の曲がりも検出できるようにした。軸が曲がると、測定部は圧縮あるいは伸長するため、トルクと同様にセンサが反応を示す。これは曲げがひずみ信号を乱す可能性があるのでデメリットとも考えられるが、特定の条件では上手くひずみと曲げ成分を分解して抽出することが可能である。軸の曲がり方は2つある。1つは外部、すなわち計測者の視点からは一定方向に加わる力で、軸上からは回転しているように見えるものの計測者からは常時同じ様に軸が曲がって見える状態である。もう1つは、軸上からは一定方向に、外部からは回転しているように見える力による曲がり方であり、計測者からは縄跳びのロープに似たる曲がり方を示すものである。前者の曲げは回転に対しある方向では正の信号を発生し、その逆方向では負の信号を発生するため、信号の変動として検知される。後者は静止時の信号による校正を行うことで、信号内における一定の誤差として検知される。

回転中のトルクが比較的一定であれば、曲げおよびトルクを信号から容易に抽出することができる。この場合、単に信号の回転に対する平均をとることで、正確なトルクを推定することができる。さらに、回転に対する信号の変動を使用して曲げを推定できる。これにより、1つ

のセンサで軸のトルクと曲げの両方を検出することができ、コストやスペースの制約があるアプリケーションに対し当手法は非常に有用である。

2.3 角速度の推定

角速度の推定手法は数多く存在する。例えば、磁石を軸に取り付け磁気センサを用いることで、軸上のある点がいづ通過するかを検知する方法である。この場合、信号を微分することで角速度が得られる。同様に、エンコーダやタコメータも軸の一部がある定点を通過した時間を追跡し、角速度を推定する。しかし、これらの手法は回転軸外に固定フレームが必要となる。これに対し、加速度センサを用いる手法では、回転軸へ比較的安価に取り付けが可能である。この加速度センサから角速度を推定するやり方としては、角加速度の積分、向心加速度からの算出、周波数解析と少なくとも3つの手法がある。さらに、加速度センサでは、軸振動の周波数や振幅を検出することもできる。

一般的に、角加速度の積分値で求められる各速度データには、多少の誤差が含まれることが知られている。向心加速度は角速度の2乗に比例するため、これにより角速度を推定できるが、加速度センサの誤差の影響を受ける。

一方、上記2つの方法に対し、半径方向あるいは周方向の周波数解析による角速度推定は誤差の影響を受けない。サンプルレートが十分に高く(少なくとも角周波数の2倍)、角速度が急激に変化しない限り、角速度は信号の優位周波数として得られるので、パワースペクトルを用いることで容易に求めることができる。さらに、加速度センサのパワースペクトルとは異なる周波数は、振動の結果と見なすこともできる。ここで得られる振動の周波数と振幅は、軸の状態を評価する上で有用な情報となり得る。

3. センサの構成

3.1 デバイスの構成

デバイスを試作するにあたり、対象とする回転軸は直径9.5mmのアルミニウムシャフトとした。本研究では、1, 2 および 4 の各種ゲージ法による試作を行なったが、ここでは4ゲージ法によるホイートストンブリッジ回路の結果について報告する。トルクセンサデバイスは、取付部・測定部・ひずみゲージおよびボルトで構成される。取付部は一般的なアルミニウム部材を機械加工し、軸へ密着するように切削加工を施した。その後、M2.5ボルトの取付穴の加工を施した。測定部は、ABS樹脂を用いた熱溶解積層法(FDM)による3Dプリンタを用いて成形を行った。2.1節にて述べた通り、ひずみゲージ実装

部の剛性が軸や取付部などの他の部分の剛性よりも低ければ良いため、その実装部の厚みは自由に決定できる。今回は、3Dプリンタの制約から厚みを1.5mmとした。3Dプリンタで形状作成の後、取付け部へ固定する穴を測定部上部に開けた。

部品の組み立ては、まずひずみゲージを測定部に取り付け、測定部を取付部にボルトで固定し、取付部を軸にボルトで固定する。2.3節で述べた加速度センサを含む他のセンサは、図4に示すように3Dプリンタで作成した異なる筐体を使用して軸に取り付けた。その後、電子部品の実装を行なった。

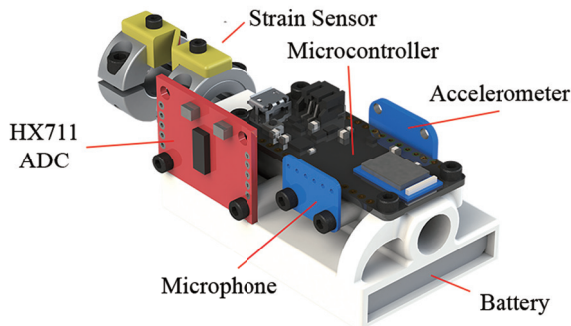


図4 新規ひずみセンサと加速度センサを含む軸上実装センサの組み立て

3.2 電子部品の実装

ホイートストンブリッジ回路はHX711ロードセルアンプモジュールに接続する。HX711は電圧レギュレータ、アンプおよびアナログ-デジタルコンバータ(ADC)で構成される。HX711は最大サンプリング80Hz、24ビット分解能、最大電圧差は±0.5Vである⁽⁶⁾。このチップに対し、3.3Vの電源電圧をホイートストンブリッジ回路に用い、ゲージ率2のひずみゲージを用いた場合、最大検出ひずみは7.2%である。

軸の最大せん断応力 τ_{max} とゲージの最大ひずみ $\epsilon_{g,max}$ が式(4)を満たした場合、センサの限界よりも先に軸の破壊が生じることになる。

$$\tau_{max} < \frac{D_s G}{r_g} \epsilon_{g,max} \quad (4)$$

ひずみゲージの測定中心が軸の表面から5mmの位置に設置された場合、すなわち、 r_g が軸直径 D_s の半分に5mmを加えた値である場合、式(4)より、軸直径が鉄の場合は1.5mm、アルミニウムの場合は2.3mmより大きければセンサの測定限界よりも先に軸が応力限界を迎えることになるため、十分な測定が行えることを意味する。

ADCと加速度センサから得られるデータは、Wi-Fi経由でマイクロコントローラから転送される。データ送信

時の電力消費を抑えるために、マイクロコントローラは高いサンプリングレートでデータ採取するプロセスと、データ採取を停止してデータを転送するプロセスとの2工程を交互に繰り返す。データ採取とデータ転送の時間設定は、プログラムにて容易に設定変更が可能である。本試作デバイスでは、リチウムイオン電池を用いてシステムに電力供給を行った。

4. 実験設定

回転軸上でセンサを試験するために、図5に示す試験装置を設計・製作した。中心部に見える回転軸の両端は、直流整流子モータからカップリングを介して接続している。その片側のモータは駆動モータであり、電源と電子速度制御システムに接続されており、コンピュータによって制御を行う。他方のモータは軸にねじれを発生させるために利用する。

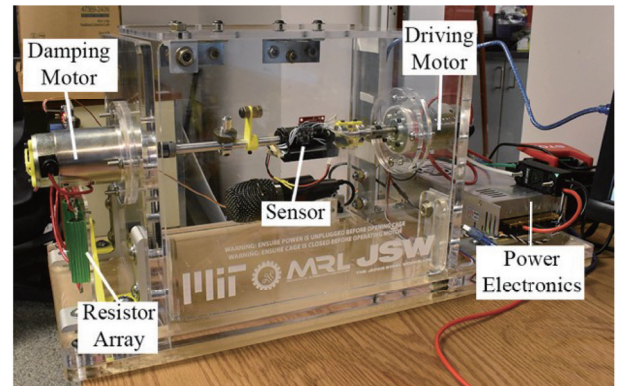


図5 試験装置

軸ねじれ生成に用いるモータは、抵抗配列に接続することにより、回転に対して可変減衰を与える。この抵抗配列は、リレーを利用して複数の抵抗を直列あるいは並列に接続することで離散可変抵抗値 R が生じる仕組みとなっている。このモータをジャイレータとして用いる場合は、軸に発生するトルク T はモータを通る電流に比例し、モータからの逆起電力は軸の角速度 ω に比例する。この比例定数はモータトルク定数 K_t である。これらとキルヒホッフの法則により、トルクと角速度は式(5)で表すことができる。このトルクと角速度の関係は減衰係数が K_t^2/R のロータリーダンパーと等しい。さらに、加速度センサによる角速度の推定を行うために、軸にエンコーダを設置した。

$$T = \frac{K_t^2}{R} \omega \quad (5)$$

5. 結果

5.1 静的トルクの結果

試作したデバイスを検証するため、まず回転しない片持ち梁を対象とした試験を行なった。これは、向心力の発生や配線への考慮などの回転体に対する種々の問題を排除できるためであり、さらには片持ち梁に対してはトルクの付与が容易なためである。図6に、軸に規定のトルクを与えるために、軸の回転方向に所定質量の錘を種々設置した際の計測トルクを示す。この実験から、ひずみの測定値はトルクに対して線形関係で表されることを示している。さらに、比較的正確なトルク測定が少なくとも30分間は実施できていることがわかった。

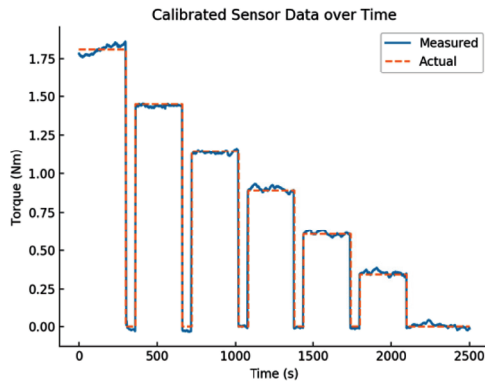


図6 トルクとひずみ測定値の時間変化

ひずみデバイスの別の評価試験として、既知の長さ l のレバーアームに連続してねじり荷重 F を増加付与させた実験を行った。図7はセンサによるトルクの測定値 T_s と荷重から算出したトルクとの関係を示す。計測誤差 δ は式(6)で計算出来る。ほとんどの測定結果は誤差が十分に小さく、誤差が0.4%を上回る測定結果は全体の30%未満である。また誤差が1.6%を超えた測定結果は1つもなかったため、測定したトルク値の精度は高いと判断できる。

$$\delta = \frac{|T_s - Fl|}{Fl} \quad (6)$$

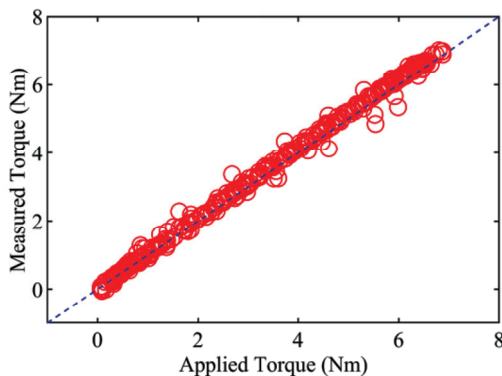


図7 連続変化するトルクとセンサ測定値

5.2 動的トルクおよび曲げの結果

今回試作したセンサは曲げとトルクの両方を計測できるように設計している。トルクが比較的一定で、曲げが一定方向(すなわち、軸から見て回転しているように見える場合)であれば、センサ読み込みから両方を推算するのは容易である。この場合、検知する波形はほぼ正弦波であり、その平均はトルクに比例し、振幅は曲げに比例する。

試験装置動作中のひずみ信号を図8に示す。この条件では、軸が約7.6Hzで回転しており、サンプルレートは57Hzである。軸の回転速度が変化すると、センサが検知する軸の回転周波数も当然ながら変化する。計測時の軸の回転数は図9のパワースペクトルからも判断が可能である。ただ、図9のスペクトルはノイズが残存しているため、現在このノイズ発生原因とその解決策を講じているところである。

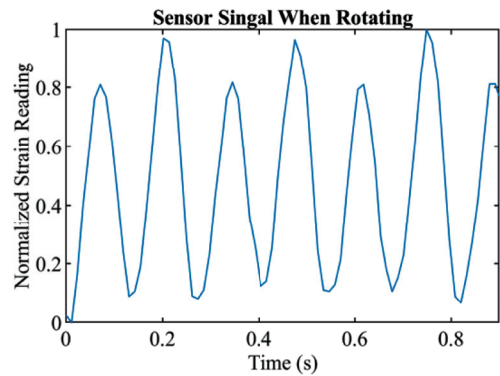


図8 試験装置から得た回転中ひずみ

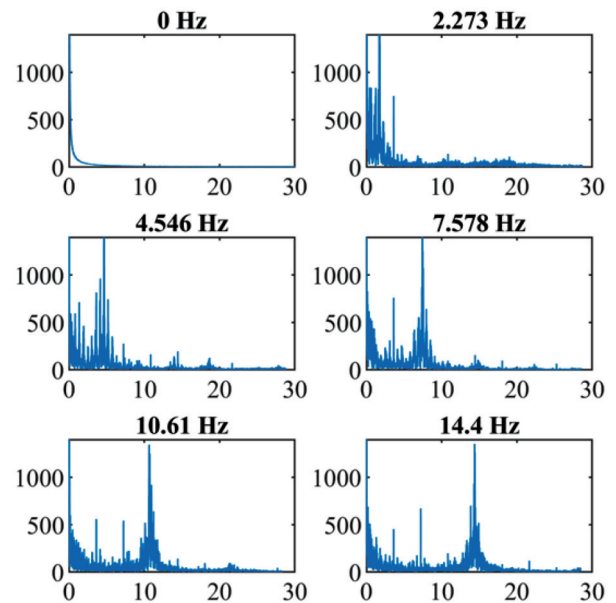


図9 ひずみ信号のパワースペクトル

5.3 動的軸回転速度の結果

上記試験では、同時測定した加速度信号に対する周波数解析を行うことで、軸回転速度を十分な精度で推定できる。図10に加速度信号のパワースペクトルを示す。軸回転速度である26.5Hzが明確に表れており、今回試作したデバイスでは回転数が不明な軸の駆動状況までも高い精度で検知できることがわかる。

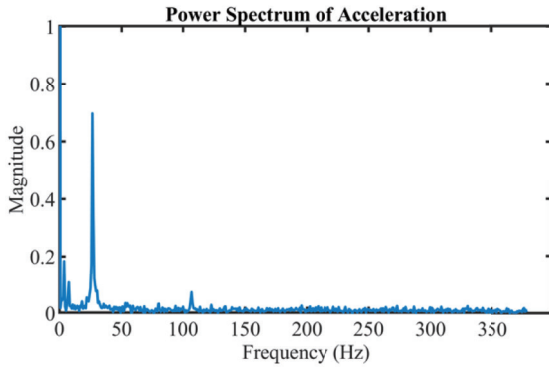


図10 加速度信号のパワースペクトル

6. おわりに

6.1 コスト

このセンサの魅力の1つは低コストで製作できることにある。トルクセンサを1つ作成するために必要な部品は総額1500円未満で購入が可能である。このコストは接続部のアルミニウムシャフトカラーが大部分を占める。したがって、大量生産でコストを大幅に削減でき、市場で最も安価なトルクセンサとして販売・提供が行える可能性を有する。

6.2 制限と今後の課題

一般的なトルク測定での課題の1つに、軸直径が小さくなるとともにセンサが検知するひずみが減少する問題がある。式(2)に示すように、ひずみは軸直径の3乗に反比例する。一方で軸の最大トルクは軸直径の3乗に比例する⁽⁷⁾。そのため、本研究で開発したひずみ計の設置方法だと、これら2つの効果を相殺することができる。すなわち、本研究によるデバイスを用いるとセンサは軸径に依存することなく軸最大荷重に対する割合を同一範囲内で検知できるため、この課題は解消が可能である。

もう1つの懸念事項は、軸に対するセンサの重量とバランスである。センサ重量は曲げや測定誤差の要因となりうる。さらに、これらは機械に対し潜在的な損傷を与える可能性がある。我々のセンサデバイスの重量は、トルクセンサの接続部や測定部がおおよそ22g、バッテリーを除く電子部品がおおよそ20g、バッテリーがおおよそ34g

である。トルクセンサの接続部や測定部はバランスが取れているが、バッテリー重量によりバランスが崩れる。バッテリーを基盤の反対側に設置した場合、最大で15g未満の偏りが軸径上に生じる。この質量の偏りが機械や軸の曲げに影響を与えるかどうかは、軸の形状や材質などにより異なる。理論上の軸振動 E_{vib} は以下で与えられる。

$$E_{vib} = \frac{\omega m_{imb} r_{imb}}{M_s} \quad (7)$$

ただし、 ω は軸回転速度、 m_{imb} は質量の偏り、 r_{imb} は軸中心から偏りが生じる位置の距離、 M_s は軸断面の質量である⁽⁸⁾。

ひずみゲージの共通課題の1つとして、信号内のノイズがある。2.2節にて述べたように、ノイズを低減すべく設計したにも関わらず、図9に示すように明らかに低周波ノイズが現れた。ノイズの一部は、約30分間の「ウォームアップ」期間に発生する。これはおそらくひずみゲージが熱平衡に達するまでの熱変化に起因する。したがって、このノイズはセンサを起動した後に一定時間測定を見合わせることで回避できると考えられる。さらに、精度を向上させるために、温度補正による改善方法も考えられる。この補正は測定部やひずみゲージ接着剤の材料特性の温度変化およびワイヤやゲージの抵抗の温度変化量をもとに行うことが出来ると考えている。

最後に、バッテリーの使用は充電が必要であるため連続運転の観点から理想的とはいえない。センサに給電するために回転軸から電力を収集する方法は、この装置に対する今後の研究の焦点の1つである。

7. 参考文献

- (1) A. Barua: "Lecture notes in torque measurement", (2009) [online]
- (2) U. Kindler: "Deformation measuring device for measuring the torque of a cylindrical shaft". US 特許番号: 5585572 (1994)
- (3) Engineers Edge: "Common plastic molding design material specification", (2018) [online]
- (4) Engineering Toolbox: "Modulus of Rigidity", (2005) [online]
- (5) All About Circuits: "Strain Gauges", [online]
- (6) Avia Semiconductor: "24-Bit Analog-to-Digital Converter (ADC) for Weight Scales" [online]
- (7) Engineering Toolbox: "Torsion of Shafts", (2005) [online]
- (8) J. Alsalaet: "Dynamic Balancing and Shaft Alignment", University of Basrah (2015) [online]