

# 加振点が移動する機械の時間軸伝達経路解析

## Transfer Path Analysis in Time Domain for Input Location Varying Machine

精密工学専攻 8号 岩楯 大輔

Daisuke Iwadate

### 1. 緒言

AT トランスミッションの変速機構として用いられているプラネタリギヤ機構はリングギヤ・サンギヤ・キャリアの入出力部、固定部の割当を変化させて変速を行っている。キャリアが回転する場合、歯車の歯当たりの位置が時々刻々変化するため加振源からの入力点の位置が変化し、励起されやすい振動モードが変化している。

本研究では加振点位置の変化によって生じる振動に対して時間軸伝達経路解析を用い、伝達経路の寄与率を導出する。また、加振点位置による振動の違いを伝達経路の位相関係や振動モードの形状との比較をして振動伝達の傾向を把握する。最終的には伝達力感度を用いて最適な経路の構造変更箇所を選定する。

### 2. 加振点が移動する機械の振動・音響特性

本章ではプラネタリギヤで発生している加振点移動のメカニズムを示し、研究で使用する簡易モデルについて述べている。簡易モデルの振動・音響特性を実験により求め、対象とする振動モードを決定する。

#### 2.1 プラネタリギヤで起こる現象と簡易モデルとの関連性

プラネタリギヤ機構のキャリアの回転は図1のように時々刻々変化している。キャリアが一回転する間にプラネタリギヤが発する音の変動が確認されており問題となっている。本研究では図2の簡易モデルを用いて実際にプラネタリギヤ機構で起きている現象の把握を行う。円管部をリングギヤとし内側を加振器で加振することでキャリアからの加振を模擬している。円管部のある位置を加振したときの Target としている位置の X 方向の加速度応答とマイクで計測した SPL の波形を図3に示し、実線で囲った 456Hz, 1004Hz に着目する。着目した周波数では簡易モデルが発生する SPL と加速度応答の共振周波数が一致していることから対象となる振動モードの加速度応答に焦点を当てる。

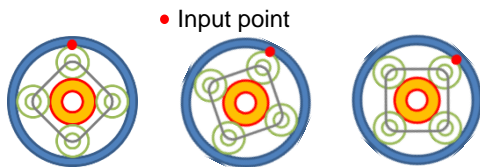


Fig. 1 Input location varying

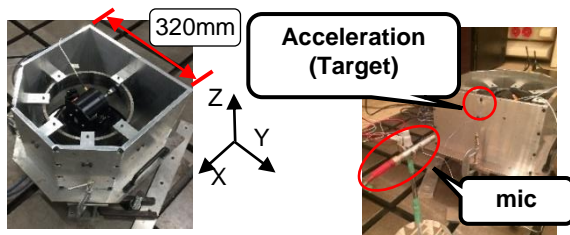


Fig. 2 Simple model

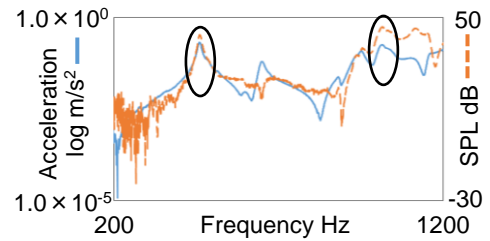


Fig. 3 Acceleration and sound pressure

#### 2.2 加振点移動による簡易モデルの振動特性

簡易モデルの円管部を加振した際に加振点位置の分割を図4に示す。加振点を16分割し、それぞれの点で加振器より0から2048Hzのチャープ波を入力し、図2に示した Target の加速度応答を計測した。加振点を一回転させた Target の加速度応答を図5に示す。着目している 456Hz, 1004Hz において加振点位置によって応答に差が生じていることが確認できる。また応答の加振点位置による大小関係は 456Hz と 1004Hz では違いがあり、実際のプラネタリギヤで起きている問題が再現されている。

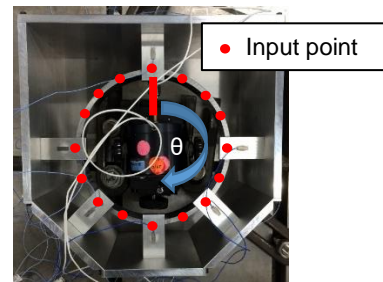


Fig. 4 Division of the input point position

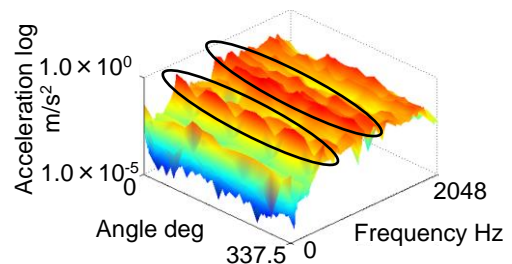


Fig. 5 Target response

### 3. 連続的に加振点が移動する機械における時間軸伝達経路解析(TDTPA)

2章で加振点が移動する機械では振動モードにおいて加振点位置によって振幅に差が生じることが確認できた。本章では振幅が時間変動し、加振点が移動する機械の振動伝達を把握するために時間軸伝達経路解析を用いる。

#### 3.1 実験概要

伝達経路解析を行う上で簡易モデルを振動源側(アクティブ)と評価点側(パッシブ)に分ける必要がある。分離した簡易

モデルを図 6 に示す。簡易モデルは円管とケース部分が 6 つの経路でつながっており、円管と経路をアクティブ、ケースをパッシブとする。なお、経路は厚さ 10mm の梁である。

まずパッシブ側の経路間伝達関数を取得する。同時に図 2 に示した Target と各経路との伝達関数も計測する。取得した経路間伝達関数の中で代表として入力を経路 1 にしたときの伝達関数を図 7 に示す。その後実験データの加速度応答を取得するためにアクティブとパッシブを結合させ、円管部分を加振器で加振する。ターンテーブルを使用して 30rpm で加振器を回転させることで加振点移動を行う。着目している 456Hz, 1004Hz の sin 波を入力として加振点を一回転させた応答データをを用いて時間軸 TPA を行う。

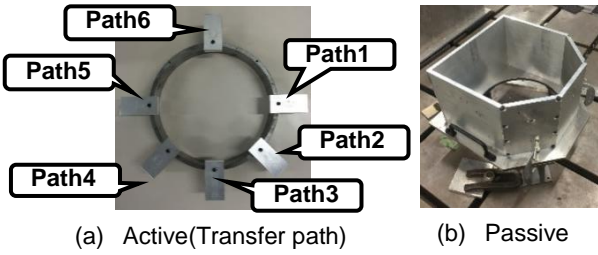


Fig. 6 TPA model

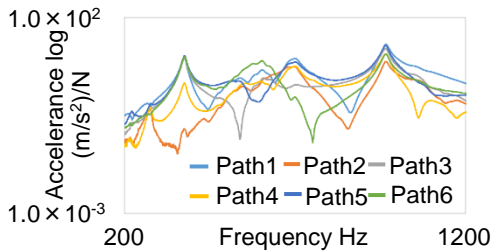


Fig. 7 Passive FRF (Input Path1)

### 3.2 時間軸伝達経路解析 (TDTPA)

取得した実験データより時間軸伝達経路解析を行い、加振点が一回転した場合の各経路の寄与率を算出する。各経路に加わる時間軸の伝達力の導出式を式(1)に示す。

$$F_i(t) = FIR1 \otimes a_i(t) \quad (1)$$

$FIR1$  は 3.1 で取得した経路間伝達関数マトリックスの逆行列から求めた  $FIR$  特性であり、 $a_i(t)$  は加振点を一回転させたときの各経路における加速度応答である。 $FIR1$  と  $a_i(t)$  を畳み込み積分することで時間軸伝達力  $F_i(t)$  が求まる。得られた時間軸伝達力  $F_i(t)$  を用いて各経路の時間軸の寄与率を求める式を式(2)に示す。

$$Y_i(t) = \sum_{i=1}^6 FIR2 \otimes F_i(t) = \sum_{i=1}^6 Y_i(t) \quad (2)$$

各経路と Target との伝達関数より求めた  $FIR$  特性である  $FIR2$  と時間軸伝達力  $F_i(t)$  を畳み込み積分することで各経路の時間軸寄与率である  $Y_i(t)$  が求まり、その合計が  $Y_i(t)$  となる。式(2)で求めた 456Hz における一回転中の各経路の時間軸寄与率の合計と各経路の時間軸寄与率をそれぞれ図 8, 図 9 に示す。同様に 1004Hz における導出結果を図 10, 図 11 に示す。456Hz, 1004Hz ともに時間軸寄与率の合計は実測の Target の加速度応答に近似していることから寄与率の分離は十分な精度があることがわかる。図 9, 図 11 より 456Hz のモードにおいては経路 3 と経路 5 が周期的に大きな応答を示し、1004Hz のモードにおいては経路 3 と経路 6 が周期的に大きな応答を示していることがわかる。加振点が移動する機械では時間変動に伴い応答が変化するが時間軸伝達経路解析を適用させることにより各経路の寄与率を時間軸で分離することができ、寄与の高い経路を特定することができる。

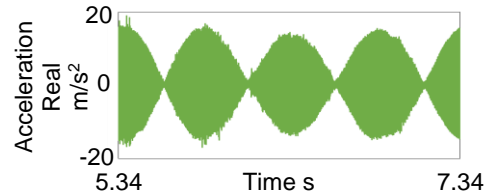


Fig. 8 The sum of the contribution rate (456Hz)

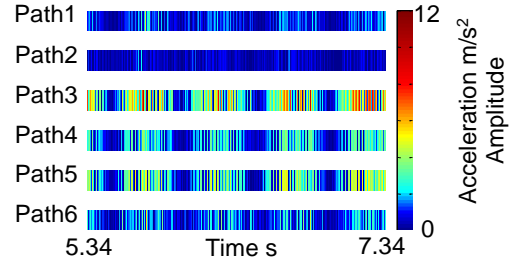


Fig. 9 Time Domain Transfer Path Analysis (456Hz)

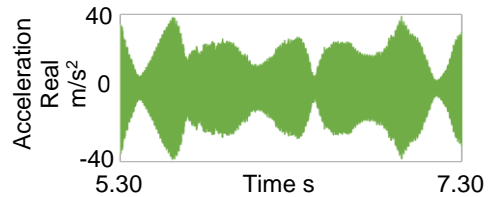


Fig. 10 The sum of the contribution rate (1004Hz)

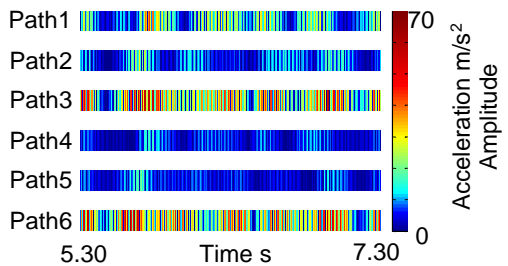


Fig. 11 Time Domain Transfer Path Analysis (1004Hz)

## 4. 加振点位置別伝達経路解析 (TPA)

本章では 3 章で分離した時間軸寄与率について詳細に分析するために加振点を離散的に移動させ、それぞれの加振点位置で周波数軸伝達経路解析を行う。簡易モデルのモードシェイプとの関係性や周波数軸伝達経路解析で求めた各加振点位置での経路の位相関係を導出し、伝達特性を解明する。

### 4.1 加振点位置別伝達経路解析 (TPA)

図 4 で示した加振点位置でそれぞれ 0 から 2048Hz のチャープ波を入力として各経路と Target の加速度応答を測定し、パッシブの各経路間伝達関数を用いて力の同定を行う。式(3)に力の同定式を示す。

$$\{F(\omega)\} = [H]^{-1} \{a(\omega)\} \quad (3)$$

$F$  は各経路の伝達力、 $H$  は各経路間伝達関数マトリックス、 $a$  は実験データの加速度応答を表している。求めた伝達力に各経路と Target 間の伝達関数  $H_{ii}$  を用いて周波数軸における各経路の寄与率  $Y_i$  及び寄与率の合計  $Y_i$  を求める式を式(4)に示す。

$$Y_i(\omega) = \sum_{i=1}^6 H_{ii} F_i(\omega) = \sum_{i=1}^6 Y_i(\omega) \quad (4)$$

伝達経路解析をそれぞれの加振点位置を加振したときの

データを使用して行い、着目周波数においてまとめたものを図 12 に示す。456Hz, 1004Hz 共に 3 章で求めた時間軸伝達経路解析の結果と一致していることがわかる。よって周波数軸で導出したデータを用いて加振点が移動する場合の振動伝達特性を詳細に分析していく。

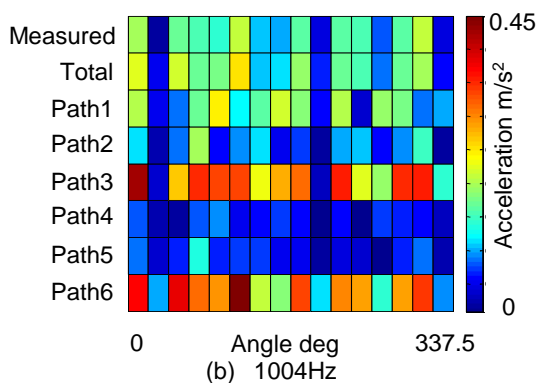
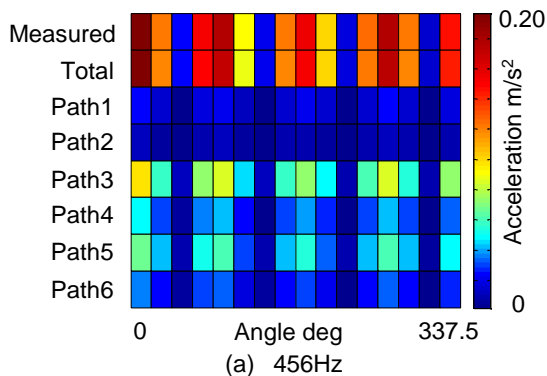


Fig. 12 Result of TPA

#### 4.2 モードシェイプとの比較

着目した周波数の応答が加振点位置の違いによって応答に差が生じる原因を検証するためにハンマリング試験により簡易モデルの伝達関数を測定し、モードシェイプを導出した。456Hz と 1004Hz のモードシェイプを図 13 に示す。それぞれのモードシェイプの円管の形状に着目すると加振点位置によって変化する応答の大小関係と一致することが確認できる。よってケース部分に伝わる振動の振幅の大小関係は円管のモード形状に依存していると言える。また各周波数の円管のモード形状は異なることより複数の振動モードを同時に低減する必要があることがわかる。

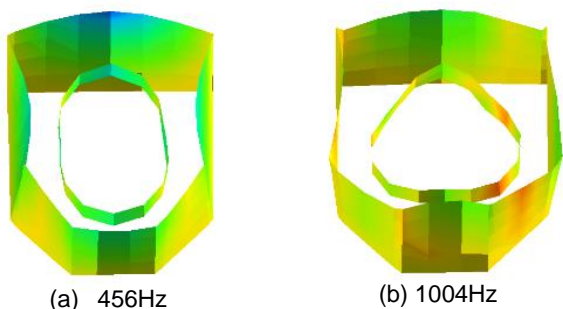


Fig. 13 Mode shape

#### 4.3 加振点位置の違いによる各経路の位相関係

加振点が移動する機械が加振点の位置によってどのように伝達特性が変化しているかを検証するために各加振点位置別に導出した伝達経路解析の結果の位相関係に着目する。加振点位置 0deg を加振したときの寄与率の合計に対する相対関係を示したのが図 14, 図 15 である。456Hz につい

ては図 14, 1004Hz については図 15 に示す。全ての加振位置で Total の大きさが 1 になるように処理を行い、加振位置 0deg の Total の位相に全ての Total が一致するように処理を行った。図 14 を見ると 456Hz においてどの加振点位置においても各経路の寄与率の位相関係は同一であることがわかる。1004Hz においても 456Hz ほどの一致は見られなかったが各経路がほぼ同一の位相関係になっていることがわかる。1004Hz の加振点位置による位相関係にばらつきが生じた理由としては 1004Hz の周辺の他の振動モードの影響を受けているためであると考えられる。

よって加振点が移動する機械において加振点位置によって Target の振幅の大小関係は変動するものの同一の振動モードでは各経路の寄与率の振幅と位相の関係は変動していないことが確認できた。また別々の振動モードにおいては加振点位置にかかわらず各経路の位相関係が異なっていることがわかった。

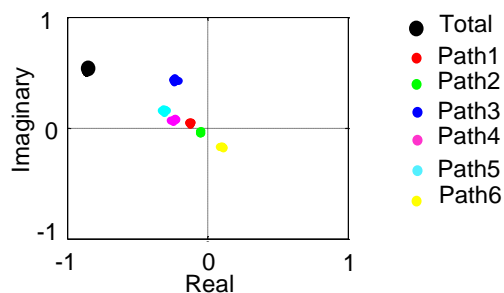


Fig. 14 Each path contribution (456Hz, relative to total)

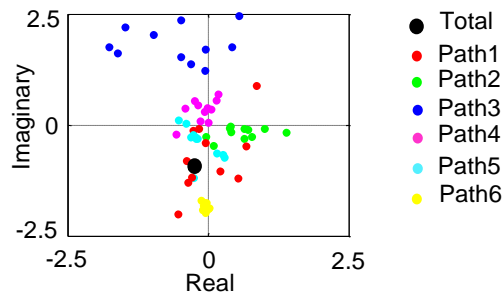


Fig. 15 Each path contribution (1004Hz, relative to total)

### 5. 伝達力感度を用いた構造変更位置の特定

4 章より各経路の寄与率の位相関係が加振位置によらず一定であることがわかったのである任意の点を加振したときにおいて寄与率の高い経路の伝達力を低減させることを考える。本章では加振点からの入力に対する各経路の伝達力の感度を求め、経路の構造変更位置を選定する。

#### 5.1 伝達力感度の導出

加振点からの入力に対する各経路の伝達力感度を求めるためにアクティブ側の円管加振部と各経路の計 7 点間の伝達関数をハンマリング試験により計測する。計測したアクティブ側の伝達関数を  $H^a$ 、パッシブ側の伝達関数を  $H^p$  とする。これら二種類の伝達関数を使用して導出する伝達力感度の式を式(5), (6)に示す。

$$\{X\}/F_f = [H^{ap}]^{-1} \{H_f^a\} \quad (5)$$

ただし

$$\{X\} = \{a_f \ a_1 \ a_2 \ F_1 \ F_2\}^T,$$

$$\{H_f^a\} = \{H_{ff}^a \ H_{1f}^a \ H_{2f}^a \ 0 \ 0\}^T,$$

$$[H^{ap}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -H_{f1}^a & -H_{f2}^a \\ 0 & 1 & 0 & -H_{11}^a & -H_{12}^a \\ 0 & 0 & 1 & -H_{21}^a & -H_{22}^a \\ 0 & 1 & 0 & -H_{11}^p & -H_{12}^p \\ 0 & 0 & 1 & -H_{21}^p & -H_{22}^p \end{bmatrix} \quad (6)$$

式(6)は経路が二つのときの伝達力感度を用いるマトリックスである。式(6)を経路六つに拡張し、式(5)に代入することで各経路の伝達力感度が求まる。式中の伝達関数の表記は $H_{1f}^a$ であれば入力が加振点位置 $f$ で応答が経路1を示している。最終的に $F_i/F_j$ を導出することで各経路の伝達力感度がわかる。

### 5.2 構造変更による伝達力感度の予測

経路に構造変更を行う場合、アクティブ側の伝達関数を式(7)にしたがって変更し、変更した伝達関数を使い伝達力感度を求めることで構造変更後の伝達力感度を求めることができる。

$$H_{ab}^* = H_{ab} - \frac{H_{ac}H_{cb}}{H_{cc} - \frac{1}{\Delta m + \frac{\Delta k}{\omega^2}}} \quad (7)$$

式(7)はc点に $\Delta m$ の質量と $\Delta k$ の剛性を付与した場合のab間伝達関数の変化の式である。

3章で求めた時間軸の寄与率より、456Hzでは経路3と経路5、1004Hzでは経路3と経路6の寄与率が高いことがわかっているのでそれぞれの周波数に対して経路3、5、6の構造を変化させたときの伝達力感度を求めて比較を行う。経路の構造変更は元々の梁の厚さ10mmを半分にしたもの5mmを使用した。4章の各経路の位相関係より、456Hzでは経路3の伝達力を下げる必要があるため経路3の伝達力に対する感度を求め、1004Hzでは経路6の伝達力に対する感度を求める。構造変更前後の伝達力感度の導出結果を図16に示す。両方の振動モードの振動低減に最も効果があるのが経路6であることが確認できた。

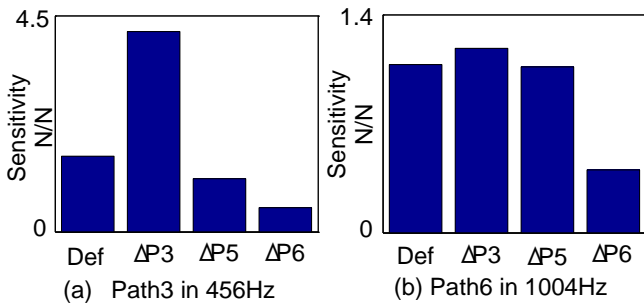


Fig. 16 Sensitivity of Transfer path Force

### 5.3 実験による構造変更の効果の検証

伝達力感度の結果より経路6を構造変更位置とすることが456Hz、1004Hz共に振動低減させるのに効果的であることがわかったので実際に簡易モデルに構造変更を適用させて構造変更前後で比較を行う。加振点を一回転させたときの

Target点における時間軸加速度応答を構造変更前後で測定する。入力は着目周波数のsin波を使用している。図17は456Hzのモードにおける構造変更前後の比較、図18は1004Hzのモードにおける構造変更前後の比較である。456Hz、1004Hz共に全ての加振点位置において振動低減が確認できた。よって伝達力感度を用いた経路の構造変更位置の選定は有効であると考えられる。

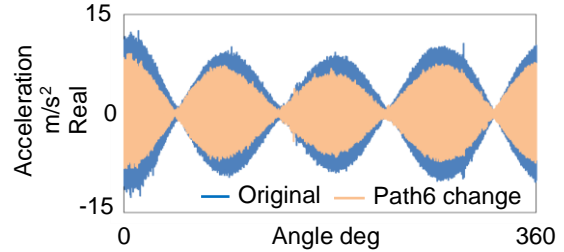


Fig. 17 Comparison of Target Acceleration (456Hz)

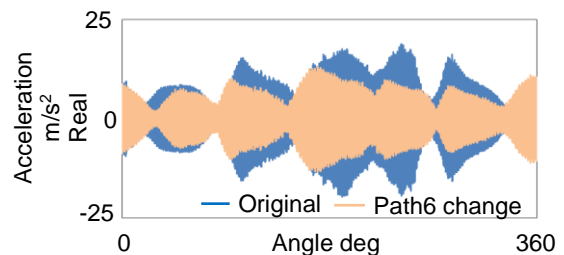


Fig. 18 Comparison of Target Acceleration (1004Hz)

## 6. 研究成果

- (1) 時間軸TPAを加振点が移動する機械に適用して経路の寄与率の分離を行った。
- (2) 加振点位置の変化による応答振幅の大小関係が簡易モデル円管部分のモード形状に依存していることがわかった。
- (3) 加振点位置の変化によって各経路の寄与率の位相関係が変化しないことを確認した。
- (4) 伝達力感度を用いて二つのモードを同時に振動低減できる経路の構造変更箇所を選定し、効果を確認した。

### 参考文献

- (1) 大久保信行, “伝達経路解析の基礎から応用”, エルエムエスジャパン株式会社, (2012)
- (2) Fabio Bianciardi 他, “Indoor pass-by noise engineering : a motorbike application case”, JSAE Annual Congress, (2014)
- (3) 大久保信行, “機械のモーダル・アナリシス”, 中央大学出版部, (1982)
- (4) 長松昭男, “モード解析入門”, コロナ社, (1993)
- (5) 長松昭男, 大熊政明, “部分構造合成法”, 培風館, (1991)
- (6) 青山和正, “実稼動中における部品間伝達力の予測とその低減”, 中央大学修士論文, (1994)