2つの分系が強く連成する振動系の解析法*

(第1報, 自動車サスペンションへの適用)

城戸 一郎^{*1}, 末岡 淳男^{*2}

Analytical Approach for Strongly Coupled Vibration System Composed of Two Substructures (1st Report, Theory and Its Application to Vibration of Vehicle Suspension)

Ichiro KIDO^{*3} and Atsuo SUEOKA

^{*3} CAE Division, Toyota Communication Systems Co. Ltd.,
1-3-10 Higashisakura, Higashi-ku, Nagoya-shi, Aichi, 461-0005 Japan

This paper deals with a forced vibration of strongly coupled subsystems. A theoretical and practical approach is proposed to obtain targets of the subsystem's vibration properties which fulfill the target of whole system. The approach is an application of transfer function synthesis method and provides a procedure to analyze the compliance of subsystems at connecting points for setting the natural frequency and reducing the internal forces. A new concept of kernel dynamic stiffness and kernel vector is introduced to understand vibration transmission in the analysis of the compliance at connecting points. This approach is applied to vehicle noise issue induced by road roughness (road noise) in the frequency range of 80 Hz and 150 Hz on macpherson strut type suspension. The results show effectiveness of this approach and present guideline of the suspension design for road noise.

Key Words: Computer Aided Engineering, Forced Vibration, Substructure Synthesis Method, Modal Analysis, Finite Element Method, Transfer Function Synthesis Method, Compliance, Singular Value Decomposition, Road Noise, Vehicle Suspension

1. 緒 言

自動車の振動騒音検討においては, 計算機援用設計 **Computer Aided Engineering (CAE)** が期間の短縮と開発の効率化をねらって広く行われている⁽¹⁾. CAE は車両実機を有限要素法などで忠実に表現した数値モデル **Full Vehicle Model**⁽²⁾ などを用いて現象を机上で再現し, 設計検討を行う. このことが時間を多く要する試作車評価を最小限に減すこと, さらに自動車を構成する多くの部品を同時に検討して車両全体の機能および性能を最適化することを可能にしている.

この検討のために振動騒音関係の CAE では全構造体 (全系) の計算結果から有用な各種の情報を取り出している. さらに, 背反事項を満たしながら解を見出す最適化計算法⁽³⁾ も活用されている. ここで, 有用な情報とは, 振動モード, 設計変数に対する各種感度, 全系に対する部分構造 (分系) の寄与を表す歪/運動エネ

ルギー分布および振動伝達力⁽⁴⁾ である.

これらの情報および計算法は多くの場合で有用であるが, 既知の初期構造あるいはその計算結果を基に主として設計変数を検討するために, 局所的な最適検討に終わる場合もある. 開発初期に必要なとされる設計方針など大局的な見通しを探索する場合では, 上述の対応だけでは不十分である. 全系目標の分系特性への割振りに関連して部分構造間の解析法⁽⁴⁾ が提案されているが, 性能の推定および振動連成の定性的確認に留まっており十分とは言えない. より効率的な設計のためには新たな情報および解析法が必要である.

著者のひとりとは自動車の振動騒音性能向上検討のためにモード法を利用した数値モデルを開発しながら, サスペンション振動に対して全系目標を満たす分系特性を見出す取組を進めてきた⁽²⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾. 本論文では, これまでの取組を基に分系間における振動の伝達と連成を定量的に扱うことができる新しい指標を提案する. また, この指標と共に分系特性を大局的に検討して, その決定に導く手順についても述べる. そして, この手法を自動車の振動騒音の重要品質の 1 つであるロードノイズに適用して, その有効性を確認する.

* 原稿受付 2004年8月16日.

^{*1} 正員, (株)トヨタコミュニケーションシステム (〒461-0005 名古屋市東区東桜1-13-10).

^{*2} 正員, 九州大学大学院工学研究院 (〒812-8581 福岡市東区箱崎6-10-1).

E-mail: i-kido@toyota-cs.com

2. 解析法

複雑な構造物でも2つの分系の階層的な構成に置換できるので、振動系の振動連成関係を解析する手順を2分系に対して提示する。解析は全系の固有振動数における振動伝達の大きさを剛性および慣性の面で設計検討することを狙いとして、伝達関数合成法⁽⁷⁾を用いてある分系から他の分系への振動伝達を対象に行う。

2.1 kernel 動剛性行列 振動系全体の構成を図1に示す。ここで、解析の対象は角振動数 ω_j の外力ベクトル F_g で励起される分系1(#1)の振動が無質量の結合要素を介して分系2(#2)に伝達されて#2に生じる応答とする。伝達関数合成法から#2のある解析自由度列を持つ点列 a の応答 $A_a^{#2}$ は次式で記述できる⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

$$A_a^{#2} = H_{ab}^{#2} K_{ker} G_{ig}^{#1} F_g = H_{ab}^{#2} R \quad (1)$$

太字はベクトルおよび行列を表す。式中 $H_{ab}^{#2}$ は#2単体の伝達行列で点列 b の力ベクトルに対する点列 a の応答、 $G_{ig}^{#1}$ は#1単体のコンプライアンス行列で点列 g の力ベクトルに対する点列 i の変位、 K_{ker} は結合部の動剛性行列であり、次式で与えられる。

$$K_{ker} \equiv (G_{ab}^{#2} + K_{#1}^{-1} + G_{aa}^{#1})^{-1} \equiv (G_{ker})^{-1} \quad (2)$$

ここに、 $G_{aa}^{#1}$ および $G_{bb}^{#2}$ はそれぞれ#1および#2の結合部コンプライアンス行列、 $K_{#1}$ は結合要素の剛性行列を表す。 K_{ker} は全系の特性情報を含み、分系間の振動伝達の中核[kernel]となるので、kernel 動剛性行列と呼ぶ。振動伝達を特徴付ける分系間の伝達力ベクトル R を F_g による#1単体の結合部の変位応答 $d_i^{#1}$ を用いて表わすと、次式となる。

$$R = K_{ker} G_{ig}^{#1} F_g = K_{ker} d_i^{#1} \quad (3)$$

2.2 分系特性の分離 一般に振動問題では、外力の角振動数 ω_j が全系の固有角振動数 ω に接近すると問題を生じるので、 $\omega_j \rightarrow \omega$ に限定して $A_a^{#2}$ 、 R と各分系の動特性との関係、分系間の振動連成の状態を定量的

に調査する。結合部の解析自由度数(結合自由度数)を n とし、 K_{ker} の逆行列である kernel コンプライアンス行列 G_{ker} の固有値 λ_i とそれに対応した固有ベクトル Ψ_i を導入すると、 K_{ker} および G_{ker} は次式で表される。

$$\begin{aligned} K_{ker} &= \bar{\Psi} \text{diag}(\lambda_1^{-1}, \dots, \lambda_n^{-1}) \bar{\Psi}^T \\ G_{ker} &= \bar{\Psi} \text{diag}(\lambda_1, \dots, \lambda_n) \bar{\Psi}^T \end{aligned} \quad (4)$$

ここに、 $\bar{\Psi} \equiv (\Psi_1, \dots, \Psi_n)$ 、 $\Psi_i^T \Psi_j = \delta_{ij}$ 、肩号 T は転置記号、 δ_{ij} はkroneckerのデルタ、固有値 λ_i は次式で表される。

$$\lambda_i = \Psi_i^T G_{ker} \Psi_i \quad (5)$$

式(4)を用いると、応答 $A_a^{#2}$ は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} A_a^{#2} &= H_{ab}^{#2} \bar{\Psi} \text{diag}(\lambda_1^{-1}, \dots, \lambda_n^{-1}) \bar{\Psi}^T G_{ig}^{#1} F_g \\ &= H_{ab}^{#2} \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i^{-1} \Psi_i \Psi_i^T \right) G_{ig}^{#1} F_g \end{aligned} \quad (6)$$

剛性および慣性の検討を容易にするため、 K_{ker} の減衰を無視すると、固有値 λ_i は次のように結合部の剛性と慣性に関連した正値項 λ_i^+ と負値項 λ_i^- に分けられる。

$$\lambda_i = \lambda_i^+ + \lambda_i^- \quad (7)$$

また、 ω を全系の不減衰固有角振動数とすれば、固有角振動数 ω では、 $\det(G_{ker}) = 0$ だから、 $\lambda_i = 0$ となる G_{ker} の実固有値が存在する。式(6)において、 $\lambda_i = 0$ に関連する項は他項を超越するので、次式で近似できる。以後、下添え字 i を省略して記述する。

$$\begin{aligned} A_a^{#2} &\approx \lim_{\lambda \rightarrow 0} H_{ab}^{#2} \bar{\Psi} \frac{1}{\lambda} \bar{\Psi}^T G_{ig}^{#1} F_g \\ &= \lim_{\sigma \rightarrow 1} H_{ab}^{#2} \bar{\Psi} \left(\frac{\kappa}{1-\sigma} \right) \bar{\Psi}^T G_{ig}^{#1} F_g \end{aligned} \quad (8)$$

$$\kappa \equiv (\lambda^+)^{-1} \quad (9)$$

ここに、式(7)の関係を用いると、 $\sigma = \text{abs}(\lambda^-/\lambda^+)$ 。式(8)は分母の $(1-\sigma)$ が0になることにより発散するが、その発散の度合いは κ で表される。したがって、 κ は振動の伝達/連成のしやすさに関連する指標と見なせる。実際には、減衰を有するので、応答は発散することはないが、本報では、振動伝達特性を κ で評価する。 $\bar{\Psi}$ を無次元量ベクトルと見なすと κ は剛性の次元を持つので、 κ をkernel 動剛性値と呼ぶ。これに呼応して、 $\bar{\Psi}$ をkernel ベクトルと名付ける。

分系特性は $A_a^{#2}$ から発散に関係した項 $(1-\sigma)$ を除いた次の $\bar{A}_a^{#2}$ で扱う。

$$\bar{A}_a^{#2} \equiv H_{ab}^{#2} \bar{\Psi} \kappa \bar{\Psi}^T G_{ig}^{#1} F_g \quad (10)$$

F_g による#1結合部の変位の $\bar{\Psi}$ 方向成分 $\delta_i^{#1} \equiv \bar{\Psi}^T G_{ig}^{#1} F_g$ と $\bar{\Psi}$ に対する#2の応答 $h_a^{#2} \equiv H_{ab}^{#2} \bar{\Psi}$ を用いると、 $\bar{A}_a^{#2}$ は次式のように $\delta_i^{#1}$ 、 $h_a^{#2}$ 、 κ の両分系特性と全系特性に分離され、分析が容易になる。

$$\bar{A}_a^{#2} = h_a^{#2} \kappa \delta_i^{#1} \quad (11)$$

2.3 結合自由度数2の $\bar{\Psi}$ と κ の導出 振動伝達特性を検討する際、 $\bar{\Psi}$ と κ を見積るには、一般に、

Fig.1 System concept and vibration transmission

$\mathbf{G}_{ker}$ の固有値計算が必要であるが、結合自由度数 2 の場合には解析的な導出が容易である。他方、後述の適用例が示すように結合自由度数を 2 に縮小近似しても十分に実用的な場合も少なくない。そこで、利便のために 2 行 2 列の $\mathbf{G}_{ker}$ に対する ω, Ψ, κ の関係式を導出する。

不減衰固有角振動数 ω で $\lambda = 0$ に対応する Ψ は次式を満足する。

$$\mathbf{G}_{ker} \Psi = \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} \\ g_{21} & g_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (12)$$

ただし、 g_{ij} は $\mathbf{G}_{ker}$ の要素であり、 $g_{12}, g_{22} \neq 0$, $g_{12} = g_{21}$ 。式(12)で Ψ が非自明解を持つための条件：

$$\det(\mathbf{G}_{ker}) = \begin{vmatrix} g_{11} & g_{12} \\ g_{21} & g_{22} \end{vmatrix} = g_{11}g_{22} - g_{12}g_{21} = 0 \quad (13)$$

から、 ω で $\mathbf{G}_{ker}$ の要素が満たすべき関係式 $g_{11}g_{22} = g_{12}g_{21} = (g_{12})^2 > 0$ を得る。この等式を対数変換すると、

$$\log|g_{12}| - \log|g_{11}| = \log|g_{22}| - \log|g_{12}| \quad (14)$$

上式は $\log|g_{12}|$ を挟み、 $\log|g_{11}|$ と $\log|g_{22}|$ が等間隔に位置する関係を表すので、全系の固有角振動数 ω の目安を周波数応答曲線の対数グラフ上で見いだすことができる。式(12)を解き、 $\Psi = [\varphi_1 \ \varphi_2]^T$ を正規化すると、

$$\begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{\sqrt{|g_{11}|^2 + |g_{12}|^2}} \begin{bmatrix} g_{12} \\ -g_{11} \end{bmatrix} \quad (15)$$

上式から φ_2 と φ_1 の比が $-(g_{11}/g_{12})$ であるので、この比は対数グラフ上で $\log|g_{11}|$ と $\log|g_{12}|$ の間隔から判断できる。 κ は $\mathbf{G}_{ker}$ の固有値の定義式(5)と式(15)から次式で算出できる。

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{g_{11}}{1 + |g_{11}|^2/|g_{12}|^2} \left(\frac{g_{11}g_{22}}{|g_{12}|^2} - \frac{g_{12}^2}{|g_{12}|^2} \right) \\ \Rightarrow \kappa &= \frac{1}{|g_{11}|} (1 + |g_{11}|^2/|g_{12}|^2) = \left| \frac{1}{g_{11}} + \frac{1}{g_{22}} \right| \end{aligned} \quad (16)$$

κ は $\mathbf{G}_{ker}$ の対角項の逆数の総和となっている。したがって、 $\mathbf{G}_{ker}$ の対角項の中で小さい項により大きく影響を受けるので、その変更時にはまずこの小さい項に着目すべきである。

2.4 各分系の寄与度算出 式(11)の振動伝達特性および全系の固有振動数に対する分系の寄与を導出する方法を述べる。

まず、 κ に関連する固有値 λ を #1, 結合剛性, #2 に分解して寄与を調べる。式(5)の kernel コンプライアンス行列に対する λ と Ψ の関係から次式を得る。

$$\begin{aligned} \lambda &= \Psi^T \mathbf{G}_{bb}^{-1} \Psi + \Psi^T \mathbf{K}_b^{-1} \Psi + \Psi^T \mathbf{G}_n^{-1} \Psi \\ &\equiv g_{bb}^{-1} + k_b^{-1} + g_n^{-1} \end{aligned} \quad (17)$$

式(17)の右辺第 2 項の k_b^{-1} は常に正であるが、第 1 項の g_{bb}^{-1} と第 3 項の g_n^{-1} は ω に応じて正負が変わるので、 κ の分析は次のケースに応じて行うことになる。

$$\text{a. } g_{bb}^{-1} < 0, \ g_n^{-1} > 0 \text{ ならば, } \kappa^{-1} = k_b^{-1} + g_n^{-1} \quad (18)$$

$$\text{b. } g_{bb}^{-1} < 0, \ g_n^{-1} < 0 \text{ ならば, } \kappa = k_b \quad (19)$$

$$\text{c. } g_{bb}^{-1} > 0, \ g_n^{-1} < 0 \text{ ならば, } \kappa^{-1} = g_{bb}^{-1} + k_b^{-1} \quad (20)$$

#1 および #2 が多自由度系であるときの振動系を検討する場合、各分系をモードモデルで表現するとモード毎に剛性的あるいは慣性的な働きかを細かく分類できるので、効果的な対応を打ち易くなる。コンプライアンスの正あるいは負は各モードの固有振動数が対象振動数より高いあるいは低いことに対応する。

$\mathbf{h}_a^{*2}$ の各成分は定義から点列 a の応答に関する $\mathbf{H}_{ab}^{*2}$ の行ベクトルと Ψ の内積であるので、内積の各成分は応答に対する寄与量を表わし、#2 の応答に影響が大きい“結合点の伝達部位”を順位付ける。他方、 δ_i^{*1} の定義から、 Ψ^T と $\mathbf{G}_g^{*1}$ の各列ベクトルの内積は、外力ベクトル $\mathbf{F}_g$ の成分に重み付けをすることになるので、振動発生に影響が大きい“力の作用点”を順位付ける。このようにして、主要な振動伝達経路を特定する。

3. 路面入力騒音検討への応用

路面凹凸⁽¹⁰⁾により励起される自動車の騒音であるロードノイズの低減は、ハイブリッド車や電気自動車のように原動機による騒音励起が低下しても風切音同様に課題として残存するであろう⁽¹¹⁾。ロードノイズは、車両の基本機能である操縦安定性および乗り心地に大きな影響力を持つタイヤとサスペンションに関係しており性能確保に苦慮することが多く、開発初期段階での設計指針の明確化が望まれる。そこで、本振動連成解析法をロードノイズ向上のためにサスペンションとタイヤ/ホイールからなるサスペンション全系の振動解析に適用して、その設計指針を導出する。

3.1 対象とするロードノイズ 次の 2 つの周波数帯が異なるロードノイズを検討の対象とする。

第 1 の現象は道路の継ぎ目、段差あるいは舗装悪路を通過する際に発生する 80Hz 付近の耳を圧迫する車内音で、図 2 上に赤く表示されている。図 2 上は図 2 下に示すように左矢印時刻で前輪(Front)が、続いて右矢印時刻で後輪(Rear)が継ぎ目に乗上げた際の車内音の時刻歴波形を時刻毎に周波数分析している。タイヤ/ホイールおよびアブソーバは図 3(a)の Mode 1 のように共に車両の前後と上下に変位する。このことからサスペンションの各部件の振動が比較的強く連成していると推定できる。

第 2 の現象は荒れた舗装路面を走行する際に発生する 150Hz 付近の定常的な耳障りな車内音で図 4 の周波数特性を持つ。サスペンション全系の振動は音圧のピーク周波数で大きくなり、図 3(b)の Mode 2 に示すように、アブソーバは上端が車両の左右方向に変位し全体

Fig.2 Interior sound pressure level (SPL) in traveling over a cleat at 80km/h

(a) Mode 1 (80Hz) (b) Mode 2 (150Hz)
Fig.3 Vibration mode of suspension

Fig.4 Interior SPL on a rough road at 60km/h

として曲がり、タイヤはトレッド部が車両の左右方向に変形し、ホイールはアブソーバと逆向きに車両の前後軸回りに回転変位する。このことからアブソーバとホイールの振動が連成していると推定できる。

3.2 性能評価法と振動モデル 本検討では、解析対象をサスペンション全系に限定するためにサスペンションブッシュのコンプライアンスはその挿入位置のボデーおよびサスペンションアーム等のそれと比べて大きいとしてボデーとサスペンション全系間の振動の連成は弱いとする。したがって、車内騒音はボデー音圧感度 H にサスペンションを接地した状態で算出したサスペンションからボデーに伝達する力 F を乗じて表されたとする。ボデー音圧感度 H はサスペンション取付け位置 (d : damper, l : lower arm) に力 F (車両の前後、左右、上下方向) を負荷した場合に乗客耳位置 a に発生する音圧 P から $H=P/F$ で求める。図5、図6にその結果を示す。本数値計算検討では、ロードノイズ良否の評

Fig.5 Acoustic sensitivity at the top of damper

Fig.6 Acoustic sensitivity at the lower arm bush

Fig.7 Finite element model

(a) Mode 1 (b) Mode 2
Fig.8 Force input to tire

価を実測のボデー音圧感度 H を考慮に入れてボデー伝達力 F で行う。

計算モデルは図7の有限要素モデルを用いる⁽⁶⁾。強制力は図3の Mode 1 および Mode 2 のサスペンション全系の振動を励起するように図8に示す力をタイヤに負荷する。全系の分割は結合自由度数、部品開発の分担、振動特性の分離のし易さを考慮してアクスルベアリングで行う。対象とする全系を図9に示す2つの分系に分ける。ここで、分系をそれぞれサスペンション分系(#S)とタイヤ/ホイール分系(#T)と呼ぶ。なお、以下の実施例のコンプライアンス算出時において、高次モードを十分採用して反共振点付近の応答の精度を確保した。

Fig.9 Subsystems of suspension

Fig.10 Contribution of axle force to transmitted force at the top of damper

3・3 Model (80Hz 域) のサスペンションの振動解析

(1) 注目すべき車軸力の特 80Hz から 95Hz のロードノイズでは、アブソーバ上端取付け点 d (図1の a_1 に対応) の前後(x)方向のボデー伝達力 $F_{d,x}^{#S}$ の寄与が大きい。ここに、 $F_{d,x}^{#S}$ は $F_d^{#S}$ の x 方向成分を表す。この判断は図3 (a) Mode 1 の点 d の前後変位および図5のボデー音圧感度が大きいことから下した。

このボデー伝達力 $F_{d,x}^{#S}$ に対する各車軸力の寄与を図10に示す。車軸力による $F_{d,x}^{#S}$ への寄与度に対しては、前後方向の車軸力 R_x による点 b から点 d への x 方向のボデー伝達力 $H_{db,xx}^{#S}R_x$ が支配的で、上下車軸力 R_z による x 方向のボデー伝達力 $H_{db,xz}^{#S}R_z$ が続く。構造上、タイヤ特性で前後(x)と上下(z)の関係が強いことから、80Hz 域では、 R_x に加えて R_z も解析の対象とする。

(2) 全系固有振動数 f_n の目標設定 サスペンション全系の固有振動数 f_n をサスペンション力伝達率 $H_{db,xx}^{#S}$ とタイヤ/ホイール分系車軸変位 $\delta_{i,z}^{#T}$ が小さい振動数に設定すると、点 d の前後方向ボデー伝達力 $F_{d,x}^{#S}$ は小さくなり望ましい。

図11に示すとおり、前後および上下方向の車軸力によるサスペンション力伝達率 $H_{db,xx}^{#S}$ および $H_{db,xz}^{#S}$ はともにサスペンションの固有振動数 83Hz, 98Hz で極大、それらの間の 88Hz で極小を持つ。なお、 R は図12から、前後および上下方向においてサスペンション全系の固有振動数 $f_{n,x} = 82\text{Hz}$, $f_{n,z} = 78\text{Hz}$ で極大を持つ。この $H_{db,xx}^{#S}$ 極大の振動数と R_x 極大の振動数が近接していることが、前後方向ボデー伝達力の大きい原因である。図13にタイヤ/ホイール分系車軸変位 $\delta_{i,z}^{#T}$ を示す。 $\delta_{i,z}^{#T}$

Fig.11 Force transmissibility of suspension

Fig.12 Axle force R Fig.13 Axle displacement $\delta_{i,z}^{#T}$

(a) Bounce mode 82Hz (b) Fore-aft mode 86Hz

Fig.14 Natural modes of tire/wheel

は図14の2つのタイヤ/ホイール分系の固有振動数で極大になり、90Hz付近で極小となる。 $\delta_{i,x}^{#T}$ および $\delta_{i,z}^{#T}$ の極大の振動数と R_x および R_z の極大の振動数がそれぞれ大きくずれているので、分系の#Sと#Tが強く連成していることがわかる。

以上から $f_{n,x}$ と $f_{n,z}$ の目標を $H_{db,xx}^{#S}$ および $\delta_{i,z}^{#T}$ の極小となる振動数域の 88Hz~90Hz に設定する。これにより、ボデー伝達力 $F_{d,x}^{#S}$ の低減が期待できる。

(3) コンプライアンス行列の解析 kernel コンプライアンスの前後および上下2方向の成分 $G_{ker,xx}$, $G_{ker,xz}$,

$G_{ker,zz}$ は, $g_{11}=G_{ker,xx}$, $g_{12}=G_{ker,xz}$, $g_{22}=G_{ker,zz}$ と置くと, 図15の82Hz, 78Hzにおいて式(14)の固有振動数の条件をほぼ満足している. そこで, $F_{d,x}^{#S}$ の低減検討に際して, この2つのサスペンション全系固有振動数を x, z の2方向のコンプライアンスで近似できる.

図15の82Hzでは $G_{ker,xx} \ll G_{ker,zz}$ であるから, 式(16)から κ には $G_{ker,xx}$ が支配的で, κ の低下には $G_{ker,xx}$ の増大が効果的である. $G_{ker,zz}$ の共振峰と $G_{ker,xx}$ の反共振溝の振動数が近接するため, $f_{n,x}$ は反共振溝振動数 f_{anti} に近い. 図16に $G_{ker,xx}$ を3つの成分に分けて示す. f_{anti} はタイヤ/ホイール分系の $G_{tt,xx}^{#T*}$ の共振峰 86Hz の左側 (剛性) ラインと, サスペンション分系 $G_{bb,xx}^{#S}$ の共振峰 76Hz の右側 (慣性) ラインが交わる振動数とほぼ等しいので, 86Hz Fore-aft mode に関係するタイヤ剛性の増加で交差振動数 $= f_{anti}$ の上昇, さらに $f_{n,x}$ の上昇を実現する. タイヤ/ホイールが円形形状であることから $G_{tt,xz}$ も変化するので, $f_{n,z}$ が $H_{db,xz}^{#S}$ の極大振動数域に近づかないように剛性変更を行う必要がある. そこで, Fore-aft mode

Fig.15 Compliances at axle bearing

Fig.16 Contribution analysis of $G_{ker,xx}$

Fig.17 Frequency shift by tire modification

の固有振動数を図16の $G_{tt,xx}^{#T*}$ の 92Hz と高めに設定したこの結果, $G_{ker,xx}$ の f_{anti}^* は 83Hz から 91Hz へと上昇している. ここに, 右肩号*付きは変更後の特性を表わす (以後, 同様). タイヤ/ホイールを変更した結果, kernel コンプライアンスは図17に示すようにほぼ狙い通り固有振動数が上昇し, $G_{ker,xx}$ も増大している.

(4)車軸力の低減案と効果 図18, 図19に示すとおり, タイヤ/ホイールの変更で全系の固有振動数は82Hz から 89Hz に上昇し, R_x と $F_{d,x}^{#S}$ はそれぞれ 3dB, 13dB 低減した.

3・4 Mode2 (150Hz 域) のサスペンション解析

(1)注目すべき車軸力の特定 150Hz 域のロードノイズではロアアーム取付け点 l (図1の a_2 に対応) およびアブソーバ上端取付け点 d (図1の a_1 に対応) の左右方向のボデー伝達力の寄与が大きい. この判断は, ①図5, 図6のボデー音圧感度から点 d の左右および上下方向が 140Hz 付近で極大であり, 他はそれより 10dB 程度低いこと, ②図20のボデー伝達力には 133Hz, 142Hz 付近に共振峰があり, 左右方向のボデー伝達力 $F_{l,y}^{#S}$, $F_{d,y}^{#S}$ が突出して大きいことから下した.

この左右方向のボデー伝達力 $F_{l,y}^{#S}$, $F_{d,y}^{#S}$ に寄与の大きい車軸力は図21から左右力 R_y と前後軸回りのモーメント R_{θ_x} である. これは, ①点 l では前後軸回りのモーメント R_{θ_x} , 左右力 R_y および他の3力 R_x , R_z , R_{θ_z} は 142Hz 付近で大きさは同程度であること, ②点 d では5つの方向の車軸力のうち前後軸回りのモーメントが最大で, 左右力がそれに続くことから判断した.

Fig.18 Axle force effect by tire modification

Fig.19 Body transmitted force effect by tire modification

Fig.20 Transmitted force to body

Fig.21 Contribution of axle force to $F_{l,y}^{\#S}, F_{d,y}^{\#S}$

(2) 全系固有振動数 f_n の目標設定 80Hz 域のロードノイズ検討と同様に点 l および点 d のボデー左右方向のサスペンション全系の固有振動数 f_n をサスペンション分系の力伝達率 $H_{lb,yy}^{\#S}, H_{lb,y\theta_x}^{\#S}, H_{db,yy}^{\#S}, H_{db,y\theta_x}^{\#S}$, タイヤ/ホイール分系の車軸変位 $\delta_{l,y}^{\#T}, \delta_{l,\theta_x}^{\#T}$ から設定する。

サスペンション分系の力伝達率は図 22(a)に示すとおり左右力および前後軸回りのモーメントに対して点 l では振動数の上昇につれて大きくなり、点 d では逆に小さくなる。図 22(b)の車軸力 R はサスペンション全系の固有振動数 133Hz, 142Hz に極大を持つ。この共振峰の 133Hz は図 23 に示すように $\delta_{l,y}^{\#T}$ のタイヤ/ホイール単体の変位の共振峰の振動数に近い。その振動モードは、図 24 のタイヤ/ホイールの固有モードに支配されている。142Hz の共振峰に関しては、図 22 (a)および図 23 で #S, #T 両分系とも明確な共振峰は見られないことから、両分系の振動連成が強いと判断する。

$H_{lb,yy}^{\#S}$ は増加するもののボデー音圧感度が低い領域へ移動するので望ましい。

(3) コンプライアンス行列の解析 図 25 において縦に引いた点線の振動数 130Hz と 140Hz で $g_{11} = G_{ker,yy}$ (単位: m/N), $g_{12} = G_{ker,y\theta_x}$ (1/N), $g_{22} = G_{ker,\theta_x\theta_x}$ (1/mN) と置くと、これらは式 (14) の条件をほぼ満足しているので、サスペンション全系固有振動数 f_n は車軸位置で左右および前後軸回りの 2 方向のコンプライアンスで決まると近似できる。

注目振動数で κ の低下と f_n の上昇を同時に満たすに

は、 $G_{ker,yy}$ の増加と $G_{ker,\theta_x\theta_x}$ の低下の組み合わせが考えられる。しかし、 $G_{ker,yy}$ を大きく増加させることは現実的に困難である。そこで、 $G_{ker,\theta_x\theta_x}$ を増加させて $f_{n,y2}$ を上昇させる対策を講じる。具体的にはホイール慣性モーメントを小さくするために、リム部の質量 2kg を削減する。さらに、 $f_{n,y2}$ 近傍の $\delta_{l,y}^{\#T}$ を低減する

Fig.22 Force transmissibility of suspension $H_{db,yy}^{\#S}$ and axle force R Fig.23 Axle displacement $\delta_{l,y}^{\#T}$

Fig.24 Natural mode of tire/wheel at 133Hz

Fig.25 Compliance at axle bearing

$G_{ker,yy}$: m/N, $G_{ker,y\theta_x}$: 1/N, $G_{ker,\theta_x\theta_x}$: 1/mN

Fig.26 Contribution analysis of G_{ker,θ_x}

Fig.27 Compliance shift by tire modification

$G_{ker,yy}$: m/N, $G_{ker,y\theta_x}$: 1/N, G_{ker,θ_x} : 1/mN

Fig.28 Axle force effect by tire modification

Fig.29 Body transmitted force effect by tire modification

ために、タイヤトレッドに 1kg を付加する。その結果、図 26 のように、 $G_{u,\theta_x}^{#T}$ が 142Hz 近傍で増加し、図中の矢印のように G_{ker,θ_x} が大きく増加した。最終的に、図 27 のように、 $f_{n,y2}$ を 140Hz から 146Hz に上げることができた。一方、 $f_{n,y1}$ は 130Hz から 122Hz に低下した。

(4) 車軸力とボデー伝達力の低減効果 図 28、図 29 に示すように 140Hz 域で車軸力 R_{θ_x} , R_y および左右方向ボデー伝達力 $F_{l,y}^{#S}$, $F_{d,y}^{#S}$ は 20dB 程度低下して、狙い通りの効果が得られた。130Hz 域では、車軸力、ボデー伝達力のわずかな低減が見られた。

4. 結 言

全系の振動目標値を満たすべき分系間における振動の伝達と連成を定量的に扱える新しい指標を提案し、その指標と分系特性を大局的に検討する手法について述べた。そして、この手法をロードノイズ低減に適用した。得られた結果は以下のようにまとめられる。

(1) 分系の結合部コンプライアンスを基に算出する kernel 動剛性値 κ の概念を新たに導入して多点結合による振動の伝達と連成を定量的に検討できるようにした。これを用いた 2 自由度結合解析は、サスペンション分系の力伝達率、車軸変位の考察に基づく全系固有振動数の決定および全系固有振動数や伝達力を決定するコンプライアンス成分の特定の 2 段階から構成された。

(2) 解析法の有効性をマクファーソンストラットタイプのサスペンションにおける 80Hz および 150Hz 域のロードノイズに適用することにより確認した。

文 献

- (1) 岡村宏, 2005 年に求められる振動騒音の基礎技術, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.29-00 (2000), No.20005028.
- (2) Kido,I., Introduction of modal analysis applications in TOYOTA, Proc. of the International Conference on Applications of Modal Analysis '99, Session 3 Vehicle Testing and Analysis, Gold Coast, Australia (1999).
- (3) 鶴見康明・中川稔章・森行・山川宏, 大規模構造の伝達関数による縮退モデルを用いた最適設計法, 機論, 67-663,C (2001),3421-3427.
- (4) van der Linden, P.J.G., Wyckaert, K., Modular Vehicle Noise and Vibration Development, SAE Paper 1999-01-1689(1999) 342-353.
- (5) Kido,I., Nakamura,A., Hayashi,T., Asai,M., Suspension Vibration Analysis for Road Noise Using FE Model, Proc. of the Noise and Vibration Conference, SAE Paper 1999-01-1788(1999),1053-1060.
- (6) Kido,I., Nakamura,A., Komada,M., Asai,M., Vibration coupling analysis of tire/wheel and suspension, Proc. of 3rd Darmstadter Reifenkolloquium 2000, VDI Reihe12 Nr.437(2000), 41-50.
- (7) 長松昭男・大熊政明, 部分構造合成法, 培風館(1991),91-102.
- (8) Lin,W., Ewins,D.J., Substructure Synthesis via Elastic Media Part 2: Coupling Analysis, Proc. of 18th IMAC (2000),1160-1166.
- (9) Otte,D., Leuridan,J., Grangier,H., Aquilina,R., Coupling of Structures Using Measured FRF's by Means of SVD-based Data Reduction Techniques, Proc. of 8th IMAC (1990), 213-220.
- (10) 山田英史・石山修・生井沢淳治・小川宏, ロードノイズ予測手法の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.65-00 (2000), No.20005007.
- (11) Constant,M., Leyssens,J., Penne,F., Freymann,R., Tire and Car Contribution and Interaction to Low Frequency Interior Noise, Proc. of the Noise and Vibration Conference, SAE Paper 2001-01-1528 (2001).