

騒音分析ツール iNA の分析機能について

株式会社 竹田技研

1. 概要

騒音分析ツール iNA (アイ・エヌ・エー) は、騒音分析に特化した信号処理装置です(図 1.1)。FFT によるパワースペクトル分析やオクターブ分析、スペクトログラム分析に加え、独自の新機能として統合分析機能と周期運動部品音源寄与度分析機能、回転角度別分析機能も備えています。なお、分析は全て既存波形を対象とするオフライン分析です。また、A/D 変換器を使用して、波形の入力や保存を行う機能もあります。

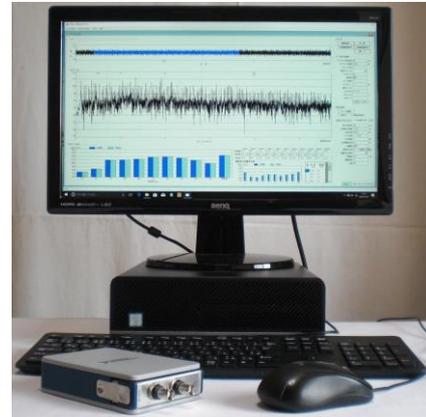


図 1.1 iNA 外観

2. 分析画面について

図 2.1 に分析画面を示します。すべての操作と計算条件の設定および分析結果の表示はこの画面で行うことができ、簡単な操作で分析が可能です。様々な機能を 1 画面に収めているため、iNA はフル HD サイズのモニターを使用します。

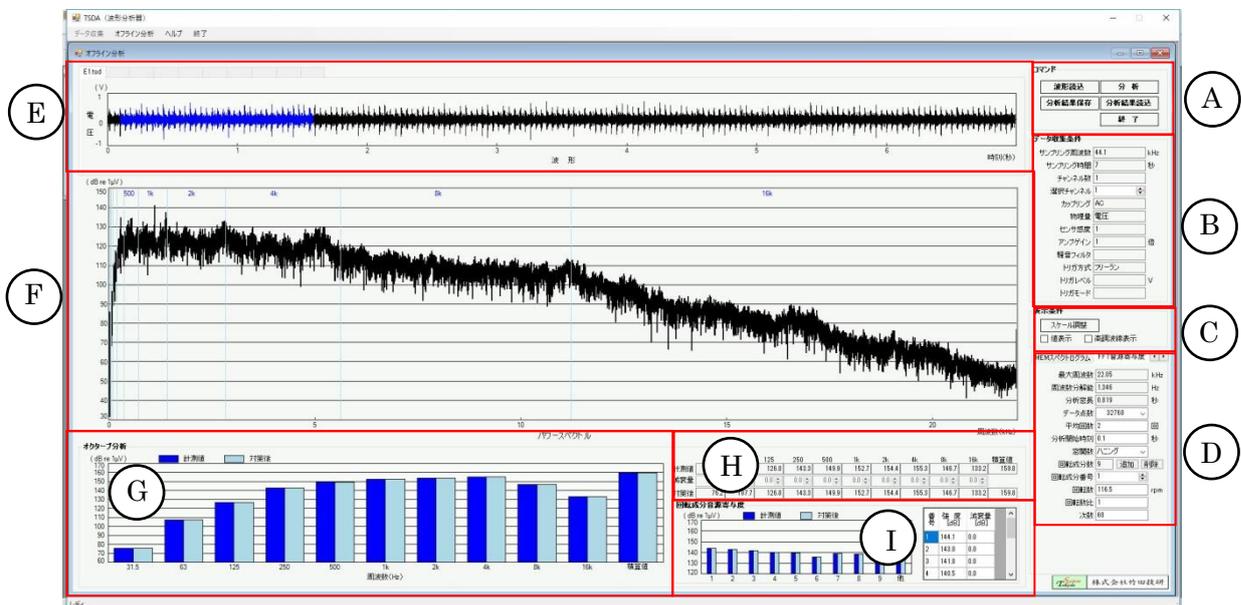


図 2.1 iNA 分析画面

領域 (A) は操作部で、「波形の読み込み」、「分析」、「分析結果の保存」、「分析結果の読み込み・表示」を行うことができます。また、波形は 5 個までの同時分析が可能で、タブを切り替えることで各波形の分析結果を比較することができます。

領域 (B) にはサンプリング条件や波形の物理量などの波形に関する情報が表示されます。

領域 (C) は表示条件を設定する領域です。スペクトルの表示スケール設定 (自動又は範囲

指定)、値表示設定(スペクトル強度値またはスペクトログラム強度値の表示・非表示)、高調波線表示設定(表示・非表示)が可能です。これらの詳細は後述します。

領域 ④ は分析条件設定・表示領域です。分析の種類コンボボックスを使用して、「スペクトル分析」、「統合分析」、「周期運動部品音源寄与度分析」、「回転角度別分析」、「スペクトログラム分析」を選択することができます。また、この領域で各分析の分析条件を設定することができます。なお、スペクトル分析またはスペクトログラム分析を選択すると、領域 ③、④、⑤ は非表示となり領域 ⑥ が上下方向に拡大表示されます。

領域 ⑤ は波形表示領域です。波形読込時にはサンプリング時間全体のデータを表示しますが、時刻に関して拡大表示が可能です。拡大表示は、拡大開始時刻、拡大終了時刻をそれぞれマウスの左ボタンと右ボタンで設定し、次にマウスのスクロールボタンを上スクロールすることにより行います。この状態でスクロールボタンの上下により拡大と復元が可能です。

領域 ⑥ はスペクトルまたはスペクトログラム表示領域です。周波数に関して拡大表示が可能です。拡大と復元は波形の拡大・復元表示と同様の操作で行うことができます。

領域 ⑦ はオクターブ分析結果図表示領域です。青色のバーは読み込んだ波形に対するオクターブ分析結果を示します。水色のバーは、領域 ④ で指定された騒音減衰量に対応する騒音対策後のオクターブバンドレベルを示します。

領域 ⑧ は騒音減衰量指定・表示とオクターブバンド値表示領域です。

領域 ⑨ は周期運動部品音源寄与度分析結果表示領域です。

3. 標準分析機能について

iNA は標準分析機能として、パワースペクトル分析機能、オクターブ分析機能、スペクトログラム分析機能を備えています。図 3.1 に波形とそのパワースペクトルを示します。波形は 1 秒間の自動車のエンジンルーム音です。サンプリング周波数は 51.2kHz です。周波数分析は時刻 0 秒から 4096 の点数で行い、平均回数は 12 回です。周波数分解能は 12.5Hz で、窓関数はハニング窓を使用しています。波形の青線部分はスペクトル分析に使用している時間帯であることを示します。黒い部分はスペクトル分析に使用していない時間帯であることを示します。

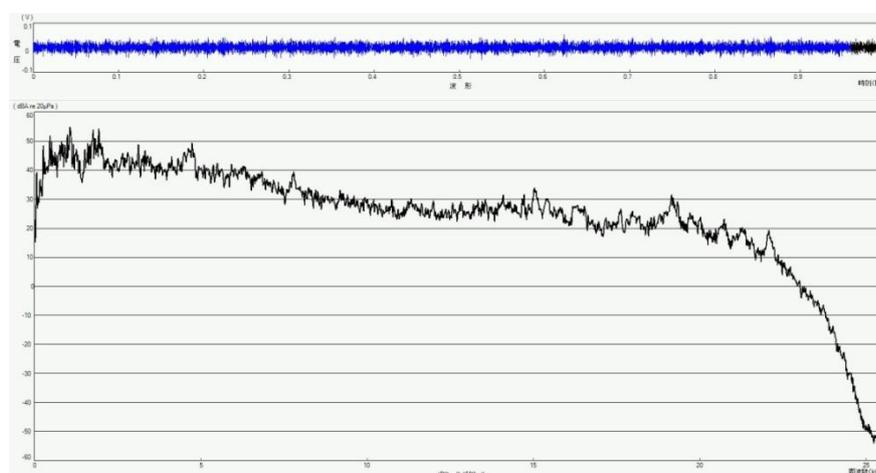


図 3.1 波形とそのパワースペクトル

図 3.2 に波形の拡大表示設定図と拡大表示波形を示します。図 3.3 に拡大表示されたスペクトルを示します。この図では、値表示機能を使用しており、スペクトル画面上にマウスカーソル位置の周波数と強度が表示されます。

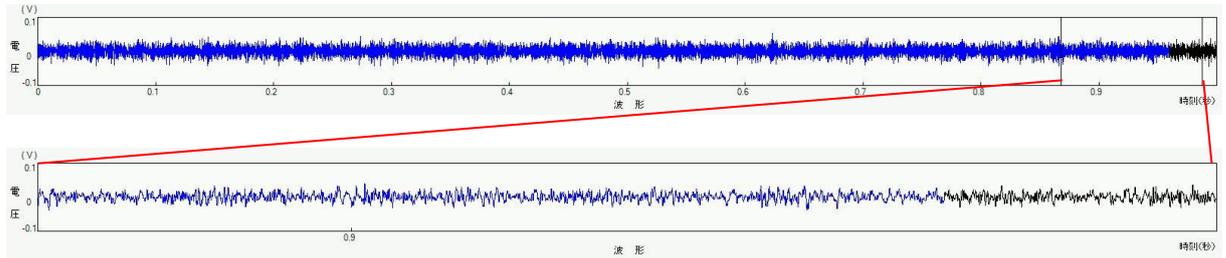


図 3.2 波形の拡大表示

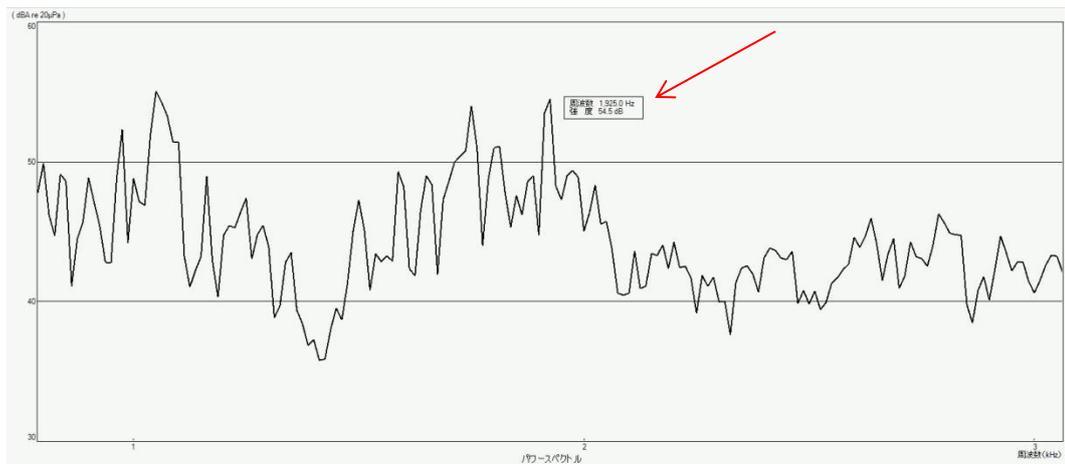


図 3.3 スペクトルの拡大表示

図 3.4 に波形とそのスペクトログラムを表示します。分析開始時刻は 25 秒で、分析時間 5 秒、データ点数 16384 (0.32 秒)、周波数分解能 3.125Hz、ステップ時間 0.08 秒で計算しています。周波数範囲は 0 から 25.6kHz です。図 3.5 に拡大表示スペクトログラムを示します。表示周波数範囲は 1kHz から 2kHz です。この図では、値表示機能を使用しています。周波数、強度、時刻が表示されます。

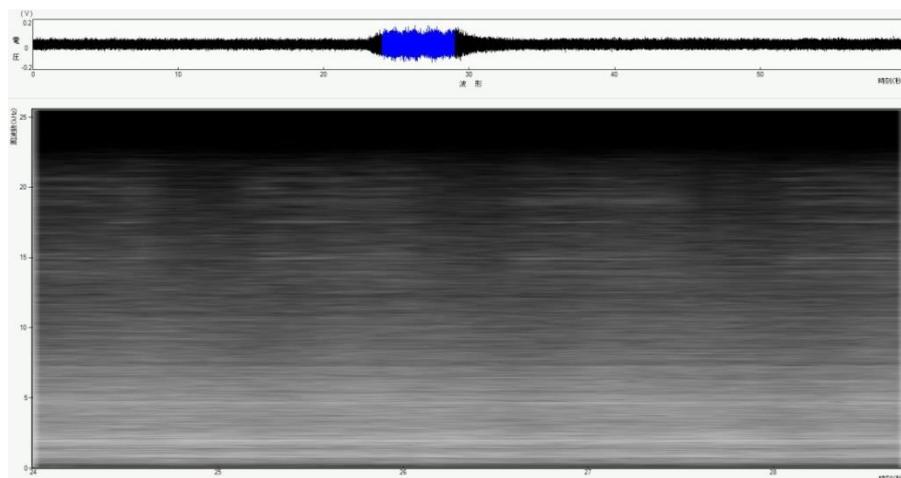


図 3.4 波形とそのスペクトログラム

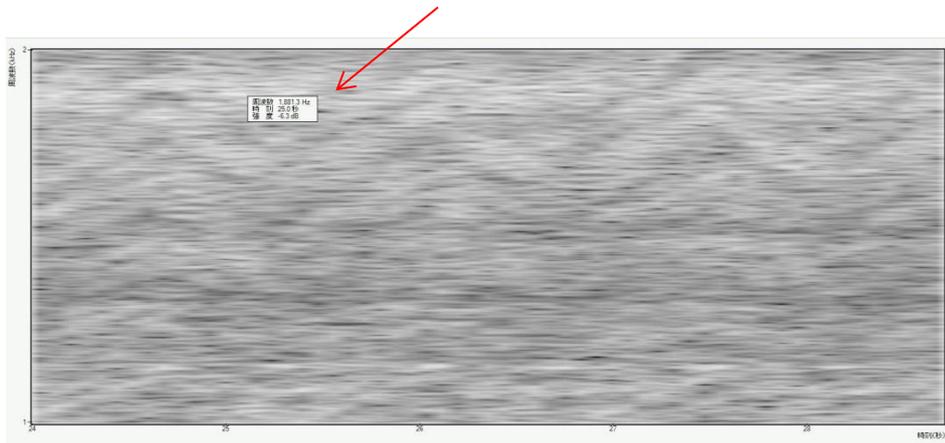


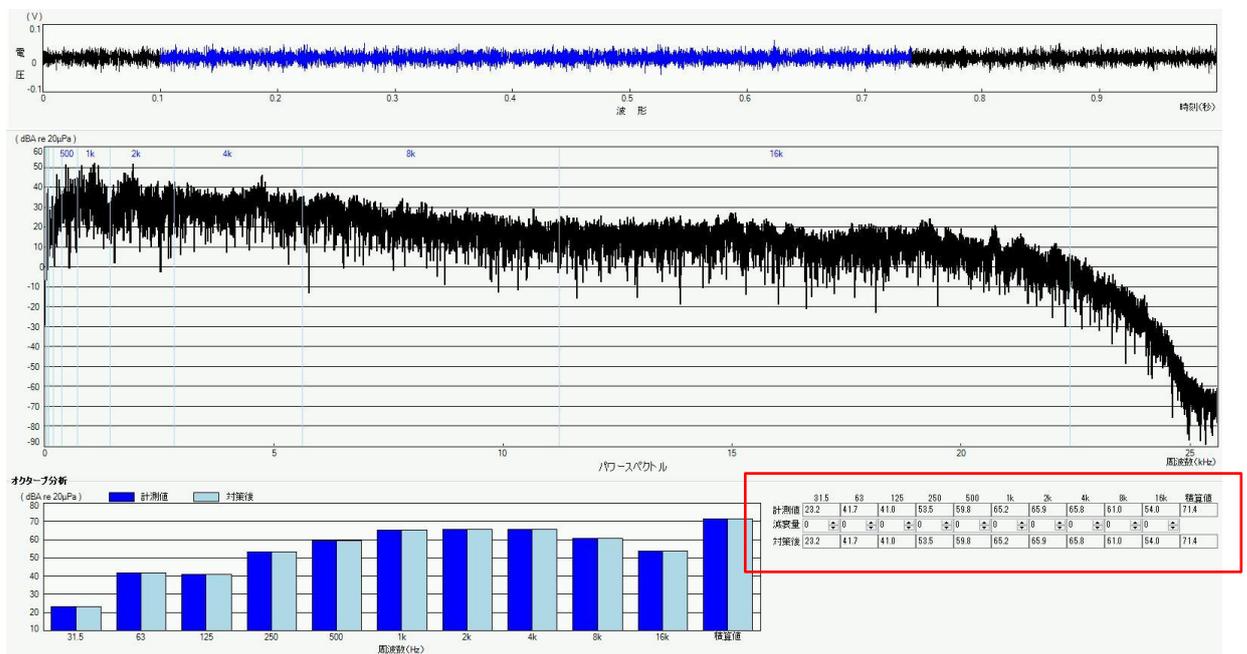
図 3.5 スペクトログラムの拡大表示

なお、オクターブ分析はパワースペクトルの強度を加算して行います。

4. 統合分析機能について

統合分析機能は、パワースペクトルとオクターブ分析及び騒音対策効果確認機能を使用して、騒音対策方針を効率的に策定するための機能です。

図 4.1 は自動車のエンジンルーム音に対して統合分析を行った結果です。上から、波形、パワースペクトル、オクターブ分析結果を示しています。オクターブ分析図の青のバーは計測された騒音の強度を示します。水色のバーは騒音対策実行後の騒音のレベル値を示します。オクターブバンド分析図の右側赤枠部分には、オクターブバンドレベル値が表示されます。



	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	積算値
計測値	23.2	41.7	41.0	53.5	59.8	65.2	65.9	65.8	61.0	54.0	71.4
減衰量	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
対策後	23.2	41.7	41.0	53.5	59.8	65.2	65.9	65.8	61.0	54.0	71.4

図 4.1 統合分析結果

周波数分析は時刻 0.1 秒から 32768 の点数で平均なしで行っています。周波数分解能は約 1.563Hz で、窓関数はハニング窓を使用しています。オクターブバンド分析から、中心周波数が 1kHz から 4kHz の周波数バンドでレベルが大きいことが分かります。また、積算値は中心周波数 31.5Hz から 16kHz バンドの周波数範囲のパワースペクトルの強度を加算した値を示します。この値は、通常ほぼオーバーオール値に等しい値になります。

図 4.2 は、中心周波数 1、2、4 kHz の周波数バンドで、各々 5dB の効果がある騒音対策を行った場合に積算値がどの程度になるかを試算したものです。減衰量を指定する欄に値を設定することで計算と表示が行われます。この対策で、積算値が 3.5 dB 低減することがわかります。図 4.3 は、中心周波数 2kHz の周波数バンドで 20dB の効果がある吸音対策を行い、その両隣の周波数バンドでも 5dB 程度の効果があると仮定したときに積算値がどの程度になるかを試算したものです。

以上のように、任意の周波数バンドで任意の減衰量を指定してその効果を確認することで、どの周波数帯域でどの程度の対策を行う必要があるかが分かり、騒音対策の方針を検討することができます。

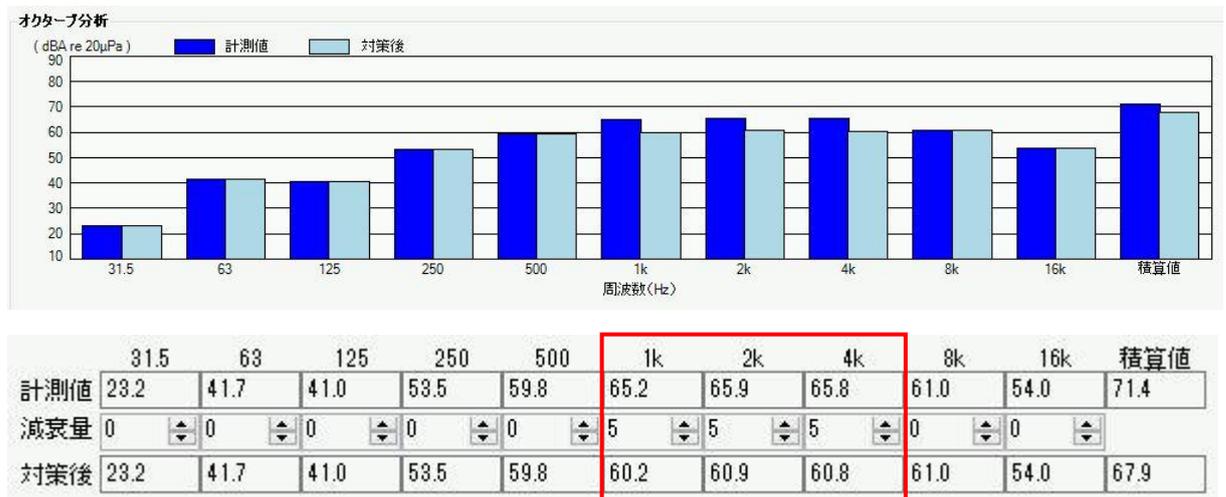


図 4.2 騒音対策効果の確認 その 1

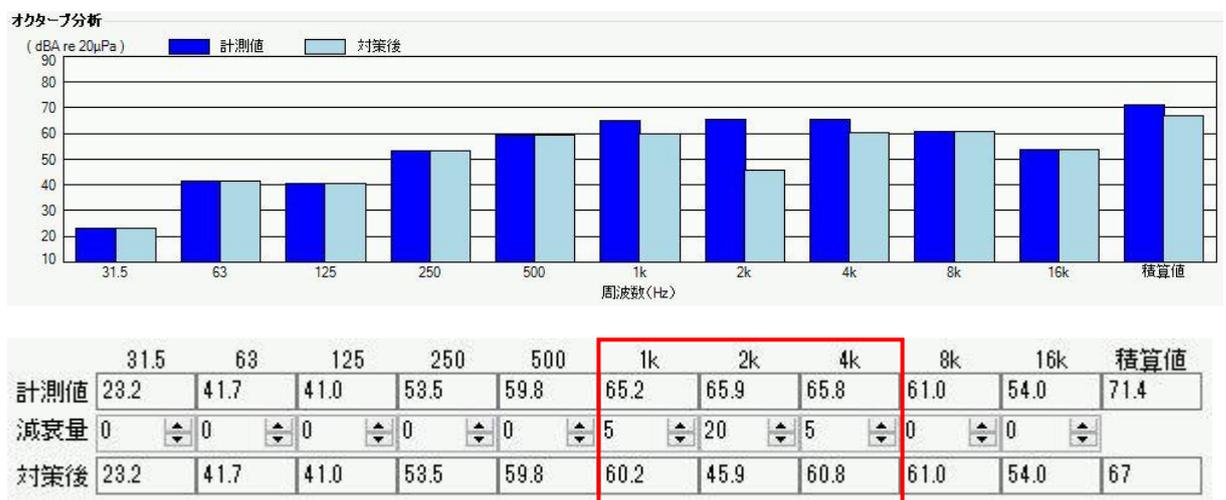


図 4.3 騒音対策効果の確認 その 2

図 4.4 は最もレベルの大きい中心周波数 2kHz 付近のスペクトルの拡大図です。青線で示される周波数バンドの境界線と青字で示される中心周波数を参照しながら拡大することができます。この図から、この帯域のスペクトルは比較的鋭いピークが多数存在することが分かり、この騒音は回転音が主体になっていると判断できます。一方、この周波数帯域のスペクトル強度が周波数によってそれほど変わらない滑らかなものであれば、この周波数帯域の音は流れや燃焼などによる音であると推定することができます。図 4.5 に加湿器の出口付近で計測した騒音の拡大スペクトルを示します。この例では鋭いピークが少ないため、流れによる騒音が主体である可能性が考えられます。

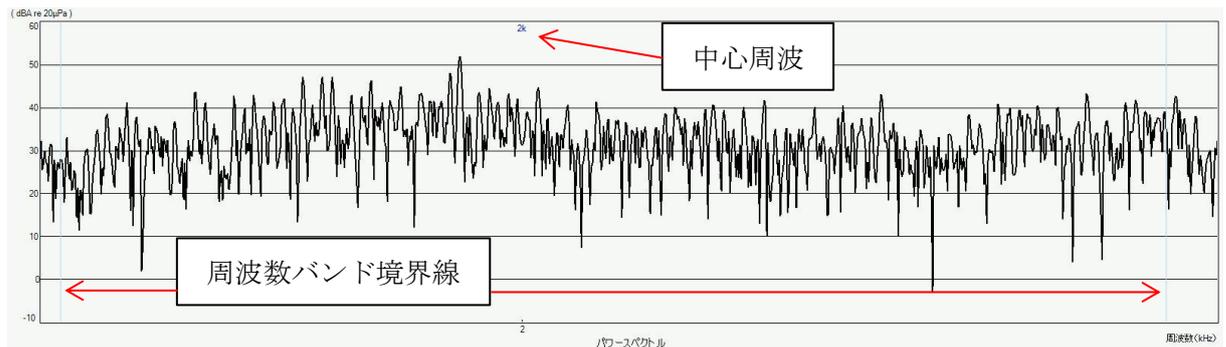


図 4.4 拡大パワースペクトル

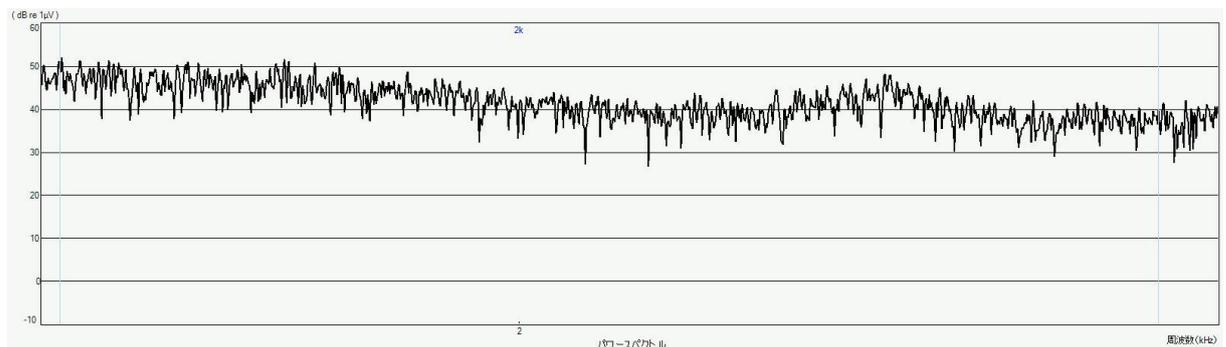


図 4.5 加湿器騒音の拡大スペクトル

5. 周期運動部品音源寄与度分析機能について

歯車やバルブなどの回転機械に使用されている周期運動部品は、回転に伴い周期的に振動・騒音を発生させます。図 5.1 は周期運動部品が発生する振動・騒音の波形とそのスペクトルを示しています。このように、周期 T の周期波形は $1/T$ の整数倍の周波数においてピークが生じることが知られています。また、パワースペクトルを周波数方向に加算するとオーバーオール値になるため、周期的に生じるピークの強度を加算することにより、その部品が発生している音の強度を計算することができます。

一方、周期運動部品が複数あり、またその周期が異なれば、スペクトル上でこれらの部品の振動・騒音成分が分離されず（図 5.2）。そこで、各周期運動部品の周期を基に該当する周波数の強度を加算すれば、各部品から生じている振動・騒音の強度が分かります。そしてこの強度の大小を比較すれば各部品が発生している騒音の大小が分かり、どの部品に騒音対

策を施せば騒音を小さくできるかが分かります。また、発生騒音が小さい部品は等級を落とすなどすることにより、コストダウンにつながる可能性があります。

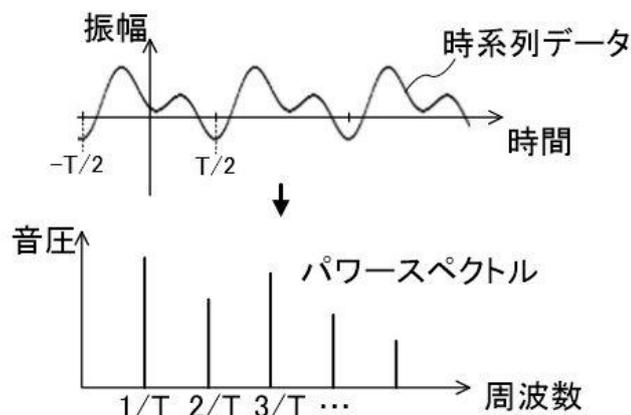


図 5.1 周期音とそのスペクトル

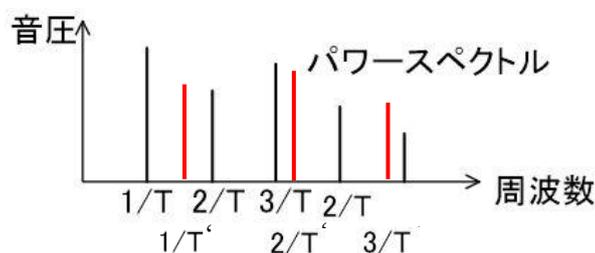


図 5.2 複数の周期音とそのスペクトル

周期運動部品音源寄与度分析機能は、このことを利用して各部品の発生騒音強度を計算することと、各部品に音源対策を施すとどの程度騒音レベルが小さくなるかを推定することができます。このように、周期運動部品音源寄与度分析を行えば有効な騒音対策を行うことが可能にします。なお、周期は回転数に歯車の歯数や回転翼の動翼枚数などをかけた値として計算されます。以後、歯数や翼数などを次数と称することにします。

図 5.3 に自動車のエンジンルーム音に対して音源寄与度分析を行った結果を示します。

周波数分析は時刻 0.1 秒から 32768 の点数で平均なしで行っています。周波数分解能は約 1.563Hz で、窓関数はハニング窓を使用しています。

音源寄与度分析を行うにあたり、回転数などの情報がないため、スペクトルのピーク周波数を基に回転数を各々 747.6、1692.8、7686rpm とし、回転数比は 1 (変速なし)、次数は 1 としました。

図 5.4 に各周期運動成分の強度に関する推定結果を示します。以下のことが分かります。

- ✧ 周期運動成分 1 の強度は積算値 71.4 dB に対して 67.9dB であり、寄与度は 45.1% で約半分の強度を持つ。
- ✧ 周期運動成分 1 の強度は指定した周期運動成分を除くその他の強度も含めて最も強い強度である。
- ✧ 周期運動成分の 2 と 3 の寄与は小さい。

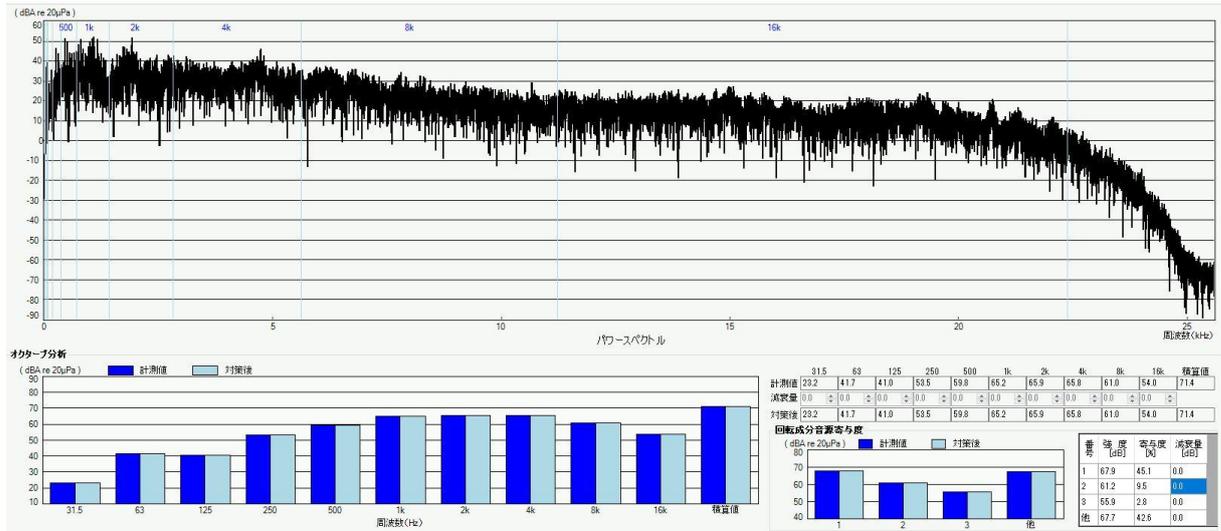


図 5.3 音源寄与度分析結果

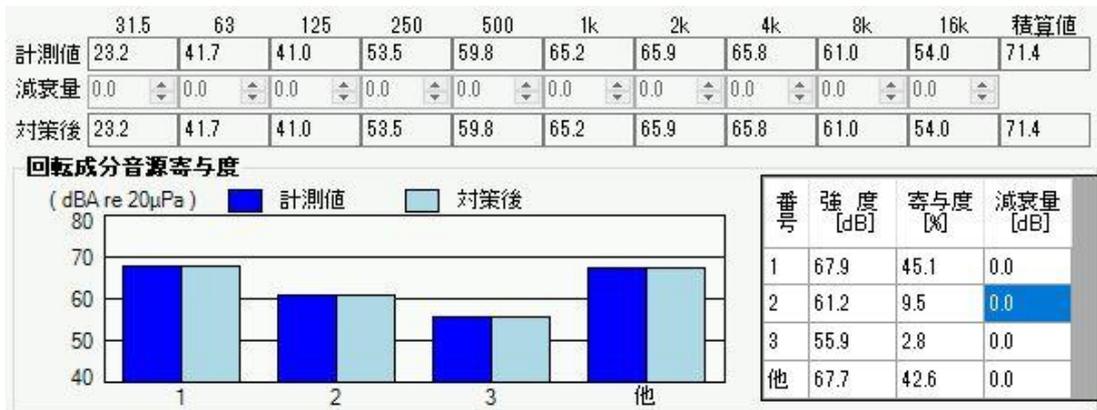


図 5.4 周期運動成分の強度

次に、寄与の大きい中心周波数 2kHz 帯におけるスペクトルを拡大表示し、更に周期運動成分 1 の高調波周波数を赤い破線で示すと図 5.5 が得られます。この周波数帯域のピークは相当数が周期運動成分 1 の高調波であることが確認できます。

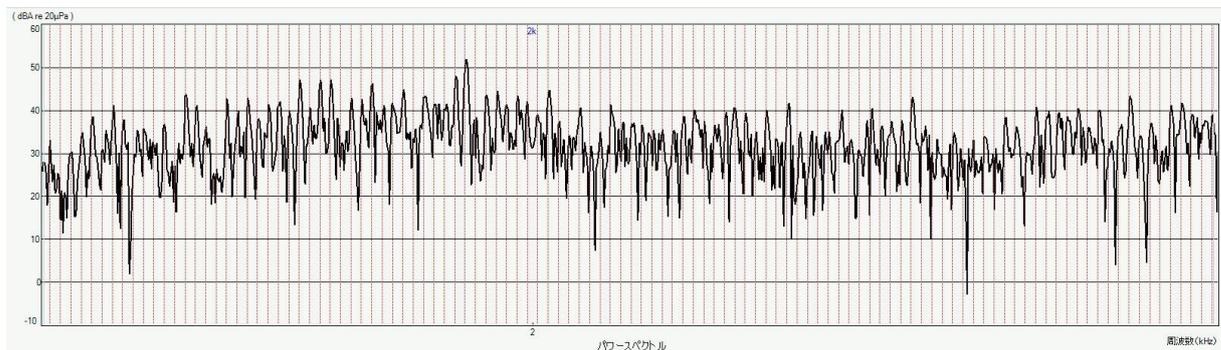


図 5.5 高調波成分

次に、寄与の大きい周期運動成分 1 に 5dB の騒音対策を行うとどのような効果があるかを試算した結果を図 5.6 に示します。この対策により積算値が 71.4dB から 69.1 dB に低下し、約 2dB の効果があることがわかります。また、すべての周波数バンドで強度が低減している

こともわかります。

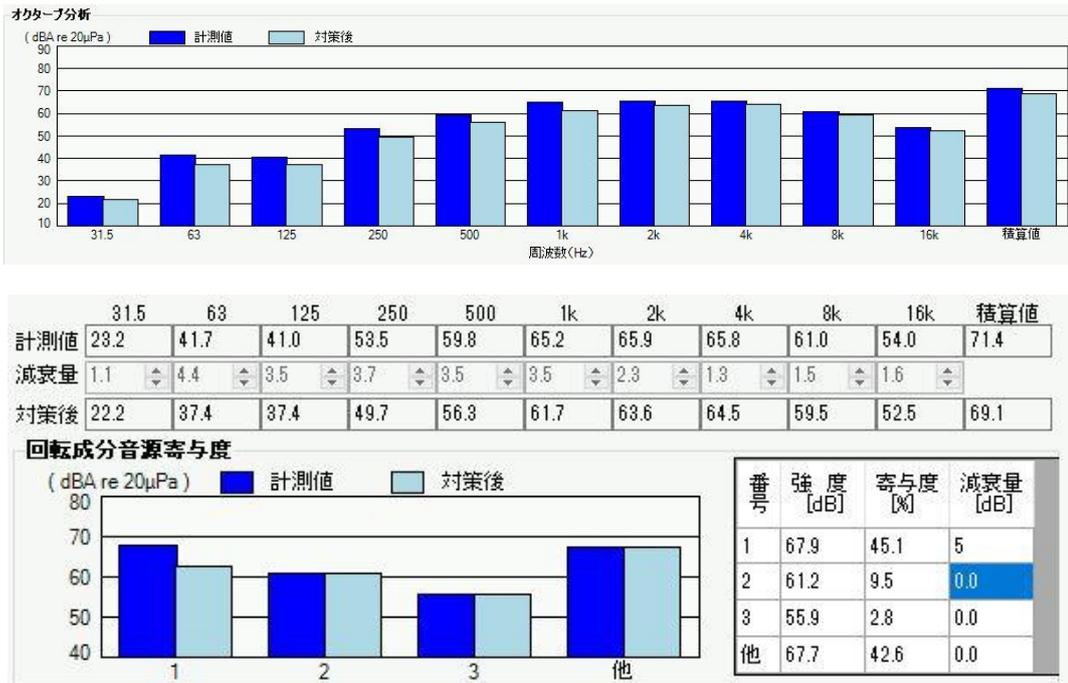


図 5.6 対策効果

本機能の応用としては以下のものが考えられます。

- ◇ 自動車の運転室内におけるエンジンやエアコン、空冷ファンなどの音源寄与度を計測する。
- ◇ 歯車群の騒音を分析し、騒音が過大な歯車の等級を上げ騒音を低減する。一方、歯車群の中で発生騒音が小さいものがあれば、その歯車の等級を落としてコストダウンを図る。
- ◇ エンジン騒音とタイヤ騒音の音源寄与度を計測する。
- ◇ エアコンのファン音の音源寄与度を計測する。
- ◇ ギアドモーターのギア発生音の音源寄与度を計測する。
- ◇ 大型モーターの軸受から発生する音の音源寄与度を計測する。
- ◇ カムを利用する機械から発生する周期音の音源寄与度を計測する。

6. 回転角度別分析機能について

回転角度別分析機能は、エンジンのように回転角度毎に部品の動作が異なる回転機において、それらの部品が動作する回転角度範囲で周波数分析を行う機能です。例えば、内燃機関や往復動圧縮機などでは、回転角度毎にバルブが開閉する爆発が起こるなどの現象が発生し、これらの音源寄与度を知りたいことがあります。しかし、通常のFFTによるパワースペクトル分析では周波数分解能が低いため精度の良い周波数特性は得られません。

回転角度別分析では、従来法と比較して周波数分解能が $360 \div (\text{分析角度範囲})$ 倍となり、従来法より正確な周波数分析が可能になります。例えば、90度範囲を分析するときには従来の4倍の周波数分解能が得られます。なお、4サイクルエンジンのように2回転で1周期となる機械においては、周波数分解能は更に2倍の8倍になります。

本機能の基本的な性能を示すために、90度範囲で現象が減衰する波形に対する従来法との比較を示します。図 6.1 の波形は周波数 950Hz の正弦波が回転角 90 度範囲で減衰する波形です。回転数は 6000rpm で 1 回転毎に現象が繰り返されるものとしています。サンプリング周波数は 51.2kHz です。

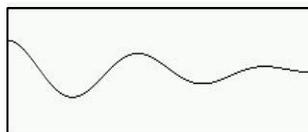


図 6.1 減衰正弦波波形

FFT を使用して分析すると、図 6.2 の結果が得られます。この時のデータ点数は 128 点、周波数分解能は 400Hz です。下の図はピーク付近のスペクトル拡大図です。なお、この分析では 90 度分のみを対象としているため、強度が大きな値になっています。騒音全体における寄与という意味で、以降計算された強度は 1/4 (-6dB) に補正して考えることにします。

図 6.3 に回転角度別分析を行った結果を示します。周波数分解能は $400 \div 4$ で 100Hz です。図 6.2 と 6.3 から以下のことが分かります。

- ◇ 積算値は FFT で 105.3dB、回転角度別分析で 106.3dB です。波形の平均強度を計算すると 106.3dB です。オーバーオール値には両者で大差がないと言えます。
- ◇ FFT では 800Hz が 108.6dB、1200Hz が 107.3dB で、波形の周波数は 800Hz となり、150Hz の誤差があります。回転角度別分析では 900Hz で 97.1dB、1kHz で 97.3dB です。そこで、波形の周波数は 1kHz となり、誤差は 50Hz です。
- ◇ 回転角度別分析ではエネルギーの漏洩が見られ、周囲の周波数で大きなピークが生じる。

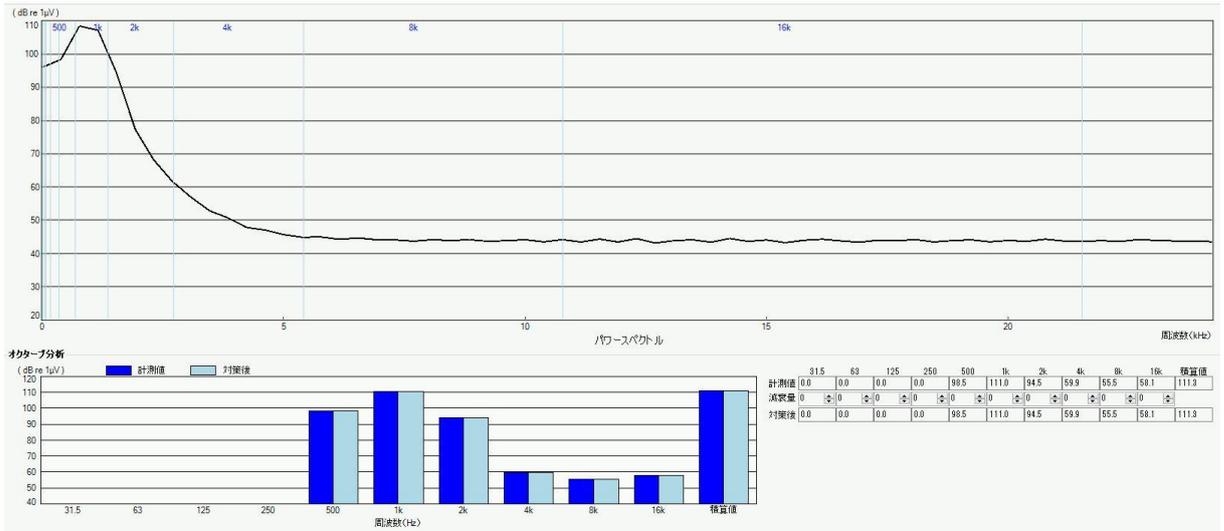


図 6.2 減衰波形の周波数分析結果 (FFT)

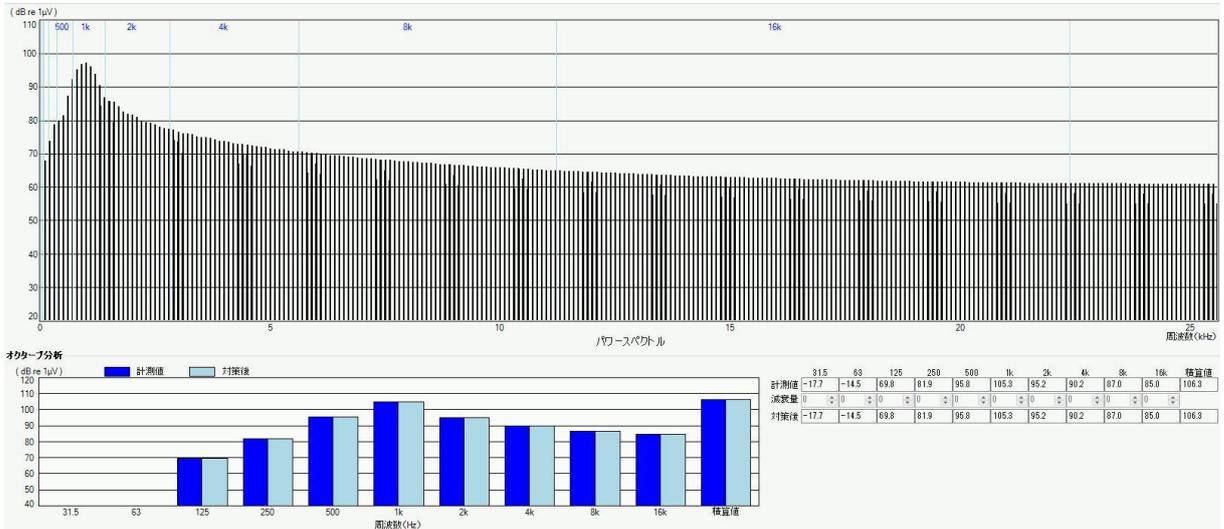


図 6.3 減衰波形の周波数分析結果 (回転角度別分析)

次に、エンジンルーム音を対象にして比較します。図 6.4 は FFT による分析結果です。サンプリング周波数は 51.2kHz で、回転数は 747.6rpm です。分析角度範囲は 90 度で、データ点数は 512 点、周波数分解能は 100Hz です。図 6.5 に角度別分析結果を示します。周波数分解能は 12.5Hz です。これらの図から以下のことが分かります。

- ◇ 積算値は従来法が $71.6-6=65.6\text{dB}$ で、回転角度別分析では 62.0dB です。差が大きいですが、どちらが正確かは判断できません。
- ◇ 従来法では低い周波数バンドの強度が計算できません。回転角度別分析では低い周波数バンドから強度が計算できています。本例では低周波数帯域で大きな成分が見られないため問題はありませんが、低周波数帯域に主要な音源がある場合には両法で差が出ます。
- ◇ ピーク周波数やピークの出現形態に両者で違いがあります。

以上のように、両分析方法に違いがみられるため、回転角度別分析を行うことにより新しい騒音の特徴が見いだされる可能性があると言えます。

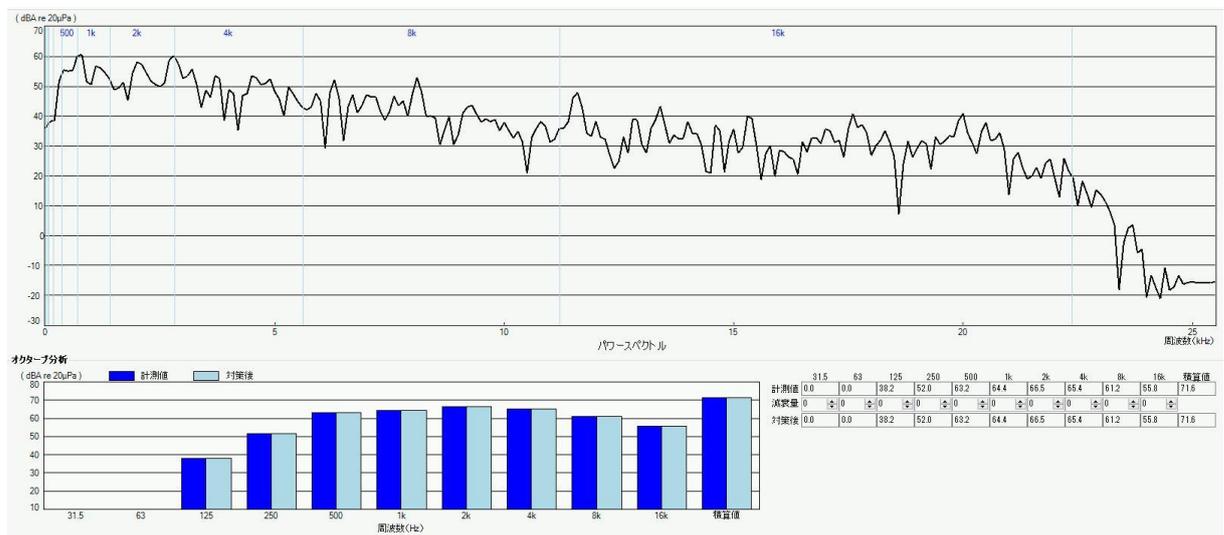


図 6.4 FFT による分析

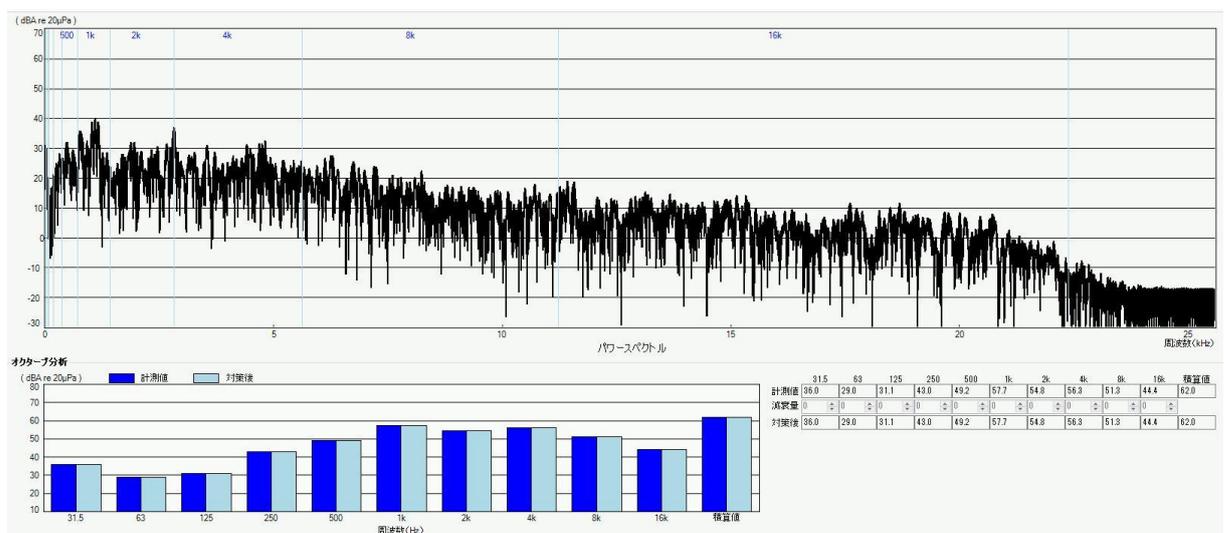


図 6.5 回転角度別分析による分析

回転角度別分析の応用としては以下のものが考えられます。

- ◇ エンジンのバルブ開閉音や爆発音などのどれが主要な騒音になっているかを分析する。
- ◇ 往復動圧縮機で、バルブ開閉音や作業流体の圧縮、膨張音などのどれが主要な騒音になっているかを分析する。
- ◇ 複数存在するタイヤのトレッドパターンごとに分析を行い、各パターンの発生音の平準化を図る。
- ◇ 稼働時に異音が発生している回転機械において、どの角度で異音が発生しているかを分析して異音の発生源を探索する。

以上