

衛星搭載用水素メーザ開発における機構設計

Mechanical Design for Development of Space-Borne Hydrogen Maser

沼田 泰明 Yasuaki Numata, 名古屋 康彦 Yasuhiko Nago, 北山 光政 Mitsumasa Kitayama, 滝沢 正則 Masanori Takizawa,
木村 幸泰 Yukiyasu Kimura

[要 旨] 衛星搭載用水素メーザの機構設計では、衛星打上げ時の激しい振動に耐える強度と可能な限りの重量低減という相反する設計課題の両立が求められる。このような機械的要件を満たすために、構造解析モデルを用いた数値解析と、実際の試作機を用いた振動試験の結果と解析結果との整合性の検証が要求される。本稿では、衛星搭載用水素メーザが満たすべき機械的性能を概説し、その実現に向けて行った機構設計の手順を紹介する。

[Summary] The mechanical design of a space-borne hydrogen maser requires the coexistence of conflicting design items—strength to survive intense launch vibrations, and minimum weight. Satisfying the mechanical requirements requires numerical analysis of a mathematical model of the structure and verification of the correspondence between the analytical results and results of vibration tests on the actual prototype. This paper outlines the mechanical performance that a space-borne hydrogen maser must fulfill and the design procedures to build it.

1 まえがき

宇宙開発委員会の衛星測位技術分科会による平成 9 年 3 月の答申「我が国における衛星測位技術開発への取り組み方針について」以降、情報通信研究機構(旧・通信総合研究所)による衛星搭載用水素メーザの研究開発が進められ、アンリツもこれに協力してきた¹⁾。平成 15 年度からは総務省、文科省、国交省、経産省および民間の連携による準天頂衛星測位システム計画が開始され、情報通信研究機構からの受注により衛星搭載用水素メーザ原子時計の開発に着手した²⁾。水素メーザ原子時計には、原子の 2 つの準位間でのエネルギーの放出を利用する「能動型」と吸収を利用する「受動型」がある。この 2 つのタイプでは、「能動型」水素メーザの方がより高い周波数安定度を得ることが可能である。以下、特に断らない限り、水素メーザ原子時計は「能動型」水素メーザ原子時計の意味とする。

これまで測位衛星搭載用の原子時計はルビジウム原子時計あるいはセシウム原子時計に限定されており、唯一ヨーロッパの EU/ESA により開発が進められている測位衛星システム GALILEO がルビジウム原子時計のほかに受動型水素メーザ原子時計の搭載を計画している³⁾。能動型水素メーザ原子時計はヨーロッパで国際宇宙ステーションに搭載する開発が進められていたが⁴⁾、世界的にもまだ衛星に搭載された実績がない。地上で使用されている水素メーザ原子時計は、ルビジウム原子時計やセシウム原子時計に比べ大型で重量・消費電力も大きいため、本来、衛星搭載には適していない。しかしながら、周波数安定度は格段に優れて

いるという特徴を持つため、小型軽量化を図り、衛星搭載可能な形態とすることは非常に挑戦的な技術課題である。

衛星搭載用機器の開発モデルには BBM(ブレッドボードモデル)、EM(エンジニアリングモデル)、PFM(プロトフライトモデル)の 3 段階の開発があり、今回のアンリツの開発では BBM、および、EM の開発を実施した。

衛星搭載用機器ではシミュレーションによる検証を重視した開発が要求される。まず、機器に要求される仕様の確認を行い、BBM では実設計の前の設計計算やシミュレーションとシミュレーションに基づく試作設計を行い設計の実現性を確認する。その後、EM では試作機でのシミュレーションと実機試験の一致性の確認を実施、シミュレーションの精度向上、修正設計を行い設計の妥当性を確認し、詳細設計段階で設計を固めるためのデータを取得する。PFM では最終的に実機での確認試験を実施し設計完了となる。

本稿では衛星搭載用水素メーザ開発における機械的要求性能と、それを満たすために行った具体的な機構設計の手順を紹介する。

2 衛星搭載機器の機械設計基準

搭載機器の荷重条件や振動条件は、衛星打上げに使用するロケットや機器の衛星への搭載位置により個別に要求され、衛星のシステム側から「機械設計基準書」「耐環境性設計基準書」など設計基準として提示される。

「機械設計基準書」では、取付要求事項、機械的要求事項、質量特性要求事項、識別表示、構造数学モデルの作成などの要求

がある。取付要求事項では、取付けボルトの選定基準や締付トルク、コネクタの配置、機器取付面の平精度などが定義され、機械的要求事項では、設計上配慮しなければならない項目、荷重条件、強度要求、剛性要求が定義される。質量特性要求事項では、搭載機器の質量中心位置や慣性乗積の定義と寸法・質量の公差が定義され、識別表示では、機器への表示内容が定義される。そして構造数学モデルの作成では、構造数学モデルの必要性和有効な数学モデルの定義が示される。

「耐環境性設計基準書」では、放射線や振動・衝撃、熱真空環境試験の条件が定義される。

設計を進める上で要求された機械的要求事項、構造数学モデルの作成、振動/衝撃条件を以下に示す。

2.1 機械的要求事項⁵⁾

2.1.1 荷重条件

振動時、装置の固有振動数において入力加速度が何倍にも増幅されが、加速度の大きい低周波数領域には固有振動数が無い装置とする前提から、搭載機器に加わる準静的加速度は 20G とする。

2.1.2 強度要求

降伏荷重および終極荷重に対して、次の算式で定義された安全余裕(Margin of Safety : MS)が 1 以上を満たすこと。

- 降伏荷重に対する安全余裕

$$MSy = \frac{\text{材料降伏応力}}{\text{降伏荷重下での発生応力}} - 1$$

- 終極荷重に対する安全余裕

$$MSu = \frac{\text{材料破壊応力または座屈応力}}{\text{終極荷重下での発生応力}} - 1$$

安全余裕は安全率と同じで、使用条件の不確かさや応力計算の過程における実際面との相違からくる不確かさなどの諸要因の影響を補うものである。安全余裕が 1 以上を満たすことは安全率が 2 以上であることを意味している。

2.1.3 剛性要求

(1) 動特性

搭載機器の最小固有振動数が、衛星と搭載機器との結合点を剛に固定した状態、およびフリーの状態で、120 Hz 以上になること。

(2) 降伏荷重時:

降伏荷重および複合した環境条件の下で構造物に過大な変形を生じないこと。降伏荷重時のたわみによって機器の隣接部品と接触、干渉を生じないこと。

(3) 終極荷重時:

終極荷重および複合した環境条件の下で構造物が破壊に至る過大な変形を生じないこと。

2.1.4 構造数学モデル

衛星搭載用機器では、打ち上げ時の振動に耐える堅牢な構造が求められると同時に、その剛性・強度は有限要素法に基づく構造数学モデルでの検証が必要となる。

機器の製作前には構造数学モデルによる強度の確認を行い、必ず実際の試験との一致性確認を実施する。この作業を繰り返し、事例を蓄積することで解析の信頼性を向上してきた経緯がある。これにより試作を減らすと同時に、打ち上げ後の機器の信頼性を確保している。

機械的要求事項を満足するように決定した仕様に基づいて、打ち上げコンフィグレーションに対応する構造数学モデルを作成し、構造解析(固有値解析、静荷重解析、振動応答解析)および熱応力解析を実施する。各構造解析の実施目的は下記である。

(1) 固有値解析

固有値解析結果に基づいて、搭載機器の構造動特性を求めるとともに、剛性要求を満足しているか否かチェックを行う。

(2) 静荷重解析

準静的加速度に基づいて静荷重解析を行い、荷重分布を求める。ここで求められた荷重分布に基づいて、各構造部材に対する応力解析を行い、強度要求が満足されているか否かチェックを行う。

(3) 正弦波応答解析

振動応答解析(通常 5~100 Hz の範囲)を行い、主要点の加速度レベル、変位量、荷重分布を求める。ここで求められた主要点の変位量に基づいて、有害な変形が生じないか否かチェックを行う。さらに、ここで求められた荷重分布に基づいて、各構造部材に対する応力解析を行い、強度要求が満足されているか否かチェックを行う。

ここで各構造解析に使用した構造数学モデルがハードウェアの構造動特性を十分代表するものであることを適切な試験により立証する必要がある。構造数学モデルと試験結果との一致性を示す判断基準は下記のとおりである。

- 構造数学モデルと試験結果との一致性を示す判断基準
有効質量比が 10% 以上のモードおよび有効質量比が 10% 未満でサブシステムあるいはシステムでの振動試験

時にノッチングの対象となるモードについて、構造解析結果と試験結果の固有振動数の差異が5%以下であり、変形方向と曲げ、ねじりなどの概略モード形状が一致していること。

(4) 熱応力解析

予測される各部の温度分布に基づいて熱変形解析を行い、熱応力が構造強度を上回らないかを検討する。

2.2 振動/衝撃環境条件⁶⁾

衛星搭載用機器に要求される振動・衝撃特性を表1~3に示す。正弦波振動はロケットによる打ち上げ時の低周波振動を包絡したレベルが機器搭載面で規定されている。ランダム振動は主として音響による応答を包絡したレベルが規定されており、音響環境は、主にリフトオフ時と遷音速飛行時に生じる高周波振動環境である。衝撃は衛星分離時および太陽電池バドル等分離機構のリリース時に対して規定される。

表1 正弦波振動条件
Sinusoidal vibration conditions

正弦波振動			
方向	周波数 (Hz)	加速度 (G)	備考
面外	5~28	12.7 mmDA	掃引速度 2 oct/min
	28~100	20	
面内	5~28	12.7 mmDA	
	28~100	20	

表2 ランダム振動条件
Random vibration conditions

ランダム振動			
方向	周波数 (Hz)	加速度 (G)	備考
面外	20~70	+6 dB/oct	負荷時間 2分
	70~270	0.5	
	270~400	-6 dB/oct	
	400~1000	0.23	
	1000~2000	-8 dB/oct	
	実効値	19.7 Grms	
面内	20~70	+6 dB/oct	負荷時間 2分
	70~700	0.2	
	700~2000	-8 dB/oct	
	実効値	14.1 Grms	

表3 衝撃条件
Shock conditions

衝撃			
方向	周波数 (Hz)	SRS (G)	備考
面外	100~1000	+9 dB/oct	Q=10 各軸 正負 各2回
	1000~4000	1000	
面内	100~1000	+9 dB/oct	
	1000~4000	1000	

計測器など地上用の機器で使用している環境条件が、正弦波振動については周波数範囲5~55 Hzで最大加速度3G、衝撃については40Gであることと比較すると、衛星搭載用装置に要求される強度・剛性が厳しいことがわかる。

上記試験条件の負荷に対して、機能・性能の劣化を生じないのはもちろんのこと、構造動特性の変化を生じてはならない。構造動特性の変化は固有振動数の変化を意味し、振動による固有振動数の変化は、構造物内部の微小な破壊や締結ネジの緩みを意味していると考えられる。

今回の開発では、まず、上記の正弦波振動条件に耐えることを目標として開発を進めた。

3 衛星搭載用水素メーザの構造と外観

衛星搭載用水素メーザは衛星打ち上げ時の振動に耐える構造を実現するために図1に示す構造とした。

BBM開発前の実験機では装置の共振点が120 Hz以下の低周波数領域にあることと、内部の共振器を支持する支柱が5Gで破損するという問題点が確認されている。さらに、振動試験後の原子時計としての性能も確認できていない。

これらの問題点を解決するために、装置の質量低減と共振器支持部材の見直しを実施した。質量低減では各構造体に関して数値解析を実施することで必要最低限の肉厚に変更した。また、共振器支持部材に関しては、剛性の向上、軽量化、そして断熱性を考慮し、ハニカムパネルを共振器、および、磁気シールドの支持部材として採用した。

軽量化および対振動性向上の対策の結果、実験機では55 kgであった量子部本体の質量は35 kgを実現した。図2には衛星搭載用水素メーザの実機の写真を示す。

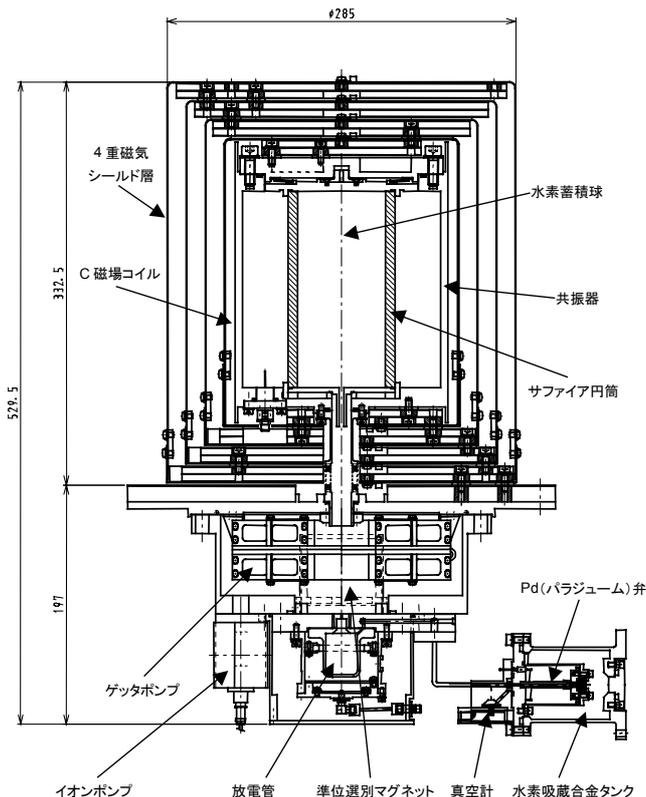


図1 衛星搭載用水素メーザの構造
Schematic of Space-Borne Hydrogen Maser

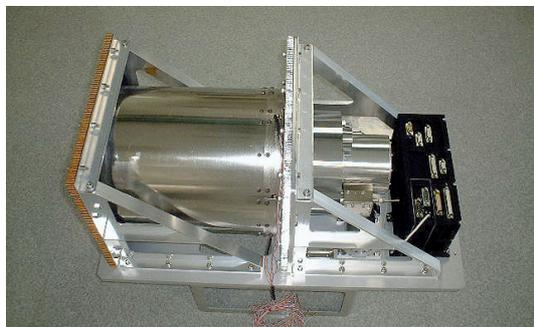


図2 衛星搭載用水素メーザの外観
External view of Space-Borne Hydrogen Maser

開発では設計していない。構造数学モデルでは十分な剛性を持つハニカムパネルを想定しモデル化を行い、実機振動試験では構造数学モデルと剛性等価の板厚 25 mm のアルミニウム板を使用した。

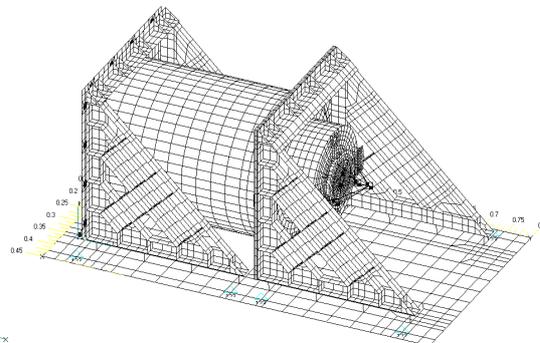


図3 構造数学モデル
Simulation model

構造数学モデル作成の初期の段階でネジ締結部は、6 自由度拘束の剛体 1 本としてモデリングを行い、実機振動試験結果と一致性確認を行いながら結合条件を変更する。本開発でも BBM の構造数学モデルにてネジ結合部分の検証を行い、EM の構造数学モデルではその検証結果に基づきネジ結合部のモデリングを行った。最終的なネジ締結部のモデリングは、量子部内部のハニカムパネル締結部とそれ以外で異なり、ハニカムパネル締結部ではネジ径の中心部とネジ径での 6 自由度拘束合計 9 本とネジ頭径での 3 自由度結合 8 本とし、それ以外は 6 自由度拘束 1 本の剛体結合とした。また、ネジ締結部以外の不確定部分についても、BBM で解析結果と実機振動試験結果の整合・検証作業を行い、実験と解析の結果が一致性の判断基準を満たすよう構造解析モデルを修正し、EM の構造解析の基礎モデルとした。

耐振動性向上の対策を反映した EM の構造数学モデルでは、表 4 に示すように要求の 120 Hz 以上を満足することを確認した。図 4 には EM の固有値解析の結果で、X 方向 1 次モードの変形図を示す。

4 構造解析の実施と一致性の確認

4.1 固有値解析

衛星搭載用水素メーザの基本設計が完了した時点で、まず、固有値解析を実施し装置の固有振動数の確認を行った。固有値解析を実施した構造数学モデルを図 3 に示す。

衛星搭載用水素メーザは取付プレートを介してボルト 8 本により衛星構体と接合される。構造数学モデルの境界条件はこの衛星構体への接合点 8ヶ所を完全拘束とした。取付プレートは十分な剛性を持った上で、軽量、断熱を要求される重要な部品であるが、この

表 4 固有値解析結果
Modal simulation results

	固有振動数 (Hz)	有効質量 (%)
X1 次	146	29.23
Y1 次	264	32.30
Z1 次	261	32.85

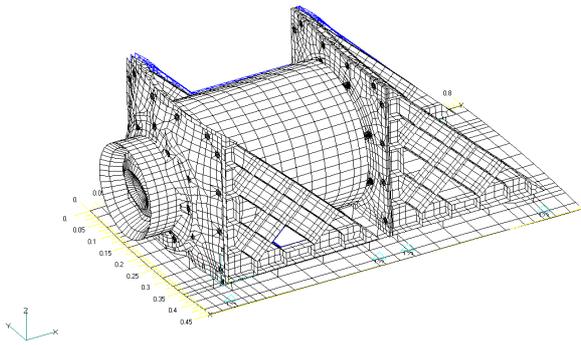


図4 固有値解析結果 X 方向1次モード(最小固有振動数のモード)の変形図

Results of normal-mode analysis and direction of X-dimension 1st order mode (lowest resonance frequency)

4.2 静荷重解析

静荷重解析の主応力の計算には、せん断ひずみエネルギーに基づくミーゼス則(von Mises の理論)による次式を用いる。延性材料の三軸応力場における降伏に関しては、実験結果と良く一致する⁷⁾。

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

$$\text{安全余裕 } MS = \frac{F_y}{\sigma_e} - 1$$

ここで、

σ_e : 基準強さ

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: 主応力

F_y : 降伏応力

主応力の算出を行う静荷重解析の解析モデルは固有値解析に使用したモデルをそのまま使用し、X、Y、Z の各方向から準静的加速度 20G を加える。

解析の結果、金属材料部品のはほとんどは準静的加速度 20G で問題ないことを確認できたが、磁気シールド 4 層の外周ネジ固定点の外側に過大な応力が発生し、この部分が材料の耐力を超えた値となることがわかった。耐力は降伏応力と同じで破壊はしないが 0.2% 以上の永久変形を起こしてしまう応力を示す。図 5 に磁気シールド 4 層の解析結果(コンター図)を示す。

静加重解析では、ねじ締結部に関しても拘束点反力の評価を行いねじの破断、および、すべりの発生も確認する。ネジの拘束点反力の算出を行うためにネジ結合部分のモデル化を 1 点の 6 自由度結合に変更して算出を行った。引張/圧縮に関しては軸力、せん断に関してはすべり方向許容荷重を降伏荷重として計算した。軸力はネジの締め付けトルクから算出し、すべり方向荷重は軸力に摩擦

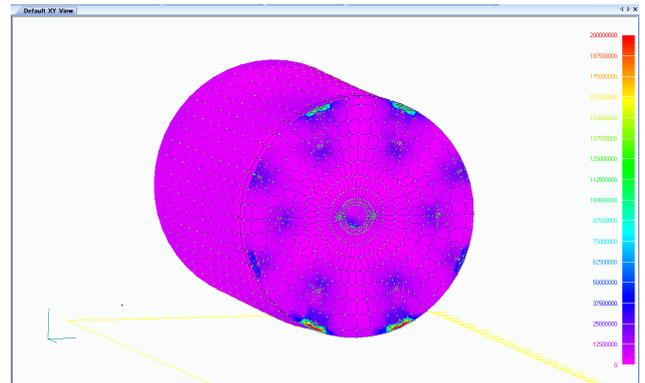


図5 静荷重解析結果
Linear static analysis results

係数(0.3)を乗じた荷重とした。

解析の結果、圧縮・引張り方向、すべり方向とも安全余裕を満足する荷重であることを確認した。

また、ハニカム材料を使用する場合には、金属などの延性材料の場合とは異なり、ツイ・ウー(Tsai-Wu)の破壊則を適用し評価する⁷⁾。積層板の破壊基準としては、積層板を構成する各ラミナの中の最も弱いラミナが破損する時と定義する。ラミナの破損則として実験結果と良く一致するといわれているのがツイ・ウーの破壊則であり、これは前述のミーゼスの破壊則に相当する異方性材料の破壊則である。

さらにハニカム材料では座屈応力の評価を行うために、イントラセルバックリング、リンクリング、コアせん断、ベアリング強度の評価も行う必要がある。

解析の結果、準静的加速度 20G では、ハニカム内部のインサート周囲に部分的に破壊を起こす部分があることが明らかになったが、今回の開発では対策案を検討し、提案するまでとした。

4.3 正弦波応答解析

固有値解析、静荷重解析にて仕様を満足する剛性・強度を確認できた時点で正弦波応答解析を実施し、より詳細な構造の検証を行う必要がある。今回の開発では、この解析は実施していない。

4.4 熱応力解析

水素メーザの主要部は真空容器となっており、その製造過程で内部真空度を上げるために 100°C、72 時間程度のベーキングを行う。この時、常温(20°C)からの温度差は 80°C であり、相当の熱変形が考えられる。ベーキングは製造過程で行われるため、水素メーザは取付プレートに取り付いておらず、さらに、4 層磁気シールド・カバーが取り付けしていない共振器の剥き出しの状態である。固有値解析に使用したモデルをベーキング時の状態になるように修正し、

熱応力解析を実施した。モデルの境界条件は共振器天面中央 1 点の完全拘束とした。図 6 に熱応力解析の構造数学モデルを示す。

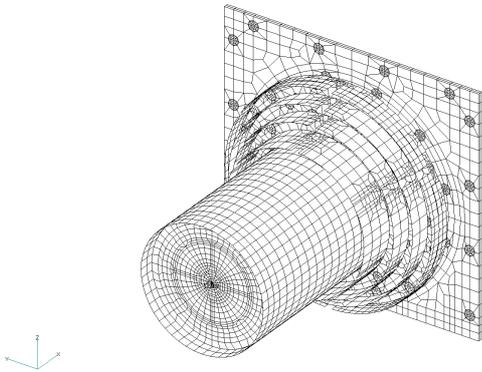


図 6 熱応力解析 構造数学モデル
Thermal analysis simulation model

解析の結果、部品が破壊するほどの応力の発生はないが、ハニカムパネル間を締結するボルトに緩みが発生することがわかった。

図 7 に熱応力解析の結果を示す。

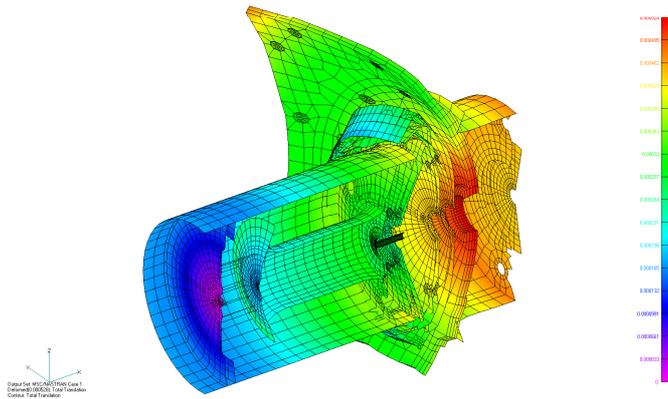


図 7 熱応力解析結果
Thermal analysis results

ハニカムパネル間を締結するボルトの緩みは、金属材料とハニカムパネルの熱膨張率の違いによって発生する。ハニカムパネルの熱膨張率は金属材料(アルミニウム合金)の 1/10 以下である。温度差による材料の伸び量の相違から、部品間のボルト締付け部にはせん断方向の荷重が発生する。このせん断方向の荷重がボルトの軸力に摩擦係数を乗じたすべり方向の許容荷重を超えると、部品間にすべりが発生し、ボルトの緩みが発生すると考える。実機でも解析同様の現象が起こることを確認し、EM ではベーキング後にネジ締結部を締め直す必要があることがわかった。また、この後の PFM では熱膨張率が金属材料に近いハニカムパネルを選定し、ボルトの緩みを抑える必要がある。

4.5 試験結果との一致性確認

解析後、試験結果との一致性を確認し、構造数学モデルの有効性を検証する必要がある。このために振動試験を実施し、実測された装置の固有振動数が解析結果と一致していることを確認する。

図 8 に正弦波振動試験時の写真を示す。



図 8 正弦波振動試験
Sinusoidal vibration test

振動試験を行う上で、振動試験機の取付台自体の振動が装置の振動に影響を与えないように、振動試験機と装置の間には十分に厚く剛性の高い取付プレートを使用する必要がある。今回の振動試験では装置取付用アダプタとして板厚 50 mm のアルミニウム板を用い振動試験機の取付台の剛性を上げた。

また、各ボルトの締付けトルクは静荷重解析にて使用した締付トルクと同じ条件である。

加速度センサは、固有値解析の結果で装置全体の共振を最も代表する点に取り付ける。今回の装置では、解析の結果から装置天面が大きく振動することが予測されたため、装置天面板に加速度センサを取付けて周波数応答の測定を行った。

解析結果と振動試験結果が一致しない場合には、拘束条件が間違っていないか等、適切なモデル化ができていないかを見直し、モデル修正後、再解析を実施する。このような再解析を繰り返し、解析結果が実機での試験結果に近くなるように解析モデルの物性値の修正、拘束条件の修正を行い、モデルの精度を高めて検証記録として有効なものとする。

過去の経験の中で解析モデルと実機との相違として最も多い事例は、ねじ締結箇所以外での部品の接触である。解析モデルでは、拘束指定のない限りねじ締結箇所以外は、振動時に干渉しても自由に変形する。これに対して実機では、部品の接触箇所はそれ以上の変形はしない。このため、拘束条件に相違が生じ、解析モデルと実機での相違が生じる。また、ハニカムパネルなど複合材で物性

が未知の材料を使用する場合には、使用前に十分な物性検証が必要である。

BBM では、当初の解析で得た最低固有振動数は 49 Hz で、試験結果は 90 Hz であった。この試験結果は要求される固有振動数 120 Hz を満たしておらず、また、解析結果と試験結果のずれも大きかった。これに対して、構造数学モデルを見直し、実機で想定される拘束・接触箇所をモデルに追加して、実機試験結果と解析結果が一致するようにモデルを修正した。この修正の結果、X、Y、Z の各方向の加振に対する固有振動数の相違は 5% 以内に抑えられ、有効な数学モデルを作成することができた。表 5 に BBM での振動試験結果と解析結果の比較を、図 9 に 0.2G 加振にて固有振動数調査のために行った周波数応答測定の結果を示す。

表 5 BBM の振動試験結果と解析結果の比較
Comparison between actual test and BBM simulation

	振動試験結果	当初解析結果	修正後解析結果
X 軸 1 次モード	90 Hz	49.0 Hz	90.0 Hz
Y 軸 1 次モード	185 Hz	129.2 Hz	191.0 Hz
Z 軸 1 次モード	230 Hz	140.7 Hz	241.7 Hz

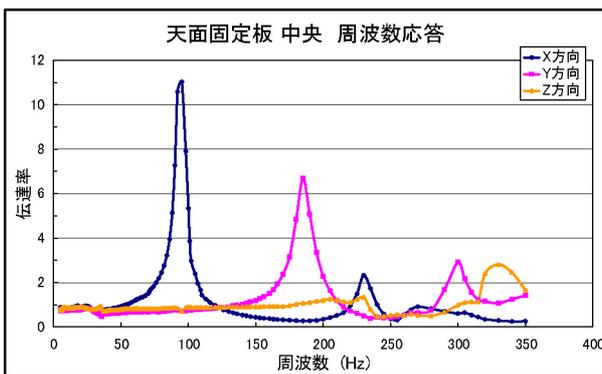


図 9 BBM の周波数応答
BBM Frequency response

上記のような BBM での裏付けを元に、EM の開発・構造解析を実施することで、1 次の固有振動数が 146 Hz との結果を得た。

EM モデルの振動試験では、振動試験機の制限から 100 Hz までの加振に留まり、固有振動数の特定まではできなかったが、固有振動数が 100 Hz 以下にないことを確認した。図 10 に EM における X 方向 0.2G 加振時の周波数応答を示す。

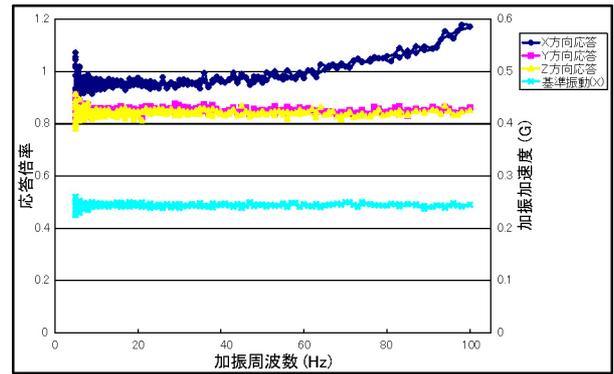


図 10 EM の周波数応答
EM Frequency response

BBM の周波数応答で 90 Hz に現れていた 10 倍を超える応答倍率の固有振動は見られず、少なくとも 100 Hz 以下に固有振動数が無いことがわかる。

なお、振動試験後の特性確認試験で電気特性に変化なく、試験前の周波数安定度を維持することを確認した。

5 むすび

今回開発した衛星搭載用水素メータについて、求められる機械的要件と機構設計手順の概要および実際の数値解析結果と実機による振動試験の結果を示した。解析および試験結果の主要な点は次の通りである。

- ・ 数値解析による最低固有振動数は 146 Hz である。
- ・ 振動試験により、固有振動数は 100 Hz 以下に無いことを確認した。
- ・ 上記の通り、100 Hz 以下には固有振動数がなく、数値解析と実機評価の傾向は一致している。
- ・ 正弦波振動 5~100 Hz、3.5G の振動試験前後で電気特性に変化しないことを確認した。

最終的な設計目標は準静的加速度 20G に耐えることである。現段階では実機による検証は実施していないが、このための対策は数値解析による検証も含め検討を完了している。

アンリツでは経験のない衛星搭載用機器の EM 開発を通じて、実機製作前の数値解析の有用性、数値解析結果と実機評価との整合性確認の重要性、この整合性に裏付けられたモデリングに関するノウハウの蓄積と必要性を再認識した。今後の機構設計全般について本開発の経験を活かしながら、より信頼性の高い製品開発のための設計プロセス改善を進めたいと考える。

最後に、本開発の機会とご指導をいただきました情報通信研究機構 浜真一様、伊東宏之様、森川容雄様(現在、アンリツ(株))

R&D 本部コアテクノロジーR&D センター事業化推進部主席研究員)ほか、関係者の皆様に深謝いたします。NEC 東芝スペースシステム株式会社殿には衛星搭載機器設計に関してご指導いただきました。アンリツエンジニアリング株式会社殿には構造数学モデルの作成に尽力いただきました。また、日頃より助言いただきました(故)津田正宏元部長、高幣謙一郎元主席研究員、丸山昭夫氏、植原正朗氏ほか関係する皆様に感謝いたします。

参考文献

- 1) 森川容雄, 伊東宏之, 細川瑞彦, 高幣謙一郎, 植原正朗, 津田正宏: “2F9 衛星搭載用水素メーザ原子時計の開発”, 第 46 回宇宙科学技術連合講演会公演集, pp.908-912, 2002
- 2) 森川容雄, 伊東宏之, 石田等, 木村和宏, 浜真一, 高幣謙一郎, 待鳥誠範, 沼田泰明, 北山光政: “準天頂衛星搭載用水素メーザ原子時計の BBM 開発”, 信学論 B, pp. 52-61 (2005.1)
- 3) Ch. Bourga, B. Lobert, M. Brunet, “Characterisation of Galileo clocks On-Board an Experimental Satellite”, Proc. of European Frequency and Time Forum 2002, Saint-Petersbourg (Russie), 11-14 March 2003
- 4) A. Jornod, D. Goujon, D. Gritti, and L. G. Bernier, “The 35kg Space Active Hydrogen Maser (SHM-35) for ACES”, Proc. of IEEE International Frequency Control Symp., pp. 82-85, 2003
- 5) 三菱電機株式会社, “準天頂衛星 機械設計基準書(案)”, 平成 15 年 12 月 24 日, ドラフト案制定
- 6) 三菱電機株式会社, “準天頂衛星 耐環境性設計基準書(案)”, 平成 15 年 12 月 24 日, ドラフト案制定
- 7) 茂原正道, 鳥山芳夫 共編, “衛星設計入門”, 倍風館, 2002

執筆者



沼田泰明
資材部 技術課
(2007年3月まで, R&D 本部コア
テクノロジーR&D センター
事業化推進部)



名古康彦
R&D 本部
コアテクノロジーR&D センター
事業化推進部



北山光政
R&D 本部
コアテクノロジーR&D センター
事業化推進部



滝沢正則
R&D 本部
コアテクノロジーR&D センター
事業化推進部



木村幸泰
R&D 本部
コアテクノロジーR&D センター
事業化推進部