

第3章 機械環境試験

3.1 概要

CIBER-2 プロジェクトでは開発段階の観測装置に対して、観測時に想定される環境において機能性能保障するために2種類の機械環境試験を実施する。CIBER-2では観測装置を約80Kに冷却して観測を行うため、装置全体を冷却した時に光学性能が損なわれないか確認を行う冷却光学試験がその1つである。もう1つは、CIBER-2の観測装置はロケットによって大気圏外へ打ち上げられるため、打ち上げ時の振動に対する機械的強度と打ち上げの前後で要求される光学性能を満たすことを確認する振動試験である。本研究では2種類の機械環境試験のうち、振動試験に関する内容を取り扱う。

ロケットに搭載される構造物は、打ち上げ時のエンジン排気流と周辺空気の干渉により生じる大きな音響などの加振によって、過酷な振動環境に曝される。搭載される構造物は、この音響負荷時に発生する振動による損傷や、宇宙空間における機能性能に影響がないよう、地上での試験による設計検証が要求される。本研究では、観測装置に対して地上でランダム振動試験を広振動数域で実施することで、振動耐性を確認する。CIBER-2で打ち上げに使用するNASAのBlackBlantクラスのロケットに搭載する機器には要求される振動耐性が規定されている。ランダム振動の入力加振スペクトルは、図3.1に示すロケット打ち上げ規定レベル(QTレベル; Qualification Test)を基準とする。このQTレベルの試験はX,Y,Zの並進3自由度に対する単軸加振である。

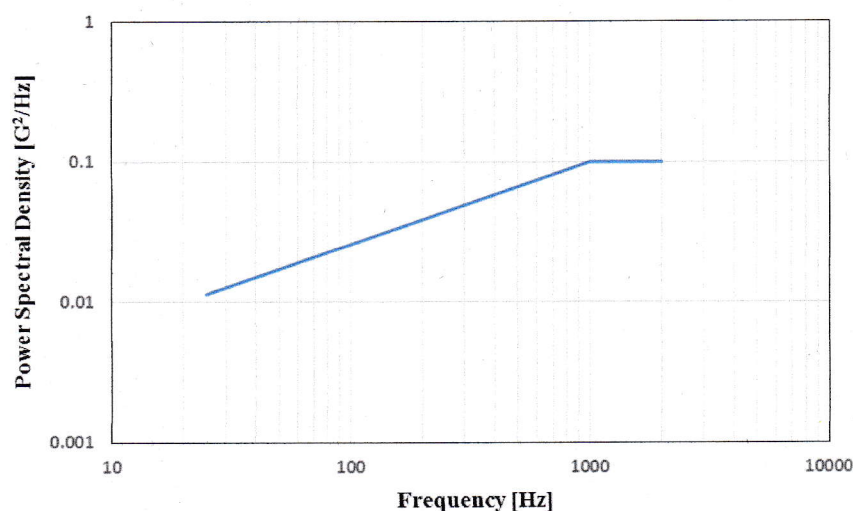


図 3.1: ロケット搭載物に要求される打ち上げ時入力振動の規定レベル。並進3軸に対してそれぞれ10秒間の加振として定められる。

3.2 ランダム振動

実際に観測装置に加わる振動は、様々な振幅と振動数成分を含んだ乱雑な波形であると考えられ、ある時刻の波形を正確に予測することは難しい。このような時間によって振幅がランダムな振動に対しては統計的な扱いが必要である。様々な振動数と振幅で規則性なく同時に振動する波形をランダム振動波形と呼ぶ。ランダム振動波形に対してフーリエ変換を行うと、振動数と振幅が異なる正弦波の合成波として表すことができる。

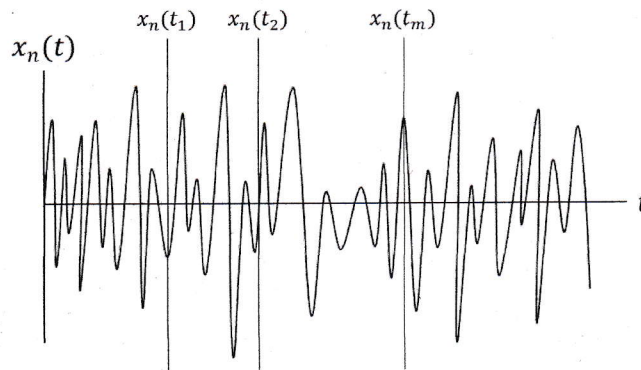


図 3.2: ランダム振動波形。ランダム振動の応答は時間平均は 0 が想定される。

図 3.2 のようなランダム振動による加速度や応力の時刻 t の応答を $x(t)$ とする。同一の条件で測定された n 個の時刻 t_m の波形データを $x_1(t_m), x_2(t_m), \dots, x_n(t_m)$ とするとこの集合データの平均 $\hat{x}(t_m)$ は s 番目の波形データを x_s とすると、

$$\hat{x}(t_m) = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{s=1}^n x_s(t_m)$$

となる。このような平均をアンサンブル平均と呼ぶ。どの時刻 t においてもアンサンブル平均が等しい時、その応答 $x(t)$ は定常的であるという。ランダム振動の応答は時間的に性質が変化せず定常的である。一方で、ある 1 つの波形データの応答の全時間平均は、

$$\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt$$

と表される。定常的な応答データ $x(t)$ は、アンサンブル平均 $\hat{x}(t)$ と時間平均 \bar{x} は等しくなる。このような応答 $x(t)$ はエルゴード的であるという。ランダム振動の応答 $x(t)$ はエルゴード的であるとし、 $\hat{x}(t) = \bar{x} = 0$ である。すなわち、ランダム振動の応答 $x(t)$ の平均値 $E(x)$ は、

$$E(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt = 0$$

となる。ランダム振動の応答 $x(t)$ の二乗平均値 $E(x^2)$ は、

$$E(x^2) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{x(t)\}^2 dt$$

であり、 $E(x^2) \neq 0$ である。ランダム振動の応答 $x(t)$ の平均値まわりの二乗平均値 $E(x^2)$ は分散 σ^2 と呼ばれ、次式で表される。

$$\sigma^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{x(t) - E(x)\}^2 dt$$

$E(x) = 0$ の時は、分散 σ^2 と二乗平均値 $E(x^2)$ は等しい。そして分散 σ^2 の平方根は標準偏差 σ となり、

$$\sigma = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{x(t) - E(x)\}^2 dt}$$

$E(x) = 0$ の時は、標準偏差 σ は二乗平均値 $E(x^2)$ の平方根となり、 $x(t)$ の実効値(RMS 値)と等しくなる。

$$\sigma = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{x(t)\}^2 dt}$$

ランダム振動においては $E(x) = 0$ を想定しているのので、標準偏差と実効値は等しい意味を持つ。時間的に変化する応答 $x(t)$ に関して、時刻 t の応答 $x(t)$ と、時刻 $t + \tau$ の応答 $x(t + \tau)$ の積を考える。この積の時間平均を $x(t)$ の自己相関関数と呼び、次式で定義される。

$$R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t + \tau) dt$$

自己相関関数 $R(\tau)$ は $\tau = 0$ の時に最大値を取り、

$$R_x(0) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t) dt = E(x^2)$$

二乗平均値 $E(x^2)$ と等しくなる。ここで、Wiener-Khinchin の定理より、自己相関関数 $R_x(\tau)$ のフーリエ変換はパワースペクトル密度関数 $PSD(\omega)$ であるから、

$$PSD(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau)e^{-i\omega\tau} d\tau$$

である。パワースペクトル密度関数 $PSD(\omega)$ は単位振動数幅当たりのパワー値を示す。振動試験では加速度 $PSD(\omega)$ [G^2/Hz]を計測する。また、パワースペクトル密度関数 $PSD(\omega)$ の逆フーリエ変換は、

$$R_x(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} PSD(\omega)e^{i\omega\tau} d\omega$$

ここで、 $\tau = 0$ とすれば、

$$R_x(0) = \int_{-\infty}^{\infty} PSD(\omega) d\omega$$

ここで、 $R_x(0) = E(x^2)$ であるが、 $E(x) = 0$ の時は $\sigma^2 = E(x^2)$ なので、 $R_x(0) = \sigma^2$ となる。したがって、

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} PSD(\omega) d\omega$$

が導かれる。この式の右辺は PSD 曲線と ω 軸で囲まれる面積を示す。よって、PSD 曲線と横軸で囲まれる面積の平方根は標準偏差 σ を表す。例えば、得られた応答の応力 $PSD(\omega)$ に対して、全振動数 ω で積分した値の平方根を取ると、その応答の応力の標準偏差 σ を求めることができる。

3.3 振動を評価するパラメータ

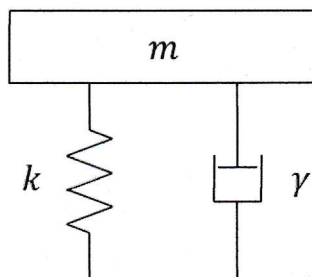


図 3.3: 減衰のある振動系を示す模型

1 次元の調和振動子モデルの振る舞いを表す微分方程式は系の質量を m 、ばね定数を k として次式で表される。

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0$$

減衰がない場合、この系の振動は永久に続きその振動数は $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ となり、 ω_0 をこの系の固有振動数と呼ぶ。この系が減衰振動する場合、速度に比例する減衰項を加えて、

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \gamma \frac{dx}{dt} + kx = 0$$

となる。ここで γ は、減衰に関するパラメータで減衰係数と呼ばれる。 γ の値によって振動の挙動は変化し、 $\gamma_c = 2\sqrt{mk}$ より大きいと振動しなくなる。この γ_c を臨界減衰係数と呼ぶ。ここで、 γ と γ_c の比 $\zeta = \gamma/\gamma_c$ を減衰比と定義する。さらに、この減衰する振動系に周期的な外力 $F = F_0 \cos \omega t$ を加えると強制振動となり、解くべき微分方程式は、

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \gamma \frac{dx}{dt} + kx = F_0 \cos \omega t$$

となる。この方程式の解は特解に同次方程式の一般解を加えたものである。この特解を、

$$x = A \cos(\omega t - \delta)$$

と仮定し振幅 A と位相 δ を求めると、

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (\gamma\omega)^2}} = \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega)^2}} \frac{F_0}{k}$$

$$\tan \delta = \frac{\gamma\omega}{k - m\omega^2} = \frac{2\zeta\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}$$

となる。同次方程式の一般解は指数関数的に減衰するため、十分な時間が経てばこの振動はこの特解のみで記述される。振幅 A の式において F_0/k は静的な力 F_0 を加えた時の静的変位量を表すので、これを A_0 とすると、

$$\rho(\omega) = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega)^2}}$$

ここで、 $\rho(\omega)$ を振幅倍率もしくは、共振倍率と呼ぶ。共振倍率 $\rho(\omega)$ を最大にする振動数 ω を共振振動数 ω_r と呼ぶ。これが最小になるのは、

$$(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega)^2$$

が最小になる振動数で、

$$\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - 2\zeta^2}$$

ζ が十分小さい時、共振振動数 $\omega_r = \omega_0$ となり、固有振動数 ω_0 に一致する。 $\zeta = 1/\sqrt{2}$ で、 $\omega_r = 0$ となり、これより大きい ζ では共振しない。共振振動数 ω_r で共振倍率 $\rho(\omega)$ は最大となる。

$$\rho(\omega_r) = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1 - \zeta^2}}$$

ここで、減衰する振動系の固有振動数 ω_0 と減衰係数 γ の比で定義される無次元数の Q 値を導入する。Q 値は各種の振動系で扱われる。

$$Q = \frac{\omega_0}{\gamma} = \frac{2\pi \times (\text{系の平均蓄積エネルギー})}{(1 \text{ 周期当たりの平均損失エネルギー})}$$

共振倍率 $\rho(\omega)$ を、Q 値を用いて書き改めると、

$$\rho(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (\omega_0 \omega/Q)^2}}$$

となる。この共振倍率 $\rho(\omega)$ を最大にする共振振動数 ω_r は、

$$\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}$$

$Q = 1/\sqrt{2}$ で、 $\omega_r = 0$ となり、これより小さいQでは共振しない。共振振動数 ω_r で共振倍率 $\rho(\omega)$ は最大となり、

$$\rho(\omega_r) = \frac{Q}{\sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}}$$

Qが十分大きい時、共振倍率の最大値 $\rho(\omega_r) = Q$ とすることができる。これより、共振振動数での共振倍率のピーク値はQ値として扱うことができる。これらより、 ζ が十分小さい時(Qが十分大きい時)、 ζ とQには次の関係が成り立つ。

$$Q = \frac{1}{2\zeta}$$

様々なQにおける共振曲線を次の図 3.4 に示す。

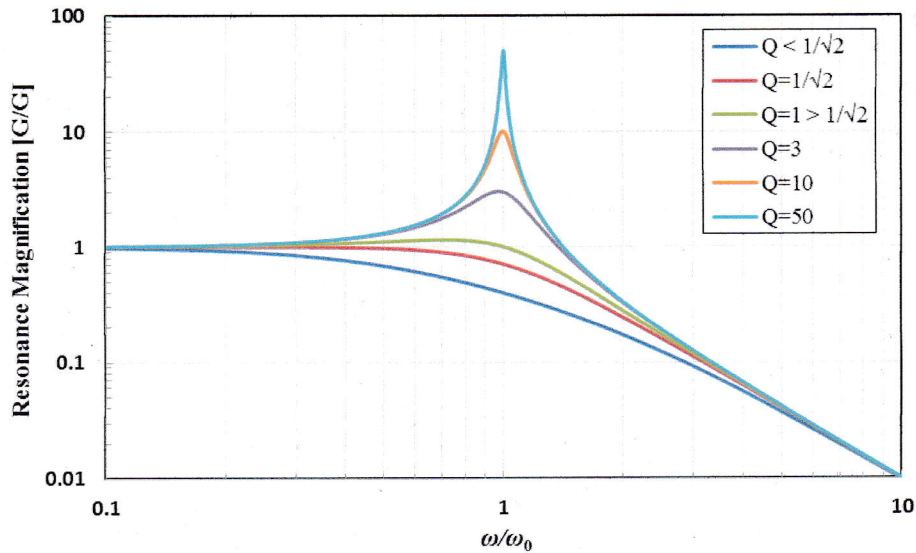


図 3.4: 様々な Q 値における共振倍率。定常振動は $\omega = \omega_0$ 付近で共振することが分かる。

Q 値は振動系に周期的な強制力が加わった時の共振の鋭さの程度を表し、この Q 値が大きいほど強い共振であることを示す。Q 値は構造物の材料の内部摩擦や、部品接触面における摩擦による振動減衰によって決まり、計算で求めることは非常に難しく実測する必要がある[7]。CIBER-2 観測装置のような金属構造物の Q 値は経験的に $Q \sim 17$ 程度とされる[16]。

上で述べた通り減衰比 ζ が十分小さい場合、振動系は共振を起こす。図 3.5 のような共振振動数で鋭いピークを持つ共振曲線が得られた時、ピークの共振振動数 ω_r とピーク値より -3dB 下がった点の振動数幅 $\Delta\omega (= \omega_2 - \omega_1)$ から、次式により減衰比 ζ を求めることができる。

$$\zeta = \frac{\Delta\omega}{2\omega_r}$$

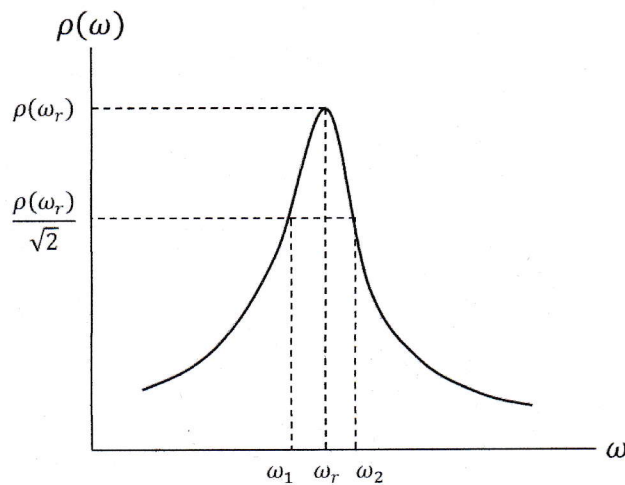


図 3.5: 共振曲線

加速度 $PSD(\omega_r)$ [G^2/Hz]が与えられて、これを加速度 a [G]に変換する場合、加速度 $PSD(\omega_r)$ に、 $\Delta\omega = 2\omega_r\zeta$ を乗じて平方根を取ることで求める。すなわち、

$$a \text{ [G]} = \sqrt{PSD(\omega_r) \cdot \Delta\omega} = \sqrt{2 \cdot PSD(\omega) \cdot \omega_r \zeta} \text{ [G]}$$

である。応力に関しても同様である。

3.4 CIBER-2 観測装置振動試験

CIBER-2 ではフライトモデル(FM)とブレッドボードモデル(BBM)とダミーマスモデル(DMM)の 3 つの観測装置モデルを製作する。実際に大気圏外に打ち上げるモデルは FM であるが、FM の設計を確定させるために、残り 2 つのモデルが必要となる。CIBER-2 では、観測装置の BBM の各要素に対して個別に QT レベルの振動試験を行った後に、各要素を全て組み合わせた全体系に対して QT レベルの振動試験を行い、振動強度を確認する。したがって、最初に BBM の各要素に加える振動レベルを決定する必要がある。そこで、各要素の剛性特性と重量を模擬した DMM を作製し、QT レベルの振動試験を行うことで、各要素にかかる加速度を実測する。

本試験では、CIBER-2 の観測装置とロケットスキンの接触面に対してロケット打ち上げ規定レベルのランダム振動を加えた場合に、装置の構成要素である各所の光学系に加振面の入力加速度の何倍の加速度が加わるかを示す加速度伝達関数を取得することを目的とする。

$$\text{加速度伝達関数 [G/G]} = \sqrt{\frac{\text{各所の光学系での加速度応答 PSD [G}^2/\text{Hz]}}{\text{加振面への入力加速度 PSD [G}^2/\text{Hz]}}}$$

一般的に、加速度伝達関数は入力加振レベルが上がるにつれて、減少する傾向があるが、本研究では図 3.6 に示すように振動レベルに変わらず一定であると仮定する。つまり、各所の光学系での加速度応答 PSD と加振面への入力加速度 PSD は線形の関係であるとして、伝達関数から QT レベルの加振入力した時の各所の光学系での加速度応答をシミュレーションから予測する。

伝達関数は振動数によって変化し様々な位置でピークを持つが、各要素の固有振動数と一致しない振動数でのピークは応力にほとんど寄与しないため、入力加振レベルには反映しない。

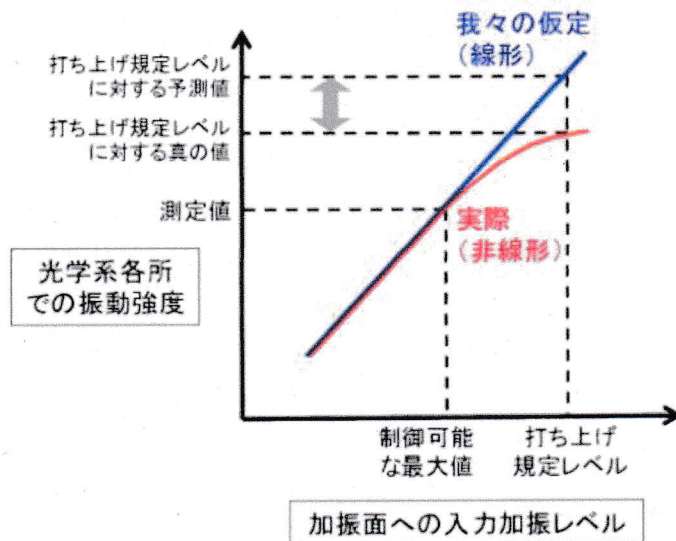


図 3.6 : 入力レベルと振動強度の関係予測。この予測では各所の光学系での振動強度を実際より高く見積もっている可能性があることに留意する。

3.5 試験のシミュレーション

CIBER-2 において、観測装置に対して入力するロケット打ち上げ規定レベルのランダム加振は強い振動である。共振が起こった場合に強い応力によって材料が降伏する可能性がある。そのため、妥当な入力加振レベルの見積もりが必要となる。そこで、構造解析シミュレーションソフト SolidWorks による、有限要素解析法(Finite Element Analysis ;FEM)を用いた構造解析を供試体モデルに対して行う。

FEM では解析の対象となる複雑な構造をしたモデルをメッシュと呼ばれる四面体のような単純な形の要素の集合として考え、それぞれ要素の運動方程式を数値計算によって解くことによりモデル全体の挙動を予測することができる。

本研究ではランダム振動試験を実施するので、FEM 構造解析の中でも固有値解析とランダム応答解析を行う。固有値解析では解析対象の減衰がない状態での固有振動数と固有振動モード形状を求めることができ、設計した構造がどの振動数で共振を起こすかを予め予測することができる。ランダム応答解析では加振面を選択しその面に定義されたランダム振動を入力することで、変位や加速度や応力といった様々な応答を解析することができる。

本研究では FEM の固有値解析によって供試体モデルの固有振動数を解析し、それぞれの固有振動モードを確認した後、QT レベルのランダム応答解析を行い、シミュレーションから共振での応答を求めて実測値と比較して振動特性を評価する。

供試体の固有振動数の解析にあたって、簡略化のため剛性に影響を与えないボルト等の小さな構造物は除去した。解析に使用した CAD モデルを次の図 3.7 に示す。加振面と拘束面には円形の治具

プレート底面を選択した。また、本来ボルトのねじ止めで接触する面は、モデル上で全てお互いの面が溶接されたように結合(ボンド結合)されており、モデルを47万点のメッシュに分解して解析を行った。

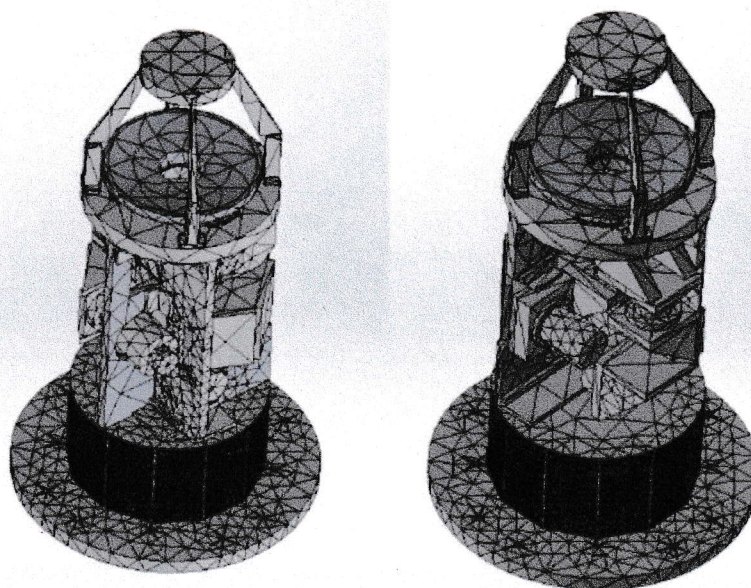


図 3.7: 全体系 CAD モデル

モデルの材料は、全体系を支持している 12 枚のプレートにはガラス繊維プラスチック(G10)、それ以外の全ての部品にはアルミニウム合金(A6061-T6)を使用した。材料の物性を次の表 3.1 に示す。

表 3.1: 供試体の材料の物性値

	アルミニウム合金(A6061-T6)	ガラス繊維プラスチック(G10)
質量密度[kg/m ³]	2700	1750
弾性係数[MPa]	69000	19900
ポワソン比	0.33	0.14
引張り強さ[MPa]	310	372
降伏強さ[MPa]	275	372

これらの条件を代入して、モデルの固有振動数の解析を行った結果を示す。図 3.8 における EMPF とは有効質量寄与率といい、特定の固有振動モードに寄与するモデル質量の比率を表し、各固有振動モードに含まれるエネルギーの尺度となる。通常、EMPF が大きい固有振動モードほど、モデルの動的応答に大きな影響を与える。

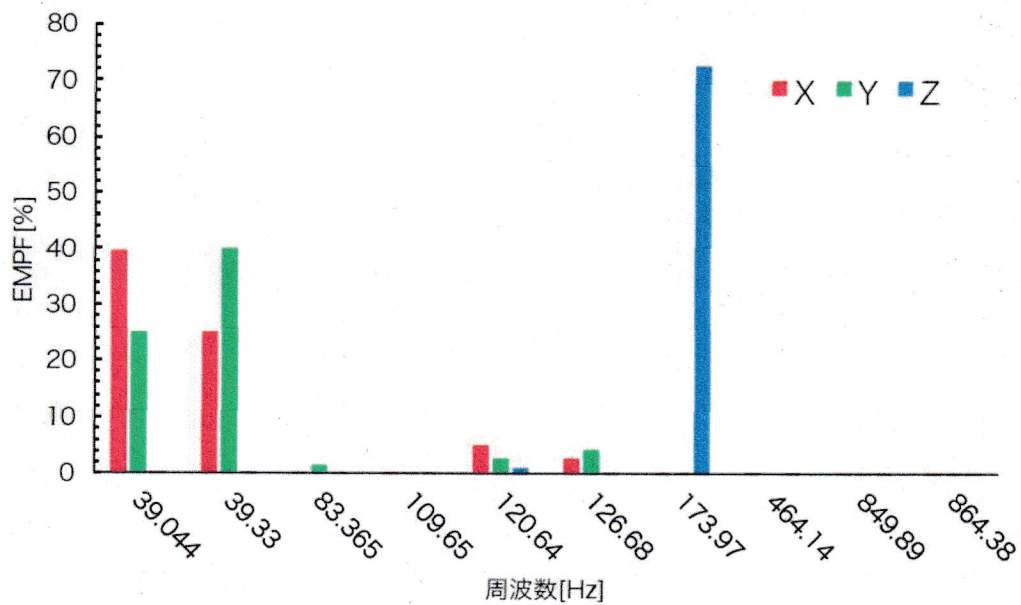


図 3.8: 全体系の固有振動数における有効質量寄与率[8]



図 3.9: 全体系の主要な固有振動モード(左:39Hz、右:174Hz)[8]

FEM においては固有振動数解析の他にも、任意の振動を与えてその振動に対する各点の応答を計算することもできる。CIBER-2 観測装置モデルに対しては、ロケット規定レベルの振動を与えて各点の応答を FEM で計算し、試験結果と比較を行う。

3.6 全体系振動試験

振動試験で用いる供試体の CAD モデルと実際のモデルを図 3.10 と図 3.11 に示す。供試体は、BBM 望遠鏡と DMM 撮像光学系を組み合わせており、寸法は縦およそ 1.1m で横の直径はおよそ 0.6m、重量はおよそ 70kg である。材料は G10 プレート以外は全てアルミニウム合金 A6061-T6 で製作されており、全体を支える G10 プレートはガラス繊維プラスチックを素材としている。また、実際のモデルは各部品同士をステンレス SUS304 製のボルトでねじ止めする。供試体と加振装置の補助テーブルは図 3.10 に示す円形の治具プレートを介してねじ止めで固定する。

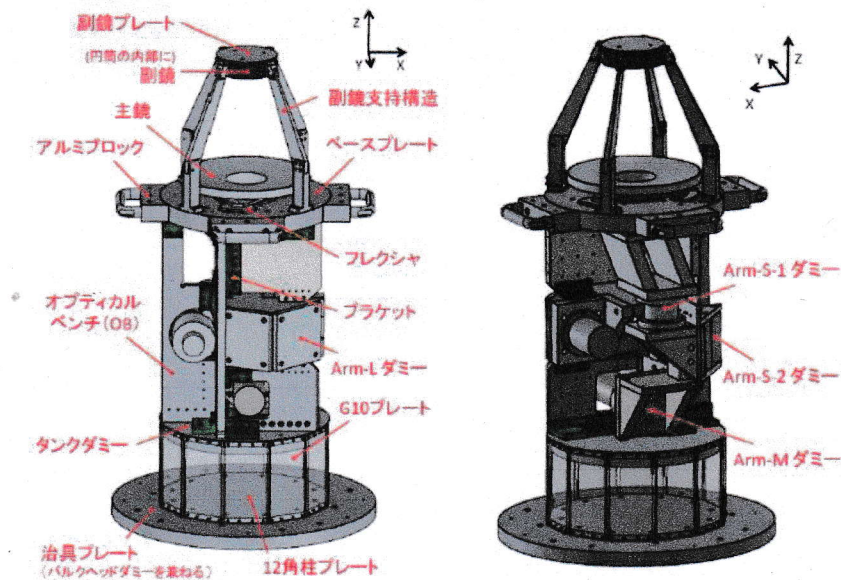


図 3.10：全体系の振動試験 CAD モデル

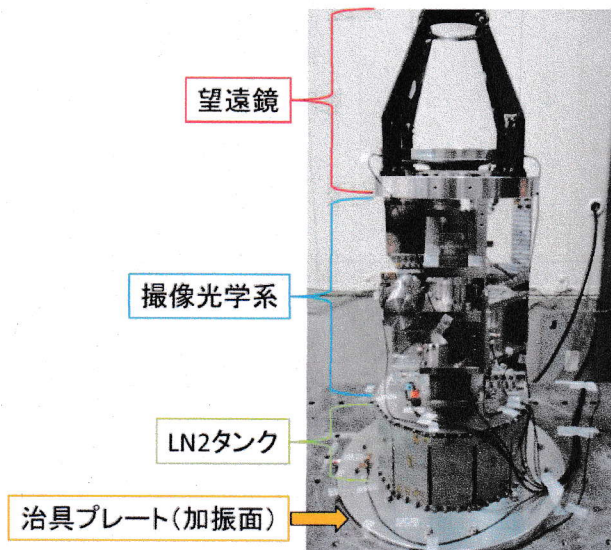
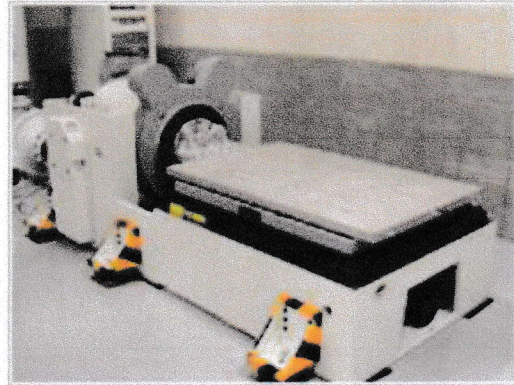


図 3.11：実際の全体系の振動試験モデル

型名	J250/SA5M/HT10	
特長	大型機器 低ピッチング水平加振 大変位 高速度	
振動数範囲 (～Hz)	2000	
最大加振力	正弦波 (kN)	35
	ランダム波 (kN rms)	35
	ショック波 (kN)	70
最大加速度	正弦波 (m/s ²)	777
	ランダム波 (m/s ² rms)	544
	ショック波 (m/s ² peak)	1555
最大速度	正弦波 (m/s)	2.4
	ショック波 (m/s peak)	2.4
最大変位 (mmp-p)	100	
可動部質量 (kg)	45	
最大搭載質量 (kg)	600	
許容偏心モーメント (N・m)	1550	
振動台寸法 (mm)	Φ 440	



▼ 水平補助テーブル

寸法 (mm)	1565×1000
可動部質量 (kg)	210 (ジョイント含む)
ピッチモーメント (N・m)	20000
振動数範囲 (～Hz)	1250
最大搭載質量 (kg)	2500

▼ 垂直補助テーブル
TBV-950S-J50-M

(サイズ:950mm 質量:120kg)



□ 振動発生機 本体可動部

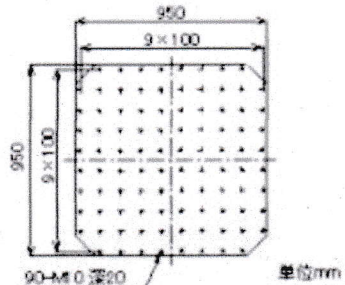
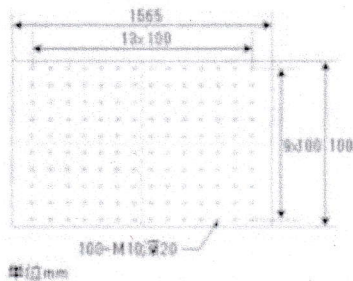
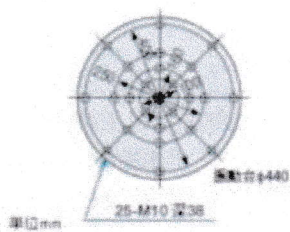


図 3.12: 加振装置仕様[9]

望遠鏡や光学系の各所での加速度PSDを計測するために、次の図に示す位置に加速度センサーを接着剤を使って取り付けた。

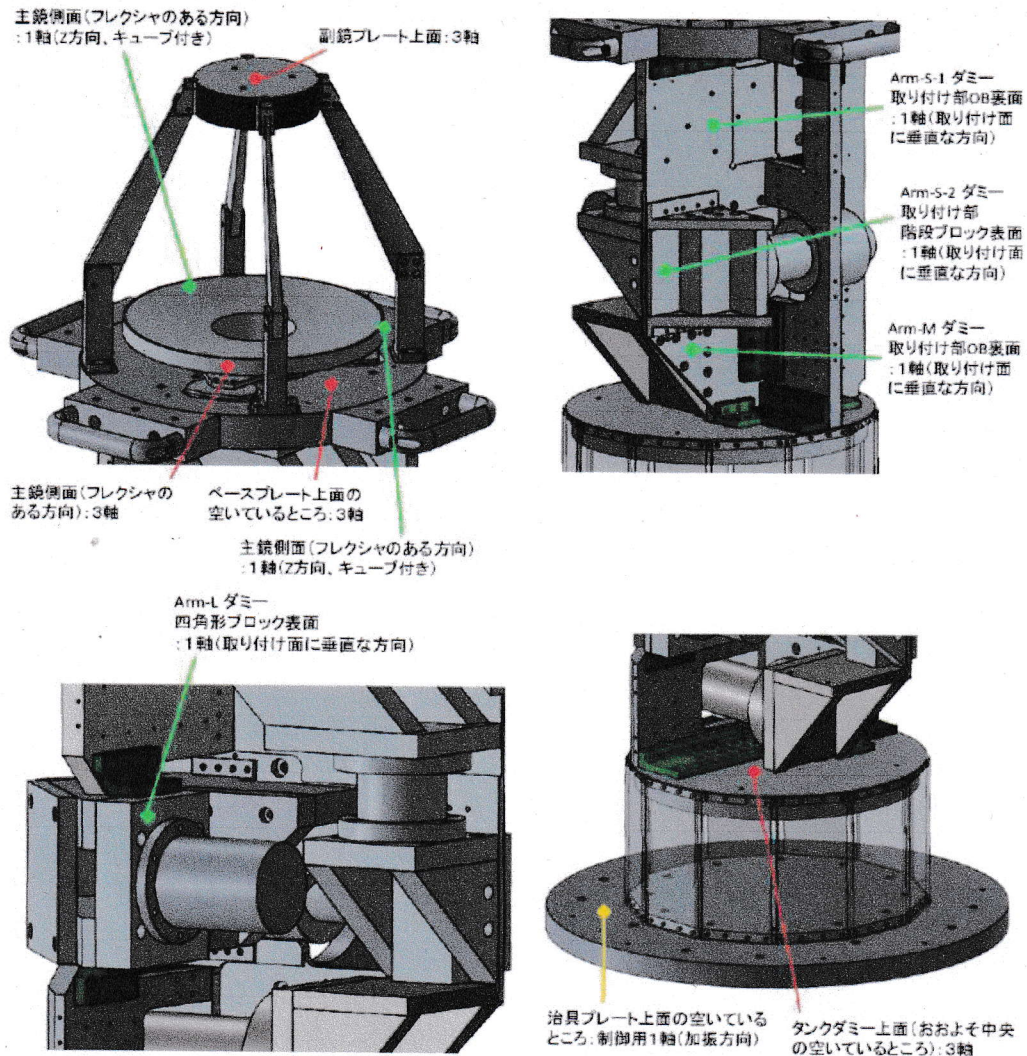


図 3.13: 全体系振動試験でのセンサー取り付け位置

加振装置は、振動制御装置とアンプによって振動を加える。円形の治具プレートの表面に取り付けた制御センサーの加速度応答がアンプによって増幅され加振装置に伝えることで振動を起こす。図 3.12 に示すように加振装置の補助テーブルには振動数の範囲が設定されており、水平方向に対しては 1250Hz、垂直方向には 1000Hz の上限が与えられている。固有振動数の解析から 1000Hz 以上の振動数には主要な固有振動モードが存在しないので、試験は 20Hz から 1000Hz の振動数帯で行う。また本研究では、伝達関数は振動レベルに関わらず一定であるという線形関係を仮定しているので、この全体系振動試験において、QT レベルの 10%から 30%の低レベルの加振入力で並進 3 軸に単軸で試験を

実施する。各所の加速度センサーから得られた伝達関数の結果を用いて、後ほど各要素に対して個別にQTレベルに対応する加振試験を行う。

2017年9月に実施した全体系振動試験の結果による供試体モデルのタンクとベースプレートの加速度伝達関数を図3.14と図3.15に示す。特にベースプレートの伝達関数は観測装置の最上部に位置する反射望遠鏡に対して入力する加振レベルを決定付ける重要なデータとなる。

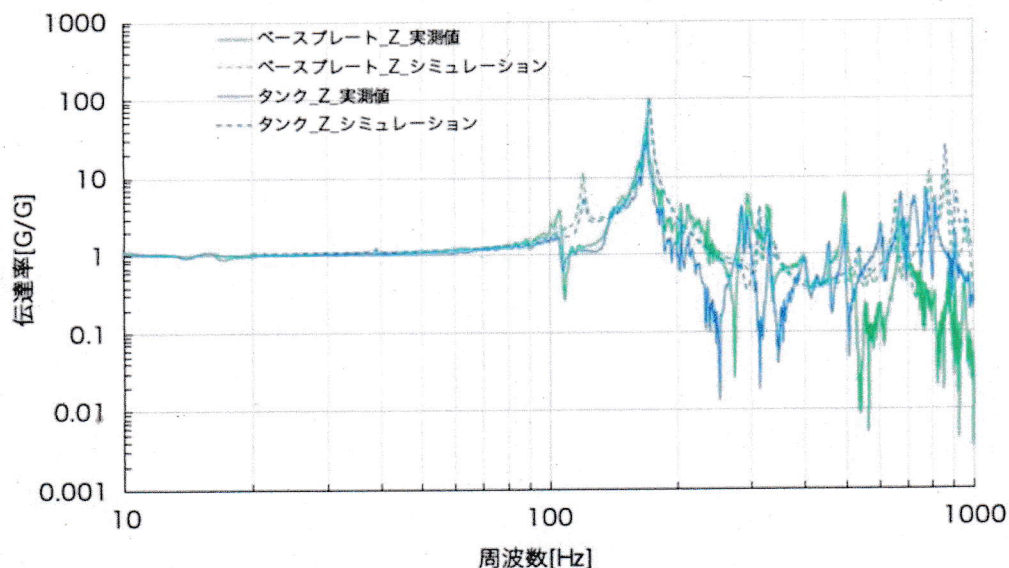


図 3.14: 全体系に Z 加振を与えた時のベースプレートとタンクの Z 方向の加速度伝達関数[8]

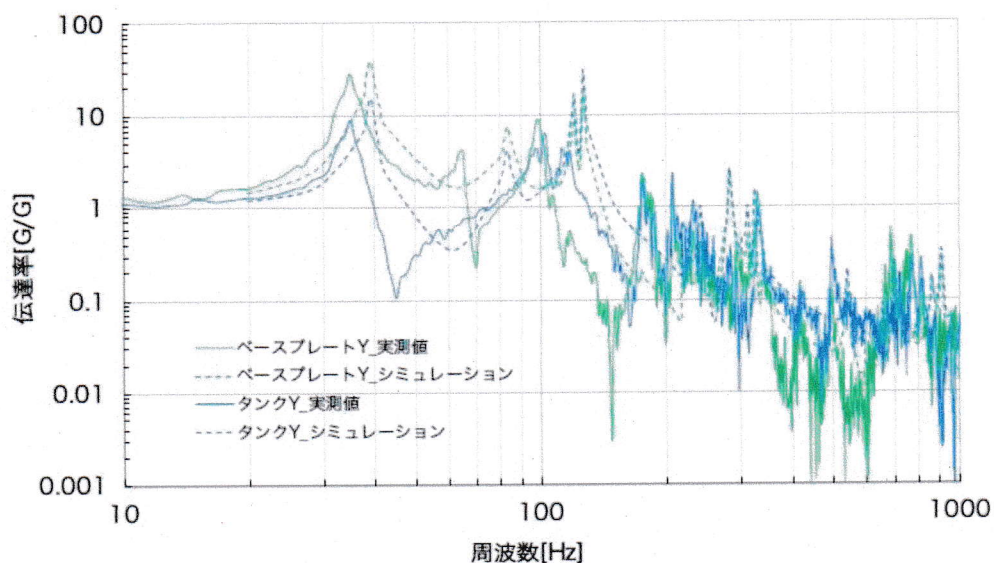


図 3.15: 全体系に Y 加振を与えた時のベースプレートとタンクの Y 方向の加速度伝達関数[8]

3.7 望遠鏡単体振動試験

全体系振動試験によって得られたベースプレートの伝達関数を用いて、望遠鏡部分単体の振動試験を行い、望遠鏡の振動特性を確認する。

FEM を用いた望遠鏡単体の固有振動数の解析を行うにあたって、簡略化のため、剛性に影響を与えないボルト等の小さな構造物は全て除去した。解析に用いた CAD モデルを次の図 3.16 に示す。拘束面と加振面としては、ベースプレート底面を選択した。ボルトでねじ止めされている部品同士の面はボンド結合で接触させ、モデルをメッシュで 34 万点の要素に分解して解析を行った。モデルの材料にはアルミニウム合金 A6061-T6 を使用している。

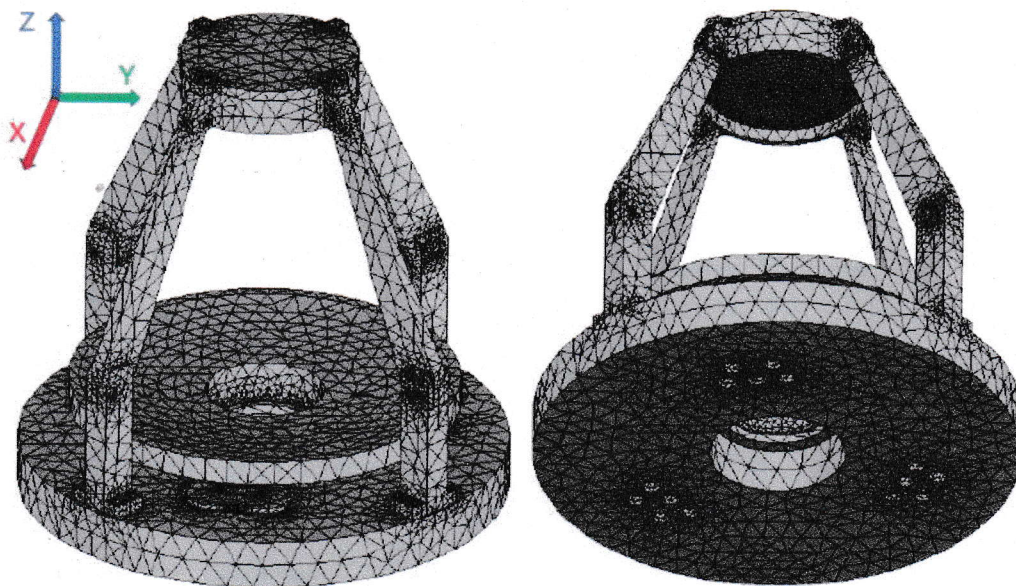


図 3.16：望遠鏡単体 CAD モデル

固有振動数の解析結果を次の図 3.17 に示す。解析の結果、270Hz 付近と 600Hz 付近に大きな共振モードが存在することが判明した。望遠鏡単体モデルの主要な 2 つの共振モードは、垂直振動時に主鏡の足がたわむモードと水平振動時に主鏡を支持するフレクシャが横に倒れるモードであり、この 2 つの部品には強い応力がかかると予測できる。

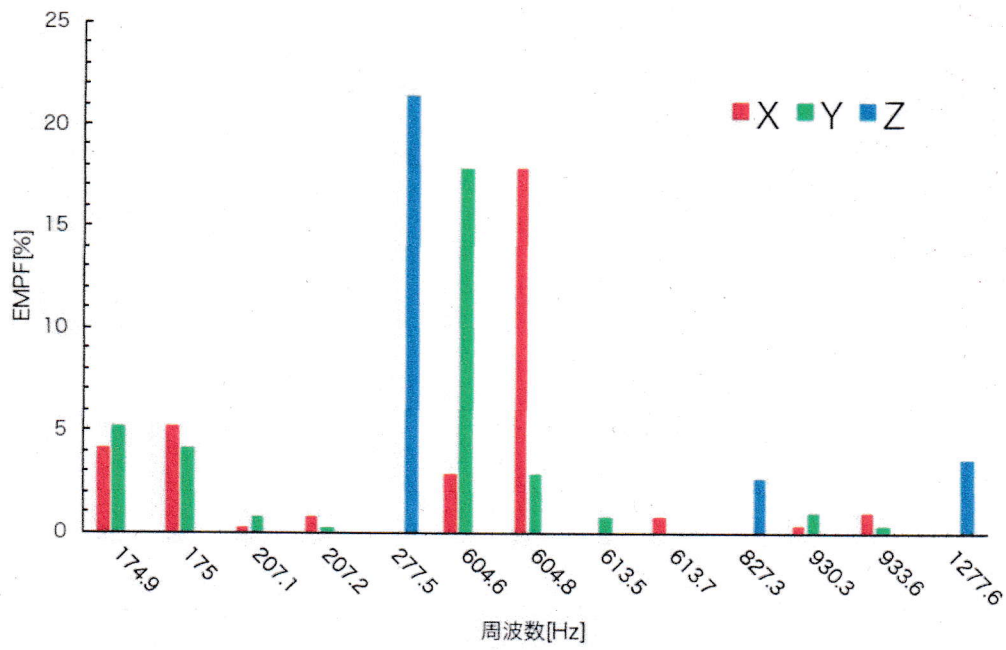


図 3.17: 望遠鏡単体の固有振動数における有効質量寄与率

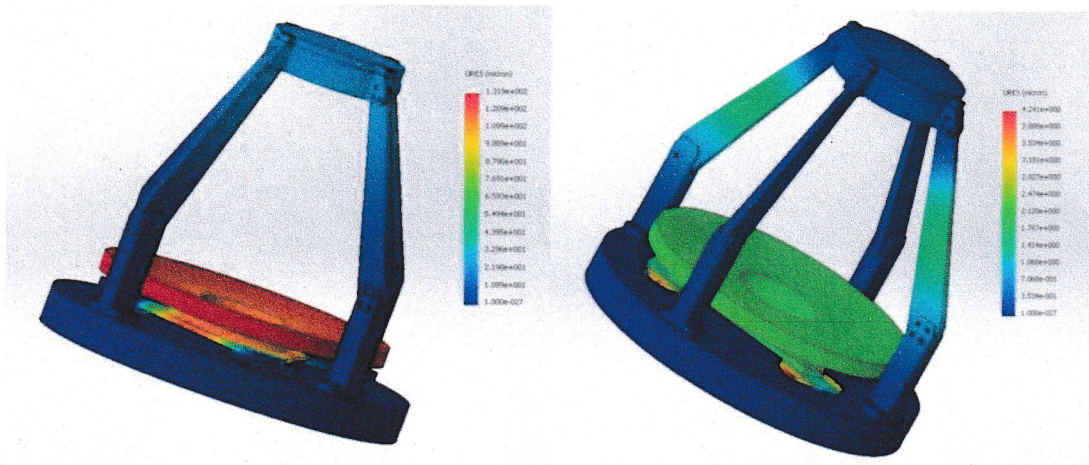


図 3.18: 望遠鏡単体の主要な固有振動モード(左:278Hz、右:605Hz)

望遠鏡単体モデル振動試験のセットアップを図 3.19 に示す。加速度センサーは主鏡と副鏡に取り付け、ベースプレート表面には制御センサーを取り付ける。望遠鏡は水平方向に関しておおよそ等方的な構造であるから、加振は垂直方向 Z 軸と水平方向 Y 軸の 2 軸に対して単軸で実施する。また加振レベルは安全を考慮して、QT レベルの 10% から入力し、10% 刻みで入力レベルを上げる。制御信号が入力信号の 1.2 倍を超えた時点で制御不能と判断し、試験を中断する。

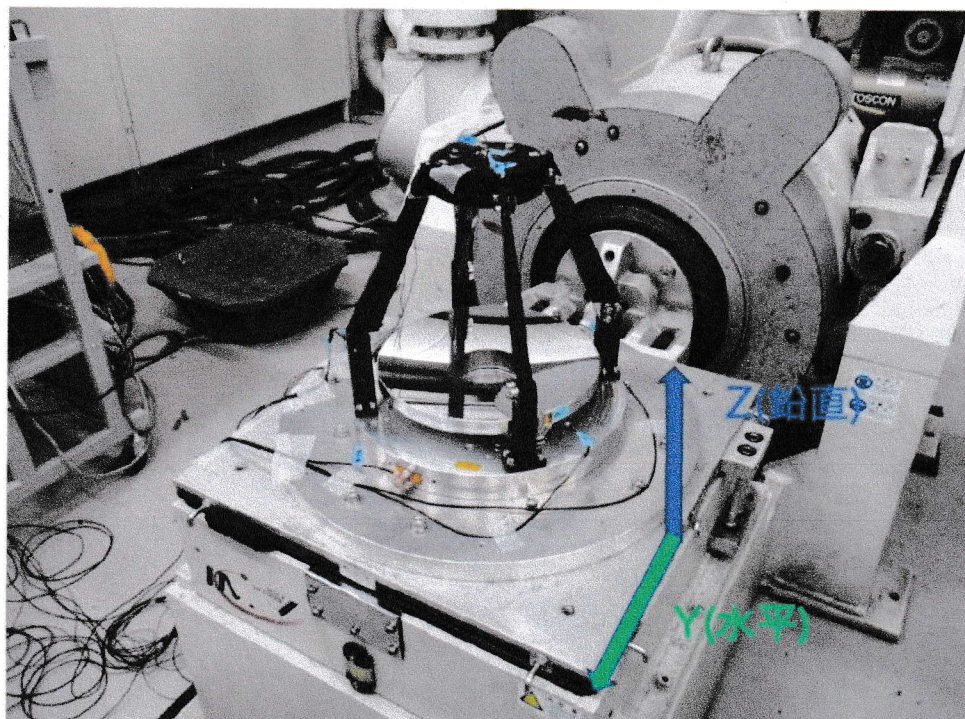
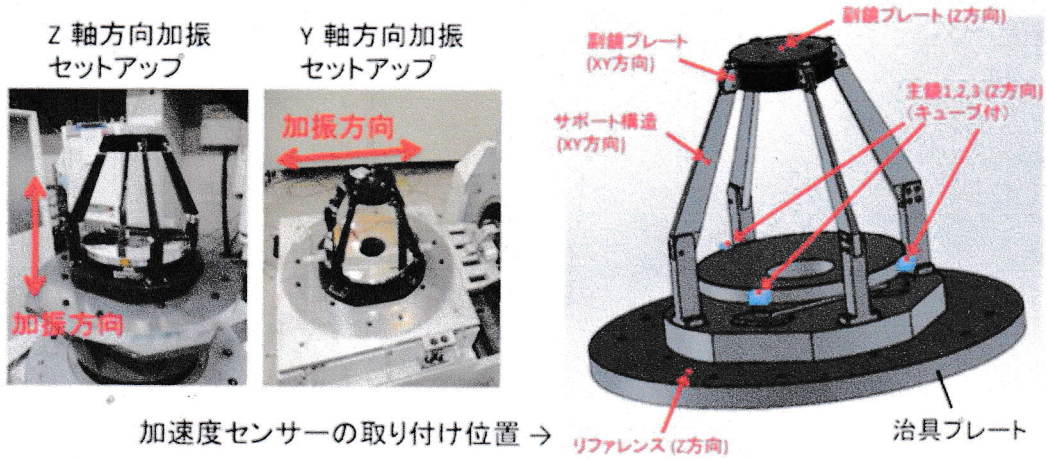


図 3.19：望遠鏡単体振動試験セットアップ

2017年11月に実施した望遠鏡単体振動試験の結果による望遠鏡の主鏡の加速度伝達関数を次の図3.20と図3.21に示す。これはQTレベルの10%に相当する入力加振による結果であり、Z方向の共振振動数における共振は $Q \sim 450$ 程度、Y方向の共振振動数における共振は $Q \sim 200$ 程度の非常に高いQ値を検出した。想定外の大きな共振のため試験を中断し、高いレベルの入力加振は断念した。

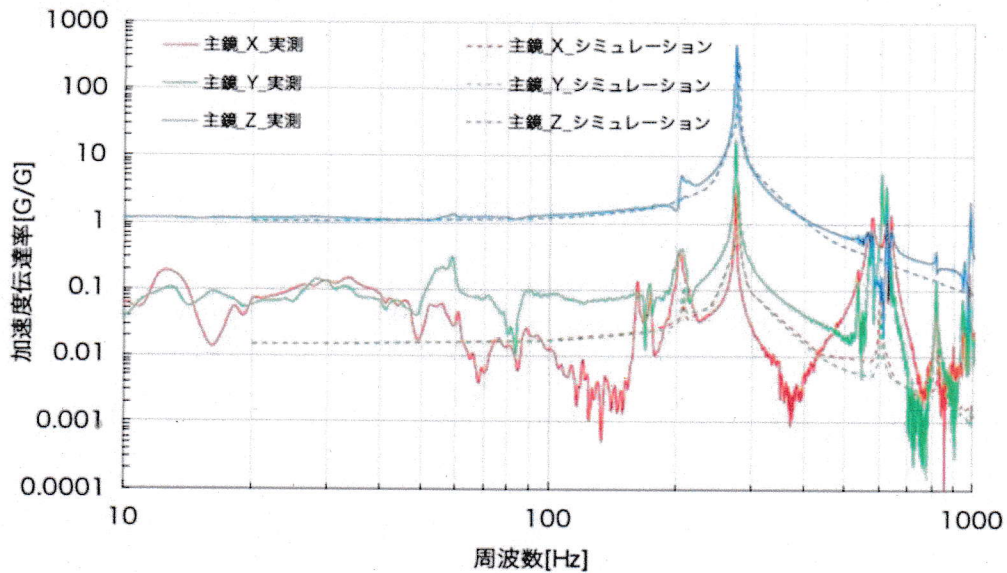


図 3.20：望遠鏡単体に Z 方向加振を与えた時の主鏡の加速度伝達関数[8]

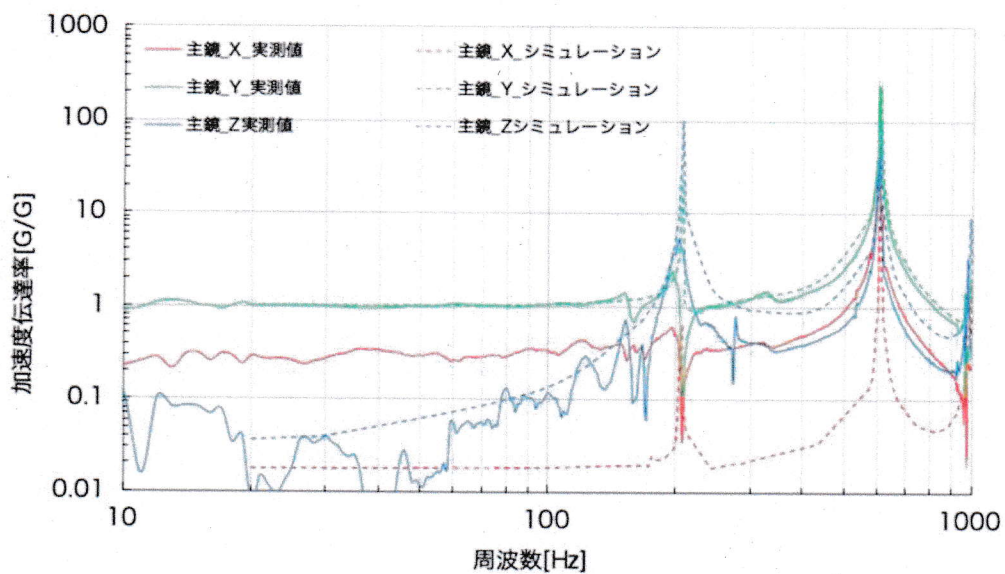


図 3.21：望遠鏡単体に Y 方向加振を与えた時の主鏡の加速度伝達関数[8]

この試験から望遠鏡は、鉛直加振時の約 270Hz と水平加振時の約 600Hz で強い共振を持つことが明らかとなった。この場合、QT レベルの振動を与えると、この共振によって材料のアルミニウム合金 A6061-T6 が降伏する応力が主鏡やフレクシャにかかる可能性が非常に高い。よって、新たに共振を抑える構造を検討することが急務となった。最初に、この制振構造としてダイナミックダンパーを望遠鏡に組み込むことが検討されていた。ダイナミックダンパーとは、制振対象物にばね構造を介して取り付ける補助的な質量のことを指し、このばね構造の固有振動数を制振対象の共振振動数と一致させることで、強い共振の振動エネルギーを補助質量に肩代わりさせる効果がある。CIBER-2 で使用する望遠鏡のダイナミックダンパーは児島氏らによって設計された後、2018 年 12 月にダイナミックダンパー搭載望遠鏡単体振動試験が実施され、望遠鏡の共振を十分に抑えるという一定の成果(Z 加振時の共振の $Q \sim 150$)が得られた[8]。しかし、ダンパー搭載望遠鏡に QT レベルの振動を与えた時、設計されたダイナミックダンパーのばね構造部に強い応力が集中し、ダンパー自身が降伏する可能性が高いことが判明した。そこで、次に共振を抑える構造として、Mn-20Cu-5Ni-2Fe 合金(M2052)を望遠鏡に搭載することを考えた。

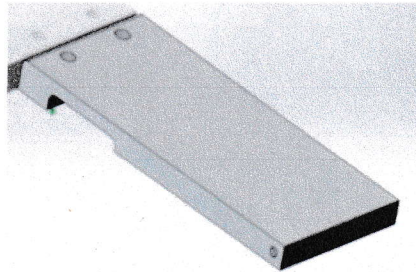


図 3.22 : CIBER-2 望遠鏡ダイナミックダンパー。単純な板ばね構造で設計されている。

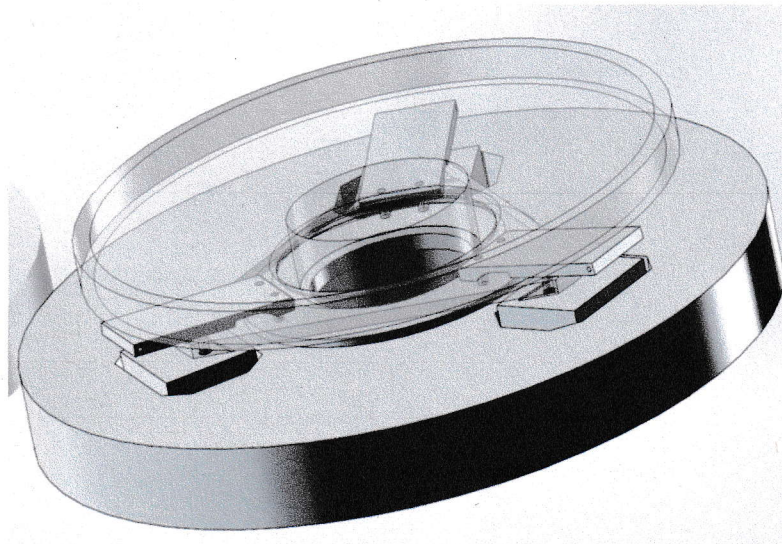


図 3.23 : ダイナミックダンパー取り付け位置。主鏡に 3 箇所取り付けている。