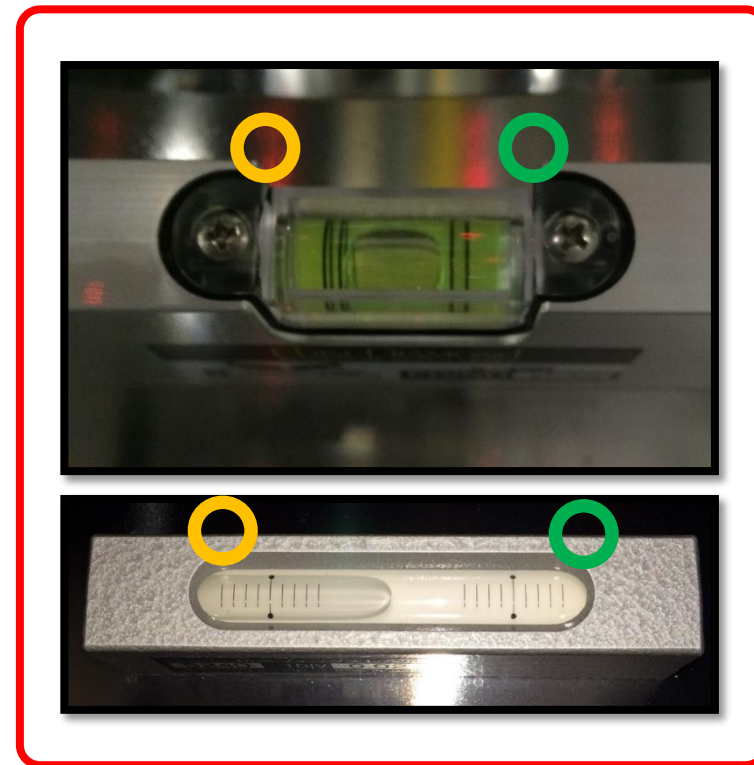
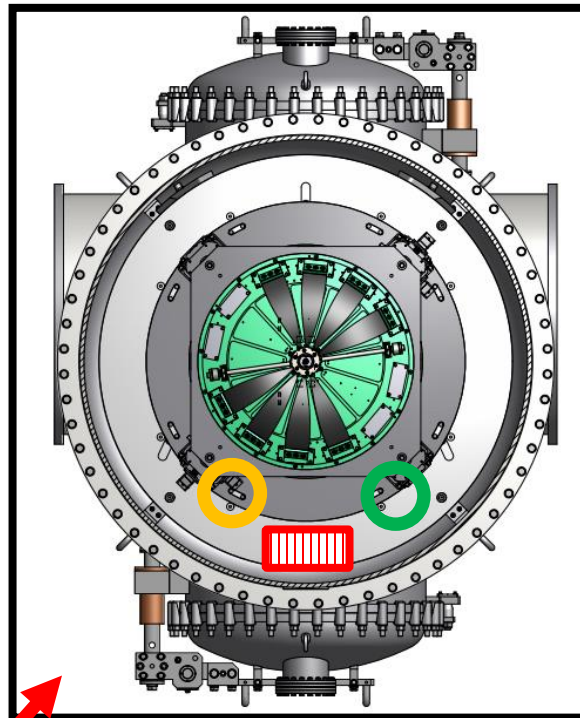
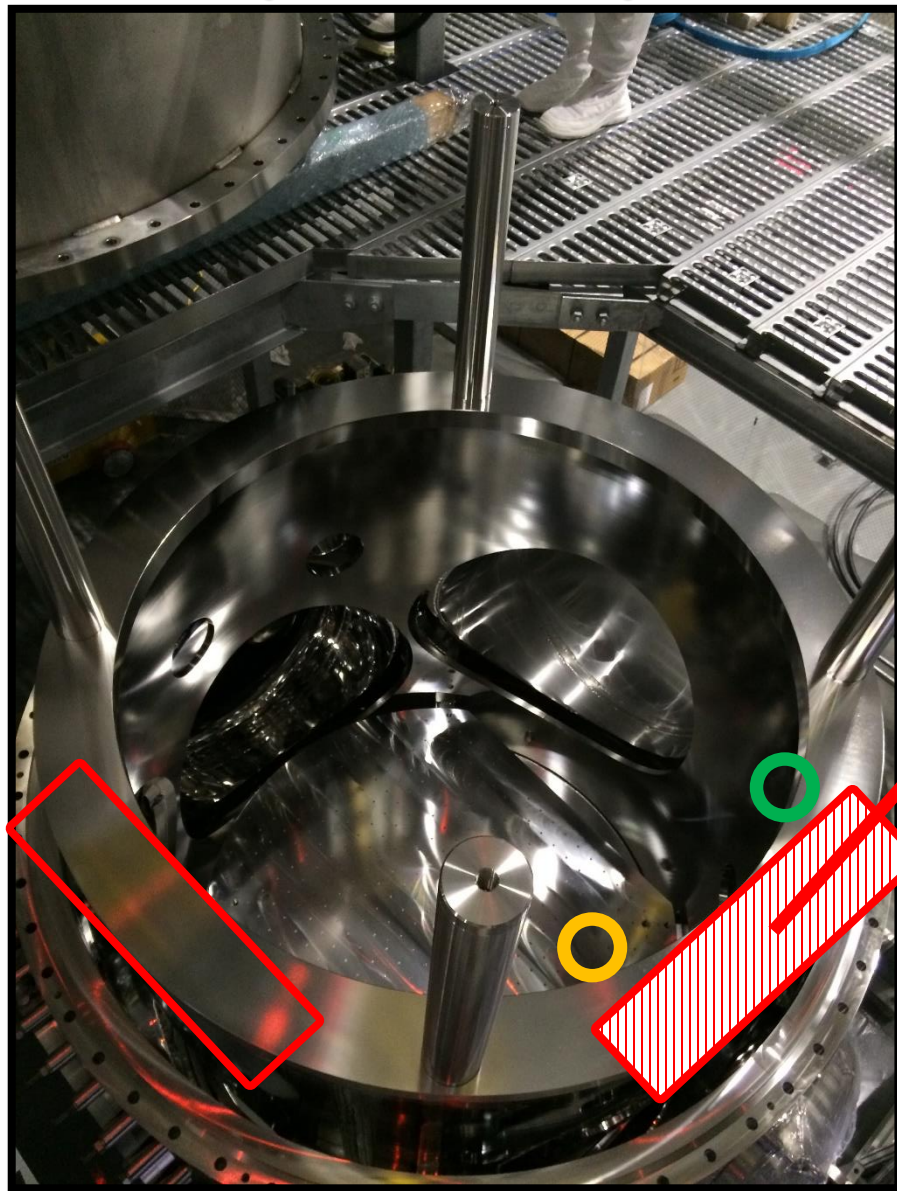


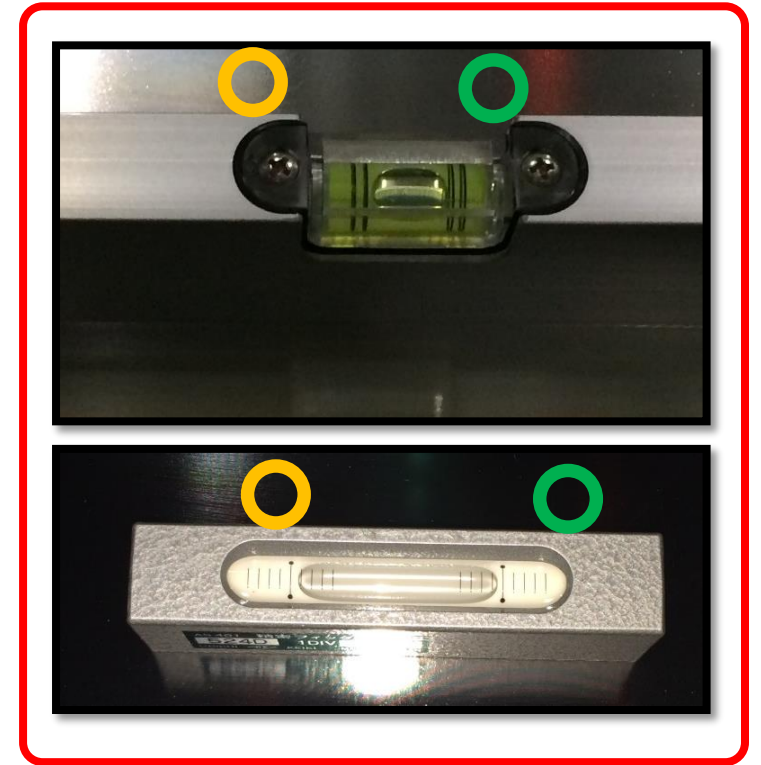
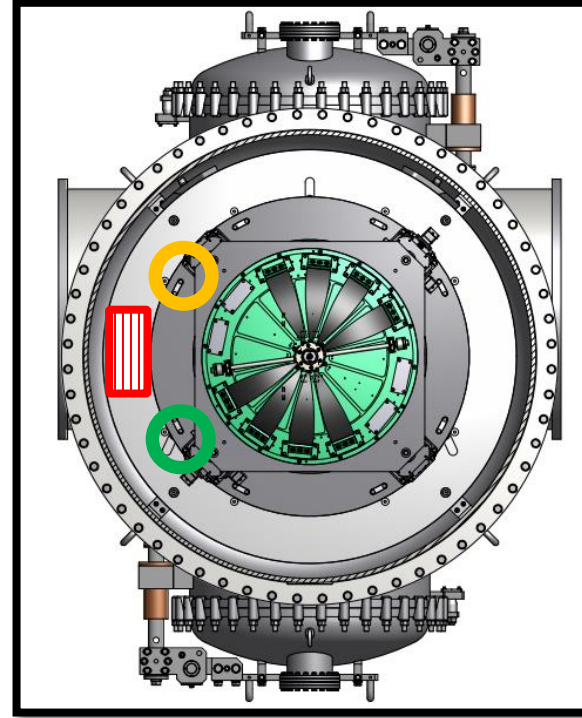
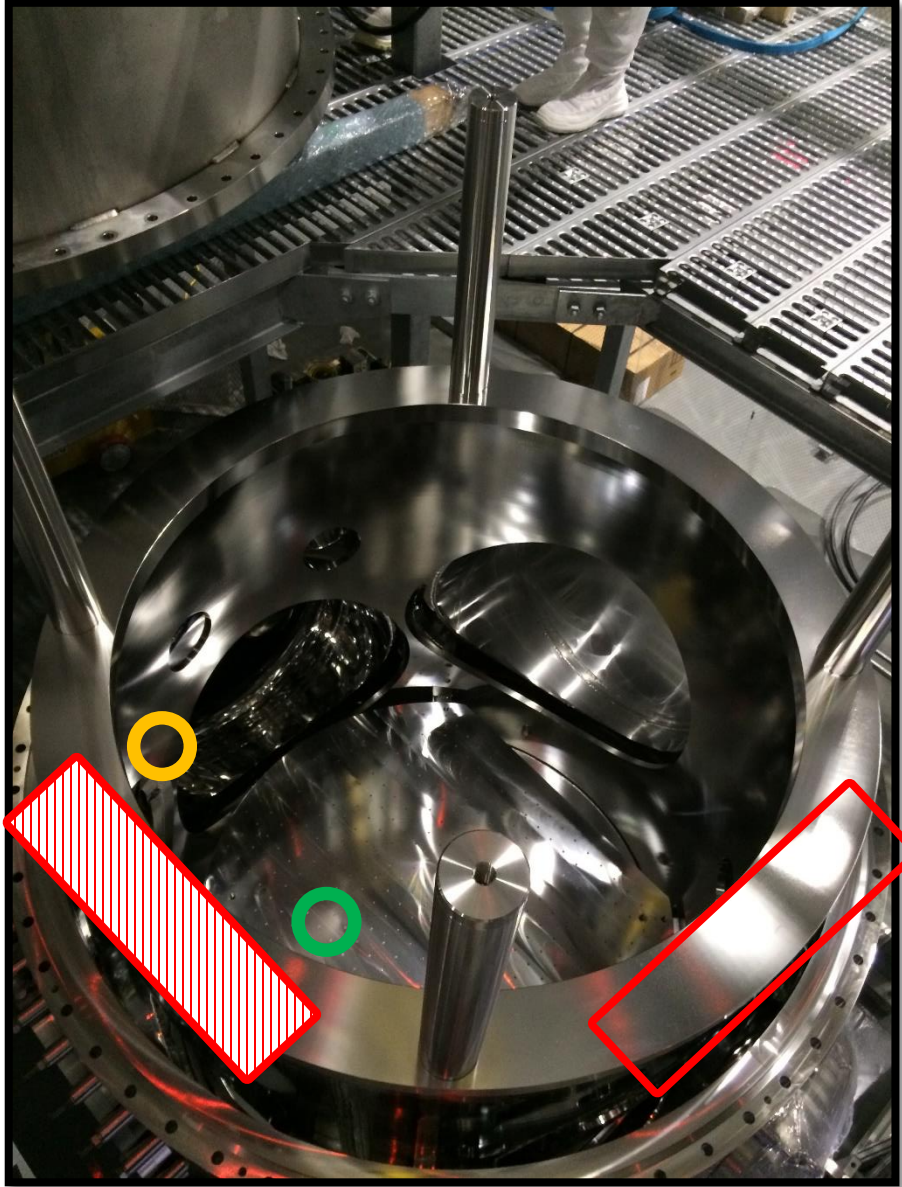
ATC meeting memo on 8th April, 2016

- 現在(2015.10.29)の inner frame の水平度
- IP flexure の直径と共振周波数の関係

❖ 現在(2015.10.29)の inner frame の水平度



❖ 現在(2015.10.29)の inner frame の水平度



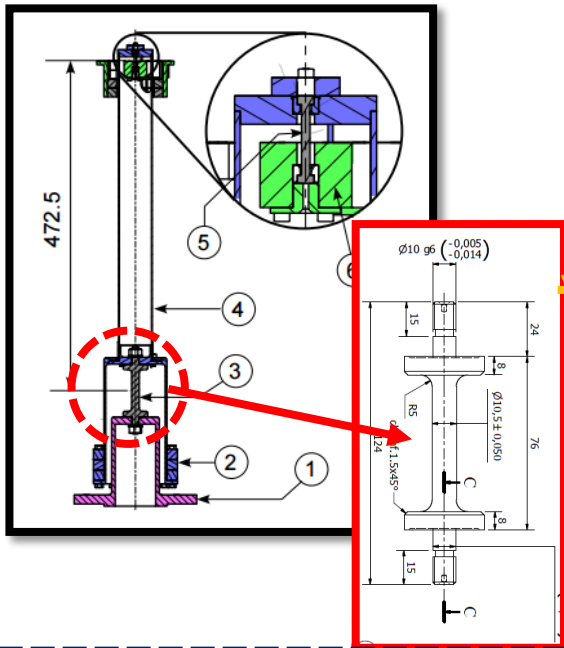
❖ IP flexure の直径と共振周波数の関係

結論 : bottom flexure

>> “実測の最適荷重と必要な最適荷重の比” を使ってください。

top flexure

>> “前回(2016.2.19)のスライドにある k_t ” を使ってください。



Transversal

$$k_{\text{eff}}^{\text{並進}} = \frac{3k_{\theta}}{L^2} - \frac{Mg}{L}$$

Yaw

$$k_{\text{eff}}^{\text{回転}} = \left(\frac{3k_{\theta}}{L^2} - \frac{Mg}{L} \right) r^2 + 3k_t$$

$$(k_t : \text{torsion stiffness} \cong \frac{\pi G d_{\text{top}}^4}{32 l_{\text{top}}})$$

$$3k_{\theta} = Mc * g * L$$

$$\equiv k_{\theta}' \propto d_{\text{bottom}}^4$$

$$\gg Mc \propto d_{\text{bottom}}^4$$

共振周波数を求める際は、

本来は “IPの足3本分のstiffnessを使用する” が正しい。

>> が、bottom flexureについては前回の k_{θ} の式を用いると、共振周波数が合わなくなった。

パイプを剛体とみなすことがよくなかった可能性有り。

❖ IP flexure の直径と共振周波数の関係

$$3k_{\theta} = Mc * g * L$$
$$\equiv k_{\theta}' \propto d_{\text{bottom}}^4$$

($Mc \rightarrow d_{\text{bottom}}$, $L \rightarrow k_{\theta}$)

$$\gg Mc \propto d_{\text{bottom}}^4$$

6.1.2 Tuning of IP

The resonant frequencies of the IP are tuned by adjusted the total weight of the top stage and the suspended payload. The thickness of the IP flexures (10.50 mm in diameters) is chosen so that they support about ~ 1000 kg mass when the IP is critically loaded. Figure 6.3 shows the resonant frequency transition about the translation mode versus the load on the IP. The measurement result is fitted by equation (3.2) with $L = 0.48$ m. The critical load of this IP is estimated as $M_c = 1096 \pm 5$ kg from the fitting result.

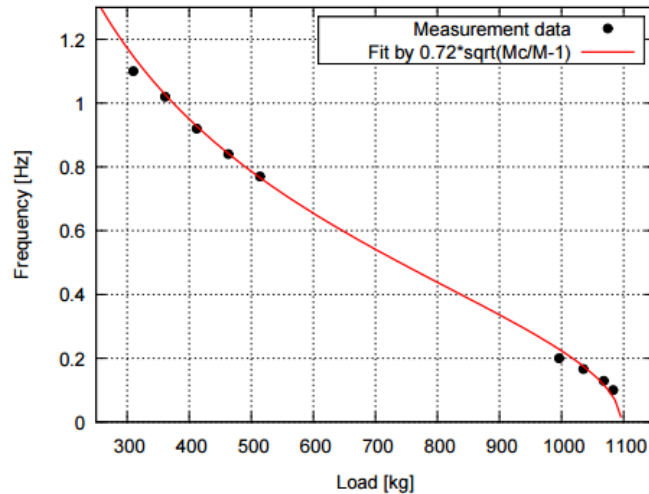


Figure 6.3: The resonant frequency of the IP translation mode versus load on the IP.

例えば実測結果[1]から、

$d_{\text{bottom}} = 10.5$ mm のときの critical load $Mc = 1096 \pm 5$ kg

ex) 欲しいCritical loadが $Mc' = 845$ kg だった場合 :

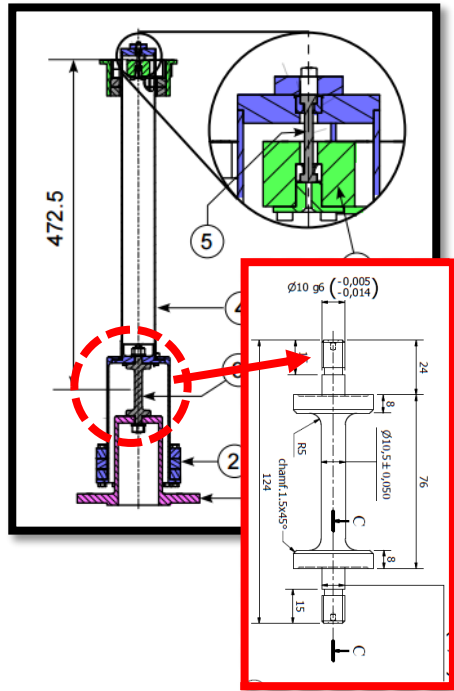
これに対応するBottom flexure の直径 d_{bottom}' は

$$d_{\text{bottom}}' = d_{\text{bottom}} * \left(\frac{Mc'}{Mc} \right)^{\frac{1}{4}}$$
$$= 10.5 \text{ mm} * \left(\frac{845 \text{ kg}}{1096 \text{ kg}} \right)^{\frac{1}{4}}$$
$$= 9.83 \text{ mm}$$

memo

❖ IP flexure の直径と共振周波数の関係

k_θ が合わない原因 (可能性)



Transversal

$$k_{\text{eff}}^{\text{並進}} = \frac{3k_\theta}{L^2} - \frac{Mg}{L}$$

Yaw

$$k_{\text{eff}}^{\text{回転}} = \left(\frac{3k_\theta}{L^2} - \frac{Mg}{L} \right) r^2 + 3k_t$$

IP 1本分の stiffness

$$k_\theta : \text{bending stiffness} \cong \frac{\pi E d_{\text{bottom}}^4}{32 l_{\text{bottom}}}$$

$$k_t : \text{torsion stiffness} \cong \frac{\pi G d_{\text{top}}^4}{32 l_{\text{top}}}$$

考えられる可能性 :

1) k_θ を求める際は、AI のパイプを剛体とみなしていたが、実際のパイプは剛体とみなせなかった。

>> 1) について、bottom flexure の bending stiffness と Pipe の bending stiffness とを直列につないでみる(>>次項)

❖ IP flexure の直径と共振周波数の関係

k_θ が合わない原因 (可能性)

>> 2) について、

bottom flexure の bending stiffness と Pipe の bending stiffness とを直列に繋がったバネとして考えてみると、(以下は、[2]p.70 – 71に記載されている式が合っているとして計算した。)

IP (2本) の曲げ弾性定数 k_θ (bending spring constant) の導出

(i) 断面二次モーメント J

円柱の場合 $J_{円柱} = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64}$

中空円筒の場合 $J_{中空円筒} = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$

(ii) bottom flexure の曲げ弾性定数 k_θ (flex)

$k_\theta(flex) = \frac{E_{emerging} \times J_{flex}}{R \times \theta_{flex}} \sim \frac{E_{emerging} \times \pi D_{flex}^4}{64 R \theta_{flex}}$

$\Rightarrow 2"$ Emerging = 184 GPa, $D_{flex} = 10 \text{ mm}$, $l_{flex} = 50 \text{ mm}$ と仮定して $(R = 0.61 \text{ m})$

$k_\theta(flex) = 1.806 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad} \equiv k_\theta^{(1)}$

$\times 3.612 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad} \equiv k_\theta^{(2)}$ と仮定

(iii) pipe の曲げ弾性定数 k_θ (pipe)

$k_\theta(pipe) = \frac{E_{al} \times J_{pipe}}{R \times \theta_{pipe}} \sim \frac{E_{al} \times \pi (D^4 - d^4)}{64 R \theta_{pipe}}$

$\Rightarrow 2"$, $E_{al} = 70.3 \text{ GPa}$, $D = 48 \text{ mm}$, $d = 46 \text{ mm}$, $l_{pipe} = 0.4395 \text{ m}$, $R = 0.61 \text{ m}$ と仮定

$k_\theta(pipe) = 7.524 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$

1

以上より $k_\theta(flex)$ と $k_\theta(pipe)$ を直列につなげたときの合成バネ定数 $k_\theta(tot)$ は

$\frac{1}{k_\theta(tot)} = \frac{1}{k_\theta(flex)} + \frac{1}{k_\theta(pipe)}$ $F=1$

1) $k_\theta(flex) = k_\theta^{(1)}$ のとき \leftarrow 円柱の場合

$k_\theta(tot) = 2.441 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad} \rightarrow \frac{k_\theta^{(2)}}{k_\theta(tot)} \approx 1.66$

2) $k_\theta(flex) = k_\theta^{(2)}$ のとき \leftarrow B.M の式

$k_\theta(tot) = 1.457 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad} \rightarrow \frac{k_\theta^{(2)}}{k_\theta(tot)} \approx 2.78$

($k_\theta^{(2)}$: 空円筒の二次モーメント係数, $k_\theta^{(2)} = 1.457 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$)

$\times D_{flex} = 9.7 \text{ mm}$ と仮定

$k_\theta^{(1)}(flex) = 3.1984 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad} \rightarrow k_\theta^{(1)}(tot) = 2.244 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$

$k_\theta^{(2)}(flex) = 1.5492 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad} \rightarrow k_\theta^{(2)}(tot) = 1.319 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$

$\therefore \frac{k_\theta^{(2)}}{k_\theta^{(1)}(tot)} = 1.80$ $\frac{k_\theta^{(2)}}{k_\theta^{(2)}(tot)} \approx 3.07$

2

- ① 共振周波数から求めた bottom flexure の bending stiffness (3本分) と、
- ② bottom flexure のパラメータ(直径など)から求めた bending stiffness (1本分) との間に

① = 3 * ②

が成り立ってはいそうだった。

が、この他に効いているものがある可能性有り。
→ 実測値と対応された方がよい様子。