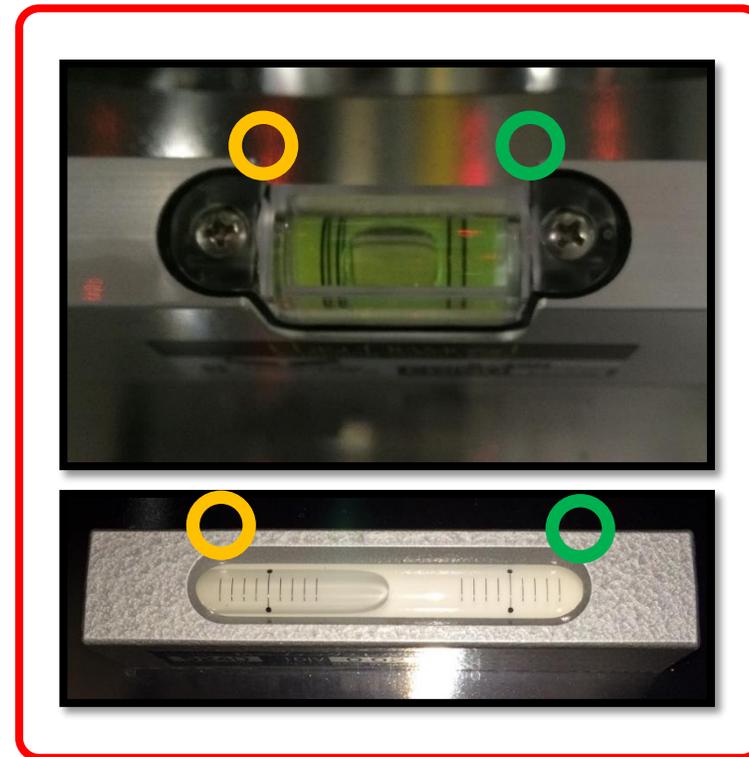
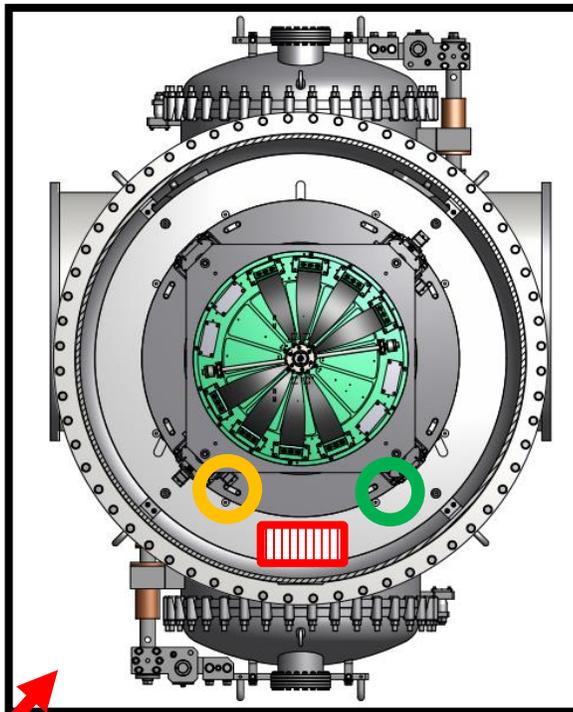
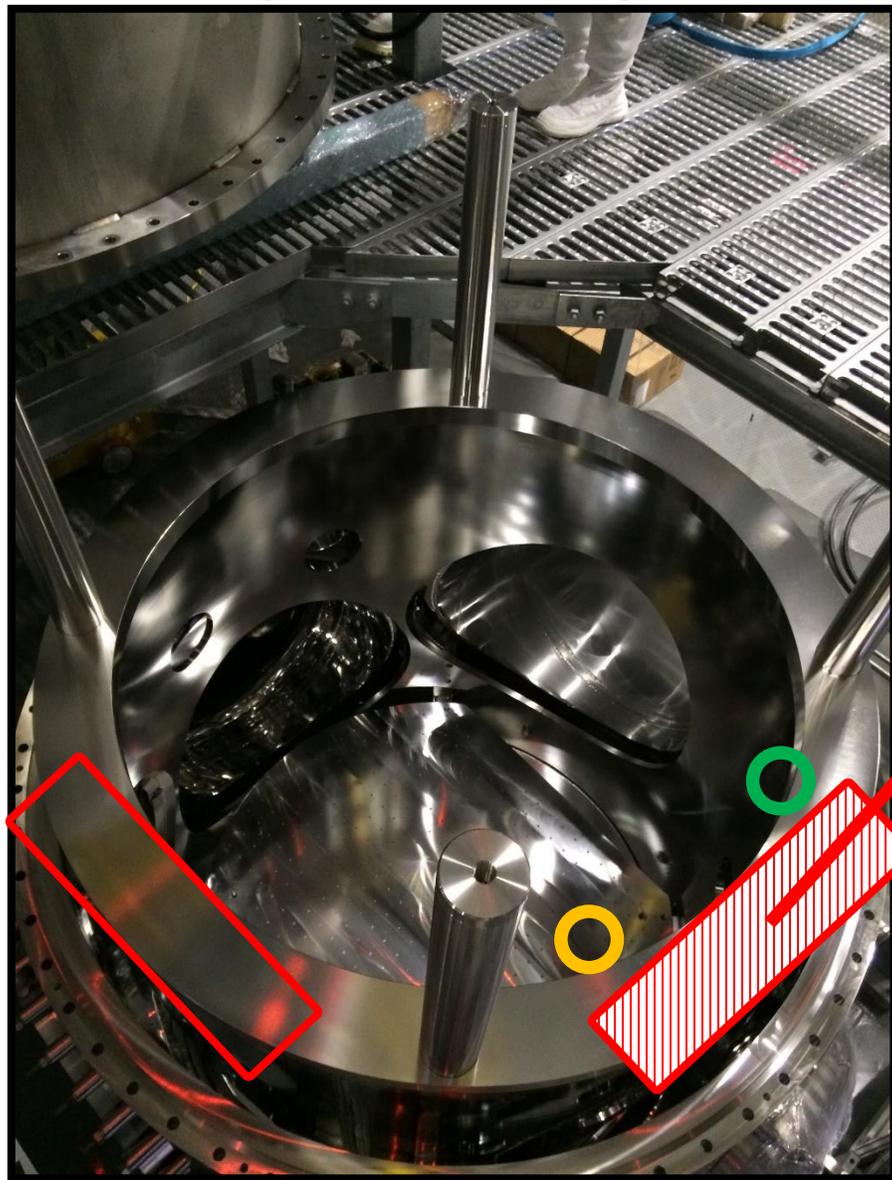


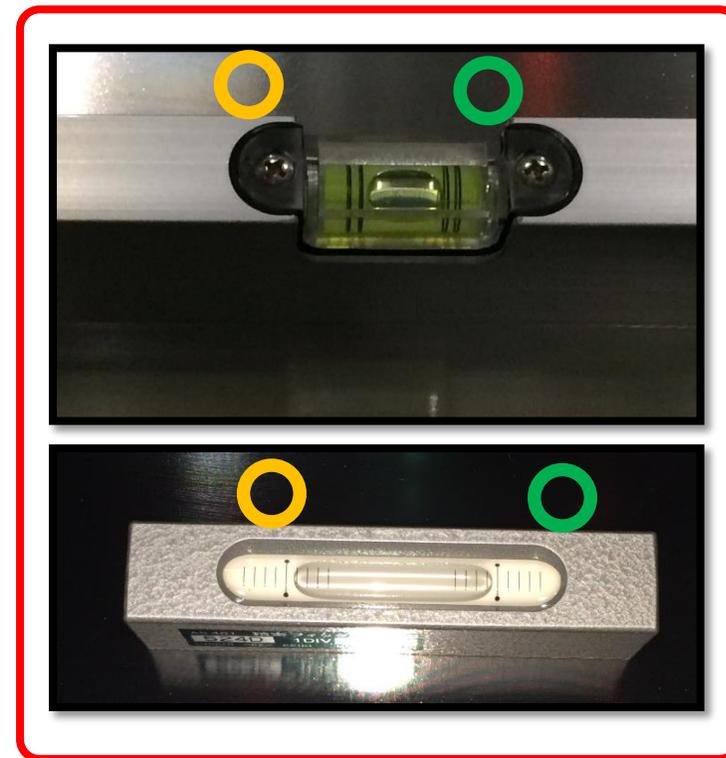
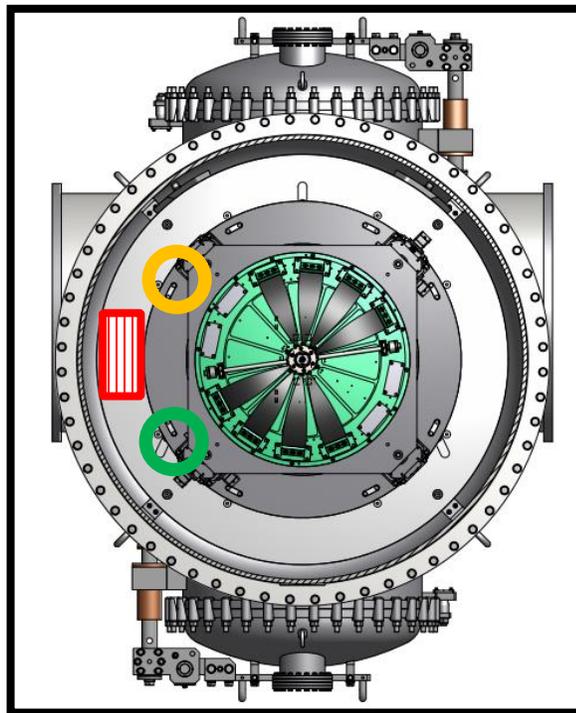
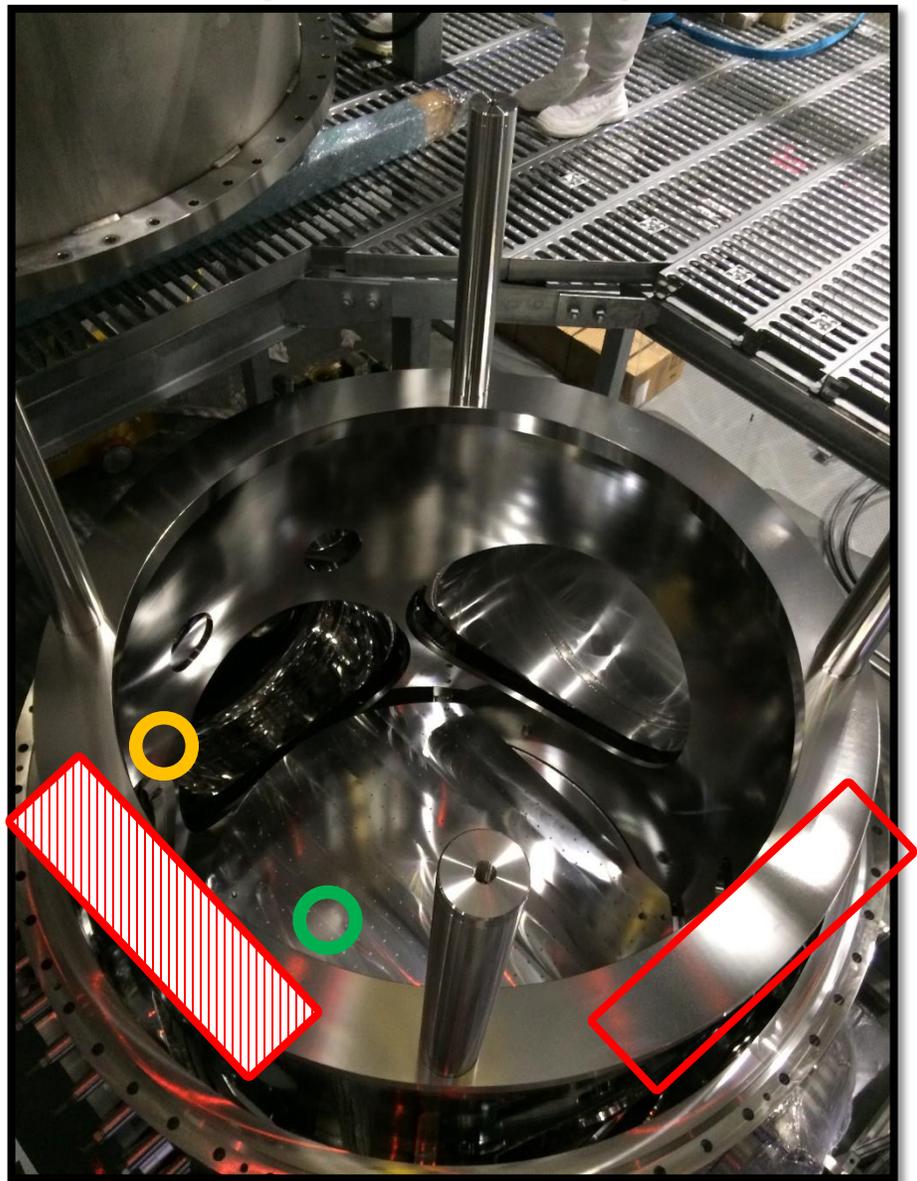
ATC meeting memo on 8th April, 2016

- 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式

❖ 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式

誤

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

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

訂

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

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

(k_{θ} : bending stiffness $\cong \frac{\pi E d_{\text{bottom}}^4}{32 l_{\text{bottom}}}$, k_t : torsion stiffness $\cong \frac{\pi G d_{\text{top}}^4}{32 l_{\text{top}}}$)

物理的には、上記の訂正で正しいはず。

しかし、これで計算したcritical load M_c と共振周波数は、実測値と合わなくなった。

結論 : k_{θ} を求めるとき

>> “実測のcritical load M_c と必要な最適荷重の比” を使ってください。

k_t を求めるとき

>> “前回(2016.2.19, もしくは上式)のスライドにある k_t ” を使ってください。

(以下のスライドは補足説明。)

❖ IP flexure の直径と共振周波数の関係

各バネ係数の正しい表式：

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

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

$$(k_{\theta} : \text{bending stiffness} \cong \frac{\pi E d_{\text{bottom}}^4}{32 l_{\text{bottom}}}) \quad \text{--- ①}$$

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

Pre-isolator(IP) の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。

しかし、bottom flexureについて、前回の k_{θ} の式(①式)を用いると、 M_c 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など有り。

ただし一方で、 k_{θ} は M_c から求めることができ、
 M_c は実測されている。(結果：参考文献[1] p.111)



M_c と d_{bottom} の関係式は、
"実測のcritical load M_c と必要な最適荷重の比" を
使って求めた方が実際に合うはず。

$$3k_{\theta} \equiv k_{\theta}' = M_c * g * L$$

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

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

実際に Prototype 試験ではこれにしたがって
bottom flexure の直径を削り、問題はなかった。

※そもそも①式が合っていたとしてもあくまで、

$$3k_{\theta} \equiv k_{\theta}' = M_c * g * L \cong 3 * \frac{\pi E d_{\text{bottom}}^4}{32 l_{\text{bottom}}}$$

であって、素材から求めた値と
厳密に一致するわけではなかった。



❖ IP flexure の直径と共振周波数の関係式：計算例

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

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

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

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

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.

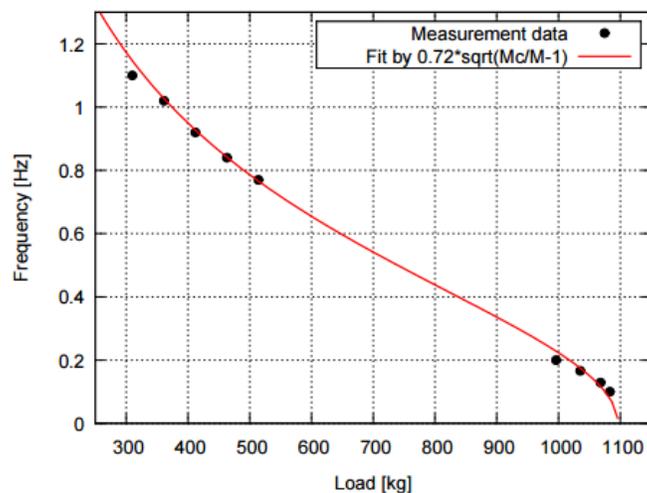


Figure 6.3: The resonant frequency of the IP translation mode versus load on the IP.

実測結果[1]から、

$d_{\text{bottom}} = 10.5$ mm のときの critical load $Mc = 1096 \pm 5$ kg と求められている。

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

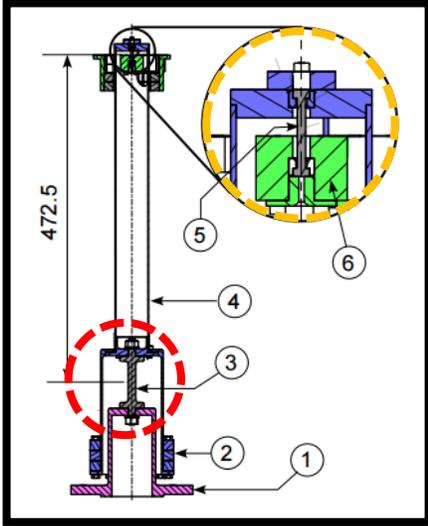
これに対応するBottom flexure の直径 d_{bottom}' は IP の足長さは変えないとすると、

$$d_{\text{bottom}}' = d_{\text{bottom}} * \left(\frac{Mc'}{Mc} \right)^{\frac{1}{4}}$$

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

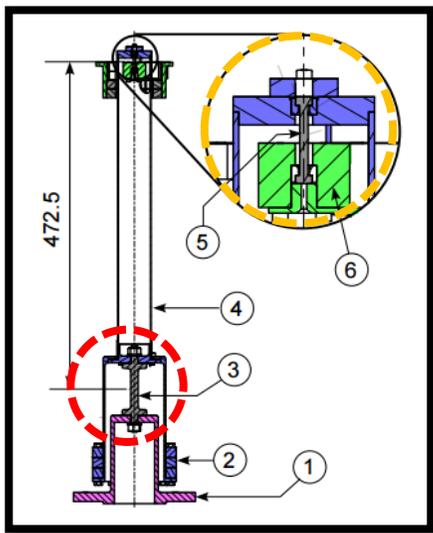
$$= 9.83 \text{ mm}$$

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)



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

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

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。

>>

bottom flexure の bending stiffness と Pipe の bending stiffness とを計算して、直列につないでみる(>>次項)

IP 1本分の stiffness

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

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

❖ 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)

>> 1) 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)

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

\Rightarrow $l_{flex} = 50 \text{ mm}$ 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)

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

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

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

1

以上 $k_\theta(flex)$ と $k_\theta(pipe)$ を直列に繋いだ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)

$k_\theta^{(2)} = M \times L \left\{ 1 + \frac{1}{3} (2r/d)^2 \right\} = 4.051 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$

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

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

$k_\theta^{(2)}(flex) = 1.5992 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad} \rightarrow k_\theta^{(2)}(tot) = 1.319 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$

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

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も有り。
→ 実測値と対応させた方がよい様子。