

【整番】FE-19-TM-015	【標題】JSME 指針に基づくサーモウェルの流力振動計算について
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ	作成年月：H22.6／改訂：Ver0.0 (H22.6)

追記有り

全36枚

1. 概要

管路の中のインターナルは流体力に曝され背後の渦放出によって振動して疲労破損することがある。H7年12月におきた高速増殖炉もんじゅの事故(液体Na配管に挿入された温度計保護管の破損)はつとに有名である。その後、この問題を発端にして

JSME S-012 配管内円柱構造物の流力振動評価指針 (1998年)

が発行され、温度計保護管(ここではサーモウェルと云う)のアプリケーション面で、ほぼ完成されたガイドラインが設けられた。この指針はこれまでの設計規準を越える厳しさがあるが、明確で根拠のあるクライテリアが示されており、原子力設備のみならず、産業プラント分野の重要な配管にも普及しているようである。特に利用者の便を考えて設けられた計算ソフトは有益である。ここでは、この計算ソフトを用いた設計手順を考えるとともに、このソフトを試用して設計評価の観点から流力振動現象の傾向を調べてみた。以下その内容を示す(この考察/検討の結果は4項に要約されている)。

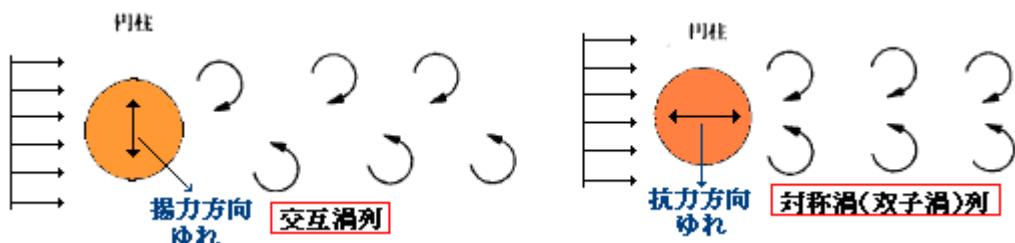
2. JSME 指針について

(1) JSME の評価指針は、本文以外に2つの解説書、実験/解析例および計算ソフトからなっており、初心者でも支障なく利用できるようになっている(ただこれを読んで内容を理解するにはそれなりの時間がかかる)。まずははじめに、この指針のポイントを述べてみたい。

評価手順は次頁のようになっている。まず評価パラメータである換算流速 V_r と換算減衰率 C_n を求め、これらを3つのクライテリアで判定して同期振動(共振状態に封じ込められた渦放出振動)を回避・抑制した上で、流体力による応力/応力範囲を求めて強度確認を行う。次々頁の解図 A4-12 にこの状態が示される。

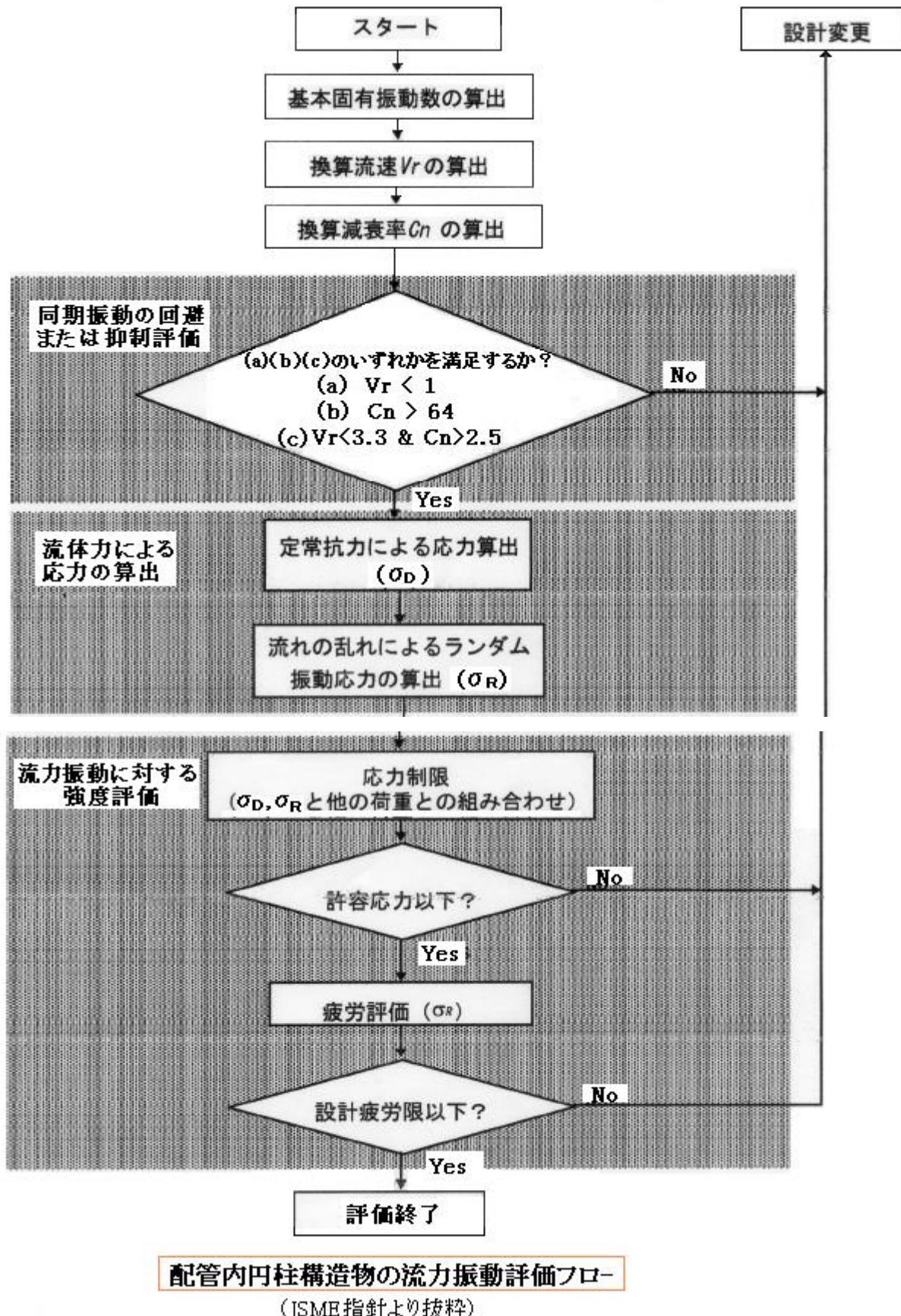
(2) この評価指針は、産業分野で今まで採られてきた設計対応(共振回避条件)、

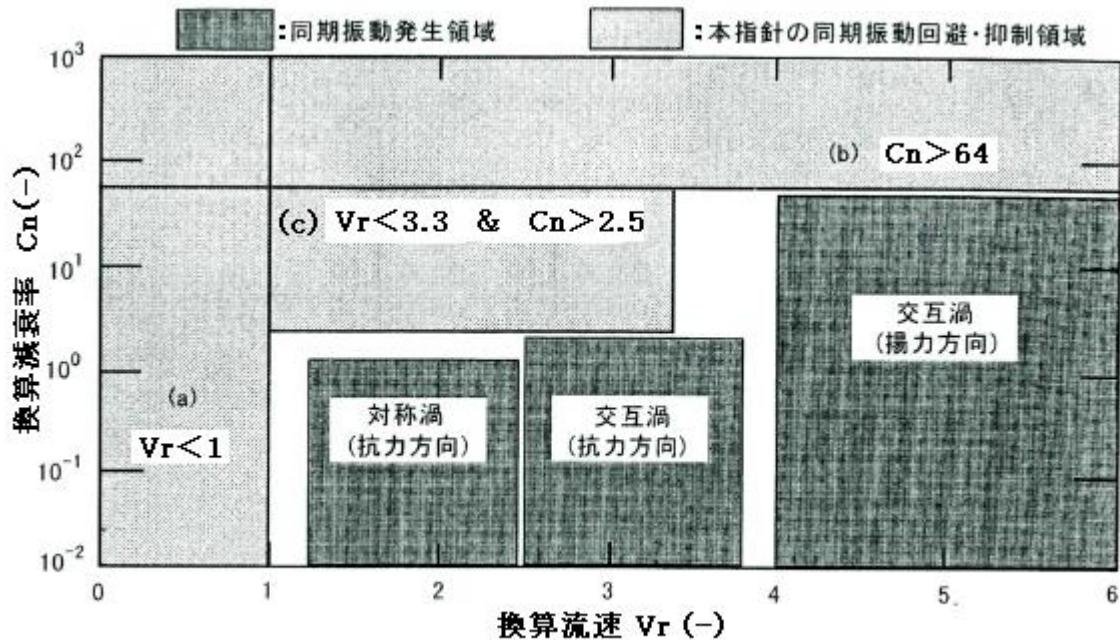
$(f/f_n) < 0.8$ or $(f/f_n) > 1.2$ (但し f =渦振動、 f_n =温度計保護管の固有振動数) 追記
よりも厳しい内容になる。これは、交互渦(カルマン渦1次)のみならず双子渦(同2次)もまた、規制の対象に入ったからである。



また、強度についても、流れ方向の抗力による定常応力以外に、流れの乱れによる不規則振動による応力の計算/評価も加わって手間が増えている。

これらの規制強化は、あらゆるケースで万全を期すという立場からは正論であると思う。産業分野では、これに経験則や工学的判断を加味して運用されている筈である。





解説図A4-12 本指針の同期振動回避・抑制条件

表1. 同期振動の回避・抑制領域—JSME 規定と ASME 規定の比較

項目	JSME S-012	ASME Sect. III Appendix N(*1)
(a) 換算流速	$V_r < 1$ (1次のみ)	同 左
(b) 換算減衰率	$C_n > 64$ (1次のみ)	$C_n > 64$ (すべての次数)
(c) 換算流速 & 換算減衰率	$V_r < 3.3 \text{ } \& \text{ } C_n > 2.5$	$V_r < 3.3 \text{ } \& \text{ } C_n > 1.2$
(d) 渦振動数 vs 固有振動数	—	$f_n < 0.7f_s \text{ or } f_n > 1.3f_s$ (*)

注記： (*1) Appendix N のタイトル → “Dynamic Analysis Methods”

(*2) 揚力方向の同期振動に対するリコマンド、なお f_s =1次渦振動数、 f_n =固有振動数

(3) 同期振動に関するクライテリアについて、JSME 指針と ASME 指針を比較すると表1のようになる。これらの相違点は、次の通り。

- ① 換算減衰率 C_n は、JSME 指針では 1 次振動モード(基本振動モード)に限られるが、ASME 指針では任意次数(即ち全ての次数)の C_n 値が対象になる。
- ② $V_r < 3.3$ の範囲で、JSME の場合 $C_n > 2.5$ 、ASME の場合 $C_n > 1.2$ になる。
- ③ ASME には[渦振動数/固有振動数]を直接制限する規定があるが、JSME にはない。

①については、必ずしも 1 次振動モードの C_n 値が卓越するとは限らないので、ASME 規定のように全ての次数の C_n 値を規制する必要があると思う。因みに JSME の計算ソフトでは高次成分もチェックされている。

②については、JSME 指針の解説表 A4-4 に説明されている。JSME の方が ASME より安全側になると思われる。ただ $C_n > 2.5$ については、設計的に厳しい面がある。

③について。ASME は揚力方向に限って(わざわざ)固有振動数の制限を設けている。JSME 指針の

解説図 A4-12 によれば、 $4 < V_r < 6$ の領域で揚力(直交)方向の同期振動が発生することになる。ここで定義式 $V_r = V/(fd) = (V/d)(1/f_n)$ は、カルマン渦公式 $f_s = S_t(V/d)$ を用いると $V_r = (1/S_t)(f_s/f_n)$ になる。ストローハル数 S_t は通常 0.2 で、共振点にあれば $f_n = f_s$ であるから、共振点の換算流速(V_r^*)は

$$V_r^* = (1/0.2)(f_s/f_n) = 5$$

となる。故に $4 < V_r < 6$ の中間に V_r^* がくることになる。共振点を両脇に少し外して $f_n = 0.83f_s$ 、 $1.25f_s$ であったとすると $V_r = (1/0.2)\{f_s/(0.83f_s)\} = 6.0$ 、 $V_r = (1/0.2)\{f_s/(1.25f_s)\} = 4$ になる。従って $V_r < 4$ or $V_r > 6$ は共振点を多少回避した安全領域ということになる。ASME では、 f_n に多少の安全マージンをもたせて [$f_n < 0.7f_s$ or $f_n > 1.3f_s$ → 揚力方向の同期振動(共振)発生の回避] としていることになる。この式は換算減衰率 C_n の如何によらず成立し、 C_n 値をチェックする必要がないので設計的には便利である。しかし、 $C_n > 64$ になっているにも係わらず、共振回避の為の設計をするといった不合理が残る(特に気体流れの時は $C_n > 64$ は頻繁に起きてるので問題である)。

ASME や JSME 指針が発行される前は、 C_n 値をチェックすることなく共振域 [$0.7f_s < f_n < 1.3f_s$] を回避することが一般的手法であった。故に ASME 規定は、今までに産業界で採られてきたエンジニアリング手法を容認したものではないかと思われる。そのメリットは、場合によって煩雑になる C_n 値のチェックが不要なことがある。

かつては 1 次の渦振動(揚力方向の同期振動)のみが危険視され、2 次の渦振動(抗力方向の同期振動)には目が向けられなかつたので、以上の規定はごく自然に受容されていたと思う。しかし抗力方向の同期振動が、場合によって破損をもたらすという認識が定着すると、表の(d)の ASME 規定は、揚力方向のみに限定されざるを得ない。(d)の規定による場合、たまさか危険になる抗力方向の同期振動にどう対処するのか? おそらく、

抗力方向の同期振動が起きても 1 次応力過多や高サイクル疲労破損が起きないことを証明する以外、方法はないように思う。検討の余地がある。

[関連して、JSME にしろ ASME にしろ同期振動が起きれば必ず破損するという保守的な認識が採られているようにみえる。]

3. JSME 指針の評価手順

(1) JSME 指針に付設された計算ソフトは、評価フローの主要部分、即ち

評価パラメータの算出とその評価及び発生応力の算出

をフォローするものである。ここでは、この計算ソフトをベースに、評価手順全体をフローチャートの形にして **チャート 1** に示す。このチャートは指針の[配管内円柱構造物の流力振動評価フロー]を詳細化したものもある。

(2) 計算ソフト(EXCEL マクロ)には、使用説明がついているが、詳しい計算方法/計算手順は示されていないので、チャート 1 には推定部分も含まれている(特に FEM に係わる部分は然り)。ただ、計算ソフトは流力振動評価フローにほぼ忠実に作成されているはずであるから、チャート 1 によるまでもなく、計算ソフトのアウトプット(計算応力)をコードルールに従って判定すれば、指針の流力振動評価フローは十分フォローされたと考えてもいいと思う。

チャート 1. 配管温度計ウェル(保護管)の流力振動に係わる評価手順[例]

(JSME 指針の運用)

単位見直しの要あり(H27.5)

$$Q = \text{流量} (\text{m}^3/\text{s}), V_m = \text{管内平均流速} (\text{m}/\text{s}) = 4Q/(\pi D^2), \rho = \text{流体密度} (\text{N}/\text{m}^3)$$

$$\zeta_f = \text{流体減衰率} (-), D = \text{管内径} (\text{m}), d_o, d_i = \text{ストレートウェルのときの外径/内径} (\text{m}) \quad (*) 1$$

$$d_{no}, d_{ni} = \text{ウェルネックの外径/内径} (\text{m}), d = \text{代表ウェル外径} (\text{m}), L = \text{ウェル首下長さ} (\text{m}) \quad (*) 2$$

$$L_e = \text{流れの中に突出したウェル長さ} (\text{m}), E = \text{ウェル材綫弾性係数} (\text{Pa}), \zeta = \text{構造減衰率} (-) \quad (*) 1$$

$$\delta = \text{構造対数減衰率} (= 2\pi \zeta), \rho_s = \text{ウェル平均密度} (\text{kg}/\text{m}^3), C_D = \text{定常抗力係数} (= 1.2) \quad (*) 3$$

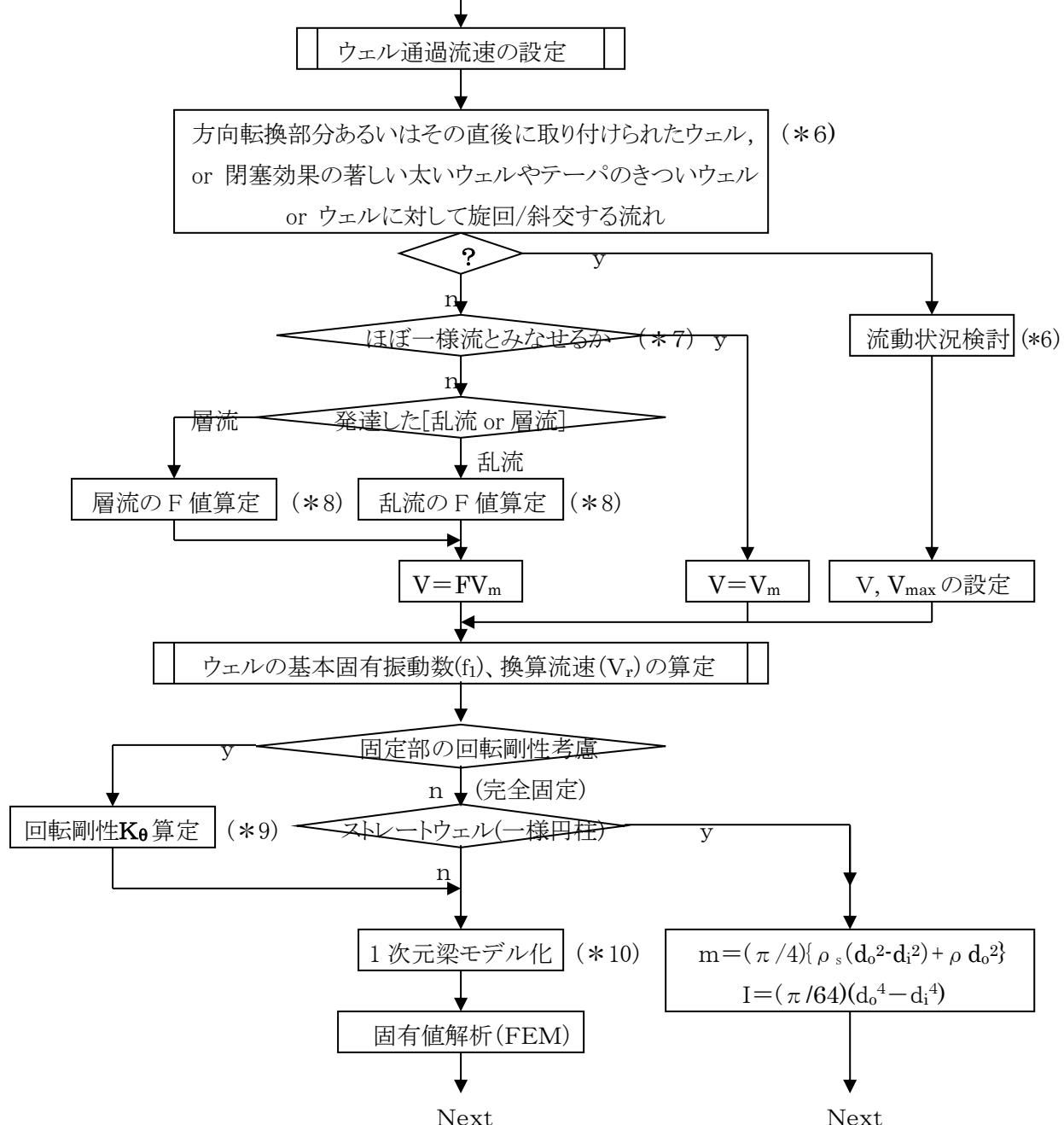
$$g = \text{重力} (\text{m}/\text{s}^2), \sigma_{tp}, \sigma_{tg}, \sigma_{ts} = \text{配管側の圧力, 自重及び短期荷重による一次応力} (\text{Pa})$$

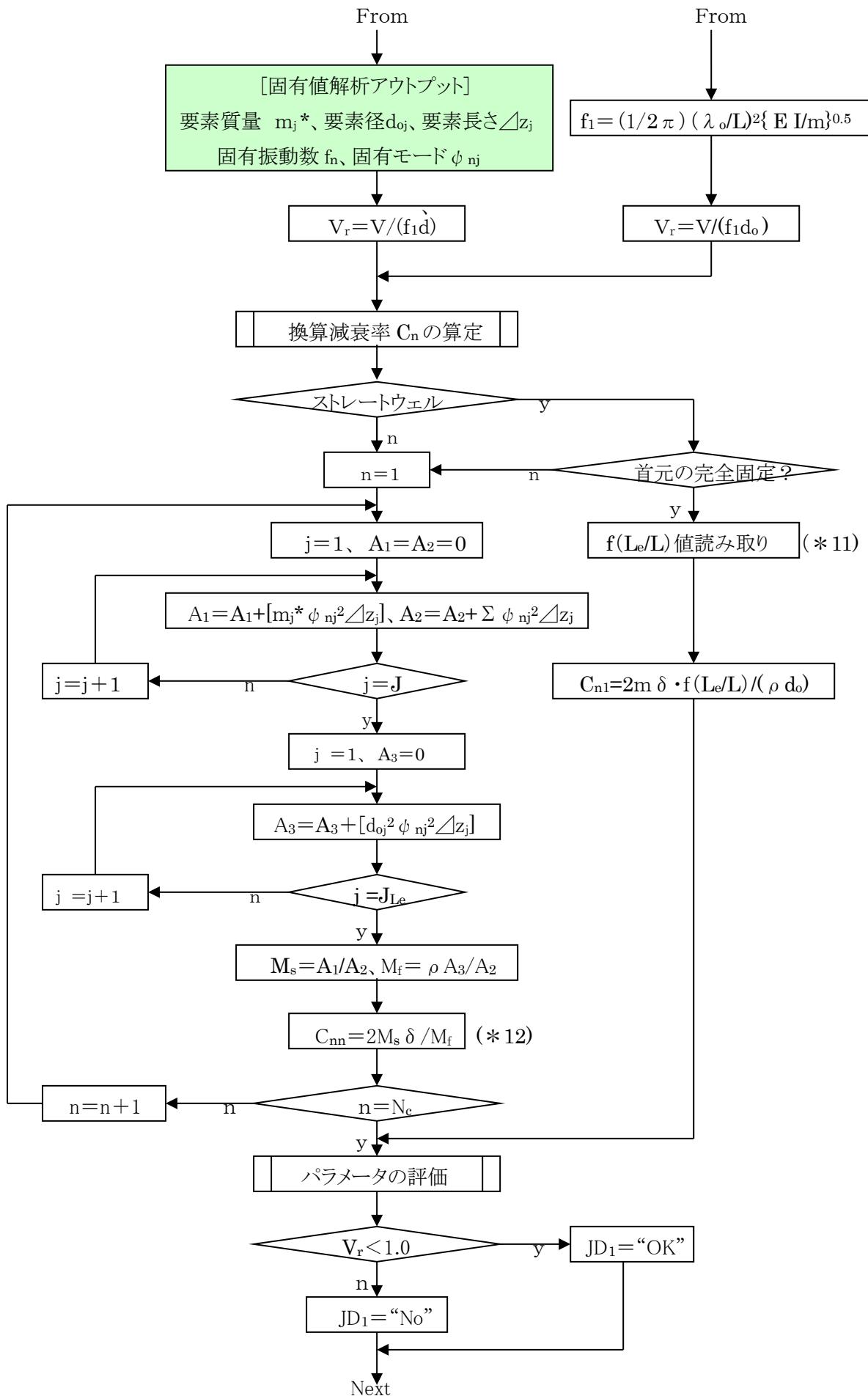
$$\sigma_g = \text{ウェル自重応力} (\text{Pa}), \sigma_s = \text{ウェル短期応力} (\text{Pa}), k_s = \text{ウェルネックの応力集中係数} (-) \quad (*) 4$$

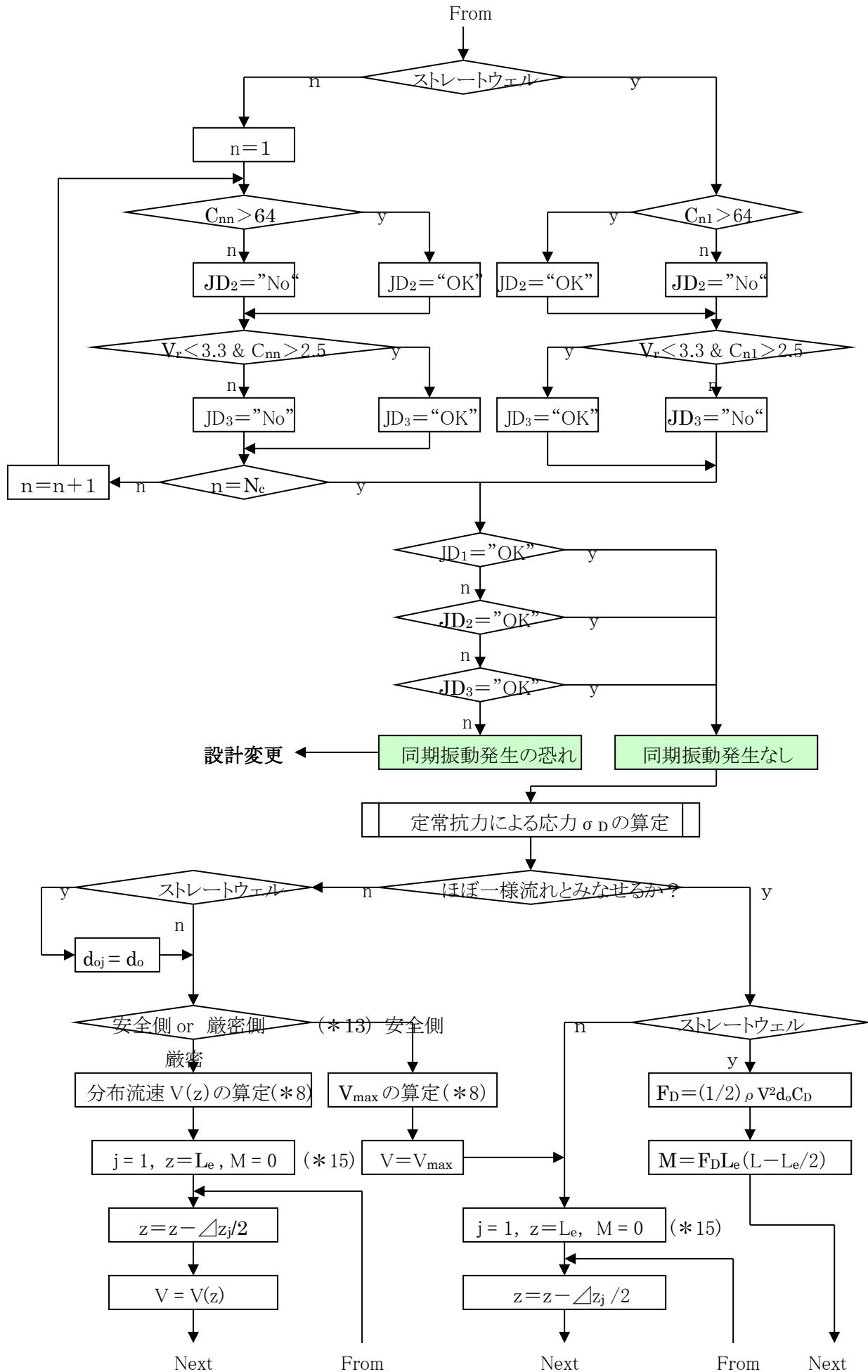
$$S_L, S_S = \text{適用コードの長期/短期許容応力} (\text{Pa}), S_{el} = \text{疲労限界応力} (\text{Pa})$$

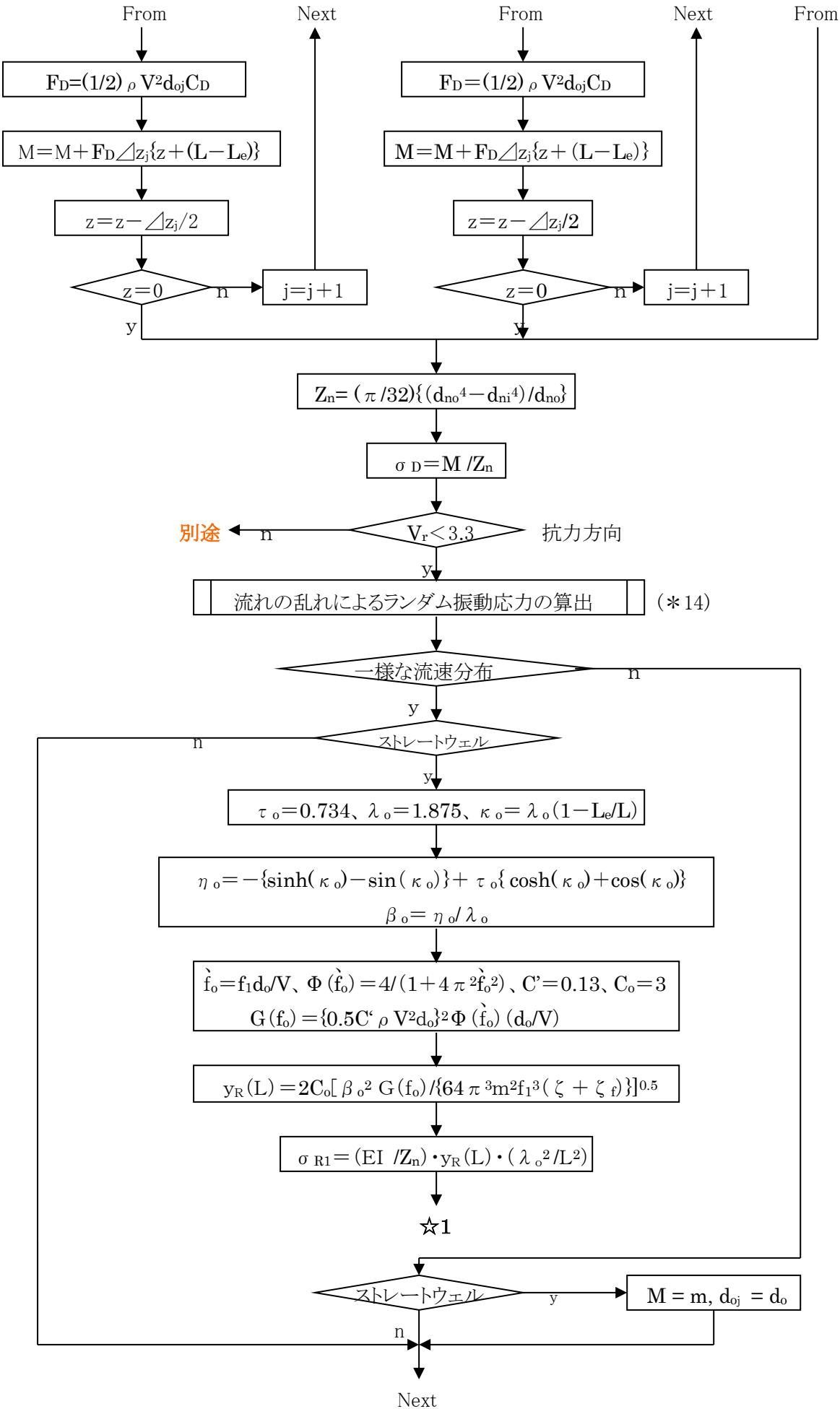
$$j = \text{要素番号}, n = \text{振動モード次数}, N_c = \text{打切モード次数} (-), \lambda_0 = \text{基本振動数係数} = 1.875 \quad (*) 5$$

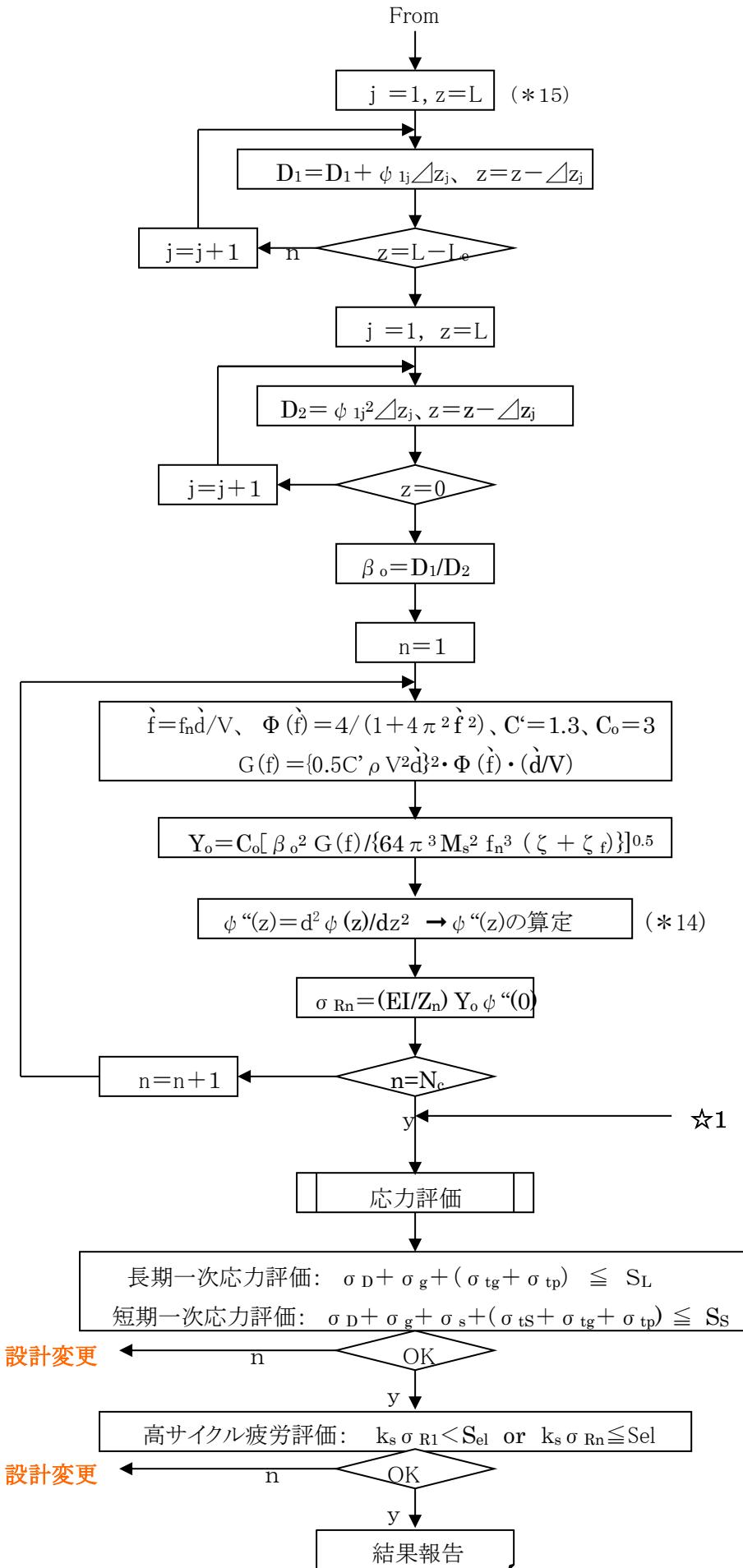
$$J = \text{要素総数}, J_{Le} = \text{流れ内突き出し部分の要素数}, J_L = \text{ウェル首下部分の要素数}$$











<チャートの補足説明>

- (*)1) 流体減衰率 ζ_f は、通常安全側に 0 を採ることが多い。構造減衰率 ζ は、取り付け構造が一体化しているので 0.5% (0.005) 程度が妥当ではないかと思う。減衰率の詳細は指針の解説 B1. 4 参照。
- (*)2) 代表ウェル外径 d は換算流速 V_r に使用するが、 d が小さくなるほど V_r が増加して厳しくなる。テーパ状などの異径ウェルでは、 V_r を安全側に見積もるために最小径を探るのがよい。ストレートウェル(一様円柱)では外径 d_o をもって d とする。
- (*)3) ウェルは中空円筒になっていて内部に測温抵抗体や熱電対などを内包している。これら”詰め物”は強度がないのでウェル構造は中空円筒で扱うが、質量はあるので何らかの形でウェルの振動に寄与する。JSME 指針の計算例(?)では、これを無視しているようであるが、安全側にみれば少なくともこの半分程度をウェル質量に含めるのがよいと思われる。この場合、ウェル平均密度 ρ_s は次による。

$$\rho_s = [\text{単長当たりのウェル重量} + 0.5 \times \text{単長当たりの”詰め物”重量}] / [\text{単長当たりのウェル(円筒)体積}]$$
- (*)4) 多くのウェル首元は段付き(丸棒)になっており、応力集中係数 k_s は、コ-ナ-R に依存して 3~5 の範囲で変化する(便覧等参照)。仮に評価結果が許容レベルであってもコ-ナ-R は必ず採るのが望ましい。
- (*)5) 固有振動数は無数にあるが、構造物の場合、せいぜい 5 次までぐらいが影響すると思われる所以 5 次以下は打切りにする。
- (*)6) 交互渦や対称渦による同期振動は、一様な流れの中に置かれ十分な背後を持った一様円柱(ここではストレートウェルと称している)という設定によっているので、これを大きく逸脱すると、とても理論的には扱えなくなる。下図のような特異な設置形状やウェル形状は、JSME 指針では想定していない。なるべくこのような状況は作らないのがよいが、やむを得ないときは、流れ解析を実施してフローパターンを把握するか、安全側に(高め)に流速を設定する外ない。例えば太い径のウェルは流れを閉塞するが、そのときは閉塞スペースを除いた流路断面で流量を除し、更に全断面に対する閉塞スペースの偏りを考慮して上増された平均流速を V_r 算定に使用するのがよい(いわゆるギャップ流速の採用を考える)。
-
- (*)7) 前述のように同期振動は一様流を原点にしているので、一様流とみなせるかどうかがまず問われる。しかしどの場合も管路壁面の影響があるので、管路入口を除いては一様流(均一流速)になることは殆どない。ただ、大口径管では平均流速に近い流域が広まるので、近似的には一様流とみてもいいと思われる。
- (*)8) 管路内の流速分布は壁面で最小、管中心で最大になる。評価パラメータ $V_r (=V/fd)$ は平均流速 \bar{V} と代表径(最小径) d をもちるので、流速分布を平均化して $\bar{V} = FV_m$ とする。補正係数 F は下記の通り。また、定常抗力による応力計算で用いる分布流速 $V(z)$ 、ないし最大流速 V_{max} も併せて示す。なお $V(z)$ 計算はややこしい。むしろ $V(z)$ に V_{max} (一定) を用いれば計算は簡単で安全側になる。

乱流 & $L_e \leq (D/2)$ の時: $F = \{(n+1)(2n+1)\}/(2n^2) [2/\{1-(1-L_e/R)^2\}] \cdot [n/(n+1)(L_e/R)^{(n+1)/n} - (n/(2n+1))(L_e/R)^{(2n+1)/n}]$

$$V(z) = (z/R)^{1/n} V_{max}$$

$$V_{max} = \{(n+1)(2n+1)\}/2n^2 V_m$$

乱流 & $L_e > (D/2)$ の場合: $F = \{(n+1)(2n+1)/(2n^2)\} [2/\{R^2 + (L_e - R)^2\}] [2n^2 R^2 / \{(n+1)(2n+1)\} - (2R - L_e)^{(n+1)/n} [n/(n+1) R^{(n-1)/n} - R^{-1/n} n/(2n+1) (2R - L_e)]]$

$$V(z) = (z/R)^{1/n} V_{max} \quad [z \leq (D/2)],$$

$$V(z) = \{(2R - z)/R\}^{1/n} V_{max} \quad [z > (D/2)]$$

$$V_{max} = \{(n+1)(2n+1)\}/2n^2 V_m$$

層流 & $L_e \leq (D/2)$ の場合: $F = [4L_e^2/\{R^2 - (R - L_e)^2\}] \{1 - (L_e/R) + L_e^2/(4R^2)\}$

$$V(z) = \{2(z/R) - (z/R)^2\} V_{max}$$

$$V_{max} = 2V_m$$

層流 & $L_e > (D/2)$ の場合: $F = (1/2) [1/\{R^2 + (L_e - R)^2\}] \{2R^2 - (2L_e - L_e^2/R)^2\}$

$$V(z) = \{2(z/R) - (z/R)^2\} V_{max} \quad [z \leq (D/2)],$$

$$V(z) = [2\{(2R - z)/R\} - \{(2R - z)/R\}^2] V_{max} \quad [z > (D/2)]$$

$$V_{max} = 2V_m$$

ただし R = 管内半径(m) = $D/2$ 、 V_m = 管内平均流速(m/s)、 L_e = 流れに突き出たウェル長さ(m)

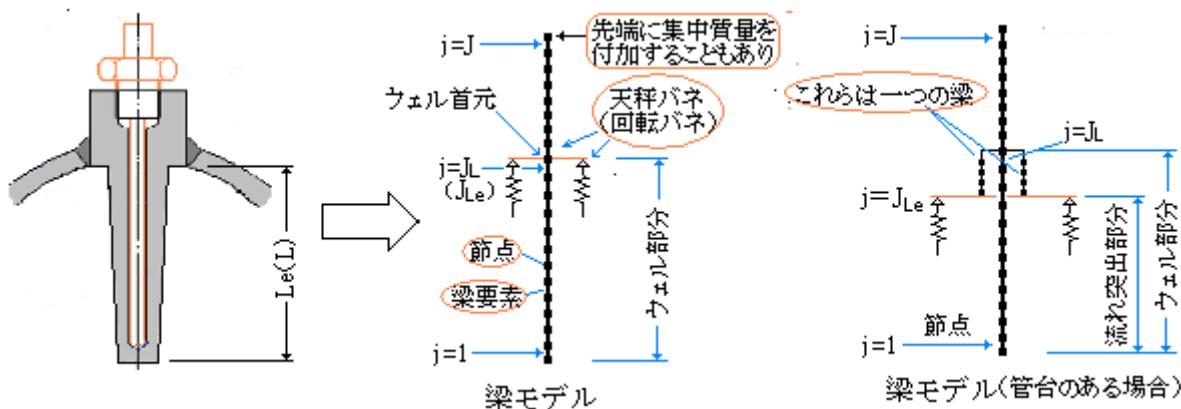
n = 流速分布指数 [$R_e = 4 \times 10^3$ の時 $n = 6$ 、 $R_e = 10^5$ の時 $n = 7$ 、 $R_e = 10^6$ の時 $n = 9$]

R_e = レイノルズ数 = $V_m D / \nu$ (ν = 動粘度 m^2/s)、 z = 管内表面から中心方向のウェル長さ(m)

なお、以上の式の導入は、規格の A4.1(1) および **補足説明の 2.** を参照されたし。

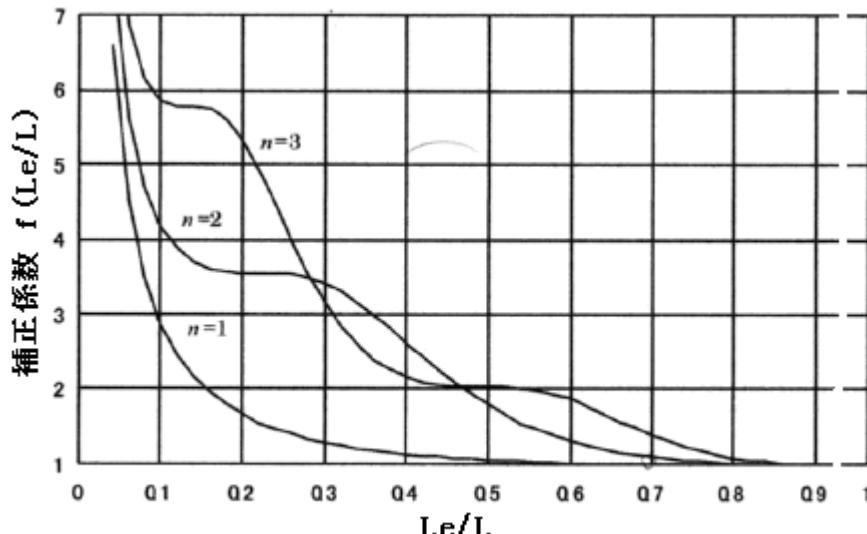
(*9) ウェルは溶接、ネジ込みないし管台構造で配管と一体化されるが、配管はたいてい薄い円筒であるからウェルの首元は決して、Rigid(完全固定)ではなく、ウェルの触れ回りに対し回転バネとして働く。従って一次元FEMモデルでは、このウェル-配管の接合部に回転剛性(バネ定数) K_θ を境界条件として与える必要がある。回転剛性は、バイラード法などシェル解析あるいはFEM解析によって算定する。詳しくは **補足説明 3.** を参照されたし。

(*10) 管との接合部のウェル首元で完全固定されたストレートウェル(一様円柱)を用いる場合は公式(代数式)で、評価パラメータ(V_r 及び C_n)を計算できるが、ウェル首元が回転バネになる場合、あるいはテーパウェル等の異径ウェルになる場合は、下記のような一次元梁モデルで FEM 解析して、固有振動数/固有モードを求めて、それから V_r や C_n 値を計算する。



(*11) 流れ内に突き出て分布流速に曝されるウェル部分の長さ L_e は、必ずしもウェルの首下長さと同じではない。 C_n 値計算に用いる修正係数 $f(L_e/L)$ は、この長さの違いを補正するもので、規格の解説図 A4-9 (下図)に示されている。この図で n は振動モード次数で、3次までしか表示されていない。更に高次については(A4-19)式を積分して求める必要がある。しかし、 L_e/L 比は実際 0.7程度までなので、仮に4次,5次について 1~1.5としてもそれ程の結果の差にはならないし、 C_n 値としては安全側の値になる。

[指針の(6)式は、 $f(L_e/L) = 1$ により安全側に設定してある。]

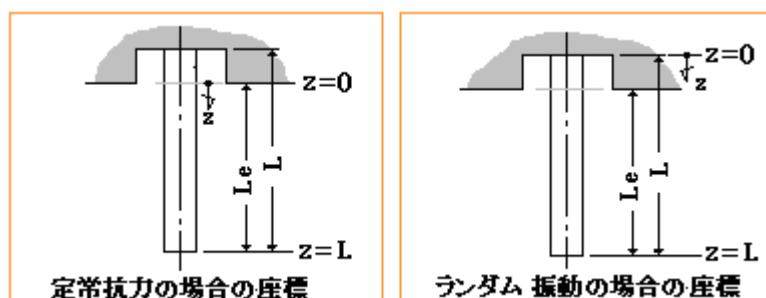


解説図 A4-9 插入長さ(L_e)を考慮した補正係数 $f(L_e/L)$

- (*12) ストレートウェル以外の非一様ウェルの C_n 値計算については、FEM 固有値解析のアウトプットである各要素の固有モード(固有ベクトル)を用いて C_n 値を計算する[規格の(A4-15)(A4-16)式を参照のこと]。
- (*13) 分布流速 $V(z)$ の計算はかなり複雑になるので、比較的容易に計算できる最大流速 V_{max} を $V(z)$ にひきあててもよい。定常抗力(流れ方向)による応力は、流速 V がアップするほど大きくなって、安全になるからである。

- (*14) ランダム振動応力計算は、 $V_r < 3.3$ の場合に適用されるので、抗力方向即ち流れ方向の振動を想定したものと考えられる。その場合、一様流速分布 & 一様円柱(ストレートウェル)については、代数式で計算できるが、それ以外は固有モード関数の 2 回微分 ϕ'' を含み数値計算になる。 ϕ'' は固有モードの曲率の逆数で、もし FEM 解析のアウトプットに含まれているなら、それを使えばよいが、そうでなければ少なくともウェル首元($z=0$)に近い要素につき計算する必要があると思う。
- [なお、 $V_r \geq 3.3$ のランダム振動応力については、追って補足する。]

- (*15) 定常抗力による応力計算とランダム振動応力計算では、ウェル軸方向座標(z)を用いて計算しているが、 z 座標の原点は、下図のようにそれぞれで異なっているので注意のこと。



【 チャートの記号定義 】 ー入力データとして定義されたもの以外

$V = V_r$ 値の計算に用いる流速(m/s)、 $V(z) = z$ 方向の分布流速(m/s)、 $V_{max} =$ 最大流速(管中心)(m/s)、
 $F =$ 平均流速を算定するときの補正係数(-)、 $V_r =$ 換算流速(-)、 $C_n =$ 換算減衰率(-)、
 $C_{nn} =$ 振動モード数nにおける換算減衰率(-)、 $C_{n1} =$ 基本(1次)振動モード($n=1$)における換算減衰率(-)
 $m =$ ストレートウェルの単位長さ当たりの質量(kg/m)、 $M_s =$ ウェルの単位長さ当たりの一般化質量(kg/m)、
 $M_f =$ 流体置換の単位長さ当たりの一般化質量(kg/m)、 $m_j^* =$ 要素番号jの要素質量(kg)、
 $R =$ 配管の内半径(m) = $D/2$ 、 $d_{oj} =$ 要素番号jのウェル外径(m)、 $z =$ ウェル軸方向の距離(位置)(m)、
 $\Delta z_j =$ 要素番号jの要素長さ(m)、 $I =$ ウェルの断面2次モーメント(m^4)、 $Z_n =$ ウェル首元の断面係数(m^3)
 $f_1 =$ ウェルの1次(基本)固有振動数(Hz)、 $f_n =$ ウェルのn次固有振動数(Hz)、
 $\phi =$ 固有モード(-)、 $\phi_{nj} =$ ウェルの要素番号jにおけるn次の固有モード(-)、
 $F_D =$ ウェル単長当たりの定常抗力(kg/m)、 $M =$ 定常抗力による梁曲げモーメント(kg·m)
 $f(L_e/L) =$ 換算減衰率計算時の補正係数(-)、
 $\dot{f}_o = f_1$ の無次元化基本(1次)固有振動数(-)、 $\dot{f} = f_n$ の無次元化固有振動数(-)、
 $\lambda_o =$ 基本(1次)振動数係数(-)、 $\beta_o =$ 刺激係数(-)、 $\phi'' =$ 固有モード関数の曲率の逆数(-)
 $C^* =$ ランダム励振力係数(=0.13)、 $C_o =$ ピーク値換算係数(=3.0)、
 $y_R(L) =$ ウェル先端位置のランダム振動による変位振幅のピーク値(m)、
 $\Phi(\dot{f}_o), \Phi(\dot{f}) =$ 基格化パワースペクトル密度(-)
 $G(f_o), G(\dot{f}) =$ 単長当たりのランダム励振力のパワースペクトル密度(-)
 $\sigma_D =$ 定常抗力によるウェルネックの応力(Pa)、 $\sigma_R =$ ウェルネックのランダム振動応力振幅(Pa)、
 $\sigma_{R1} =$ 基本(1次)モードでの σ_R (Pa)、 $\sigma_{Rn} = n$ 次モードの σ_R (Pa)
 $j =$ 要素番号(=1,2,3,4,…… $J_{Le} \cdots J_L \cdots J$)、 $n =$ 振動モード次数(=1,2,3,4,……)
 $J =$ 要素総数(最終要素番号)、 $J_{Le} =$ 流れ内に突き出したウェル部分の要素数(最終要素番号)
 $J_L =$ ウェル首下部分の要素数(最終要素番号)、

[なお、記号は表記の都合で、必ずしも JSME 基準のそれと同じにはなっていない。たとえば、

$f \rightarrow f_n, f_o \rightarrow f_1, M \rightarrow M_s, \Phi \rightarrow \phi$ など]

3. 流力振動の定性的傾向（JSME 計算ソフト使用例）

(1) ここでは JSME 指針に付設された計算ソフトを用いて、設計評価の観点から流力振動の定性的な傾向を調べてみたい。まずこの計算ソフトのプロファイルを以下に示す。

機能的には、一様流を前提にして、

- (1) 評価パラメータの算定と渦同期振動の発生の可否判定、
- (2) 流れの定常抗力による応力、
- (3) 流れの乱れによるランダム振動から生じる応力

の評価/計算が可能である。内容としては

- (1) [公式による設計] → 一様断面を有する円柱片持ち梁(完全固定ー自由)の場合の評価計算
 - (2) [解析による設計] → 流れに大きな影響を与えない程度の非一様片持ち梁の場合の評価計算
- の 2 タイプがある。計算手順はほぼチャート 1 に同じと思われる。

計算はいずれも一様流、即ち一様速度の流れに曝された前提にしていて注意する必要がある。流体と壁の間に境界層が発達して流速勾配があると、円柱長手方向に流速分布ができる一様流とはいえない。しかし通常流速勾配はそれ程急激にはならないので、その平均流速をとるか、あるいは安全側に最大流速をとって一様流速にあてればよい。

[公式による設計]は、完全固定ー自由の片持梁曲げ固有振動数の式を用い、抗力係数 C_D は 1.2 と一定である。渦放出による同期振動の可否や定常抗力による応力計算なら電卓でもやれるが、ランダム振動応力の計算は相当面倒なので、このソフトは大変役に立つ。本項の末尾に計算シートのサンプルを示す。

[解析による設計]は、1 次元の FEM を用いているのでテーパ状ウェルでも扱える。またウェル取付端を完全固定だけでなく回転バネ拘束でも扱える(固定部の回転剛性を入力する)。回転バネ拘束になると、ウェル以降のウェル取付座、導線取付金具および端子箱など、ウェル以降の構造部分の影響がでてくるので、これらの形状も入力するようになっている。

実際、ウェルの管との接合部分は完全固定とは呼べないことが多く、取付配管の局部シェル変形に由つて何某かの弾性を持っているので、一様断面を有する円柱片持ち梁であっても、[解析による設計]を使用するのがよいと思う。但しこのソフトは回転バネの剛性は計算できないので、別途これを算定しておく必要がある(補足説明 3. 参照)。本項の末尾に[解析による設計]入力/計算シートのサンプルを示す。

(2) 配管への温度計測センサーの取付構造は様々である。ここでは

- ・取付座付きのサーモウェルを管に溶接し、それに温度センサを挿入したもの → 計算モデル A
- ・サーモウェルを管台にねじ込み、それに温度センサを挿入したもの → 計算モデル B

を考える(なおセンサとしては測温抵抗体/熱電対を想定)。

計算モデル A を図 A1 に示す。このモデルでは、次の 3 つのケースを考える。

ケース I : 插入センサ径 8mm を想定した太めのウェル。センサは導線で外部に繋ぐ。

ケース II : 插入センサ径 3.2mm を想定した細めのウェル(同上)

ケース III : ケース I と同じ太目のウェル。センサはウェル端の端子箱から導線で外部に繋ぐ。

モデルでは軽量な導線はモデルから除外される。また、挿入されたセンサ部分は基本的に薄い鞘管にΦ1mm足らずの芯線を通してMgのような軽い充填物をつめたもので、強度的には無視できるとしている。端子箱は集中質量で扱う。計算では

ケースI,II → 回転バネ剛性が、固有振動数/評価パラメータ/発生応力に及ぼす影響をみる。

ケースIII → 集中質量が、固有振動数/評価パラメータ/発生応力に及ぼす影響をみる。

計算モデルBを図B1に示す。このモデルではウェル寸法は変えず、回転バネ剛性(K_θ)、集中質量(W)および管台寸法(L, d_o/d_i)が、固有振動数/評価パラメータ/発生応力に及ぼす影響をみてみる。

(3) まず、計算モデルAについて。

- JSME規格の計算例などみるとウェル内に挿入されたセンサは殆ど無視されているように見える。これは、ウェルに比べて剛性が著しく低くまた振動特性がウェルと相当かけ離れていることを思えば妥当である。しかし振動に対しては質量的にウェルに負荷される確率(よりかかっている割合)が相当高いと思われる所以、ケースIのモデルを用いて、各バネ剛性ごとに下記条件で比較計算してみた。
 - センサ質量を考慮した場合：ウェル部分 8260 kg/m^3 、ウェル部分以外 8010 kg/m^3
 - センサ質量を無視した場合：いずれも 7850 kg/m^3

結果的に表A1のようになる。センサ質量を考慮すると、固有振動数は1~3%ダウンしこれに伴い換算流速 V_r は1~3%アップしている。また換算減衰率 C_n は4~6%アップしている。従ってセンサ質量を考慮した方が V_r については安全側に、 C_n については非安全側になる。ただ差異は少ないのでセンサ質量を無視しても深刻になるには思えないが、一応、センサ重量の半分を考慮し見掛け金属密度 $\rho_s = (0.5 \times \text{センサ重量} + \text{ウェル重量}) / (\text{ウェル体積})$ を目安にして、計算すればどうかと思う。

- 次にケースIとケースIIで、回転バネ剛性 K_θ を $10^3 \sim 10^{13}$ まで変えて計算してみた。結果を表A2に示す。また、回転バネ剛性と1次固有振動/換算流速/換算減衰率の関係を図A2~図A4に示す。

図A2から判るように、いずれのケースも、回転バネ剛性 K_θ が高く完全固定に近いと、固有振動数は一定を保たれる。しかし K_θ がかなり低下すると固有振動数も低下する。ケースIでは 10^6 Nm/rad 辺りからこれが顕著になる。ケースIIではこれよりも固有振動数の低下は遅れて 10^4 Nm/rad 辺りから顕著になってくる。おそらく通常の配管では、取付部分の回転バネ剛性は $10^4 \sim 10^7 \text{ Nm/rad}$ 辺りになると思われるから、ケースIのような太い剛性の高いウェルでは、回転バネ剛性の設定(設定計算)が重要ななる。いずれにしろ、計算の精度を保つには回転バネ剛性を入力した方がよい。

- 以上の固有振動数の傾向は換算流速にも影響する。換算流速は $V_r = V / (f d)$ で定義されるので、 V_r は固有振動数 f とウェルの代表径 d に反比例する。故に高いバネ剛性域では、固有振動数の高いケースIの方がケースIIよりも低いレベルなっているものの、いずれのケースも一定に保持されている。然るに回転バネ剛性 K_θ が下がって固有振動数 f が低下してゆくと、いずれも V_r が上昇しはじめる。特にケースIは上昇が早くケースIIを抜いてしまう。 V_r の上昇は評価上不利である。
- 一方、換算減衰率 C_n は V_r と同じ傾向になる。バネ剛性 K_θ がダウンするにつれて上昇する。この

場合もケース I の方が顕著である。 C_n の上昇は V_r と異なり、評価上有利である。

[この傾向については現状細かく説明できないが、固有モードが増加するためと思う]

- 以上のように低い剛性域では、回転バネ剛性 K_θ は固有振動数 f 及び評価パラメータ V_r, C_n に大きく影響する。しかしこの時の V_r の上昇と C_n の上昇は、同期振動発生の上で評価が相反するため事態が急激に悪化することはないと思う。ただ、低い回転バネ剛性は全般に不利で、折角、太目のウェルを採用しても、その効果を引き出せない場合も考えられる。
- ケース III では、端子箱の集中質量 W の量を変えてスタディした。結果を表 A3 に示す。端部の質量 W が増えるにつれ、固有振動数 f が低下して換算流速 V_r はアップする。また換算減衰率 C_n もアップする。固有振動数は質量 W の増加に反比例するので、 f の減少、 V_r の増加は当然であるが、変化が少し大きい。 W の位置的な効果(端部にあって変形を促す効果)があるようだ。 C_n の急増も、これとよく似た現象と思われる。 V_r の増加は評価上不利、 C_n の増加は評価上有利であるから、全般に K_θ の効果とよく似ている。単純には集中質量の付加は不利益に思えるが、 C_n の増加で評価上むしろ有利になることが多いのではないか?

(4) 次に計算モデル B について。

- まず回転バネ剛性を変えて計算してみた。結果を表 B1 に示す。 $K_\theta = 10^6$ 以下になると、固有振動数は顕著に低下するが、これは計算モデル A と同じ、 V_r の変化も計算モデル A と同じである。然るに換算減衰率 C_n は計算モデル A と異なり、
 - 高い回転バネ剛性域では C_n 値は 10^5 レベルときわめて高くなること
 - 計算モデル A と異なり回転バネ剛性が低下すると C_n 値が急激に低下すること
 という顕著な傾向が見られる。前者については、モデル B がモデル A に比べて質量が大きいことを考えれば当然だが、あまりに差が付きすぎる。後者については、振動モードの差異によるような気がするが、説明できない。
- 次に 集中質量を変えて計算してみた。結果を表 B2 と図 B2 に示す。計算モデル A のケース III とよく似た結果になる。質量 W の増加に伴って V_r も C_n も増加する。
- 次に管台の高さを変えて計算してみた。結果を表 B3 に示す。管台高さ L が高くなると固有振動数 f は徐々に低下し、換算流速 V_r は増加する。これは質量増加によると思われる。特徴的なのは C_n である。図 B3 に示すように管台高さが高くなるにつれ、指數関数的に増加する。
- 次に管台の径を変えて計算してみた。結果を表 B4 に示す。径が大きくなると固有振動数 f は徐々に低下し、換算流速 V_r は増加する。質量増加によると思われる。また径が大きくなると C_n は増加するがさほど急激ではない。全般に、管台高さの傾向に似る。

(6) 応力について。表 A1～A3、表 B1～B4 には、ウェルネックの発生応力 σ_D, σ_R が記載されている。

による応力 σ_D は、管内のウェル寸法あるいは流れに曝される長さが変わらない限り換わらない。一方流れの乱れによるランダム振動から生じる応力範囲 σ_R は、 K_θ, W, L, d によって変化する。傾向としては、 K_θ が低くなるほど、 W が大きくなるほど、 L が高くなるほど応力が高くなる。

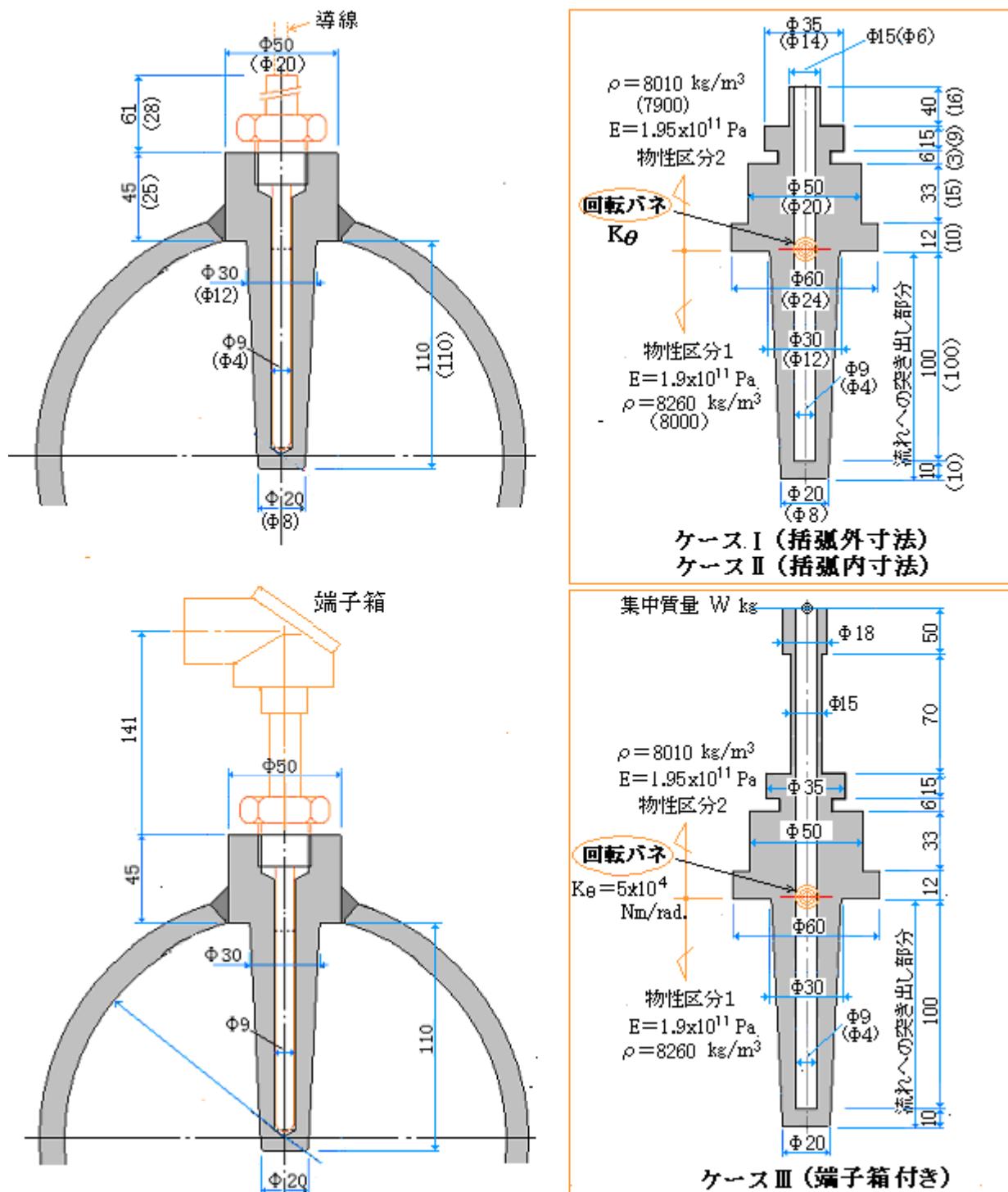


図 A1 計算モデル A

表 A1 溫度センサ質量考慮の有無に関する比較 (ケース I) [○→考慮、×→無視]

K _θ		f ₁	f ₂	V _r	C _n	σ _D	σ _R
10 ⁴	○	310 Hz	2610 Hz	0.484	0.708	0.294 MPa	0.146 MPa
	×	315	2650	0.476	0.684	↓	0.148
10 ⁶	○	1660	3900	0.091	0.429	↓	0.0985
	×	1700	3950	0.088	0.405	↓	0.0974
10 ¹⁰	○	1840	5290	0.0816	0.411	↓	0.0934
	×	1880	5350	0.0798	0.393	↓	0.0930
10 ¹³	○	1840	7560	0.0816	0.411	↓	0.0934
(完全固定)	×	1880	7730	0.0794	0.393	0.294	0.0930

(注記) 表中の記号の定義は次の通り(他の表でも然り)

f₁, f₂=1次, 2次固有振動数(Hz)、V_r=1次の換算流速(=V/(f₁d))、C_n=1次の換算減衰率σ_D=流れの定常抗力による応力(MPa)、σ_R=流れの乱れによるランダム振動から生じる応力範囲(MPa)表 A2 [回転バネ剛性 K_θ]と[固有振動数/パラメータ/発生応力]の関係 [ケース I(ケース II)]

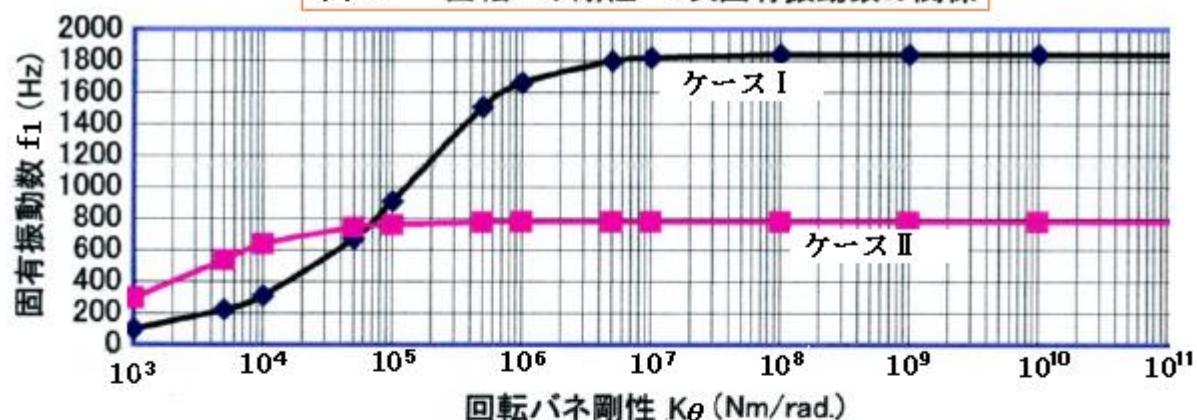
K _θ	f ₁	f ₂	V _r	C _n	σ _D	σ _R
10 ³	99 (296)	2590(2000)	1.52(1.27)	0.722(0.423)	0.294(1.85)	0.25(2.30)
5x10 ³	220 (535)	2600(2380)	0.681(0.702)	0.716(0.403)	↓	0.17(1.77)
10 ⁴	310 (627)	2610(2720)	0.484(0.598)	0.708(0.396)	↓	0.15(1.63)
5x10 ⁴	670 (743)	2670(3470)	0.224(0.505)	0.654(0.391)	↓	0.107(1.46)
10 ⁵	908 (761)	2750(3590)	0.165(0.493)	0.601(0.391)	↓	0.096(1.43)
5x10 ⁵	1510(777)	3380(3680)	0.100(0.483)	0.450(0.391)	↓	0.099(1.41)
10 ⁶	1660(779)	3900(3690)	0.091(0.482)	0.429(0.391)	↓	0.099(1.40)
5x10 ⁶	1800(780)	4920(3700)	0.083(0.481)	0.412(0.391)	↓	0.095(1.40)
10 ⁷	1820(780)	5100(3700)	0.0824(0.48)	0.411(0.391)	↓	0.095(1.40)
10 ⁸	1840(781)	5280(3700)	0.0817(0.48)	0.411(0.391)	↓	0.094(1.40)
10 ⁹	1840(781)	5290(3700)	0.0817(0.48)	0.411(0.391)	↓	0.094(1.40)
10 ¹⁰	1840(781)	5290(3700)	0.0816(0.48)	0.411(0.391)	↓	0.093(1.40)
Rigid	1840(781)	5290(3700)	0.0816(0.48)	0.411(0.391)	0.292(1.84)	0.092(1.39)

K_θ → N·m/rad.

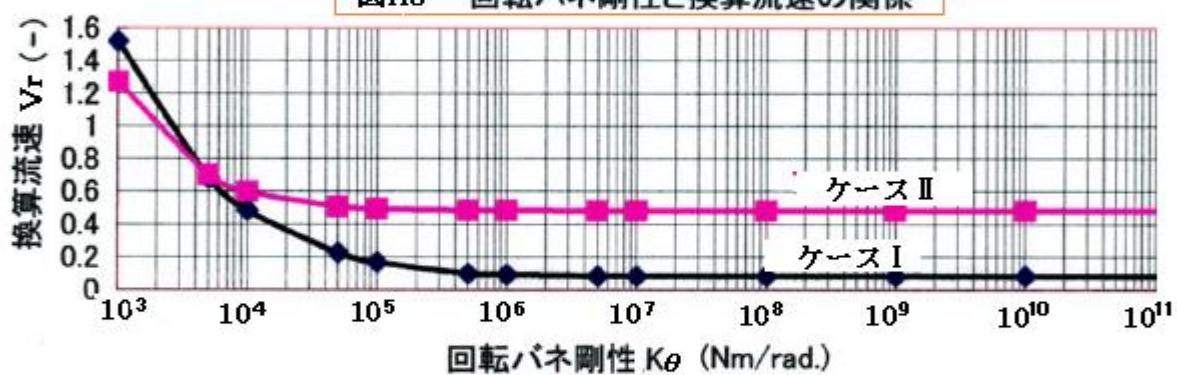
表 A3 [トップ集中質量 W]と[固有振動数/パラメータ/発生応力]の関係 [ケース III]

W	f ₁	f ₂	V _r	C _n	σ _D	σ _R
0 kg	547 Hz	1400 Hz	0.274	1.69	0.294 MPa	0.0462 MPa
1.0 kg	109	784	1.38	87.9	↓	0.0978
2.0 kg	77.3	781	1.94	175	↓	0.0982
3.0 kg	63.3	780	2.37	263	0.294	0.0983

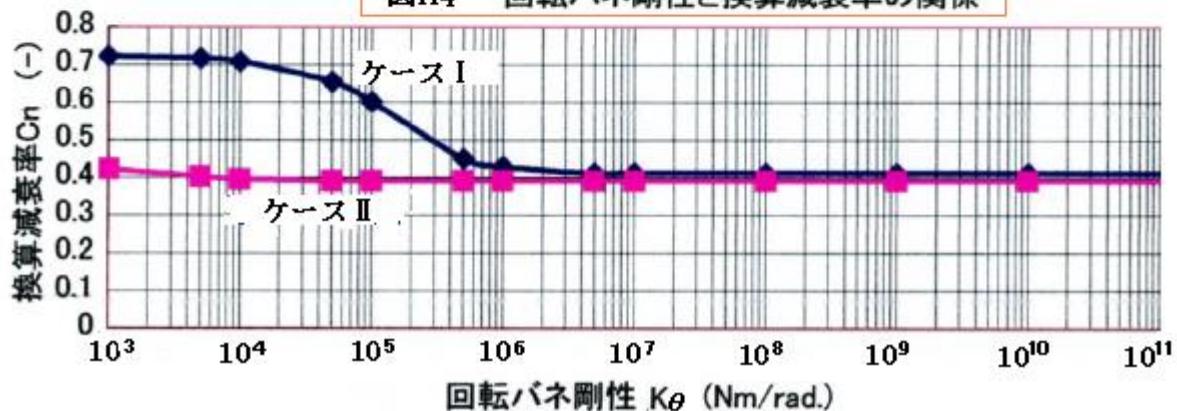
図A2 回転バネ剛性-1次固有振動数の関係

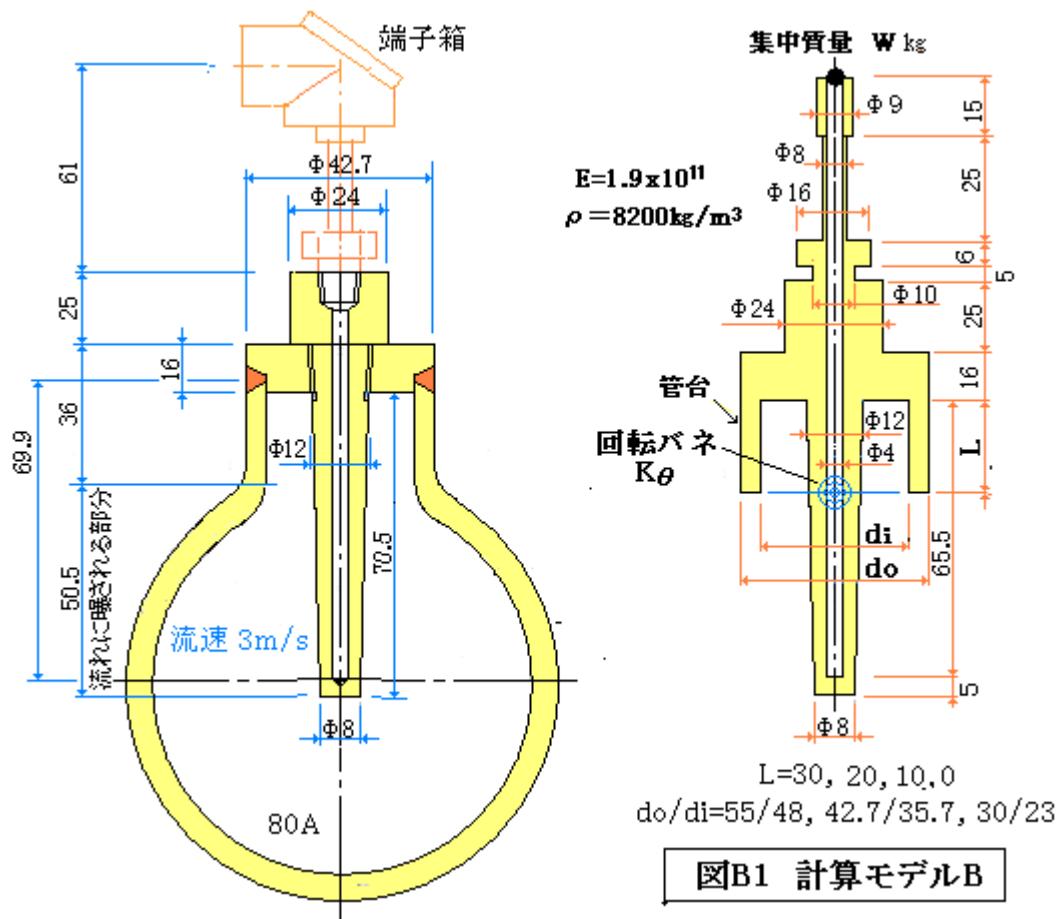


図A3 回転バネ剛性と換算流速の関係



図A4 回転バネ剛性と換算減衰率の関係





図B1 計算モデルB

表 B1 [回転バネ剛性 K_θ] と [固有振動数/パラメータ/応力] の関係 [$L=20\text{mm}$, $d_o=42.7\text{mm}$, $W=0.5\text{kg}$]

K_θ	f_1	f_2	V_r	C_n	σ_D	σ_R
10^4	154 Hz	1170Hz	2.44	308	0.692MPa	0.322 MPa
10^6	248	1900	1.51	106000	↓	0.357
10^8	250	1900	1.50	356000	↓	0.357
10^{10}	250	1900	1.50	362000	0.692	0.357

表 B2 [集中重量 W] と [固有振動数/パラメータ/応力] の関係 [$K_\theta=10^4\text{Nm/rad}$, $L=20\text{mm}$, $d_o=42.7\text{mm}$]

W	f_1	f_2	V_r	C_n	σ_D	σ_R
0 kg	677Hz	1940 Hz	0.555	8.7	0.692MPa	0.337 MPa
0.5	154	1170	2.44	308	↓	0.322
1.0	110	1160	3.42	617	↓	0.322
2.0	78	1160	4.81	1240	0.692	0.322

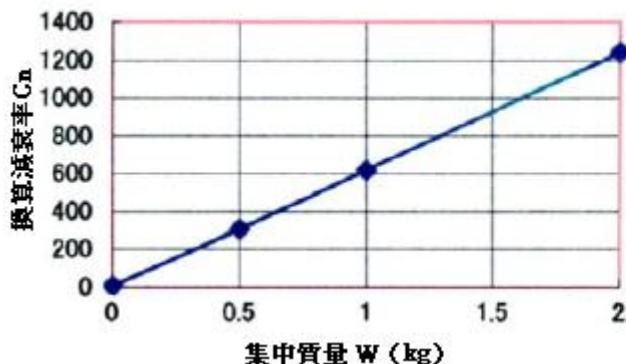
表 B3 [管台の高さ L] と [固有振動数/パラメータ/応力] の関係 [$K_\theta=10^4\text{Nm/rad}$, $d_o=42.7\text{mm}$, $W=0\text{kg}$]

L	f_1	f_2	V_r	C_n	σ_D	σ_R
30	552Hz	1910Hz	0.68	27.8	0.692MPa	0.353MPa
20	677	1940	0.554	8.67	↓	0.337
10	835	2020	0.449	2.88	↓	0.288
0	993	2230	0.378	1.15	0.692	0.182

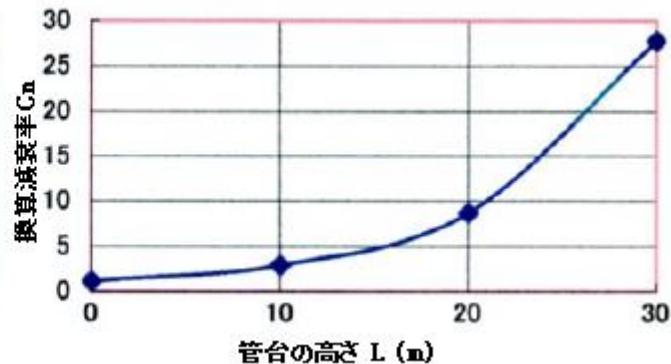
表 B4 [管台の径 d_o/d_i] と [固有振動数/パラメータ/応力] の関係 $[K_\theta = 10^4 \text{Nm/rad}, L = 20 \text{mm}, W = 0 \text{kg}]$

d_o/d_i	f_1	f_2	V_r	C_n	σ_D	σ_R
55/48	622 Hz	1930Hz	0.602	10.6	0.692MPa	0.341MPa
42.7/35.7	676	1940	0.555	8.7	↓	0.337
30/23	723	1940	0.519	7.22	↓	0.337

図B2 集中質量 - 換算減衰率の関係

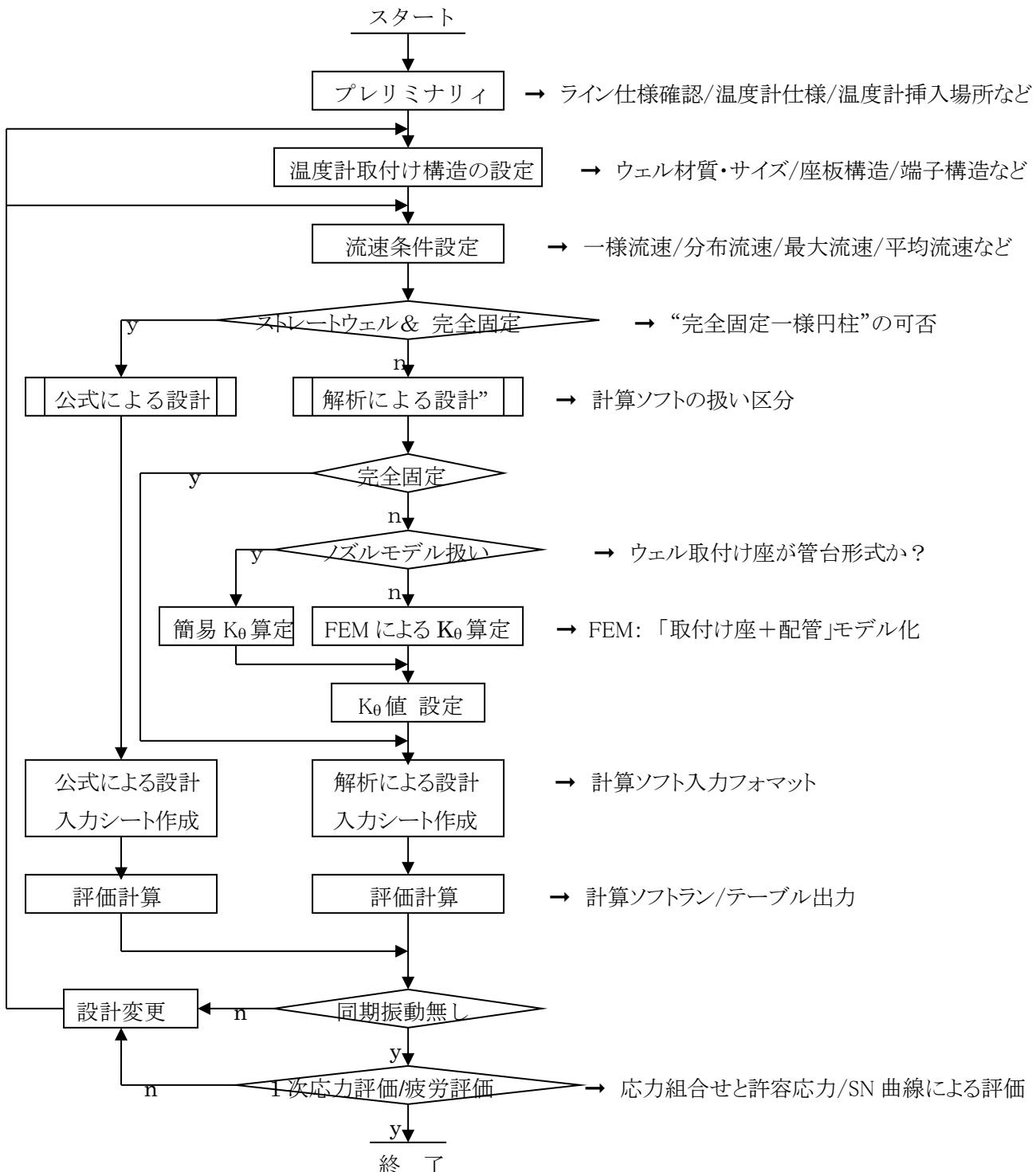


図B3 管台の高さ - 換算減衰率の関係



4. 考察/検討の結果(一応の結論)

(1) JSME 指針の計算ソフトは、複雑な温度計取付け構造も扱えるので実用的である。また、煩雑なランダム振動応力計算が容易にできるので大変便利である。これを用いた標準的な設計手順は、次のようになる。



予備設計) 温度計の挿入場所が重要。流れの乱れが大きく流速が特定できないような場所は避けできるだけ、前後に長い直管に設置するのがよい。

流速条件設定) 流速は、設計パラメータの換算流速 V_r の算定に用いる。殆どの管路流れは流速分布があるのでこれを平均化して計算に使う。平均流速が設定できないときは最大流速を採る

(安全側)。なおこの場合、重要度によっては CFD(流れ解析)を実施する。

FEM による K_θ 算定) 簡易的な接合部の回転剛性 K_θ の見積りは低コストであるが、運用範囲が限られる。

多くの場合 FEM に依らざるを得ないだろう。モデルの座面にモーメント M を負荷して座面の傾き θ を計算して回転剛性「 $K_\theta = M / \theta$ 」を求める。なお、モーメントの負荷は周方向にかけ、周方向の K_θ を求める。長手方向の K_θ は不要(使わない)。

入力シート作成) ウエルー配管接合部が完全固定ならば、管内に突き出したウェル部分のみをピックアップしてインプットすればいい。しかし完全剛性の判断はつけにくいので、通常では回転剛性を指定することになる。更に拡張モデルを選択し、ウェル取付け座以降端子箱までの金具構造も含めて入力する(梁モデルであるから断面寸法と長さのみをを入力する)。また、ウェル材密度は、

$$\text{見掛け密度 } \rho_s = (0.5 \times \text{センサ重量} + \text{ウェル重量}) / (\text{ウェル体積})$$

とする。即ちウェル内に挿入される熱電対等の重量を半分ほど考慮する。

1 次応力評価/疲労評価) もちろん同期振動の有無判定がメインであるが、検討レポートとしては完結しない。同期振動が介在しない場合の定常流体力(一定)による応力を求め、他の 1 次応力成分と組み合わせて、適用コードの基本許容応力内に抑える。また、流れの乱れから生じる不規則振動による応力振幅を JISB8266 等のボイラ圧力容器規格で与えられる SN 曲線の疲労限界以下に押さえる。同期振動がないので通常、許容値を越えることは殆どない。

(2) 評価パラメータ V_r 、 C_n は次式で表わされる。 V_r は小さい方が、 C_n は大きい方が評価上で有利。

$$V_r = V/fd, \quad C_n = 2M_s \delta / M_f$$

V_r は固有振動数 f とウェル径 d を大きくすれば有利。 C_n はウェルの一般化質量 M_s が大きく、流体の一般化質量 M_f が小さければ有利。 V_r と C_n は決して無縁ではなく互いに連関している。

固有振動数 f を考えると、接合部の境界条件即ち回転剛性 K_θ が大きく効いてくる。 K_θ が下がると、 f が低下して V_r が大きくなる。ところが、 K_θ が小さくなるとウェルに連なる座板/金具/端子箱の質量が連動して M_s が大きくなり C_n も増大する。 V_r の増加は不利、 C_n の増加は有利を招く。しかし C_n の増加は V_r の増加に比べ緩いので、低い K_θ は全般に不利と言える。なお計算モデル B1 の C_n 変化に特異な傾向があるので留意のこと。

なお回転剛性 K_θ が固有振動数 f に及ぼす影響は、ウェル自身の f が大きいほど、即ち太い径のウェルになるほど大きくなる。太いウェルは、 $[f \cdot d]$ が大きくなるので V_r を著しく減少させて有利にみえるが、反面、回転剛性 K_θ の影響が強く顕われ、思ったほど V_r が減少しないこともある。

なお、 K_θ が大きくウェルー配管接合部が完全固定に近づくと、座金以降の金具/端子箱の影響が殆ど消滅する。完全固定に近い状態ではウェル首下のみを考えればよい。

固有振動数 f は、振動体の質量 m が大きいと低下する。例えば低い K_θ で、端子箱の集中質量を増やすと f が減少し V_r が増える傾向になる。一方、 C_n の方も M_s の増加で同じく増加傾向になる。ただ M_s は振幅の分布(固有モード)に依存した質量であるから、集中質量の増加によって固有モードが著しく

増加すると、 C_n は急激に増大する傾向がある。 V_r の増加は不利を招くが、 C_n の急増はそれを十分補う。故に、質量(特に集中質量)の増加は必ず、固有振動数を低下させ振動現象に不利であるという認識は流体振動の場合、必ずしも当を得た認識とは言えない。

これは図 B1 のように管台を設けた場合も同じである、質量の増加によって固有振動数は低下して V_r は増加するが、 C_n の方は固有モードの増加によって指数関数的に増加するので、管台方式は総じて有利ということになる。

固有振動数がおなじでも、固有モードが大きい方が揺れにくい。スクルートン数 C_n 値の傾向についてはもっと掘り下げる必要があるが、何はともあれ、 V_r や C_n の消長を念頭に、温度計取付け構造を設定すべきである(実際に計算ソフトを使っていろいろシミュレーションすべき)。

(3) 計算ソフトについては、まだ改善の余地があると思う。例えば管台構造のときの金具形状の入力コラムが不足する、材料物性の入力が限られるなどの不便を改善する。

•

【補足説明】

1. 固有値解析について、以下そのプロファイルを示す。

(1) 有次元線形空間 V 上の線形変換(回転/鏡映/拡大/縮小/せん断等) A に対して、次の方程式

を満たす零でないベクトル $\{x\}$ とスカラ λ が存在するとき、 $\{x\}$ を A の固有ベクトル(右固有ベクトル)、 λ を A の固有値と呼ぶ。

多質点系の自由振動の場合、

ここで $[M]$ =質量マトリックス、 $[K]$ =剛性マトリックス、 $\{x''\}$ =加速度ベクトル、 $\{x\}$ =変位ベクトル
この解の一つに、 $\{x\} = \{u\} \cos(\lambda^{0.5} t + \Phi)$ があるから、これを t について 2 回微分して

$$\{x''\} = -\lambda \{x\}$$

これを上式に代入して

$$-\lambda [M]\{x\} + [K]\{x\} = 0 \quad \rightarrow \quad [K]\{x\} = \lambda [M]\{x\} \quad \dots \dots \dots \quad (a3)$$

両辺に、 $[M]^{-1}$ を左掛けすると、

この式は(a1)式と同じであるから、自由振動方程式を解くことは固有値問題を解くことになる。

[A]は一般には対称マトリックスではないので、これを以下のように変換して対称マトリックスの固有値問題(標準固有値問題)にする⁽¹⁾。

まず、Mをコレスキ一分解する。

$M = [U]^T [U]$ ここで $U =$ 右上三角行列(対角要素から右側のみに数値のある行列)

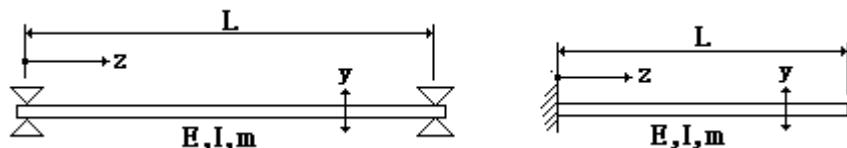
これを(a4)式に代入すると、

$$[K]\{x\} = \lambda [U]^T [U]\{x\} \rightarrow ([U]^T)^{-1} [K]\{x\} = \lambda [U]\{x\} \rightarrow ([U]^T)^{-1} [K][U]^{-1}[U]\{x\} = \lambda [U]\{x\} \quad \text{---(a5)}$$

U は右上三角行列式であるから $([U]^T)^{-1} = ([U]^{-1})^T$ これを(a5)式に代入して、

但し $A = ([U]^{-1})^T [K] [U]^{-1}$ 、 $\{y\} = [U]\{x\}$

(a6)式から、例えばヤコブ法の非対角要素の消去変換により、全ての固有値 λ 、固有ベクトル $\{y\}$ を求めることができる。



(2) 以上は FEM 解析のスキルに依存する。数値計算に依らずにより具体的に固有値計算を理解するため、テキスト(2)(3)の記述に基づいて、以下、単純梁の固有値計算を記す。

梁の動的挙動を表わす偏微分方程式は、次の通り。

ここで $Y =$ 梁軸に直交方向変位、 $z =$ 梁軸方向の位置、 $m =$ 単位長さ当たりの質量、
 $E =$ 縦弾性係数、 $F =$ 梁軸直交の Y 方向に作用する単位長さ当たりの外力(流体力の類い)、
 $I =$ 曲げに対する慣性 2 次モーメント $= \int_A \xi^2 dA$ 、
 $A =$ 断面積、 $\xi =$ せん断中心からの Y 方向の距離

通常、慣性モーメント I 、縦弾性係数 E 、単位質量 m は梁の長手方向に変化するが、ここではスパンにわたって一様とする。梁の自由振動式は以下のように、(b1)右辺の外力 F を 0 としたものである。これを解くことが単純梁の固有値解析になる。

$$\{EI \frac{\partial^4 Y(z,t)}{\partial z^4} + m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0\} \quad \dots \dots \dots \quad (b2)$$

(b2),(b3)式の解は、次の変数分離形で表わせる。

$$Y(z, t) = \phi(z) x(t) \quad \text{----- (b3)}$$

ここで $\phi(z)$ は固有モード(あるいは固有関数)と呼ばれる。この式を(b2)式に代入すると、

$$x(t)''/x(t) = -(EI/m)\{\phi(z)'''/\phi(z)\}$$

解が変数分離形であるなら、各辺は定数になる。この定数を $-p^2$ とすると、

$$x(t)''/x(t) = -(EI/m)\{\phi(z)''''/\phi(z)\} = -p^2 \quad \text{----- (b4)}$$

ここで、両端ピン支持梁では、後述の如く $\phi(z) = \sin(n\pi z/L)$ である。これを 4 回微分すれば、

$$\phi''''(z) = (n \pi / L)^4 \phi$$

ϕ''' を(b4)式の中辺に代入すると、

$$-(EI/m)(n\pi/L)^4 = -p^2 \rightarrow p = (n\pi/L)^2(EI/m)^{0.5} \rightarrow \text{これは固有角振動数 } \omega_n \text{ に等しい}$$

また、(b4)式を変形すれば、

このフォームは(a6)式に同じ、従って

固有モード $\phi(z) \rightarrow$ 固有ベクトル、 $p^2 (= \omega_n^2) \rightarrow$ 固有値

と見ることができる。これは**FEM**解析による固有ベクトル y を固有モード ϕ と等価と見なして扱えることを意味する(だいぶ飛躍するが…)。

さて一様梁の固有モード/固有値は(b5)の方程式を、解いて得られる。 $x(t)$ は $x(t)''/x(t) = -p^2$ から、

$$x(t) = A_1 \cos(pt) + A_2 \sin(pt) \quad (A_1, A_2 = \text{定数}) \quad \text{-----(b6)}$$

これは時間の関数で、境界条件に依らない。 $\phi(z)$ は、**境界条件**を与えることで得られる。例えば、両端ピン支持梁(=両端単純支持梁)の場合、境界条件は次のようになる。

$$①, \quad \phi(0) = \phi(L) = 0 \quad (\text{直交変位零より})$$

$$②' \quad \phi''(0) = \phi''(L) = 0 \quad (\text{モーメント零より})$$

ϕ の一般式は $\phi = C_1 \cos \alpha z + C_2 \sin \alpha z + C_3 \cosh \alpha z + C_4 \sinh \alpha z$ (但し $\alpha = \{(m/EI)^{0.5}p\}^{0.5}$) であるから、 $\phi'' = \alpha^2 \{-C_1 \cos \alpha z - C_2 \sin \alpha z + C_3 \cosh \alpha z + C_4 \sinh \alpha z\}$ になる。従って、

$z=0$ について $C_1 + C_3 = 0, -C_1 + C_3 = 0 \rightarrow \underline{C_1 = 0, C_3 = 0}$

$$z=L \text{ について } C_2 \sin \alpha L + C_4 \sinh \alpha L = 0, \quad -C_2 \sin \alpha L + C_4 \sinh \alpha L = 0$$

$$\rightarrow C_4 \sinh \alpha L = 0, \quad C_2 \sin \alpha L = 0$$

$\sinh \alpha L \neq 0$ であるから、 $C_4=0$ 。また更に $C_2=0$ の場合は、 $\phi=0$ になるが、これは静止状態にほかならないので、梁が振動している場合は、 $C_2 \neq 0$ で $\sin \alpha L = 0$ となる。この場合、 $\alpha nL = n\pi \rightarrow \{(m/EI)^{0.5} p_n\}^{0.5} L = n\pi \rightarrow p_n = (n\pi/L)^2 (EI/m)^{0.5}$ (= 固有角振動数 ω_n 、前述通り) $C_1=C_3=C_4$ で、 $C_2=0/0=1$ であるから、固有モードは、

$$\phi(z) = \sin \alpha_n z = \sin(n\pi z/L) \quad \dots \quad (b7)$$

となる。従って、 n 次の変位および全変位は、次のようになる。

$$Y_n(z, t) = \phi(z) x(t) = \sin(n\pi z/L) \{A_1 \cos(pt) + A_2 \sin(pt)\}$$

$$Y(z, t) = \sum \sin(n\pi z/L) \{A_1 \cos(pt) + A_2 \sin(pt)\} \quad [n=1 \sim n=\infty] \quad \dots \quad (b8)$$

参考に、一端固定片持梁の固有角振動数および固有モードを以下に示す。

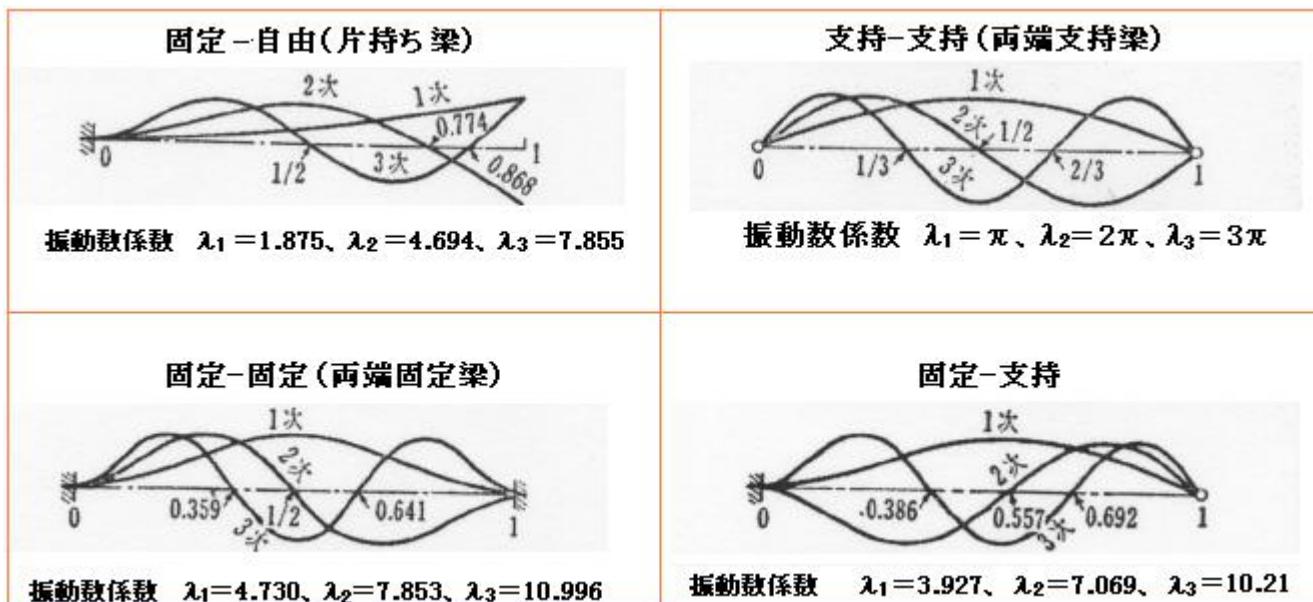
$$\text{固有角振動数} : \omega_n = (\lambda_n/L)^2 (EI/m)^{0.5}$$

$$\text{固有モード} : \phi(z) = (\sin \lambda_n + \sinh \lambda_n) \{ \cos(\lambda_n z/L) - \cosh(\lambda_n z/L) \} \\ + (\cos \lambda_n + \cosh \lambda_n) \{ \sin(\lambda_n z/L) - \sinh(\lambda_n z/L) \}$$

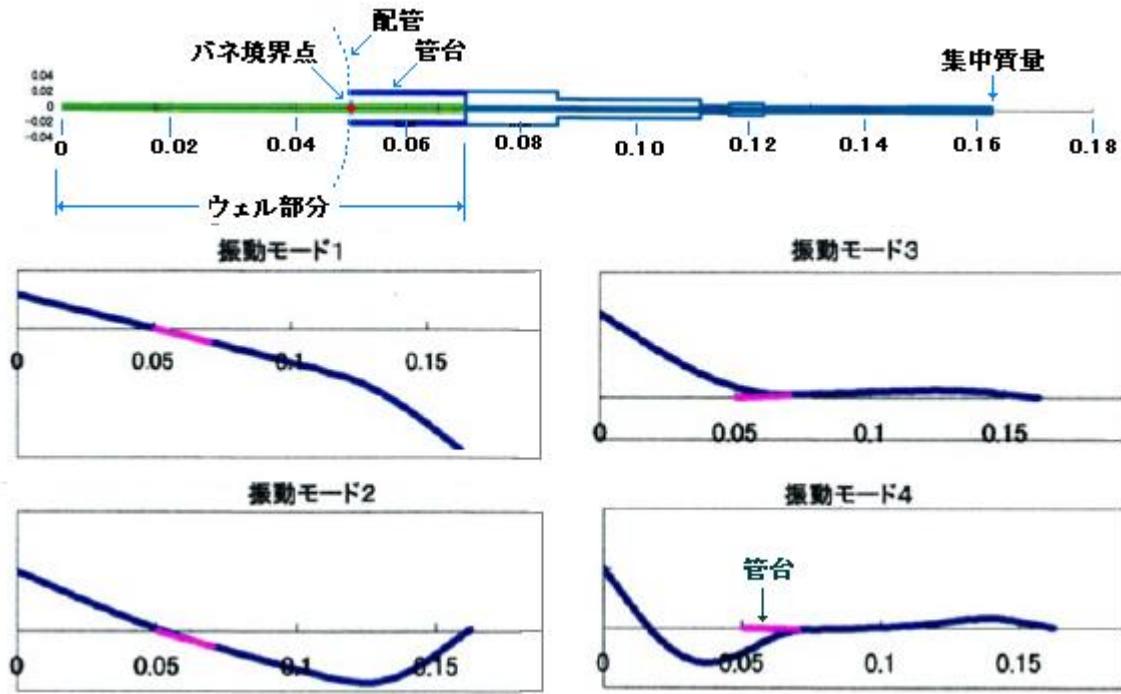
ここで、 λ = 振動係数(特性値) \rightarrow 特性方程式 $1 + \cos \lambda \cosh \lambda = 0$ の根、

$$\lambda_1 = 1.875, \lambda_2 = 4.694, \lambda_3 = 7.855, \dots$$

各種一様梁の固有モードは、便覧やテキストにでている。下記にその例を示す。



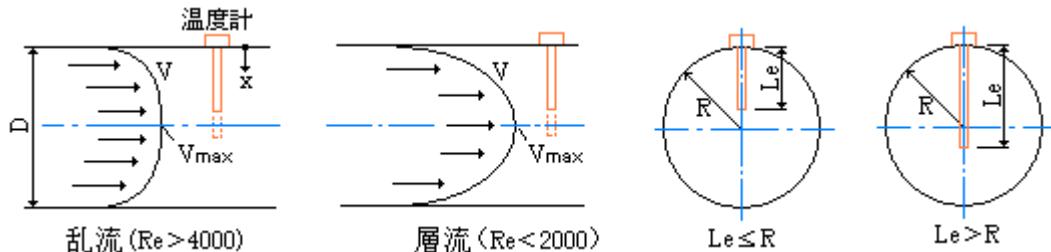
非一様で複雑な梁については、コンピュータ解析による。JSME 規格の計算ソフト(1次元 FEM)で計算された振動モード(固有モードあるいは固有ベクトル)を下記に示す。管台(ピンク)付根を起点に揺れている。



2. 配管内の平均流速 V について。これについては JSME 規格の解説 A に詳しく説明されているが、

- ・平均流速式(A4-4)の導入過程が多少判りにくい、また
- ・乱流における円柱廻りの平均流速が $L_e \leq (D/2)$ の場合のもので、 $L_e > (D/2)$ の場合が示されてない、
- ・また層流における式が示されていない

ので、ここで、これらの不足を補っておく。



乱流の流れに曝されるウェル部分の先端が管中心を越えない場合、即ち $L_e \leq (D/2)$ の場合は以下。

局部流速/最大流速比は、次のように指数分布になる。

$$V_x/V_{max} = (x/R)^{1/n} \quad (\text{但し } R=D/2, V_x=\text{位置 } x \text{ の流速, } V_{max}=\text{管中心流速} \rightarrow \text{最大流速})$$

[平均流速/最大流速]比は、これを面積ベースで積分して

$$\begin{aligned} \bar{V}_x/V_{max} &= [1/\{\pi R^2 - \pi (R-L_e)^2\}] \int_0^{L_e} 2\pi (R-x) (V_x/V_{max}) dx \\ &= [2R^{-2}/\{1-(1-L_e/R)^2\}] [\{n/(n+1)\}\{x^{(n+1)/n}\}/R^{(1-n)/n} - \{n/(2n+1)\}\{x^{(2n+1)/n}\}/R^{1/n}]_0^{L_e} \\ &= [2/\{1-(1-L_e/R)^2\}] [\{n/(n+1)\}(L_e/R)^{(n+1)/n} - \{n/(2n+1)\}(L_e/R)^{(2n+1)/n}] \end{aligned}$$

ここで、[管路全断面平均流速/最大流速]比は、

$$\begin{aligned} V_m/V_{max} &= \{1/(\pi R^2)\} \int_0^R 2\pi (R-x) (V_x/V_{max}) dx \\ &= \{2/(R^2)\} [\{n/(n+1)\}\{x^{(n+1)/n}\}/R^{(1-n)/n} - \{n/(2n+1)\}\{x^{(2n+1)/n}\}/R^{1/n}]_0^R \\ &= 2n^2/\{(n+1)(2n+1)\} \end{aligned}$$

故に 平均流速 $\bar{V}_x = V_m \{(n+1)(2n+1)\}/(2n^2) [2/\{1-(1-L_e/R)^2\}]$

$$\cdot [\{n/(n+1)\}(L_e/R)^{(n+1)/n} - \{n/(2n+1)\}(L_e/R)^{(2n+1)/n}] \quad \dots \quad (c1)$$

但し $V_m = 4Q/(\pi D^2)$

乱流の流れに曝されるウェル部分の先端が管中心を越える場合、即ち $L_e > (D/2)$ の場合は以下。

$$\dot{V}_x/V_{max} = [2/\{R^2 + (L_e - R)^2\}] [\int_0^R (R-x) (V_x/V_{max}) dx + \int_{2R-L_e}^R (R-x) (V_x/V_{max}) dx]$$

ここで[]内の第1項は、 $\int_0^R (R-x) (V_x/V_{max}) dx = n^2 R^2 / \{(n+1)(2n+1)\}$

[]内の第2項は、 $\int_{2R-L_e}^R (R-x)(V_x/V_{max})dx = n^2 R^{2/n} / \{(n+1)(2n+1)\} - (2R-L_e)^{(n+1)/n} \{n/(n+1)\} R^{(n-1)/n} - R^{-1/n} \{n/(2n+1)\} (2R-L_e)$

$$\text{よって、 } \dot{V}_x/V_{\max} = [2/\{R^2 + (L_e - R)^2\}] [2n^2 R^2 / \{(n+1)(2n+1)\} - (2R - L_e)^{(n+1)/n} \{n/(n+1)\} R^{(n-1)/n} - R^{-1/n} \{n/(2n+1)\} (2R - L_e)]$$

全断面平均流速/最大流速比は $V_m/V_{max} = 2n^2 / \{(n+1)(2n+1)\}$ であるから、平均流速は次のようになる。

$$\dot{V}_x = V_m \left\{ (n+1)(2n+1)/(2n^2) \right\} [2/\{R^2 + (L_e - R)^2\}] [2n^2 R^2 / \{ (n+1)(2n+1) \} - (2R - L_e)^{(n+1)/n} [\{n/(n+1)\} R^{(n-1)/n} - R^{-1/n} \{n/(2n+1)\} (2R - L_e)]] \quad \dots \dots \dots (c2)$$

以上は乱流の場合である。層流($Re < 2000$)の場合は流速が低いので、同期振動はたいてい回避されるが、特殊なケースも起こり得るので、念のため、平均流速を求めてみる。

層流の流速分布は 次のように放物線分布になる。

$$V_x/V_{\max} = 1 - (r/R)^2 \quad \text{但し } x \leq R$$

r は中心からの半径方向距離であるが、これを壁からの距離($x=R-r$)におすと、

$$V_x/V_{max} = 2(x/R) - (x/R)^2$$

まず、 $L_e \leq R$ の場合、

$$\begin{aligned}\dot{V}_x/V_{\max} &= [1/\{\pi R^2 - \pi (R^2 - L_e)\}] \int_0^{L_e} 2\pi (R-x) \{2(x/R) - (x/R)^2\} dx \\ &= [2/\{R^2 - (R - L_e)^2\}] \{L_e^2 - (L_e^3/R) + L_e^4/(4R^2)\}\end{aligned}$$

ここで、[管路全断面平均流速/最大流速]比は、

$$\begin{aligned} V_m/V_{max} &= \{1/(\pi R^2)\} \int_0^R 2\pi (R-x) (V_x/V_{max}) dx \\ &= [2/(R^2)][x^2 - x^3/R + x^4/(4R^2)]_0^R = 1/2 \quad \rightarrow \quad V_{max} = 2V_m \end{aligned}$$

$$\text{従つて、 } \dot{V}_x = [4L_e^2 / \{R^2 - (R - L_e)^2\}] \{1 - (L_e/R) + L_e^2 / (4R^2)\} V_m$$

次に、 $L_e > R$ の場合

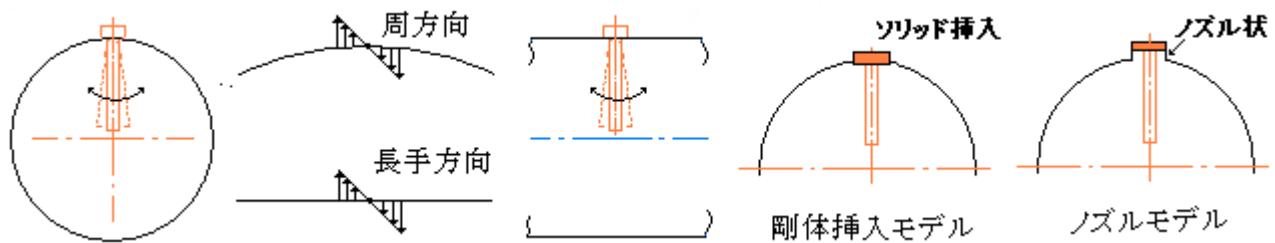
$$\begin{aligned}
 \dot{V}_x/V_{\max} &= [1/\{\pi R^2 + \pi (L_e - R)^2\}] [\int_0^R 2\pi (R - x) \{2(x/R) - (x/R)^2\} dx \\
 &\quad + \int_{2R-L_e}^R 2\pi (R - x) \{2(x/R) - (x/R)^2\} dx] \\
 &= [1/\{R^2 + (L_e - R)^2\}] [[x^2 - x^3/R + x^4/(4R^2)]_0^R + [x^2 - x^3/R + x^4/(4R^2)]_{2R-L_e}^R] \\
 &= (1/4) [1/\{R^2 + (L_e - R)^2\}] \{2R^2 - (2L_e - L_e^2/R)^2\}
 \end{aligned}$$

上記と同様にして、

以上では、ウェル軸方向の座標をxとしたが、本文では表記の都合で、z座標にしている。念為。

3. ウエル固定部の回転バネ剛性について。配管へのウェルの取り付け部分の構造は様々であるが、配管側は薄肉円筒シェルであるから決して完全固定にはならず、振動(横ぶれ)に対して回転バネとして機能する。回転バネ剛性がウェルの曲げ剛性に比べて低いと、ウェルの固有振動数が低下して換算流速 V_r が高くなり、同期振動に陥りやすくなる。従って JSME 計算ソフトを用いて評価計算するときは、回転バネ剛性を指定して計算すべきである。ただ、回転曲げ剛性の算定は計算ソフトに含まれていないので、予め、何らかの方法でバネ剛性を算定しなければならない。

前述の通り、ウェル取り付け部の構造は様々であるが、粗々、
 円筒殻(シェル)に剛体が挿入されたもの、 or 円筒殻に小さいノズルが付設されたもの
 と見なせる。前者については適切なものが見当たらない。後者に関しては円筒胴付きノズルとして幾つかの
 推算方法が知られている。ここでは
 Kellogg 法、バイラード法、ORNL 法 (いずれも仮称)
 をあげておく。



まず、Kellogg 法について。これは非常にふるい近似法で、次式が与えられている⁽⁴⁾。

$$\text{周方向: } K_{\theta t} = (4.878/C)E(r_m^2 T/R)^{1.5}$$

$$\text{長手方向: } K_{\theta l} = 4.878E(r_m^2 T/R)^{1.5}$$

次に、バイラード法の場合。WRC-297⁽⁵⁾の Appendix A example No.3 によれば、

$$\text{周方向: } K_{\theta t} = ET^3[f(\lambda)]_t$$

$$\text{長手方向: } K_{\theta l} = ET^3[f(\lambda)]_L$$

次に、ORNL 法の場合。ORNL レポート⁽⁶⁾によれば、

$$\text{周方向: } K_{\theta t} = EI_b/(K_{Td}) \quad \text{但し } K_T = 0.27(D/T)^{1.5}(t/T)(d_o/D)$$

$$\text{長手方向: } K_{\theta l} = EI_b/(K_{Ld}) \quad \text{但し } K_L = 0.09(D/T)^{1.5}(t/T)(d_o/D)$$

ここで、 $K_{\theta t}, K_{\theta l}$ =周方向,長手方向の回転剛性(kg-mm/radian)

E =構造材料の縦弾性係数(kgf/mm²)、 K_T, K_L =周方向,長手方向の撓み係数(-)

I_b =ノズル(ウェル取付台)側の断面 2 次モーメント(mm⁴)= $(\pi/64)(d_o^4 - d_i^4)$

D =管外径(mm)、 R =管外半径(mm)= $D/2$ 、 T =管肉厚(mm)

d_o, d_i =ノズル側の外半径、内半径(mm)、 t =ノズル側肉厚(mm)= $(d_o - d_i)/2$

r_m =ノズル側の平均半径(mm)= $(d_o - t)/2$ 、 C =係数(=約 3)

$[f(\lambda)]_t, [f(\lambda)]_L$ =それぞれ周方向,長手方向の係数→ Fig.60 による

Kellogg 法はノズル側の肉厚が含まれていない。これは暗に剛体挿入ケースともとれる。バイラード法/ORNL 法ではシェル理論によっており下記の適用条件が付く(ただ厳密なものではなく、多少キャリオーバしても可)。

バイラード法: $d/D \leq 0.5, d/t > 10, D/T > 20$

ORNL 法: $d/D \leq 0.33$, $d/t > 10$, $D/T > 20$

ここで、下記条件で試計算してみる。

$E = 20000 \text{ kg f/mm}^2$, $D = 318.5 \text{ mm}$, $R = 159.25 \text{ mm}$, $T = 6.4 \text{ mm}$, $d_o = 60.5 \text{ mm}$, $d_i = 52.7 \text{ mm}$, $t = 3.9 \text{ mm}$
 $r_m = 28.3 \text{ mm}$, $I_b = 279009 \text{ mm}^4$

$$\text{Kellogg 法) 周方向: } K_{\theta t} = (4.878/3) \times 20000 \times (28.3^2 \times 6.4 / 159.25)^{1.5} \\ = 5.94 \times 10^6 \text{ kgf-mm/rad} (= 5.83 \times 10^4 \text{ Nm/rad.})$$

$$\text{長手方向: } K_{\theta l} = 4.878 \times 20000 \times (28.3^2 \times 6.4 / 159.25)^{1.5} = 1.98 \times 10^6$$

$$\text{バイラード法) 周方向: } K_{\theta t} = 20000 \times 6.4^3 \times 0.95 = 4.98 \times 10^6 (= 4.89 \times 10^4) \quad (\text{なお } \lambda = 1.34)$$

$$\text{長手方向: } K_{\theta l} = 20000 \times 6.4^3 \times 2.85 = 1.49 \times 10^6$$

$$\text{ORNL 法) 周方向: } K_{\theta t} = 20000 \times 279009 / (10.97 \times 60.5) = 8.4 \times 10^6 (= 8.23 \times 10^4)$$

$$K_T = 0.27 \times (318.5 / 6.4)^{1.5} \times (3.9 / 6.4) \times (60.5 / 318.5) = 10.97$$

$$\text{長手方向: } K_{\theta l} = 20000 \times 279009 / (3.66 \times 60.5) = 2.52 \times 10^7$$

$$K_T = 0.09 \times (318.5 / 6.4)^{1.5} \times (3.9 / 6.4) \times (60.5 / 318.5) = 3.66$$

バイラード法は、グラフに曖昧なところがあつて不正確ではあるが、最も剛性が低くなる。Kellogg 法の結果はバイラード法に近いが、ORNL 法はその 2 倍弱の剛性になる。安全側にいながらバイラード法であろう。また配管の支持スパンが考慮されている(配管側の捻れ/撓みが見込まれる)点でバイラード法は信頼できる。ただ残念ながら、 $f(\lambda)$ のグラフが不備で設計ベースになつてない。上記の試計算から結論するのは無論、無謀であるが、バイラード法と ORNL 法の比率が $4.98/8.4 = 0.6$ になつてるので、一応、設計としては、

$$K_{\theta t} = 0.6 E I_b / (K_{T d}) \quad K_{\theta l} = 0.6 E I_b / (K_{L d})$$

を採ればどうかと思う。勿論、支持スパンを考慮したバイラード計算ソフトで、より正確な K_{θ} の値が得られるなら、そちらを使用した方がよい。

以上は、ウェルをノズルに取り付け、配管に付設したケースに該当する。円筒殻(シェル)に剛体が挿入される場合、即ち厚肉の座板を管に溶接して座板にウェルを固定する場合については現状データがなくお手上げである。方便としては、管台の肉厚 t を適当にアップして計算すればどうかと思う。たとえば、試計算において $t = 20 \text{ mm}$ とすれば、

$$I = (\pi / 64)(60.5^4 - 20.5^4) = 648977 \text{ mm}^4, K_T = 0.27 \times (318.5 / 6.4)^{1.5} \times (20 / 6.4) \times (60.5 / 318.5) = 56.3$$

であるから、

$$K_{\theta t} = 20000 \times 648977 / (56.3 \times 60.5) = 3.8 \times 10^6 \text{ kgf-mm/rad}$$

結果的に、撓み係数 K_T のアップに対して曲げ剛性 $E I_b$ のアップが少なく、 $K_{\theta t}$ はかえつて低下する(?)。

勿論、正確を期すには FEM 解析が望ましい。この場合、モデルのスパンは長くとて配管側の捻じれ/撓みを考慮できるようにすべきである。

なお $K_{\theta t}$ と $K_{\theta l}$ は約 1/3 のオーダーで異なるので、周方向と長手方向で、多少固有振動数が異なる。V_r 計算では安全側に、振動数の低い周方向の回転剛性 $K_{\theta t}$ を使用すべきである。

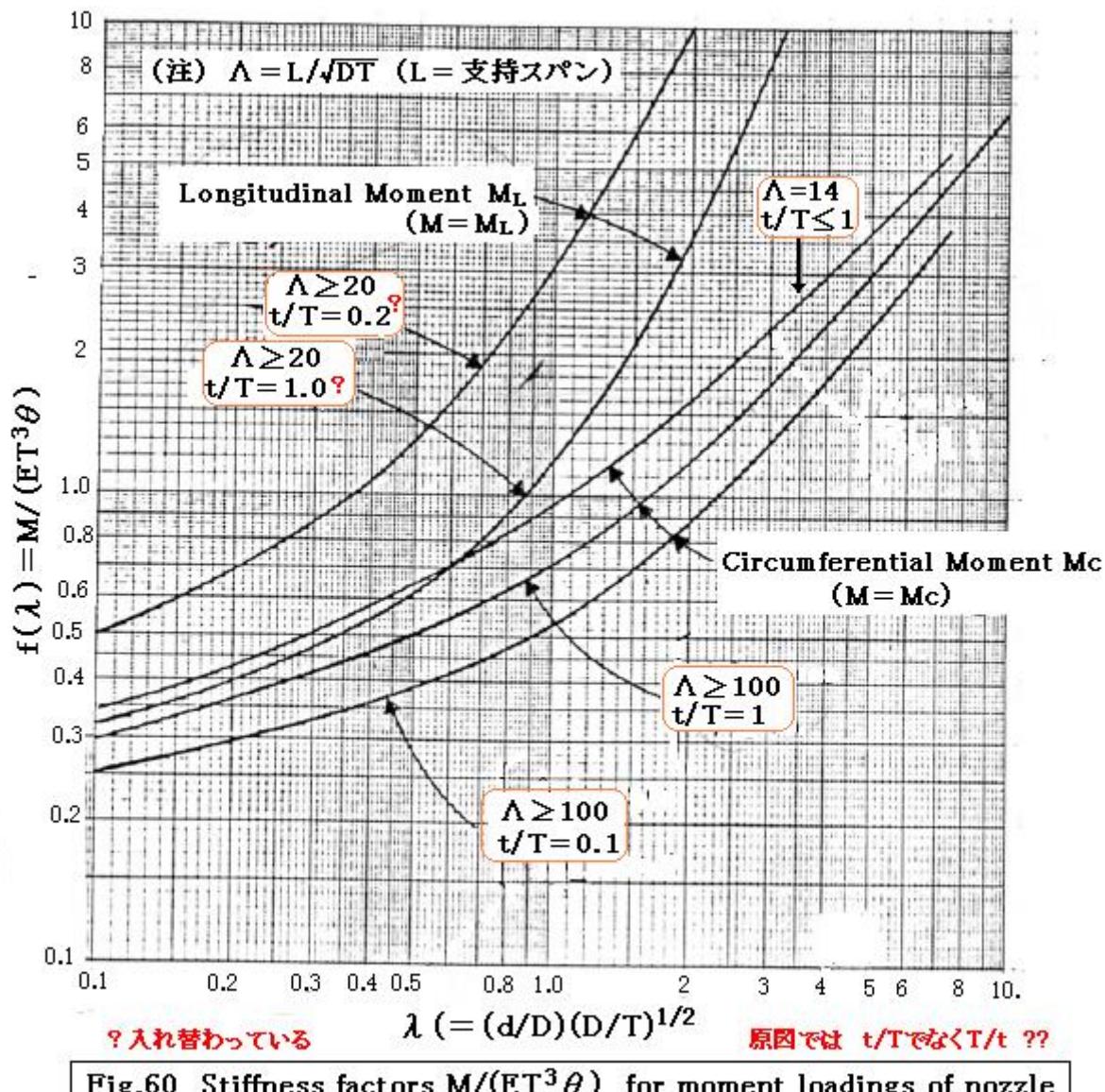


Fig.60 Stiffness factors $M/(ET^3\theta)$ for moment loadings of nozzle
(WRC BULL 297より引用)

1 各種パラメータの算定 [公式による設計－計算シート]
 (1) 流速の算定 サンプル

流速	V	(m/sec)	5.00E+00
----	-----	---------	----------

(2) 基本固有振動数の算定

構造物の内径	di	(m)	9.00E-03
構造物の外径	do	(m)	3.00E-02
構造物の縦弾性係数	E	(Pa)	1.90E+11
構造物の長さ	L	(m)	2.00E-01
流体の密度	ρ	(kg/m ³)	1.00E+03
構造物の密度	ρ_s	(kg/m ³)	7.85E+03
構造物の断面2次モーメント	I	(m ⁴)	3.94E-08
付加質量を含む構造物の 単位長さ当たり質量	m	(kg/m)	5.76E+00
円柱構造物の 基本固有振動数	f_0	(Hz)	5.05E+02

(3) 換算流速の算定

換算流速	V_r		3.30E-01
------	-------	--	----------

(4) 換算減衰率の算定

構造物の臨界減衰比	ξ		5.00E-03
構造物の対数減衰率	δ		3.14E-02
換算減衰率	C_n		4.02E-01

2 評価項目

(1) 同期振動発生領域の回避または抑制

(a) $V_r < 1$	○
(b) $C_n > 64$	×
(C) $V_r < 3.3$ and $C_n > 2.5$	×
	判定 合格

(2) 流体力による応力の算出

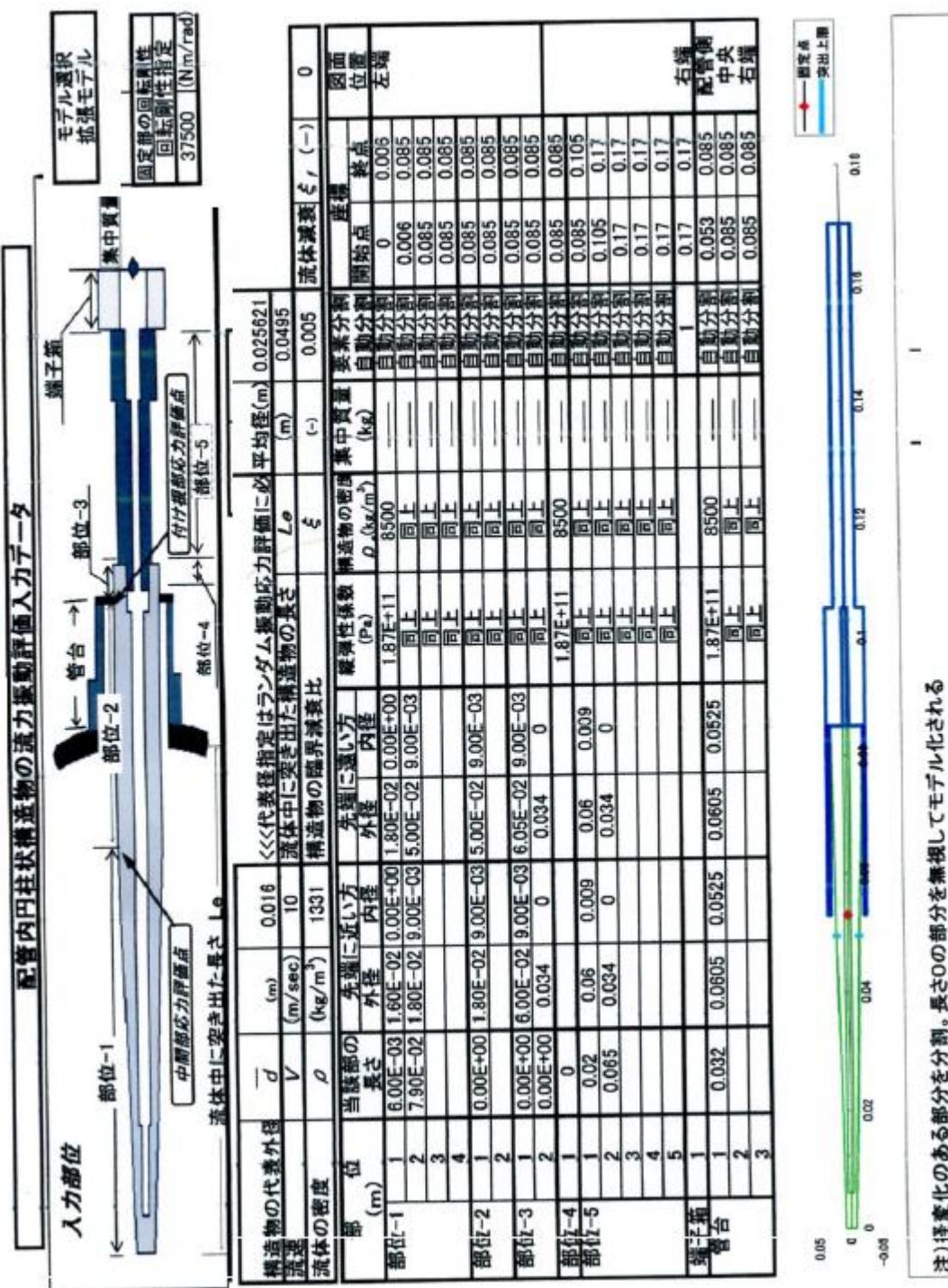
定常抗力係数	C_D		1.20E+00
流体中に突き出た構造物の長	Le	(m)	3.00E-01
単位長さ当たりの流体抗力	F_d	(N/m)	4.50E+02
構造物の断面係数	Z	(m ³)	2.63E-06
定常抗力による応力	σ_D	(Pa)	2.57E+06

(3) 流れの乱れによるランダム振動応力の算出

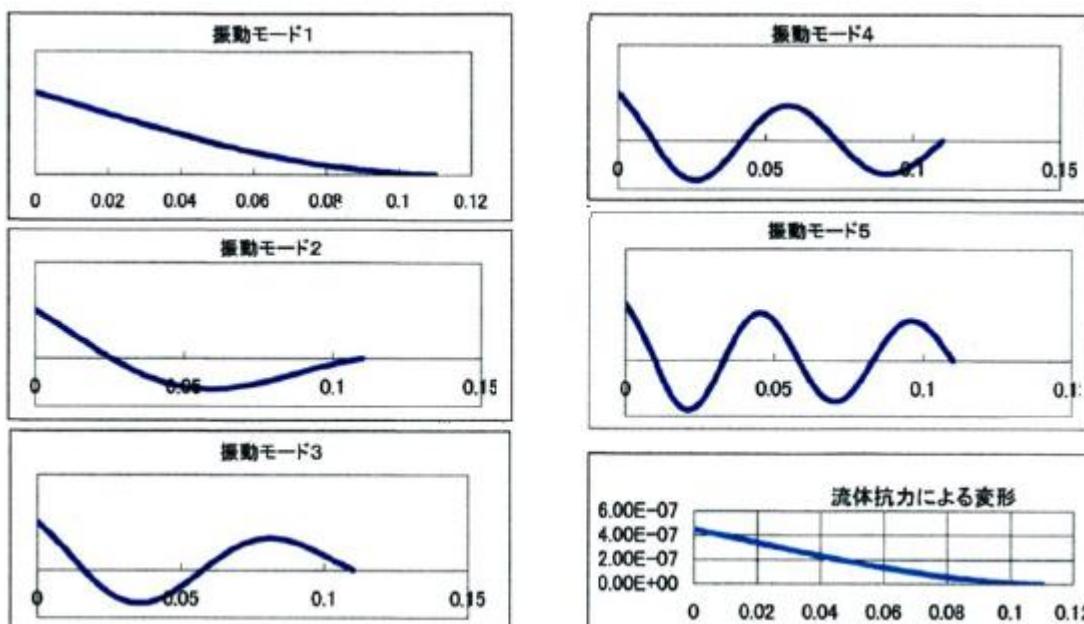
以下の欄は $V_r > 3.3$ の場合には利用できない。

構造物の臨界減衰比	ξ	5.00E-03
流体減衰	ξ_f	0.00E+00
	κ_o	-9.38E-01
	η_o	1.79E+00
基本振動モードの刺激係数	β_o	9.55E-01
	f_o	3.03E+00
ランダム励振力の規格化 パワースペクトル密度	ϕ	1.10E-02
単位長さ当たりの乱流励振力 の	G	(N ² s/m ²) 1.57E-01
先端のランダム振動変位	y_R	(m) 1.10E-05
ランダム振動応力	σ_R	(Pa) 2.77E+06

【解析による設計】
人カシートサンプル
拡張モデル 回転剛性指定



[解析による設計] 計算シートサンプル																																																																																			
1 各種パラメータの算定																																																																																			
(1) 流速の算定																																																																																			
流速 V (m/sec) 3.00E+00																																																																																			
(2) 基本固有振動数の算定																																																																																			
<table border="1"> <tr> <td>構造物の代表外径 d (m)</td> <td>2.00E-02</td> <td>1次</td> <td>2次</td> <td>3次</td> <td>4次</td> <td>5次</td> </tr> <tr> <td>流体の密度 ρ (kg/m³)</td> <td>1.00E+03</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>構造物の密度(流体中の部分) ρ_s (kg/m³)</td> <td>8.26E+03</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>							構造物の代表外径 d (m)	2.00E-02	1次	2次	3次	4次	5次	流体の密度 ρ (kg/m ³)	1.00E+03						構造物の密度(流体中の部分) ρ_s (kg/m ³)	8.26E+03																																																													
構造物の代表外径 d (m)	2.00E-02	1次	2次	3次	4次	5次																																																																													
流体の密度 ρ (kg/m ³)	1.00E+03																																																																																		
構造物の密度(流体中の部分) ρ_s (kg/m ³)	8.26E+03																																																																																		
<table border="1"> <tr> <td>モード次数</td> <td></td> <td>1次</td> <td>2次</td> <td>3次</td> <td>4次</td> <td>5次</td> </tr> <tr> <td>円柱構造物の</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>基本固有振動数 f (Hz)</td> <td>1.84E+03</td> <td>7.56E+03</td> <td>1.84E+04</td> <td>2.83E+04</td> <td>3.87E+04</td> <td></td> </tr> </table>							モード次数		1次	2次	3次	4次	5次	円柱構造物の							基本固有振動数 f (Hz)	1.84E+03	7.56E+03	1.84E+04	2.83E+04	3.87E+04																																																									
モード次数		1次	2次	3次	4次	5次																																																																													
円柱構造物の																																																																																			
基本固有振動数 f (Hz)	1.84E+03	7.56E+03	1.84E+04	2.83E+04	3.87E+04																																																																														
(3) 換算流速の算定																																																																																			
換算流速 V_r 8.16E-02 1.99E-02 9.17E-03 5.71E-03 4.09E-03																																																																																			
(4) 換算減衰率の算定																																																																																			
<table border="1"> <tr> <td>構造物の臨界減衰比 ζ</td> <td>5.00E-03</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>構造物の対数減衰率 δ</td> <td>3.14E-02</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>換算減衰率 C_n</td> <td>4.11E-01</td> <td>4.15E-01</td> <td>4.13E-01</td> <td>4.10E-01</td> <td>4.08E-01</td> <td></td> </tr> </table>							構造物の臨界減衰比 ζ	5.00E-03						構造物の対数減衰率 δ	3.14E-02						換算減衰率 C_n	4.11E-01	4.15E-01	4.13E-01	4.10E-01	4.08E-01																																																									
構造物の臨界減衰比 ζ	5.00E-03																																																																																		
構造物の対数減衰率 δ	3.14E-02																																																																																		
換算減衰率 C_n	4.11E-01	4.15E-01	4.13E-01	4.10E-01	4.08E-01																																																																														
2 評価項目																																																																																			
(1) 同期振動発生領域の回避または抑制																																																																																			
<table border="1"> <tr> <td>(a) $V_r < 1$</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> <td></td> </tr> <tr> <td>(b) $C_n > 64$</td> <td>×</td> <td>×</td> <td>×</td> <td>×</td> <td>×</td> <td></td> </tr> <tr> <td>(C) $V_r < 3.3$ and $C_n > 2.5$</td> <td>×</td> <td>×</td> <td>×</td> <td>×</td> <td>×</td> <td></td> </tr> </table>							(a) $V_r < 1$	○	○	○	○	○		(b) $C_n > 64$	×	×	×	×	×		(C) $V_r < 3.3$ and $C_n > 2.5$	×	×	×	×	×																																																									
(a) $V_r < 1$	○	○	○	○	○																																																																														
(b) $C_n > 64$	×	×	×	×	×																																																																														
(C) $V_r < 3.3$ and $C_n > 2.5$	×	×	×	×	×																																																																														
判定																																																																																			
(2) 流体力による応力の算出																																																																																			
<table border="1"> <tr> <td>定常抗力係数 C_D</td> <td>1.20E+00</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>流体中に突き出た構造物の長さ L_e (m)</td> <td>1.10E-01</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>単位長さ当たりの流体抵抗力(平均値) F_d (N/m)</td> <td>1.08E+02</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>定常抗力による付け根部の応力 σ_D (Pa)</td> <td>2.92E+05</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>							定常抗力係数 C_D	1.20E+00						流体中に突き出た構造物の長さ L_e (m)	1.10E-01						単位長さ当たりの流体抵抗力(平均値) F_d (N/m)	1.08E+02						定常抗力による付け根部の応力 σ_D (Pa)	2.92E+05																																																						
定常抗力係数 C_D	1.20E+00																																																																																		
流体中に突き出た構造物の長さ L_e (m)	1.10E-01																																																																																		
単位長さ当たりの流体抵抗力(平均値) F_d (N/m)	1.08E+02																																																																																		
定常抗力による付け根部の応力 σ_D (Pa)	2.92E+05																																																																																		
(3) 流れの乱れによるランダム振動応力の算出																																																																																			
以下の欄は $V_r > 3.3$ の場合には利用できない。																																																																																			
<table border="1"> <tr> <td>構造物の臨界減衰比 ζ</td> <td>5.00E-03</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>流体減衰 ζ_f</td> <td>0.00E+00</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>モード次数</td> <td>1次</td> <td>2次</td> <td>3次</td> <td>4次</td> <td>5次</td> <td></td> </tr> <tr> <td>基本振動モードの刺激係数(注) β_0</td> <td>1.58E+00</td> <td>-7.90E-01</td> <td>4.14E-01</td> <td>#####</td> <td>1.61E-01</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>f_0</td> <td>1.53E+01</td> <td>6.30E+01</td> <td>1.36E+02</td> <td>2.19E+02</td> <td>3.06E+02</td> </tr> <tr> <td>ランダム励振力の規格化</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>パワースペクトル密度 ϕ</td> <td>4.31E-04</td> <td>2.55E-05</td> <td>5.45E-06</td> <td>2.11E-06</td> <td>1.08E-06</td> <td></td> </tr> <tr> <td>単位長さ当たりの乱流励振力の G ($N^2 s/m^2$)</td> <td>7.70E-04</td> <td>4.56E-05</td> <td>9.73E-06</td> <td>3.77E-06</td> <td>1.94E-06</td> <td></td> </tr> <tr> <td>先端のランダム振動変位 y_R (m)</td> <td>1.68E-07</td> <td>2.04E-09</td> <td>1.48E-10</td> <td>3.36E-11</td> <td>7.70E-12</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ランダム振動応力(中間部) σ_R (Pa)</td> <td>5.26E+04</td> <td>4.08E+03</td> <td>9.10E+01</td> <td>1.92E+02</td> <td>1.42E+01</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ランダム振動応力(付け根部) σ_R (Pa)</td> <td>9.34E+04</td> <td>4.05E+03</td> <td>4.72E+02</td> <td>1.14E+02</td> <td>2.44E+01</td> <td></td> </tr> </table>							構造物の臨界減衰比 ζ	5.00E-03						流体減衰 ζ_f	0.00E+00						モード次数	1次	2次	3次	4次	5次		基本振動モードの刺激係数(注) β_0	1.58E+00	-7.90E-01	4.14E-01	#####	1.61E-01			f_0	1.53E+01	6.30E+01	1.36E+02	2.19E+02	3.06E+02	ランダム励振力の規格化							パワースペクトル密度 ϕ	4.31E-04	2.55E-05	5.45E-06	2.11E-06	1.08E-06		単位長さ当たりの乱流励振力の G ($N^2 s/m^2$)	7.70E-04	4.56E-05	9.73E-06	3.77E-06	1.94E-06		先端のランダム振動変位 y_R (m)	1.68E-07	2.04E-09	1.48E-10	3.36E-11	7.70E-12		ランダム振動応力(中間部) σ_R (Pa)	5.26E+04	4.08E+03	9.10E+01	1.92E+02	1.42E+01		ランダム振動応力(付け根部) σ_R (Pa)	9.34E+04	4.05E+03	4.72E+02	1.14E+02	2.44E+01	
構造物の臨界減衰比 ζ	5.00E-03																																																																																		
流体減衰 ζ_f	0.00E+00																																																																																		
モード次数	1次	2次	3次	4次	5次																																																																														
基本振動モードの刺激係数(注) β_0	1.58E+00	-7.90E-01	4.14E-01	#####	1.61E-01																																																																														
	f_0	1.53E+01	6.30E+01	1.36E+02	2.19E+02	3.06E+02																																																																													
ランダム励振力の規格化																																																																																			
パワースペクトル密度 ϕ	4.31E-04	2.55E-05	5.45E-06	2.11E-06	1.08E-06																																																																														
単位長さ当たりの乱流励振力の G ($N^2 s/m^2$)	7.70E-04	4.56E-05	9.73E-06	3.77E-06	1.94E-06																																																																														
先端のランダム振動変位 y_R (m)	1.68E-07	2.04E-09	1.48E-10	3.36E-11	7.70E-12																																																																														
ランダム振動応力(中間部) σ_R (Pa)	5.26E+04	4.08E+03	9.10E+01	1.92E+02	1.42E+01																																																																														
ランダム振動応力(付け根部) σ_R (Pa)	9.34E+04	4.05E+03	4.72E+02	1.14E+02	2.44E+01																																																																														
注)指針では振動モードの ϕ を、その2乗の長さ方向の積分値で規格化しているのに對して、																																																																																			
本ソフトにおいては、先端の値が1になるよう規格化している。																																																																																			



引用文献)

- (1) 黒田「Visual Basic による固有値計算&振動解析プログラム」 CQ 出版社
- (2) R.D.Blevins 「Flow-induced vibration」 Van Nostrand Reinhold Co. Appendix.A
- (3) 坂田「振動と波動の工学」(エンジニアリングサイエンス講座 11)共立出版 5.4
- (4)「Design of Piping Systems」 M. W. Kellogg Co. P86
- (5) WRC Bulletin 297 “Local Stresses in Cylindrical Shells Due to External Loadings on Nozzles – Supplement to WRC Bulletin No.107” (1984) Welding Research Council
- (6) ORNL /Sub/2913-6 “Flexibility Factors for Small ($d/D < 1/3$) Branched Connections with External Loadings” E. C. Rodabaugh

今後のバージョンアップの為のメモ

追記 JPI 7 R-35-87 スカートを有する塔槽の… では

$$f_n < 0.77 f_s \text{ or } f_n > 1.18 f_s \quad (\text{オリジナル } f_s < 0.85 f_n \text{ or } f_s > 1.3 f_n)$$

従って、これを絡げて $f_n < 0.8 f_s$ or $f_n > 1.2 f_s$ とするのがよいのかも知れない。

ここに記載している $f_s < 0.8 f_n$ or $f_s > 1.2 f_n$ の出所は不明、次のバージョンでは
 $f_n < 0.8 f_s$ or $f_n > 1.2 f_s$

に変更するのがいいと思われる。なお表示も、 f_s を基準に f_n を決める流れの方が
設計の流れにマッチする。