

MSP0016-R01

2022年7月31日

エムエス配管解析技術

水野 貞男

**d/D=1/3 セットオンノズル付き直管の撓性係数・余剰配管長さ**

(解析 No. STP1MX01NS1, \*\*MY01NS1, \*\*MZ01NS1 他)

1. まえがき

本資料は、20BSch40 SUS304 配管に、外径比  $d/D=1/3$  のセットオンノズル(管台)が取付けられた場合の主管自体の撓性係数<sup>(1)</sup>をシェル構造解析によって求めたものである。

解析では、振り/曲げモーメント  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  を主管に単独で負荷した。

解析の結果、外径比  $d/D=1/3$  の場合、主管自体の撓性係数  $k$  は 1.2 以下(要素長さを 258mm とした場合)となり、ノズル(管台)開口による撓性増大は殆どないことが判明した。

尚、本検討に於いて、要素長さに関わらない撓性評価「測度」として「余剰配管長さ  $L_R$ 」を提案した。余剰配管長さの収束値は、標準ノズル構造に対し  $M_x$  負荷で 45mm,  $M_y$  負荷で 20mm,  $M_z$  負荷で 1mm となり、実ノズル孔径 ( $d_m=168.582\text{mm}$ ) に対して十分に小さく、ノズル開口に対する振り/曲げ剛性補強は十分であることが判明した。

2. 解析モデル

図 1 には、本配管の解析モデルの全体概要を示す。

図 2 には、セットオンノズル(管台)部の構造詳細を示す。

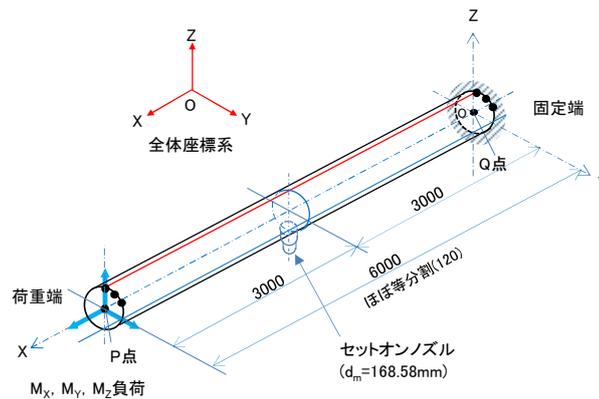


図1 配管の詳細シェル解析モデル

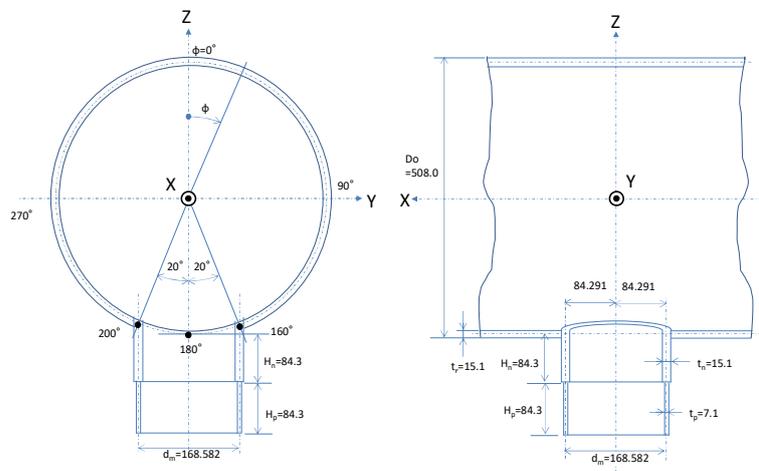


図 2 セットオンノズル(管台)の構造寸法詳細

表 1 に主管(直管)と管台(セットンノズル)・枝管の主な寸法・仕様を示す。

主管は 20BSch40 ( $t=15.1\text{mm}$ ) SUS304 配管であるので、 $d/D=1/3$  となる条件の管台乃至枝管は 6BSch40 ( $t=7.1\text{mm}$ ) SUS304 配管となる。

尚、本解析では、主管は円周方向に  $10^\circ$  刻みで 36 等分割している。その関係で穴の直径は、図 2 に示したように主管の円周方向に 4 要素分、即ち角度  $\phi$  で  $40^\circ$  分の  $d_m=168.582\text{mm}$  とした(注記 1)。

これで、表 1 に示すように管台の肉厚を  $15.1\text{mm}$  とした場合、管台主管の外径比  $d/D=0.3613$  となり、 $1/3$  の条件を満足する。また管台の肉厚を  $t_n=7.1\text{mm}$  と想定した場合でも、 $d/D=0.3458$  で  $1/3$  の条件を満足する。

尚、6B 配管の公称外径  $d_o=165.2\text{mm}$  であり、 $d_o/D=0.3252$  で  $1/3$  の条件を下回るが、実際施工の  $d/D$  は  $1/3$  未満たすということである。

また、ノズル(管台)高さは、標準的な設計を想定し、図 2 に示すように  $H_n=d_m/2$  とした。その先の「トランジション部」の長さ  $H_p$  は、その先にも 6B 配管が接続されていることを想定し、とりあえず、ノズル高さと同じとした(注記 2)。

(注記 1) 主管  $D_o=508.0\text{mm}$ 、 $t=15.1\text{mm}$ 、平均半径  $r_m=246.457\text{mm}$  の 36 等分割の場合、角度  $20^\circ$  の分割位置は  $r_m \sin 20^\circ = 84.291\text{mm}$  となる。従ってノズルの平均径  $d_m$  は  $d_m=2r_m \sin 20^\circ = 168.582\text{mm}$  となる。尚、角度  $10^\circ$  の分割位置は  $r_m \sin 10^\circ = 42.796\text{mm}$  となるので、穴部の長手方向(X 軸方向)の要素分割位置は、 $X=3000$  を基準に  $\pm 42.796\text{mm}$ 、 $\pm 84.291\text{mm}$  の位置になる。因みに、円周方向の  $10^\circ$  の弧長は  $r_m \pi 10/180=43.014\text{mm}$ 、シェル要素の周方向長さ(弦長)は  $2r_m \sin 5^\circ = 42.959\text{mm}$  であるので、穴周辺のシェル要素の X 軸方向長さは周方向より少し小さくなっている。

(注記 2) ノズル先端のトランジション部の寸法は、ノズル平均径  $d_m=168.582\text{mm}$  を延長している関係で、6BSch40 配管とは一致しないが、その差は小さく、解析上の問題はないと判断する。また長さ  $H_p$  は、実際は、接続配管がその先にもあり、もっと大きな値でも構わないが、とりあえず解析上は上記の値とした。枝管の剛性補強効果は小さめになる。

本解析検討は、内圧に対する所謂「穴と補強」の話ではないが、直感的に、穴による主管壁の欠損面積  $S_r=d_m \cdot t$  は、 $t_n=15.1\text{mm}$  の場合、管台壁部の断面積  $S_N=2t_n \cdot H_p=tr \cdot d_m$  で面積的には一応「補償」されているので( $S_N$  の全てが補強の所謂「有効範囲内」かどうかは度外視しての話ではあるが)、主管自体の曲げ/振り剛性は十分に補強されていると予想される。尤も、主管自体の曲げ/振り剛性に関してこの面積補償が完璧かどうかは本解析の結果で確認することになる。

表1 主管・管台・枝管の仕様・寸法

項目	記号	単位	主管	管台	枝管
呼び径・呼び厚	-	-	20BSch40	-	6BSch40
材料	-	-	SUS304	SUS304	SUS304
外径	$D_o$	mm	508.0	183.682	165.2
内径	$D_i$	mm	477.8	153.482	151.0
肉厚(公称)	$t$	mm	15.10	15.10	7.10
平均径	$D_m$	mm	492.9	168.582	158.1
平均半径	$r_m$	mm	246.45	84.291	79.05
管台/主管外径比	$d/D_o$	-	-	0.3616	-
断面2次モーメント	$I$	$\text{mm}^4$	710,756,244	28,637,878	11,040,502
断面係数	$Z$	$\text{mm}^3$	2,798,253	311,820	133,662
極断面2次モーメント	$I_p$	$\text{mm}^4$	1,421,512,488	57,275,756	22,081,004
極断面係数	$Z_p$	$\text{mm}^3$	5,767,955	679,500	279,330
縦弾性係数(常温)	$E$	$\text{kg/mm}^2$	19,900	19,900	19,900
ポアソン比	$\nu$	-	0.300	0.300	0.300

ノズル開口による影響を調べるため、以下の 4 モデルを設定した。

- (1) 「**HO1**モデル」:ノズルはなく、単に主管に穴が開いたモデル。穴径は  $d_m=168.582\text{mm}$  とした。
- (2) 「**NE1**モデル」:ノズルとトランジション部の肉厚は、 $t_n=15.1\text{mm}$ 、 $t_p=7.1\text{mm}$  とし、それらの材料の縦弾性係数  $E$  を  $1/100$  とした。実質的にはノズルがないモデルで、上記**HO1**モデルに対応した比較検証モデル。
- (3) 「**NS1**モデル」:ノズルとトランジション部の肉厚は  $t_n=15.1\text{mm}$ 、 $t_p=7.1\text{mm}$  としたモデル。  
実構造を想定した基準モデル。本モデルの解析結果を中心に以下の検討を進める。
- (4) 「**NS2**モデル」:ノズルとトランジション部の肉厚は  $t_n=30.2\text{mm}$ 、 $t_p=7.1\text{mm}$  とし、ノズルの肉厚だけを基準モデルの 2 倍にした補強モデル。肉厚補強による主管の剛性向上を検証する。

尚、シェル解析の常(矛盾)として、ノズルによる穴の大きさと、板厚を考慮した場合のノズル内径(穴径)とは一致しない点に注意が必要である。また、溶接部の肉盛りとか、コーナー部の滑らかな仕上げ R 形状とかは考慮していない点にも留意が必要である。

解析では直管・ノズルともに公称寸法を用いた。

解析コードは SAPIV とし、使用要素は 3 次元四辺形板シェル要素(type6)とした。

要素分割は、図 3(1)に示すように主管周方向は  $10^\circ$  刻みの 36 等分割とした。尚、 $\phi=0^\circ$  の位置は図 1、図 2 に赤線で示す位置である。

主管の長さは 6000mm とし、配管端部での荷重負荷や端部拘束の影響がノズル部にできるだけ及ばないようにした。主管は、基本的には、長手方向に長さ 50mm の 120 等分割である。しかし、先にも説明したようにノズル近傍では特別な長さに分割しており、またそのため、管端近傍はノズル部の分割長さを考慮して適宜調整している。ノズル(管台)は、管端から 3000mm、 $\phi=180^\circ$  の位置に設けた。図 1、図 2 を参照。

ノズル(管台)は、図 3(2)に示すように、周方向に 16 分割(不等分割)とし、軸方向は、管台高さ  $H_n$  分を 1 要素とした。トランジション部(延長部)の枝管も同様に 16 分割、 $H_n$  分を 1 要素とした。

総節点数は 4351、総要素数は 4308 である(ノズルなし)。ノズルのある場合は、それぞれ 4383、4340 となる。

尚、主管の穴周りには、図 3(2)に示したように 4 個の「2 等辺三角形」要素があるが、これは 2 等辺三角形の底辺の midpoint に節点(赤点)を設けた四辺形要素である。

解析温度は  $20^\circ\text{C}$  常温とし、 $20^\circ\text{C}$  の SUS304 材料データを用いた。

SUS304 の  $20^\circ\text{C}$  の材料定数は以下とした。

- (1) 縦弾性係数:  $E=19,900\text{kg}/\text{mm}^2$
- (2) ポアソン比:  $\nu=0.30$

シェル解析に必要なとなる材料定数はこれらの値から計算した。

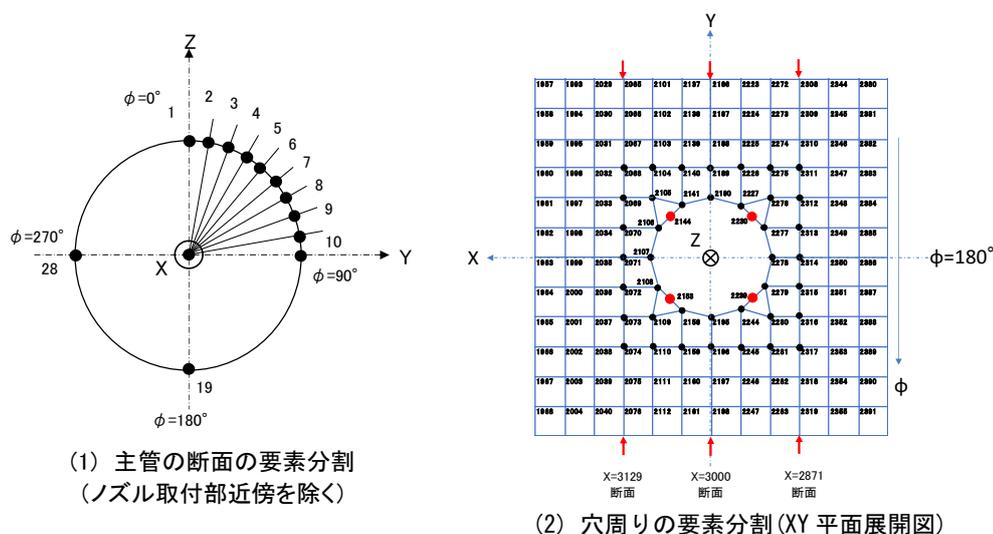


図 3 要素分割の概要

### 3. 荷重条件

モーメント荷重として  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  をそれぞれ  $10\text{tm}$  を単独で、主管管端 P 点に負荷した。所定のモーメントが発生するように、分散させた節点力  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  を負荷端の 36 節点に入力した。内圧は負荷しない。

図 4 に断面 P 点での負荷のイメージを示す。

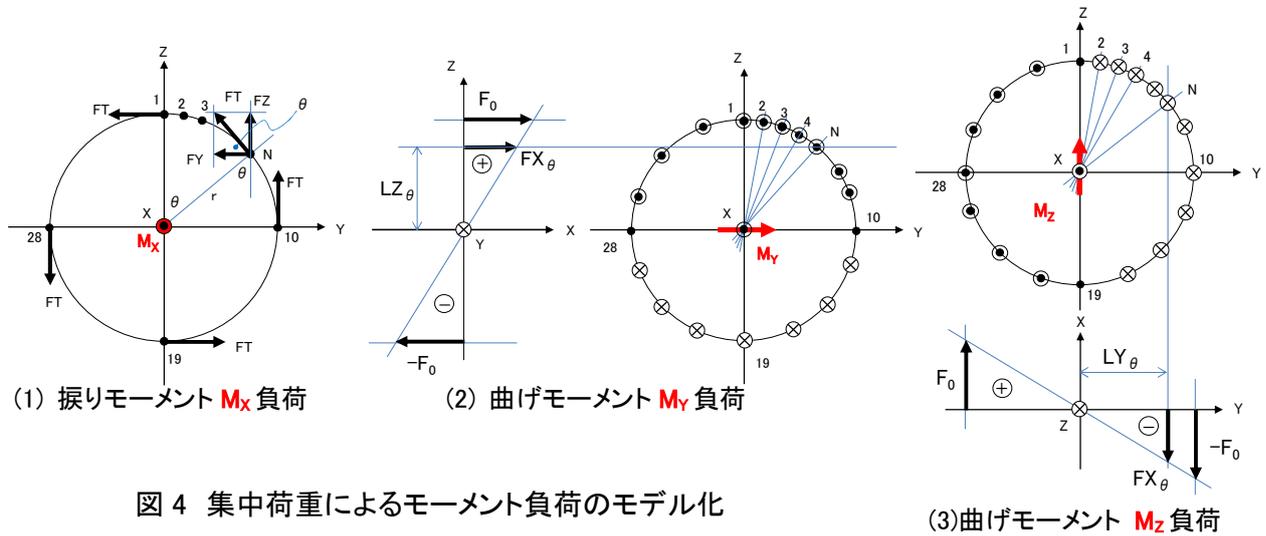


図 4 集中荷重によるモーメント負荷のモデル化

### 4. 境界条件

固定端 Q 点の境界条件は、端部 36 節点に就いて 6 自由度を全て拘束した。

また、荷重負荷端は、全点、全自由度フリー（無拘束）とした。

荷重負荷点や固定点の境界条件を単純化したため、P 点や Q 点近傍の変位や応力は若干の乱れが発生していることに注意する。

## 5. 解析結果

### 5.1 概要

今回の解析目的は、主管の撓性係数を求めることであるので、それに関わる解析結果を中心に説明する。ノズルがあるため、振りモーメントに直交独立の 2 つの曲げモーメントを加え、 $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  の 3 モーメントに就いて解析した。

図 1 に示したモデルに於いて、振りモーメント  $M_x$  は、主管断面上に一樣な剪断応力を生じるので、ノズル開口部で負担すべき振りモーメントも大きく、大きな影響があると考えられる。

曲げモーメント  $M_y$  の場合は、所謂「曲げ縁応力(最大応力)」 $\sigma_B=M_y/Z$ (圧縮)がノズル開口部に発生するため、応力・変位ともに最も大きい影響があると考えられる。

これに対して曲げモーメント  $M_z$  は、曲げ中心軸上にノズルが来るため、ノズル開口部に作用する応力も、ゼロかゼロに近い値である。このため、ノズル開口部が負担すべき曲げモーメントも相対的に小さく、影響も小さいと考えられる。

以下、解析結果は、基準的な構造の「**NS1モデル**」を中心に説明する。その他の **HO1**、**NE1**、**NS2 モデル**に就いては、撓性係数の検討に於いて適宜結果を引用するものとする。

尚、撓性係数を出すため、ノズル穴のない直管の角変位が必要となる。このために比較解析計算として通常はビーム解析を行うが、今回は、単純な片持ち梁であるので、材力の手計算で比較用の角変位  $\phi$  を算出した。

## 5.2 変形

まず変形に関して説明する。

### 5.2.1 各部の断面変形

図 5 に NS1 モデルの各解析で得られた断面変形を示す。

X=3000 のノズル取付断面とその直近の前後 2 断面 (X=2871, 3219), その他の適宜の断面を示す。

尚, X=3000 断面は, 節点数が 33 しかなく, 完全な円ではないので, 平均変位なども概略近似である。従って, 当該断面図は参考として見て頂きたい。

一般に, 円管に捩りモーメントが働いても, 一様に捩れるだけでマクロな断面変形は起きない。曲げモーメントの場合は, 非常に僅かではあるが, ポアソン比の影響で断面は変形し, 引張り側は凹み, 圧縮側は凸むが, それらが連続的に変化するため, ほぼ円断面を保つように見える。丁度, 図 5-3(4)に示す変形となる。

しかし, ノズルなどの不連続構造物があると, 大きな断面変形を起こす。その断面変形は, 減弱しながら管端に向かって伝播する。

以下, 各負荷モーメント毎に断面変形に関して説明する。

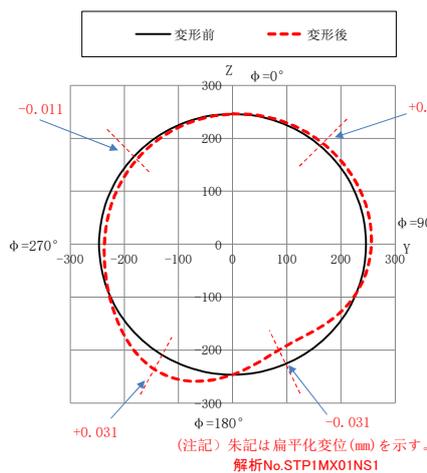


図5-1(1) 捩り $M_x$ 負荷 X=2871 断面変形

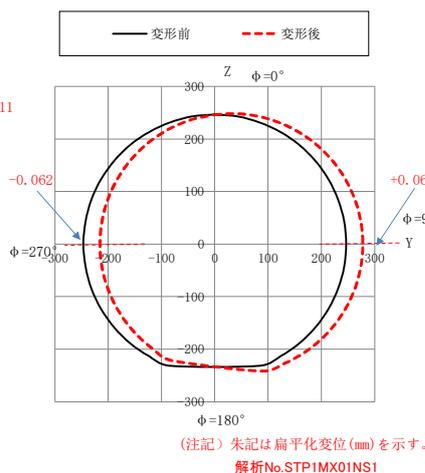


図5-1(2) 捩り $M_x$ 負荷 X=3000 断面変形

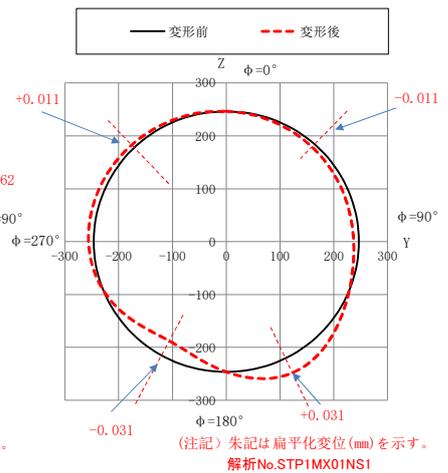


図5-1(3) 捩り $M_x$ 負荷 X=3129 断面変形

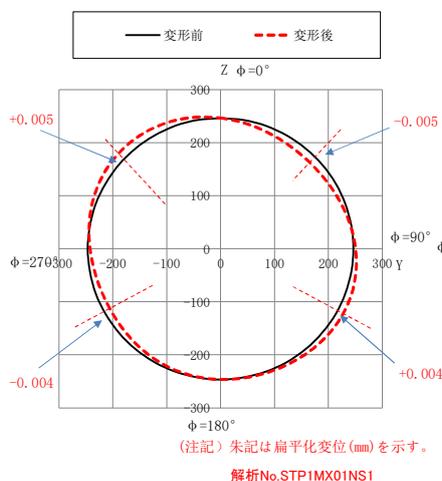


図5-1(4) 捩り $M_x$ 負荷 X=3615 断面変形

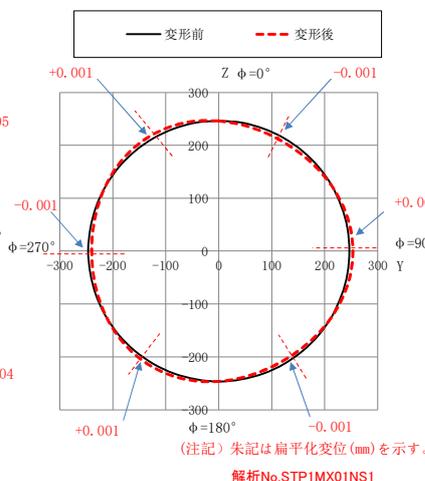


図5-1(5) 捩り $M_x$ 負荷 X=4015 断面変形

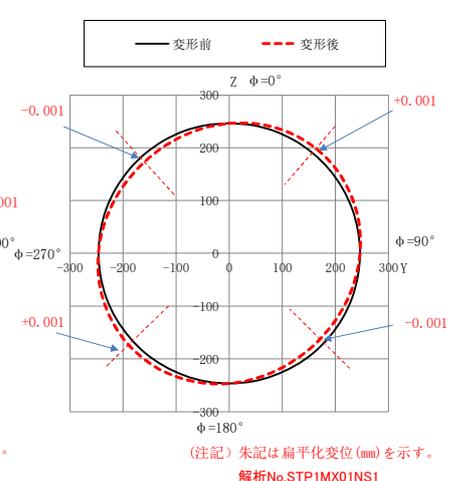


図5-1(6) 捩り $M_x$ 負荷 X=5015 断面変形

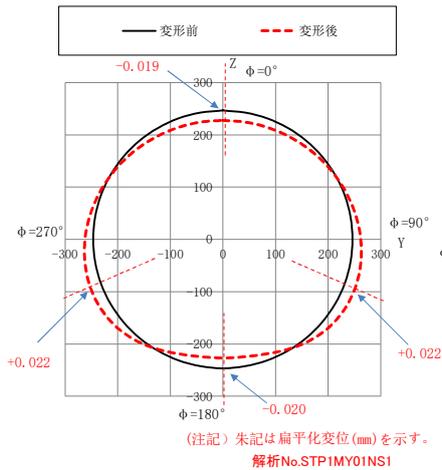


図5-2(1) 曲げ $M_y$ 負荷 X=2871 断面変形

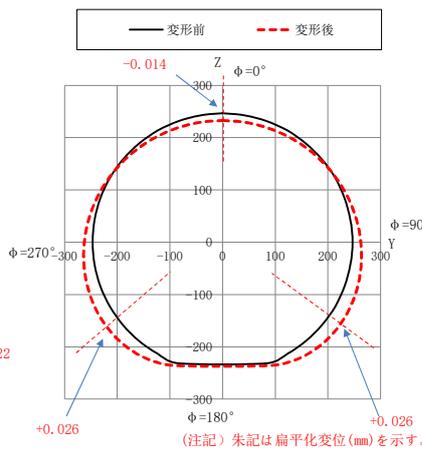


図5-2(2) 曲げ $M_y$ 負荷 X=3000 断面変形

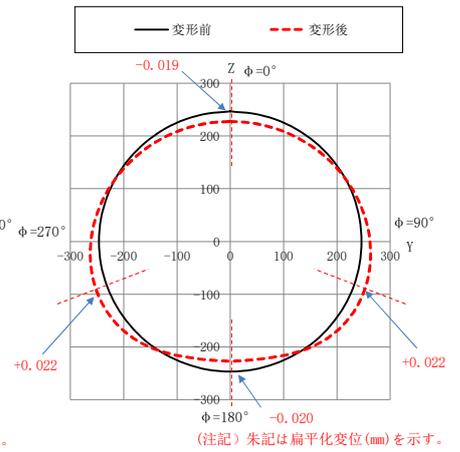


図5-2(3) 曲げ $M_y$ 負荷 X=3129 断面変形

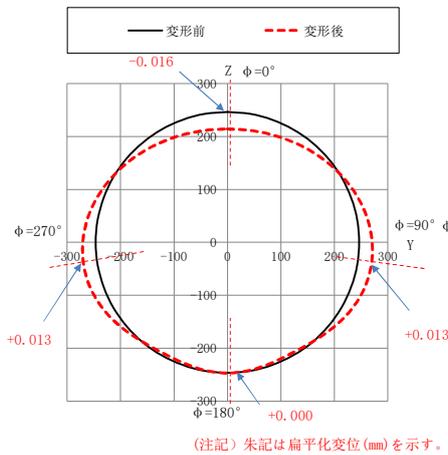


図5-2(4) 曲げ $M_y$ 負荷 X=3265 断面変形

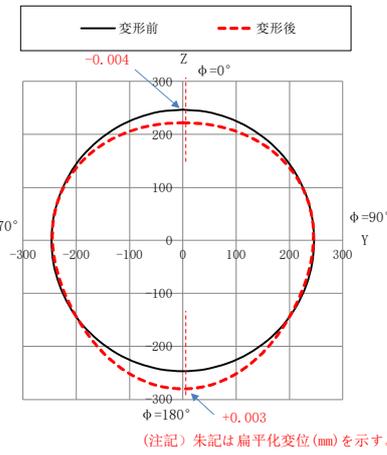


図5-2(5) 曲げ $M_y$ 負荷 X=3615 断面変形

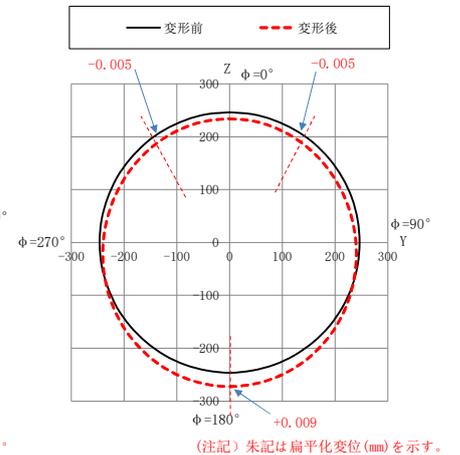


図5-2(6) 曲げ $M_y$ 負荷 X=5015 断面変形

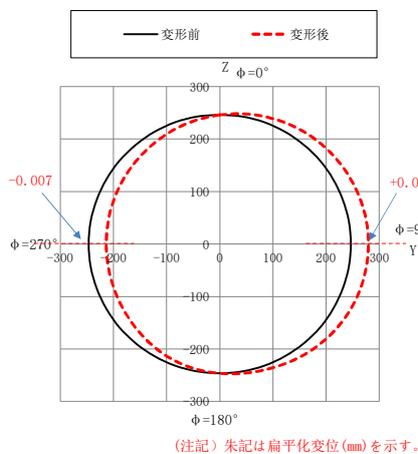


図5-3(1) 曲げ $M_z$ 負荷 X=2871 断面変形

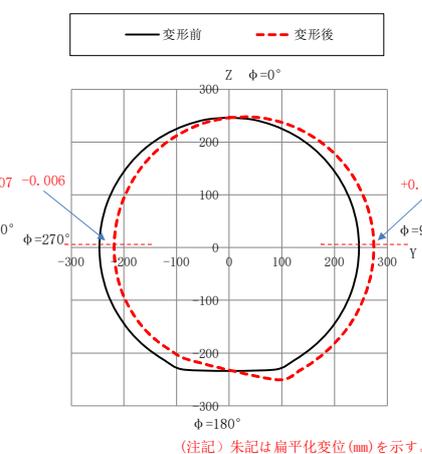


図5-3(2) 曲げ $M_z$ 負荷 X=3000 断面変形

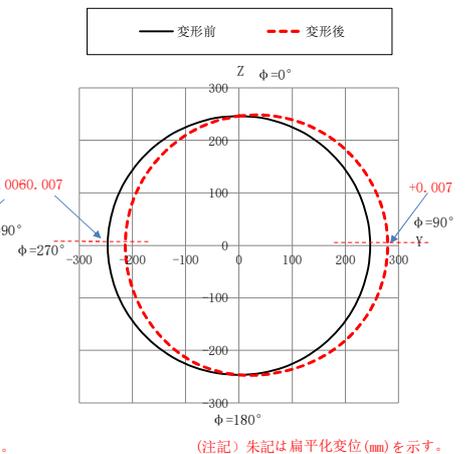
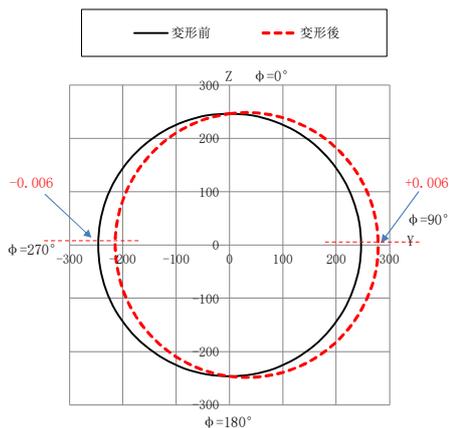


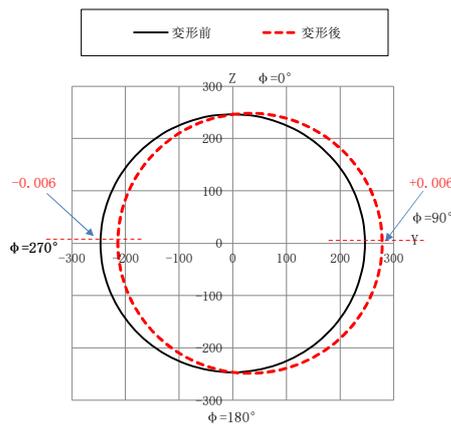
図5-3(3) 曲げ $M_z$ 負荷 X=3129 断面変形



(注記) 朱記は扁平化変位(mm)を示す。

解析No.STP1MZ01NS1

図5-3(4) 曲げ $M_z$ 負荷 X=5015 断面変形



(注記) 朱記は扁平化変位(mm)を示す。

解析No.STP1MZ01NS1

図5-3(5) 曲げ $M_z$ 負荷 X=1035 断面変形

### (1) 捩り $M_x$ 負荷

図 5-1(1)~(3)に示すように、 $X=3000$  のノズル開口部の断面に於いて大きなゆがみが発生し、当該断面を境にして反対称変形となる。

$X=3000$  断面は反対称変形の中央となるため、図 5-1 (2)に示すように、余り特異な変形にはならない。断面変形の最大値は Y 方向に  $\pm 0.062\text{mm}$  で、 $\phi=90^\circ$  側は凸み、 $270^\circ$  側は凹むが、これは決して、断面が  $+0.062\text{mm}$  Y 方向に移動したのではない。断面の中心位置は原点に固定されており、飽くまでも、この図は断面変形を示すものである。尚、管軸変位に関しては次の 5.2.2 節を参照願いたい。

$X=3000$  で発生した図 5-1(3)示す断面のゆがみは、図 5-1(4), (5), (6)と順に示すように、管端方向に伝播する従って次第に減弱し、且つ複雑なゆがみは消えて、単純な「扁平化」に変わって行くことが分かる。この扁平化も次第に減弱するが、図 5-1(5)の  $X=4000$  辺りでは、長短軸が入れ替わることが分かる<sup>(2)</sup>。

### (2) 曲げ $M_y$ 負荷

図 5-2(1)~(3)に示すように、ノズル開口による断面欠損部では、負荷モーメントを保持できないため、断面が大きく扁平化し、且つノズル側が潰れる傾向を示す。この場合は  $X=3000$  を境にして対称変形となる。

図 5-2(3)に就いて変形を詳しく見ると、管壁の  $\phi=0^\circ$  と  $180^\circ$  の部分は凹み、 $\phi=110^\circ$  と、 $250^\circ$  辺りは凸む。ノズル側の  $180^\circ$  が凹むのは、開口に近いことによる圧縮を持つことができないためである。これが、図 5-2(4), (5)に示すように、ノズルから離れるに従って  $\phi=180^\circ$  側も圧縮応力を受け持つことができ、本来の変形状態に戻って凸み、また  $\phi=110^\circ$  や  $250^\circ$  の部分も、ノズル近傍では膨れてはいたが、これも次第に凹む。次第に通常の円管の曲げ変形状態に落ち着き、最終的には図 5-2(6)のように上下方向の凹凸の変形になる。

尚、図 5-2(6)では、管端の荷重荷点が近い影響で、上下方向の凹凸部が多少イビツになっているが、究極的には、次項(3)の図 5-3(4)に示す断面変形を  $90^\circ$  回転させたスムーズな変形、即ち、直管に曲げモーメントを負荷した場合の断面変形になる。

### (3) 曲げ $M_z$ 負荷

図 5-3(1)~(3)に示すように、曲げの中立軸上にノズル開口部が来るため、目立った断面変形は発生しない。実際、 $X=3000$  断面の変位は、 $M_x$ 、 $M_y$  負荷と比べ数分の 1 と小さく、数マイクロオーダーであり、実質的には変位はゼロと見做すことができる。

図 5-3(2)に於いて、ノズル部近傍を除けば、図 5-3(1), (3)と全く同じ変形で、且つ変位量も全く同じ大きさである。また、ノズルから離れた管端部の変形図 図 5-3(4), (5)とも全く同じであり、且つ変位量も全く同じである。結局、 $M_z$  負荷による変形は、穴のない直管に曲げモーメントが負荷された場合の変形と殆ど同じとなる。

基本的に、曲げモーメントを受ける円管は、ポアソン比の影響で引張り応力側は凹み、圧縮応力側は凸むが、断面変形がマイクロオーダーと僅かであり、変位が円周上で連続的に発生するため、円形を保つ、このため断面変形はないと見做される。

## 5.2.2 主管の管軸変形

図 6-1～図 6-3 は、主管管軸の変形(断面の平均変位)を示したものである。

尚、ノズル取付点とその近傍の 5 断面は、36 節点が揃っておらず、円にはならないので、データとしては示しているが、参考的な取り扱いである。

### (1) 振り $M_x$ 負荷

図 6-1 の振り  $M_x$  負荷の場合、ノズルが開口した影響で、ノズル部で Y 方向にズレ変位が出るのが特異である。この原因は、補足図 図 6-4 に示すように、ノズル部では、ノズルの存在により「振り中心」が主管管軸から  $Z_p$  だけ下方向にずれ、振りモーメント(ベクトル) $M_x$  から管軸を曲げる曲げモーメント(ベクトル) $M_B$  が生成するためである。(その他に、 $Z_p$  によって振りモーメントによる振り角  $\phi_x$  に対して変位を生む腕(アーム) $L_z$  が生成することも、変位  $D_Y$  を生じる一因でもある。即ち、 $D_Y=L_z \cdot \phi_x$  となる。無論、真直管の場合は  $L_z=0$  である。)

図 6-4(a)では、A 点から C 点までがノズル部に相当し、B 点はノズル中心線上の位置であり、「振り中心」が A→B→C のように変化するものとしている。B 点での「振り中心」の移動量を  $Z_p$  とした。

この場合、振りモーメント(ベクトル) $M_x$ (赤矢印)が管端に負荷されると、 $M_x$  は A 点まで伝播し、ノズル部 A～B～C 点間に於いては、図(b)に詳しく示すように管軸に沿う「管軸振りモーメント(ベクトル)」 $M_T$ (緑矢印)と「管軸曲げモーメント(ベクトル)」 $M_B$ (青矢印)に分解される。このため、A～B～C 点間の管軸は、振り  $M_T$  と同時に曲げ  $M_B$  を受け、曲げ  $M_B$  によって Y 方向の変位が発生する。A～B～C 点間の対称性から、AB 間と BC 間では曲げ  $M_B$  による変位は相互にキャンセルする部分もあるため、図 6-1 に示す通り、変位は一旦は大きくマイナスになり、次にプラスに戻るのである。無論これに振り  $M_T$  による角変位による変位(上記の腕の長さを掛けたもの)も加わり、結局、図 5-1 に示すような複雑な変化を示すのである。

尚、実際は、「振り中心」の移動が図 6-4 に示したような単純な線形変化ではないこと、また 3 次元のシェル構造物として複雑な殻体変形があることに留意して考えることが必要である。

以上の振りに於ける特異な Y 方向変位は、振り中心が変化するために発生し、セットオンノズルに限らず、ティーズを用いた T 字配管の場合、配管に付属物が取り付けられた場合、弁などがある場合にも発生する。これに対して次に説明する曲げモーメント  $M_Y$  に関しては、曲げ中心のズレは起きるが、 $M_Y$  以外のモーメント分力は発生しないため、また  $M_z$  に関しては曲げ中心のズレ自体が起きないため、 $M_x$  で見られたような特異な変位は発生しない。

### (2) 曲げ $M_Y$ , $M_z$ 負荷

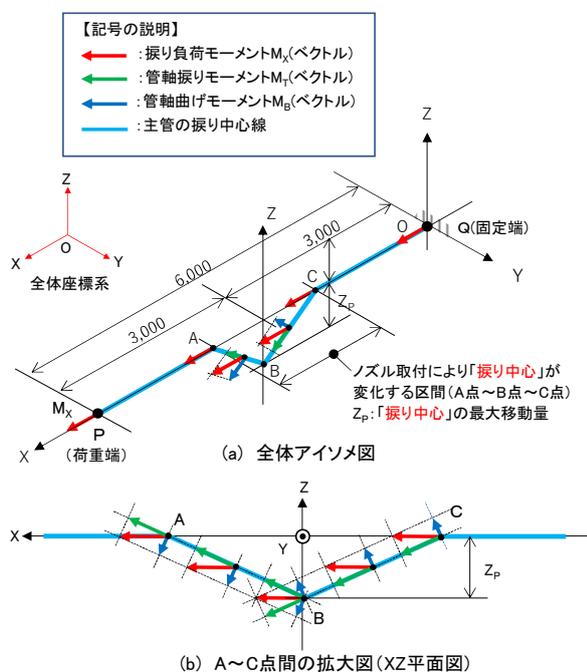
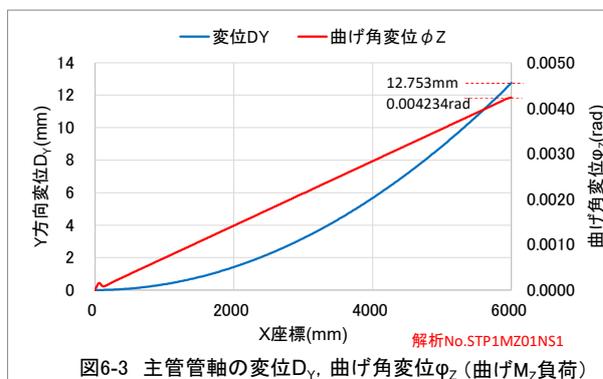
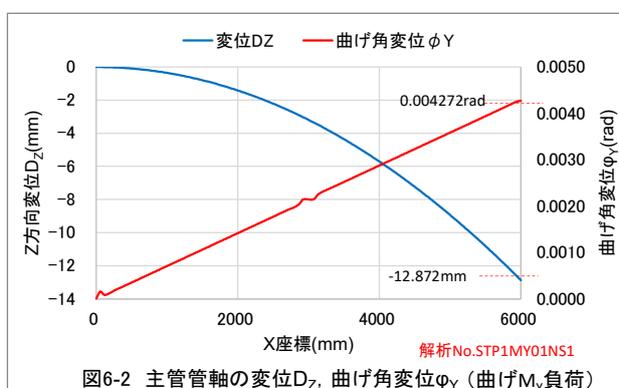
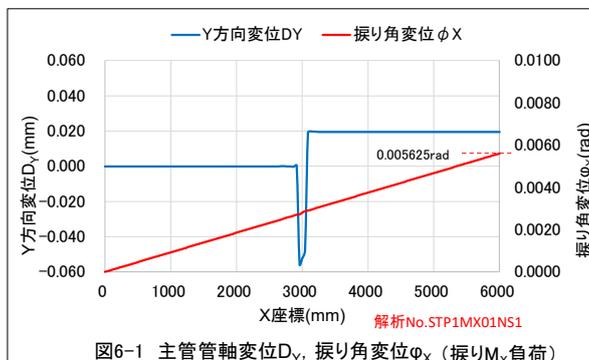
図 6-2, 図 6-3 は、曲げモーメント  $M_Y$ ,  $M_z$  に対する変位と変位角である。

荷重負荷点 P の撓みは、 $M_Y$  負荷で  $D_z=-12.872\text{mm}$ ,  $M_z$  負荷で  $D_Y=12.753\text{mm}$  となった。材力計算値は  $D_c=\pm$

12.726mm であるので、それぞれ 2.2%, 0.2%の誤差となる。

荷重負荷点 P の曲げ角変位は、 $M_Y$  負荷で  $\phi_z=0.004272\text{rad}$ ,  $M_z$  負荷で  $\phi_y=0.004234\text{rad}$  となった。材力計算値は  $\phi_c=0.004242\text{rad}$  であるので、それぞれ 0.7%, -0.2%の誤差となる。

$M_Y$  に対する誤差が比較的に大きいのが、原因は、 $M_Y$  はノズル部の変形が大きいためである。



以上が「主管の管軸変形」の概要である。

振り/曲げ角変位に関しては、次の 5.2.3 節の「撓性係数の検討」に於いてもう少し詳しく説明する。

### 5.2.3 撓性係数の検討

各負荷に対する主管の撓性係数を検討する。

#### 5.2.3.1 主管の撓性に関する問題点

配管要素の撓性係数は、ASME Sec.Ⅲ<sup>(3)</sup>の NB-3600 に規定されており、モーメント荷重を受ける要素に関し、モーメントによる要素の実角変位量  $\theta_a$  と、要素の長さに相当する直管の角変位量  $\theta_p$  (ASME では  $\theta_{nom}$  と表示。)との比として定義されている。

$$k = \frac{\theta_a}{\theta_p} \quad (1)$$

$$\theta_p = \int_0^L \frac{M}{EI} ds \quad (2)$$

規格品のティーズに関しては、NB-3686.4(1980)に規定があるが、しかし撓性係数  $k$  に就いて明確には記述されておらず、規定文面から推して  $k=1.0$  とするのが通例である。

また、今回のノズル(管台)の場合は  $d/D \leq 1/3$  であり、この場合は、ノズル付け根部の撓性  $k$  が NB-3686.5(1980)に規定されている。しかし、主管の撓性係数には全く言及がないため、結局、これも、「主管の撓性は考えなくても良く、即ち  $k=1.0$  として取り扱って良い」との規定と考えるのが通例である。

尚、NC-3600 の FIG.NC-3673.2(b)-1 には、規格品のティーズと交叉型ティーズに就いては  $k=1.0$  と明記しているが、所謂「セツンノズル(管台)」に関しては規定が曖昧で、特に明確には書かれていない。これも、特に規定されていないためとして、 $k=1.0$  と通常は解釈されている。

E. C. Rodabaugh と S. E. Moore は、 $d/D \leq 1/3$  の管台の撓性係数に関する論文<sup>(4)</sup>に於いて、分岐管の要素長さが明確でないのは問題だと論じている。しかし彼らは、元々、 $d/D \leq 1/3$  の管台付け根部の局部撓性、即ち NB-3687.5(1974 年版)に規定された局部撓性係数  $k$  を議論しており、結局、その際の要素長さは、基準規定通りの  $\theta_{nom} = Md/EI_b$  として、枝管口径  $d$  を用いるものとしている。

管台付け根部の局部撓性係数は、主管の撓性には直接関係しないが、彼らは、FIGURE 2b(図 7(1)に引用)に示すように、主管の撓性に対しては、交叉点(Rigid juncture)に於いて「集中バネ」 $S_1$ 、 $S_2$ (論文では、「ゼロ長さのバネ」として「点バネ(point spring)」と説明している。)が必要であると重要な指摘をしている。尚、管台付け根部の局部撓性は、FIGURE 2b に示す  $S_3$  のことである。

結局、 $d/D \leq 1/3$  の管台の場合、 $S_3$  は考慮するが、主管の  $S_1$ 、 $S_2$  は無限大で特に考慮する必要はないとの結論で、主管の「交叉点(Rigid juncture)」部に就いて言えば、FIGURE 2b は FIGURE 2a と同じ取り扱いになるとしている。

結論的には、当時の現行規準(1974 年版)では  $\theta_{nom} = Md/EI_b$  としていたが、1980 年版以降、彼らの提案(図 7(2)に引用)に従って、撓性係数  $k$  を変更し、且つ、 $\theta_{nom}$  の表記はやめて、ノズル局部バネ定数のモデル化図を追加し、モデル化の図中に局部バネの定義  $\theta = kMd/EI_b$  を記載することとなった。(1977 年版は 1974 年版と同じ。) 1980 年版の NB-3686.5(パラグラフ No.が変更された。)に規定があり、FIG. NB-3686.5-1 にモデル化図が示されているが、 $\theta = kMD/EI_b$  と主管口径  $D$  を用いているが、これは  $d$  のプリントミス、図 7(2)が正しい。

長さが定義されていない配管要素の撓性に対して「集中バネ要素」(6次元のバネ定数を持つ FEM 要素、或いは FEM 関係式)を用いることは有効とすることである。

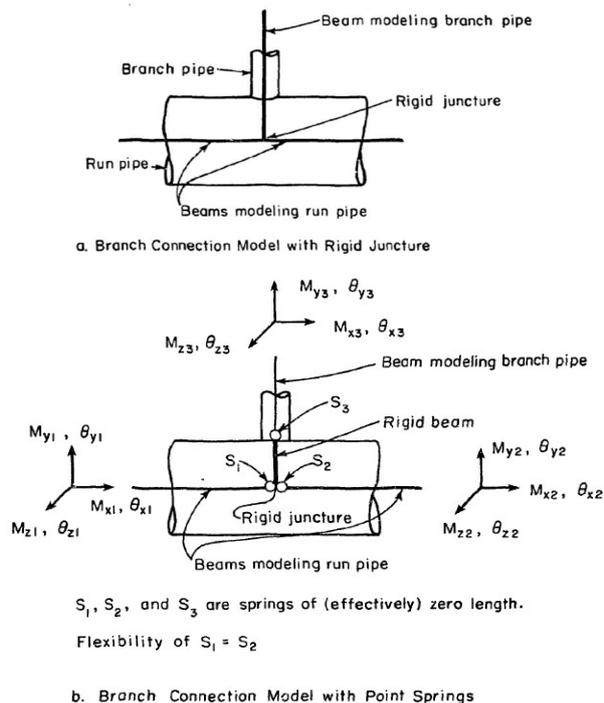


FIGURE 2: MODELS OF BRANCH CONNECTION FOR USE IN A PIPING SYSTEM ANALYSIS

図 7(1) 分岐管部の配管解析モデル化

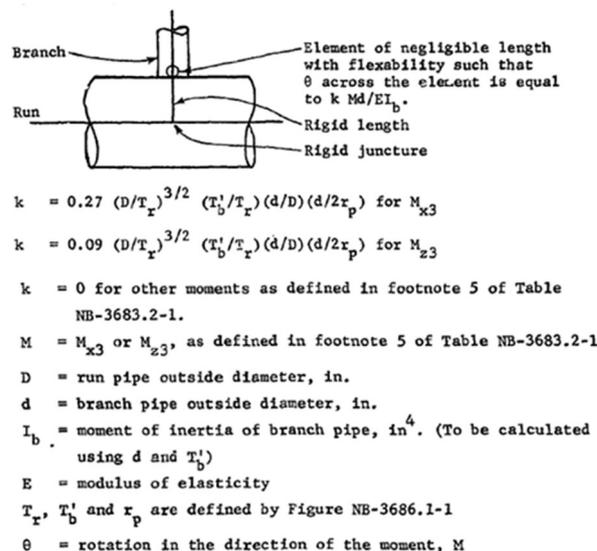


図 7(2) 分岐管部のモデル化提案図

Rodabaugh らの検討を参考に、主管の撓性に関わる要素長さ  $L_E$  が定義されないセットオンノズル取付部に就いて、ここでは、とりあえずノズル取付位置  $X=3000\text{mm}$  を基準に、前後の等距離の 2 断面  $i, j$  での角変位  $\phi_i, \phi_j$  を、シェル解析 (S) と材力手計算 (C) とで算出し、2 断面間の角変位差  $\Delta \phi_{ij}$  の比を以て撓性係数  $k$  を出すこととする。

即ち、2 断面間の距離を「区間長さ  $L_X$ 」と定義し、 $L_X$  をパラメータに撓性係数  $k$  を求め、 $k$  と  $L_X$  の関係から最終的に、適切な  $k$  値を定めるものとする。

$$k = \frac{\Delta \phi_{ij,S}}{\Delta \theta_{ij,C}} = \frac{\phi_{i,S} - \phi_{j,S}}{\phi_{i,C} - \phi_{j,C}} \quad (3)$$

尚、撓性係数が、区間長さに依存する場合、本来は、区間長さが限りなくゼロとか、或いは適当な値、例えば、ノズルの径  $d_m=168.582\text{mm}$  に収束する場合に、撓性係数がどうなるかが問題で、特に、収束性がよいかどうか、任意性が回避できるかどうか問題となる。

また、区間長さにできる限り依存しない別の「測度」を考えることも必要で、ここでは、撓性係数の代わりに、「余剰配管長さ  $L_R$ 」を検討することとする。即ち、区間長さを  $L_X$ 、撓性係数を  $k$  とすると、「余剰配管長さ  $L_R$ 」は次式で定義される。(以下、「余剰配管長さ」は、図表などでは「余剰長さ」と略示することがある。)

$$L_R = L_X(k - 1) \quad (4)$$

### 5.2.3.2 撓性係数, 余剰配管長さの算定

以上で主管の撓性を検討するための準備ができたので, 解析結果を整理し, 具体的に撓性係数や余剰配管長さを算出する。

図 8-1~3 に各解析から得られた角変位を示す。

各図の図(1)は,  $X=0\sim 6000\text{mm}$  の角変位を図示した全体図である。

また図(2)は,  $X=3000$  のノズル取付位置を中心に  $X=2600\sim 3400\text{mm}$  の拡大図である。

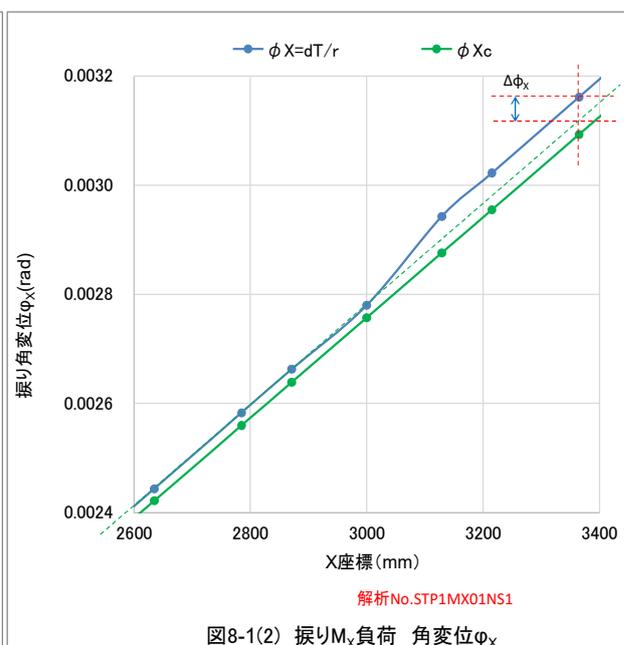
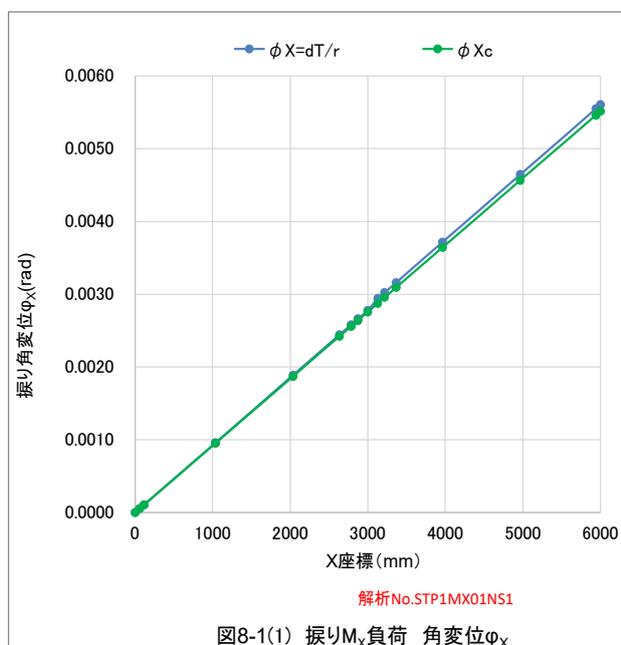
図には, 以下 3 種類の角変位を示している。

- (1)  $\phi_x=dT/r$ : 各断面の 36 節点に関し, 断面円の接線方向変位  $dTi(i=1\sim 36)$  を座標変換により求め, その総加平均値  $dT$  を主管の平均半径  $r_m$  で除した振り角変位。
- (2)  $\phi_y, \phi_z$ : 各断面の 36 節点に関し, 等価線形曲げ角度法により計算した等価線形曲げ角変位。
- (3)  $\phi_c$ : ノズルのない直管の材力計算(手計算)により求めた振り/曲げ角変位。

図 8-1(1)~3(1) 全体図のいずれに於いても, シェル解析は材力計算値と大まかに一致しており, ノズル部での撓性増大は小さいことが分かる。拡大図を見ると,  $M_x, M_y$  負荷に就いては多少の撓性増大が認められるが,  $M_z$  負荷に就いては殆ど差がないことが分かる。

尚, 例えば, 振り  $M_x$  負荷を見ると,  $X=0\sim 2800$  辺りの直管部でも, シェル解析値  $\phi_x$  と材力計算値  $\phi_c$  との間には偏差がある。 $M_y, M_z$  に就いても同じであるが, これはシェル解析の誤差を示している。

この誤差を差し引いて考える必要がある。例えば, 図 8-1(2)では,  $X=3400$  に於いて考慮すべき角変位差は, 図中に示した  $\Delta\phi_x$  となる。図 8-2(2)に於いても同様で,  $\Delta\phi_y$  である。



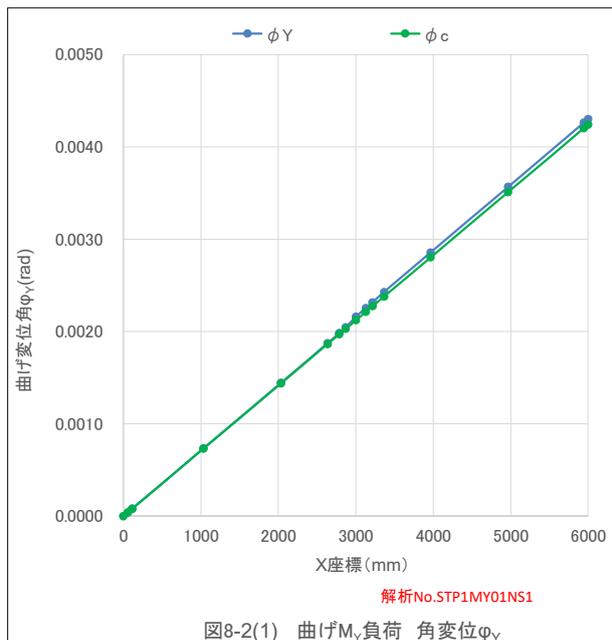
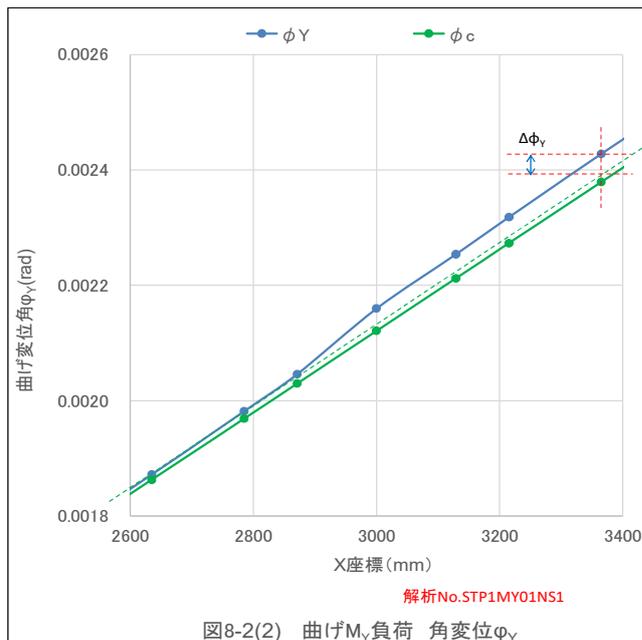
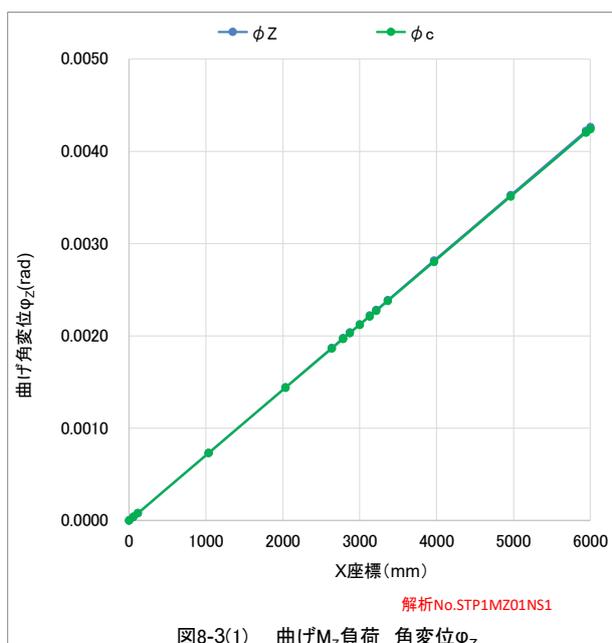
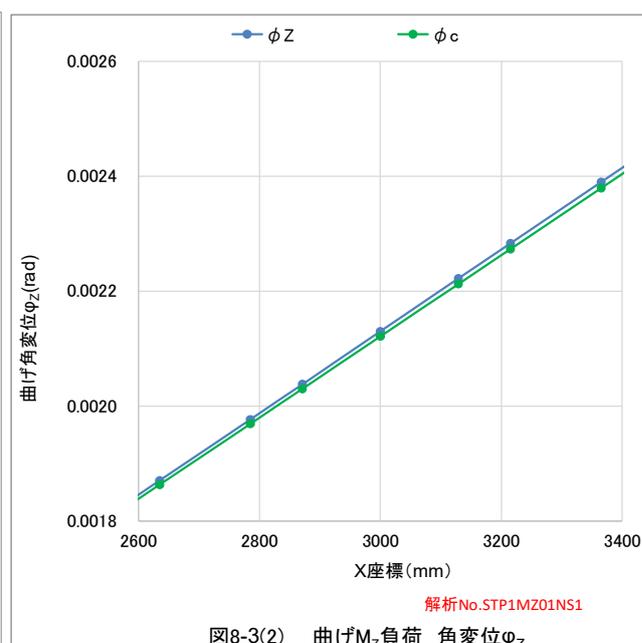
図8-2(1) 曲げ $M_Y$ 負荷 角変位 $\phi_Y$ 図8-2(2) 曲げ $M_Y$ 負荷 角変位 $\phi_Y$ 図8-3(1) 曲げ $M_Z$ 負荷 角変位 $\phi_Z$ 図8-3(2) 曲げ $M_Z$ 負荷 角変位 $\phi_Z$ 

図 8-1～3 を参照して撓性係数を求める。

上述のシェル解析の誤差の除去も併せて行うため、(3)式に従って、2 断面間の角変位差を取り撓性係数  $k$  を求める。併せて、(4)式に従って余剰(配管)長さ  $L_R$  を計算する。

表 4 は、**NS1 モデル**に関して撓性係数  $k$  と余剰(配管)長さ  $L_R$  を計算した結果である。

表 4 より、振り  $M_X$  と曲げ  $M_Y$  に対する撓性係数約 1.2 と大きいことが分かる。曲げ  $M_Z$  は小さく 1.0 に近い。これらの結果は当初の予想通りである。但し、振り  $M_X$  に対する撓性係数が曲げ  $M_Y$  に対するものより大きいのは予想外である。

表4 振り/曲げモーメント負荷に対する撓性係数・余剰長さ(NS1モデル)

負荷 モーメント	区間長さ $L_x$ (mm)	曲げ角変位差		撓性係数	余剰長さ
		$\phi_X/\phi_Y/\phi_Z$	$\phi_c$	$k$	$L_R$ (mm)
$M_x$	258	0.0002798	0.0002372	1.179	46.3
	430	0.0004393	0.0003953	1.111	47.9
	730	0.0007176	0.0006711	1.069	50.6
	1930	0.0018306	0.0017740	1.032	61.6
$M_y$	258	0.0002080	0.0001825	1.140	36.1
	430	0.0003363	0.0003041	1.106	45.6
	730	0.0005556	0.0005162	1.076	55.7
	1930	0.0014131	0.0013646	1.036	68.6
$M_z$	258	0.0001840	0.0001825	1.008	2.1
	430	0.0003062	0.0003041	1.007	3.0
	730	0.0005195	0.0005162	1.006	4.6
	1930	0.0013725	0.0013646	1.006	11.1

図9に、区間長さをパラメータに撓性係数  $k$  と余剰(配管)長さ  $L_R$  を表4に基づいてプロットして示す。

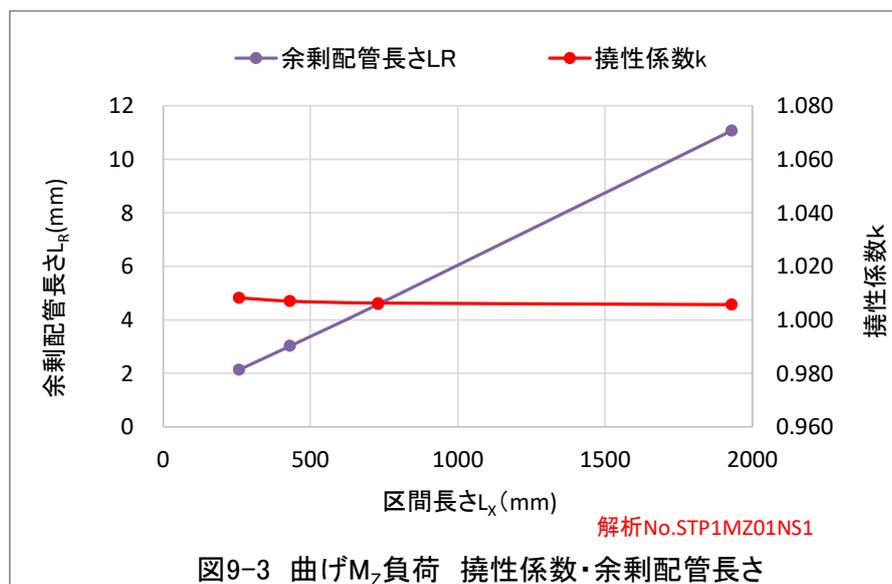
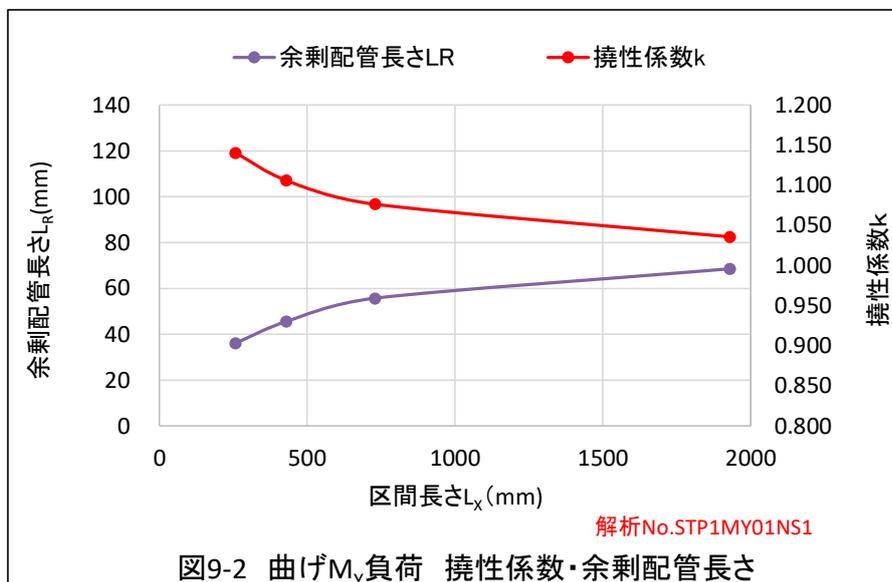
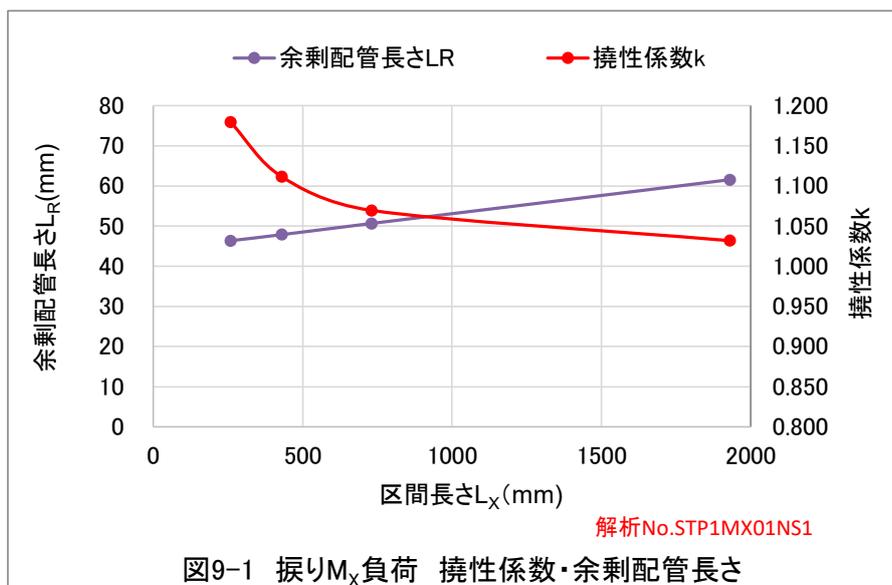
いずれの負荷も区間長さが小さくなると撓性係数は大きめになることが分かる。しかし、余剰(配管)長さ  $L_R$  は、比較的、区間長さには余り依存せず、寧ろ小さめになる傾向があり、また例えば  $L_x \rightarrow 0$  の極限に於いて発散することもなく、一定値に収束する傾向を示す。具体的には、 $M_x$  の場合は **45mm** に、 $M_y$  の場合は **20mm** に、 $M_z$  の場合は **1mm** にそれぞれ収束する。ノズルの穴径は  $d_m=168.582\text{mm}$  であるが、主管の撓性係数を考える場合、穴部周りに存在するノズル部材による剛性補強が効いて、穴径よりも小さい余剰長さに低減されるということである。**後述の第5.2.4項で説明するが**、その他の解析モデルを含めた結果から、ノズル部の補強(ノズル部の肉厚  $t_n$ ) に依存して余剰(配管)長さは大きく低減することが分かっている。

上記の余剰(配管)長さの収束値の物理的な意味合いがどうなるかは、ここでは即断できないが、所謂「要素長さ  $L_E$  が定義できない配管要素」の撓性に対して適切な評価法、即ち「測度」を与える可能性は高い。

いずれにしても主管の撓性係数  $k$  は、区間長さ  $L_x=258\text{mm}$  の場合、振り  $M_x$  負荷と曲げ  $M_y$  負荷に対しては  **$k=1.2$** 、 $M_z$  に対しては  **$k=1.0$**  となった。

また余剰(配管)長さは、区間長さ  $L_x=258\text{mm}$  の場合、 $M_x$ 、 $M_y$  に対しては  **$L_R=40\sim 50\text{mm}$** 、 $M_z$  に対しては  **$L_R=2\sim 3\text{mm}$**  となった。20BSch40 配管(外径 508.0mm)のプラント内での一般的な施工誤差は  $\pm 300\text{mm}$  程度であるので、撓性増加による  $40\sim 50\text{mm}$ 、乃至  $2\sim 3\text{mm}$  の配管長さの増加は誤差の範囲内と言うことができる。無論、精密施工を行う特殊な配管は、この値を陽に(explicitに)設計に考慮することが必要である。

また、区間長さ  $L_x=0\text{mm}$  への収束値は、振り  $M_x$  負荷 **45mm**、曲げ  $M_y$  負荷 **20mm**、曲げ  $M_z$  負荷 **1mm** となっており、実際の穴径  $d_m=168.582\text{mm}$  に対して十分に小さく、補強ができていると判断される。第2章の(注記2)を参照。



### 5.2.4 標準モデル(NS1モデル)以外のモデルでの撓性係数, 余剰配管長さ

以上は, 標準モデル(NS1モデル)の結果である。

その他の HO1, NE1, NS2 モデルの結果はどうかである。

表 5, 表 6, 表 7 に HO1, NE1, NS2 モデルによって得られた撓性係数, 余剰(配管)長さを示す。

尚, 表 5 と表 6 の HO1, NE1 モデルは, **2%以内の差**で一致し, HO1 が大きめとなることが分かったので, 以下では, HO1 モデルを代表として用いる。

図 10, 図 11 は, HO1, NS1, NS2 の 3 モデルに就いて撓性係数, 余剰(配管)長さをまとめて図示したものである。

表 4, 表 5, 表 7 を通して見ると, 撓性係数, 余剰(配管)長さともにノズル部の補強(ノズル肉厚  $t_n$ )に依存して反比例的に変化することが分かる。そのことは図 10, 図 11 から分かる。

どの程度の依存性かを見るため, 区間長さ  $L_x=258\text{mm}$  の最大/最小点のデータを抽出してノズル肉厚  $t_n$  をパラメータに図示すると図 12 に示すようになる。尚, HO1 モデルは  $t_n=0\text{mm}$  として示した。

図 12 より, 標準モデル NS1 に対して, 撓性係数も余剰配管長さも共にほぼ反比例的に増減し, 余剰配管長さは, 倍・半分の違いで変化することが分かる。

図 12 から, 補強肉厚を大きくすると, 撓性係数や余剰配管長さをかなり小さくできることが分かるが, 実用構造と考えられる  $t_n=15.1\text{mm}$  に於いても, 十分に 1.0 に近い撓性係数であり, 十分に無視できる余剰配管長さになっていると判断される。

表5 振り/曲げモーメント負荷に対する撓性係数・余剰長さ(HO1モデル)

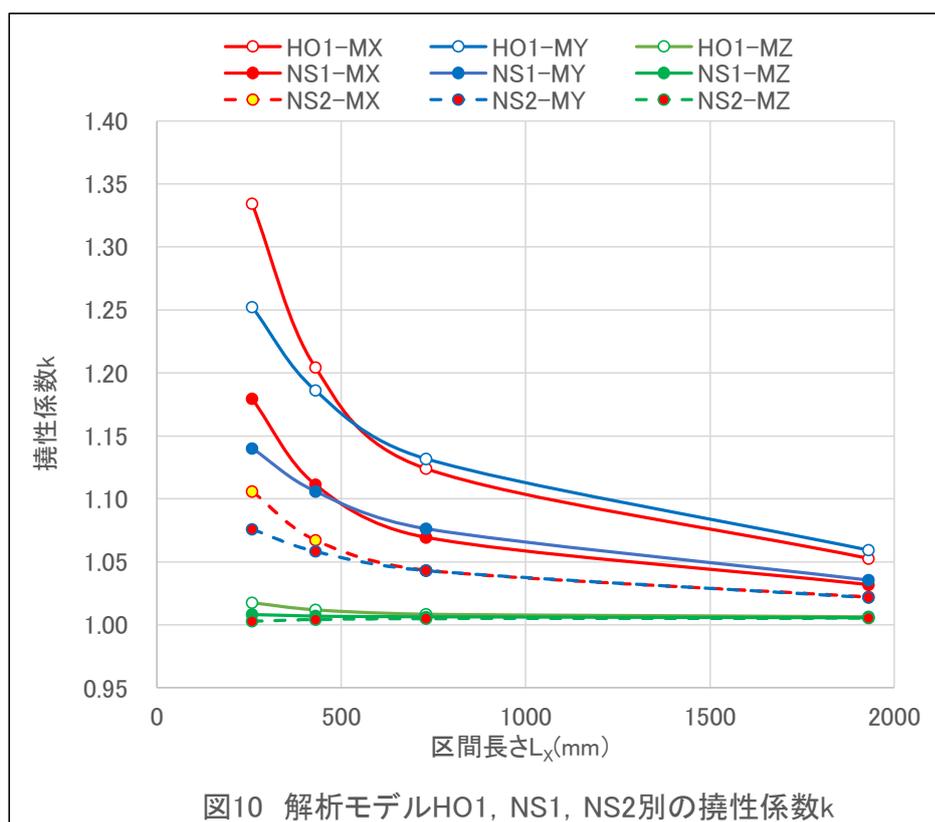
負荷 モーメント	区間長さ $L_x$ (mm)	曲げ角変位差		撓性係数	余剰長さ
		$\phi X/\phi Y/\phi Z$	$\phi_c$	k	$L_R(\text{mm})$
$M_x$	258	0.0003165	0.0002372	1.334	86.3
	430	0.0004761	0.0003953	1.204	87.8
	730	0.0007543	0.0006711	1.124	90.6
	1930	0.0018673	0.0017740	1.053	101.5
$M_y$	258	0.0002285	0.0001825	1.252	65.1
	430	0.0003607	0.0003041	1.186	80.0
	730	0.0005842	0.0005162	1.132	96.2
	1930	0.0014456	0.0013646	1.059	114.6
$M_z$	258	0.0001857	0.0001825	1.018	4.5
	430	0.0003078	0.0003041	1.012	5.2
	730	0.0005206	0.0005162	1.009	6.2
	1930	0.0013733	0.0013646	1.006	12.3

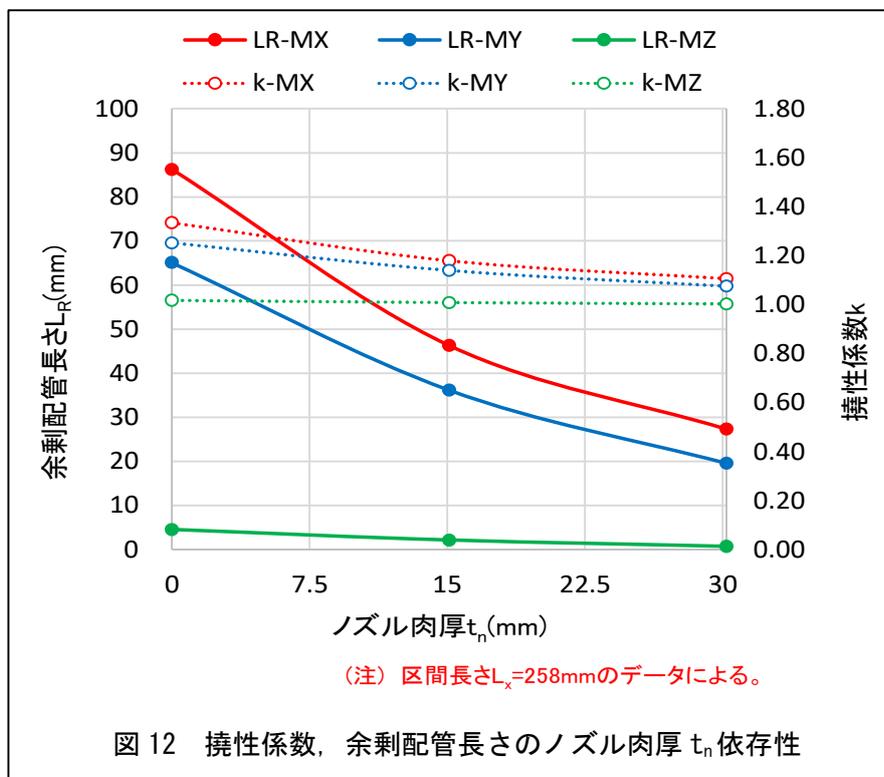
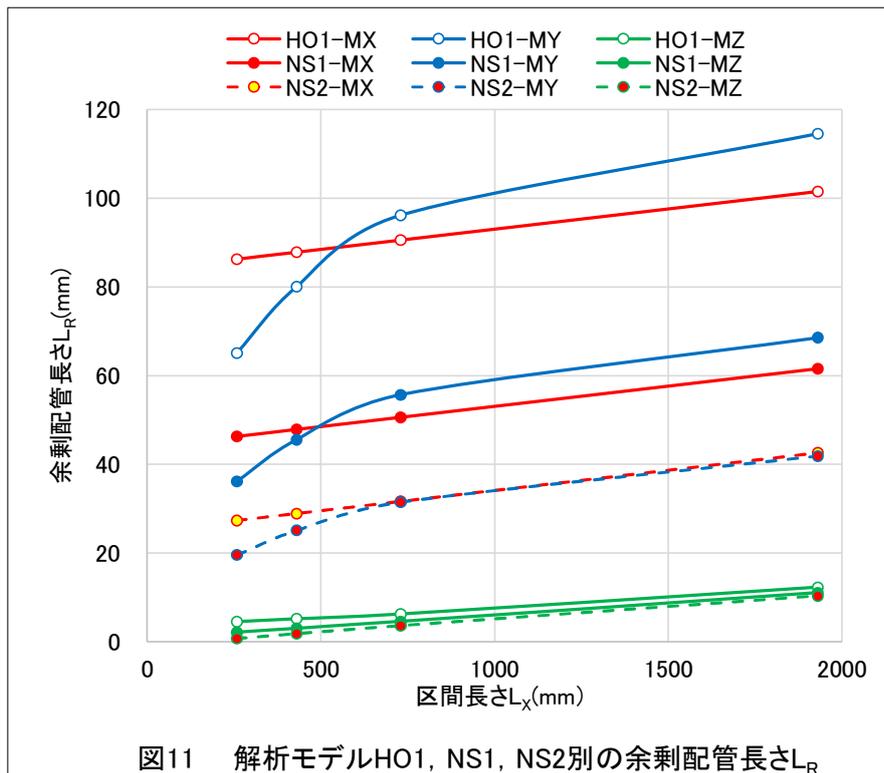
表6 振り/曲げモーメント負荷に対する撓性係数・余剰長さ(NE1モデル)

負荷 モーメント	区間長さ $L_x$ (mm)	曲げ角変位差		撓性係数	余剰長さ
		$\phi X/\phi Y/\phi Z$	$\phi_c$	k	$L_R(\text{mm})$
$M_x$	258	0.0003145	0.0002372	1.326	84.2
	430	0.0004741	0.0003953	1.199	85.7
	730	0.0007524	0.0006711	1.121	88.4
	1930	0.0018653	0.0017740	1.052	99.4
$M_y$	258	0.0002280	0.0001825	1.250	64.4
	430	0.0003601	0.0003041	1.184	79.2
	730	0.0005835	0.0005162	1.130	95.2
	1930	0.0014448	0.0013646	1.059	113.3
$M_z$	258	0.0001856	0.0001825	1.017	4.5
	430	0.0003077	0.0003041	1.012	5.1
	730	0.0005206	0.0005162	1.008	6.2
	1930	0.0013733	0.0013646	1.006	12.2

表7 振り/曲げモーメント負荷に対する撓性係数・余剰長さ(NS2モデル)

負荷 モーメント	区間長さ $L_x$ (mm)	曲げ角変位差		撓性係数	余剰長さ
		$\phi_X/\phi_Y/\phi_Z$	$\phi_c$	$k$	$L_R$ (mm)
$M_x$	258	0.0002623	0.0002372	1.106	27.3
	430	0.0004219	0.0003953	1.067	28.9
	730	0.0007001	0.0006711	1.043	31.6
	1930	0.0018131	0.0017740	1.022	42.6
$M_y$	258	0.0001963	0.0001825	1.076	19.6
	430	0.0003219	0.0003041	1.058	25.1
	730	0.0005385	0.0005162	1.043	31.5
	1930	0.0013942	0.0013646	1.022	41.9
$M_z$	258	0.0001830	0.0001825	1.003	0.7
	430	0.0003054	0.0003041	1.004	1.8
	730	0.0005188	0.0005162	1.005	3.7
	1930	0.0013719	0.0013646	1.005	10.4





### 5.3 応力

本解析は、撓性係数を出すことが主目的のため、応力に関する解析結果は省略する。  
今後、必要性が出て来れば、改めてデータを整理し報告する。

## 6. 結論

20BSch40 SUS304 配管に、外径比  $d/D=1/3$  のセットオンノズル(管台)が取り付けられた主管の撓性係数をシェル構造解析によって求めた。

振り/曲げモーメント  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  の 3 種類を負荷し、ノズル肉厚に関しては、標準構造の肉厚に対して、ゼロ相当から 2 倍までパラメータを振り、「撓性係数」とその代替「測度」としての「余剰配管長さ」に与える影響を検討し、以下の結論を得た。

(1) 解析の結果、外径比  $d/D=1/3$  の場合、主管の撓性係数  $k$  は(区間長さ 258mm の場合)、高々 1.2 と小さく、ノズル(管台)開口による撓性への影響は殆どないことが判明した。

従って、外径比  $d/D \leq 1/3$  のノズルの場合、撓性係数  $k=1$  で主管部をモデル化し、且つ、交叉点部への「集中バネ S1, S2」の挿入は不要であることが分かった。これは、Rodabaugh らが提案した主管の取り扱いと同じで、ASME 基準通りである。

(2) 分岐管の撓性係数  $k$  の定義上で問題となる「要素長さ」に関して検討し、要素長さに依存しない撓性評価「測度」として「余剰配管長さ  $L_R$ 」を提案した。

この「余剰配管長さ」を用いれば、ノズル開口による撓性増加を、要素長さに依存せず評価できることが分かった。また、ノズル開口に対する主管の曲げ/振り剛性の補強効果を適切に評価できることが判明した。

(3) 今回の 20BSch40 SUS304 配管に、外径比  $d/D=1/3$  となるセットオンノズル(管台)の場合、「余剰配管長さ」は、ノズル肉厚が  $t_n=15.1\text{mm}$  の標準構造の場合、振り  $M_x$  負荷と曲げ  $M_y$  負荷の場合は 40~50mm、曲げ  $M_z$  負荷の場合は 2~3mm となった。

これらの値は、当該 20BSch40 配管が、プラントに於いて実際施工される場合の施工誤差 ( $\pm 300\text{mm}$ ) に比べ、無視できる値と分かった。

また、この「余剰配管長さ」によれば、実際の穴径  $d_m=168.582\text{mm}$  に対して、「余剰配管長さ  $L_R$ 」の  $L_R=0\text{mm}$  への収束値は、振り  $M_x$  負荷で 45mm、曲げ  $M_y$  負荷で 20mm、曲げ  $M_z$  負荷で 1mm となっており、十分に小さく、主管の振り/曲げ剛性補強は十分いできていると判断される。ノズルの肉厚  $t_n$  を 2 倍に大きくすれば、これらの余剰配管長さは、概ね半分に低減する。(図 11 を参照。)

## 7. 関連資料

- (1) 水野, 「配管の設計解析法 (改訂 第一版)」 第 4.1.2 項, p.87~p.90, (2018 年 5 月)
- (2) MSP0015-R00 「Rc 型モデルによる T 字配管の内圧負荷解析の結果」, 第 5.2 節, p.5~
- (3) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. III Nuclear Power Plant Components
- (4) E.C.Rodabaugh, S.E.Moore, "Flexibility Factors for Small( $d/D < 1/3$ ) Branch Connections with External Loadings", ORNL/Sub/2913-6, March, 1977

## 変更来歴

記号	年月日	変更来歴	備考
R00	2022.07.31	初版発行	
R01	2023.01.29	第 5 章と第 6 章 6.1 項の章・項の構成が間違っていた。 第 5 章として統一し, 記述内容を改訂した。	