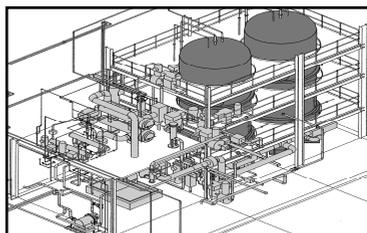


配管解析の全てが分かる！

配管の設計解析法

【改訂 第一版】

☆ 今 話題の解析結果の検証など
最新の「解析哲学」を含む ☆



エムエス配管解析技術
水野貞男 著

まえがき

本書は、主として配管の設計解析に必要となる基礎知識と解析に於いて生じる問題点に就いて論じたもので、特に、実際の設計解析に於いて判断に苦しむような事項を具体的に取り上げ、その考え方や指針を示したものである。配管解析の初心者が配管解析の中味を一通り学習するのに役立つと同時に、かなりの技術エキスパートや管理経営者に於いても諸問題解決の糸口を見つけるための参考書となることを目標とした。

第1章は、配管の設計解析の概要を述べ、また配管設計の特徴に就いて説明した。

第2章は、解析結果の検証を含め、解析に係わる哲学に関して述べた。最近の動向として、まず「解析」と「設計」或いは「設計評価」との混同が見られ、「解析」に対して誤った認識があり、そのため、誤ったことが要求されており、問題と思われたので、誤解を解き、また解析に対して正しい認識が得られるように努めた。

第3章は、各種の配管設計基準や規格の動向に就いて概説した。詳しくは各々の設計基準や規格を参照願いたい。特に、最近では設計基準や規格の改訂が進んでおり、著者の知識は古くなっていることもあり、最新情報を把握頂くようお願いしたい。

第4章は、配管解析の中心となるモデル化や計算の基礎、その他の特殊なモデル化を必要とする事項に就いて述べた。

第5章は、自重・地震・熱膨脹・相対変位など、解析項目毎に詳細を説明し、その要点や問題点をまとめ、解析に対する指針を示した。

第6章は、第5章までの一般的記述ではカバー仕切れなかった配管に関する特殊問題を取扱った。問題は多義に互っており、また十分に詰め切れなかった所もあり、多くが今後の課題として残った。

第7章は、配管の設計解析に関わる参考事項や検証データなどを取扱った。

設備配管としては、一般産業用設備（上下水道や高圧ガス設備など）や石油・化学プラント・火力・原子力発電プラントなどの多種多様な配管があり、それぞれの分野で独自の設計基準や設計法が確立されているが、中でも原子力配管に対しては、優れた設計基準や解析手法が取り揃えられている。

本書は、配管の設計解析法に就いて、原子力配管を中心として記述したが、説明に当たっては、一般産業用設備や石油・化学プラント・火力発電プラントなどの諸配管にも役立つように配慮した。いずれの配管も規格基準に依拠する若干の違いを除けば、設計解析の根本は同じであり、全く同じ取扱いが可能であるので、本書が、配管に携わる幅広い分野の諸兄や管理経営者の方々のお役に立てばと期待している。

また諸兄や管理経営者の方々より、本書に対する忌憚のないご意見をお寄せ願えれば幸いである。

改訂第一版のまえがき

初版発行から5年が経過し、初版に於ける間違いや、分かりづらい点・説明不足の点なども多数発見された。特に、耐震設計関係ではミスも見つかり、読者諸兄にご迷惑をお掛けした。それらは、適宜、補足検討資料として著者のWEBサイトで公表したが、本書では、それらの一部を取り込んで改訂した。

また、初版は好評を得て品切れとなっており、再版などのご要望も頂いている。そうした状況を考慮し、補足・改訂も加え、ここに改訂第一版として出したものである。

初版と同様、読者諸兄のお役に立てばと願っている。

また、本書に対する忌憚のないご意見をお寄せ願えれば幸いである。

2018年5月 水野貞男

第1章 配管設計解析の概要

配管の設計解析を考える前に、まず配管の歴史や成り立ち・役目を考える。

1.1 配管とは何か？

配管とは何かをまず考えると、国語辞書には「ガスや水道などを通すために^{くだ}管を引くこと、或いは引いた管^{くだ}」とある。英語でも、pipe(導管で水などを引く)と言う動詞の動名詞形の piping が用いられており、大凡 日本語と同じ意味である。これらから、配管とは、管^{くだ}を配すとか 引き回すとかと言う行為や所作を伴ったものを意味することが分かる⁽¹⁾。尚、JISでは「管」を「くだ」と読み、主に直管(pipe)を指す。

古代遺跡の発掘によると、ギリシャ・ローマ時代に、既に上水道の配管工事が都市部で行われており、配管は歴史的にも相当に古いものであることが分かる^(注記1)。

いずれにしても、配管とは単なる直管を指すのではなく、水やガスなどを導くため、あちこち引き回した^{くだじょう}管状のものを指し、直管に、エルボやティーズ・分岐管・レジューサ・カップリングなどの所謂 フィットティングを含めたものの総体を意味する。後で原子力配管の所々出て来るが、配管の重要度クラス分類に於いて、国内法規では「第1種管」とか「第3種管」とかの言葉が用いられて来たが、これらは寧ろ「第1種配管」とか「第3種配管」とかと呼ぶべきものである。実際に、その基となったASME規準⁽²⁾では「class 1 piping」とか「class 2 piping」とかとなっており、「class 1 pipe」などとは呼んではない。この辺、単なる言葉のちよつとした違いのようではあるが、物ごとの認識、即ち 概念把握の問題として見ると大きな違いが潜んでいると言わねばならない^(注記2)。

少し前置きが長くなったが、配管とは、直管やエルボ・ティーズなどを用いてプラント内を引き回したものの総体であり、且つ、それは度重なる配置調整や引き直し調整を経て決まるものであり、それ故に、システムや設備・機器・計装制御・保守補修などのプラント全体に対する幅広い且つ深い知識や理解がなければ設計できないものである。「配管」と言う言葉の語感からそれが多少なりとも伝われば有り難いと思っている^(注記3)。

本書では、以上のような理由から、誤解を招かない範囲で告示501号⁽³⁾などの「第1種管」等に就いても「第1種配管」等と呼ぶものとする。

(注記1) 例えば、ポンペイの遺跡からは、現代の給湯風呂システムに匹敵する風呂設備が発掘されている。これは、鉛製円筒の貯湯槽兼用の湯沸かし釜(多分、火の当たる所は青銅製と思われる。)に、貯水槽を備え、青銅製コック付きの鉛配管を複雑に引き回したものである。

貯水槽から釜に給水し、湯を沸かして貯湯し、要所に取り付けたY型合流管で熱水と冷水と混ぜて湯温を調整し、大理石の湯船に給湯するものである。また湯船に張った湯は、青銅製円筒釜で追い焚きできるようにし、その廃熱ガスで部屋の大大理石パネルを裏面から暖める構造としている。鉛円筒や鉛配管は、鉛板を丸めてシーム溶接したものである。またコックは青銅鑄物で、化学実験で使うガラス製コックを大型にした感じである。設備全体は実に精緻に作られており、とても2000年前のものとは思われない出来である。

無論、上水は、所謂 ローマの水道橋などを用いて都市に供給し、市街に張り巡らされた水路で市中に導

き、各戸には太径鉛管で導水しており、全体のシステムは今日の水道とほぼ同じである。また、エフェロスやトロイなどのギリシャ・ローマ遺跡では、素焼き煉瓦の直管(外径 30cm, 長さ数十 cm ぐらい)を繋いだものではあるが、上水道用の配管路を実際に見ることもできる。

(注記 2) 最近、告示 501 号などが日本機械学会規格⁽⁴⁾⁽⁵⁾に転換されて来ており、そこでの表記は、「クラス 1 配管」とか「クラス 2 配管」などに変更されており、その意味では著者の思う方向への改善ではあるが、ここで「クラス 1」の「1」はどう発音するのか(ワンか、イチか)、少し気がかりである。それに、「第 1 種配管」などきちんとした日本語があるのであるから、これらを使い、日本語をもう少し大事にして貰いたいというのが著者の正直な気持ちである。

(注記 3) 最近、日本語が急速に^{すた}廃れて来ており、また、市町村名などを見ると、ひらがなやカタカナばかりで、由緒ある漢字が忘れ去られている。上記の(注記 2)も同じ類の問題である。それで本書では、意図して漢字を多少 多めに使用していることを予めお断りして置きたい。

参考文献

- (1) 成瀬「配管設計講座 改訂版」日本工業出版、1966 年 3 月
- (2) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. III Nuclear Power Plant Components
- (3) 「発電用原子力設備に関する構造等の技術基準」(昭和 55 年通商産業省告示第 501 号)
- (4) JSME S NC1-2008「発電用原子力設備規格 設計・建設規格(2008 年版)第 I 編 軽水炉規格」
- (5) JSME S NC2-2005「発電用原子力設備規格 設計・建設規格(2005 年版)第 II 編 高速炉規格」

1.2 配管の役目

配管は、一般に、ある機器からある機器(池や槽などの開放空間も含め)に繋がっており、水やガスなどを導くためのもので、大きく分けて次の2つの役目を持っている。図1.2-1を参照。

- (a) 流体(粉流体などを含む)を導く通路で、所謂 流路の役目。
- (b) 固定された高温の機器間にあつて、機器間の熱膨脹を吸収する役目^(注記¹)。

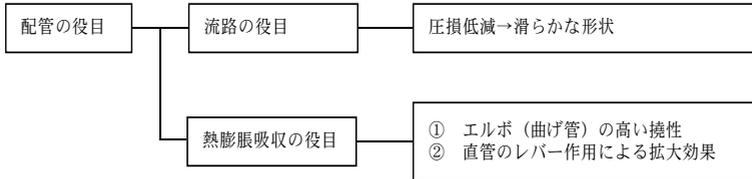


図1.2-1 配管の主な役目

1.2.1 流路の役目

配管は、内部流体を流す流路の役目を果たすことから、多くの場合、内部流体の流動に伴う圧力損失が小さくなるように工夫する。このため、内面が滑らかな管を用いるだけでなく、スムーズな曲率や形状を持ったエルボ(曲げ管を含む。以下同じ。)やティーズ・レジャーサなども使用する。例えば、配管を90°に曲げる場合、エルボを使用しないで、直管を45°に斜め切断してエビ継ぎする場合もある、また分岐を作る場合、直管に横穴を開けて交差溶接する場合もあるが、これでは、曲がり部や交差部が直角に折れ曲がり、流れが縮流し、渦が発生して圧損が大きくなったり、更に、流速が大きい場合は、流れの剥離やキャビテーションが発生したりして問題となる。従って、実際の配管では、エルボやティーズなど滑らかな曲がりのあるフィッティングを使用する。また、特に流速が大きい場合は、曲げ半径を特別に大きくした曲げ管を用いたり、分岐角度を小さくした傾斜分岐管(Y分岐)を使用したりする。

尚、粉粒体を輸送する場合は、粉粒体の局所滞留をなくすため、吹き溜まりをなくすように工夫するが、これは通常の流体と同じ考え方である。しかし、粉粒体をガスで圧送する場合は、管壁との摩擦を減らすため、管壁表面に突起模様を施すこともあり、寧ろ、表面は滑らかでない方がよい場合もある。また、気液混相流を流す場合は、ガス溜まりやガスロックが発生しないようにレベル変化に注意し、またドレンが発生する蒸気配管では、ドレンが適切に排出されるように勾配を設け、且つ配管のレベル変化に応じてドレンラインを設け、効果的にドレンが排出されるようにする。

1.2.2 機器間の熱膨脹吸収の役目

石油・ガスパイプラインのように特に長大な配管は別として、常温近傍の配管は基本的に熱膨脹を問題としないが、熱膨脹を考慮すべき中高温の石油・化学プラントや火力発電プラント

配管に於いても、従来、配管の熱膨脹吸収の役目に就いて十分に考慮されて来たとは言いがたい。この原因は、熱膨脹応力に就いては、初等材料力学的な方法による精度の高い近似計算法が確立できなかったため、経験的な評価式、例えば ASA 判別法⁽¹⁾⁽²⁾などの熱膨脹チェック式で設計せざるを得なかったためであり、結果的に、熱膨脹応力や熱膨脹変位を含めた配管の熱膨脹挙動を十分に把握・理解できなかったためである⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

近年になって原子力配管が設計されるようになると、コンピュータによる解析的アプローチも可能となり、本格的に熱膨脹応力が計算できるようになった。このため最近では、中高温の石油・化学プラントや火力発電プラントは勿論のこと、一般産業用設備に就いてもコンピュータによる熱膨脹解析が行われ、配管の熱膨脹応力や熱膨脹変位を十分に把握できるようになった。しかし、このような状況になったにも係わらず、実は、配管系の熱膨脹吸収の役目とか熱膨脹吸収能力とかが必ずしも十分に理解・認識されているとは言いがたいのである。

配管系の熱膨脹吸収能力は、配管の最も大事な機能であり、プラントを成立させる場合、それを十分に認識することが重要となる。そこでまず、配管系では、どこで、どのようなメカニズムで熱膨脹を吸収するのかを明らかにしなければならない。直管・エルボ・ティーズ・レジーサなどの配管要素毎に見ると、熱膨脹を吸収する能力のある要素は、ベローズ(伸縮管)継手やスライド継手を除いてはエルボ(曲げ管)しかなく、これ以外の直管やティーズ・レジーサ・フランジなどは、それ自体では熱変位を吸収する能力は殆どないのである。尚、ティーズや分岐管(セットオン型管台など)に就いては、枝管付け根部に可撓性^{かとうせい}があるため、それに期待したい所ではあるが、それらは、形状が複雑で応力解析が難しいため、寧ろできるだけ剛性を高め、変形しないようにし、高応力が発生しないようにすることが望ましく、結果的に熱膨脹吸収能力が期待できなくなっている。

エルボの熱膨脹吸収能力(可撓性)に就いては第4章で詳しく論じるが、エルボは、特に面内曲げを受けると、その3次元的構造から、断面が扁平化してより曲がり易くなるという特性があり、結果として曲がり梁としての撓性^{たうせい}よりも数倍から十数倍曲がり易く、これが熱膨脹を吸収する第一の要因となっている。しかし、実際にいくら曲がり易くてもエルボだけでは大きな熱膨脹を吸収できないため、その曲がり易さを拡大するレバーが必要で、両側に長い直管のレバーを取り付けることによって熱膨脹吸収能力を飛躍的に高めるのである。即ち、エルボと直管を交互に組み合わせ、特に平面内でS字やZ字型(所謂「つづら折れ」)に大きく引き回して機器間の熱膨脹変位を吸収する訳で、この直管のレバー作用による拡大効果が第二の要因である。

以上のことから、高温の機器間を繋ぐ配管は、多数のエルボを使用し、くねくねと引き回して機器間の熱膨脹を吸収し、所謂「熱膨脹吸収の役目」を果たすのである。

尚、ここでは詳しく説明しないが、もしこの熱膨脹吸収の役目を果たす必要性がない場合は、機器間をできるだけ厚肉直管でストレートに接続する方が、配管自体にとっては寧ろ楽なのである^(注記2)。無論、配置やメンテナンスなどの必要性から、例えば、柱を迂回するためとか、フランジ部を取り外し易くするためとかで曲げる場合は、話は別である。

またこれも後で詳しく論じるが、一般配管では、エルボに、パイプ材を溶接して所謂パイ

ブアンカを取ったり、或いは大型ラグを溶接してサポートを取ったりするが、このような設計は、熱膨脹吸収に重大な役割を果たすエルボの断面変形や可撓性に関して何も考えていない、或いは認識していない設計であり、従ってまた、配管の「熱膨脹吸収の役目」に就いて殆ど何も理解していない証拠なのである。

尚、熱膨脹吸収の役目や能力と絡んで配管の熱膨脹の繰り返し負荷挙動も極めて重要である。これに就いては、5.4.3項や5.4.11項を参照願いたい。

(注記1) 液体酸素や液体窒素・LNG・液体 He などを取扱う極低温設備に関しては「熱収縮(thermal contraction)」の問題があり、熱変位方向は逆となるが、高温機器の「熱膨脹(thermal expansion)」の問題と同じである。以下、特に断らないが、高温機器に対する「熱膨脹」の問題には、極低温設備機器に対する「熱収縮」の問題も含まれているものと適宜考えて頂きたい。ASME Sec. III NB-3672 や NC-3672.1 では、熱膨脹も熱収縮も一緒に取り扱っている。

尤も、高温機器/極低温機器に於いて高温/極低温状態から常温へ復帰する場合、必然的に熱収縮/熱膨脹現象を伴うので、熱膨脹と熱収縮とを特に区別する必要性はないが、極低温では所謂「(高温)クリープ現象」に相当する現象はないので、必ずしも同じような熱膨脹・熱収縮の繰り返し挙動(図5.4-1に示すような挙動)とはならないことに注意願いたい。

(注記2) PWRの1次冷却材配管は、原子炉容器と蒸気発生器やポンプを繋ぐもので、厚肉のストレートに近い配管となっている。この理由は、中心に固定された原子炉容器に対して蒸気発生器やポンプは所謂フローティング・サポート(浮動支持)されており、1次冷却材配管は、熱膨脹を吸収する役目は持っておらず、寧ろ、蒸気発生器やポンプを原子炉容器中心から放射状に熱移動させるための「押し棒」の役目を担っているためである。こうした発想の配管設計もあり得る^{(6) (7)}。

また、中間にベローズ継手を入れて機器間の熱膨脹変位を吸収する場合も接続配管は直管とし、寧ろ剛性を高めたものとする。例えば、JIS B2352-1994「ベローズ形伸縮管継手」の「参考2 ベローズ形伸縮管継手の設置基準」の参考2 図1によるとベローズ配管の基本的な設計が分かる。併せてEJMA規格⁽⁸⁾の第2章も参照願いたい。ここには、より具体的な設置基準が多数示されている。

後述の第2.8節で詳しく説明するが、一般配管に於いても、内圧や自重・地震による応力は肉厚に反比例して小さくなるのに対し、熱膨脹応力は配管の肉厚に殆ど依存せず一定となるので、製作性なども考えると、厚肉の方が、配管自体としては楽なのである。但し、端末機器ノズルに対する熱膨脹反力が確実に大きくなるので、機器が耐えられるならばOKと言う前提での話である。

参考文献

(1) ASA B31.1「Code for pressure piping」(1955)

【注記】 例えば、ASME B31.1「Power Piping」の2001年版は119.7.1項に、B31.3「Process Piping」の2004年版は319.4.1項による。尚、本式は無単位式ではないので、指定単位で計算する。無論、本来は無単位式にすべきである。

(2) A. R. C. Markl, "Piping Flexibility Analysis", Trans. ASME, p. 127-149 (Feb. 1955)

(3) 化学工学協会編「プロセス機器構造設計シリーズ3 配管」丸善, 昭和45年8月

(4) The M. W. Kellogg Co., "Design of Piping Systems", John Wiley & Sons, 1966

(5) 幡野, 成瀬 監修「配管便覧」化学工学社, 昭和46年11月

(6) 通商産業省資源エネルギー庁 公益事業部原子力発電安全管理課編「最新版 解説 原子力設備の技術基準」改訂版 電力新報社, 昭和58年7月, p. 495~496

(7) JEAG 4601-1991 追補版「原子力発電所耐震設計技術指針」(社)日本電気協会, 平成3年12月, p. 165 図1.2-3

【注記】 図1.2-3は、本指針の本文には全く引用されておらず、また、図自体にも何ら説明が付されていない。単独で"ぼつん"と入れられているに過ぎず、どう言う積もりなのかは不明である。

(8) "Standard of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc., Fifth Edition 1980", Expansion Joint Manufacturers Association, Inc. (本規格の第2章を参照。)

第2章 解析哲学

配管解析の話をする前に、解析に対する考え方、「解析哲学」とも言うべきものに就いて少し述べる^(注記1)。

2.1 解析哲学

配管に限らず、また応力解析や構造解析に限らず、多種多様な解析が膨大に行われているが、解析の役目とかその捉え方とかの、^{はた}将また解析はどうあるべきかの「解析の理念」に関しての哲学的な議論が十分に成されていないように思う。特に、機器の特性解析や構造解析などに於いて解析結果を得る場合、例えば、一部には保守的な結果を得たいと言う意図が見られるが、果たして解析に対してそのような功利的な意図で臨んでいいのかは甚だ疑問である。よしんば、そうした功利的な観点から計算するにしても、そうした解を得るために十分に納得が得られた手順とか手法とかが確立されているのかと言うと、必ずしもそうとは言い難いのである。それ故、それぞれの立場や考え方から銘々勝手なやり方を取ったり、解釈をしたりするため、大きな混乱が起きているように思われる。こうした状況に鑑み、ここでは、解析自体の捉え方に関する著者の考えを述べ、あるべき方向を示した。

また暫く前に(2005年11月)、高層アパートの建築設計に於いて構造計算のごまかしが発覚し、大きな社会問題となった。こうしたごまかしに対して建築確認検査の不備が明らかとなり、検査体制の強化が図られたが、その対策に関しては、解析結果の検証問題も絡み、解析に携わる立場からの疑問もあった。詳しくは、第2.5.1項を参照願いたい。更に、原子力の分野では、許認可申請に係わる解析や計算にミスが多発し、解析結果の検証問題が大きく取り上げられ、社会的議論となった^(注記2)。その結果、一応、解析や結果の検証方法に就いて明確化が図られたが、かなり間違ったことが主張されており、是正の必要性を痛感した。こうした状況を踏まえ、ここでは、解析結果の検証方法に就いて正しい認識が得られるように、著者の考え方や見解を示した。

以上のような経緯から、配管解析の話に入る前に、解析そのものに係わる課題に就いて新たに一章を設けたのが正直な所である。無論、ここで示す内容は、著者が常々考えていたものであって、決して、本書を書くに当たって全く新たに考え出したものではないが、頭の中にあって余り表に出して議論したものではないため、曖昧な点も多々あることをお断りして置きたい。ただ、こうした科学技術論的な議論は、科学技術の発展と共に深化発展すべきものと考えるので、著者としては、敢えてこの時点で整理し、大仰ではあるが、これを「解析哲学」と命名して提示した次第である。今後、この分野が更に深化発展し、定見や定説として確立されることを期待したい。

最後に箴言^{しんげん}の一つ掲げて、ここを締め括^{くく}ることとする。

「闇夜に牛が黒く見えるからと言って、それは黒牛だと思っはならない。」

正に無知蒙昧、即ち、智慧の光で照らされてはいない、科学的知識や認識のない状態は過つた結論(謬見)に導くのである。直感も大事ではあるが、それだけでは誤謬に陥るのであり、理性を働かせ、現象の奥に潜む^{ひそ}真理を見抜くことが重要であると。これは、解析者が常に心掛けなければならないことである(注記3)。

(注記1) ここで述べる解析に関わる哲学議論は、説明の都合上、配管解析に限定しているが、実際は、大凡世の中にある全ての科学技術的な解析、即ち、工学・理学・医学・心理学などの自然科学に関わる解析は言うに及ばず、歴史学や経済学などの社会科学的な解析をも含めた解析全般に関わる普遍的議論なのである。この点、誤解がないようにして頂きたい。

(注記2) 誤解があると行けないので、補足して置きたい。原子力で計算ミスが多発したと述べたが、これは一般産業に比べて格段に少ないのである。原子力は、官庁への許認可申請があり、間違いが許されないためチェックを徹底しており、また計算ミスが見つければその都度公表し対策している。それで表だってミスが取り沙汰されて目立つ訳であるが、一般産業では、こうした手続きがないので、ミスがあっても表に出ないだけである。例えば、上述の建物計算のごまかし事件を見れば、そうしたことは分かるかと思う。

日常生活に於いて、金銭勘定(最近は機械化されてかなり減っては来たが)を始めとして常に計算ミスが付きまとうことは周知の事実である。パソコンのOSや応用ソフトには膨大なミスが内在しており、著者も含めて、全世界で何十億人もの人間が毎日手こずっているのは紛れもない事実で、これを認めない人はいないと思う。またインターネットの情報や書き込み情報を例に挙げるまでもなく、誤字脱字・誤記・誤変換・誤解・・・は枚挙の暇がないし、日本語にさえなっていないものも多い。それに、例えば、いつも目にする道路案内標識のkm表記にしても、Kmと堂々と間違っている。尤も大多数の人は間違っていることすら気付いてはいないだろうし、当初は「見易くする」と言うような意図があったのかも知れないが(尤も、km表示の別種標識も一部見られるので、必ずしもそうではないのかも知れない。)、これを全部直すとなれば、莫大の金が掛かるだろう。交通信号の「青色」のミスも最たるもので、暫く前に大きな社会問題となったが、青色への修正も中途半端に終わっている。また新聞や雑誌・カタログなどに於いて、kw・KW・Kwなどもよく目にする間違いである。更に、東北地方に多い山名の「何々森」も、実は、半分は「何々盛」の間違いなのである(「盛」は「ピーク」の意)。これは、明治大正時代の陸地測量部(陸軍の下部組織)の知識不足や認識不足が、即ち、歴史や文化に対する造詣が浅かったことが原因なのである。これに就いては、著者も実際に確認した箇所もあるが、深田久弥の「日本百名山」を読んで頂いても分かるだろう。

このようにミスは上げたら切りがないのである。無論、ミスはないに越したことはないが、ミスしたからと言って相手が潰れるまで責めるものではない。直せば足りるのである。

また、「ミスを徹底的にゼロにしろ」と言うような要求もやめて貰いたいのである。程々にし、某かのミスが含まれることを前提にして物事を捉え、且つ、物事の重要度を考慮してミスの多寡を按排する精神が必要で且つ重要なのである。そう言った世の中にしないと進歩はないのである。

(注記3) ついでながら、著者の口癖を一件申し述べたい。

常々、設計現場に於いて言って来たことであるが、科学・技術者があれこれと試行錯誤し、物事を検討究明していく過程で「思考を重ねる行為だけが価値(知識)を生む」と言うことである。具体的には、検討究明した結果を論文や検討書などに、詳細に且つ理路整然と書き下して論証することである。それによって「思考の結果(頭の中身)」が客体化され、科学・技術成果(知識)として社会に共有されるのである。頭の中にあるだけでは、それは個人的な所謂「ノウハウ」に過ぎず、その人が死ねば、価値は消え失せるのである。また「客体化」することは極めて大事で、本人自身も、それを客観的に認識し、且つその思想を批判できることである。頭の中にある限りでは、批判しても頭の中の堂々巡りに過ぎないのである。

また、価値(知識)を生むのは人間であるが、価値を価値(知識)たらしめるには、言葉(概念)と論理的思考能力や国語力が大事である。この辺に就いては、更に、例えば2.5.2.b項を参照願いたい。

そして人間は、ミスもするが、それ以上に価値をも生み、また更に新しいものをも生み出すのである。言葉がないため、これは、猿には真似のできないことである。またコンピュータは、プログラムにバグがない限りミスしないが、プログラムに従った量産的な価値を生むだけで、決して新しい価値は生まないのである。このことは、最近流行のAI(人工頭脳)と雖も同じである。

結局、「よく考える」と言うことであり、また「人を大事にする」と言うことである。

従って、人を大事にしない社会や会社・組織に発展はないのである。

2.2 解析とは何か？

まず、解析とは何かである。解析そのものをはつきりさせないと解析に対する認識や対応も違ってくる。辞書には、「解析とは、事物の構成要素を細かく理論的に調べることによって、その本質を明らかにすること」と書かれている。これを少し焼き直して簡単に言うと、「ある問題を適当な手法を用いて解くこと」と言い換えることができ、更に、物理化学的な問題に対してもう少し具体化すれば、「対象を数学的モデルに置き換え、ある物理化学的な原理に基づいて定式化された手法で、適当な境界条件や初期条件・数学的処理条件(収束判定など)の下で外部入力に対して解き、その応答を得ること」と言い換えることもできるだろう。

ここで「ある物理化学的な原理」とは、例えば応力解析の場合は微小変形理論に基づく弾性論であり、「定式化された手法」とは有限要素法(FEM)などの変分原理に基づいた数値解析法であるが、それらを纏めて、通常は構造解析プログラムとして実用的に取扱っている。また「数学的モデル」とは、例えば対象物を多数の有限要素に分割したものの総体を指している。この数学的モデルには、境界条件や収束判定条件・荷重ステップや時間ステップなども含むし、また初期条件や外部入力条件(所謂 荷重条件^(注記))も含む。最後に、これを今考えている外部入力条件に対して計算し、目的の解、即ち応答を得るのである。構造物のFEM 応力解析などが正にそれである。

ここで注意すべき点は、解析には以下の3つの限界があることである。

- ① 対象実体(物や現象)と解析結果との間には、「超えられない質的な差」がある。
- ② 解析結果は、「そこで用いられた物理化学的な原理を超える」ことはできない。
- ③ 解析結果には、避けられない「解析誤差」が含まれる。

解析を行って、その結果によっていろいろな解釈を施す訳であるが、上記の3つの限界を十分に認識し、且つ弁えて置くことが極めて重要である。さもないと重大な誤謬に陥るのである。

以下に3つの限界に就いて説明を加える。

(注記) 荷重条件が典型例であるが、これも実は色々な分析や解析を行って定めており、その妥当性や信頼性・誤差が解析に直接影響することは論を俟たない。しかし後続解析では、それらを「与条件」として割り切って取扱うため、その妥当性や信頼性に余り関心を払わないが、それは大きな間違いである。例えば、耐震設計で必要となる地震力は、当該敷地の過去の地震歴や地質構造などを調査した結果から地震学的な分析や解析を行って設定するが、それが大きく狂えば、建物や機器の耐震解析結果も大きく狂う訳で、これは当たり前と言えども当たり前であるが、往々にして忘れ勝ちである。そして、ある解析は、先行解析の結果を用いると同時に、後続解析に対してはその入力条件を与え、いくつかの解析が因果関係を以って連鎖するのである。このことから、一つひとつの解析が正しく、且つ真値を与えることが極めて重要で、且つ必須であることが分かる。また一箇所でも不適切な所があると、これには、例えば、安全余裕を見込んで1.5倍にすると言うような人為的行為も含むが、後続する全ての解析に悪影響することも極めて明白なのである。

2.2.1 「超えられない質的な差」

最初の「超えられない質的な差」に就いては、例として応力解析を挙げれば一目瞭然である。通常は、微小変形理論に基づく弾性論で応力解析を行うが、この弾性論は、かなり大幅な理想化の上に成り立っており、実体とは大きく懸け離れていることは明らかである。

まず、弾性学の基となる連続体や弾性体と言うものは実在しない。言うまでもなく物質は原

子で構成されており、連続体ではない。もう少しマクロに見ても、例えば、多くの実用金属は多結晶体でできており、小さな荷重や応力でも、結晶粒間で歪が集中し、クラックや塑性変形が進展する。特にSUS材などでは顕著であるが、微小な荷重でもマクロな塑性変形が起きる。従って、真に弾性を示す材料はないし、勿論剛体などと言うものは原理的にも存在し得ない。

部材の挙動に就いて話したが、実は、荷重点や接触面などの所謂境界条件や荷重を与える点や線・面などに就いても問題がある。例えば「荷重の作用点」とよく言うが、この「点」と言うものも存在しない。もし作用点が存在するなら、応力が無限大となって大問題になる。そもそも「点」やその集合としての「線」や「面」は、現実世界には存在しない理想概念である。また、物体面での接触を考える場合、マクロに見たとしても凸凹があり、局所的な当たりが発生し、平均的な接触面積で割った応力の何十倍もの局所応力が発生する。こうしたことから、応力解析で、節点荷重とか線荷重や面荷重の所謂分布荷重とかでモデル化するが、これらも実体とは異なる理想化である。

以上の説明の通り、実体と解析とは大きな差があり、そこには「超えられない質的な差」がある。しかし問題は、「超えられない質的な差」があること自体ではなく、「差があることが認識されていない」ことなのである。その証拠に、上述のように、いろいろと理想化が行われ、近似が行われて行く過程で、一体誰が、真なるもの、それを数値で表せば「真値」と言うべきものとの対応関係を克明に評価しているのかである。実は、著者も今までいろいろなものを設計・製作して来たが、この理想化過程での真値との対応、或いは真値からの偏差に関して評価したこともないし、また一般的にもそうした評価が行われているのを見たことも、聞いたことも、^{はた}将また、教科書や論文で読んだこともないのである。無論、例えば応力解析プログラムの検証として実験との対比が行われ、例えば簡単な梁とか円板とか、或いは円筒とかを用いて撓みや歪を測り、応力が概ね計算と一致すると言うような検証が行われていることは承知しているが、実用規模の問題に対して偏差がどれ程かの説明を見たことは殆どないのである。

実は、こうした話から逆に、「この解析はどの程度正しいのか」と問うこと自体が愚かなのかも知れないのである。そして、著者の個人的直感と解析実態に対する付度から、「実用規模の問題を普通に解いたとしたら、8割も合っていればいい」と考えているし、また無い物ねだりをして仕方がないと言う意味で、「その程度の解析で得心すべきだ」とも思っている。比較的正確度の高い、例えば弾性論による解析でも精々8割程度の合い方であろうから、更に、これよりも難しい非線形構造解析や流れの解析・動的解析・拡散解析・波動解析などの複雑な高次元解析では、まず定式化に於いて既に膨大な理想化を行っており、またそれをを用いてモデル化し解析する過程で更に大幅な近似をやっているとすれば、結果の正確度がどれ程か、正直、評価が難しく、所謂「倍・半分」の意で「5割も合っているのかどうかさえ甚だ疑問だ」と言う訳であり、これこそ本当に、計算できればマシと言った感じなのである。

本来、こうした対象実体と解析結果との対比に関し綿密な議論があつて、その質的な差が認識されるべきであるが、それが頭からすっぱり欠落し、まともな議論が全くなされていないのである。寧ろ、そうした本質からはほど遠い些末な議論、言葉は悪いが、どうでもよい、お茶を濁したような議論が横行しているのが現実なのである。

2.2.2 「そこで用いられた物理化学的な原理を超える」結果

次に2番目の「そこで用いられた物理化学的な原理を超える」結果に就いてであるが、無論、「そこで用いられた物理化学的な原理を超える」結果など得られる筈もないことは明々白々のことで、議論の余地はない。例えば、通常の応力解析は弾性論に拠っており、これを超える非線形挙動が得られないことは百も承知である。しかし部外者は言うに及ばず、解析者自身も、得てしてこの大前提を忘れ、「実際の応答が得られるのではないかと密かに期待するのである。これは期待と言うよりも、錯覚と言った方が正しいだろう。実際、一所懸命に解析しようと作業を進めていると、そう言う感覚と言うか想念に囚われるのである。例えば、機器を基礎ボルトで床に固定する場合、通常は、「機器の脚部材のボルト位置で固定」と言うような簡単な境界条件で解くが、しかし一部の解析者は、脚部材の局部変形とか、固定ボルト・ナットの変形とかをとことん反映するため、脚部材の山形鋼からボルトやナット・座金、それにソールプレートに至るまでを、例えばFEMの3次元ソリッド要素などで非常に細かく分割して解こうとするのである。無論、弾性解析で。結局、脚部材やボルト・ナット・ソールプレート間にある接触現象が非線形で当該部の変形挙動に大きく影響し、脚やボルト・ナット等をいくら細かく要素分割してもその影響を払拭できないのに、そうした細かな要素分割を行って、まあ結論的には無駄な作業をするのである。

これなど何が重要かを見抜いていないためで、弾性解析では超えられない非線形の接触挙動が重大であることを認識していない結果なのである。そして、人は得てして、何でも細かく要素分割すれば、より現物に近づく^と期待し、更に細かく分割しようとするし、また当該部の細かいメッシュ分割図を見ると、殊に3次元的にきれいな現物に近い分割モデル図の「絵」が出力されたりすると、如何にも高度解析が行われており、無意識の内に、非線形な接触挙動が把握できているのではないかと空想してしまうのである。がしかし、これは錯覚であって、非線形な接触挙動を実際に模擬しない限り、本質的でない部分、今の場合には脚やボルト・ナットなどの外形をいくら細かく分割しも、決して現物には近づかないのである。そして、解析に慣れていない初心解析者ほど、また解析の部外者ほど、この辺を誤解するのである。

もう一つの例として細い棒^{はそ}の解析がある。直径が1mmで長さが1mの鋼製の棒を考え、これに圧縮力を加えると、棒は恰も針金の如く曲がってしまい、何ら反力を生じないような錯覚を持つ。無論、現物は、有限変形や弾塑性の曲がりや座屈を起こして確かに簡単に曲がってしまうだろう。しかし微小変形理論による弾性解析では、当然のことながら、全く曲がらずに断面積に応じた圧縮応力と軸変位を生じるだけである。解析者は、この解析結果を見て、全然曲がらないので、「どうして、くにゃっと曲がらないのか」とか、「解析結果が変だ」とかと実際には思うのである。

読者は、以上のような馬鹿げた話は全く信じられないと思われるかも知れないが、解析に慣れていない初心解析者が解く場合には、こうしたことが度々発生し、また新しい問題や難しい問題を解く場合は多かれ少なかれ発生し、著者でも時々錯覚に陥ることがあるのである。詳細は省くが、以上は著者の長年の経験から申し上げており、お恥ずかしい話ではあるが、実例を挙げれば、枚挙の暇がないのである。

第3章 配管設計基準

ここでは、配管設計基準の概要を述べ、原子力配管の設計基準に就いて評価体系を簡単に紹介する。詳しいことは割愛したので、必要の場合は各々の基準を参照願いたい。

3.1 配管の各種設計基準

配管の設計基準としては、一般産業用配管や火力発電プラント用配管・原子力発電プラント用配管など、需要先やグレードによって異なった基準が準備されている。また、特に熱膨脹応力を計算し、疲労強度評価を行うかどうかで設計基準が大きく分かれる。

古くは、熱膨脹応力の計算が難しかったため、ASA 判別法(B31.1:119.7.1 参照)などで熱膨脹変位の吸収性をチェックするだけであったが、最近では、電子計算機やFEM解析の発達で、簡単に熱膨脹応力の計算が可能となって来たので、全ての配管に就いて熱膨脹応力が計算されるようになった。更に最近では、積極的に解析を行い、信頼性を高めるとともに、配管引き回しやサポート敷設を合理化してコストの削減も試みられている。

配管に関する主な設計基準としては、ANSI/ASMEのB31規格シリーズ(B31.1「Power piping」やB31.3「Process Piping」など)が代表的であり、またその他、国内では最近の震害やプラント事故などを考慮し、配管の耐震設計基準の整備強化が進んでいる。

表3.1-1に原子力を除いた配管に関する主な設計基準を示す。

表3.1-1 一般産業用設備配管の設計基準(原子力を除く)

No.	基準名称	主な対象設備
1	ASME B31.1「Power Piping」	火力発電設備の配管
2	ASME B31.3「Process Piping」	一般産業用や石油・化学設備の配管
3	高圧ガス設備耐震設計指針	高圧ガス設備配管(耐震設計)
4	建築設備耐震設計・施工指針	建築設備に係わるユーティリティ配管(耐震設計)

(注)B31.3の旧称は「the Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping」である。

原子力用配管の基準としてはB31.1やB31.7が用いられており、最終的にはASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. IIIのClass 1やClass 2 pipingなどとして統合整備された。日本では、それらが通産省告示501号⁽¹⁾に移入され、軽水炉を中心に多数の原子力発電プラントの建設に採用された。尚、ASME Sec. IIIのclass 1の配管設計基準(高温設計のcode case 1331-4を考慮)が国内で最初に採用されたのは高速実験炉「常陽」である⁽²⁾⁽³⁾。また原子力は、信頼性確保の観点から、ASMEの「規格による設計」と「解析による設計」の2本柱となる強度設計思想を採用しており、グレードの高い機器に関しては徹底した解析を行うものとしている。

こうした原子力での実績を反映し、最近では解析的設計が一般産業用設備にも広がっており、パソコンによる簡便な解析プログラムの開発も相俟って、熱膨脹解析や耐震解析が広汎に行われるようになって来た。原子力の設計基準は、設計思想が比較的にはっきりしており、基準作

成に於けるバックグラウンドも明確であるため、今後、一般産業用設備の信頼性向上や合理化に役に立つものとする。また 500°C を超えるクリープ領域で使用される高温機器に関しては、FBR 設計基準(以下、「高速炉規格」或いは「FBR 規格」とも言う。)⁽⁴⁾が優れた基準となっており、これは、高温の石油・化学プラントやボイラー設備・火力発電プラント設備などを設計する上で示唆に富んでいる。

ここでは、ASME や通産省告示 501 号に基づいて、原子力用第 1 種配管と第 3 種配管を代表に配管の強度設計基準を概説する。必要に応じて FBR 設計基準に就いても言及する^(注記)。

(注記) 告示 501 号を始めとする軽水炉の構造設計規格や FBR の設計基準が日本機械学会の規格としてまとめられつつある。著者はその内容を十分に把握していないので、必要の場合は、読者に於いて調査し、参照するようお願いしたい。

- ・ JSME S NC1-2008 「発電用原子力設備規格 設計・建設規格(2008 年版) 第 I 編 軽水炉規格」
- ・ JSME S NC2-2005 「発電用原子力設備規格 設計・建設規格(2005 年版) 第 II 編 高速炉規格」

以下、この「高速炉規格」を「FBR 規格」と略称することがある。またこの規格を「FBR 設計基準」と呼ぶこともあるが、本来、「FBR 設計基準」とは、JSME や ASME などの規格・基準を含めた FBR に対する設計基準全般を指す場合もあることを承知置き頂きたい。

参考文献

- (1) 「発電用原子力設備に関する構造等の技術基準」昭和 55 年通商産業省、告示第 501 号
- (2) 「高速実験炉『常陽』ナトリウム機器の構造設計指針」昭和 47 年 3 月、動燃事業団
- (3) 市野、阿部「『常陽』のナトリウム機器構造設計指針」日本原子力学会誌, Vol. 14, No. 12(1972), p. 678~693
- (4) 「高速原型炉第 1 種機器の高温構造設計指針」昭和 59 年 11 月、科学技術庁原子力安全局

3.2 配管の強度評価体系

告示 501 号の第 1 種配管と第 3 種配管を例にして強度評価体系を概観する。

図 3.2-1 には第 1 種配管の強度評価フローを、また図 3.2-2 には第 3 種配管の強度評価フローを告示 501 号の解説版⁽¹⁾（以下、これを「告示 501 号解説」と略称する。）を参照して示す。

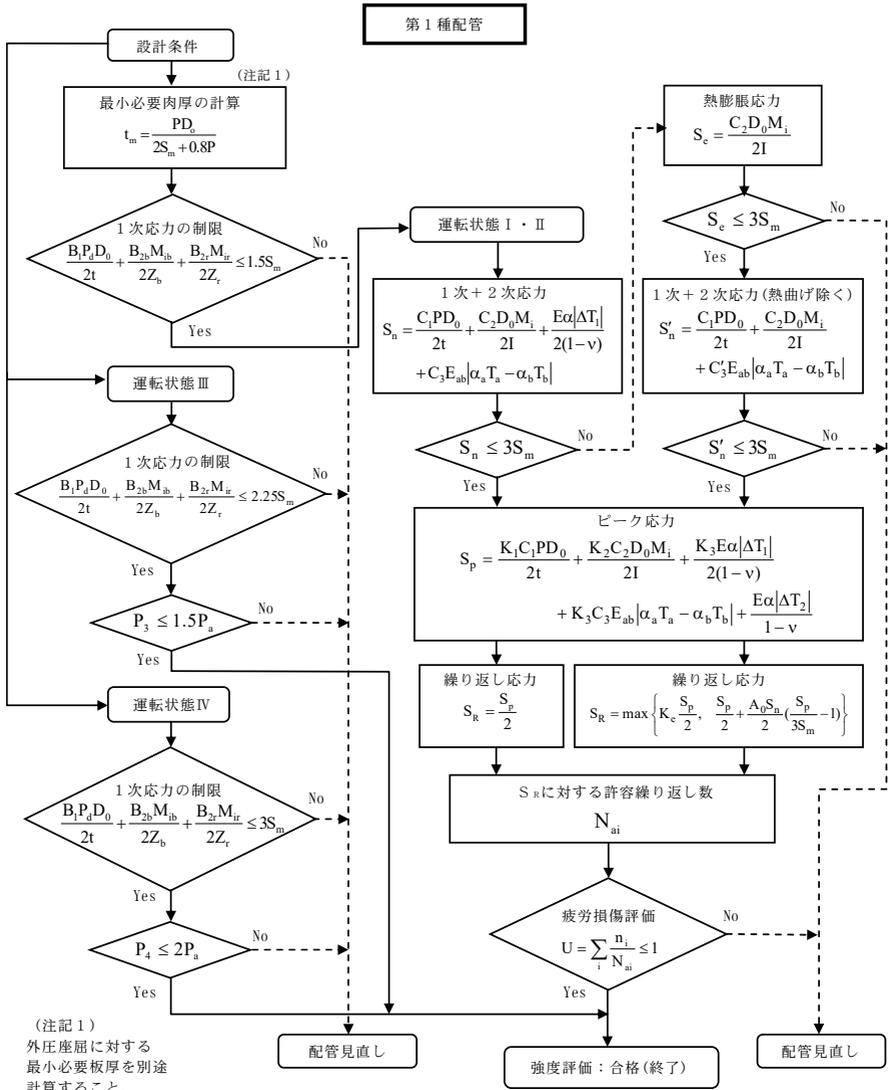


図 3.2-1 第 1 種配管の強度評価フロー(告示 501 号ベース)

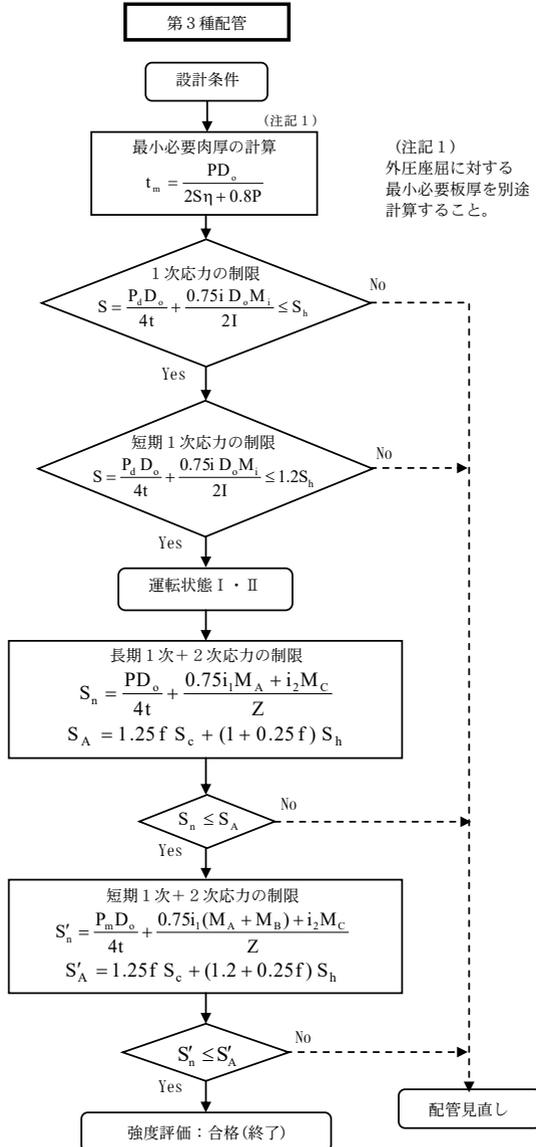


図 3. 2-2 第3種配管の強度評価フロー(告示 501 号ベース)

参考資料

- (1) 通商産業省資源エネルギー庁公益事業部原子力発電安全管理課編「最新版 解説 原子力設備の技術基準」改訂版, 昭和 58 年 7 月, 電力新報社

3.3 第1種配管の強度評価

第1種配管の強度評価に就いて、前掲の強度評価フローに沿って最小必要肉厚の評価から順次概説する。詳しくは、告示501号解説を参照願いたい。以下、本書に於いては、特別な場合を除き、掲式は所謂「無単位式」で示しており、単位の表示は省略している。

3.3.1 最小必要肉厚の評価

設計条件に対する評価として、従来の伝統的な耐圧設計との融合を図るため、最小必要肉厚の計算と言う形式を取っているが、これは内圧に対する1次一般膜応力の制限に他ならない。設計条件に対する制限として以下の2つの評価を行う。

3.3.1.a 内圧に対する最小必要肉厚の評価

$$t_m = \frac{P_d D_0}{2S_0 + 0.8P_d} + a \quad (\text{FBR}) \quad (3.3-1)$$

$$t_m = \frac{P_d D_0}{2(S_m + yP_d)} + a \quad (\text{ASME}) \quad (3.3-2)$$

ここで、 t_m ：管の最小必要肉厚

a ：腐蝕代(腐れ代)(但し、ASMEでは a の評価法が定められていない。)

P_d ：設計圧力

D_0 ：管の公称外径

S_0 ：最高使用温度に於ける許容応力強さ

S_m ：設計温度に於いて内圧に対する最大許容応力強さ

$y=0.4$ (係数)

尚、FBR設計基準(高速炉規格 添付13-C「環境効果」)では、 N_a による腐蝕代を次式によって評価する。根拠のはっきりした腐蝕代の例として参考にした。

$$a = NR_D + \sum_i \frac{n_i}{8760} R_i \quad (3.3-3)$$

$$\log R = 0.85 + 1.5 \log C_o - \frac{3.9 \times 10^3}{T + 273} \quad (3.3-4)$$

ここで、 R ：腐蝕速度(mm/年)

C_o ： N_a 中の酸素濃度(ppm)

T ：配管や N_a の温度($^{\circ}\text{C}$)

N ：総使用時間(年)

R_D ：最高使用温度と最高使用酸素濃度 C_{OD} により定まる腐蝕速度(mm/年)

n_i ：温度 T_i に於いて、 C_{OD} を超える酸素濃度 C_{oi} の状態に晒される時間(h)

R_i ：温度 T_i と酸素濃度 C_{oi} により定まる腐蝕速度(mm/年)

3.3.1.b 外圧に対する最小必要肉厚の評価

外面に圧力を受ける管に就いては、円筒の外圧座屈に対する制限で肉厚を決める。

$$t_m = \frac{3P_e D_o}{4B} \quad (3.3-5)$$

ここで、 P_e ：管に作用する最高の圧力(設計外圧)

B ：座屈線図を用いて求めた係数(B 係数：座屈応力係数)

尚、上記(3.3-5)式による最小必要肉厚の計算は収束計算を必要とする。詳しい計算手順は、例題を用いて5.1.8項「外圧座屈計算」で説明する。

3.3.1.c 炭素鋼配管に対する特別な肉厚制限

炭素鋼管に関しては、腐れ代を考慮し、以下の表3.3-1の表示肉厚以上であることが求められている。

表3.3-1 炭素鋼管の最小必要肉厚 (告示501号)

配管の外径D (mm)	肉厚(mm)
$D < 28$	1.4
$28 \leq D < 38$	1.7
$38 \leq D < 45$	1.9
$45 \leq D < 57$	2.2
$57 \leq D < 64$	2.4
$64 \leq D < 82$	2.7
$82 \leq D < 101$	3.0
$101 \leq D < 127$	3.4
$127 \leq D$	3.8

3.3.1.d 肉厚評価式に関する補足説明

(3.3-1)式と(3.3-2)式は伝統的な内圧に対する最小必要肉厚の評価式である。若干複雑な操作が要するが、これを応力で解けば、内圧に対する1次一般膜応力の評価式となり、基本的には、第1種容器の1次一般膜応力の制限式と同じことが分かる。

またaは腐蝕代である。告示501号では、第49条第1号第3項に於いて、炭素鋼に関しては、腐蝕を考慮した特別な必要肉厚を表3.3-1に規定しているが、必要肉厚(即ち腐れ代)と腐蝕現象との相関関係が全く不明である。こうした形の基準は、その根拠を明確にし、合理的な形の評価式に見直すこと、またカバーされていない腐蝕現象、例えば流動加速型腐蝕などもあるので、適用限界を明示することが必要である。

これに対して例えばFBR設計基準では、Na中に於けるSUS材の腐蝕代を考慮することを規定しており、その計算根拠も明確である。ただ、目標の運転温度やプラント寿命(例えば、500℃で50年間の運転とか)に対して実際に計算される腐蝕代は0.1mm程度しかなく、通常の配管では考慮するまでもない値である。無論、1mm前後の伝熱管とかベローズとかなどの薄肉材では、この影響が無視できないので、考慮する必要がある。こうしたことから、この腐蝕評価は、例えば2mm以下の薄肉材に適用限定するなどの見直しが必要である。また、こうした薄肉材では、内外面の腐蝕を考慮することも重要であり、併せて、製作のばらつきや温度・酸素濃度などの供用環境条件のばらつきも綿密に反映することが重要である。

以上、腐蝕代の評価を例に説明したが、基準評価式を定めるに当たっては、論拠や適用対象現象を明確にし、且つ工学的判断を用いて適用範囲を限定することが必要で、上記の通り、何が何でも正確な評価を規定すればよいと言うものではない。無論、3.3.1.c項のような根拠や適用の対象・範囲・条件が全く不明な規定は厳に慎むべきことは言うまでもないことである。これらに就いては、後述の第3.5節の(Ⅲ)項と最後の(注記)を参照願いたい。

3.3.2 1次応力の制限

次に1次応力の制限であるが、この制限は内圧や機械的荷重(地震力^(注記)や水撃荷重・風荷重・安全弁作動反力荷重・積雪荷重・波浪荷重・津波荷重などを含む)に対する制限である。設計条件に於ける制限や運転状態別の制限といろいろ分かれているが、これは、それぞれの条件で荷重の種類や大きさが変わること、運転状態別の起こり易さやその状態に対する価値判断から許容値を適宜割り増しているためである。

(注記) 告示501号は地震力を含まないが、ASMEやFBR設計基準・その他の基準(例えば、JIS B8281-1993)では地震力を機械荷重の1つとして考慮している。許容応力状態などが異なることを除けば、地震力も機械荷重の1つとして取扱うことは可能であるので、以下の説明では地震力をも含めて記述している。

著者としては、ASMEと同じように告示501号も地震力を含めたものに改定すべきと考えており、早々に改訂されることを期待している。

3.3.2.a 設計条件に対する制限

長期荷重として作用する内圧や自重による1次応力を評価するものである。

$$\frac{B_1 P_d D_0}{2t} + \frac{B_2 D_0 M_i}{2I} + \frac{|F_a|}{A} \leq 1.5S_0 \quad (\text{FBR}) \quad (3.3-6)$$

$$\frac{B_1 P_d D_0}{2t} + \frac{B_2 D_0 M_i}{2I} \leq 1.5S_m \quad (\text{ASME NB-3652}) \quad (3.3-7)$$

ここで、 P_d ：設計圧力

S_0 、 S_m ：最高使用温度に対する「最大許容応力強さ」

M_i ：自重による合成モーメント

F_a ：自重による軸力

D_0 ：管の公称外径

I ：管の断面2次モーメント

A ：管の断面積

t ：管の公称肉厚

B_1 ・ B_2 ：応力指数

$$\frac{B_1 P_d D_0}{2t} + \frac{B_{2b} M_{ib}}{2Z_b} + \frac{B_{2r} M_{ir}}{2Z_r} \leq 1.5S_m \quad (\text{告示}) \quad (3.3-8)$$

ここで、 P_d ：最高使用圧力

S_m 、 M_i 、 D_0 、 t ：同上

Z_b ：枝管の断面係数

Z_r ：主管の断面係数

B_1 ・ B_{2b} ・ B_{2r} ：応力指数

(3.3-6)や(3.3-7)・(3.3-8)式は長期荷重に対する1次応力を評価するものである。応力指数としてB指数を用いており、直管だけでなくエルボやティーズ・レギュレーサなどの各部に就いて個別に評価する。

FBR設計基準ではこれに軸力を追加している。従来、軸力の影響は小さいとして無視して来たが、高温では許容応力も小さく、また薄肉材では断面積も小さくなるため、この影響が無視できないという考え方である。しかし実際は、軸力による応力は一般に小さく、実質的には無

第4章 配管解析法

ここでは、撓性係数や応力指数・撓性解析・配管方程式・解析モデル化・運転サイクルの作成など 配管解析・評価に関わる基礎事項に就いて説明する。

4.1 配管解析の概要

4.1.1 配管の応力解析(撓性解析)

配管解析は図 4.1-1 に示すフローに従って実施する。容器の場合は設計条件から外形や肉厚・胴の長さなどをまず決定するが、配管は設計条件に基づいて、まずルート計画やサポート計画を実施する。中高温配管の場合は熱膨脹を拘束しないように配管を引き回し、それに基づいてサポート計画を行う。特に、ノズル反力が許容値内に収まるように、また、エルボなどの熱膨脹応力が適切な水準に収まり、配管の構造健全性が確保されるように、できるだけ撓性(Flexibility)を高める。これに対し自重や地震に対しては、ある程度 配管の剛性を高めて変形を抑える必要があり、熱膨脹とは相反する条件を同時に満足させることが必要となる。

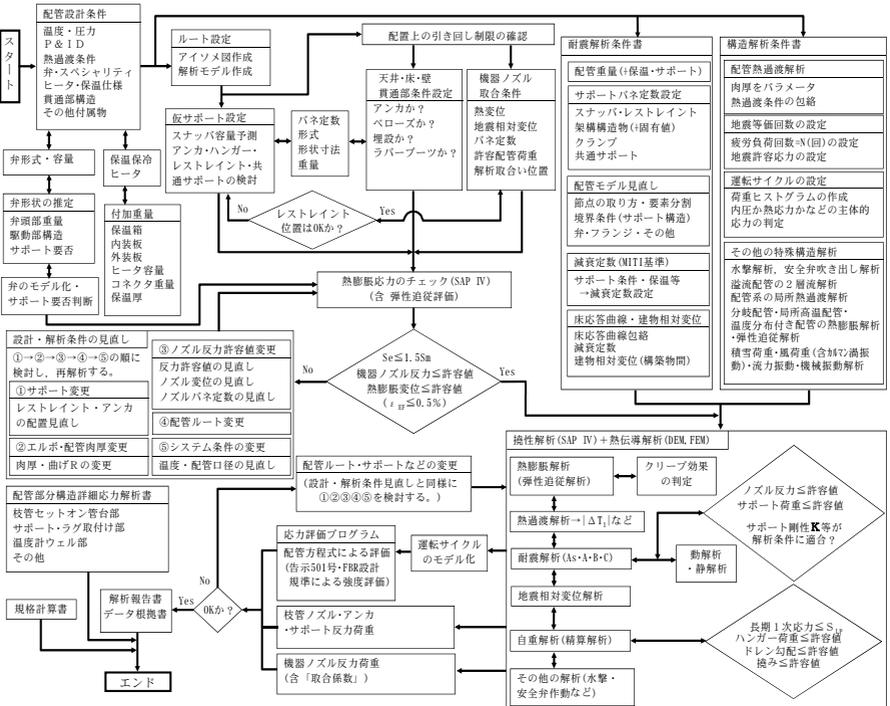


図 4.1-1 配管の解析計算フロー

(注記) 本図 4.1-1 の拡大版は著者WEBサイトを参照願いたい。

こうした設計目標に適合しているかどうかを確認するため、梁理論による「撓性解析 (Flexibility Analysis)」を実施し、得られた反力モーメントを所謂「配管方程式」に代入して簡便に応力評価を行う。配管の撓性解析は容器に於ける応力解析に相当し、自重や熱膨脹・地震相対変位に対しては静解析を、地震・その他の振動解析に対しては動解析を実施する。このように配管の解析評価は、梁理論による撓性解析と配管方程式による簡易応力評価(手計算)の組合せとなっているが、この理由に就いては、既に 1.3.1 項で告示 501 号解説を引用して概説した。ここではもう少し詳しい理由を述べる。

即ち、配管は物量が多いため、その応力解析を容器のように 1 つずつ詳細に実施することは作業量的・経済的に不可能であり、また配管は 3 次元の複雑な構造物であるため、容器のように簡便に詳細構造解析を実施することが技術的・経済的に難しいためである。配管をシェル要素でモデル化するとした場合、例えば、管周方向に 30 分割、管軸方向に、エルボは 1 個当たり 20 分割、ティーズはエルボの 2 倍程度、サポート点などを考え直管は 1 本当たり 20 分割するとすれば、エルボ 10 個・ティーズ 2 個・直管 40 本を有する中規模配管としても、そして配管自体に限ったとしても要素数は約 30,000 となる。このような大規模な 3 次元シェル解析は、仮令 数ケースであっても規模的にも経済的にも実施することは困難である。

実際の配管設計では、配管の引き直し検討などの試行錯誤を考慮すると、1 解析モデル当たり数回～十数回 解析を繰り返す。また原子力プラントでは 1 プラント当たり数百～千数百モデルもあり、尚且つ、解析は自重・地震(動解析・静解析)・熱膨脹・地震相対変位・その他の 10 種前後となる。従って、1 プラント当たりの総解析数は数万～十数万ケースと膨大になるため、最早、これらを全て 3 次元シェル解析とすることは不可能と言わざるを得ない^(注記)。

これに対して配管は、直管やエルボ・ティーズなどの配管要素毎に分けて見ると、比較的構造が単純で且つ形状寸法が規格化されているので、まず、外力(反力モーメント)に対する配管要素の撓性(Flexibility)を求めて規準化して置けば、いちいち要素の形状寸法に依存した撓性計算を詳細に行わなくとも配管全体の撓性解析を簡便に行うことができるし、また、外力(反力モーメント)に対する配管要素の応力を求めて規準化して置けば、いちいち要素の詳細な応力解析を行わなくとも外力さえ分かれば応力を求めることができる。

以上のような理由で、配管要素毎に撓性係数と応力指数を定め、撓性係数を用いた梁モデルによる配管の「撓性解析」を行って反力モーメントを計算し、また求めた反力モーメントを、応力指数を用いた「配管方程式」に代入して手計算で簡易に配管応力を評価するのである。

次項では、解析評価に必要な配管要素の撓性係数と応力指数に就いて説明する⁽¹⁾。

(注記) 一応 こうした配管物量の多さが、詳細解析ができない表向きの理由である。しかし実際は、物量が多いことだけができない理由ではない。1 つの配管モデルを取ったとしても、実は、詳細解析は極めて難しく、不可能なのである。無論、配管自体は簡単な構造であるので、力づくで全体をシェルでモデル化し解析することは、一応はできる。しかし、サポートや保温などを含めた配管系全体を考えると、

① 例えばサポート部は、容器に比べて極めて複雑な構造をしており、モデル化が難しい。サポートクランプ締結部を例にとると、ボルト締結部を含め、配管シェル部とクランプ部材との取合部は非線形な接触構造となっており、ここをどうモデル化するかが大きな問題となる。ここをシェル解析に適した精度でモデル化しないと全体をシェルで解析する意味がないが、現状、このクランプ締結部を適切にモデル化する方法はないが実態である。無論、ハンガーやスナッパなどの支持具を含めたサポート全体を適切にモデル化する

ことも必要であるが、この全体のモデル化は更に難しい問題なのである。そして配管には、こうしたサポートが何箇所もあり、実はこれが、配管全体をシェルで解析することを不可能にしている最大の理由である。

② また以上と関連し、配管の宿命とも言うべき繰り返し解析が多いことである。配管引き回しだけでなく、口径や肉厚、枝管・フィッティング・サポートの種類や位置・方向などが目まぐるしく変わるため、いちいちの解析に於いて、要素分割やモデル化をやり直さなければならないが、詳細解析は、こうした変更や見直しへの即応性及び柔軟性が乏しく、実際的ではないのである。

③ 更に、例えば配管要素は、特に肉厚は極めて大きな分布を持っており(第2章参照)、解析精度上、それを解析に反映する必要があるが、それは極めて難しいことである。また保温・保冷材などの付加質量は、ビーム要素でモデル化する場合とは異なり、実際施工と一対一に対応させて個々のシェル要素に付加並びに負荷しなければならないが、このモデル化も極めて難しい。例えば、水平配管の下半分に取り付けられている保温重量は、一体どこに付加乃至負荷すべきであろうか?、これは簡単ではない。また内部流体は、内圧分布として入力する必要があるが、これも極めて面倒である。更に、現地調整代を含む配管長さやサポート位置・サポート吊り荷重など、現地据付けが完了した時点でしか分からないものは据付け完了後の精算解析で処理するとしても、総じて諸々の数値や条件の不確定要因が大きくなり、詳細解析を行う上での必要なモデル化精度を総体的に維持することが困難なのである。また、配管の周溶接部などは、開先部内面の肉厚分布(DC加工による薄肉化)や余盛りの問題があるだけでなく、溶接変形もあり、詳細解析を行う上では、それらをモデル化する必要性が大きいが、それは不可能と言うべきである。

以上、①②③の要因から、配管系全体の詳細解析は、「難しい」のではなく、「不可能」なのである。

尚、以上の状況に対して、例えば「大きめの数値を用いれば保守的だから、それでモデル化も解析も可能だ。」などと言う全く誤った考えであるなら、詳細解析など初端から考えるべきではないのである。

参考文献

- (1) 安藤, 岡林「原子力プラントの構造設計」東京大学出版会, 1977, p. 134~141

4.1.2 撓性係数

外力に対する配管要素の撓性を求め、これを「撓性係数(Flexibility Factor) k 」として定義し、配管系の撓性解析に用いる。ASME Sec. IIIに撓性係数 k の定義が与えられているが、その概要は次のようなものである。告示 501 号解説を参照。

配管要素が曲げモーメント M を受けた場合の相対角変位 θ_a と、中心の軸線長さが等しい直管要素が曲げモーメント M を受けた場合の相対角変位 θ_p との比を「撓性係数 k 」と定義する。ここで、面内曲げの場合、 M はエルボ内で一定であるが、面外曲げと捩りの場合は変化することに留意する。即ち、

$$k = \frac{\theta_a}{\theta_p} \quad (4.1-1)$$

$$\theta_p = \int_0^L \frac{M}{EI} ds \quad (4.1-2)$$

尚、ASME Sec. III NB-3682 では、(4.1-2)式に対して、エルボ(曲げ管)とそれ以外に分けて、もう少し具体的な式を書き下しているが、本質的な違いはない。

図 4.1-2 にエルボの場合の θ_a と θ_p の関係を示す。また表 4.1-1

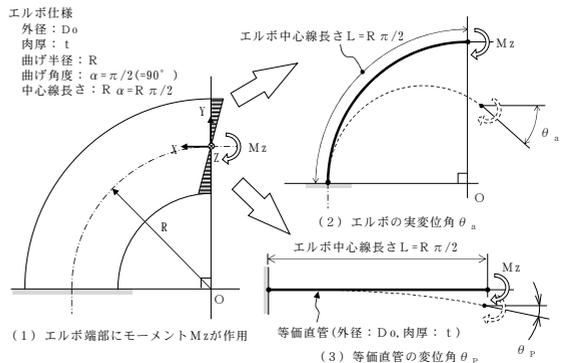


図4.1-2 エルボの角変位 θ_a と等価直管の角変位 θ_p

の(1)(2)には JIS の SUS 配管用ショートエルボとロングエルボの寸法と各種係数を示すが、例えば、Sch20S の薄肉エルボの場合は非常に曲がり易く、小口径を除いて、ロングエルボでは $k=5\sim 20$ と大きな値になることが分かる。即ち、エルボは、軸線長さが等しい直管の $5\sim 20$ 倍の曲げ撓み角になることを示している。逆に、軸線長さが $5\sim 20$ 倍の直管に等しい曲げ撓み角になることをも意味している。これに対して、高压配管に用いられる Sch160 の厚肉エルボでは 2 前後に過ぎないことが分かる。

エルボやティーズ・レジューサ・直管などの配管要素毎の撓性係数は、具体的には設計基準に基づいて配管種別毎に表 4.1-2 の(1)(2)のように与えられている。この内、エルボの撓性係数は重要で、外径や肉厚・曲げ半径で定まる無次元の「パイプ係数 $h (=tR/r^3)$ 」の関数となっており、同じパイプ係数なら撓性係数は等しいことが分かる。これに対してティーズは、撓性係数が 1.0 となっており、特に付加的な撓み性を考慮していないことが分かる。無論、ティーズ(規格品)以外の分岐管台に就いては、枝管付け根部に外径・肉厚で定まる撓性係数が定められており、これは所謂 容器のノズル付け根のバネ定数に相当するものである。

表4.1-1(1) ステンレス配管用ショートエルボの寸法とパイプ係数 h 、 D/t 、撓性係数 k 、応力指数 B_2 、 C_2

呼び径	A	B	外径 D ϕ mm	曲げ 半径R mm	Sch20S 肉厚t mm	係数/指数					Sch40 肉厚t mm	係数/指数					Sch160 肉厚t mm	係数/指数				
						h	D/t	k	B ₂	C ₂		h	D/t	k	B ₂	C ₂		h	D/t	k	B ₂	C ₂
25	1	34.0	25.4	3.0	0.317	11.3	5.20	3.14	4.19	3.4	0.369	10.0	4.47	2.84	3.79	8.7	0.659	7.0	2.50	1.93	2.58	
50	2	60.5	50.8	3.5	0.219	17.3	7.54	4.03	5.37	3.9	0.247	15.5	6.67	3.71	4.95	11.1	0.556	8.0	2.97	2.16	2.88	
80	3	89.1	76.2	4.0	0.168	22.3	9.80	4.80	6.40	5.0	0.240	16.2	6.88	3.79	5.05	11.1	0.556	8.0	2.97	2.16	2.88	
100	4	114.3	101.6	4.0	0.134	28.6	12.35	5.60	7.46	6.0	0.208	19.1	7.94	4.17	5.56	13.5	0.540	8.5	3.06	2.21	2.94	
125	5	139.8	127.0	5.0	0.140	28.0	11.80	5.43	7.24	6.6	0.189	21.2	8.73	4.44	5.92	15.9	0.526	8.8	3.14	2.24	2.99	
150	6	165.2	152.4	5.0	0.119	33.0	13.89	6.05	8.07	7.1	0.173	23.3	9.53	4.71	6.28	18.2	0.513	9.1	3.21	2.28	3.04	
200	8	216.3	203.2	6.5	0.120	33.3	13.75	6.01	8.01	8.2	0.154	26.4	10.72	5.09	6.79	23.0	0.500	9.4	3.30	2.32	3.09	
250	10	267.4	254.0	6.5	0.097	41.1	17.01	6.93	9.24	9.3	0.142	28.8	11.63	5.38	7.17	28.6	0.510	9.3	3.24	2.29	3.06	
300	12	318.5	304.8	6.5	0.081	49.0	20.27	7.79	10.38	10.3	0.132	30.9	12.48	5.64	7.51	33.3	0.499	9.6	3.31	2.32	3.10	
350	14	355.6	355.6	8.0	0.094	44.5	17.52	7.07	9.42	11.1	0.133	32.0	12.40	5.61	7.48	35.7	0.496	10.0	3.33	2.33	3.11	
400	16	406.4	406.4	8.0	0.082	50.8	20.14	7.75	10.34	12.7	0.133	32.0	12.39	5.61	7.48	40.5	0.492	10.0	3.36	2.35	3.12	
450	18	457.2	457.2	8.0	0.073	57.2	22.76	8.41	11.21	14.3	0.133	32.0	12.38	5.60	7.47	45.2	0.487	10.1	3.39	2.36	3.15	
500	20	508.0	508.0	9.5	0.078	53.5	21.24	8.03	10.71	15.1	0.126	33.6	13.06	5.81	7.75	50.0	0.484	10.2	3.41	2.37	3.16	
550	22	558.8	558.8	9.5	0.070	58.8	23.45	8.58	11.44	13.9	0.121	35.1	13.68	5.99	7.99	54.0	0.474	10.3	3.48	2.41	3.21	
600	24	609.6	609.6	9.5	0.064	64.2	25.65	9.11	12.15	17.5	0.122	34.8	13.56	5.95	7.94	59.5	0.479	10.2	3.44	2.39	3.18	
650	26	660.4	660.4	12.7	0.080	52.0	20.63	7.88	10.51	17.5	0.112	37.7	14.75	6.30	8.40	64.2	0.477	10.3	3.46	2.40	3.19	

(注記) 1. 一部の肉厚がJIS規格にないので、配管の肉厚などから、適宜補っている。

2. 撓性係数 k には、内圧の影響を考慮していない。

表4.1-1(2) ステンレス配管用ロングエルボの寸法とパイプ係数 h 、 D/t 、撓性係数 k 、応力指数 B_2 、 C_2

呼び径	A	B	外径 D ϕ mm	曲げ 半径R mm	Sch20S 肉厚t mm	係数/指数					Sch40 肉厚t mm	係数/指数					Sch160 肉厚t mm	係数/指数				
						h	D/t	k	B ₂	C ₂		h	D/t	k	B ₂	C ₂		h	D/t	k	B ₂	C ₂
25	1	34.0	38.1	3.0	0.476	11.3	3.47	2.40	3.20	3.4	0.553	10.0	2.98	2.17	2.89	8.7	0.988	7.0	1.67	1.47	1.97	
50	2	60.5	76.2	3.5	0.328	17.3	5.03	3.07	4.10	3.9	0.371	15.5	4.45	2.83	3.78	11.1	0.834	8.0	1.98	1.65	2.00	
80	3	89.1	114.3	4.0	0.253	22.3	6.53	3.66	4.83	5.0	0.360	16.2	5.29	2.89	3.85	11.1	0.834	8.0	1.98	1.65	2.00	
100	4	114.3	152.4	4.0	0.200	28.6	8.23	4.27	5.09	6.0	0.312	19.1	5.29	3.18	4.24	13.5	0.810	8.5	2.04	1.88	2.24	
125	5	139.8	190.5	5.0	0.210	28.0	7.87	4.14	5.33	6.6	0.283	21.2	5.82	3.39	4.52	15.9	0.789	8.8	2.09	1.71	2.28	
150	6	165.2	228.6	5.0	0.178	33.0	9.26	4.62	6.16	7.1	0.260	23.3	6.35	3.59	4.79	18.2	0.770	9.1	2.14	1.74	2.32	
200	8	216.3	304.8	6.5	0.186	33.3	9.16	4.59	6.12	8.2	0.231	26.4	7.15	3.89	5.18	23.0	0.750	9.4	2.20	1.77	2.36	
250	10	267.4	381.0	6.5	0.146	41.1	11.34	5.29	7.05	9.3	0.213	28.8	7.76	4.10	5.47	28.6	0.764	9.3	2.16	1.75	2.33	
300	12	318.5	457.2	6.5	0.122	49.0	13.51	5.94	7.92	10.3	0.198	30.9	8.32	4.30	5.73	33.3	0.749	9.6	2.20	1.77	2.36	
350	14	355.6	533.4	8.0	0.141	44.5	11.68	5.39	7.19	11.1	0.200	32.0	8.27	4.28	5.71	35.7	0.744	10.0	2.22	1.78	2.37	
400	16	406.4	609.6	8.0	0.123	50.8	13.43	5.92	7.89	12.7	0.200	32.0	8.26	4.28	5.71	40.5	0.738	10.0	2.24	1.79	2.39	
450	18	457.2	685.8	8.0	0.109	57.2	15.17	6.42	8.56	14.3	0.200	32.0	8.25	4.28	5.70	45.2	0.730	10.1	2.26	1.80	2.40	
500	20	508.0	762.0	9.5	0.117	53.5	14.16	6.13	8.17	15.1	0.189	33.6	8.11	4.43	5.91	50.0	0.727	10.2	2.27	1.81	2.41	
550	22	558.8	838.2	9.5	0.106	58.8	15.63	6.55	8.73	15.9	0.181	35.1	9.12	4.57	6.10	54.0	0.710	10.3	2.32	1.84	2.45	
600	24	609.6	914.0	9.5	0.096	64.2	17.10	6.95	9.27	17.5	0.183	34.8	9.04	4.54	6.06	59.5	0.719	10.2	2.29	1.82	2.43	
650	26	660.4	990.6	12.7	0.120	52.0	13.76	6.01	8.02	17.5	0.168	37.7	9.84	4.81	6.41	64.2	0.716	10.3	2.31	1.83	2.44	

(注記) 1. 一部の肉厚がJIS規格にないので、配管の肉厚などから、適宜補っている。

2. 撓性係数 k には、内圧の影響を考慮していない。

尚、第1種配管のエルボの撓性係数は、第3種配管とは異なり、ASME Sec. III NB-3600の規定により内圧による補強効果を考慮して補正する(補正理由は後で示すが)。このように同じ配管要素であっても、基準上の配管種別によって撓性係数が変えられているのは、重要度に応じて応力解析の質や精度、本質的には信頼性を変えているためである。

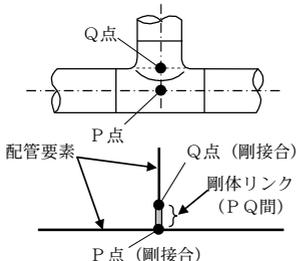
また、エルボの撓性係数に関しては4.1.5項にて詳細を述べる。

表4.1-2(1) 第1種配管の撓性係数

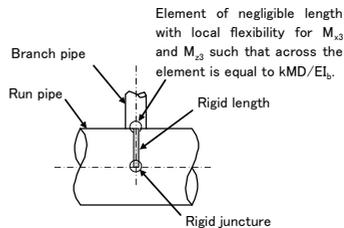
区分	撓性係数: k	モーメント	備考 (θ_{nom} の計算式)
直管	$k = 1.0$	曲げ	$\theta_{nom} = \frac{ML}{EI}$
	$k = 1.0$	振り	$\theta_{nom} = \frac{ML}{GJ}$
エルボ (曲げ管)	$k = \frac{1.65}{h} \frac{1}{\left(1 + \frac{Pr}{tE} X_k\right)} \quad (1 \leq k)$	曲げ	$\theta_{nom} = \frac{R}{EI} \int_0^\alpha M d\alpha$
	$k = 1.0$	振り	$\theta_{nom} = \frac{R}{GJ} \int_0^\alpha M d\alpha$
ティーズ ・分岐管 (注1)	$k = 1.0$	曲げ・振り	主管中心から表面までは剛体リンクによる仮想接続。 主管表面節点で剛接合。 図a 参照。
分岐管 (注1)	口径比 $\leq 1/3$ $M_{x,s}$: (分岐管の面外曲げモーメント) $k_x = 0.1 \left(\frac{D}{T_r}\right)^{3/2} \left[\left(\frac{T_r}{t_n}\right) \left(\frac{d}{D}\right)\right]^{1/2} \left(\frac{T_b}{T_r}\right)$	面外曲げ	主管中心から表面までは剛体リンクによる仮想接続。 主管表面節点にて、 $k_x \frac{D}{EI_b}$ 、 $k_z \frac{D}{EI_b}$
	$M_{y,s}$: (分岐管の振りモーメント) $k_y = 1.0$	振り	となる集中回転バネ要素を面外・面内曲げ方向に入れて接続。振りは剛接合。 図b 参照。
	$M_{z,s}$: (分岐管の面内曲げモーメント) $k_z = 0.2 \left(\frac{D}{T_r}\right) \left[\left(\frac{T_r}{t_n}\right) \left(\frac{d}{D}\right)\right]^{1/2} \left(\frac{T_b}{T_r}\right)$	面内曲げ	主配管側は、分岐管を無視して直管でモデル化接続。
その他 (ジューサ等)	$k = 1.0$	曲げ・振り	—

(注1) 適用対象となる分岐管の詳細条件は、ASME Sec III NB-3687.4, NB-3687.5を参照願いたい。

尚、分岐管の撓性係数 k_x , k_z に就いては、ASME Sec III 1980年版の式で例示している。



図a 規格品ティーズの配管解析モデル化



図b 分岐管構造部の配管解析モデル化

S_c : 室温に於ける許容引張り応力 S

f : 許容応力低減係数で温度変化のサイクル数により表 4.1-4 の値とする。

温度変化のサイクル数 : N	f の値
N < 7,000	1.0
7,000 ≤ N < 14,000	0.9
14,000 ≤ N < 22,000	0.8
22,000 ≤ N < 45,000	0.7
45,000 ≤ N < 100,000	0.6
100,000 ≤ N	0.5

(注記 1) 告示 501 号 第 6 4 条の解説 2 (p.338) に於いて、内圧やモーメント荷重に対する応力は「応力の主応力差による応力強さであることに対し、温度勾配から算出される応力に就いては第 2 条 7 号の応力強さの定義から応力強さとは言い難い」としている。しかし、直管要素で考えた温度分布による管表面での応力 $\sigma_{|\Delta T|}$ などは、内外表面では等方引張りか等方圧縮の応力で、管軸方向応力を σ_L 、管周方向応力を σ_θ 、半径方向応力を σ_R として応力成分で表せば、 $\sigma_L = \sigma_\theta = \pm \sigma_{|\Delta T|}$ となっており、また管表面では $\sigma_R = 0$ であるから、いずれも主応力であることが分かる。即ち、 $\sigma_L = \sigma_\theta = \sigma_1 = \sigma_2 = \pm \sigma_{|\Delta T|}$ 、 $\sigma_R = \sigma_3 = 0$ であり、その主応力差の絶対値の最大値は、 $\max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) = \sigma_{|\Delta T|}$ となるので、 $\sigma_{|\Delta T|}$ なども応力強さと言うことができると著者は考える。

(注記 2) 告示 501 号は、例えば、地震荷重を含めていないため、地震の負荷サイクルに関しては、別途、その変動モーメントによる疲労損傷を評価することになっている。この辺は、ASME の体系からは逸脱しており、思想体系としても崩れている。これに就いては第 3.5 節を参照願いたい。無論、地震以外にも変動する機械荷重はいくらでもあり、地震を特別扱いする基準はおかしいので、包括した基準にすべきと著者は考える。流力振動や機械振動などの高サイクル疲労を起こす特殊荷重はさて置き、地震以外にも取扱うべき変動荷重としては、安全弁作動による過渡荷重や水撃荷重などがある。また、風荷重(カルマン渦による励振を含む)や積雪荷重・津波荷重・波浪荷重などが加わる配管も存在するので、これらを包括すべく、告示 501 号は、評価体系を全面的に見直す必要がある。そう言った意味で、第 3 種配管や第 4 種配管の配管方程式に就いては、現状、温度サイクルだけを問題にしているが、それでは地震やその他の荷重を考慮できないので、配管方程式や応力指数を根本的に見直す必要がある。結果的には、第 1 種配管と同じように応力指数を B 指数・C 指数・K 指数の 3 種類に分離し、それに合わせた配管方程式にせざるを得ないと考える。

(注記 3) 撓性解析は、直接 応力を求める解析ではなく、反力モーメントを求める解析である。しかし、得られた反力モーメントから「配管方程式」によって手計算で簡単に応力が求められるので、実質的には、この撓性解析を「配管の応力解析」と言うのである。これに関連しては 1.3.1 項の(注記 1)を参照頂きたいが、告示 501 号解説では、「配管方程式による応力の算定」と「許容値との比較評価」を寧ろ「応力解析」と言っており、著者の言うこととは違うので、誤解がないようにして頂きたい。

4.1.5 エルボの応力と変形

先にも述べたように、配管は、プラント運転に伴って発生する熱膨脹を吸収するため、エルボ(曲げ管)を用いて引き回し、容器ノズルなどに対する熱膨脹反力を低減するように設計する。配管を引き回す最大の目的は、第 1.2 節で説明したように、単に配置的に曲げるだけでなく、熱膨脹を効果的に吸収することにある。特に直管と比べて曲がり易いエルボを如何に配置するかがポイントである。即ち、エルボは曲がり易く、それに繋った直管が腕となって曲げ角変位を拡大するように働き、大きな熱変位を吸収する。このため効果的にエルボを配置すれば、最小の引き回しで最大の熱膨脹を吸収する解が存在する訳で、配管引き回しの目的はそのような解を見つけることにある。勿論、いろいろな構造的制限や配置的制限をクリアしなければならないので、多くの場合、実作業は設計者の勘や経験に頼ったものとなる。最近、AI(人工頭

脳)的手法を採った最適化プログラムも開発されており、ある程度の自動化が行われている。

無論、エルボを用いる理由は、熱膨脹を吸収させるだけでなく、滑らかに曲げて流動圧損を小さくする目的もあるので、温度が低く熱膨脹応力が問題とならない配管は、寧ろ配置的に曲げることや流動圧損を小さくすることが主目的である。

ここでは、上述のような熱膨脹吸収の鍵となるエルボ(曲げ管)の応力と変形に就いて検討し、特に、配管の解析評価に於いて重要となるエルボの撓性係数と応力指数に関する基礎知識を一通り説明する。(第7.12節を参照。)

直管に曲げモーメントが作用する場合は、梁理論が適用でき、その応力と変形を精度よく求めることができる。しかしエルボの場合は、通常の曲がり梁の理論では、応力と変形を求めることができない⁽¹⁾。その理由は、例えば図4.1-4に示すように曲げ荷重を受ける際にエルボの横断面が偏平化するからである。エルボに面内曲げが作用する場合は、図4.1-4(2)(a)(b)に示すように偏平化の長軸は、曲げ断面に対して直交、或いは平行するような方向になる。また面外曲げの場合は、図4.1-4(2)(c)(d)に示すように45°傾いた方向となる。

この偏平化のため、エルボは、曲がり梁と比べて遙かに曲がり易く、高い撓性を示す。また、この偏平化によって円周方向には、2次的な板曲げ応力が発生するが、この周方向曲げ応力は、通常の曲がり梁の理論によって予測される軸方向の曲げ縁応力($\sigma_B = M/Z$)よりも遙かに大きな値となる。

偏平化が発生する原因を力学的に考える。例えば図4.1-5(1)に示すように、エルボをその曲率が大きくなるように面に内へ曲げると、まず横断面に軸方向の曲げ縁応力 σ_B が、或いは微小断面積を掛けた力で表現し、「曲げ縁力」Fが発生する。この曲げ縁力は、エルボ最外端(Extrados)で引張り力、最内端(Intrados)で圧縮力となるが、エルボには曲率があるため、図4.1-5(2)に示すように断面を偏平化させる力の分力 F_r をそれぞれ生じ、断面を偏平化させる^(注記1)。軸方向の分力 F_L は釣り合ってキャンセルし、また分力 F_r は円周方向の圧縮膜応力を発生する。この圧縮膜応力は、4.1.7.e項で述べるGrossの周方向膜応力補正に関連

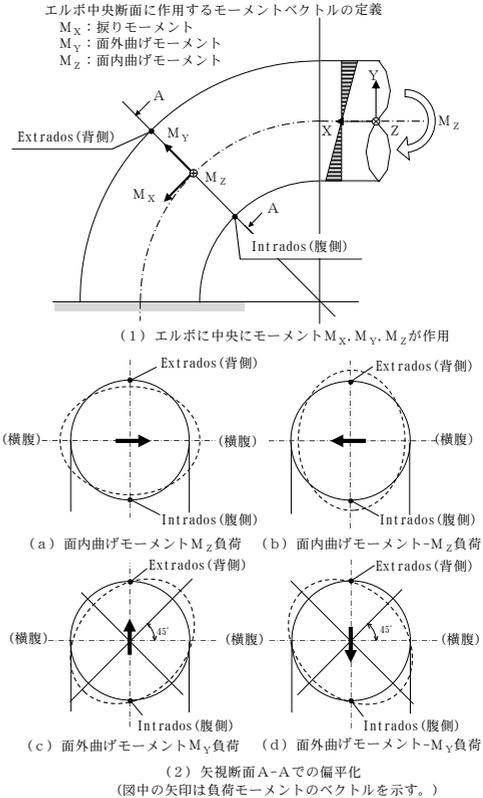


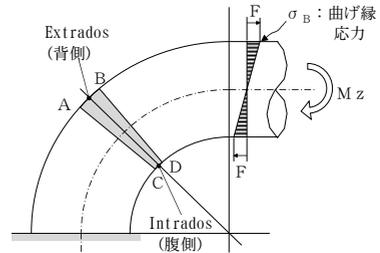
図4.1-4 エルボに曲げモーメントMが作用した場合の偏平化

する。

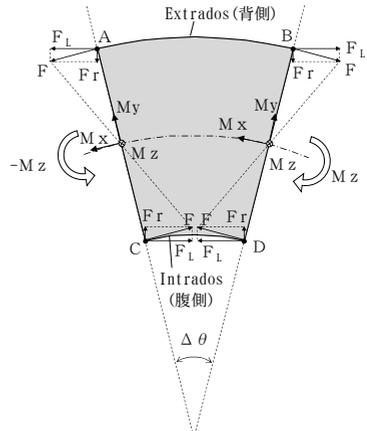
図 4.1-4(2) (b) に示したように、曲率が小さくなる方向に曲げる場合は偏平化の向きが反転し、偏平化の長軸が曲げと同じ方向に発生し、曲がりにくくなる^(注記2)。しかし、最も問題となる熱膨脹に関しては、一般に曲率が大きくなる方向の曲げが主体となるため、この曲がりにくくなる現象は殆ど問題とはならない^(注記3)。また、この偏平化の傾向は、エルボの外径(平均半径 r) が大きいほど、曲げ半径 R と肉厚 t が小さいほど著しい。即ち、パイプ係数 $h = t R / r^2$ が小さい程、偏平化し易く、従って撓性が大きい。

エルボは軸方向にも曲がっているため、偏平化によって発生する断面の変位は、軸方向の膜歪を増加させる。即ち、エルボ最外端の要素は、 $\sigma_B = M/Z$ となる軸方向の最大曲げ縁応力 σ_B を発生するが、偏平化によって断面変位が発生すると、最外端要素はエルボの曲げ中心に近づくように変位するため、軸方向に相対的に圧縮され、曲げによる引張り膜歪は減少し、曲げ縁応力 σ_B は、図 4.1-6 に示すように $\sigma_B \rightarrow \sigma_{B\text{Oval}}$ に減少する。逆に最内端は、相対的に引張りが働き圧縮膜歪が減少し、圧縮応力は $-\sigma_B \rightarrow -\sigma_{B\text{Oval}}$ に絶対値が減少する。また、このため、引張り圧縮の最大膜応力の発生位置は、図 4.1-6 に示すように、エルボ横腹側(管軸中心側)に移動する。この結果、加えられた曲げモーメント M (外荷重) に釣り合うように、管軸中心からのモーメントアームが短くなった分、極めて大きな膜応力 $\sigma_{B\text{max}}$ が発生するのである。これが、梁理論から予測されるものとは全く異なった軸方向応力が発生する原因で、それ故、概ね $\sigma_{B\text{max}} \approx B_2 \sigma_B$ の関係となるのである⁽²⁾。

(注記1) 全く同様に、面外曲げに就いても断面が 45° 傾いて偏平化することを説明できる。詳細は、第 7.12 節を参照願いたい。



(1) エルボに面内曲げモーメント M_z が作用



(2) エルボ中央断面の
微小要素 ABCD の力学状態

図 4.1-5 エルボに作用する偏平化力

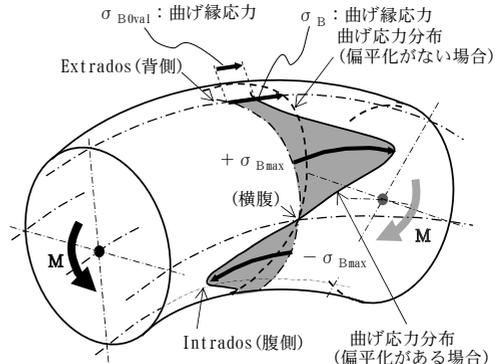


図 4.1-6 断面偏平化による曲げ縁応力 σ_B の変化
(M : 面内曲げモーメント負荷)

(注記2) エルボの曲がり易さは、曲率が大きくなる場合と小さくなる場合とでは差があり、通常の微小変形理論の解析では、当然この差は出ないが、有限変形を考慮した弾性解析では明らかに異なり、また非線形な応答を示す。無論、弾塑性状態に入ると、同様に大きく違ってくることは説明するまでもない。

(注記3) 配管は、「空間上の2点間の結ぶ直管」の自由熱膨張変位を吸収するため、2点間を結ぶ直管からはみ出すようにC字やS字状等(つづら折れ)に曲げて引き回される。このため、初期昇温を行った場合、C字やS字配管のエルボは、概ね外側に凸配置となり(局所的に内側に凹配置もあるが、それは別にして)、基本的には曲率が大きくなるように変形するのである。無論、極低温配管の熱収縮の場合は逆になる。

参考文献

- (1) 鵜戸口, 中桐, 加納「薄肉彎曲管の応力と変形について」高圧力, 第6巻, 第3号, p. 34~42
- (2) 強度設計データブック編集委員会編「強度設計データブック 第9版」裳華房, 昭和55年12月, D10「薄板構造」D10.8.4, p. 966~967

4.1.6 エルボの撓性係数

エルボ断面が偏平化しても管軸方向の断面は平面を保つと仮定すると、曲がり梁として近似的に取扱うことが可能となる。しかし、エルボは、曲がり梁に比べて

- (i) 曲げ撓性が増大し(或いは、曲げ剛性が低下し)、
- (ii) 且つ、応力も増加する

ので、これらを表現するため、前述した2つのパラメータ、撓性係数 k と応力指数 i とを導入している。ASME Sec. III NB-3600では、微小開き角のエルボに関する von Kármán の修正曲がり梁理論を基礎にして、これらの係数を定めている。

4.1.6.a 撓性係数

曲げを受ける場合の撓性係数 k は次式で与えられる。

$$k = \frac{1.65}{h} \cdot \frac{1}{1 + \frac{Pr}{Et} X_k} \quad (4.1-9)$$

ここで h : パイプ係数

P : 内圧

r : 管(エルボ)の平均半径

t : 管(エルボ)の肉厚

E : 縦弾性係数

$$X_k = 6 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{R}{r}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.1-10)$$

R : エルボの曲げ半径

特に、 h は「パイプ係数(pipe factor)」と言って重要である。

ここで示した撓性係数は内圧の影響を考慮したものであるが、内圧の影響がない場合、或いは無視する場合は、

$$k = \frac{1.65}{h} \quad (4.1-11)$$

となる。一般的に、面内曲げと面外曲げともに、例えば、von Kármán の3次近似式は、

第5章 配管設計解析の個別詳細

ここでは、配管設計解析に関わる耐圧設計や自重解析・熱膨脹解析・耐震解析・相対変位解析などの中身に就いて個別に詳しく説明する。

5.1 圧力に対する設計

一般産業用設備や火力・原子力発電プラントは、従来から耐圧設計(圧力設計)が主体となっており、極低温の数十 MPa から高温の十数 MPa までの圧力であるが、最近の火力発電プラントでは、更に発電効率を上げるため、超臨界圧(25MPa, 600℃)の汽力が採用されるまでに至っている。また原子力も、加圧水型炉(PWR)では、1次冷却材を加圧して、できるだけ高温の冷却水(16MPa, 325℃の飽和水)が得られるようにしており、中温高压が基本である。これに対し、Na冷却型高速増殖炉(LMFBR)では、Naの沸点特性から500℃~600℃の高温でも内圧は1MPa前後と低く、高温低压である。このように、プラントによって内圧や温度は様々ではあるが、長い間、耐圧設計が最重要の設計課題として位置づけられて来たことは事実で、これは今後も変わることはないと考えられる。

ここでは、解析とは若干離れた話になるが、耐圧設計に就いてその概要を紹介する。

5.1.1 規格計算と解析的設計

ボイラーや高压設備等に於いては内圧が主たる荷重のため、容器や配管の設計では、設計基準に従って内圧に対する規格計算を行って来た。特に、大型の電子計算機が未発達の時代では有限要素法(FEM)などによる詳細な応力解析が実施できなかったため、構造設計は専ら規格計算によって進め、所謂「規格による設計(Design by Rule)」が行なわれて来た。胴や管・鏡・平板の肉厚計算や穴の補強計算は全て圧力に対する規格計算である。このような規格計算は、材料や構造・寸法に制約が多く、設計の最適化や新材料の採用には対応しづらい反面、形が定まった量産品に対しては設計が簡素であるため、汎用性や生産性が高く、今でも多くの一般産業用設備や石油・化学プラント・火力発電プラント等に適用されている。

原子力発電プラントの設計や建設が商業的に行われるようになると、圧力以外の機械的荷重や地震荷重・熱荷重が相対的に重要となって来たため、規格計算だけでは設計ができず、また複雑に加わる荷重による各種破損モードを考慮する必要性もあり、破損モードに応じた強度評価を詳細に実施しなければならなくなった。また従来の規格計算では、圧力による破断を防止するため、最大主応力説に基づく許容応力 S で肉厚を定めていたが、これで例えば原子炉圧力容器の肉厚を求めると、肉厚が極端に大きくなって実際的でないことが判明し、最大剪断応力説に基づく許容応力 S_m で肉厚を定める方式^(注記1)に変更することが必要となった。更に、圧力による破断のみでなく、機械的荷重や熱荷重などの繰返しによる疲労破損など、新規な破損モードに対する強度評価も必要になった。

以上のような理由から、ASME Sec. IIIの第1種機器の設計では、「規格による設計」から「解析による設計(Design by Analysis)」に設計思想が変更された。尚、第1種配管に就いては、圧力に対して最小必要肉厚を求める計算式を採用しているが、許容応力には S_m を用いており、これは、第1種容器の内圧に対する1次一般膜応力の制限(S_m 制限)に相当する。この肉厚計算式を採用した理由は、配管は規格品が主体であること、圧力に対する規格計算の従来実績を尊重したこと、配管の強度評価が簡便法に基づくものであること等を考慮したもので、全体としては S_m を用いた解析的設計となっている。それ以外の機器(第2種容器と第3種配管・第4種配管を除く)に就いては、基本的には従来規格による設計法を踏襲し、圧力に対する規格計算のみで設計する基準となっている。

以上のような状況であるが、圧力に対する必要板厚の計算は、現状に於いても一定限の重要性を保っており、その制限内容を知悉することは重要である。また逆に、圧力主体の一般産業用設備に就いても、最近では、耐震性の確保^(注記2)や起動停止に伴う温度サイクルによる熱疲労、流力振動や機械振動による高サイクル疲労などが問題となっており、それらを防止し、より安全で高性能・長寿命の設備の建設や維持が求められており、パソコンを使用した安価な解析プログラムの開発なども相俟って、原子力で培われた設計手法を援用した解析的設計が行なわれるようになって来た。設備に対する荷重条件が厳しくなったことも否めないが、寧ろ、プラント設備のより合理的な設計や信頼性向上による高稼働率・生産性向上を目的に積極的に解析を行うようになって来たと見ることができる^(注記3)。

以上の歴史的推移を踏まえつつ、以下に耐圧設計に就いて概説する。

(注記1) S 値と S_m 値には概略 $4/3=1.34$ 倍の差があり、許容値だけでもこれだけの肉厚差がでる。

(注記2) 1978年の宮城沖地震以降、コンビナートを中心とした一般産業用設備や市街区内の建築設備・ライフライン設備などの耐震性向上が叫ばれるようになった。このため、従来規格による耐圧設計のままでは済まされず、一般産業用設備にも原子力で培われた解析的設計が採用されるようになった。無論、「解析的設計」の信頼性を担保するためには、ものの品質をそれ相応に確保すべきであるが、残念ながら、解析や強度評価を詳しくやっっているだけの嫌いがあり問題である。今後は、「解析的設計」を担保するための「ものの品質確保や信頼性確保」が課題となるだろう。これに就いては第2章の議論や4.7.2項の(注記)などを参照願いたい。

(注記3) JIS B8281-1993「圧力容器の応力解析及び疲労解析」は、基本的にASME Sec. IIIの第1種容器の設計基準を翻訳したものである。このような原子力の第1種容器の設計基準を一般産業用設備に持ち込む必要性が出ているのである。

5.1.2 直管の板厚計算

内外圧に対する板厚設計は、各種設計基準にほぼ一様に示されているが、基準背景に関しては、なかなか掴みごたいものがある。ここでは、概ね告示501号解説の記述を引用し、分かる範囲で説明を加える。詳細は告示501号解説を参照願いたい。

5.1.2.a 内圧に対する板厚

第1種配管の最小必要肉厚(腐れ代を除く)は、告示501号第49条では次式で評価する。

$$t = \frac{PD_o}{2(S_m + 0.4P)} \quad (5.1-1)$$

ここで、 t ：最小必要肉厚

P ：最高使用圧力（設計圧力）

D_o ：配管の外径

S_m ：最高使用温度（設計圧力）に於ける設計応力強さ

第3種配管に就いては第58条に規定されており、 S_m 値の代わりに S 値を用い、長手シーム溶接がある場合は、溶接効率 η を考慮する点異なるが、式は本質的に同じである。

$$t = \frac{PD_o}{2(S\eta + 0.4P)} \quad (5.1-2)$$

ここで、 S ：最高使用温度に於ける許容引張り応力

η ：シーム溶接部の溶接効率

この評価式の由来に就いては、告示501号解説に詳しい説明がある。Laméの修正式(厚肉管の内圧応力式)を用いており、クリープが問題とならない温度領域ではパラメータ $y=0.4$ とし、またクリープ温度領域では $y=0.4\sim 0.7$ にすべきことを示している⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。

5.1.2.b 外圧に対する板厚

外圧に対する必要肉厚の計算式も同時に与えられており、第49条第2項と第58条第2項では、第1種配管・第3種配管などの配管クラスに関係なく、

$$t = \frac{3P_e D_o}{4B} \quad (5.1-3)$$

ここで、 P_e ：外圧(設計外圧) (kg/cm²)

B ：別図より求めた係数(B 係数：臨界外圧座屈応力) (kg/cm²)

である。この式は、薄肉円筒に関する臨界外圧座屈応力 σ_{cr} に安全率3を見込んで求めたもので、 B 係数($=\sigma_{cr}/2$)を用いて簡便に必要な肉厚を評価できるようにしたものである(後述の5.1.6.a項、5.1.8項を参照。)

内圧に対する必要肉厚の計算式では S_m や $S \cdot \eta$ を用いて配管クラス別に違う計算をするが、座屈に関しては、配管クラスに関係なく同じ式と線図を使用する。その理由は示されていないが、座屈現象は、構造物の形状寸法(ばらつきを含む)と材料の縦弾性係数(弾塑性領域では接線係数等)のみに基づいて決まり、材料の許容応力特性(材料に含まれる微細欠陥などに依存する強度やその信頼性)や構造断面の一部分にしかない溶接線などには、陽(explicit)には影響されず、所謂 機器クラスには関係なく同じ式と線図を用いることができるためである。逆に言えば、高い信頼性を確保し、割り増した許容値 S_m を使用するため、第1種機器は材料や構造に関して各種試験や非破壊検査を施すが、こと外圧座屈に関しては、そうした信頼性向上対策が無意味であることを意味している(真円度などの寸法公差が小さいことは影響するが)。

尚、この式では一意に最小値を求めることができないため、通常は、出発値の肉厚 t を仮定し、繰り返し収束計算を行って必要板厚の最小値(収束値)を求める。告示501号の別図の説明では、その辺が曖昧・不親切で、且つ仮定値による計算に対する判定操作がなく、説明が尻切れになっているが、例えば、ASME NB-3133.3では収束計算すべきことを明確に説明しているし、

また ASME の引用であるが、例えば JIS B8271-1993 「圧力容器の胴及び鏡板」の 5.2 「円筒胴」では、手順 6 と手順 10 に於いて良否を比較判定し、繰り返し計算すべきことを明示している。この辺は、慣れた設計者には当たり前のことではあるが、経験のない設計者では間違えるので、注意する。因みに、ASME Sec. III NB-3133 や JIS B8271 では、許容外圧 P_a を求めて設計圧力と比較するようにしているが、ここは寧ろ計算板厚 t_c を求め、仮定した板厚 t との大小関係を比較して判断する方が分かり易い。著者らは、後で計算例を示すように板厚で比較している。詳細は、後述の 5.1.8.c 項の計算例を参照願いたい。

5.1.3 鏡や平板の肉厚

告示 501 号は、鏡や平板の必要肉厚に就いて第 1 種配管・第 3 種配管とも次式で与えている。直管の内圧に対する最小必要肉厚では S_m と $S \cdot \eta$ で違いがあったが、こちらの表示式はいずれも $S \cdot \eta$ か S である。告示 501 号解説では、これらの式は第 2 種容器や第 3 種容器の規定と同じであると説明しているが、ASME NB-3646 によると、第 1 種配管に関しては、第 2 種容器の式であり、 $S \cdot \eta$ は S_m に置き換えるべきと判断される。これらの式に関しては詳しいことが分からないので、これ以上に立ち入ることは止め、関係式をリストアップするに留める。尚、式の詳細な説明は告示 501 号解説を参照願いたい。

$$(a) \text{ 皿形鏡板} \quad t = \frac{PRW}{2(S\eta - 0.1P)} \quad (5.1-4)$$

$$(b) \text{ 全半球形鏡板} \quad t = \frac{PR}{2(S\eta - 0.1P)} \quad (5.1-5)$$

$$(c) \text{ 半楕円形鏡板} \quad t = \frac{PDK}{2(S\eta - 0.1P)} \quad (5.1-6)$$

$$(d) \text{ 平板} \quad t = d \sqrt{\frac{KP}{S}} \quad (5.1-7)$$

参考に、ASME NB-3647 の閉止板の式を示すと以下の通りである。

$$t = d_6 \sqrt{\frac{3P}{16S_m}} \quad (5.1-8)$$

5.1.4 穴の補強計算

管に穴を開けた場合は、欠損した管壁断面積に相当する部材を穴の廻りに取付けて、内圧に対するフープ方向(円周方向)の補強を行う。これが所謂「穴の補強計算」である。補強材の取付け範囲、即ち補強効果が得られる範囲には限界があり、穴の大きさや管の外形・肉厚によって有効範囲が決まっている。それらは概ね \sqrt{Rt} という特性係数の何倍かと言う範囲であり、この有効範囲は、内圧を受ける円筒殻の応力解析や実験によって求めたものである。

この補強は、内圧張力に対する円筒殻のフープ方向の補強と言う面からは、それなりの合理性があるので、それを以て「穴がないもの」と考えれば、管の曲げや振りに対する剛性補強にも、完璧ではないが、一応はなっていると看做することができる。無論、穴が小さい場合は、

この考え方が成り立つと考えてよい。しかし、穴が大きくなると、そのような単純な「類推論理(sophisticated analogy)」では説明が付かないので、矢張り、その場合は、シェル解析などを行って、曲げ・振りの剛性補強になっていることを確認する必要がある^(注記1)。

ASME Sec. IIIは、第1種配管の穴の補強を規定しており、告示501号も基本的に同じで、補強規定の詳細は第1種容器と基本的に同じである。また、穴回りに関して、第1種容器に準じた詳細応力解析を行って強度的に問題がない場合^(注記2)や、直径 $d \leq 0.2\sqrt{Rt}$ の穴は補強しなくてもよいと規定している。その他に、複数穴に関する補強規定もある。第3種配管に就いても規定があるが、概ね第1種配管と同じである。

(注記1) JIS規格品のティーズは、補強計算が免除されているので、これより類推して、これと同等又はそれ以下の穴は補強を要しないと考えられるが、基準規定上は、そのような対比類推基準は示されていないので、補強計算は不要とはならない。従って、設計のし易さからは、規格品を使うのが最良である。尚、規格品以外の分岐管とは、例えば、セットオンノズルなどであるが、ASMEでも、規格品とは別の撓性係数や応力指数を規定しており、従ってまた、補強計算を要求している。

(注記2) 「強度的に問題がない」と言うのは、普通、応力評価的に問題ないことである。従って、必要な剛性があるかどうかとは別なので、注意する。これに就いては、例えば5.3.1.b項を参照願いたい。

5.1.5 内圧による応力

配管設計では、内圧応力は配管方程式に圧力Pを直接代入して求める。具体的には、告示501号では、第1種配管・第3種配管に就いて各々次の通りである。

$$\text{第1種配管：} \quad \frac{B_1 PD_o}{2t} \quad (5.1-9)$$

$$\text{第3種配管：} \quad \frac{PD_o}{4t} \quad (5.1-10)$$

第1種配管の(5.1-9)式を見ると、配管要素の内圧の応力指数 B_1 は、直管の周方向(フープ方向)応力 $\sigma_\theta = PD_o/2t$ の比として定められていることが分かる。直管の場合 $B_1=0.5$ であり、管軸方向応力の $\sigma_L = PD_o/4t$ に一致する。軸方向応力 σ_L を用いる理由は、強度評価上重要なモーメント荷重による管軸方向の曲げ応力と加算して応力評価するためである。尚、第3種配管は、配管要素に関係なく、 σ_L を用いているのが分かる。

因みに、圧力に対する管の必要肉厚はLaméの修正式(厚肉管の内圧応力式)を用いて求めるが、次の薄肉管の公式で近似的に求めることも可能である。

$$\sigma_p = \sigma_\theta = \frac{PD_o}{2t} \quad (5.1-11)$$

この式は薄肉管の公式であるため、外圧に対しても適用できる。

5.1.6 圧力に対する規格計算

前5.1.5項でも述べたようにASMEや告示501号の配管設計は、解析による設計を行う前に圧力に対する規格計算を規定している。これは、従来の規格計算による耐圧設計の実績に配慮したものではあるが、実際設計に於いて、この圧力に対する規定がクリティカルになることは少なく、唯一、大口径の薄肉配管で外圧座屈評価が厳しくなるだけである。

第6章 配管設計に係わる特殊解析

これまでの説明ではカバーできない特殊な問題が多数ある。ここでは、それらのうち、著者が今まで検討して来た 9 項目に就いて「配管設計に係わる特殊解析」と題して説明するので、問題解決の参考として頂きたい。ただ、いずれも難しい課題ばかりで、未だに十分にコンセンサスの取れた設計解析法にはなっていないことをご承知置き願いたい。

- ① 安全弁吹き出しによる配管振動解析
- ② 水撃による配管振動解析
- ③ 配管の自重と熱膨脹の非線形連成履歴解析
- ④ サポートの無負荷抵抗や摩擦抵抗を考慮した熱膨脹解析
- ⑤ 配管の熱曲がり現象の解析
- ⑥ ベローズ付き配管の解析
- ⑦ 2重管解析
- ⑧ 配管の詳細応力解析(容器設計)と非弾性解析
- ⑨ 免震建物と配管設計

その他の解析として、原子力配管の配管破断時のパイプホイップ解析⁽¹⁾などがあるが、これらは、配管やサポート・隣接構造物に大きな変位や塑性変形・座屈などが発生し、また場合によっては、破断や衝突なども加わり、本書で想定する配管解析の範疇を大幅に超えるため、本書での取扱い範囲外である。必要の場合は、専門的研究文献を参照願いたい。

また、配管の流力振動や機械振動、或いは高サイクル振動も、基本的には解析対象とはならないため取扱いの範囲外である。尚、流力振動や機械振動に就いては第7章の7.5節に於いて問題点を検討したので、参照願いたい。

参考文献

- (1) 宮崎「766. 配管・レストレイント系の動的応答解析 PWR・LOCA 条件 4in. 口径管 パイプホイップ試験の解析」日本原子力学会誌, Vol. 25, No. 9 (1983), p. 747~755

6.1 安全弁吹き出しによる配管振動解析

高圧タンクや蒸気配管などを中心に、過圧防止のため、安全弁や逃し弁が設置される。

ここでは、蒸気配管などに取り付けられた安全弁が吹き出した場合の配管振動解析に就いて説明する。無論、安全弁の吹き出し反力の時刻歴が得られれば、これを配管の振動解析モデルに入力し、直接積分法やモーダル法の時刻歴応答解析を行えば、概ね目的は達成される。而も、この時の配管振動は、基本的には地震時とほぼ同じ振動数領域にあるため、耐震解析と同じモデル化や解析手法が使用できる。従って、解析を行う上での主な必要条件は以下のように考えることができる。

- (i) 安全弁や逃し弁の吹き出し反力の時刻歴が得られているものとする。
- (ii) また、配管の振動解析モデルは耐震解析モデルと基本的に同じでよいとする。
- (iii) 尚、安全弁専用のストッパや吹き出し反力抑制用オイルスナッパが取り付けられている場合はそれらを考慮する。通常、安全弁専用ストッパ部には大きなギャップがあり、耐震解析ではモデル化されないことが多いが、安全弁作動時は、ギャップが詰まってストッパ力を発生するので、本解析では考慮する。また、吹き出し反力抑制用オイルスナッパも、特性が異なるため、耐震解析では考慮していない場合でも、本解析では考慮する。
- (iv) 配管の減衰定数は、特に問題がないなら、耐震解析と同じとする。
- (v) 解析法は直接積分法かモーダル法による時刻歴応答解析とする。

安全弁の吹き出し反力の時刻歴を得ることが問題となるが、一般的には、類似配管での実測や模型実験・流体構造連成解析などから推定する。水平方向への吹き出しで、吐出配管が取付けられていない場合の吹き出し反力は次式⁽¹⁾となるので、これを負荷すれば、配管の振動応答を概略求めることができる。

$$F(t) = \frac{W(t)}{366} \sqrt{\frac{kT}{(k+1)M}}$$

ここで、 $F(t)$ ：安全弁の吹き出し中心に於ける水平反力の時刻歴 (kg)

$W(t)$ ：ガス又はベーパーの吹き出し流量の時刻歴 (kg/h)

k ：比熱比 = C_p / C_v (-)

T ：安全弁入口に於ける温度 (K)

M ：ガス又はベーパーの分子量 (-)

参考文献

- (1) 幡野, 成瀬 「配管便覧」 化学工業社, 昭和 46 年, 応用編, p. 948

6.2 水撃による配管振動解析

通常、ポンプの出口配管には逆止弁が取り付けられており、ポンプが急停止して流体の逆流が起きると、逆止弁が作動して水撃(ハンマー)が発生する。この水撃は、配管に高圧力を発生させ、それが圧力波となって配管内を伝播し配管を振動させる。水撃解析は、高圧力の発生・伝播を解析する狭義の所謂「水撃解析」⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾(「ハンマー解析」とも言う。)と、圧力波伝播による配管の「強制振動解析」とに分けられるが、ここでは、後半の圧力波伝播による配管の強制振動解析に就いて説明する。

6.2.1 圧力波伝播による配管荷重

図 6.2-1 に示すような両端が閉じた長い直管内を圧力波が伝播していると仮定すると、圧力波の前面(境界面)を境として、圧力の高い側の配管に加わる軸方向荷重 F_1 と圧力の低い方の軸方向荷重 F_2 とには差が発生し、その差に相当する不平衡力 ΔF が配管軸方向に作用する。この場合、管壁内の軸力(金属内の応力波)の伝播速度(音速)は圧力波の流体中の音速より数倍大きいので、力のバランスは瞬時に取れると看做ことができ、次式が成り立つ。

$$\Delta F = F_1 - F_2 = A \cdot (P_1 - P_2) \quad (6.2-1)$$

ここで、 ΔF : 配管軸方向に作用する不平衡力

P_1 : 圧力波の前面を境とした高圧力(時間関数)

P_2 : 圧力波の前面を境とした低圧力(時間関数)

F_1 : P_1 によって発生する管軸方向の圧力荷重 $= A P_1$

F_2 : P_2 によって発生する管軸方向の圧力荷重 $= A P_2$

A : 配管の内断面積

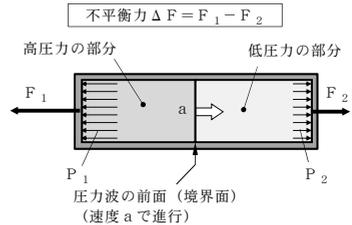


図 6.2-1 圧力波による不平衡力 ΔF

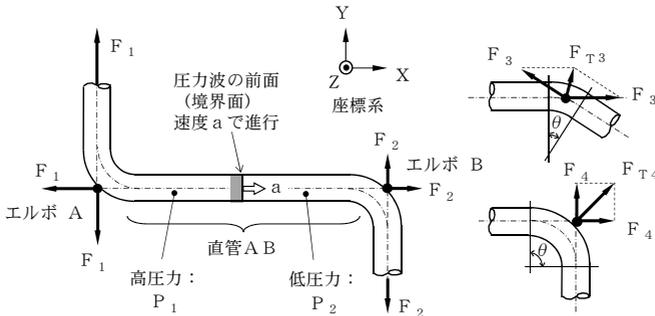


図 6.2-2 配管系に於ける圧力波伝播時の荷重作用状況

図 6.2-1 では、分かり易くするため両端を閉じた直管としたが、図 6.2-2 に示す曲がりのある配管に於いても同じである。2つのエルボ A・B があり、今、その間の直管 AB 内に圧力波の前面(境界面)が来たとする。エルボ A・B には、それぞれ、圧力による荷重 F_1 と F_2 が図示

のように作用する。ここで、エルボAのY軸方向の F_1 は上流側の直管に作用する F_1 と既に釣り合っているが、X軸方向の F_1 はエルボBの F_2 とは釣り合わずに $\Delta F = F_1 - F_2$ 分だけ不平衡になる。エルボB側に就いても同じで、Y軸方向の荷重 F_2 は下流側の直管部に作用する F_2 と釣り合うが、X軸方向は釣り合わずに ΔF だけ不平衡になる。従って、直管ABの軸線方向のみに不平衡力 ΔF が作用し、これは、図6.2-1に示した状態と全く同じであることが分かる。

このように考えると、配管系に於いて圧力波の前面がエルボを通過し、次々と直管部に進む時、不平衡力 ΔF が直管部の軸方向に、次々と作用することになり、これは、各エルボ点 i ($i=1, 2, 3, \dots$)に於ける圧力の時間的変化による荷重 $F_i(t)$ をエルボ両端点の管軸方向に入力することによって得られることは容易に理解される。小口径配管で直管長さに比べエルボが小さい場合は、近似的にエルボ中点の合ベクトル方向に合成荷重 $F_{Ti}(t)$ を入力することによっても計算できる。

6.2.2 配管系の振動解析

圧力波伝播による配管系の振動解析は、エルボ両端点の管軸方向に荷重 $F_i(t)$ を加えた多入力時刻歴振動解析を行えば良いことが分かる。尚、エルボ中点に加える合成荷重 $F_{Ti}(t)$ は次式によって計算する。

$$F_{Ti}(t) = \left\{ 2 \cos \left(\frac{\pi - \theta}{2} \right) \right\} A P_i(t) \quad (6.2-2)$$

ここで、A：配管の内断面積

θ ：エルボの曲げ角度

$P_i(t)$ ：エルボ中点 i に於ける圧力の時刻歴

この解析に於いて配管系のモデル化(サポートの取扱い等)や減衰定数が問題となるが、本質的に耐震解析と同じ周波数領域の配管振動を問題とするので、耐震解析と同じモデル化や減衰定数でよいと考える。また解析は時刻歴解析となるが、直接積分法かモーダル法かは解析ツールの問題であっていずれでもよい。

解析終了後は、各部の反力モーメントやサポート反力などをチェックし、解析の前提条件となる配管各部やサポート構造物の剛性やバネ定数が守られているかどうかをチェックする。これも耐震解析と同じである。解析の前提条件が守られ、ノズル反力などが制限値以内であれば、解析は終了である。

6.2.3 強度評価

解析によって得られた反力モーメントの時刻歴データを用いて配管の強度評価を行う。この強度評価は、時刻歴データを用いる点を除けば、耐震解析とほぼ同じで、以下の検討を行って強度評価に組み入れる。

- ① 水撃による荷重は、基本的に地震と同じ機械的な変動荷重であるので、最大の反力モーメントに関しては、1次応力の評価基準に入れて他荷重と組み合わせて評価する。その際、ハンマー圧力(内圧)の変動履歴やその最大値も併せて考慮する。

また繰り返しの応力レンジに係わる部分(ハンマー圧力の変動も含む)は、地震と同じよ

うに1回だけを他荷重と重ね合わせて評価し、残りは単独の変動サイクルを抽出して疲労評価する。無論、水撃事象の発生回数も併せて考慮する。更に、機械的な荷重として、配管の座屈評価も行う。

- ② サポートやノズル・アンカ点の荷重に関しては地震荷重と同様な取扱いとする。特にサポートなどの塑性変形や座屈が発生しないかをチェックする。

6.2.4 補足留意事項

水撃の発生に於いては、管壁(配管)は動かないものと考えており、また振動解析に於いても、管壁と内部流体との衝突現象は考慮していない。即ち、圧力波と管壁運動(殻的な運動も含め)との相互連成効果は無視しているため、その点に誤差がある。また、エルボの撓性係数に対して、内圧変動をどう反映するかの問題もある。4.1.6項のエルボの撓性係数(第1種配管)でも説明したように、撓性係数は(4.1-6)式に示したように内圧によって変化する。これをどう加味するかの問題である。取りあえず、内圧変動の平均値を用い、一定と看做して解析するのが第一近似であるが、その上で、撓性係数の最大値や最小値でも解析し、結果の振れ具合を見て適切な誤差係数を見込むのがよいかと考える。無論、エルボなどに於いて、内圧が動的に作用して、真っ直ぐになろうとするような殻的な運動は無視しているため、こうした細かい現象を問題とする場合は、本格的な流体-構造の連成解析となり、解析は非常に難しくなる。

圧力波伝播の問題は、逆止弁作動などによる水撃以外にも各種の事故事象として存在する。ここで示した手法は、極めて限定的なものではあるが、それらにも応用できる。無論、高度な方法として本格的な流体構造連成・弾塑性・振動解析等を行う手もあるが、実際の解析は非常に難しい。

参考文献

- (1) 幡野, 成瀬「配管便覧」化学工業社, 昭和46年, 基礎編, p. 182
- (2) 古屋, 村上, 山田「流体工学 朝倉機械工学全書12」朝倉書店, 昭和42年, p. 217
- (3) 山田「逆止め弁によるポンプ停止時の水撃完全防止法」配管技術, '87. 3, p. 51~58
- (4) 柳沢「水撃現象とその防止対策例」配管技術, '84. 8, p. 93~98

第 7 章 配管設計解析に関する参考資料

本章は、配管の設計解析に関連した参考資料を示したものである。配管解析に関連した部分に限ったので、全般的なことや更に詳しいことは各々の専門書を参照願いたい。

7.1 SAP IVでの要素・節点・局所座標系の定義

第 4.2.5 項の分岐管部のモーメントの取扱いでも述べたように、解析プログラムで出力される節点力や局所座標系の定義を明確にすることは大事である。プログラムマニュアルには、それらが書かれているので、十分理解した上で解析結果のチェックや後処理を行って頂きたい。以下では、SAP IV を例に節点力や局所座標系の定義に就いて説明する。

尚、プログラム上、入出力関係を変更していることが多いため、ここでの説明は、著者が使用しているプログラムに限った話であるが、要は、ここで説明するようなことに留意して、読者が使用しているプログラムを見て頂ければよいのである。

7.1.1 要素の局所座標系の定義

SAP IV では、配管解析用の要素は、基本的にはパイプ要素(直管要素)とエルボ要素(曲げ管要素)しか定義されておらず、ティーズや分岐管は、直管要素の接続部(仮想リンクを含む)に過ぎない。その他に、境界条件を与えるための「境界要素(boundary element)」があるが、これは、元々は通常の梁要素であるが、固定端側を特別に規定し、配管サポート用に特化したものである。

7.1.1a パイプ要素(直管要素)

パイプ要素は直管であり、始点を I 節点、終点を J 節点とし、要素方向は I 節点から J 節点に向かって定義する。尚、配管では、要素の I 節点・J 節点を特に「I 端」「J 端」と呼び慣わしているので、ここでもこれらの呼称を併用する。パイプ要素の局所座標系 (X_L, Y_L, Z_L) は図 7.1-1 に示すように定義される。即ち、全体座標系を (X_G, Y_G, Z_G) とすると、

- (i) X_L 軸： I 端から J 端方向に流れるように向ける。
- (ii) Y_L 軸： まず X_L 軸上に於いて、全体座標の Y_G 軸(鉛直方向)に平行な Y' 軸を取る。次に、 X_L 軸と Y' 軸が成す平面内に於いて、 X_L 軸に直交するように Y_L 軸を定める。

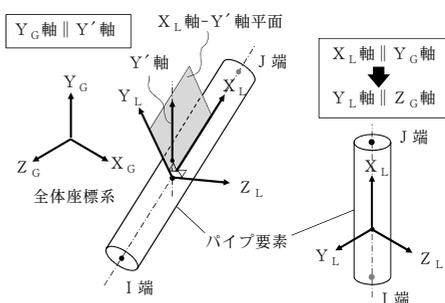


図7.1-1 パイプ要素の局所座標系

軸の向きは Y' 軸の正方向、即ち、 Y' 軸との成す角が $\pi/2$ 以下となる方向に取る。

但し、 Y_G 軸と X_L 軸が平行の場合は、平面が決まらないので、この場合は、 Y_L 軸は Z_G 軸に平行で、且つその正の向きに一致するように取る。

(iii) Z_L 軸： X_L - Y_L 軸より右手系(right hand system)で決める。

パイプ要素の場合、I端・J端を含め要素上のどこでも局所座標系は変わらず、平行移動するだけである。

7.1.1b エルボ要素(曲げ管要素)

曲げ半径 R 一定の^{きよくかん}曲管とし、パイプ要素と同様に、始点をI端、終点をJ端とし、要素方向はI端からJ端に向かって定義する。局所座標系は図7.1-2に示すように定義される。

(i) X_L 軸： ^{きよくかん}曲管の中心軸線上で、且つ、3点P I Jで決まる平面内に於いて曲がりの接線方向に取る。

X_L 軸の向きは、I端からJ端方向に流れるように向ける。

(ii) Y_L 軸： 曲管の中心軸線上に於いて、曲げ中心点Pに向かって取る。無論、接線となっている X_L 軸とは直交させるが、これは自然に直交する。

(iii) Z_L 軸： X_L - Y_L 軸より右手系(right hand system)で決める。

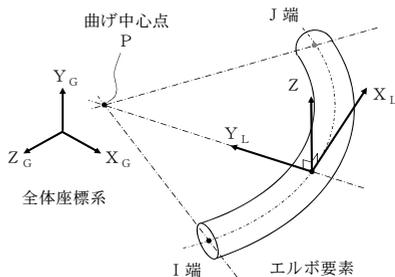


図7.1-2 エルボ要素の局所座標系

エルボ要素は曲がっているため、I端・J端を含め、要素上の位置によって局所座標系は Z_L 軸周りに回転する。無論、 Z_L は変わらない。例えば、 90° エルボの場合、I端とJ端とでは、 X_L と Y_L は入れ替わり、 $X_{L,1} \rightarrow Y_{L,2}$ に、 $Y_{L,1} \rightarrow X_{L,2}$ に転換する。エルボ上の任意の点では、 Z_L 軸周りに回転座標変換を行って求める。尚、第4.1節の図4.1-2や図4.1-4などの局所座標系とは定義が違っているので、注意願いたい。

7.1.2 反力モーメントの定義

要素節点や集中重量点・サポート点(ノズルやアンカ・ハンガー・スナッパ等)に於ける反力モーメントの出力上の定義を説明する。

7.1.2.a 要素と節点の反力モーメント

要素毎のI端とJ端に於いて反力モーメントが出力されるが、その定義は表7.1-1による。

反力モーメントの成分は、当該節点に於ける局所座標系(X_L, Y_L, Z_L)で定義されているので、反力モーメントの釣り合いを見たり、計算をしったりする場合は、まず表7.1-1に示された

定義を考慮し、考えている節点に於ける反力モーメントに統一する。即ち、作用・反作用に係わる±変換を行い、且つ前記 7.1.1 項で説明した要素の局所座標系の定義を参照して座標変換を行わなければならない。尚、パイプ要素は、折れ曲がっていない限り、基本的に同じ局所座標系で接続されるので、±変換だけでそのまま比較できるが、折れ曲がった時とか、エルボ要素の場合は、局所座標系が変化するので、座標変換を行って比較する。

表 7.1-1 要素 I 端・J 端の反力モーメント出力の定義

要素	節点	反力			モーメント		
		F_{xL}	F_{yL}	F_{zL}	M_{xL}	M_{yL}	M_{zL}
直管 エルボ	I 端	本要素が隣接要素に与える反力モーメントを示す。					
	J 端	本要素が隣接要素から受ける反力モーメントを示す。					

(i) 要素に加わる反力モーメントを求める場合

ある直管要素に加わる反力モーメントを求める場合は、まず I 端に就いては各成分に-1 を掛けて符号を逆転し、当該要素の I 端に加わる反力モーメントに変換する。J 端に就いてはそのままでよい。

エルボ要素の場合も基本的には上記直管要素と同じで、I 端に就いては各成分に-1 を掛けて符号を逆転し、J 端に就いてはそのままとする。これで、当該要素の各節点が受ける反力モーメントは定まるが、I 端と J 端とでは局所座標系が違うので、相互に比較する場合は、参照すべき局所座標系を決めて、例えばそれを I 端の局所座標系とする場合は、J 端の反力モーメントを I 端の局所座標系に変換して考える。

(ii) 節点に加わる反力モーメントをチェックする場合

まず、当該節点に集まる要素に関し、上記とは逆に、I 端に就いてはそのままとし、J 端に就いては各成分に-1 を掛けて符号を逆転し、当該節点に対する反力モーメントに変換する。次に、各節点に於いて参照すべき局所座標系を 1 つ選び、或いは、もっと別の目的がある場合は任意の別の局所座標系を選び、それに合わせて反力モーメントの座標変換を行う。その後、総和を取るなどの適宜な演算を行う。

この辺は、第 4.2 節の図 4.2-2 で説明したように、直管要素の接続点の場合は、接続される 2 つの直管要素の節点①と②で反力モーメントを求め、中間に仮想点③を考え、③に定められた局所座標系に変換して演算する。またティーズの場合は、接続される 3 つの直管要素の 3 節点①②③に対し、中心に仮想点④を追加し、そこで定義された局所座標系に変換して演算するのである。

中心に仮想点③や④を想定する利点は、次に示す集中荷重やサポート反力が当該仮想点に作用していると考えると、力の作用が理解し易くなることである。例えば、表 7.1-1 に示した定義に従うと、要素 1 の J 端①、要素 2 の I 端②に対し、仮想点③に加わる反力モーメントは、 $③=①+(-②)=0$ となる。これに対して、もし当該部にサポートが取り付けられており、サポート荷重 R_s が出力されているとすると、これは③に加わる荷重 (R_s は③の局所座標に座標変換した後の値とするが) となり、最終的な合計は $③=①+(-②)+R_s=0$ となるのである。

7.1.2.b 集中重量点の反力モーメント

外部より直接入力する集中重量，或いは集中外荷重は次の通り定義されている。

- (i) 全体座標系の Y_G 軸方向に定義された荷重となる。
- (ii) 正值の W_G で入力するが，計算機内では Y_G 軸方向の $-W_G$ の反力となっている。

従って，要素の接続節点での内外力の平衡をチェックする場合は，仮想点③又は④で合計を取り，集中重量に関しては上記(ii)の定義に従って $-W_G$ として考慮する。無論，節点①②又は①②③の各反力モーメントに就いては(集中重量の $-W_G$ も同じであるが)，仮想点③又は④の局所座標系に変換してから合計する。

尚，パイプ要素やエルボ要素の分布重量は，計算機内で自動的に振り分け計算をし，節点①や②又は③の集中節点重量(反力)として反映されているので，改めて考える必要はない。

7.1.2.c サポート点の反力モーメント

ノズルやアンカ・その他のサポートを表す境界要素の定義と反力荷重は，表 7.1-2 に例示するように出力される。これらに就いても上述した仮想点③又は④で定義した局所座標系に変換して演算する。

表 7.1-2 サポート点の反力モーメントの出力の定義 (例)

境界要素	反力モーメントの出力の定義 ^(注記1)
ノズル・アンカ	ノズルとアンカの方向は全体座標系(X_G, Y_G, Z_G)で定義される。反力モーメントは，ノズルやアンカが配管に与える反力モーメントとして出力される。
	反力モーメントを比較・演算する場合は，局所座標系(X_L, Y_L, Z_L)に変換することが必要となる。 また，ノズルやアンカは全体座標系でしか定義されないで，傾いた配管の場合は，局所座標系方向にレストレイント(3軸方向の個別に)を用いてモデル化するのがよい ^(注記2) 。
ハンガー	取付け方向は Y_G 座標方向(正值)で定義される。 反力は，ハンガーが配管に与える吊り荷重として出力される。
	比較・演算する場合は，局所座標系に変換する必要がある。
レストレイント スナッパ	取付け方向(正值)は，全体座標系での方向余弦で定義され，軸方向と軸振り(右手系の定義)のパネ定数を入力する。 反力モーメントは，レストレイントやスナッパが配管に与える反力モーメントとして出力される。
	比較・演算する場合は，レストレイントやスナッパの局所座標系(軸方向の1軸のみ)から，節点の局所座標系(X_L, Y_L, Z_L)に変換する必要がある。

(注記1) 定義内容はプログラム毎に違うので，実際に使用しているプログラムのマニュアルを参照願いたい。

(注記2) 傾いた配管とノズルの局所座標系の問題に就いては，7.3.2項を参照願いたい。

7.1.3 SAP IVの固有モード・刺激係数

SAP IVでのモードの規格化に就いて説明する。

固有モードは、通常、モードの最大値を1として規格化するのが一般的であるが、SAP IVでは、モーダル質量が $\phi_i^T M \phi_i = 1000$ (kg^{*})となるように規格化されている。このため、次式で定義される刺激係数 β_i は、分母が1000と大きい関係から、相対的に小さな値となる。

$$\beta_i = \frac{\phi_i^T M I}{\phi_i^T M \phi_i} \quad (7.1-1)$$

規格化によって刺激係数 β_i やモード(ベクトル) ϕ_i の大きさは変わるが、応答は、これらの積 $\beta_i \phi_i$ (刺激関数)で決まるので、規格化の如何によらず一定である。また、定式化の異なるプログラムと比較する場合、刺激係数 β_i やモード ϕ_i の絶対値には意味がないことを認識することが大事である。元々、刺激係数は、振れ易さ示すものであり、加振方向間やモード間での相互の振れ易さを比較するものである^(注記1)。また、モード(ベクトル)の絶対値にも元々意味はなく、振動モードの形そのものを判断するためのものに過ぎないのである。

(注記1) 刺激係数 β_i は、その振動モードの振れ易さを示すが、それは、基準座標系で示したモード毎の運動方程式(5.3-19)式の右辺の入力地震動に対する割掛け係数になっている点が数学的・物理学的な意味である。即ち、当該モードの当該加振方向に対して入力地震動(加速度波形) $\ddot{z}(t)$ を β_i 倍するということである。結局、 β_i が大きいモードは、大きな地震動が入力され、必然的に大きな応答を示すということである。

7.1.4 モード解析でのモード重ね合わせ

解析結果が妥当な振動モードやモード数を拾っているかどうかは問題となる所である。

固有値が低く、刺激係数が大きいモードをいくつか拾えば、概ね妥当ではあるが、もう少し定量的に判断できないかが問題となる。そこで一般には、有効質量比 μ_i (モード毎の有効質量を総質量で割った値)を算出し、その累積値で判断する。

モード毎の有効質量の全モードに対する総和は物理的な総質量に一致し、また有効質量比は常に正值であり、その累積値は1.0に漸近する特性を示す。従って、モードの重ね合わせが妥当かどうかは、有効質量比の累積値が1に漸近する具合で判断することができる。

7.1.4.a 有効質量と有効質量比・累積有効質量比の計算

モード毎の有効質量は以下の定義である。

まず、 i 次モードに関して

$$\phi_i^T M I = \sum m \phi_i = \sum_{j=1}^k (m_{x_j} \phi_{x_{ji}} + m_{y_j} \phi_{y_{ji}} + m_{z_j} \phi_{z_{ji}}) \quad (7.1-2)$$

$$\phi_i^T M \phi_i = \sum m \phi_i^2 = \sum_{j=1}^k (m_{x_j} \phi_{x_{ji}}^2 + m_{y_j} \phi_{y_{ji}}^2 + m_{z_j} \phi_{z_{ji}}^2) \quad (7.1-3)$$

ここで、 $\phi_{x_{ji}}$ ： i 次モードの節点 j でのX方向並進モード成分。YZ方向に就いても同様。

解析モデル上、自由度がないものはゼロとする。

m_{x_j} ：節点 j での質量 m_j のX方向成分。

通常は、等方質量で次式が成り立つ。

$$m_{x_j} = m_{y_j} = m_{z_j} = m_j \quad (7.1-4)$$

但し、解析モデル上、自由度のないものはゼロとする。

j：節点番号で j=1~k

i：モード番号で i=1~n

I：加振方向を示す単位ベクトル（XYZ方向の並進自由度成分=1）

とすると、i次モードの有効質量 m_{ei} は、

$$m_{ei} = \frac{(\phi_i^T M I)^2}{\phi_i^T M \phi_i} = \frac{(\sum m \phi_i)^2}{\sum m \phi_i^2} \quad (7.1-5)$$

となる。また i 次モードの有効質量比 μ_i は、

$$\mu_i = \frac{m_{ei}}{m_T} \quad (7.12-6)$$

ここで、 m_T ：総質量で次式による。

$$m_T = \sum_{j=1}^k (m_{x_j} + m_{y_j} + m_{z_j}) \quad (7.1-7)$$

となる。

従って、1次～r次（ $r \leq n$ ）までの累積有効質量比 μ_s は、

$$\mu_s = \sum_{i=1}^r \mu_i = \sum_{i=1}^r \left(\frac{m_{ei}}{m_T} \right) \quad (7.1-8)$$

となる。全モード（ $r=n$ ）まで足せば、

$$\mu_s = \sum_{i=1}^n \mu_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_{ei}}{m_T} \right) = 1.0 \quad (7.1-9)$$

となる。

7.1.4.b 累積有効質量比によるモード重ね合わせの判定法

累積有効質量比 μ_s を(7.1-8)式で計算し、下式の通り、概ね0.8を超えることで判断する。

$$0.8 \leq \mu_s = \sum_{i=1}^r \mu_i = \sum_{i=1}^r \left(\frac{m_{ei}}{m_T} \right) \quad (7.1-10)$$

尚、建築関係では、例えば、第5.3節の図5.3-5に示したような串団子モデルによって建物解析を行うが、モード解析法による場合は、4~5個のモードを重ね合わせれば、十分な結果が得られると言う⁽¹⁾⁽²⁾。その根拠は、串団子のような1本の梁でできた構造物は、構造物の応答性は、必然的に低次のモードが卓越し、その刺激関数 $\beta_i u_i$ が大きくなり、数次を超える高次モードは、急速に、固有値も高く、また刺激係数も小さくなり、結果的に $\beta_i u_i$ が急速に小さくなるという判断からである。これに対し、配管系のような複雑な構造物に就いては、近接する固有値や似たような振動モードがあちこちに数多く存在し、数個のモードでは十分とは言えないため、上記の累積有効質量比を用いて判断する必要がある、また累積有効質量比は概ね0.8を超えていることが必要となるのである。

尚、モードの重ね合わせに関しては、「構造物側の特性」を示す累積有効質量比による判断だけでなく、入力地震波の周波数特性や入力床応答スペクトルの卓越振動数領域など、「入力

側の特性」も加味して判断することも大事である。例えば、原子炉建物の床応答スペクトルは、数 Hz 前後が卓越するので、その 2 倍以上の振動数までのモードを拾い、且つ振動モードとして 10 モード以上を重ね合わせれば、実用的、乃至、工学的には概ね十分である。この辺に関しては第 5.3.2.d 項の表 5.3-1 を参照願いたい。

但し、そう言った解析ごとの判断が解析作業遂行上煩わしいときは、配管や機器、その他の構造物の耐震解析に限って言うならば、地震入力特性の限界で、且つ耐震解析計算の限界となる 33Hz までのモードを拾っておくのがよい^(注記2)。尚、これを「20Hz まででよい」とするのは、必ずしも十分とは言えない。

(注記2) 構造物や配管の実態がどのようなものであっても、無理無理 33Hz までの耐震解析は実施できるが、それだからと言って、33Hz 近傍の高い振動数に対して、構造自体が適切であり、且つモデル化が適切だと言うことを保証している訳ではない。適切な構造と適切なモデル化があって始めて 33Hz という高い振動数の解析ができるのだと言うことを呉々も注意願いたい。デタラメな構造やモデル化であっても計算はできるのであって、決して逆は真ならずである。第 7.5 節参照。

7.1.5 モード応答解析法に関する補足説明

モード応答解析法の数式的な説明は、第 5.3.7.b 項(iii)に示した(5.3-9)式～(5.3.26)式で尽くされているが、今一、実態が飲み込めない所がある。そこで、もう少し分かり易い説明を試みたい。

運動方程式(5.3-8)式に関して、まず、非減衰の自由振動を考えて固有値解析を行い、固有値と固有モードを求めるが、これに就いては数学的問題として特に理解しがたい所はない。問題はその後に応答解析とモードの合成である。

基本的には、「地震力によって構造物が強制振動させられ、モード毎の振動が起き、それらの重ね合わせで最終の合成応答は求められる。」と言うのがモーダル応答解析法の基本原理である。但し、ここで、(5.3-10)式に類似した減衰マトリックス C の M 直交性が仮定されているが、実用構造物では概ねこれで近似できると言うのが大前提である。

言葉で説明されると分かったような気になるが、実際に細かく点検して見ると何とも理解しがたい点が多いのに気付く。そこで、簡単な片持ち梁モデル図(串団子モデル図)を用いて説明することとする。尚、この図は、「建築構造問題快答集 15」に記載された図⁽³⁾を引用させて頂いたが、本書で使用している記号に合わせ、また適宜説明を追加すると同時に、機械構造物にある梁の曲げ変形主体の振動モードに変更させて頂いた。

図 7.1-3 に示すような 3 質点の串団子モデルを想定する。節点 1~3 には集中質量があり、 X 方向のみの自由度の 1 次元構造物とする。この場合、固有値 ω_i と固有モード u_i は各々 3 個あり ($i=1\sim 3$)、固有モードも大まかには図 7.1-3 に示したようなものとなる。

尚、本図は説明用「ポンチ絵」であり、正確さは度外視しているのは言うまでもない。また、所謂「固有値解析」によって固有値 ω_i と固有モード u_i は得られており、更に、刺激係数 β_i も(5.3-18)式に従って計算されているものとする。

索引

【あ】

アイソメ図	10, 16
I 端	321
<small>あすなろ</small> 翌檜物語	30
アタッチメントパラメータ	354
圧力-温度レイティング	191
圧力設計	181
圧力波伝播	291
穴の補強計算	181
雨だれ型床応答曲線	242
RDT Standard	124
アンカ	13, 153
——の必要バネ定数	154, 365
ANSYS	220, 298
安全係数	36
安全側の設計	32
安全率	36
安全弁の吹き出し反力	290
EJMA 規格	157, 349
異常状態(Upset Condition)	71
板厚計算	182
1次応力	69
1次+2次応力	73
一般化座標	235
Intrados(イントラドス)	98, 187
インライン振動	339
ウェル	339
埋金のバネ定数	162, 330
運転サイクル	14, 175
運動方程式	233
A 係数(形状係数)	193
ANSI B16.28	187
—— B16.5	191
Extrados(エクストラドス)	98, 187
SRSS	92, 220
SRP(Standard Review Plan)	124
SCC(Stress Corrosion Cracking)	83
SwRI の配管振動基準	348
枝管の分離解析基準	124
NRC(米原子力規制委員会)	124
エネルギー法	166, 362
FEM(解析)	13
FBR 設計基準	284
エルボの応力と変形	97
——の撓性係数	100
——の管軸方向の応力分布	116
円筒シェル(殻)	354
円柱状構造物	35
オイルスナッパ	150, 370
——の動剛性	151
OM-3 基準(配管振動の)	348
AutoPIPE	220, 311

応力係数	6, 90
応力指数	90
応力スパン法	163
応力フリー温度	256
応力変動幅	73, 249
応力レンジ	73
温度成層化現象	306

【か】

外圧座屈	67, 192
外径肉厚比(D/t)	210
解析結果の検証	38
——の揺らぎ	48
解析誤差	25, 28
解析哲学	23
解析的設計	181
解析による設計	52, 181
解析モデル	13
解析用アイソメ図	19
ガイド	153
鏡	184
拡張式(詳細応力指数の)	114
架構構造物	158
架構レストレイント	152
荷重支持型ハンガー	202
——支持構造物	141, 202
荷重の組合せ	223
荷重ヒストグラム	177
荷重変動率	147
風荷重	97
ガタ(配管サポートの)	369
過渡事象表	175
仮サポート	13, 17
カルマン渦	339
——渦列振動数	339
Kármán, von	100
換算減衰率	341
換算流速	341
完全雨だれ型床応答曲線	242
完全レインフロー型床応答曲線	242
完全レストレイント化コンセプト	266
緩和(現象)(relaxation)	208, 248
気液2相流	306
機械振動	346
規格化条件	235
規格計算	181
規格による設計	181
擬似非線形解析	377
擬似模擬解析	250

〈著者略歴〉

みずの さだお
水野 貞男

昭和 22 年生 愛知県出身

昭和 45 年 3 月 名古屋大学工学部

機械工学科卒業

昭和 47 年 3 月 名古屋大学大学院

工学研究科修士課程修了

昭和 47 年 4 月 ㈱日立製作所 入社

主に高速増殖炉プラントや溶融炭酸塩型

燃料電池発電プラントなどの開発に従事

現在：エムエス配管解析技術

(配管設計・解析コンサルタント)

技術的な補足情報は著者WEBサイトを参照下さい。

また質問等がある場合は、著者WEBサイトに示す

条件でEメールにてお寄せ下さい。

配管の設計解析法 【改訂 第一版】

2013 年 5 月 31 日 初版発行

2018 年 5 月 31 日 改訂第一版発行

著者 水野貞男

発行者 水野貞男

発行所 エムエス配管解析技術

(配管設計・解析コンサルタント)

著者WEBサイト <http://www.net1.jway.ne.jp/ms.pipanatec/>

Eメールアドレス ms.pipanatec@net1.jway.ne.jp

(オンデマンド印刷)

印刷・製本

2,500 円 (税抜き, 本体価格)

Copyright (c)2018 Sadao Mizuno All Rights Reserved

ISBN987-4-9907306-1-1

C3053

ISBN978-4-9907306-1-1

C3053 ¥2500E



9784990730611

エムエス配管解析技術

定価(本体 2,500 円+税)



1923053025006