

(解説)

# ダイナミクスを征するシミュレーション技術

今西悦二郎(工博)・加藤 稔(工博)

技術開発本部・機械研究所

## Simulation Techniques to Overcome Dynamic Problems

Dr. Etsujiro Imanishi · Dr. Minoru Kato

Kobe Steel has created numerous dynamic simulation programs for developing and designing products. In this paper, the SINDYS nonlinear dynamic analysis code (which plays leading part dynamic simulations), the PULSAS pressure pulsation analysis code, and the ROTAS rotor dynamics analysis code are all explained with simulation techniques. Various related dynamic simulations problems are also discussed.

まえがき = 最近の産業機械や建設機械は、市場の要求を反映した新製品を短期間で開発するスピード開発が望まれている<sup>1)</sup>。ところが、試作段階において振動を含むダイナミクスの問題が発生すると、その対策に時間を費やすことになり、スピード開発を阻害する要因となる。従って、設計段階においてダイナミクスの問題を事前に予測し、問題がある場合は適切な対策を図面に反映させることが重要になっており、シミュレーション技術に対する期待が最近とみに高まっている。

当社では、これまでに数多くの振動解析コードを開発し、新製品開発の動的設計にいち早く適用する一方、振動を含むダイナミクスのトラブルシューティングにも数多く対応してきた。その中でも、“SINDYS”は油圧制御系を含む機械システムの動的シミュレーションコードとして1980年に開発に着手し、有限要素法をベースとした汎用性のある設計解析ツールとして発展してきた。また、モード解析、リンク機構解析との融合を図り、最近注目されているマルチボディ・ダイナミクスへの取組みも1985年から開始し、今日の動的シミュレーションの中核を担っている。

一方、振動分野の中には、往復圧縮機などに接続する配管内流体系の圧力脈動解析、回転機械の安定性解析などのように専用解析コードとして開発した方が効率的なものがあり、それぞれ“PULSUS”、“ROTAS”を開発し、設計計算に活用している。また、自由度の大きな大規模構造物の準線形解析などには市販の汎用FEM(有限要素法)コードを活用するなど、解析対象ごとに解析コードの特徴を考えて利用している。

ここでは、ダイナミクスにおけるシミュレーション技術の課題について考えるとともに、そこで必要となるシミュレーション技術の特徴と実問題への適用事例を解析コードごとに紹介する。

### 1. ダイナミクスにおける数値解析技術の課題

従来の機械システムの開発・設計においては、ダイナミクスに関する事前解析は十分活用されていない状況にあった。これは、下記に示すように機械システムのダイナミクス解析に関する技術的な要因によるものと考えら

れる。

従来の開発・設計プロセスでは、試作段階においてダイナミクスの問題に直面し、トラブルシューティングとして改良開発を進めていく事後解析が中心であった。事後解析では、試作機を計測することによって現象を把握し、解析を用いて改善策の立案・効果確認を行っていくことになる。この場合、解析対象を線形にモデル化し、固有値解析や定常応答解析によって対応できることが多い。ところが、設計段階においてダイナミクスの問題を把握し、図面上で改良を加えていく最近のコンカレント的な事前解析では、誤差のリスクを最小にするためモデリングも詳細な部分まで実施する必要がある。この場合、解析モデルの自由度が増大するのみならず、ガタ・接触・摩擦・減衰などの非線形性を考慮した構造物の非線形動的解析技術が必要になる。

市販の汎用コードはプリ・ポストも充実しており、汎用性もあることから適用範囲が広く強力な設計ツールとして活用できる面はあるが、非線形性が強い場合や、汎用コード間の連成解析においては、解析時間が膨大になり、実用的でない場合も少なくない。著者らの経験では、機構系と油圧系が連成した比較的簡単なモデルの解析において、汎用コードを用いると前述の“SINDYS”を用いた場合に比べて500倍程度の時間を要することがあった。汎用コードが設計段階での事前解析ツールとして十分活用されていない要因は、数値解析の技術課題が解決されていないことが一因と考えられる。

### 2. 非線形動的解析コード“SINDYS”の概要と適用事例

#### 2.1 “SINDYS”の概要

非線形動的解析コード“SINDYS<sup>(2)3)</sup>”は、有限要素法をベースにしており、機械系・油圧系・制御系・リンク機構系の標準要素を用いて機械システムをモデル化する。また、解析効率を高めるため、大規模FEMモデルを低次元化させて取扱うことができる。“SINDYS”では次式のようなMCK形の運動方程式を取扱う。

$$Mu + C\dot{u} + Ku = f - f_N \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 $u$ は機械系では変位、油圧系では流量の積分値

を表す状態ベクトルであり、 $f, f_N$  はそれぞれ外力ベクトル、非線形要素の線形化に伴う補正外力である。機械系では、線形要素として質量要素・減衰要素・ばね要素、非線形要素としては断片線形ばね要素・ヒステリシス要素・断片線形減衰要素などが準備されている。リンク機構系では、柔軟体の大変位を考慮した大変位トラス要素・大変位はり要素・大変位2節点要素が準備されている。これらのリンク機構系要素は、幾何学的非線形性を考慮しており、油圧ショベルのアタッチメントのように弾性体が空間を大きく運動するような挙動を解析することができる。油圧系では、リンク機構との連成解析が可能な大変位シリンダ要素・油圧モータ要素・油圧機器をモデル化するためのポンプ要素・バルブ要素・配管要素などが準備されている。大変位シリンダ要素と油圧モータ要素では、変位・回転角と流量積の連続性を考慮することによって機構系と油圧系を連成させている。ガタやストッパなどは断片線形ばね要素、チェック弁やリリーフ弁などは断片線形減衰要素を用いてモデル化する。

非線形動的解析技術から見た“SINDYS”の特徴は、下記の点である。

時間積分法が陰解法

油圧系とリンク機構系の連成解析も陰解法

汎用コードとのインターフェイスを設定

上記 に関しては“SINDYS”の時間積分法はNewmark-法(  $\gamma = 1/4$  )を用いている。この手法は、無条件安定であり、線形系であれば、時間刻みを任意に設定できる。また、強い非線形性に対しても高精度・安定な時間積分法としてFI法<sup>4)</sup>を開発し、実問題への適用を開始している。

上記 に関しては、“SINDYS”内で油圧系とリンク機構系のモデルを構築することができ、陰解法が適用できる。そのため、油圧系の非線形性が強い場合にも両者が連成したダイナミクスの問題を数値的に安定して解析することができる。

上記 に関しては、FEMでモデル化された大規模構造物のダイナミクスを解析する場合、そのまま解析すると自由度が大きくなり、実用的でない。また一部にガタや接触などの非線形特性が含まれる場合でも、FEMモデル部は線形であるとして各種の低次元化法を用いると効率よく解析できる。“SINDYS”では、汎用FEMコードとの間にCOMET<sup>3)</sup>と呼ばれる変換プログラムを開発しており、汎用FEMコードでモデル化されたFEMモデルのモジュールデータ、静縮小変換マトリックスなどを取込むことによって、“SINDYS”用の要素を生成することができる。そのほか、Matlab/Simlinkからは制御ソフト、剛体機構解析コードからは入力加振波形を取込むことができる。

以下では、“SINDYS”で採用している数値解析技術である、構造振動系のダイナミクスの問題に適合する非線形モード解析技術、油圧制御系のダイナミクス問題に適合する断片線形系のモデル化とスティフな系の数値積分技術、及び柔軟リンク機構の大変位挙動解析技術について適用事例を基に述べる。

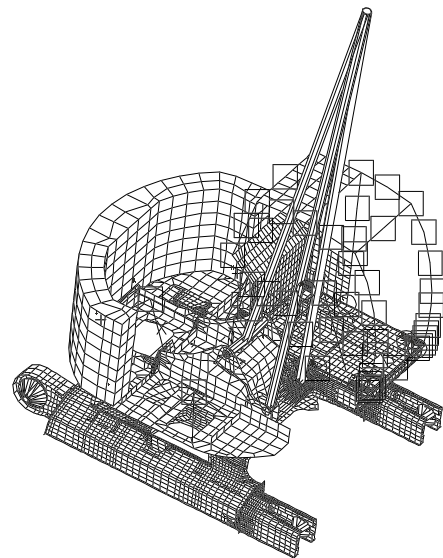


図1 油圧ショベルのFEMモデル  
Fig. 1 Finite element model of hydraulic excavator

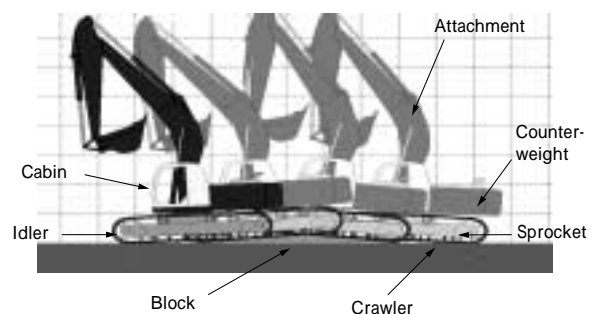


図2 ラフロード走行テストの動的シミュレーション  
Fig. 2 Dynamic simulation of rough road testing

## 2.2 “SINDYS”の適用事例

### 2.2.1 油圧ショベルのラフロード走行シミュレーション

油圧ショベルのラフロード走行時のデジタルテストングを実施した例を紹介する。これは、著者らが開発した物理座標に再変換するモード重ね合わせ法<sup>5)</sup>を用いて行ったものである。建設機械の新機種開発では、試作機のラフロード走行テストを行い、車体フレームや搭載部品の耐久性評価を実施し、市場における品質不具合の発生を防いでいる。走行シミュレーションは、この走行テストを試作機を製作する前にシミュレーション上で行うものであり、実際の試作機の走行テスト時での不具合発生率をほとんど無くすことに成功している技術である。

ここでは、図1に示すように主要構造物であるキャビン、上部旋回体、下部構造物をCADデータを用いてFEMにモデル化し、市販の汎用FEMコード“NASTRAN”を用いて固有値解析を実施する。残しておく物理座標は、下部構造体のうち、左右のアイドラとスプロケット(前後の回転部分)の自由度と、応答を見たい上部旋回体のカウンタウエイト部の自由度である。これらのデータを基に縮小された運動方程式が得られ、これを“SINDYS”の要素として取扱う。アイドラとスプロケット部の路面との接触は断片線形ばね要素を用いてモデル化する。一方、ラフロード路面からの加振波形は、図2に示すように剛体機構解析コードを用いて求める。この加振波形を用いて、“SINDYS”により車体全体の応答加速度を計算

する。この応答値から応力モードを用いてラフロード走行時に発生する動的応力を求め、各部の応力を評価する方法をとっている。

一般に、FEMモデルの低次元化法としては、モード重ね合わせ法<sup>6)</sup>(不拘束モード法)、Guyan 静縮小法<sup>7)</sup>、拘束モード合成法<sup>8)</sup>がある。汎用FEMコードでは、は線形解析のみに適用でき、はスーパーエレメント法として利用できる。“COMET-SINDYS”では、のいずれの手法も用いることができる。モード重ね合わせ法とガタなどの非線形要素を組み合わせる方法としては、非線形要素を外力として取扱う方法や、非線形部分の物理座標を線形部分のモード座標に変換して解析する方法があるが、前者は数値的に不安定であり、後者は非線形部分の汎用的取扱いが困難と考えられる。著者らは、これらとは全く別の方法を用いてモード重ね合わせ法から物理座標に再変換するモード合成法<sup>5)</sup>を開発している。この方法の特徴は、非線形要素と完全に分離してモデリングできるため、汎用的な取扱いが可能となり、さらに陰解法が適用できるため、数値的に安定していることである。このように、FEMモデルをモード重ね合わせ法を用いて低次元化し、さらに座標変換することによって汎用的な取扱いが可能になる。かつ非線形要素と組み合わせた非線形モード解析を陰解法的に実行することができ、数値的に安定しているため、ラフロード走行のような高度なシミュレーションも実用化できたわけである。

### 2.2.2 クレーンのブーム操作シミュレーション

ラフテレーンクレーンのブーム起伏下げ操作時の動的シミュレーションの例を述べる。これは、油圧制御系の中でも非線形性の強いバルブ要素の数値積分法に対して、開発した付加質量法を用いた例である<sup>9)</sup>。クレーンのブーム操作はその応答性の良さが求められている反面、あまり応答性を上げ過ぎるとハンチングと呼ばれる振動が発生する。この問題を解決するため、油圧回路系のシミュレーション技術を開発し設計に適用している。

ブーム起伏下げ系の油圧回路にはブームシリンダのヘッド側に図3に示すようなカウンタバランス弁が取付けられており、つり荷負荷と保持圧をバランスさせている。図3に示すようにスプール部にはストッパがあり、さらにはチェック弁、絞りなどが複雑に取付けられている。このような複雑な弁構造をいかにモデル化し、計算するかがポイントとなる。この場合、ストッパやチェック弁のモデル化には断片線形要素を用いる(図4参照)。振動周期ごとにチェック弁部では流れの方向が変化し、スプールはストッパに衝突するため、その度にこれらの断片線形要素の折曲がり点を通過することになる。この時、ストッパや逆流防止のために大きなばね定数や減衰係数を用いるが、この急激な定数変化が折曲がり点通過時の解析に悪影響を及ぼす。そこで、付加質量法の適用を試みた。すなわち、ストッパ部に入ったときに付加質量として  $m = k_s \tau^2$  ( $\tau$  は時間刻み) をスプール部に付加する方法であり、カウンタバランス弁の特性を変更したときに発生するハンチング現象を精度良く解析できる。この

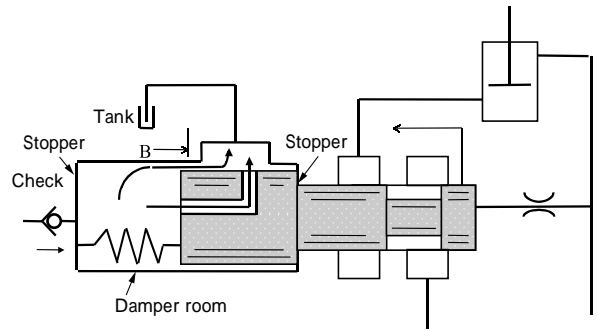


図3 カウンタバランス弁の模式図  
Fig. 3 Schematic model of counterbalance valve

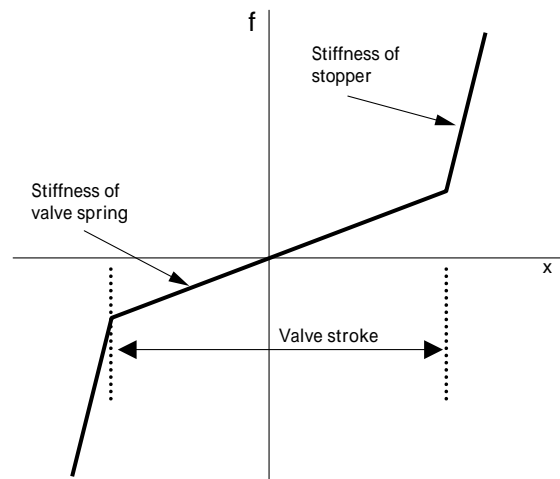


図4 断片線形ばね特性  
Fig. 4 Piecwise-linear characteristic of spring

方法によって、付加質量法を適用しない場合と比較して、折曲がり点通過のための繰返し回数は1/7程度に改善された。

一般に、油圧制御系で現れる非線形特性は、絞りのように圧力が流量の2乗に比例するような滑らかな非線形性と、チェック弁のように一つの方向のみに流れる非線形性の強い断片線形特性を持つものに分類することができる。断片線形特性は、他にスプールのストッパ特性や、摩擦特性なども含まれる。断片線形特性は、例えば図4に示す弁の非線形ばね剛性のように各区間では線形であるため、積極的にその特性を活用すれば、Newton-Raphson法の繰返し計算が不要になり、解析も安定化し、解析時間を短くすることができる。一方、折曲がり点は正確に通過しないと誤差が大きくなる<sup>10)</sup>。よって、各区間の線形部分は時間刻みを大きく取るが、折曲がり点の直前のみ時間刻みを予測してちょうど折曲がり点を通過するように時間刻みを変更する機能も開発している。ただし、ストッパ特性のために大きな剛性値を入力すると状態量が数値的にひずむため、正確な予測が難しくなる<sup>11)</sup>。そこで、付加質量を与えることによって、応答性に影響を与えず、しかも変位、加加速度(加速度の微分値)などの予測精度が向上するため、折曲がり点の予測を容易にすることができる<sup>12)</sup>。このように、油圧制御系の解析において現れるストッパ特性やチェック弁などの断片線形特性を生かした解析技術及び付加質量法によって、非線形性の強い断片線形特性を示す油圧制御系の解

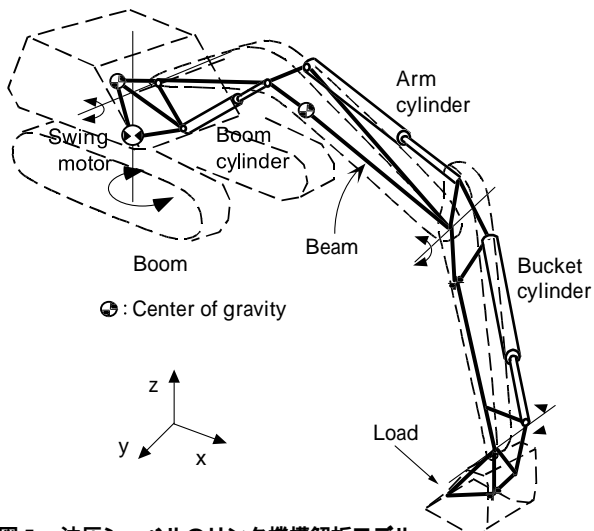


図5 油圧ショベルのリンク機構解析モデル  
Fig. 5 Mathematical model of hydraulic excavator

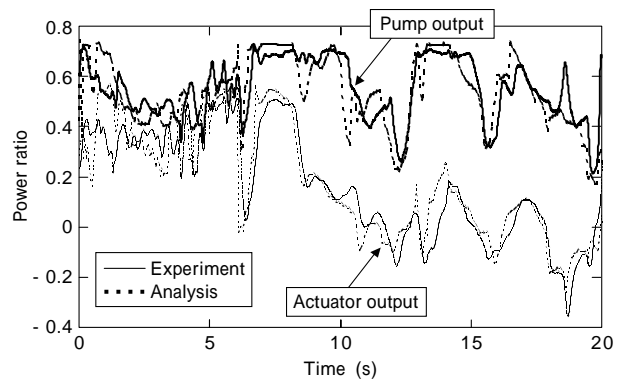


図7 実掘削時の動力シミュレーション  
Fig. 7 Simulation of power ratio on digging operation

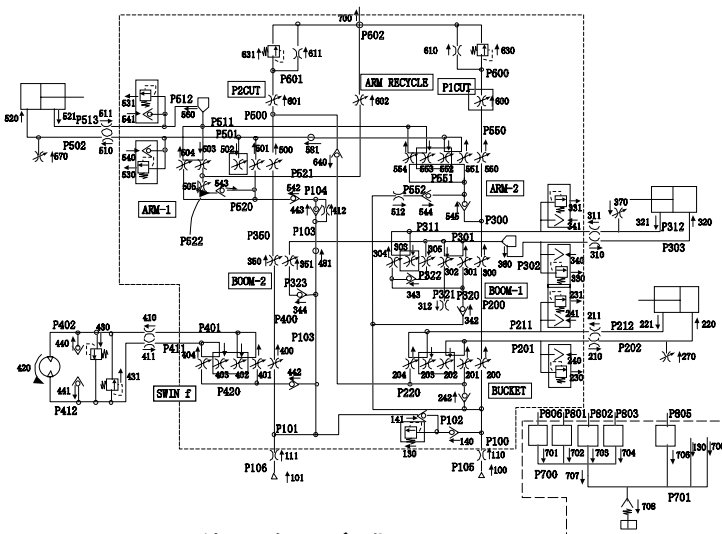


図6 SINDYSによる油圧回路のモデル化  
Fig. 6 Actual hydraulic circuit model by SINDYS

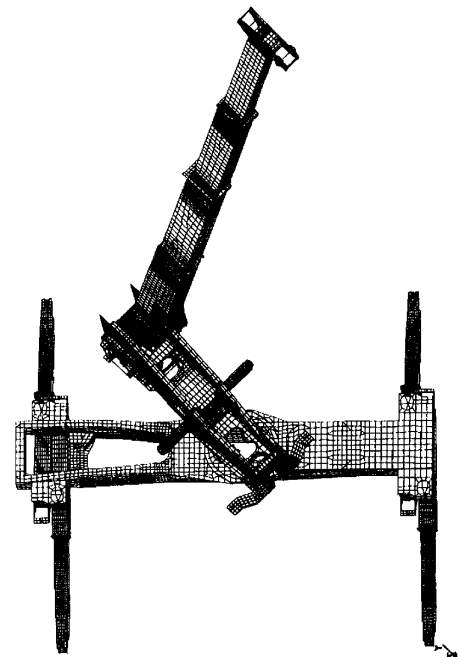


図8 ラフテレーンクレーンのFEMモデル  
Fig. 8 FEM model of rough terrain crane

析を実用的な解析時間で実行することができるようになり、クレーンのブーム操作のシミュレーションが可能となった。

### 2.2.3 建設機械の大変位挙動シミュレーション

建設機械では、ブームやアームなどのアタッチメントが3次元的に大きく運動するため、各種作業時にダイナミクスが発生する。この問題を解析する場合、アタッチメントは幾何学的非線形性を考慮する必要がある、またアタッチメントを駆動する油圧系との連成も考慮する必要がある。最近では、マルチボディ・ダイナミクスとしてこの分野の研究が盛んに行われている<sup>13)</sup>。当社では、油圧系、制御系、及び弾性振動を考慮した大変位挙動解析技術を開発<sup>14)15)</sup>してきた。ここでは、弾性振動を考慮した大変位挙動解析技術の実機への適用例として、油圧ショベルの実掘削時におけるエネルギー消費の動的シミュレーション、及びクレーンブームの大たわみ解析について述べる。

まず、油圧系とリンク機構系が連成する問題として、油圧システムからの発熱量を予測するシミュレーションを実施した例を紹介する。図5は解析に用いたモデル図である。アタッチメントの部分は、大変位はり要素を用

いてモデル化した。ブームシリンダは大変位シリンダ要素を用いている。油圧系は、油圧系の要素を用いて図6に示す油圧回路を忠実にモデル化している。また、旋回部分は油圧モータを介して油圧系と機構系が連成する部分であり、油圧モータ容量、減速比を考慮して座標変換を行う。実掘削時の消費動力の実測結果と解析結果を比較したものを図7に示すが、両者はよく一致している。このシミュレーションによって、ヒートバランスや省エネルギー性を定量的に評価できるようになった。

次に、ラフテレーンクレーンのブームの大変位解析を紹介する。一般の構造物は、はりやトラスではモデル化が困難な場合がある。このような場合、FEMによるモデリングが適しているが、そのまま大変位解析に用いると自由度が膨大になり、効率的ではない。そこで、FEMモデルを低次元化し、しかも大変位挙動を解析できる手法を開発<sup>16)</sup>して“SINDYS”に組込んでいる。FEMモデルは、CADデータを用いて図8に示すようにブーム、上部旋回体、下部構造体、アウトリガボックス、アウトリガビームで構成されており、総自由度数は160,000自由度である。これを低次元化することによって、モデルは240自由度までになり、解析効率が飛躍的に向上した。定格

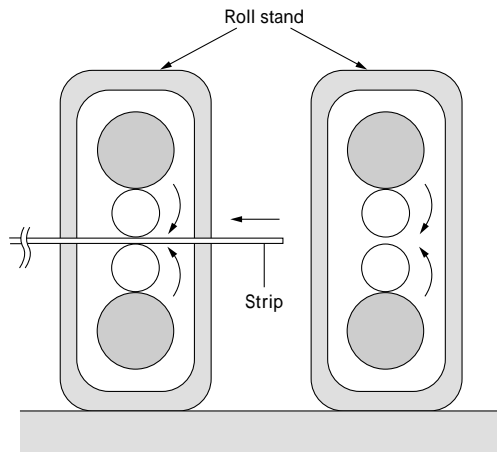


図9 圧延プロセスにおける線材のダイナミクス  
Fig. 9 Dynamics of strip in rolling process

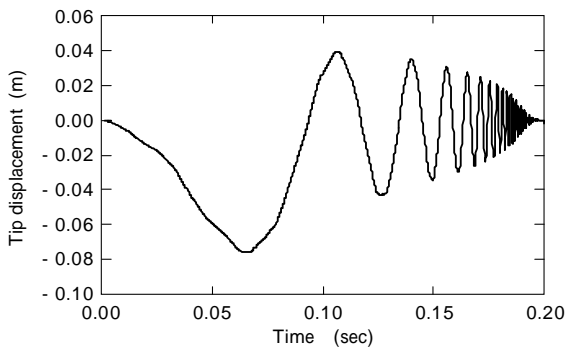


図10 軸方向に移動する線材の動的シミュレーション  
Fig.10 Dynamic simulation of beam moving along the axial direction

荷重載荷時に横荷重を与えたときのブームの変形解析を行い、実験結果と比較した結果、よく一致した。なお、従来の線形解析では、全く異なった結果になる。特にこの解析から、各部剛性の寄与度を明確にすることができ、設計段階で最適な剛性設計ができるようになった。

#### 2.2.4 鋼材の圧延時挙動シミュレーション

鋼板や線材の圧延速度の高速化に伴って発生する圧延材料の振動は、材料の表面品質を低下させる。この問題を解決するため、鋼材が圧延方向（長手方向）に高速で移動する際のダイナミクスを検討する解析手法を開発したので紹介する。非線形有限要素を適用したマルチボディ・ダイナミクスを用いることで、幾何学的非線形性を正しく考慮し、鋼材が圧延方向へ移動する効果を考慮した解析手法<sup>17)</sup>である。図9に示す圧延機に線材が高速で引込まれる際の振動挙動解析を行った適用事例を示す。図10に示すように、線材は比較的低次の振動をしつつ圧延機に引込まれ、時間とともに振動周期は短くなっていく。これは、引込みが進むにつれて線材の長さが短くなることによる効果である。このような難しい自励振動を抑制するための振動制御方式を検討するうえで、事前にシミュレーションによって評価することが大変役に立っている。

### 3. 配管内流体系の圧力脈動にかかわるシミュレーションの概要と適用事例

化学プラントや製鉄プラントなどでは数多くの圧縮機が使用されている。これら産業用圧縮機の中で、容積形

の往復圧縮機は間欠的な気体の吸込み/吐出しを行うため、接続する配管内流体系には特有の圧力脈動が発生する。このことから、API 618（米国石油協会規格 618）でも、圧力脈動の事前解析を推薦し、その許容値を明示している。

当社では、1915年に国産第1号の往復圧縮機を製造した長い歴史を持つことから、古くから圧力脈動解析法の開発をしてきており、1967年に伝達行列法を用いたデジタル計算機による圧力脈動解析法を開発した<sup>18)</sup>。この方法は、効率的な解析法であり実測値ともよく一致することから、国内産業界で広く用いられ、海外でも広く引用されている。その後当社では、葉山<sup>19)</sup>が提案した有限要素法による圧力脈動解析法の考え方を取入れ、周波数領域での有限要素法による圧力脈動解析コード“PULSAS”<sup>20)</sup>を1976年に新たに開発し、API規格対応などの改良を加えながら、今日までに数百ケース以上の実プラントの設計と圧力脈動対策に適用してきた。また、前述の非線形振動解析コード“SINDYS”をベースに、有限要素法による時間領域での往復圧縮機配管系の圧力脈動解析コード“SINDYS-PULSE”も開発し、API規格に対応してきた<sup>21)</sup>。さらに、配管系の振動応答解析コード“FRAVIA”<sup>22)</sup>を改良し、圧力脈動値を加振力として配管振動応答を求めるコード“FRAVIA-PULSAS”を開発し配管設計に使用している<sup>23)</sup>。往復圧縮機のガスの吸込み/吐出しを制御する自動弁（シリンダ弁）についても“DYVARC”を開発し、事前解析を行って弁の最適設計に役立てている<sup>24)</sup>。これらの圧力脈動解析及び配管振動解析は、往復圧縮機関係だけでなく一般の配管系の解析にも利用している。ここでは、その概要と適用事例を示す。

#### 3.1 圧力脈動解析コード“PULSAS”

まず、圧力脈動解析コード“PULSAS”の適用事例を紹介する。圧力脈動解析では流体の非線形減衰の見積もり誤差が圧力脈動値に大きく影響するとともに、混合ガスの音速の算定、圧縮機と配管のモデル化も脈動値の精度に影響してくる。図11に示す一酸化炭素ガス回収プラントでは、プロセス上、圧力制御を行っており、このため往復圧縮機から出る圧力脈動が制御系に悪影響を及ぼさないように事前検討した事例を紹介する<sup>20)</sup>。図11に示す各測定点での脈動率（圧力脈動値の全振幅とライン絶対圧との比）の実測値と計算値との比較を図12に示す。実プラントでの圧力脈動値の予測の難しさ、気柱共鳴を含んだ圧力脈動値の推定の難しさなどから考えて実測値と計算値はよく一致している。この事前解析により、圧力脈動値の大きな測定点を避けて制御用の圧力計を測定点に取付けることを決定し、問題なく稼働した。

#### 3.2 圧力脈動解析コード“SINDYS-PULSE”

次に、APIが推薦している往復圧縮機と配管系の流体連成を考慮できる圧力脈動解析コード“SINDYS-PULSE”の適用事例を紹介する。これは時刻歴応答解析を行うコードである。全長約70mの往復圧縮機配管系ラインにおいて、往復圧縮機回転数の4次の高調波成分が配管内で気柱共鳴を起こして圧力脈動値が大きく出た例を図13に示す<sup>21)</sup>。“SINDYS-PULSE”は、往復圧縮機と配管



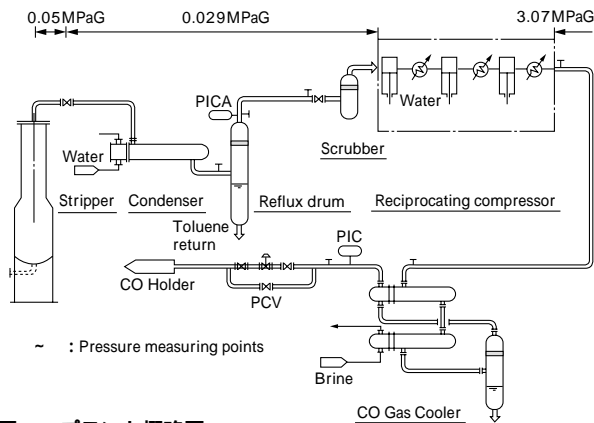


図11 プラント概略図  
Fig.11 Outline of plant

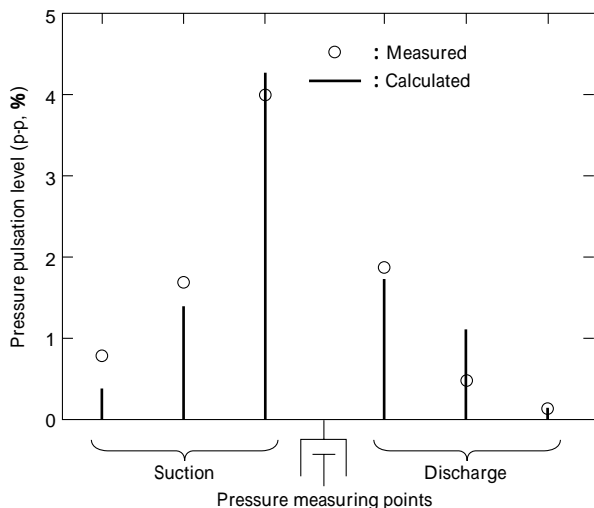


図12 圧力脈動の実測値と計算値の比較  
Fig.12 Comparison between measured and calculated pressure

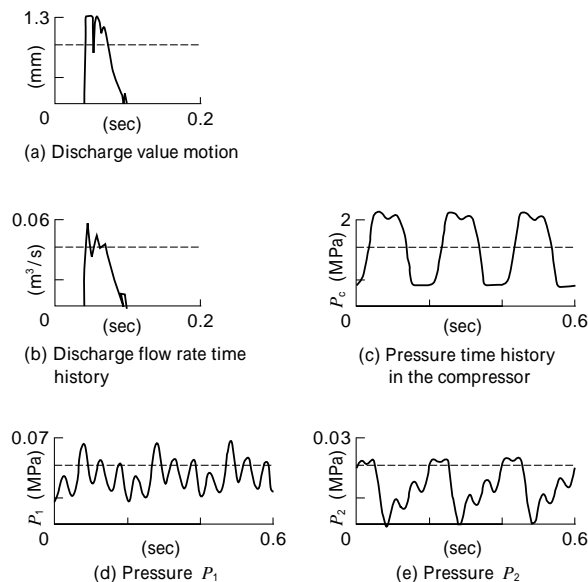


図13 弁挙動及び圧力脈動  
Fig.13 Valve motion and pressure pulsations

系の流体連成を考慮できることを特長としており、この配管系ラインを用いて各種計算法による結果を比較した結果、往復圧縮機近くの配管系に大きな圧力脈動が生じている場合は、流体連成を考慮した方が精度が向上することが分かった。

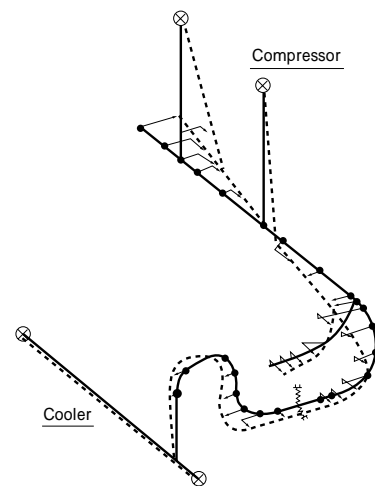


図14 圧力脈動による配管振動応答  
Fig.14 Vibration of reciprocating compressor piping systems

### 3.3 配管振動解析コード“FRAVIA-PULSAS”

水素ガス昇圧プラントにおいて、試運転時に配管振動が発生した事例を示す。往復圧縮機回りの配管振動計算についても API は推薦している。この事例の振動は、往復圧縮機から発生する圧力脈動が配管内で気柱共鳴を起こし、さらに配管の共振周波数とも一致したことが原因であり、これにより大きな配管振動が生じた。圧力脈動及び配管振動応答を計算してその対策を検討した。振動が最も大きくなったときの配管振動応答結果を図14に示す。この結果は、前述の“PULSAS”による圧力脈動計算結果を外力として、配管振動応答を“FRAVIA-PULSAS”で計算したものである。これらの計算により、圧力脈動対策として配管内の最適な位置にオリフィスを挿入するとともに、配管振動対策として配管サポートを最適配置することによって配管振動を低減させた。

### 3.4 弁挙動解析コード“DYVARC”

最後に、往復圧縮機用自動弁の挙動解析コード“DYVARC”の適用事例を示す。往復圧縮機の高圧ガスの吸込み/吐出しを制御する自動弁（シリンダ弁）は、流量や効率を左右する重要な機器要素の一つである。従って、往復圧縮機の仕様に最適な弁を選定する必要があり、設計段階で事前検討するため“DYVARC”を開発した。弁の挙動に影響する圧縮性流体の流れ、及び弁座/弁受け、空気溜まりなど圧縮機用弁特有の構造は非線形性が強い系であり、数値計算誤差を生じやすい。図15に弁の動きの計算結果と測定結果の比較を示す。ほぼ理想的な動きをする弁からフラッターリングを起こしている弁まで、精度良く計算できていることが分かる<sup>25)</sup>。また、弁の衝突速度が大きい場合は弁破損の原因となるが、計算により衝突速度が許容値以内に収まるように設計している。

## 4. 回転機械の安定性解析コード“ROTAS”の概要と適用事例

回転機械は、日本の経済成長とともに、大型化、高速化、高出力化してきたが、その一方で振動問題との戦いでもあった。これに対応するため、設計段階から固有振動数や振動応答をチェックして設計に反映するシミュ

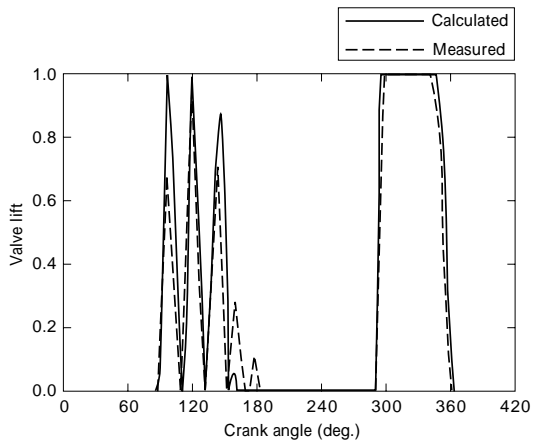


図15 圧縮機用弁の動き（計算と測定の比較）  
Fig.15 Compressor valve movement

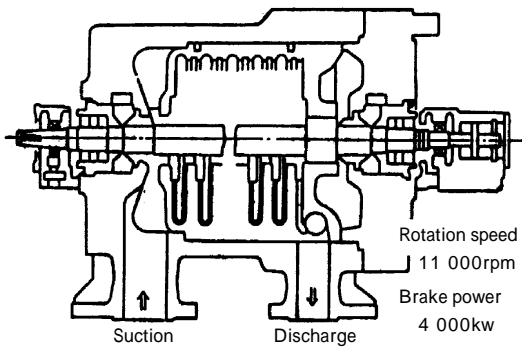


図16 遠心圧縮機  
Fig.16 Centrifugal compressor

レーシジョン技術の開発と普及が、1960年代から1980年代に掛けて国内で行われてきた。当社でも、ロータダイナミクスの歴史は、振動トラブルとその対策、シミュレーション技術<sup>26)27)</sup>の開発、設計段階での事前詳細検討、設計部門への技術移管、などが振動分野の中でも他に先駆けて行われた技術分野であり、大きな軌跡を残している。ここでは、遠心圧縮機への適用事例を示し回転機械の設計に生かされている現状を紹介する。

図16に示す遠心圧縮機的设计段階において、圧力、流量などの基本条件が与えられると回転数、インペラ数、大きさが決められ、次に軸径、スパン、軸受形状などが選択されて、軸系としての姿が出来上がる。これを振動系にモデル化すれば、複素固有値解析によって固有振動数、減衰率、モードなどの振動特性値を求めることができる。複素固有値あるいは固有振動数、減衰率は、危険速度や共振倍率に簡単に变换でき、基準を満たすかどうか判断することができる。条件を満足しない場合は、軸寸法や軸受け諸元の変更を行う。内部摩擦や流体連成力を考慮する場合には、非対称連成ばね力に置換えて導入し、同様の複素固有値解析を行う。回転機械安定性解析コード“ROTAS”は、上記の複素固有値解析(図17)やアンバランスによる不つりあい応答解析を行うことができ、設計ツールとして活躍している。

## 5. 超大型浮体式海洋構造物(メガフロート)の振動解析事例

空港などへの超大型浮体式海洋構造物の適用を目指し

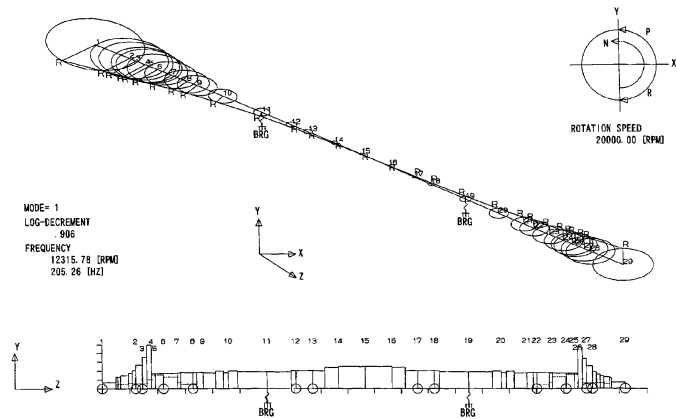


図17 回転機械の安定性解析  
Fig.17 Stability analysis of rotating machinery

て、1995年に造船13社、鉄鋼4社からなるメガフロート技術研究組合が発足し、国土交通省と日本財団の補助の下、海上空港の実現に向けて研究が進められてきた。その中で、メガフロート空港に航空機が着陸したときの浮体構造物の挙動を予測する技術が必要となり、市販の汎用FEMコードNASTRANを用いた以下の解析技術<sup>28)</sup>を開発した。

長さ5km級のメガフロートの振動特性を有限要素法を用いて解析する場合、解析自由度が膨大になるため、解析モデルの低次元化が必要となる。また、構造物に加わる流体力の影響も考慮する必要がある。そこで、3次元構造物を等価な2次元の板構造物に低次元化する方法及び流体付加質量を考慮した解析モデルを開発した。図18に、5km級のメガフロート空港に航空機(B747-400)が着陸した時の浮体の挙動シミュレーション結果を示す。航空機が滑走することによって浮体の曲げ波が滑走方向に進行している様子が分かる。なお、1km級浮体を実際に製作し横須賀沖に浮べ、航空機DHC-8の離着陸実験を行った。このときの実測値と計算値を比較した結果、両者はよく一致しており、本解析技術は設計ツールとして使用可能なことを確認している<sup>29)</sup>。

あとがき = 産業機械、建設機械、土木構造物などに現れるダイナミクスを評価するためのシミュレーション技術について、当社の経験を基に紹介した。シミュレーションコードについては、自社開発コードは、解析の複雑化・高度化などに対応したアルゴリズムの開発、先端解析技術の開発・導入、プログラムのいわゆる“癖”などに対処できる大きな利点がある反面、メンテナンス、プリ・ポストの充実、3D-CADとの連携などに時間をかける必要があり、自社開発と汎用とをうまく使い分けた利用が望ましい。特に、シミュレーションコードはブラックボックス化しがちであるだけに、物理現象の理解とシミュレーション技術を兼ね備えた人材を継続して育成することも重要である。

シミュレーション技術の確立は、試作図面の高い完成度、初期製品品質の大幅な向上、無理のない上市計画達成などに寄与し、これは製品の開発・設計プロセスの変革を意味する。今後とも、これまで以上のスピード開発

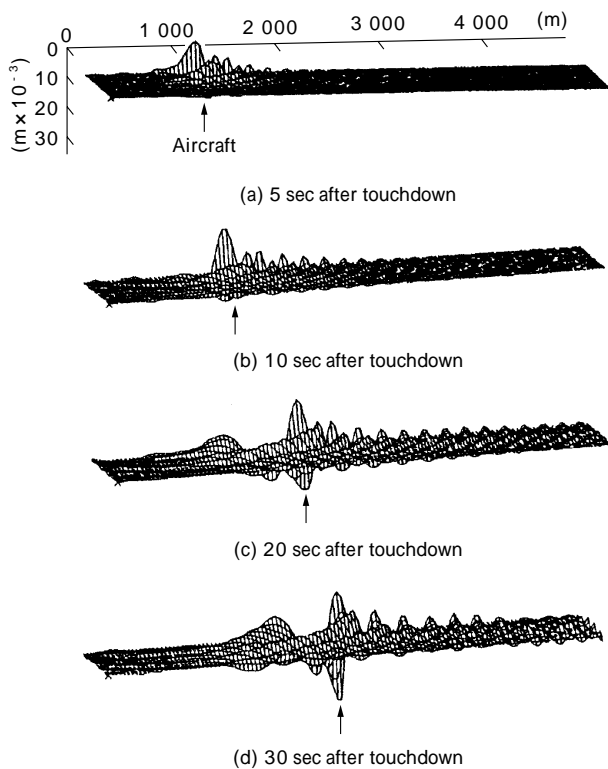


図18 航空機滑走中のメガフロート変形図  
Fig.18 Deformation of Mega-Float after touchdown of aircraft

がメーカーに求められおり、これを達成するためにはコンカレント・エンジニアリングは不可欠であり、その中で、ダイナミクスに関するシミュレーション技術の重要性はますます高まるものと考えている。

#### 参考文献

- 1) 日経メカニカル, No.513 (1997) p.39.
- 2) 井上喜雄: 油圧技術, 20-1 (1981) p.25.
- 3) 藤川猛ほか: R&D 神戸製鋼技報, Vol.37, No.1 (1987) p.93.
- 4) 藤川猛ほか: 日本機械学会論文集, Vol.67, No.656 (2001), p.929.
- 5) 今西悦二郎ほか: 日本機械学会論文集, Vol.52, No.476 (1986) p.1232.
- 6) 鷲津久一郎ほか: 有限要素法ハンドブック 応用編, (1981)

p.65, 培風館.

- 7) Guyan, R. J.: AIAA J., Vol.3, No.2 (1965) p.380.
- 8) 長松昭男ほか: 部分構造合成法, (1991) p.103, 培風館.
- 9) 今西悦二郎ほか: R&D 神戸製鋼技報, Vol.48, No.2 (1998) p.14.
- 10) 廣岡栄子ほか: D & D 講演論文集, No.940-26 (1994) p.113.
- 11) 清水信行ほか: 日本機械学会論文集, Vol.46, No. 401 (1980-1) p. 26.
- 12) 今西悦二郎ほか: 日本機械学会論文集, Vol.63, No.608 (1997) p.1118.
- 13) 日本機械学会計算力学部門, コンピュータ・ダイナミクス研究会 (Phase-2) (a-TS01-6) 報告書, (1998)
- 14) 頭井洋ほか: 日本機械学会論文集, Vol.52, No.483 (1986) p.2814.
- 15) 今西悦二郎ほか: 日本機械学会論文集, Vol. 53, No.492 (1987) p.1711.
- 16) 本家浩一ほか: 日本機械学会論文集, Vol.64, No.620 (1998-4) p.1176.
- 17) 菅野直紀ほか: 日本機械学会論文集, Vol.67, No.653 (2001) p.37.
- 18) 阿部亨ほか: 日本機械学会論文集, Vol.35, No.277 (1969) p.1910.
- 19) 葉山眞治: 日本機械学会講演論文集, Vol.730, No.14 (1973) p.113.
- 20) 藤川猛ほか: R&D 神戸製鋼技報, Vol.37, No.1 (1987) p.59.
- 21) 加藤稔ほか: 日本機械学会論文集, Vol. 52, No.481 (1986) p.2375.
- 22) 藤川猛ほか: 配管技術, No.79-11 (1979) p.51.
- 23) 神戸製鋼の新技術・新製品カタログ, p.284.
- 24) 加藤稔ほか: 日本機械学会論文集, Vol.54, No.505, C (1988-9) p.2148.
- 25) 加藤稔ほか: 日本機械学会 D&D2001 講演論文集, No.610 (2001)
- 26) 黒橋道也ほか: 日本機械学会論文集, Vol.47, No.422 (1981) p.1269.
- 27) 黒橋道也ほか: 日本機械学会論文集, Vol.48, No.433 (1982) p.1398.
- 28) 上田宏樹ほか: R&D 神戸製鋼技報, Vol.48, No.2 (1998) p.22.
- 29) メガフロート技術研究組合: 研究成果報告書 (2000)