OUKA
The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	リンク機構設計における多領域最適化システムの研究
Author(s)	藤田, 喜久雄; 赤木, 新介; 三木, 智之
Citation	日本機械学会論文集 C編. 1994, 60(579), p. 3670-3677
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/3189
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

日本機械学会論文集 (C 編)
62 巻 579 号 (1994-11)

論文 No. 94-0352

リンク機構設計における多領域最適化システムの研究*

藤田 喜久雄†, 赤木 新介†, 三木 智之‡

Multi-Disciplinary Optimization System for Link Mechanism Design

Kikuo FUJITA, Shinsuke AKAGI and Satoshi MIKI

In the design process of the products, various aspects should be dealt with concurrently and simultaneously, since they include a large number of functional disciplines. In this paper, we discuss the multi-disciplinary design problem of link mechanisms, especially from the viewpoint of multi-disciplinary modeling and optimization technique for linkage shape synthesis and structural strength design. Based on it, we show a formulation of such multi-disciplinary design problem, and develop an automated design optimization system by using object-oriented modeling technique, symbolic programming technique and algebraic programming language for automated generation of optimization model concerning the above several functional disciplines, and by using the generalized reduced gradient method as an optimization algorithm. Finally we apply it to the design of a hydraulic shovel in order to show its effectiveness.

Key Words : Design Engineering, Multi-Disciplinary Optimization, Optimal Design, Modeling, Object-Orientation, Link Mechanism, Kinematics, Strength, Hydraulic Shovel

1 緒 言

リンク機構は各種の機械装置における重要な構成要素であり，その形態や形状は機械システムそのものの性能に大きな影響を及ぼす．そのようなリンク機構の設計においては，運動に関わる機構の形状や各構成部材の強度設計などの多領域にわたる内容を考慮する必要がある．しかし，実際の設計においては，それらの多様な内容を同時に検討しながら設計を行なうことは容易ではない．加えて，そのような多領域の内容に対して数理計画法を用いた最適化手法を適用することは，最適化計算モデルの取り扱いや最適化アルゴリズムなどの面でも困難を伴うものと思われる．一方，このような多領域にわたった最適化を同時に行なおうとする試みは，多領域最適化 (Multi-Disciplinary Optimization，MDO) の問題として，航空機設計などの分野において近年盛んに試みられつつある[(1)(2)]が，今後，他の様々な設計問題においても考慮していくべき課題であると考えられる．

そこで，本研究ではリンク機構設計における多領域最適化の意義について検討した上で，著者がリンク機構形状の最適設計支援システム[(3)(4)]で用いたオブジェクト指向に基づく対象モデリングの方法を発展させ，多領域設計問題についても対応できるようにするために，従来からの機構形状の最適化に加えて，強度設計における問題領域をも同時に考慮した設計最適化が実行できるようにする．また，土木工事用油圧ショベルのフロント部リンク機構の最適設計に適用して，その有効性を検証する．

2 リンク機構の設計問題と多領域最適化

上述のように，リンク機構の設計では，機構そのもののスケルトン状の形状を決定するとともに，全体を構成している各構成部材それぞれの具体的な形状をも同時に考慮しつつ，多領域の内容に対して最適な設計を行なう必要がある．図 1はそのような状況を概念的に示したものである．

機構そのものの形状設計では，例えば，図 2に示すようなリンク機構 (後出の 7節で取り上げる油圧ショベルのフロント部リンク機構の例． Boom, Arm などの

*原稿受付 1994 年 3 月 11 日.
†正員，大阪大学工学部 (〒 **565** 吹田市山田丘 2-1).
‡学生員，大阪大学大学院工学研究科.

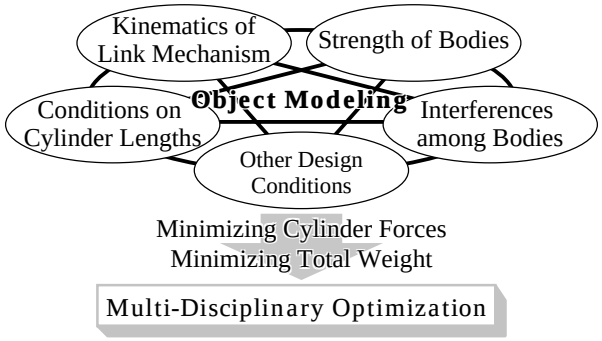

図 1　リンク機構設計における多領域最適化の概念

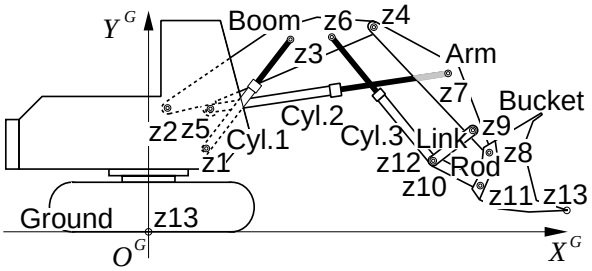

図 2　リンク機構の一例 — 油圧ショベルの機構

部材が z1, z2 ⋯ などのジョイントにより接続されている) においては，与えられたパスに従って機構が動作できるようにするとともに，部材に作用する力や駆動装置である油圧シリンダなどにおいて必要となる動力をできるだけ小さくできるような設計が求められる．加えて，設計対象がリンク機構として成立するためには，部材間の干渉についての条件なども考慮する必要がある．

一方，各部材の形状設計では，上記の機構形状に従って各構成部材の具体的な形状を決定する必要がある．このとき，強度についての条件を考慮することはもちろんのこと，部材の形状が変わればその重量が変化することになり，機構に作用する力やモーメントも変動することになるほか，干渉に関する条件なども各部材形状の影響を受ける．また，スケルトン状に規定された機構形状に連動させて，具体的な肉厚を伴った構造材としての部材の詳細形状をどのように決定していくかということも問題となる点である．

以上のように，両者の設計問題は個々に独立した問題ではなく，相互に関連しあった問題であるため，様々な面にバランスのとれた最適設計を行なうためには，多領域最適化の考え方に基づいた設計を行なう必要がある．しかし，それぞれの対象領域を統合化した数学的な定式化を行なうことは容易ではないため，コンピュータを用いた支援機能により最適化計算のための対象モデルを自動的に生成できるようにして，設計支援を行なうことが重要であると考えられる．

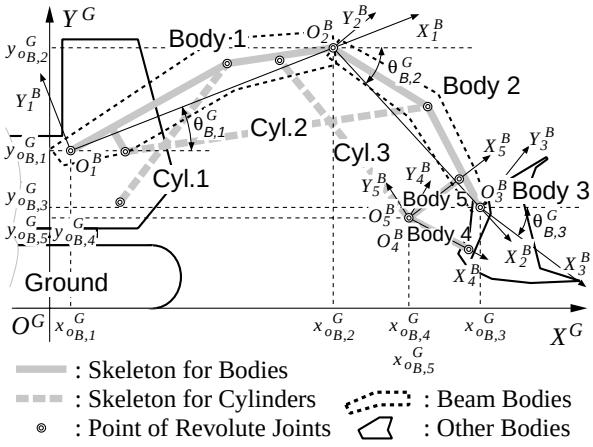

図 3　機構全体のスケルトンモデル

3　多領域最適化のための対象モデル

3.1　対象モデルの構成　前節で述べたような多領域最適化の問題を解くためには，最適化計算モデルの構成内容が重要となる．本研究では，機構形状の最適化に対しては “スケルトンモデル”を，各部材の強度設計などについては材料力学における “はりモデル”を用い，両者を連動させることにより，多領域にわたる最適化計算モデルを生成するようにする．以下に，それぞれの具体的な構成について述べる．

3.2　機構形状設計のためのスケルトンモデル

設計対象の機構としてのモデリングについては，各部材の肉厚を考慮しないスケルトンモデルを用い，各部材の各部の長さや折れ点での曲がり具合，ジョイントの位置などを最適化計算における設計変数として設定する．その上で，機構の動作や力学的な関係式についての計算モデルを導出するようにする．このとき，力学的な関係式における各部材の重量は，次項で示すはりモデルをもとに算出したものを用いる必要があり，両者が互いに関連を持つことになる．

図 3と図 4は，以上のようなスケルトンモデルの構成を示したものであり，まず，図 3のように，各構成部材ごとに局所的な座標系 O_b^B-$X_b^B Y_b^B$ を導入して，機構全体の構成を表現する．その上で，図 4に示すように，部材の中心軸を必要に応じて折れ線状のスケルトンとして表現し，各ジョイントの位置をそのようなスケルトン座標系 O_m^M-$X_m^M Y_m^M$ 上において定義するようにする．このような表現方法に対して，前者については $l_{M,m}$, $\theta_{M,m}^B$ などの長さや角度が，後者については $x_{J,j}^{M,m}$,

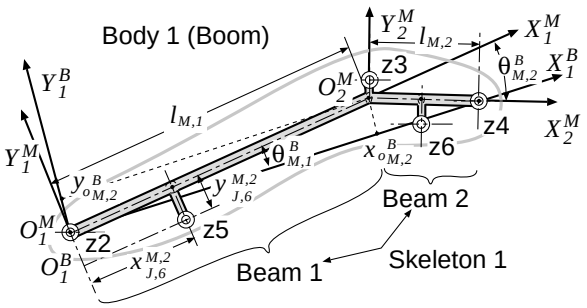

図 4　機構構成部材のスケルトンモデル

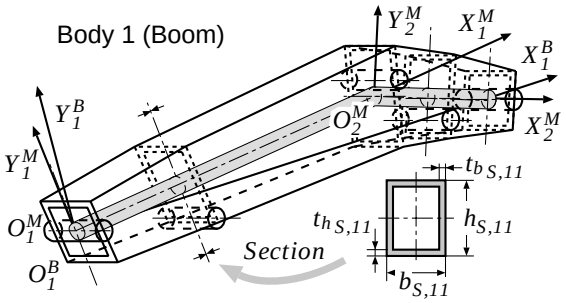

図 5　機構部材のはりモデル

$y^{M,m}_{J,j}$ などのジョイント位置座標が，最適化計算において決定すべき設計変数に対応する．

3.3　部材形状設計のためのはりモデル　強度設計などに係わる部材形状の設計を行なうためには，上述の機構スケルトンに従って具体的な部材の形状を実際に定める必要がある．本研究では，そのような形状を各スケルトンまわりに一定の様式に従って断面形状が一様に変化するようにして定めるものとし，各代表断面での代表寸法や肉厚などを最適化計算における設計変数とする．図 5はそのような定義方法の一例を示したものである．図の例では，断面形状を中空長方形断面と仮定した上で，ジョイントの位置などを基準とした代表断面での形状を $b_{S,ms}$, $h_{S,ms}$, $t_{bS,ms}$, $t_{hS,ms}$ などの変数により定義し，それらを連続的に結合することにより，部材全体の形状を定めている．

以上のような内容は，上述のように強度に関する条件を左右するほか，部材重量や部材間の干渉に関する条件にも影響を及ぼす因子である．

4　多領域最適化問題の構成

本節では，前節で述べた対象モデルに基づく多領域最適設計問題の定式化の構成について述べる．

4.1　設計変数　設計変数には，機構全体のスケルトン形状と各構成部材の形態やジョイント位置などを表現する $l_{M,m}$, $\theta^B_{M,m}$ や $x^{M,m}_{J,j}$, $y^{M,m}_{J,j}$ などの変数 (図 3と図 4を参照)，および，各構成部材のはりとしての断面形状を規定する $b_{S,ms}$, $h_{S,ms}$, $t_{bS,ms}$, $t_{hS,ms}$ などの変数 (図 5を参照) を考える．

4.2　制約条件　制約条件としては，以下の各項目を考慮する必要がある．

(1) 個々の部材が構造材としての形状を持つための条件として，以下の各項目を考慮する．

i) 部材上に想定した各はりがその順序に従って接続されており，かつ，それらの接続部が段差を生じないための等式制約条件.
ii) 部材上に想定したはりの部分長を一定値以上にするための不等式制約条件.
iii) 例えば，中空断面部材において，板厚 $t_{bS,ms}$, $t_{hS,ms}$ の 2 倍が部材断面の幅 $b_{S,ms}$ や高さ $h_{S,ms}$ を越えないための不等式制約条件.
iv) 部材の板厚を一定値以上としたり，断面の縦横比を一定の範囲内に抑えたりするための不等式制約条件.
v) 例えば，各部材毎にその幅を一定にするなど，個別の設計問題において人為的に設定された，各部材の断面形状に統一性を持たせるための様々な条件.

(2) 部材に生じる応力が許容応力を越えないための不等式制約条件.
(3) 機構の運動時に，部材が互いに干渉しないための不等式制約条件.
(4) スケルトン上に想定したジョイントが具体的な部材の内部に存在するように，ジョイント位置の y 座標値 $y^{M,m}_{J,j}$ を一定の範囲内に収めるための不等式制約条件.
(5) 機構を駆動するシリンダが動作する際の長さに関して，その最大値が最小値の 2 倍程度以下でなければならないという不等式制約条件.

なお，以上の各制約条件式や後出の目的関数の内容は，機構学上の幾何学的関係式や力学的関係式を解くことにより導出される諸量を用いることにより，算出されるものである．

4.3　目的関数　前節で示した対象モデルにおける設計目標には，以下のものが挙げられる．

- 要求される運動を行なうために必要となるシリンダ力の総和 ··· 図 2に示したような機構の場合，次式により機構の動作に必要となるシリンダサイズ

の最小化をはかる必要がある[5].

$$min.\, Z_1 = \sum_{i=1}^{I} \max_{\lambda} F_i(\lambda) \tag{1}$$

ここで，i：原動節，I：原動節の総数，λ：従動節の動作パスを構成する動作位置に対するインデックス，$F_i(\lambda)$：動作位置λにおいて原動節iに作用する力である．

- 機構を構成する全部材の重量 ··· 機構の重量は機構そのもののコストに関係し，さらに運動性能にも影響を及ぼすことから，次式により最小化をはかる必要がある．

$$min.\, Z_2 = \sum_{j=1}^{J} W_j \tag{2}$$

ここで，j：部材，J：部材の総数，W_j：部材$_j$の重量である．具体的な部材の重量は，図5に示したモデルをもとに各設計変数からその体積を計算し，さらに，各ジョイント部の重量をその部分の断面積に比例させるなどして加算することにより，求めるものとする．

これらは互いに影響を及ぼし合う設計目標であり，実際に最適化計算を行なうためには，

$$min.\, Z = w_1 Z_1 + w_2 Z_2 \tag{3}$$

などとして，多目的最適化問題[6]として取り扱う必要がある．ただし，w_1, w_2は重み付けの係数である．

4.4 最適化アルゴリズム 以上のような最適化問題は，制約条件付き非線形最適化問題であり，数多くの制約条件式を考慮する必要があるなどの理由により，一般縮小勾配法[7]を最適化アルゴリズムとして用いる．なお，式(1)中のミニ・マックス操作を直接，最適化計算において行なうことは計算量の増大を招くため，実際には，シミュレーションにより各シリンダ力が最大となる動作パスのインデックスλ_i^*を求めておいた上で，そのような動作点におけるシリンダ力の総和である

$$min.\, Z_1' = \sum_{i=1}^{I} F_i(\lambda_i^*) \tag{4}$$

を最小化するなどの計算上の工夫[5]を施す必要もある．

5 最適設計支援システム

5.1 システム構成 前節で示した定式化による最適化計算を行なうための設計支援システムの構成を図6に示す．各部の詳細は以下に示すが，全体は，機構形状入力部・定式化実行部・最適化計算実行部・最適化結果出力部とから構成されており，それらが，順次，処理を受け継いで行くことにより，リンク機構の多領域最適設計が行なえるようになっている．なお，本システムは，UNIX ワークステーション上に，COMMON LISP 上のオブジェクト指向環境 CLOS[8]を中心として用いることにより構築している．

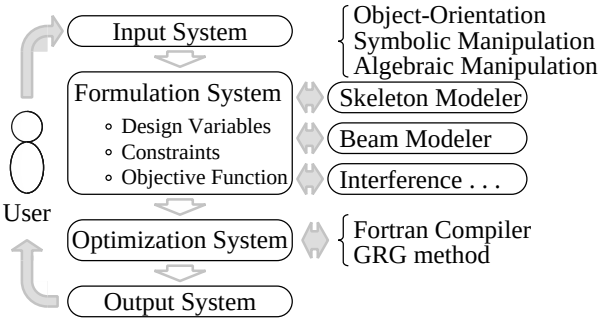

図6 最適設計支援システムの構成

5.2 機構形状の入力部 機構形状入力部は，ユーザである設計者が最適化すべきリンク機構の構成や初期形状を設定する部分であり，マルチウインドウ上の GUI (グラフィカルユーザインターフェース) 機能を用いることにより，インターラクティブにそれらを操作できるようになっている．なお，各部における GUI 機能については，CLOS 上の GUI 構築ツール LispView[9]を用いて構成している．

5.3 最適化モデルの生成部 定式化実行部は，機構形状入力部の機能により定義されたリンク機構に対して，多領域最適化を行なうために必要となる対象モデルを自動的に生成する部分であり，設計者によって設定された設計変数や目的関数とともに，機構における幾何学的な関係式や力学的な関係式，各部材における応力分布や干渉に関する条件式などを Fortran のサブルーチンとして記述する部分である．

この部分では，3節で述べた対象モデルに基づいて定式化処理を自動的に行なうべく，機構形状設計のためのスケルトンモデルや強度設計のためのはりモデルとの連係をはかる構成になっており，設計対象のリンク機構をオブジェクト指向に基づいて表現した上で，Lisp 言語による記号処理や REDUCE 3.4[10]による数式処理の機能を用いることにより，計算時間などの面でも効率的な最適化計算モデルを作成するようにする[3][4]．また，各種の等式制約条件式のうち，ある設計変数について陽に解くことのできるものに関し

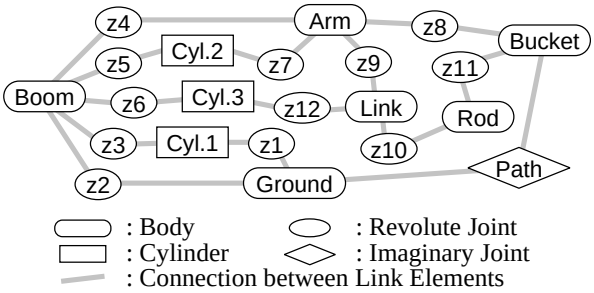

図 7　機構スケルトンのグラフ表現

ては，あらかじめ変数の代入処理を行なうことによって，最適化問題のサイズを小さくするようにする．

なお，定式化処理の詳細については次節で述べる．

5.4　最適化計算の実行と最適化結果の出力部

最適化実行部は，前項のようにして得られる制約条件式や目的関数式を計算するための Fortran のソースファイルをもとに，それらを一般縮小勾配法のプログラムとリンクし，具体的な最適化計算を実行する部分である．また，そのようにして最終的に得られる最適化計算の結果は，最適化結果出力部の機能によりグラフィカルに表示される．

6　オブジェクト指向モデリングによる定式化機能

本節では，前述の最適設計支援システムのうち，定式化実行部における具体的な対象表現の方法やそれをもとにした定式化機能について述べる．

6.1　オブジェクト指向モデリング　最適化計算モデルの導出過程を汎用的に広く自動化するためには，設計すべき対象を個別の事例に依存しない形式でコンピュータ上に表現する必要がある．本研究では，そのような表現方法として，対象のグラフ表現に基づいたオブジェクト指向によるモデリング手法[3][4]を導入する．

図 7は，そのような表現方法が有効であることの一例として，あるリンク機構 (前出図 2参照) を構成する部材とジョイントとの連結関係がネットワーク状のグラフ構造に対応付けられることを示している．また，機構の動作時における従動節の位置情報についても，従動節を仮想的なジョイントを介して適当な基準点に接続することにより，同様のグラフ構造の中で表現することができる[3]．このほか，各構成部材やその形状情報なども，同様のグラフ構造により表現することができる．

以上のようなグラフ状の表現に基づいて，グラフのノードをオブジェクト (インスタンス) として表現する一方，様々な処理を抽象化して共通化しクラスにメソッドとして定義するようにして，オブジェクト指向プログラミングの技法を導入する．これにより，3節や 4節で示したような数多くの要素から構成されるリンク機構の多領域最適化問題に対して，その複雑な定式化処理を自動化することのできるシステムを比較的容易に構築できるようになるほか，システムそのものの汎用性もより高いものとすることが期待できる．

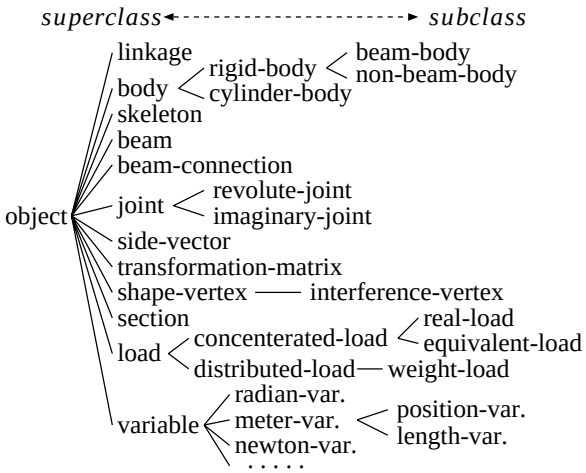

図 8　対象モデリングのためのクラスとその階層関係

6.1.1　クラス階層　図 8は，上述のオブジェクト指向によるモデリングを行なうためのオブジェクトについて，クラスオブジェクトの階層関係を示したものである．主要なオブジェクトの内容を以下に示す．

- linkage … 設計すべきリンク機構の全体を表現したオブジェクトであり，後述の body や joint のオブジェクトと相互に参照できる．
- body … リンク機構を構成する部材のオブジェクトであり，skeleton のオブジェクトを相互に参照できるほか，それぞれに固定された局所座標系に関する情報，自重や重心位置などを保持する．
- skeleton … 部材を機構の要素としてとらえた場合のスケルトンを表現したオブジェクト．
- beam … skeleton における折れ線の各線分の部分を表現したオブジェクトであり，その上に定義された joint を参照できるほか，はりの形状寸法に係わる設計変数の名称なども保持する．
- beam-connection … skeleton を構成する beam 間の接続点を表現したオブジェクトであり，その位置や相互に伝達される力やモーメントなどを保持する．

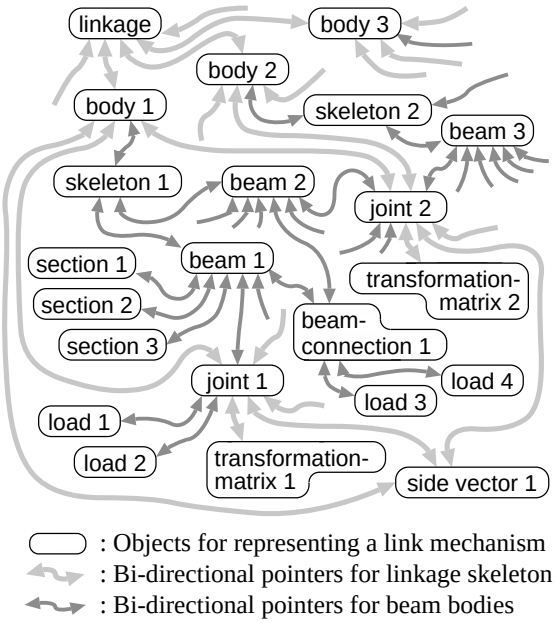

図 9　リンク機構のオブジェクト指向表現

joint … 各部材上に存在するジョイントを表すオブジェクトであり，具体的な位置座標に関する情報やジョイントを通じて伝達される力やモーメント，transformation-matrix などを保持する．

side-vector … 後述の機構解析におけるベクトル解法を適用する際に必要となる 2 つのジョイントを結んだベクトルを表すためのオブジェクト．

transformation-matrix … ジョイントの位置についての座標変換を行なうための行列を保持するオブジェクト．

shape-vertex … 各部材の形状における外形線の頂点を表すオブジェクトであり，部材間の干渉に関する条件を処理するために用いられる．

section … 上記の beam における各断面に対応するオブジェクトであり，それぞれの箇所での断面積などを保持する．また，このクラスのサブクラスとして，断面形状の様式に応じたものを個別に用意しておく．

load … beam に作用する様々な荷重を表現するためのオブジェクトであり，力やモーメントの大きさや方向，作用点の座標値などを保持する．

variable … 最適化計算において設計変数となるものを含めて，設計対象であるリンク機構における形状や挙動，状態などを表現するためのオブジェクトであり，各変数の次元や内容に応じたサブクラスを用意する．

6.1.2　リンク機構の表現　図 9は，図 8に示した各種のクラスオブジェクトを用いてあるリンク機構のスケルトンモデルとそれを構成する部材を表現する場合におけるインスタンスオブジェクトとそれらの間の関係を部分的に示したものである．図中では，body と joint のオブジェクトが，前出の図 7に示したようなリンク機構における部材とジョイント間の関係を表している．さらに，ある body に対しては，skeleton, beam，beam-connection などのオブジェクトを用いることにより，その部材の具体的な形状が表現されている．この他，部材をはりとみなした場合の応力を評価するために用いる section や load などのオブジェクトも，それぞれ関連のあるオブジェクトに対して結び付けられている．以下に示す具体的な定式化処理は，このようなオブジェクト間の関係をたどっていくことにより，リンク機構の構成を参照しながら行なわれる．

6.2　機構の運動に関する定式化処理　まず，機構の動作についての幾何学的な関係式である従動節の変位から機構各部の位置関係を求めるための計算式を導出する方法[4]について示す．

図 2に示したようなリンク機構においては，前述のように，従動節をある基準点に対して仮想的なジョイントにより接続することにより，機構のすべての部分がグラフ表現における閉ループの何れかの部分に含まれるようになる (前出図 7)[3]．それに基づいて，上記の幾何学的な関係を，すべての独立した閉ループにおける幾何学的関係，すなわち「ループに沿って一周する座標変換が恒等変換となる」という条件として扱うようにする．さらに，計算量の低減をはかるために，恒等変換の条件をベクトル解法 (平面三角の解法)[11]により取り扱って，各ジョイント部などにおける相対的な位置関係を求めるようにし，その結果を用いて絶対座標系における機構各部の位置情報を求めるようにする．なお，閉ループが 4 節リンク構造を含むなどの場合には，一本の仮想的な部材を適切な位置に追加して 2 つの 3 節リンク構造に分解することにより，対応することができる．

以上の処理は，図 9に示した対象表現のもと，body と joint 間のつながりを参照しながら適切な閉ループを探索により切り出し，さらに，そのようにして導き出された平面三角の部分に対して，side-vector の持つ情報をもとにベクトル解法を適用することにより，各辺の長さと角度との間の関係式を導出する．続いて，各 joint について，transformation-matrix を用いて絶対座標系における位置を定めるための関係式を導出する．なお，この過程における座標変換行列の演算処理に

は，数式処理パッケージ REDUCE の機能を用いる．

6.3 機構の力学的関係式についての定式化処理

次に，リンク機構の各部に作用する力やモーメントを求めるための関係式を導出する方法[3]について示す．

力学的な関係式については，図 9に示した対象表現のもと，各 body において joint などを介して作用する力とモーメントを列挙した上で，それらの間での各方向成分についての釣合式を導出しておき，最適化計算の過程でそのような連立一次方程式を Gauss-Jordan 法により数値的に解くことにより，各部分に作用する力やモーメントを求めるようにする．

このとき，各部材の自重とその重心位置については，図 5にも示したはりモデルにおける断面形状を REDUCE の機能により数式として積分することにより，各設計変数に対する関係式として定めておく．

6.4 各部材の強度評価に関する定式化処理

機構部材の強度評価に関しては，まず，前項のようにして求められる力やモーメントから，それぞれの部材をラーメンとみなすことにより，個別のはりに作用する力とモーメントを導出する式を生成し，その上で，個々のはりの部分に対して以下の処理を行なう．

はりは長さ方向に断面形状が変化していく系であり，強度評価に関する諸量も長さについての関数となる．そこで，断面形状が不連続となる箇所やジョイントの存在する位置などを分割点とした上で， REDUCE の持つ数式積分の機能などを用いることにより，断面積や断面二次モーメントをはりの形状についての変数をもとに関係式として表現する．その上で，はりに作用するせん断力や軸力，曲げモーメントなどをもとに，各部分に生じる曲げ応力や圧縮応力の分布の計算式をそれらの諸関係式から導出するようにする．

以上のような関係式により求められる応力については，はりのすべての部分を考慮してその最大値を設計条件として考慮する必要があるが，最大応力の生じる箇所をあらかじめ特定しておくことは困難であるため，実際の計算過程では，はりの軸方向に対して代表的な断面を適切に設定しておいた上で，それらの間の最大値をもとに強度を評価するようにする．

なお，以上の様々な処理についても，図 9において， beam オブジェクトを中心として， section や load などのオブジェクトを参照しながら行なわれる．

6.5 部材間の干渉についての定式化処理

リンク機構の設計においては，上述の幾何学的条件や力学的条件に加えて，機構として成り立つための条件，すなわち，所定の動作を行なった場合に部材どうしが干渉しないための条件を考慮する必要がある．ここでは，ユーザによって指定された回り対偶のジョイントによって連結された部材間の干渉を制約条件として考慮することにする．このような条件式についても，ジョイント部で許容される重なりの程度を各部材形状のその部分における断面の高さをもとに定めた上で， joint オブジェクトを中心に，干渉を評価すべき部材の外形点を interference-vertex なるオブジェクトとして表現するなどして，オブジェクト間で相互に情報を参照しながら導出するようにする．

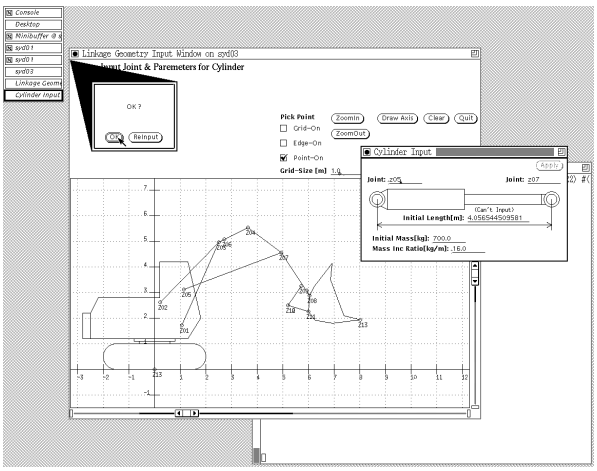

図 10 システムの実行画面の一例

7 油圧ショベル用リンク機構設計への適用

最後に，本システムを土木工事用大型油圧ショベルにおけるリンク機構 (前出図 2) の設計問題に適用した事例を示す．対象機構は 3 本の油圧シリンダによりバケットを垂直平面内で動作させる 3 自由度の機構であり，設定された動作パスや負荷条件に対して，各油圧シリンダの必要動力の最大値の総和および各部材重量の総和が最小になるように各部材の形状各寸法やジョイント位置を決定する必要がある．

図 10は本システムによる表示画面の一例であり，最適化すべき油圧ショベルのリンク機構の構成をマウス操作により定義している過程を示している．一方，図 11は最適化計算における初期形状と最適化計算により得られた形状を，図 12はそれぞれにおけるリンク機構動作時のシリンダ力の変化の様子を示している．これらの図からもわかるように，機構の全体的な形状や各構成部材の形状が連動して最適化されており，多領域にわたる内容を考慮に入れた最適設計が行なわれていることを確認することができる．

なお，以上の最適化計算モデルは，文献[3][5]の場合と同様に，ある具体的な油圧ショベルをもとに初期形

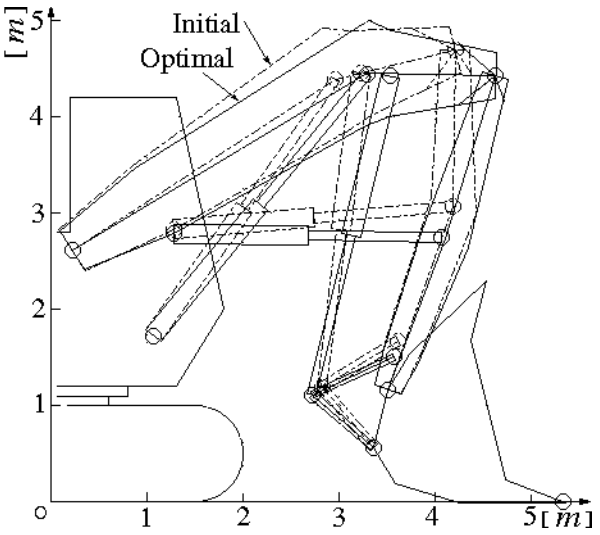

図 11　最適化計算の結果 — リンク機構の形状

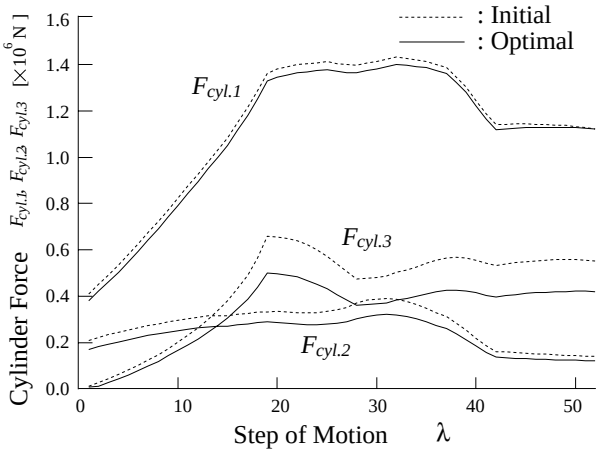

図 12　最適化計算の結果 — シリンダ力

状を設定し，土石を堀り起こして持ち上げる「地山切削」の動作を負荷条件として想定した上で導出したものであり，等式制約条件による変数の代入処理を行なうことにより 35 個の設計変数と 121 個の制約条件式を含んだものとなり，約 7300 行の Fortran プログラムとして自動的に記述される．また，最適設計を行なうには，SPARC Station 10 / Model 51 を用いた場合，最適化計算モデルを導出するために約 30 分，実際の最適化計算を行なうために約 70 分を要した．

8　結　言

本研究では，リンク機構形状の多領域最適化問題について検討を行ない，機構設計と強度設計の問題を同時に考慮に入れた最適設計に対する支援システムを構築した．その結果，

(1) スケルトンモデルとはりモデルの統合的な利用により，リンク機構設計における多領域最適化の問題を数学的に定式化することができる．
(2) 上記のような複雑な最適化計算モデルを自動的に生成できるようにする上で，オブジェクト指向に基づいたモデリング技術や，数式処理の機能が有効である．
(3) 具体的な最適化計算においては，リンク機構の各寸法が強度設計などを含んだ多領域の問題を反映して適切に決定される．

ことを確認した．一方では，最適化計算に多くの時間を要することや，問題そのものの多峰性によりすべての場合において大域的な最適解が得られるとは限らないことなどの点も確認された．そのような傾向は多領域最適化の問題においても一般的なものであり，対象問題をその構成に応じて分割するなどの最適化計算における効率化技術を融合していくことが望まれる．

文　献

(1) Consoli, R. D. and Sobieszczanski-Sobieski, J., Application of Advanced Multidisciplinary Analysis and Optimization Methods to Vehicle Design Synthesis, *Journal of Aircraft*, **29**-5, (1992), 811.
(2) 鈴木, 航空機設計における最適化, システム / 制御 / 情報, **37**-4, (1993), 200.
(3) 藤田・赤木・辻本, オブジェクト指向モデリングを用いたリンク機構の最適形状設計支援システムの構築, 機論, **58**-545 C, (1992), 310.
(4) 藤田・赤木・新江, 動特性を考慮した機構形状の最適設計支援システムの構築 (パワーショベル用リンク機構への適用), 機講論, 924-1, (1992), 103.
(5) 赤木・伊東・沢田, パワー・ショベル用リンク機構の最適形状設計 (ミニマックス型非線形最適化手法の適用), 機論, **52**-483 C, (1986), 2982.
(6) Eschennauer H., Koski, J. and Osyczka, A. (Eds.), *Multicriteria Design Optimization — Procedures and Applications*, (1990), Springer-Verlag.
(7) Gabriele, G. A. and Ragsdell, K. M., The Generalized Reduced Gradient Method: A Reliable Tool for Optimal Design, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering Industry*, **99**, (1977), 394.
(8) Steel Jr., G. L., *Common Lisp – The Language, 2nd ed.*, (1990), Digital Press.
(9) *LispView Programming Manual*, (1990), Sun Microsystems, Inc.
(10) Hearn, A. C., *REDUCE USER'S MANUAL Ver. 3.4*, (1991), The RAND Corp.
(11) 牧野・高野, 機械運動学, (1978), コロナ社, 17.