

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	水力学的骨格を利用した柔軟な機械システム
Title(English)	
著者(和文)	丸山大輔
Author(English)	Daisuke Maruyama
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第7954号, 授与年月日:2010年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:伊能 教夫
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第7954号, Conferred date:2010/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成 21 年度 学位論文

水力学的骨格を利用した柔軟な機械システム

指導教員 伊能 教夫 教授

東京工業大学 大学院

理工学研究科 機械制御システム専攻

学籍番号 07D51177

丸山 大輔

目次

第1章 緒論	4
1.1 研究背景	5
1.2 本研究の目的	9
1.3 本論文の構成	10
第2章 全体が柔軟な機械システム	12
2.1 緒言	13
2.2 本機械システムの構成要素 (構造骨格, 駆動骨格, 兼用骨格) ...	14
2.3 動作原理	17
2.3.1 有限回転アクチュエータ	17
2.3.2 無限回転アクチュエータ	19
2.3.3 直動アクチュエータ	22
2.3.4 回転・直動アクチュエータ	25
2.4 結言	27
第3章 本機械システムの設計指針	28
3.1 緒言	29
3.2 水力学的骨格系の形状とサイズの効果	30
3.3 構造骨格の機械的特性	34
3.3.1 荷重による変形	36
3.3.2 応力集中	49
3.4 駆動骨格の発生力評価	59
3.4.1 簡略化した数理モデルによる発生力の評価 ...	60
3.4.2 発生力の算出と経験式の導出	68
3.4.3 駆動力の推定値と測定値の比較	83
3.5 関節部の幾何学的関係の考察	91
3.6 結言	94

第4章 柔軟なロボットアームおよびロボットハンド	96
4.1 緒言	97
4.2 本ロボットアームの構成	99
4.3 1自由度関節を持ったロボットアーム	101
4.4 2自由度関節を持ったロボットアーム	110
4.5 エンドエフェクタを持った2リンクアーム	119
4.6 結言	123
第5章 繊毛アクチュエータ	125
5.1 緒言	126
5.2 繊毛アクチュエータの構成および動作原理	130
5.3 動作実験	137
5.4 結言	157
第6章 完全密閉型柔軟移動ロボット”MOLOOP”	160
6.1 緒言	161
6.2 MOLOOPの特徴および動作原理	163
6.3 柔軟な駆動機構	167
6.4 MOLOOPの構成	185
6.5 動作実験	196
6.6 結言	206
第7章 結論および今後の展開	208
7.1 結論	209
7.2 今後の展開	212

参考文献		213
研究業績		217
謝辞		219

第 1 章

緒論

1.1 研究背景

近年、多種多様な機械システムが工場などの作業現場のみならず日常生活の中にも存在し、必要不可欠な存在となっている。しかし、人間と共存する機械システムが増えるほど、人間と機械環境との相互作用が増えていくため様々な問題が生じる。現在製品化されている機械システムは、ほとんどの部分が金属に代表される硬い素材で構成されている。構成素材の硬さのために機械システム自体も硬くなるので、人と接触すると重大な事故に至る危険性がある。また、機械システム同士が衝突した場合ではシステムが破損する可能性が高い。一方、卵や果実のような傷みやすい対象物を把持する作業には高度な制御が必要である。柔軟い対象物の把持動作に関する従来研究としては、ワイヤとプーリを用いた機構により対象物を包み込むように把持する広瀬のソフトグリップ[1]や、上下左右の4枚の金属板をステッピングモータで動作し、板に取り付けたひずみゲージと感圧導電性ゴムをセンサとして用いた増田らのロボットハンドによる不定形物体の整形制御に関する研究[2]、複合型八角リングを用いて2軸方向の外力を測定し制御する豊田らのロボットハンド[3]などがある。また、関節の動作を並列制御として対象物に不要な力がかからないようにする和田らの柔軟動作制御[4]や、アームの先端部での力と変位から柔軟な対象物との接触状態を考慮し制御する林原らの制御手法[5]など、制御の観点から機械システムに柔軟かさを持たせる研究も行われている。しかしながら、これらは、特定の方向の柔軟な動作を複雑な制御によって実現しているため、予期せぬ外力が突発的に働いた場合に柔軟に対応することは難しいと考えられる。

このような問題に対し、機械システムの材料にゴムのような柔軟い素材を用いると、全体が柔軟な機械システムが構成でき、システム自体とシステムの動作の双方に柔軟さを与えることが可能と考えられる。柔軟な機械システムは人と接触しても大事故に至りにくく、機械システム同士が接触しても破損する可能性が少ないため、非常に有用である。さらには、破損しやすい対象物を把持するような高度な動作を行う場合でも、システムに柔軟性があるため、緩衝材のように対象物を保護できると共に、バルブの on/off 制御や流体の圧力制御などの簡単な制御によって把持できる利点も期待できる。これらのことから、柔軟な機械システムは周囲の環境と共存しやすく、また簡単な制御でも柔軟い動作を実現可能だと言える。

しかしながら、柔軟な素材では形状を維持することが難しいため、機械システムの主要な素材としてあまり注目されてこなかった。そのため、柔軟い素材を用いた柔軟な機械システムの設計理論は確立されていない。既存の研究と

しては、指などのアクチュエータ部分のみを対象とした、円柱内に隔壁を設けて3室に分け、加圧した際のゴムの伸びを利用しアクチュエータを動作する鈴森らのFMA[6]や、同様に3室に分けて動作するRussellらのMicrostructured Fiber[7]、4角柱内を4室に分けることで4方向に動作する三浦らのゴム管アクチュエータ[8]など、柔軟な素材から成る袋状構造を用いる研究がいくつか行われている。しかし、それらは全て形状を維持する構造要素とアクチュエータを同一の要素で構成しているため、動作に多くの駆動流体量を必要とする。

本研究では、ミミズやイソギンチャクなどの生物に見られる骨格と変形を兼ねた水力学的骨格[9]を利用することで、柔らかい素材から成る袋状構造が形状を維持できることに着目した。水力学的骨格は、袋状構造内部の圧力を変化させることで構造の剛性を変化させることができるという特徴を持っている。簡単な構造の水力学的骨格の例をFig.1-1に示す。これは、内部の圧力が低い場合は柔らかく形状変形可能でありながら、圧力が高い場合は膨らんだ形状を維持する力を発揮する。つまり、柔軟性のある袋状構造体は流体で加圧することにより変形し、内部体積が最大となる形状を維持しようとする形状回復力を発揮するため、柔らかい素材でも構造をなすことができる。例として、ミミズの場合、体内が柔軟性を持つ体節ごとに隔壁で分かれており、体節が体液流体により加圧されることで剛性のある骨格をなすことができる[10]。このような水力学的骨格の特徴を生かすことで、構造要素とアクチュエータを別々に構成することが可能であり、全体が柔軟な全く新しい機械システムを構築することができる。提案する機械システムの概念図をFig.1-2に示す。これは、骨格に一定圧の流体を封入した構造要素を用い、連結した構造要素の関節部分にアクチュエータを配置するものである。アクチュエータにのみ加減圧を行うことができるため、従来の柔らかいアクチュエータと比較して高効率な駆動を実現できると考えられる。

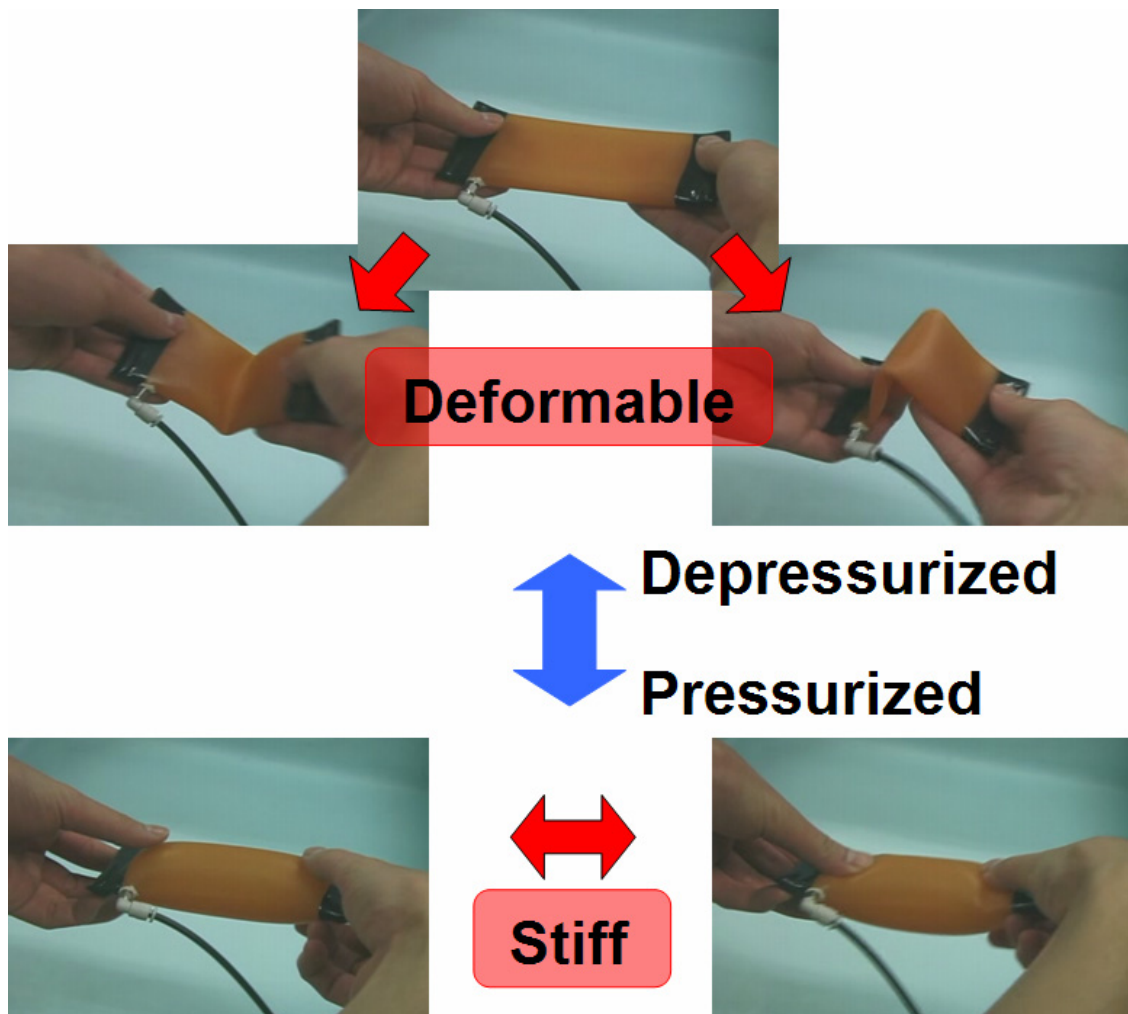


Fig.1-1 Deformation of a hydrostatic skeleton with pressurizing and depressurizing

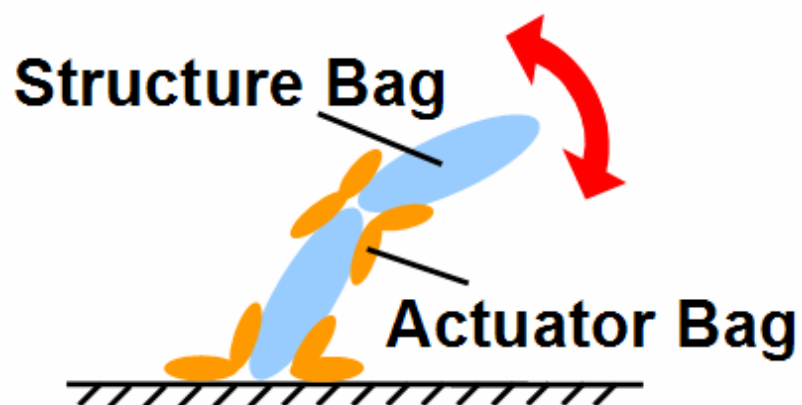


Fig.1-2 A basic concept of the proposed mechanical system

一般的に機械システムを設計する際には、基本寸法や駆動力などに加え、それぞれの構成要素の詳細設計が必要となる。しかしながら、提案する機械システムのような柔軟な素材から成る袋状構造は定量的な設計指針が得られていない。原因として、柔軟な素材では伸びが大きく大変形を伴うため解析の安定性が低くなること、駆動力の評価が難しいことなどが挙げられる。これまで柔軟な素材の解析として、鈴森らのチューブ断面の膜圧変化とゴムの伸びによる形状変化の評価[11]や、Lopes らのチューブに内圧と荷重をかけた場合の長手方向の伸縮力と形状の評価[12]など、いくつかの研究が行われてきたが、解析の困難さのため研究例はあまり多くない。さらに、本研究のような、折れ曲がった状態から駆動力を発生する袋状構造の解析は、解析がより不安定になるため行われていない。このような解析は困難であるが、機械システムのそれぞれの構成要素について設計指針が得られるのみでなく、提案する機械システムの動作や応用例に対しても知見が得られると考えられるため、非常に重要である。

柔軟な素材を用いた機械システムについては、隔壁で上下に分けたチューブを用いて翼を運動させる鈴森らのマンタ型遊泳ロボット[13]や、ゴム素材の人工筋肉[14][15]を用いたものでは、人間の筋肉にあたる部分を人工筋肉で置き換えた Sugisaka らのヒューマノイドロボット[16]や、ワイヤ・プーリ機構のアームをワイヤに直接接続した人工筋肉で動作する把持装置[17]などの研究が行われている。特にマッキベン式人工筋肉を用いた機械システムについては医療用のリハビリ機器やアシスト機器を目指した研究が数多く行われており、関節の部分に人工筋肉を配置して動作を補助する稗田の義肢[18]や、手の甲の部分に人工筋肉を配置して握力を補助する則次らのアシストグローブ[19]とそれを各関節に応用した補助具[20]、つま先から脛にかけて人工筋肉を配置し歩行を補助する Kataoka らの補助具[21]、関節の様々な方向への動作を人工筋肉で補助する小林のマッスルスーツ[22]などがある。しかしながら、これらの柔軟な素材を用いた機械システムは、ポンプや電源などの部品の実装がなされておらず自立駆動できないことや、一部分の柔軟な素材以外のほとんどを硬い素材で構成していることなどが見受けられる。そのため、機械システム全体では前述した柔らかい特徴を実現することは難しい。

以上のことから、構成要素の全てが柔軟な素材でできた柔らかい機械システムは、従来の機械システムに対し柔らかい動作の実現や安全性などの点で非常に有利であると考えられる。有限要素解析と実験を併用してこの機械システムの各構成要素の設計指針を求めることで、システムの高効率な駆動が実現できると期待できる。

1.2 本研究の目的

前節で述べたように，全体が柔らかい素材で構成された機械システムは様々な利点を持っている．そのため，本研究では，種々の解析や実験を併せることで各構成要素の機械的特性や発生力の評価を行い，既存の研究では得られていない柔軟な素材を用いた機械システムの設計指針の構築を目指す．また，得られた設計指針を利用したロボットアームやアクチュエータ，移動ロボットの開発を行うことも本研究の目的とする．

1.3 本論文の構成

本論文は「水力学的骨格を利用した柔軟な機械システム」と題し、全7章から構成されている。

第1章「緒論」では本研究の背景および目的を述べる。本論文は、生物に見られる水力学骨格に学んだ全体をゴムなどの柔らかい素材で構成した非常に柔軟な機械システムの提案と、その設計指針の確立および構成例の開発を目的としている。緩衝作用や適応変形などの特徴を生かした柔軟な機械システムの周囲の環境との高い共存性、高効率な駆動を実現するための設計指針の必要性、柔らかい特徴を実現する構成例の有用性について述べる。

第2章「全体が柔軟な機械システム」では、提案する機械システムを実現するための構成要素について述べる。本機械システムは構造要素とアクチュエータ、さらにそれらの機能を兼ねた兼用要素で構成され、いずれの要素も柔軟な素材からなる袋状構造となっている。提案する機械システムと従来の柔軟なアクチュエータおよび硬い素材で構成された機械システムとの比較について、構成要素の観点から議論する。また、本機械システムの動作原理についても述べる。

第3章「本機械システムの設計指針」では、幾何学的関係や有限要素解析に基づいた各構成要素の設計指針について述べる。本機械システムのような柔軟なモデルを対象とした有限要素解析は、材料の非線形性やモデルの大変形のために解析が不安定になりやすく、一般的に難しいとされている。ここでは、解法や要素タイプなどを解析ごとに変えるなど、各要素の解析を実現するために用いている手法について示す。構造要素については、機械システムの荷重を支えることを考え、主として変形や応力集中などの機械的特性について議論する。また、アクチュエータについては、内部圧力や形状などをパラメータとした駆動力の解析を行い、その結果から駆動力の設計指針となる経験式を導く。さらに、機械システムを構成した場合の可動範囲や駆動力減衰比などについて幾何学的関係から議論する。

第4章「柔軟なロボットアームおよびロボットハンド」では、提案する機械システムの構成例として開発したロボットアームとそのエンドエフェクタについて述べる。本ロボットアームの構成とその特徴を示し、従来のロボットアームに対する優位性を議論する。また、2自由度関節を実現する設計について述べ、試作した1自由度関節ロボットアームと2自由度関節ロボットアーム、エンドエフェクタを示す。また、ロボットアームおよびエンドエフェクタの動作実験について示し、実験結果と第3章で示した設計指針との比較について議論する。

第5章「繊毛アクチュエータ」では、提案する機械システムの構成例として開発した繊毛アクチュエータについて述べる。まず、本アクチュエータの構造を示し、その動作方法を明らかにする。次に、本アクチュエータの応用についても言及し、その特徴について述べる。さらに、試作したアクチュエータを示し、動作実験結果に基づくそれらの比較について議論する。

第6章「完全密閉型柔軟移動ロボット”MOLOOP”」では、提案する機械システムの構成例として開発した移動ロボット”MOLOOP”について述べる。まず、MOLOOPの構造を示し、その特徴と独自性について明示する。次に、MOLOOPの柔らかさを実現する上で重要となる駆動機構について、その構造と試作、動作実験の結果を示す。さらに、MOLOOPの流体制御機器や密閉方法などについて議論し、最後にMOLOOPの動作実験結果を示す。

第7章「結論及び今後の展開」では、本研究で得られた結論を述べるとともに、残された課題と今後の展開について述べる。

第 2 章

全体が柔軟な機械システム

2.1 緒言

本章ではまず，第1章で提案した機械システムを実現するための構成要素について述べる．本機械システムは構造要素である”構造骨格”とアクチュエータである”駆動骨格”，さらにそれらの機能を併せた”兼用骨格”で構成され，いずれの要素も柔軟な素材からなる袋状構造となっている．また，それぞれの構成要素の基本的な形状についても述べる．提案する機械システムと従来の柔軟なアクチュエータおよび硬い素材で構成された機械システムとの比較について，構成要素の観点から議論する．次に，本機械システムの動作原理について述べる．最後に，駆動骨格と兼用骨格のそれぞれの特徴について，動作原理の観点から議論する．

2.2 本機械システムの構成要素

(構造骨格, 駆動骨格, 兼用骨格)

提案する機械システムは, 構造要素, アクチュエータ, さらにはそれらの機能を併せ持った要素の 3 つの基本要素からなっている. 以下に基本要素を挙げる.

- ・ 構造骨格 (Structure bag)
- ・ 駆動骨格 (Actuator bag)
- ・ 兼用骨格 (Structure/Actuator bag, S/A bag)

ここで, 構造骨格は機械システムの構造をなす要素であり, 駆動骨格はアクチュエータとして作用する要素, 兼用骨格は構造骨格と駆動骨格を併せた要素である. いずれの要素もゴムなどの柔軟な素材で構成される袋状構造となっている. 構造骨格は一定量の流体が封入されているために形状を保つことができ, 駆動骨格は内部流体の流出入によって内圧を変化させ駆動力を発生する. Fig.2-1 から Fig.2-3 にそれぞれの要素の例を示す.

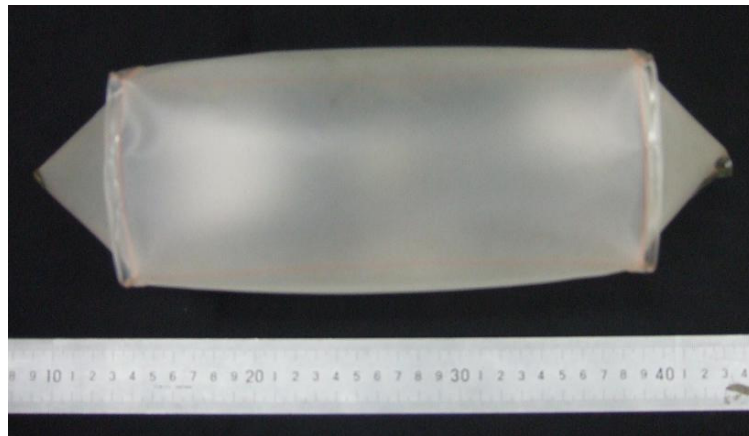
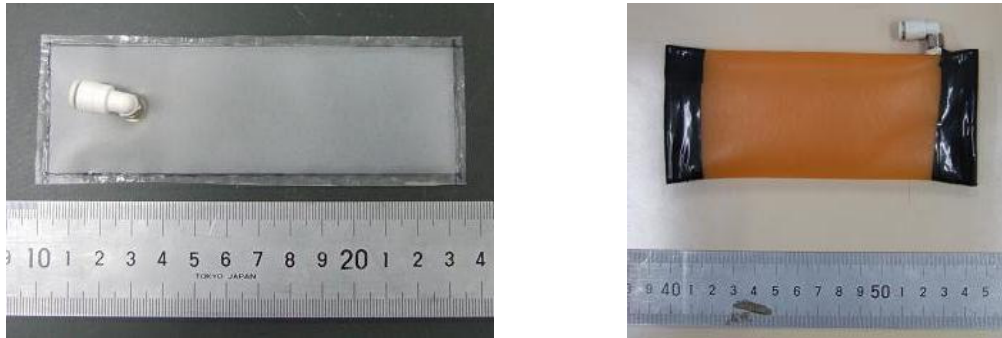


Fig.2-1 An example of a structure bag



(a) An urethane rubber actuator bag (b) A natural rubber actuator bag

Fig.2-2 Examples of an actuator bag



Fig.2-3 An example of an S/A bag

本論文では、各構成要素の素材にウレタンゴムシートを用いる。ウレタンゴムは天然ゴムに比べ伸びにくいいため、仕事を行わない方向への膨らみを抑えることができる。また、加工も行いやすく、2枚のシートの接続は熱圧着することで簡単に実現できる。また、駆動骨格のみ Fig.2-2(b)に示したような天然ゴムを素材とした試作も行っている。機械システムの試作では、構造骨格と駆動骨格の接着に面ファスナを用いる。これは、着脱が容易なことや接着位置および形状を自由に変えられること、市販の面ファスナにあらかじめ用いられている接着剤とウレタンゴムの接着性が非常に良いことなどを考慮している。

構造骨格については、機械システムの形状を決定するだけでなく、システム全体の重量やシステムに付加される荷重を支える役割も担っている。そのため、他の要素よりも太い形状となっている。構造骨格の両端の形状は、複数の構造骨格を連結した際に関節部で必要な回転自由度の数によって決まる。具体的には、1自由度の回転が必要な場合は、端部は平らな直線状としておくことで強

い接続となり回転が安定する．2 自由度の回転が必要な場合は，先端を Fig.2-1 のように円錐状にしておくことで構造骨格同士の接触が回避できる．

機械システムの全ての要素が柔軟な素材からなる袋状構造をしており非常に軽量なため，複数の構造骨格を接続した場合，従来の硬い素材のアームと比較して必要な駆動力が少ない．また，用途の異なる要素を用いることで駆動に必要な流体量が抑えられ，従来の柔軟なアクチュエータよりも高効率な動作が実現可能と考えられる．

2.3 動作原理

本節では有限回転アクチュエータ，無限回転アクチュエータ，直動アクチュエータ，回転・直動アクチュエータの動作原理と動作確認のための実験について述べる．

2.3.1 有限回転アクチュエータ

提案する機械システムの駆動力は，折れ曲がった形状の駆動骨格が減圧状態から加圧されることで発生する折れ曲がり部でのトルクである．このトルクは第1章で述べたように水力学的骨格の形状回復力に起因している．簡単な機械システムの例を Fig.2-4 に示す．これは，構造骨格同士を関節で1自由度の回転ができるように連結し，その関節部に駆動骨格を配置したものである．駆動骨格を減圧している場合，関節は回転自由となる．加圧した場合，駆動骨格は折れ曲がり部でトルクを発生し構造骨格を動作させ，その後は膨らんだ状態を維持しようとする．これにより，有限回転アクチュエータを構成することができる．従来研究として，加圧した際に全長が短くなる人工筋肉や膨張による伸びを駆動力として利用するアクチュエータが数多く行われてきた[13]-[22]．また，屈曲した状態で用いるアクチュエータとして，大きな折れ曲がり角度で板によって押しつぶされることで接触面積と圧力から生じる力を利用する研究もなされている[23]．本研究で提案する駆動骨格は，折れ曲がった状態から直線状になる袋状構造の形状回復力を利用するもので，大きな折れ曲がり角度のみでなく小さい折れ曲がり角度での動作も可能である．

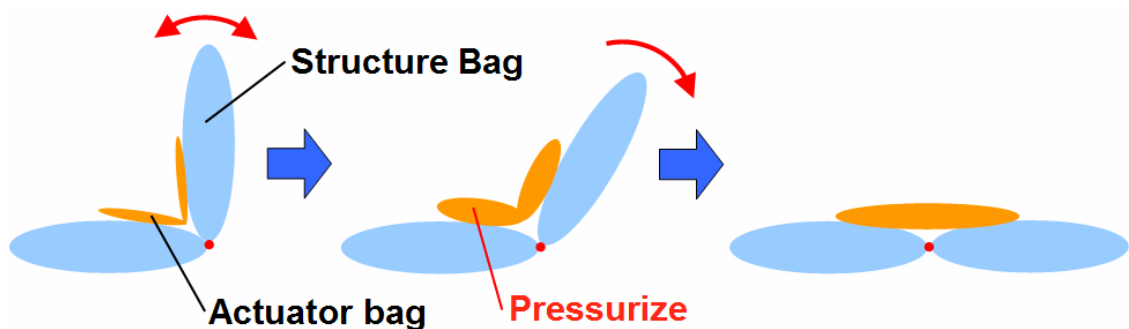


Fig.2-4 Driving principle of the proposed mechanism

Fig.2-4 では加圧によって回転が固定される動作であったが、Fig.2-5 のように関節部に対向するように駆動骨格を配置することで関節の角度を任意に変えることも可能である。第3章に述べるように駆動力は駆動骨格の内圧にほぼ比例して増加するため、対向する駆動骨格の内圧を調整することでシステムの動作に多様性を持たせることができる。

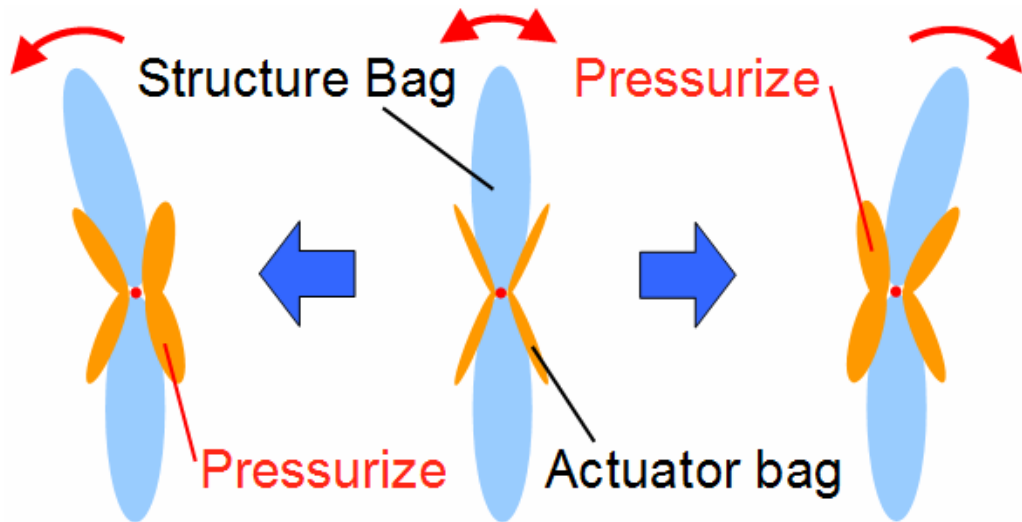


Fig.2-5 An example of driving method

2.3.2 無限回転アクチュエータ

本論文では主に、構造骨格の関節部に駆動骨格を配置して駆動する有限回転アクチュエータを利用した機械システムや兼用骨格により構成されるシステムを扱う。しかしながら、構成要素の組み方を変えることで、無限回転アクチュエータや直動アクチュエータも実現することが可能である。従来用いられてきた金属などの硬い素材で構成される機械システムのほとんどは回転アクチュエータと直動アクチュエータの組み合わせからなっている。そのため、柔軟な素材で回転アクチュエータと直動アクチュエータが実現できれば、適用範囲がさらに広がると期待できる。

提案した機械システムでは無限回転を実現する機構として、Fig.2-12のように、突起を持った回転体をなす構造骨格を中央に配置し、その周囲に駆動骨格を配置する構造を提案する。ここで、固定してある構造骨格のみ色を変えて表示している。この構造により、駆動骨格が動作し回転体を回転させることができる。同様に、構造骨格による円筒形状の回転体の内部に駆動骨格を配置し、外側を回転させる構造も可能であると思われる。

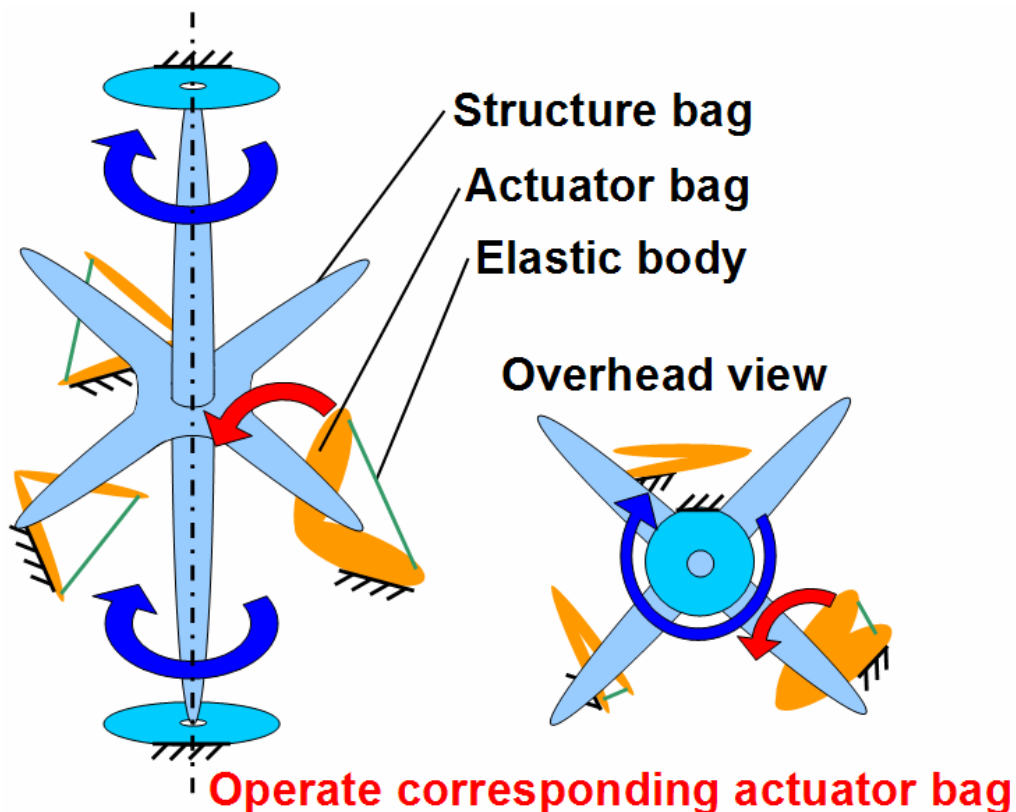


Fig.2-12 An example of rotational actuator

無限回転アクチュエータでは、スムーズな回転を得るために、回転軸の抵抗が少ないこと、回転体へ駆動骨格の駆動力が十分に伝達されること、動作していない駆動骨格が回転体に接触しないことが必要である。これらのことを考えると、本機械システムで無限回転アクチュエータを実現するためには、回転抵抗の少ない構造骨格を実現することが非常に重要である。また、駆動骨格は動作後に元の形状に戻る必要があり、ある程度素早い動作も必要である。

そこで、無限回転アクチュエータを実現する第1段階として、簡単のため軸や回転部分、外側の構造体に金属などの硬い素材を用いた試作を用いて実験を行い、回転体に取り付けた棒状の構造骨格と駆動骨格の接触状態の確認と、回転に十分な駆動力が得られているかの確認を行った。実験の様子を Fig.2-13 に示す。実験の結果から、提案する機構で無限回転が可能であり、また、弾性体を駆動骨格の復元力として用いることで駆動骨格が回転体に接触せずに動作可能なことを確認した。

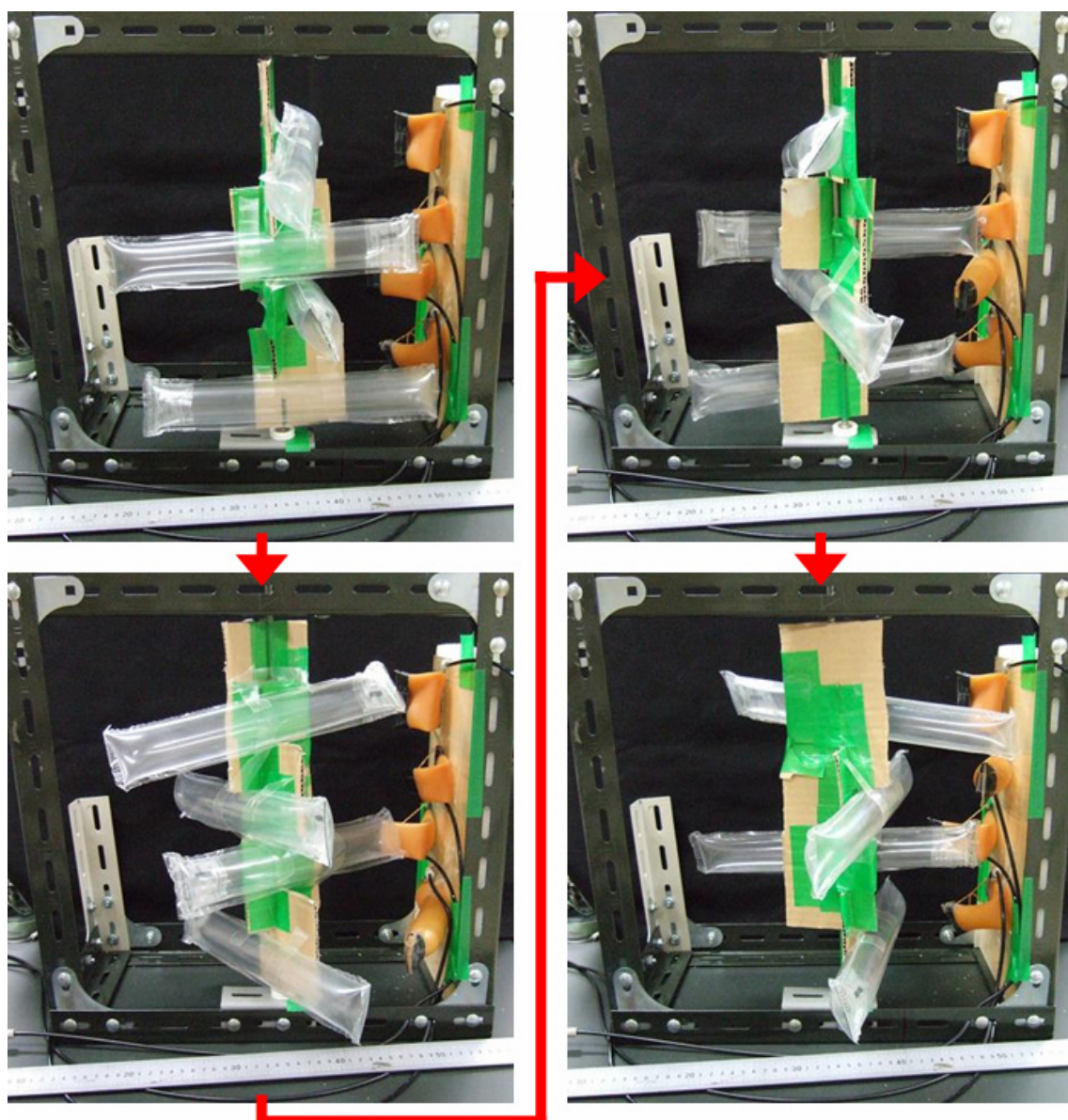


Fig. 2-13 Driving experiment of a prototype rotational actuator

2.3.3 直動アクチュエータ

提案する機械システムで直動運動を実現するために、折りたたまれた状態から加圧することで直線的に伸びるアクチュエータを用いて、それをシリンダ状の構造骨格の中に入れる構造の直動アクチュエータを考える。これにより、油圧シリンダなどとはほぼ変わらない機能を持つアクチュエータが構成可能である。

ここでは、内部に配置するアクチュエータについて2種類の構成例について述べる。まず、構造骨格を直線状に接続し、その関節部に駆動骨格を配置して駆動するアクチュエータを Fig.2-7 に示す。この場合、直動アクチュエータ自体にある程度の形状維持能力があると考えられるため、尺取虫のように移動することも可能性である。次に、兼用骨格を複数接続するアクチュエータを Fig.2-8 に示す。この場合、減圧時には非常に小さく折りたたむことが可能であり、またアクチュエータ全体で駆動力を発生するので大きな駆動力を得られると考えられる。どちらの場合も復元力として弾性体（例として、ゴム製素材）を用いる必要がある。

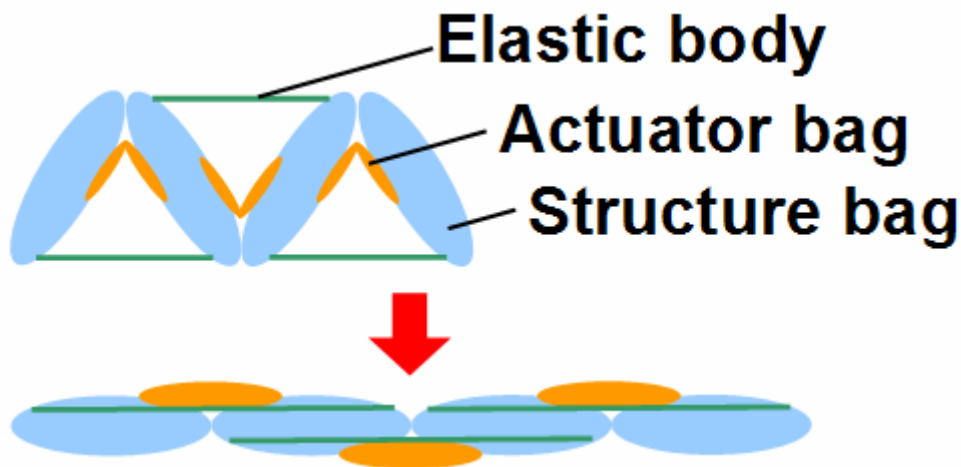


Fig. 2-7 An example of linear actuator with structure bags and actuator bags

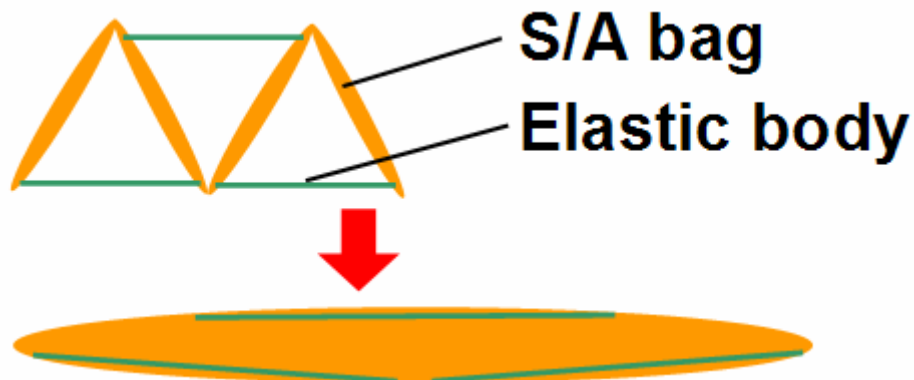


Fig.2-8 An example of linear actuator with S/A bags

兼用骨格の試作例を Fig.2-9 に示す．これは、長さ 180 mm、幅 60 mm の生ゴムを材料としており、復元力として両端を接続するようにゴムひもを配置している．この兼用骨格を 3 個用いた試作を Fig.2-10 に示す．

動作実験の結果, Fig.2-11 に示すように、減圧時には長さ 60 mm、高さ 80 mm、幅 60 mm であったものが、加圧時には長さ 300 mm、高さ 60 mm、幅 60 mm となった．また、動作後に元の状態に戻ることも可能であった．駆動力の評価を行う必要があるが、高さがあまり変わらずに長さが 5 倍になるため、可動域に関しては直動アクチュエータとして十分に用いることができると言える．



Fig.2-9 A S/A bag with elastic body for linear actuator

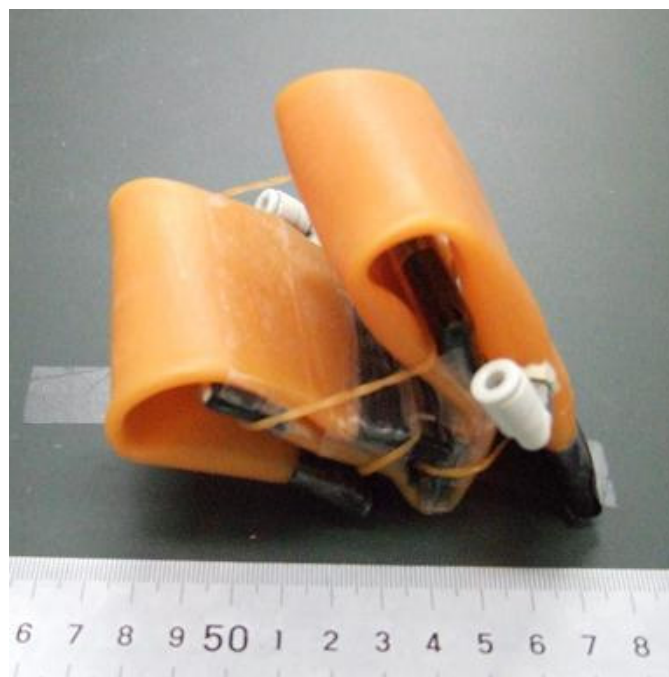


Fig.2-10 A prototype linear actuator with S/A bags

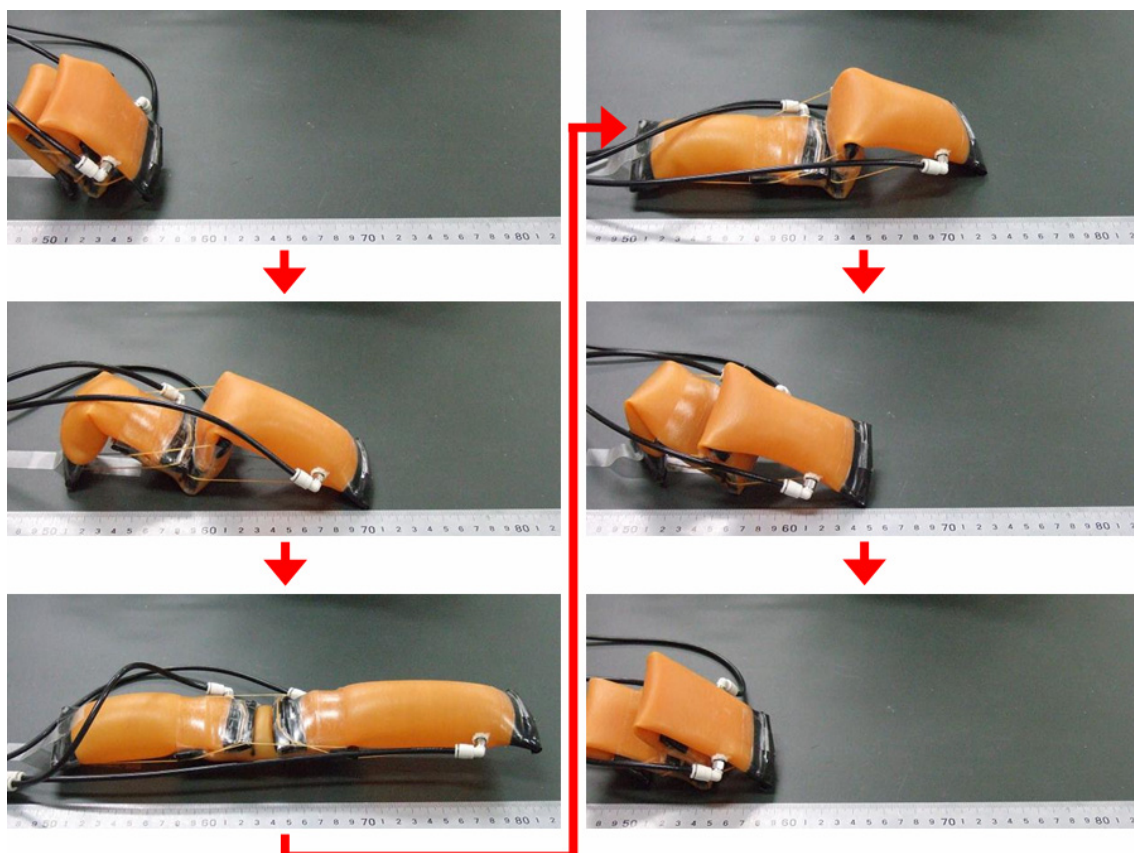


Fig.2-11 Driving experiment of a prototype linear actuator with S/A bags

2.3.4 回転・直動アクチュエータ

兼用骨格は他の骨格と併用する必要がないため、単体で用いる場合は兼用骨格の形状を変えることで独自の動作が可能である。例として、Fig.2-6 に直進しながら回転する吹き戻し (blowouts) のような動作を示す。ここでは、兼用骨格の幅にテーパを与えることで発生する駆動力に変化を与え、先端に力をかけて次第に延びていくような迫り出す動作を実現している。このような動作は、テーパ形状でなくとも折れ曲がり部分があれば、折れ曲がり部分の後方から流体を流入することで実現することができる[24]。しかしながら、テーパ形状とすることで、幅が広く、駆動力が大きい部分から折り目が順次移動する動作を確実に行うことができる。このような、兼用骨格の形状と駆動力の関係は第3章で述べる。この動作は、回転アクチュエータと直動アクチュエータの双方の特徴を持っており、兼用骨格独特の動作である。また、他の部分よりも細い部分を作ることで、特定の場所で折れ曲がるような構造を実現することもでき、有限回転アクチュエータの動作も単体で実現可能である。ただし、構造要素の役割も兼ねているため、Fig.2-4 の動作と比較すると、駆動にある程度の流体量が必要となる。

以上で述べたように、様々な形状の構成要素をアクチュエータとして用いるため、要素の耐圧性能や発生する駆動力などについて設計指針を得ることは非常に重要である。その詳細は第3章で述べる。

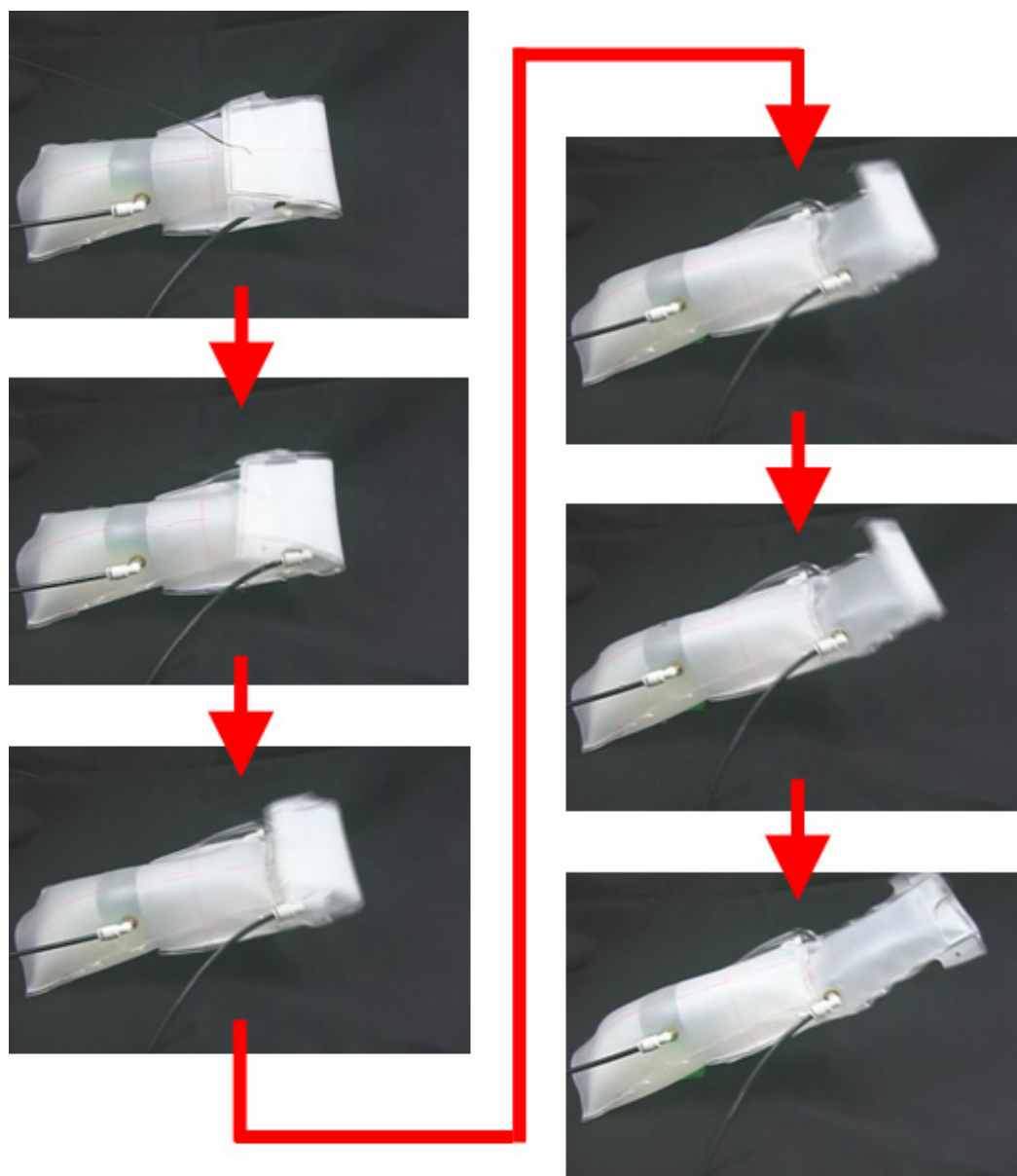


Fig.2-6 An example of driving method of a S/A bag

2.4 結言

本章では，提案する機械システムの構成要素と動作原理を示した．本章で得られた結論を以下に示す．

- ・ 提案する機械システムの構成要素である”構造骨格”とアクチュエータである”駆動骨格”，さらにそれらの機能を併せた”兼用骨格”を示した．
- ・ それぞれの構成要素の基本的な形状を明らかにし，それらは全て柔軟で非常に軽量の袋状構造であることを述べた．
- ・ 複数の構成要素を使用することで流出入する駆動流体量を抑えられ，高い駆動効率が実現可能なことを述べた．
- ・ 基本的な動作として，連結した構造骨格の関節部に駆動骨格を配置し，加圧される駆動骨格から発生するトルクによって構造骨格が動作する有限回転アクチュエータを述べた．
- ・ 提案する機械システムのアクチュエータである直動および無限回転アクチュエータについて述べ，その要素を実現する際の具体的な構造を示した．また，それらのアクチュエータを実現するための第1段階として，直線的に動作するアクチュエータと無限回転動作を行えるアクチュエータを試作し，動作実験の結果から実現の可能性を示した．
- ・ 兼用骨格を用いることで直進しながら回転する動作を実現できることを示し，また，構造骨格と駆動骨格を用いた有限回転アクチュエータの動作を兼用骨格のみで実現できることを述べた．

第 3 章

本機械システムの設計指針

3.1 緒言

一般的に機械システムを設計する際には、基本寸法や駆動力などに加え、それぞれの構成要素の詳細設計が必要となる。このような柔軟な素材を用いた従来研究としては、強化繊維を用いて伸びを抑制した人工筋肉の基礎的研究[25]や膜構造物の材料力学を用いた考察[26]などがある。しかしながら、現状では提案する機械システムのような柔軟な素材からなる袋状構造は定量的な設計指針が得られていない。その理由として、構成要素の特性を得るには有限要素解析が主な手法となるが、柔軟な素材では材料の非線形性やモデルの大変形のために解析の安定性が低くなることと駆動力の評価が難しいことなどが挙げられる。本研究では、種々の解析や実験を併せることで各構成要素の機械的特性や発生力の評価を行う。

本章ではまず、水力学的骨格系の形状とサイズの効果について述べる。次に、各要素の有限要素解析を実現するための手法について述べる。構造骨格は機械システムの荷重を支えるため、変形や応力集中などの機械的特性について議論する。ここでは特に、荷重による変形と凸部および凹部での応力集中に注目する。また、非線形有限要素解析を用いた駆動骨格の発生力評価も行う。具体的には、内部圧力や形状などをパラメータとした駆動力の解析を行い、その結果から駆動力の設計指針となる経験式を導く。得られた経験式から算出される推定値と駆動力測定実験結果を比較し、経験式の妥当性を検証する。最後に、機械システムを構成した場合の可動範囲や駆動力減衰比などについて幾何学的関係から議論する。

3.2 水力学的骨格系の形状とサイズの効果

水力学的骨格系を利用した機械システムの設計に重要となるのが駆動骨格の性能である。駆動骨格は袋状構造であるため、その形状がシステムの性能に与える影響は大きい。容易に予想されるように、駆動骨格のサイズが大きいほど、必要な駆動流体量も増加する。しかし、サイズと流体量の関係を正確に求めることは非常に難しい。ここでは、単純な形状の袋状構造について理論的考察を行い、提案する機械システムの形状とサイズの効果についての知見を得ることを考える。

駆動骨格を閉じた系と仮定すると、熱力学第一法則では閉じた系の内部エネルギー変化 dU は、系が外部から加えられた熱量 δQ 、系が外部にした仕事 δW により次のように表される。

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (3.1)$$

駆動骨格の加圧を断熱膨張とすると $\delta Q=0$ である。また、内部エネルギー変化は流入した流体が持つエネルギーの変化量である。外部に対する仕事 J は圧力 p と体積変化 dV を用いて次のように書くことができる。

$$J = pdV \quad (3.2)$$

袋状構造を内部圧力により膨張させる場合、全ての表面で力が発揮されるならば式(3.1)は成立する。しかしながら、駆動骨格のなす仕事は構造骨格に接触している部分でのみ評価される。このとき、駆動骨格は接触部以外も膨張するため、単純にこれらの式でエネルギーを論じることは難しい。

そこで、まず形状の効果を比較するため、円筒と球の数理モデルについて考えることとする。円筒は油圧シリンダのように与えたエネルギーに対して一方向に膨張し、球は全体が膨張すると仮定する。数理モデルを Fig.3-1 に示す。それぞれ平面に挟まれた状態から断熱膨張を行う。一方を固定端とし、他端は 1 自由度を持つ平面で外力 F を受ける。両者の圧力 p と体積 V 、平面との接触面積 S_c は等しいものとする。ここで、球は平面との接触部分で潰れるが、体積は球として近似する。微小体積 dV が流入し、平面に対して仕事を行うと仮定すると、円筒モデルでは体積 V と微小体積は dV はそれぞれ次のように書くことができる。

$$\begin{cases} V = \frac{\pi}{4} D^2 L \\ dV = \frac{\pi}{4} D^2 dL \end{cases} \quad (3.3)$$

これに式(3.2)を用いると，仕事量 $J_{cylinder}$ は次のようになる．

$$\begin{aligned} J_{cylinder} &= p dV \\ &= \frac{\pi}{4} p D^2 dL \\ &= p S_c dL \end{aligned} \quad (3.4)$$

また，球モデルの体積，微小体積および仕事量 J_{sphere} は次のように表される．

$$\begin{cases} V = \frac{3\pi}{4} r^3 \\ dV = 4\pi r^2 dr \end{cases} \quad (3.5)$$

$$J_{sphere} = 4\pi p r^2 dr \quad (3.6)$$

ここで，球の平面に対する仕事を考えると， J_{sphere} は次のようになる．

$$\begin{aligned} J_{sphere} &= F \cdot 2dr \\ &= 2p S_c dr \end{aligned} \quad (3.7)$$

円筒と球が平面にする仕事量 $J_{cylinder}$ および J_{sphere} を比較すると， dL と $2dr$ ，つまり L と $2r$ の関係に帰結することができる．両モデルを等体積，等接触面積としたため常に $L > 2r$ が成立し，同じエネルギーを与えたときに外部に行う仕事は円筒モデルの方が常に大きくなる．つまり，駆動骨格の設計の際には，仕事を行わない方向への膨らみを避けるような形状が望ましいことがわかる．

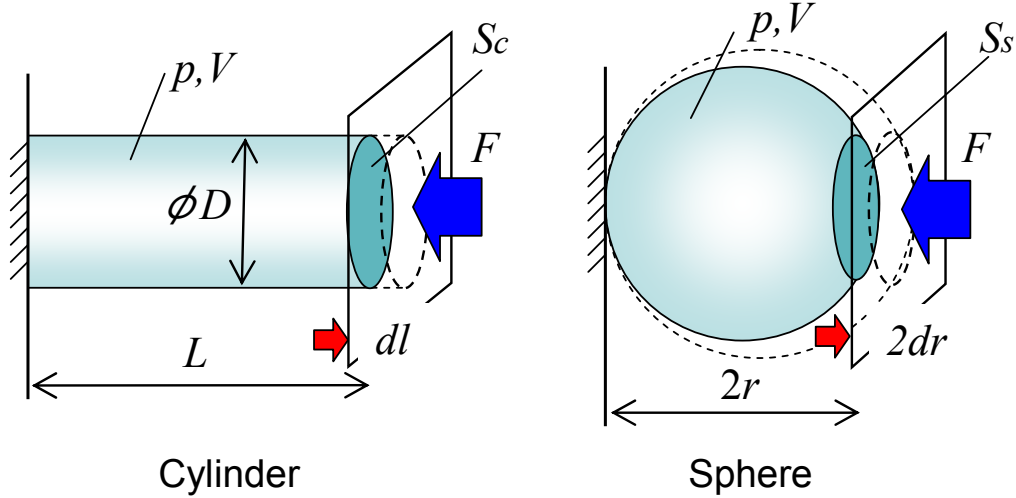


Fig. 3-1 Mathematical models of a cylinder and a sphere

ただし、駆動骨格は膨張すると球に近付くように変形するので、球形のサイズ効果について調べるために、Fig.3-2 のような球モデルを考える。ここで、それぞれの球は内圧が等しく、球 2 の半径は球 1 の 2 倍とする。また、平面からの外力を受けても接触面積は変わらないとする。このとき、体積が微小変化した場合のそれぞれの球が平面に対して行う仕事を比較する。半径方向の微小変化量をそれぞれ dr_1 , dr_2 とすると、微小体積変化は次のようになる。

$$\begin{cases} dV_1 = 2\pi r^2 dr_1 \\ dV_2 = 2\pi (2r)^2 dr_2 \end{cases} \quad (3.8)$$

微小体積変化が等しいとすると、式(3.8)から次のようにできる。

$$dr_1 = 4dr_2 \quad (3.9)$$

ここから、球 1 がエネルギーを得た時に平面に対して行う仕事は球 2 の 4 倍となり、材料の厚さが影響しない範囲であれば駆動骨格はできる限り小さい方が高効率だと言える。また、流量に対する仕事という点で、小さい方が効率的には優れているということが導かれる。つまり、駆動骨格はできる限り無駄な膨張を抑え、また大きな駆動骨格を少数利用するよりも小さい駆動骨格を多数使用することで効率が高くなる。

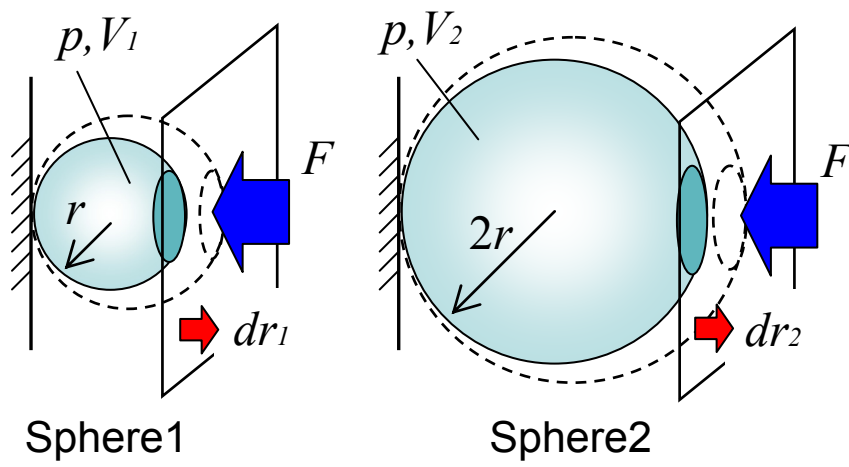


Fig.3-2 Mathematical models of different size spheres

3.3 構造骨格の機械的特性

一般的なシリアルリンク機構では、リンクは剛体として扱われ、変形しないものとして計算される[27][28]。これは、フレキシブルリンクマニピュレータでも同様である[29][30]。また、リンクの弾性を考慮した制御の研究も成されているが[31][32]、一部分の変形のみであり、関節部も含めた全体の変形を考慮した計算はなされていない。それに対し、本研究で提案する機械システムでは、構造骨格も柔軟な素材で構成されているため、リンクである構造骨格全体の変形を考慮することが必要となる。しかしながら、柔軟な素材を用いた袋状構造に内圧を作用させるような解析は材料非線形性を持った大変形解析となるため扱いが難しく[33]、研究例も少ない[11][12]。また、応力に対する座屈やパイプ形状の大変形などについても、いくつかの研究が行われているのみである[34][35]。

そこで、本研究では、非線形解析を得意とする有限要素解析ソフトウェア“ABAQUS”を用い、陰解法と陽解法を問題に応じて使い分けることで対象とする柔軟な機構の変形や応力状態などの解析を行う。対象とする構造は、ウレタンゴムシートを熱圧着することで形成される袋状構造である。解析に使用するウレタンゴムの材料特性は単軸引張試験結果を用いる。その結果を Fig.5 に示す。また、解析の安定性のために、単軸引張試験結果を 1.4 倍することで二軸均等引張試験結果の近似を行い[36][37]、単軸引張試験結果と併せて解析に用いている。これは解析の安定性を高めるために非線形有限要素解析においてよく用いられる方法である。引張試験結果を基に、3 次の Ogden モデルを使用して決定した材料特性を解析に使用した[38][39]。これはゴム材料の解析を行う際に広く用いられる材料モデルである。また、解析には 4 角形メッシュを用いている。後述の駆動骨格の発生力評価においても、材料特性とメッシュの種類は同じものを採用している。構造骨格特有の解析条件として、曲げ剛性の計算も含まれるシェル要素を用い、陰解法によって計算する。この計算方法により、曲げ応力まで考慮した解析を行うことができる。

本節ではまず、構造骨格の荷重による変形として、曲げ変形と端部の凹み変形について解析結果を述べる。また、凸形状として長方形と円形、凹形状として十字形状と T 字形状のフィレットについて、解析結果を基に議論する。

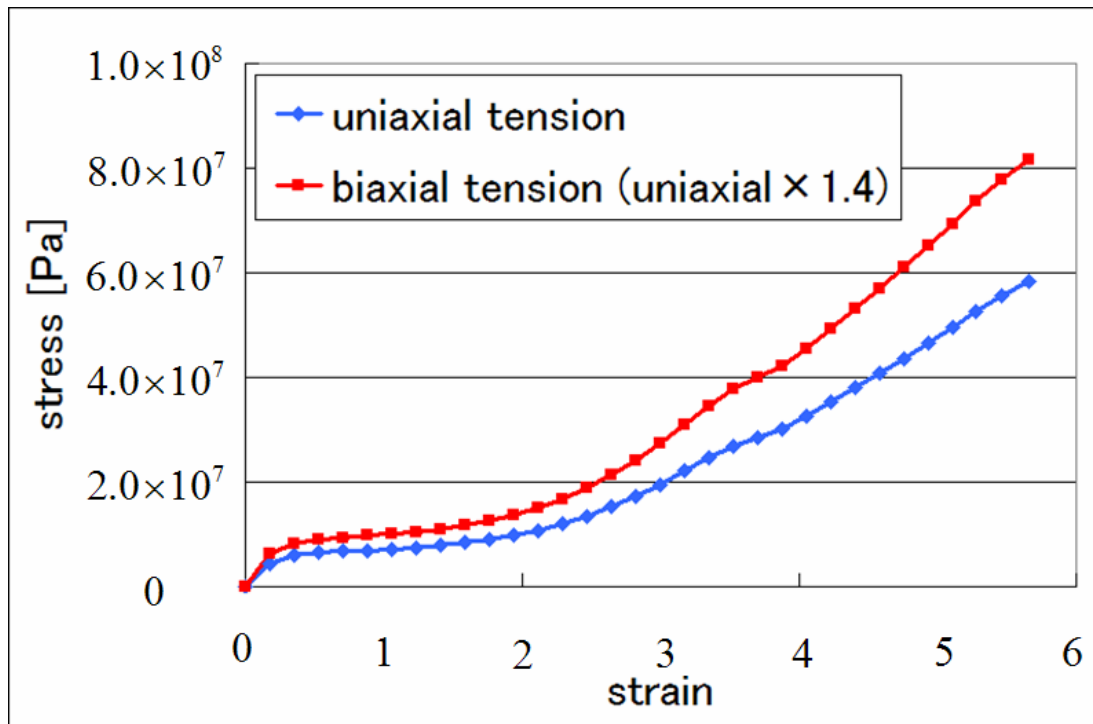


Fig.3-3 Material characteristics of uniaxial and biaxial tension

3.3.1 荷重による変形

機械システムの構造をなす構造骨格は、機械システムの形状を規定しているだけでなく、システム全体の重量やシステムに負荷される荷重を支える役割も担っている。支える荷重の大きさに対する構造骨格の変形量を把握することで、例えばロボットアームを構築した場合、その先端位置をより正確に推定することができる。これにより精度の高い制御の実現や機械システム自体の強度の推定が可能となるため、構造骨格の変形量を把握することは設計指針を立てるうえで重要である。

本研究では、主に円筒の両端を円錐形状とした構造骨格を使用している。この構造骨格は、円筒部分の長さが 200 mm, 半径 50 mm, 円錐部分の高さが 50 mm である。これは、機械システムを構築した際の可動範囲や駆動骨格の配置などを考慮しており、提案する機械システムにおいて構造骨格として主に使用する形状である。アームなどのシステムを構築した場合に、動作に影響を及ぼしうる構造骨格の変形として Fig.3-4 に示す 2 種類の変形が考えられる。1 つは荷重による円筒部分の曲げ変形であり、他方は駆動骨格から受ける駆動力による円錐部分の凹みである。これらを見積もることで、アームの先端位置の荷重による変位などが推定できると考えられる。ここではまず構造骨格の基礎的な強度評価として、円筒部分の荷重による曲げ変形について議論する。

円筒部分の荷重による曲げ変形量を求めるために、Fig.3-5 に示す片持ちはりの条件で解析を行う。これらの境界条件は構造骨格の変形を阻害しないように決定している。解析に用いるモデルは長さ 200 mm, 半径 50 mm の円筒形とし、構造骨格の円筒部分のみモデル化している。材料は 0.3 mm のウレタンゴム、内圧は 0.005 MPa であり、メッシュは 2 mm ごとに設けた節点を基に生成している。これらの解析条件をまとめたものを Table 3-1 に示す。境界条件は、円筒の片側の並進移動と回転移動を完全固定し、もう一方を回転固定としている。荷重は回転のみを固定している面に対して均一な面荷重である。面荷重とその分布面積から計算した構造骨格にかかる荷重と構造骨格の先端部分での変形量としてまとめた解析結果を Fig.3-6 に示す。同様に、Fig.3-6 には円柱モデルに対応する測定実験の結果も示す。なお、この測定実験には、Fig.2-1 に示した円筒の両端を円錐形状とした構造骨格を使用している。解析との比較を行うため、円筒部分の片側の端で固定し、もう一方の端に荷重をかけた際の先端部分のたわみ量を測定している。

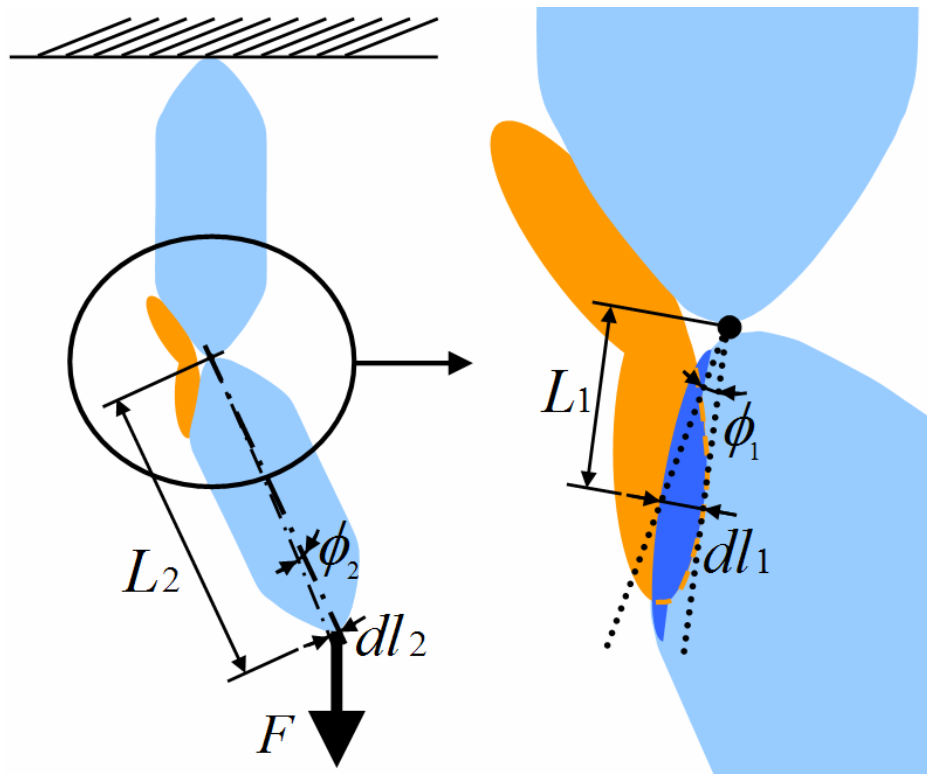


Fig.3-4 Structure bag deformation related to the arm motion

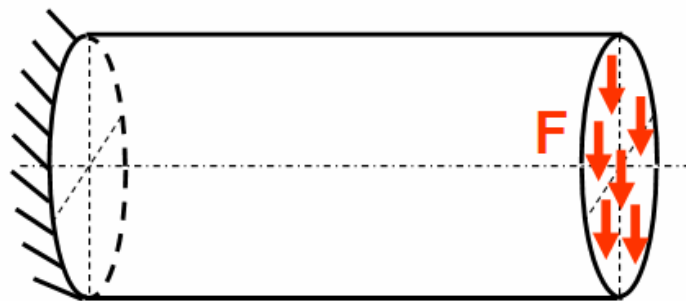


Fig.3-5 A boundary condition and an applied load (cantilever bending)

Table 3-1 Analytical conditions (cantilever bending)

Model size	Radius : 50 mm, Length : 200 mm
Material	0.3 mm urethane rubber
Element type	Shell element
Mesh size	2 mm
Calculating method	Implicit method
Inner pressure	0.005 MPa
Load	1 ~ 5 N (Surface load)

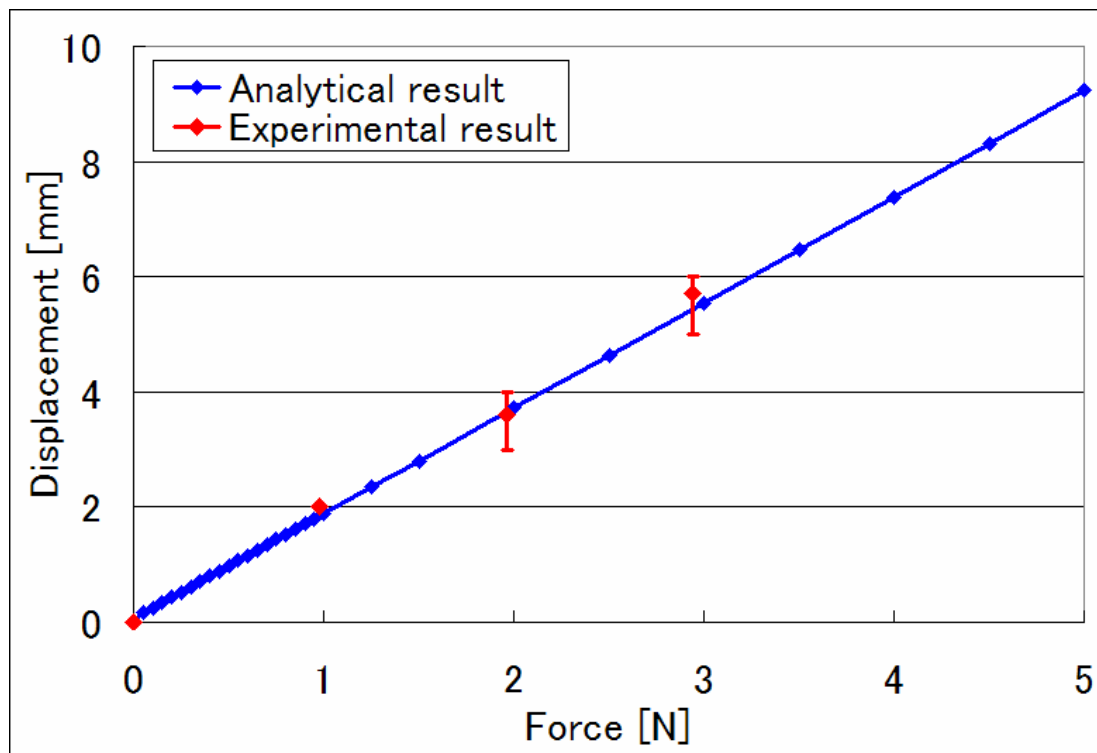


Fig.3-6 Results of analysis and experiment (cantilever bending)

Fig.3-6 から、解析結果と実験結果はほぼ一致しており、解析結果は妥当であると考えられる。また、構造骨格を単純な丸棒の片持ちはりと見なした場合の見かけ上のヤング率を解析結果から求めると 0.4 MPa となる。

一般的な片持ちはりのたわみ問題を考える。中空円筒において円筒の厚さは半径より十分小さいとすると、たわみ量は次のように表すことができる。ここで、 w [m]はたわみ、 F [N]は先端にかかる荷重、 L [m]は構造骨格の長さ、 E [Pa]はヤング率、 d [m]は素材の厚さ、 r [m]は半径、 P [Pa]は内圧、 σ はポアソン比である。

$$w = \frac{L^3}{6\pi E d r^3} F \quad (3.10)$$

また、既存の研究[26]では柔軟な円筒形の膜構造物の曲げ変形として、次のような式を導いている。

$$w = \frac{L^3 \left\{ 1 + \frac{\text{Pr}(1-2\sigma)}{2Ed} \right\}^3}{6\pi E d r^3 \left\{ 1 + \frac{\text{Pr}(2-\sigma)}{2Ed} \right\}^3} F \quad (3.11)$$

解析から、内圧 0.005 MPa の構造骨格に 5 N 以下の力が負荷された場合、構造骨格の最大応力は 1 MPa 以下である。Fig.3-3 から、応力が 1 MPa 以下ではヤング率はおおよそ 26 MPa と近似できる。ウレタンゴムのポアソン比を 0.48 とした場合、これらを用いて式(3.10)を解くと F の係数は 4.4×10^{-4} m/N となる。また、式(3.11)を解くと係数は 8.2×10^{-4} m/N となる。Fig.3-6 の解析結果を線形近似し解析における F の係数を求めると、その値は 19×10^{-4} m/N となる。これらの値の差異は、主に対象とした構造骨格が短いこと、材料が非常に薄いことなどが原因として考えられる。確認のため、長さを 1 m とした構造骨格で解析を行い、式(3.10)および式(3.11)から求められる値との比較を行った。その結果、解析から求められる F の係数は 6.8×10^{-2} m/N となり、式(3.10)から求められる 5.5×10^{-2} m/N および式(3.11)から求められる 10×10^{-2} m/N と近い値となった。このことから、長い構造骨格を用いた場合ははりの理論に近付くことが予想される。以上のことから、構造骨格が短く材料が非常に薄い場合では、線形はり理論の適用は難しいと考えられる。

しかしながら、片持ちはりのようなモデルでは、曲げ変形量に大きく影響す

るのは固定端となっている部分の周辺である．特に，下側の端部では直近の部分において材料に局所的な座屈が起きやすく，曲げ変形量が大きく算出されてしまうと考えられる．そこで，Fig.3-7 のように，構造骨格としての使用に即した曲げ変形の条件で解析を行う．これらの境界条件は構造骨格の変形を阻害しないように決定している．解析に用いるモデルは長さ 300 mm，半径 50 mm の円筒形状，材料は 0.3 mm のウレタンゴムとし，メッシュは 2 mm ごとに設けた節点を基に生成している．また，中央下部での境界条件については 10 mm の範囲で固定している．荷重はそれぞれ両端から 50 mm の部分を中心に 10 mm の範囲で線荷重として与える．与える荷重と内圧を変えて解析を行い，端部中央でのたわみ量の変化を調べる．これらの解析条件をまとめたものを Table 3-2 に示す．この解析では，固定部分において円筒側面が凹んでしまうことが考えられる．この影響によってたわみ量が実際よりも大きくなることを避けるため，荷重を中央上部の 10 mm の範囲にまとめて与えた場合のたわみ量も求める．この結果を利用することで，固定部分の局所的な凹みの影響を除いた円筒のたわみ量を算出することができる．算出した結果を，線荷重とその分布長さから計算した構造骨格の片側にかかる荷重と，構造骨格の端部でのたわみ量としてまとめたものを Fig.3-8 に示す．

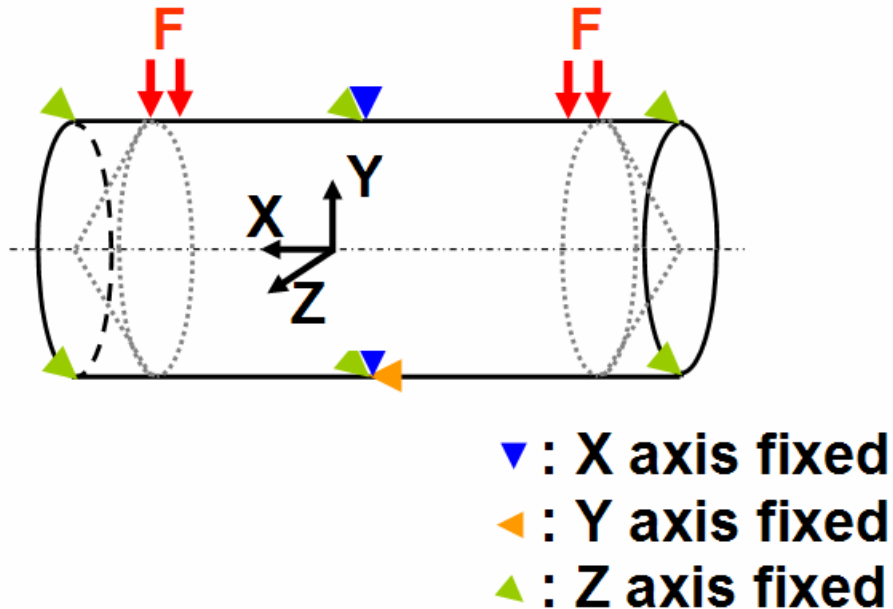


Fig. 3-7 A boundary condition and an applied load (structure bag bending)

Table 3-2 Analytical conditions (structure bag bending)

Model size	Radius : 50 mm, Length : 300 mm
Material	0.3 mm urethane rubber
Element type	Shell element
Mesh size	2 mm
Calculating method	Implicit method
Inner pressure	0.005 ~ 0.025 MPa
Load	1 ~ 10 N (line load)

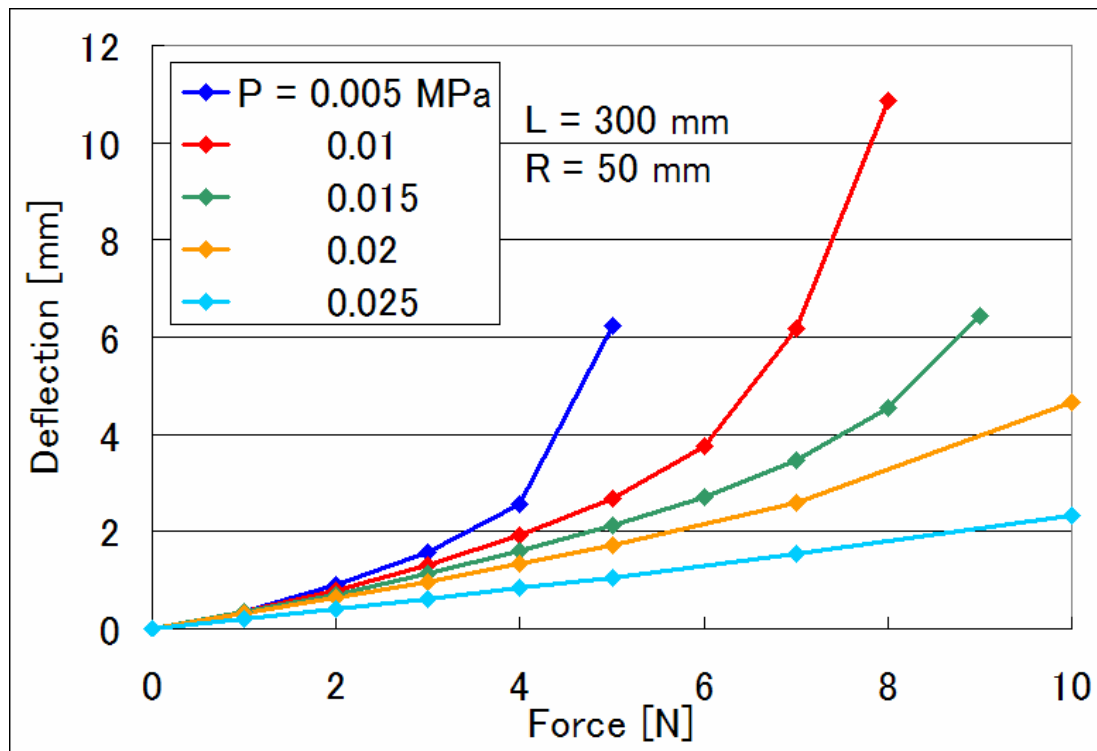


Fig. 3-8 Results of the analysis (structure bag bending)

また、解析の信頼性を確かめるため、解析と同様の条件を用いた実験を行い、解析結果との比較を行う。Fig.3-8 から長さ 300 mm、半径 50 mm の構造骨格ではたわみ量が小さく、測定が困難であることが推測できるため、長さ 280 mm、半径 22 mm の円筒を用いて実験と解析を行った。材料は 0.3 mm のウレタンゴムである。結果を Fig.3-9 に示す。

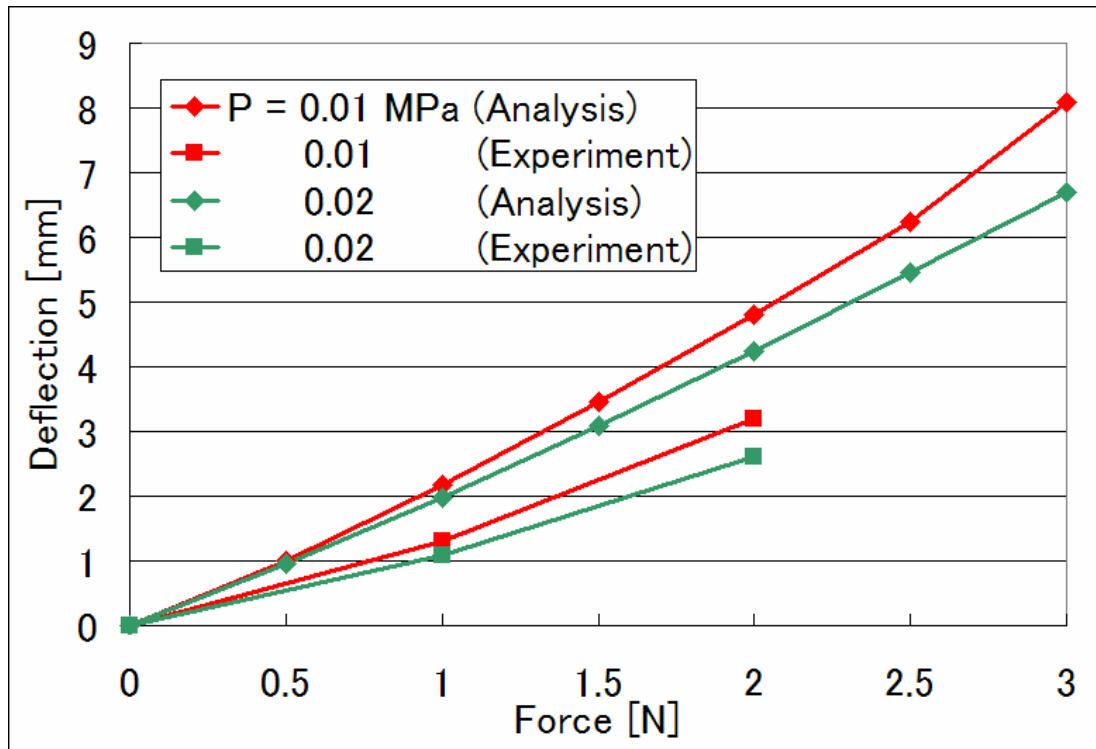


Fig.3-9 Results of the comparison between analysis and experiment
(structure bag bending)

まず、Fig.3-9 から、実験と解析で荷重と内圧に対するたわみ量の変化がほぼ同様の傾向を示していることが伺え、有限要素解析の有用性が伺える。Fig.3-8 を見ると、荷重が大きい部分を除くと、たわみ量は荷重に対してほぼ線形に増加すること、内圧にほぼ反比例することが伺える。ここで荷重が大きい場合については、構造の変形状態を調べたところ、固定部分において局所的に大きな変形が生じていることが確認された。局所的大変形が起こると機械システムの構造維持が困難になるため、構造骨格を使用する際には想定される荷重に対してある程度より高い内圧が必要であることが解析結果から確認できる。また、解析での構造骨格の形状を見ると、内圧 0.025 MPa の場合では構造骨格が高い内圧に耐えられずに大きく膨らんでいる様子が伺えた。このような過膨張状態で構造骨格を使用すると、構造骨格の材料の塑性変形や圧着部分の破損などが発

生し得る．これらのことから，0.3 mm のウレタンゴムシートを用いる場合，長さ 300 mm，半径 50 mm の構造骨格に与える内圧は 0.02MPa までが妥当であると考えられる．

次に，Fig.3-7 の解析条件において，構造骨格の長さ L と材料の厚さを変えた解析を行う．Fig.3-8 では全長を 300 mm，荷重を両端から 50 mm の位置に負荷していたが，長さを変えた解析モデルでは全長を 500，700，900，1100 mm とする．これらの材料は 0.3 mm のウレタンゴムとする．Fig.3-10 は圧力 0.005 MPa での結果，Fig.3-11 は圧力 0.01 MPa での結果である．また，材料の厚さを変えた場合では，厚さ 0.2 mm のウレタンゴムを用いた解析を行う．Fig.3-12 に素材の厚さでの比較結果を示す．

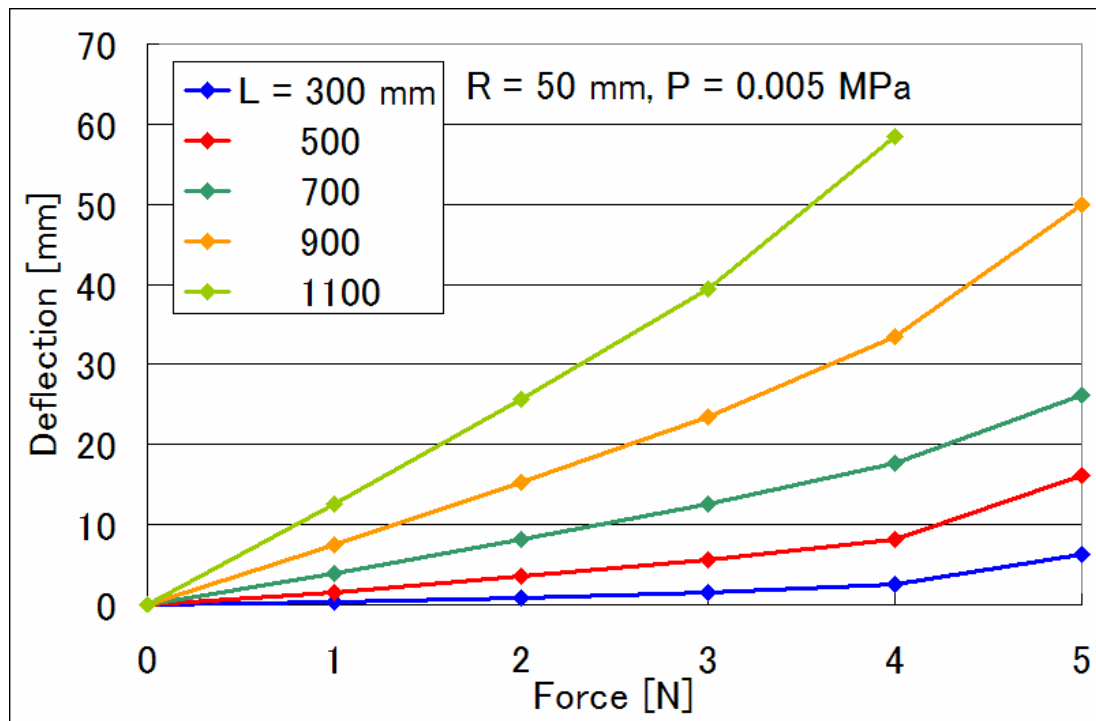


Fig. 3-10 Analytical results changing structure bag length under 0.005 MPa (structure bag bending)

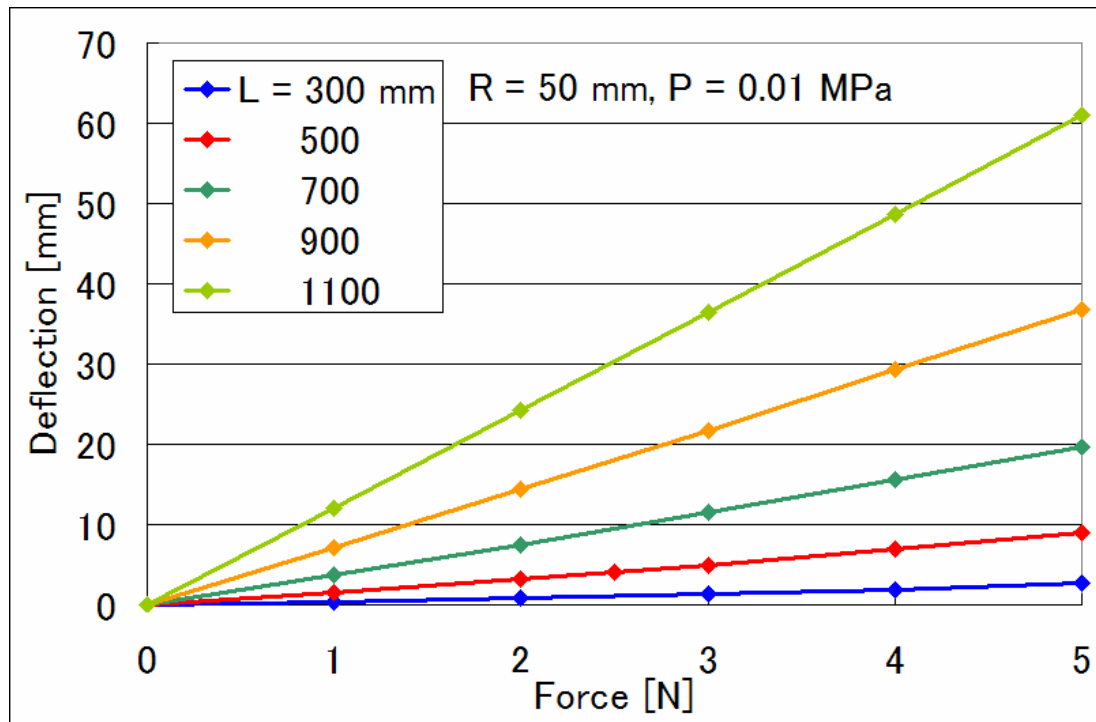


Fig. 3-11 Analytical results changing structure bag length under 0.01 MPa (structure bag bending)

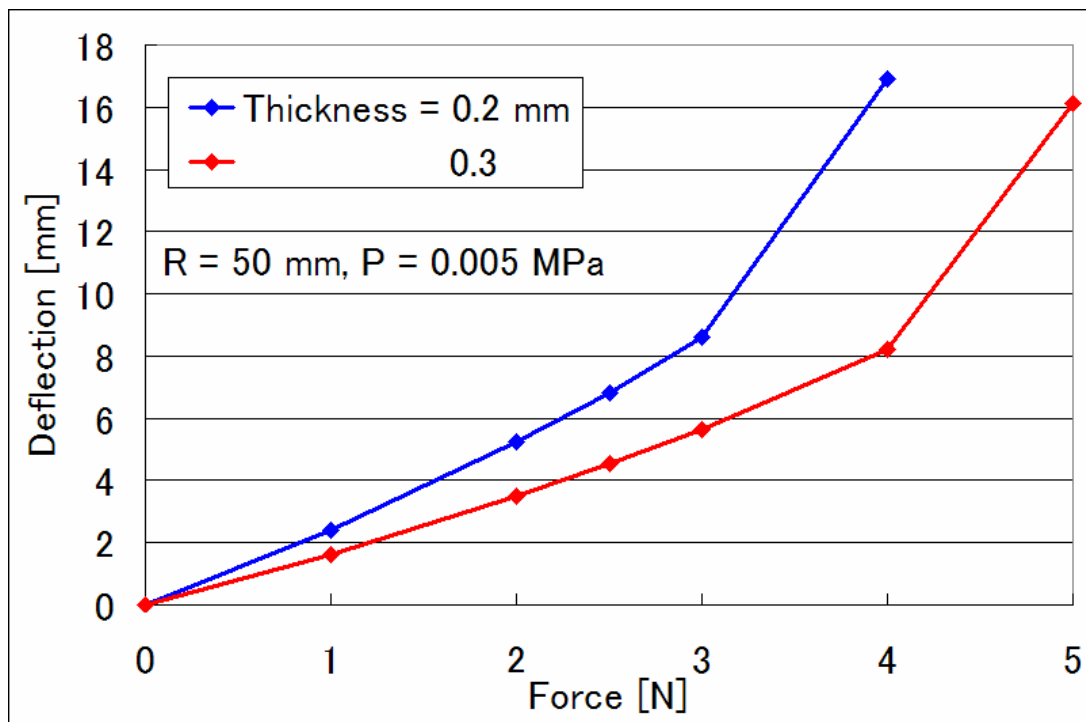


Fig. 3-12 Analytical results changing thickness (structure bag bending)

Fig.3-10 および Fig.3-11 から、荷重が大きい部分を除くと、たわみ量は荷重に対してほぼ線形に増加すること、内圧が増加するとたわみ量は減少することが伺える。また、荷重が大きい場合では、固定部分において局所的に大きな変形が生じていることが確認された。これらは圧力を変えて行った実験結果と同様の傾向を示している。さらに、Fig.3-10 および Fig.3-11 から、全長 300 mm でのたわみ量とその他の結果の比を求め、全長ごとの平均を取ると、Fig.3-13 のようになる。ここから、全長 300 mm の場合を基準とした場合、たわみ量は構造骨格の長さの約 2.5 乗に比例していることが伺える。また、Fig.3-12 から、曲げ変形では、材料が 0.2 mm から 0.3 mm になるとたわみ量が 0.6 倍になることがわかる。構造骨格の実例として、第 4 章で述べるロボットアームにおいては、構造骨格に 1.5 N 程度の荷重がかかる。この値は局所的大変形が起きない範囲であるので、以上の解析結果は構造骨格の設計指針の基礎データとできる。

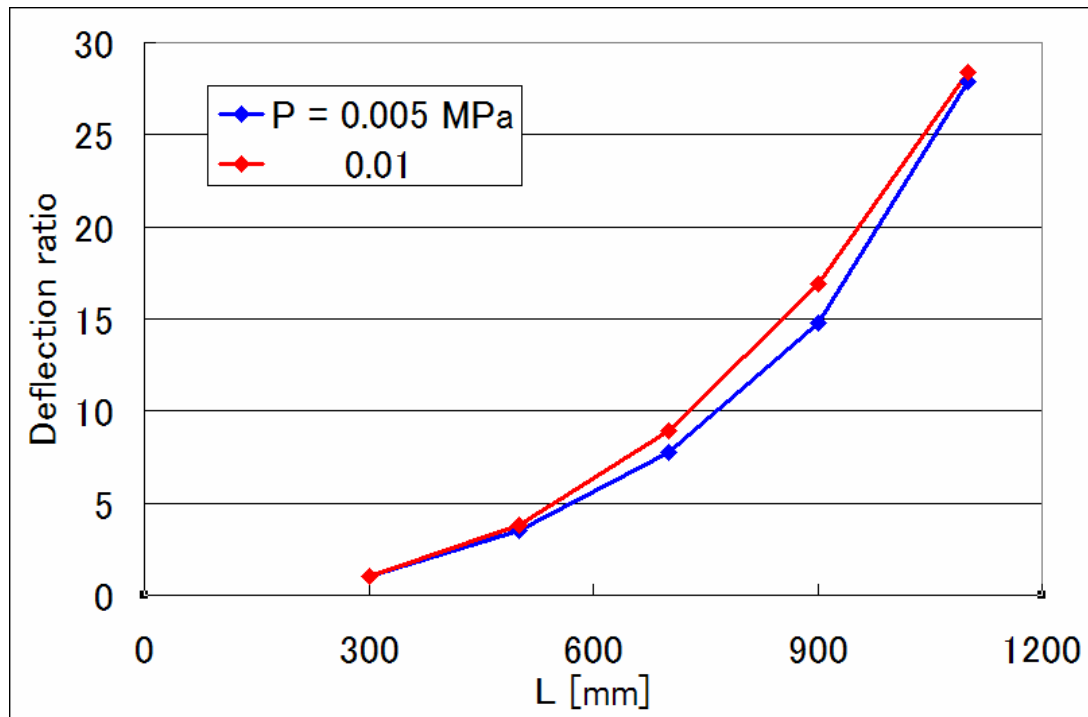


Fig.3-13 Deflection ratio of L = 300 mm to the other lengths
(structure bag bending)

次に、円錐部分の駆動骨格による凹み変形量を求めるために、Fig.3-14 に示す条件で解析を行う。これらの境界条件は構造骨格の変形を阻害しないように決定している。解析に用いるモデルは構造骨格と同様に円筒に円錐を取り付けた形状をしており、円筒部分の長さ 200 mm、半径 50 mm、円錐部分の高さは 50 mm である。材料は 0.2 mm と 0.3 mm のウレタンゴム、内圧は 0.005 MPa とし、メッシュは 2 mm ごとに設けた節点を基に生成している。荷重は円錐部分の一つの母線に対して均一な線荷重である。これらの解析条件をまとめたものを Table 3-3 に示す。線荷重とその分布長さから計算した構造骨格の先端部を中心としたトルクと、円錐先端の角度変化量としてまとめた解析結果を Fig.3-15 に示す。

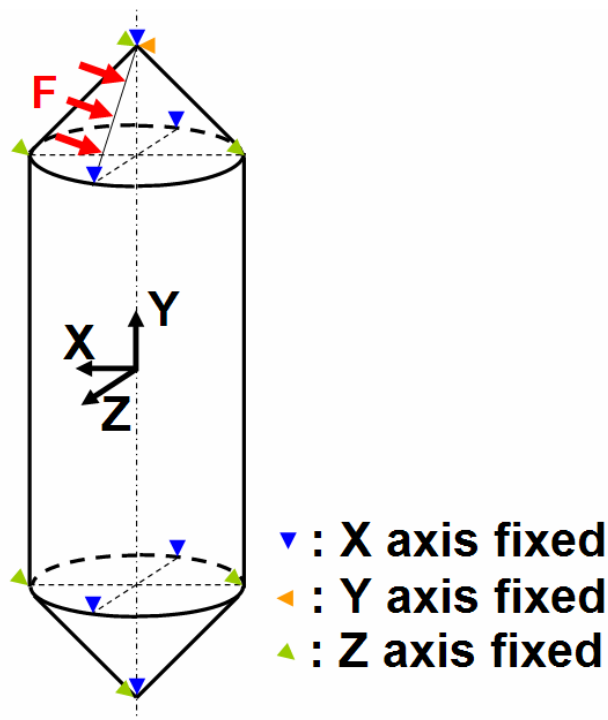


Fig.3-14 A boundary condition and an applied load (partial concave)

Table 3-3 Analytical conditions (partial concave)

Model size	Radius : 50 mm, Length (cylinder) : 300 mm height (circular cone) : 50 mm
Material	0.2, 0.3 mm urethane rubber
Element type	Shell element
Mesh size	2 mm
Calculating method	Implicit method
Inner pressure	0.005 MPa
Load	0.1 ~ 0.7 N (line load)

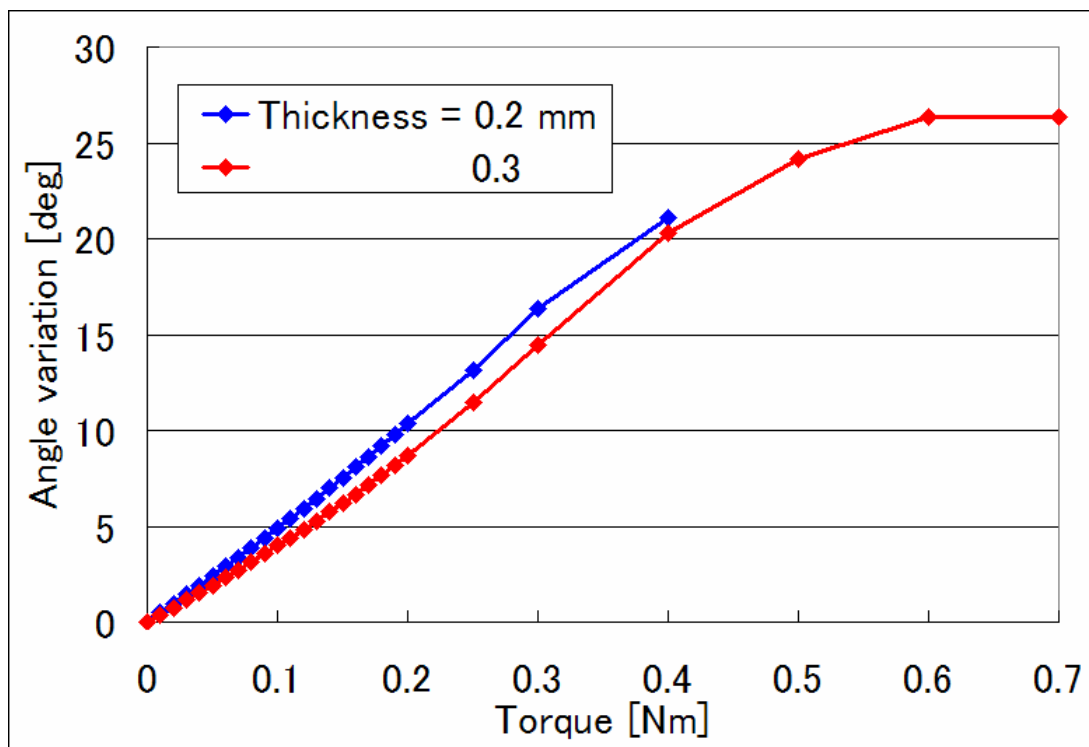


Fig.3-15 Analytical results changing thickness (partial concave)

解析結果から、材料の厚さは先端部での角度変化にあまり影響しないことがわかる。この解析結果の妥当性を確認するため、同形状の構造骨格を用いて実験を行った。連結した構造骨格の関節部に長さ 200 mm、幅 40 mm の駆動骨格を配置し、内圧を 0.005 MPa から 0.02 MPa に変えた際の駆動骨格の折れ曲がり角度を写真により測定する。構造骨格の内圧は解析と同様に 0.005 MPa とする。ほぼ 90 度に折れ曲がった駆動骨格の発生トルクは、0.005 MPa で 0.024 Nm、0.02 MPa で 0.095 Nm である。複数回の実験結果を平均すると、角度変化量は 2.9 deg であった。Fig.3-15 から 0.024 Nm から 0.095 Nm まで角度変化量は 2.9 deg であるため、解析結果の妥当性が確認できる。また、第 4 章で述べるロボットアームでは駆動骨格の発生トルクは最大で 0.2 Nm 程度である。Fig.3-15 を見るとトルクと角度変化量がほぼ比例している領域であるため、解析結果は構造骨格の設計指針の基礎とできる。

3.3.2 応力集中

構造骨格は本機械システムの骨格をなす要素であるため、破損するとシステムが動作しなくなる。内圧のかかる袋状構造の場合、大きな内圧による膨張・破裂が破損の主な原因となる。そこで、内圧に対する構造骨格の強度評価として、単純な形状を用いた応力解析を行い、その結果から、耐圧性の高い形状について議論する。

まず、凸形状の構造骨格について解析し、変形形状と応力を比較する。代表的な凸形状として、2枚のシートを結合した構造を持つ直径 100 mm の円形と 1 辺が 100 mm の正方形について解析を行った。構造骨格の要求仕様として構造骨格の長さで構造骨格にかかる負荷が考えられるため、ここでは、構造骨格の長さを一定とした解析を行い、形状による応力の変化を求める。薄い材料に大きな圧力をかけた場合は解析が不安定になるため、材料は 1.1 mm のウレタンゴムとし、内圧は 0.005 MPa とする。メッシュは 1 mm ごとに設けた節点を基に生成している。これらの解析条件をまとめたものを Table 3-4 に示す。また、ウレタンゴムシートは外周同士を結合し、変形を阻害しないように空間に固定している。解析結果と最大応力値を Fig.3-16 および Fig.3-17 に示す。

Table 3-4 Analytical conditions (convex shape)

Model size	Length : 100 mm
Material	1.1 mm urethane rubber
Element type	Shell element
Mesh size	1 mm
Calculating method	Implicit method
Inner pressure	0.005 MPa

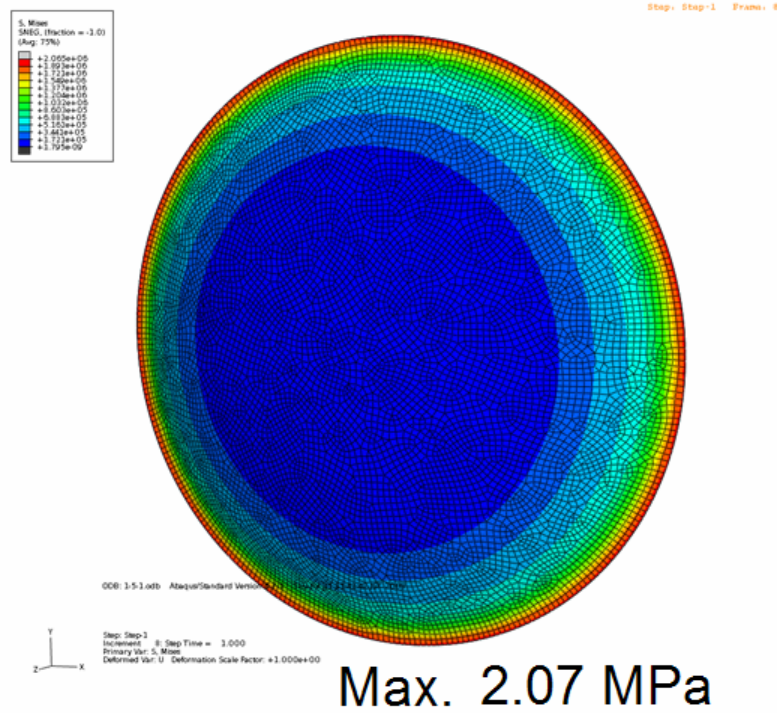


Fig.3-16 Analytical result of a round shape with 100 mm in radius

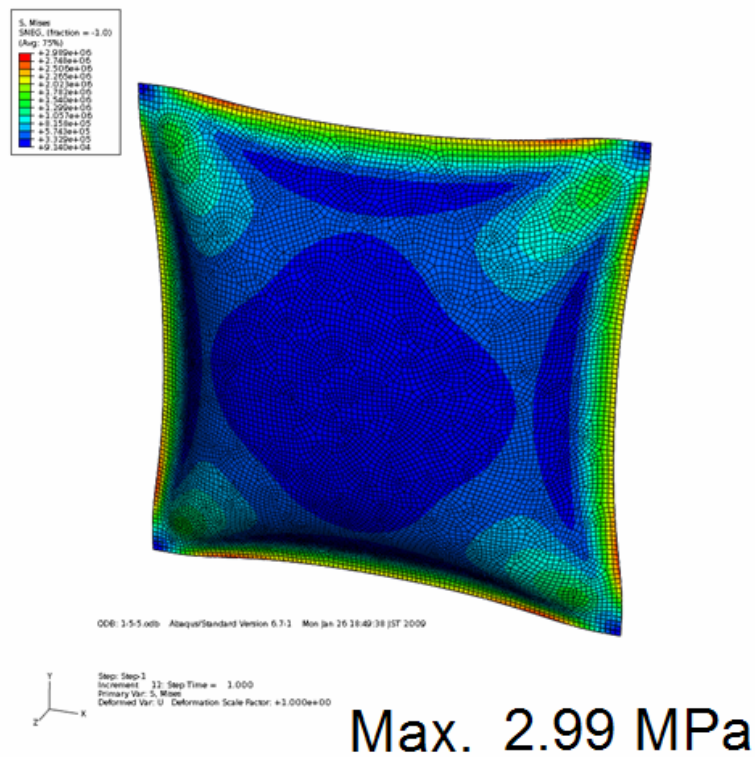


Fig.3-17 Analytical result of a square shape with 100 mm in side

円形では外周に均一な応力が見られる。これは、容易に推測できることであるが、解析結果に信頼性があることが確認できる。また、正方形では、辺の両端付近に応力集中が起こっていることが伺える。

次に、長半径を 50 mm として短半径を変えた楕円形と、縦の長さを 100 mm として横の長さを変えた長方形の解析を行った。解析の条件は円形や正方形の場合と同様である。結果を Fig.3-18 から Fig.3-23 に示す。

これらの結果から、単純形状では細いパイプ形状において最大応力値が小さくなっていることがわかる。これは、金属など弾性素材のパイプでも同様の傾向があり、妥当な結果である。四角形の応力分布では、正方形に近い場合は辺の両端付近で応力集中が起き、短辺が短くなるにつれて辺の中央付近で応力集中が起きていることがわかる。応力集中が狭い範囲で起こる構造骨格は破損する可能性が高くなってしまうため、正方形に近い形状は応力集中の観点からは構造骨格に不利であることが伺える。また、長方形よりも楕円形で応力の最大値が小さいこと、構造骨格の幅を細くしていくと応力が小さくなることから、凸形状の構造骨格ではできる限り細い楕円形状が望ましいと考えられる。しかしながら、構造骨格の幅を細くすると、後述の駆動骨格の幅と発生力の関係から、構造の強度が低くなると推察されるため、要求仕様として与えられる負荷に耐えられる幅が必要となる。また、構造骨格は全体が曲げ変形することもあるため、変形量が許容値以下となるように幅を設定する必要もある。

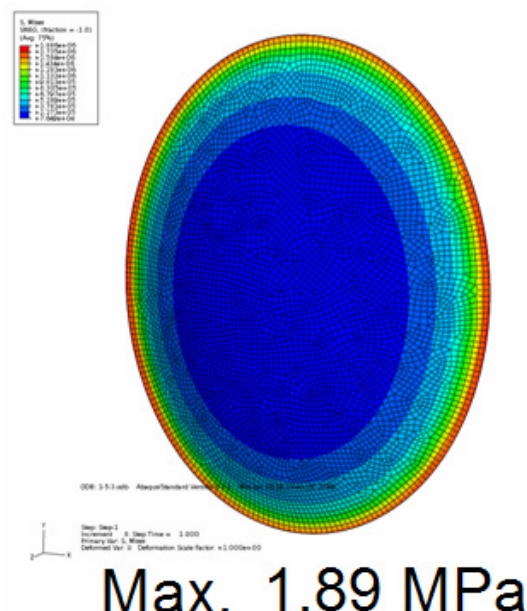


Fig. 3-18 Analytical result of an elliptical shape with 40 mm in short radius and 100 mm in long radius

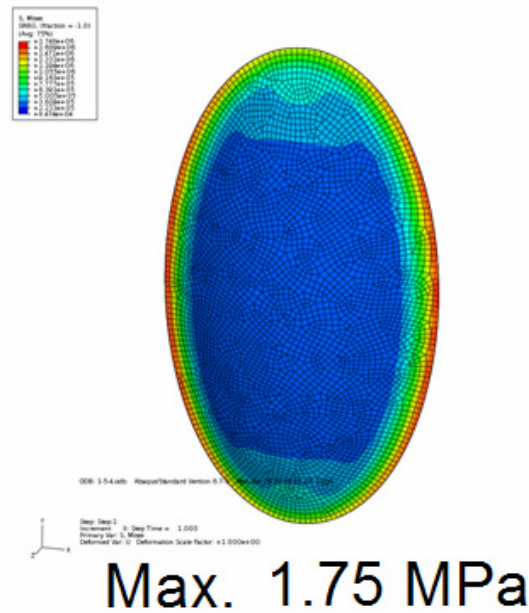


Fig. 3-19 Analytical result of an elliptical shape with 30 mm in short radius and 100 mm in long radius

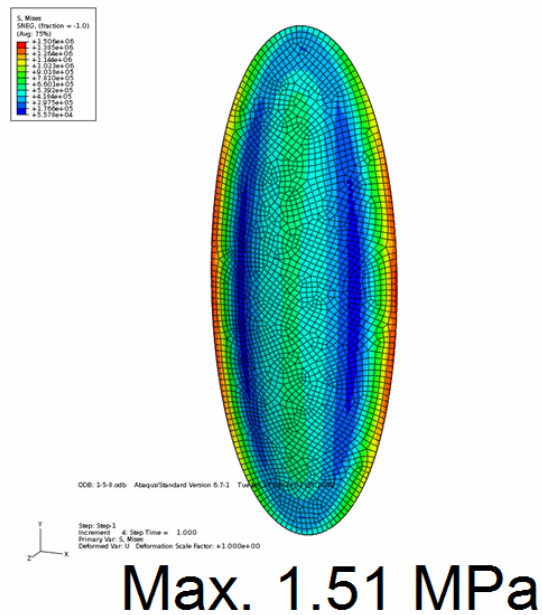


Fig. 3-20 Analytical result of an elliptical shape with 20 mm in short radius and 100 mm in long radius

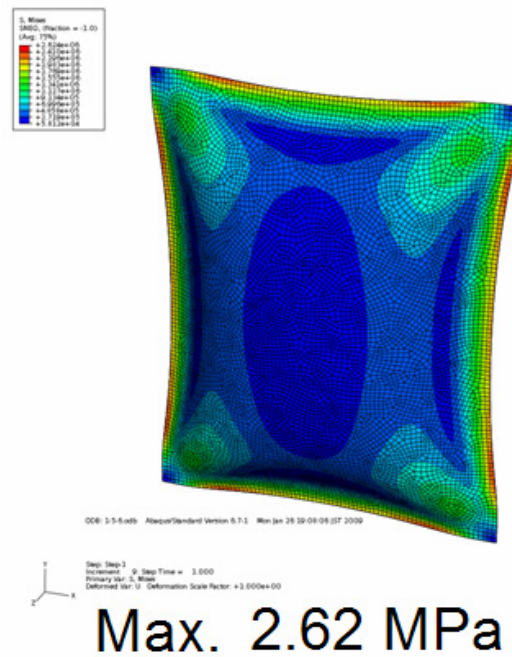


Fig. 3-21 Analytical result of a rectangular shape with 80 mm in narrow side and 100 mm in long side

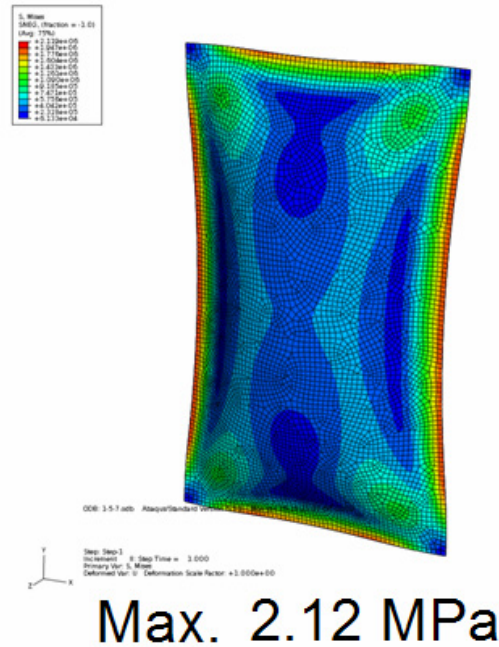


Fig. 3-22 Analytical result of a rectangular shape with 60 mm in narrow side and 100 mm in long side

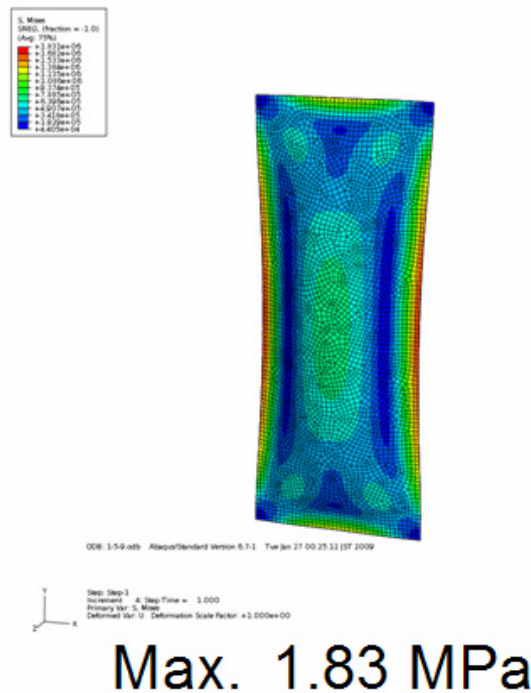


Fig. 3-23 Analytical result of a rectangular shape with 40 mm in narrow side and 100 mm in long side

次に、凹部での強度評価を行うために、十字形状の構造骨格についてフィレット径を変えて応力状態の比較を行う。凹形状の構造骨格は、後述する繊維パターンシートなどの流体配管に用いる。そのため、配管の設計では管路の幅が重要な設計指針となるので、十字形状の突起部の幅を基準としてフィレット径を変えた解析を行う。凸形状と同様に、材料は 1.1 mm のウレタンゴムとし、内圧は 0.005 MPa である。メッシュは約 0.5 mm ごとに設けた節点を基に生成している。これらの解析条件をまとめたものを Table 3-5 に示す。また、ウレタンゴムシートは外周同士を結合し、変形を阻害しないように空間に固定している。十字形状は、変形に影響を与えないようにするために全体の長さを突起の幅の 5 倍とし、突起は上下左右で全て同様の形状としている。解析は形状依存性を調べるため、複数のフィレット径について行う。 W は突起の幅、 R はフィレット半径である。Fig.3-24 から Fig.3-26 に $W=30$ mm の場合の代表的な解析結果を示す。

Table 3-5 Analytical conditions (concave shape)

Model size	Overall length : 5 times longer than width
Material	1.1 mm urethane rubber
Element type	Shell element
Mesh size	0.5 mm
Calculating method	Implicit method
Inner pressure	0.005 MPa

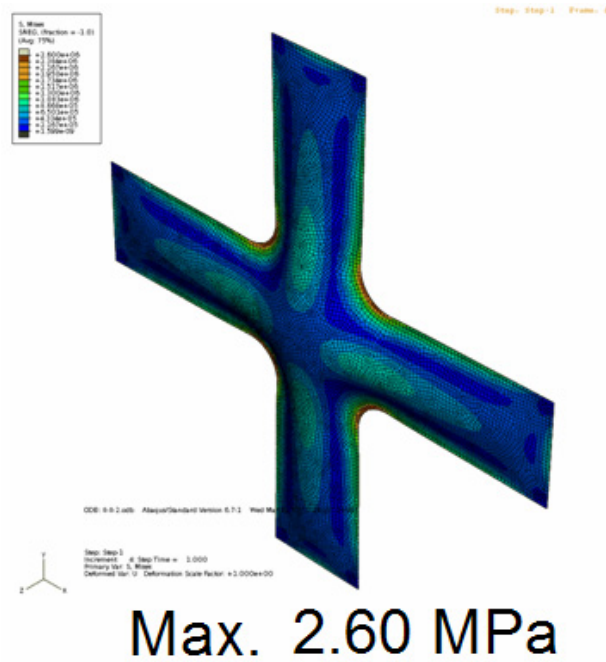


Fig.3-24 Analytical result of a cross shape with 30 mm in width and 10 mm in fillet radius

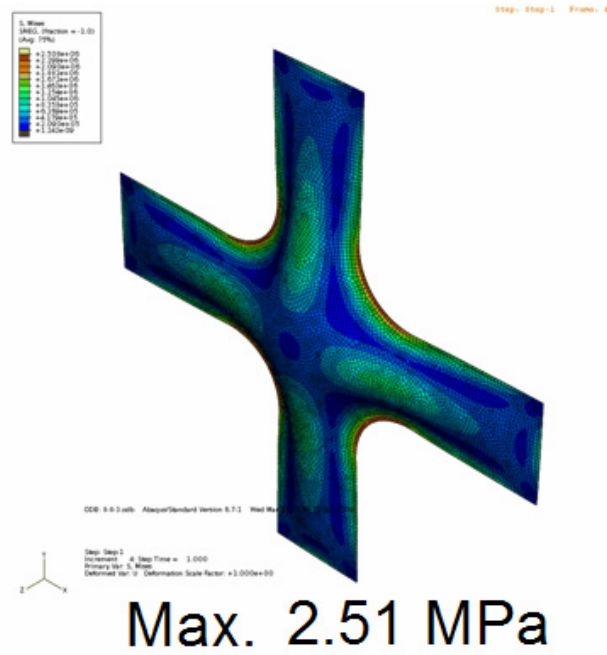


Fig.3-25 Analytical result of a cross shape with 30 mm in width and 20 mm in fillet radius

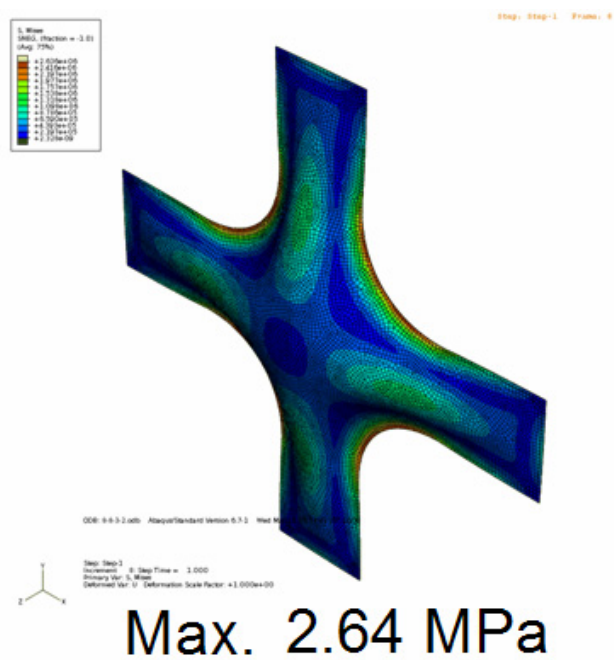


Fig.3-26 Analytical result of a cross shape with 30 mm in width and 30 mm in fillet radius

これらの結果から、 $R = 20 \text{ mm}$ において最大応力が小さくなっており、最適なフィレット径が存在することが伺える。そこで、突起の幅 W を変えながら解析を行い、突起の幅と最適なフィレット径の関係を求める。突起の幅それぞれについて、フィレット径を 1 mm ずつ変えながら解析を行い、最大応力が最小となるフィレット径を求める。解析結果を最小二乗法による線形近似結果と共に Fig.3-27 に示す。

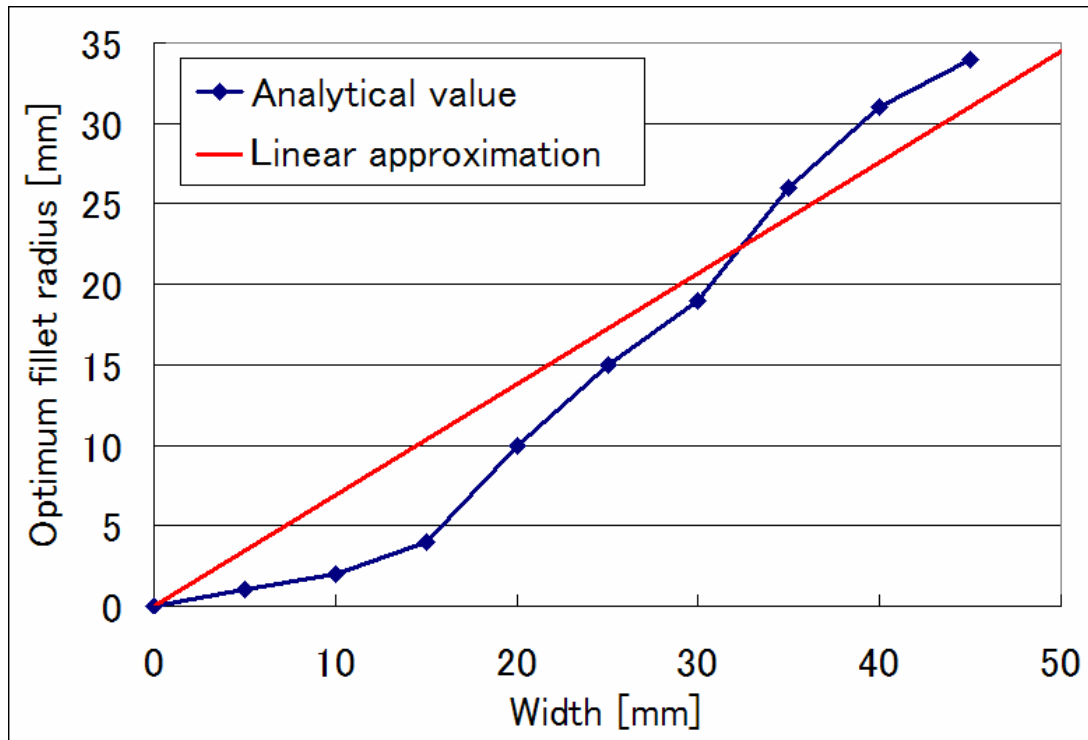


Fig. 3-27 The minimum stress radius for cross shape width

Fig.3-27 から、最適なフィレット径は突起の幅に対し、単調増加する傾向になっている。ここでは、簡単のため、Fig.3-27 の赤線に示すように線形近似を行い、最適なフィレット径は突起の幅に比例するとし、その係数 0.7 を得た。また、膨らんだ際の構造骨格の形状が最大応力に大きく影響すると考えられ、最適なフィレット径を持った場合には断面形状が楕円形に近い形状となっていることが推測される。

次に、枝分かれのような T 字形状について解析し、Fig.3-27 の結果と比較する。本機械システムにおいて、配管を 2 枚のシートを圧着することで製作したいという要求があるため、このような枝分かれ状での応力比較を行う必要がある。解析は十字形状の場合と同様に、材料は 1.1 mm のウレタンゴムとし、内圧は 0.005 MPa である。また、ウレタンゴムシートは外周同士を結合し、変形を阻害

しないように空間に固定している．T 字形状についても，全体長さが突起の幅の 5 倍となるようなモデルとしている．比較には突起の幅が 20 mm と 40 mm のモデルを用いる．十次形状の場合と同様にフィレット径を 1 mm ごとに変えて複数回解析を行い，最適なフィレット径を求める．それぞれの結果を Table 3-6 にまとめて示す．

Table 3-6 The minimum stress radius for width of cross shapes and T shapes

W [mm]	R (linear approximation) [mm]	R (cross shape) [mm]	R (T shape) [mm]
20	14	10	11
40	28	31	28

これらの結果から，T 字形状でも十字形状とほぼ同様の値を取っているため，前述の近似結果を設計指針として用いることができると言える．本機械システムの構造骨格では複雑な凹形状を用いることは少なく，簡単な十字形状や T 字形状を用いることが多いため，得られた近似結果を設計指針として利用することで最適な形状が設計可能と考えられる．通常の硬い素材の凹形状ではフィレット径が大きいほど応力に対して有利となるが，提案する機械システムでは突起の幅に対して最適なフィレット径が存在することが確認でき，単純にフィレット径を大きくするだけでは不十分であるため，求めた設計指針は有用である．

3.4 駆動骨格の発生力評価

これまでに応力に対する座屈についての研究[27]は古くから行われており、パイプ状構造物の座屈[28]なども研究されている。しかし、駆動骨格のように、内圧が増すことによって中空の構造物が屈曲した形状から直線形状になるような変形についての研究は少ない。したがって、駆動骨格の駆動力発生メカニズムについての知見を得るためには、内圧や形状などの各パラメータの変化に対する駆動力の解析や測定など、基本的な観点から議論を行う必要がある。

ここではまず、本研究で設計・製作した駆動力測定機構による測定実験について述べる。次に、駆動骨格の基本的な数理モデルによるトルク発生モードと駆動力推定について議論する。最後に、駆動骨格の有限要素解析について述べ、解析結果から駆動力の経験式を導出する。

3.4.1 基本的な数理モデルによる発生力の評価

提案する機械システムでは，加圧時に発生する駆動骨格の折れ曲がり部でのトルクを駆動力として利用する．駆動骨格の形状や内圧によって発生するトルクが異なるため，様々な形状の駆動骨格が発生するトルクを等しい条件で測定し比較する装置が必要である．そこで，本研究では Fig.3-28 に示す駆動力測定機構を設計・製作した．

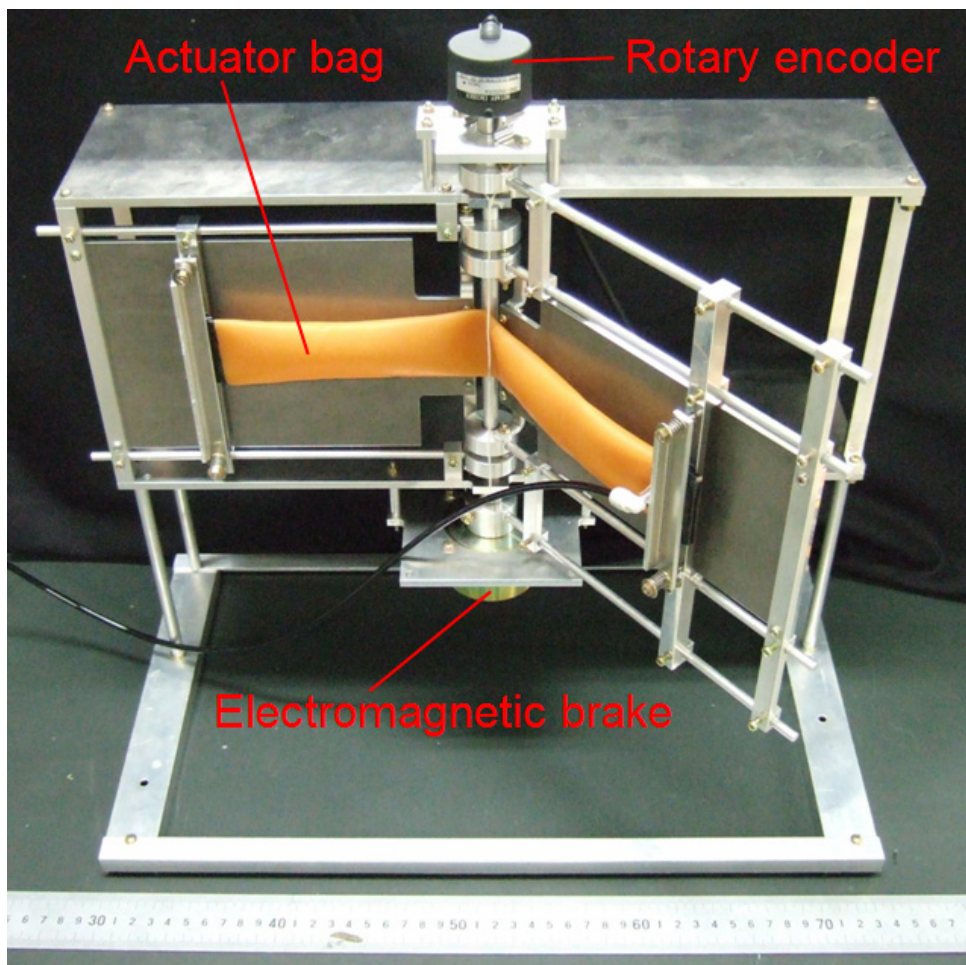


Fig.3-28 Driving force measurement equipment

この装置は上方にあるエンコーダ（2000 ppr）で角度を精密に測定しながら，1 自由度の回転自由な板状構造物をブレーキで制動するものである．ブレーキによる制動力の値から駆動骨格が発生するトルクが得られるので，駆動骨格の変形とトルクを同時に測定することが可能である．本機構は最大で長さ 400 mm，幅 130 mm までの圧力チューブについて，0 deg から 157 deg までの全ての角度

範囲で 0 Nm から 0.95 Nm までのトルクを測定可能である。

まず，駆動骨格の形状と折れ曲がり角 θ を変化させた際の発生トルクについて測定を行う．測定条件をまとめたものを Table 3-7 に示す．Fig.3-29 は厚さ 1.1 mm の生ゴムを材料とした幅 60 mm と幅 40 mm の駆動骨格を用いて，内圧 0.01 MPa で長さ L と折れ曲がり角度 θ を変化させた測定結果である．また，Fig.3-30 は長さ 150 mm，幅 40 mm の駆動骨格を内圧 P と折れ曲がり角度 θ を変化させた測定結果である．横軸は折れ曲がり角 θ ，縦軸は発生トルクを示している．グラフに示される様に幅 60 mm の点群と幅 40 mm の点群は，チューブの長さに依存せずほぼ同様の傾向を示している．結果から，駆動骨格の発生するトルクは長さによる影響が少なく，幅による影響が大きい事を示唆している．また，発生トルクの変化は θ に対して一様でなく，圧力チューブの折れ曲がり角度に応じていくつかのトルク発生モードがあることが伺える．

Table 3-7 Experimental conditions (natural rubber actuator bag)

Length	200 mm
Width	40, 60 mm
Material	1.1 mm natural rubber
Bending angle	10 ~ 140 deg
Inner pressure	0.005 ~ 0.015 MPa

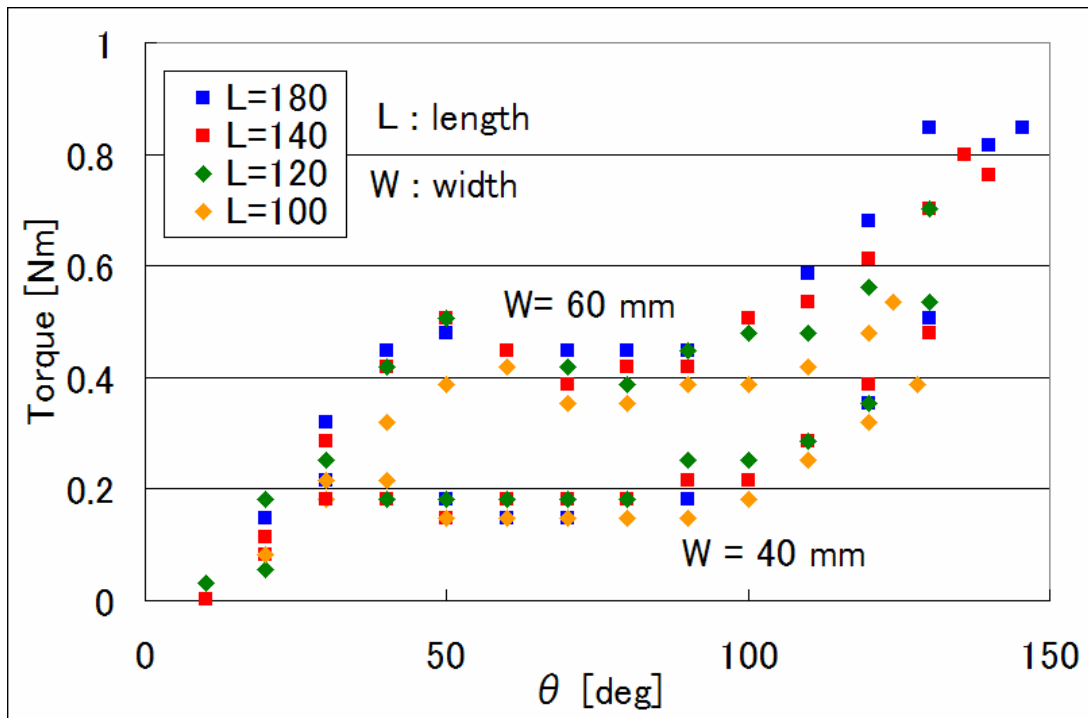


Fig. 3-29 Measurement results of natural rubber actuator bag under 0.01 MPa

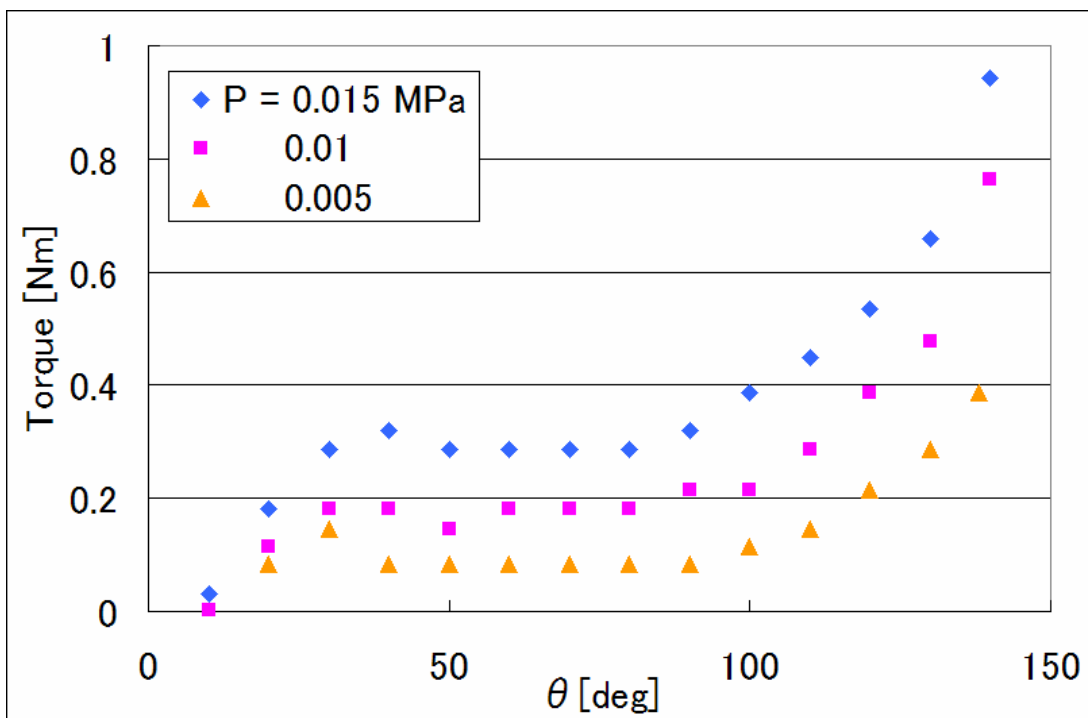


Fig. 3-30 Measurement results of natural rubber actuator bag under 40 mm in width and 150 mm in length

Fig.3-29 および Fig.3-30 の結果を踏まえ、駆動骨格のトルク発生モードの解析を試みた。駆動骨格が外部になす仕事は圧力一定の条件下では次のように表すことができる。

$$T\Delta\theta = p\Delta V \quad (3.12)$$

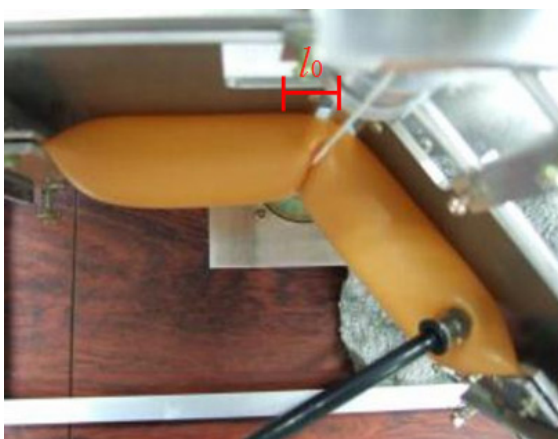
ここで、 T は駆動骨格の発生トルク、 $\Delta\theta$ は折れ曲がり角度変化、 p は駆動骨格の内圧、 ΔV は駆動骨格の体積変化をそれぞれ表している。コンプレッサの容量が十分大きく、駆動骨格への流速および流量が小さい場合 p は一定と仮定できる。この場合トルク T は折れ曲がり角 θ に対する体積変化である $\Delta V/\Delta\theta$ から計算できる。

Fig.3-31 は駆動骨格の折れ曲がりの様子である。この実験から、駆動骨格には主に二つの変形モードがあることが観察される。これは $0 \text{ deg} < \theta < 90 \text{ deg}$ の範囲で駆動骨格の折れ曲がり部分の長さ l_0 がほぼ一定で曲がる変形モードと、 $90 \text{ deg} < \theta < 180 \text{ deg}$ の範囲で l_0 が θ に応じて長くなっていく変形モードである。本研究では駆動骨格の各部位における断面積 $S(\theta)$ を数理モデル化し、これを積分して $V(\theta)$ の計算を行うこととした。この方法で得た $V(\theta)$ と式(3.12)を用いれば駆動骨格の折れ曲がり角度に応じた発生トルクが計算できる。

Fig.3-32 は観察された駆動骨格の折れ曲がりのモデルである。ここで、 r_t は駆動骨格の断面を円とみなした場合の半径、 l_0 は折れ曲がり位置からの距離、 L は駆動骨格の半分の長さをそれぞれ示している。また、駆動骨格が直線状となる場合の折れ曲がり角度 θ を 0 deg とする。駆動骨格の断面が楕円形状である場合には、その短半径を r_a 、長半径を r_b とする。今回のモデルでは楕円部分は周長が維持されつつ、長半径 r_b が l の値に応じて線形に変化すると仮定して短半径 r_a を求め、断面積 $S(l)$ を計算した。実際には駆動骨格の両端部の断面は円形ではないが、端部の変形は発生トルクにほとんど寄与しないと考えられる。そこで本モデルでは単純化のために折れ曲がり部分以外の断面形状は全て円形と仮定した。



(a) $\theta = 0 \text{ deg}$



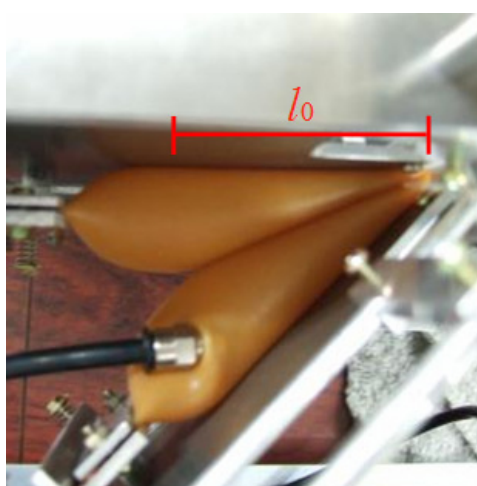
(b) $\theta = 45 \text{ deg}$



(c) $\theta = 90 \text{ deg}$



(d) $\theta = 135 \text{ deg}$



(e) $\theta = 145 \text{ deg}$

Fig. 3-31 Observation of a bending actuator bag

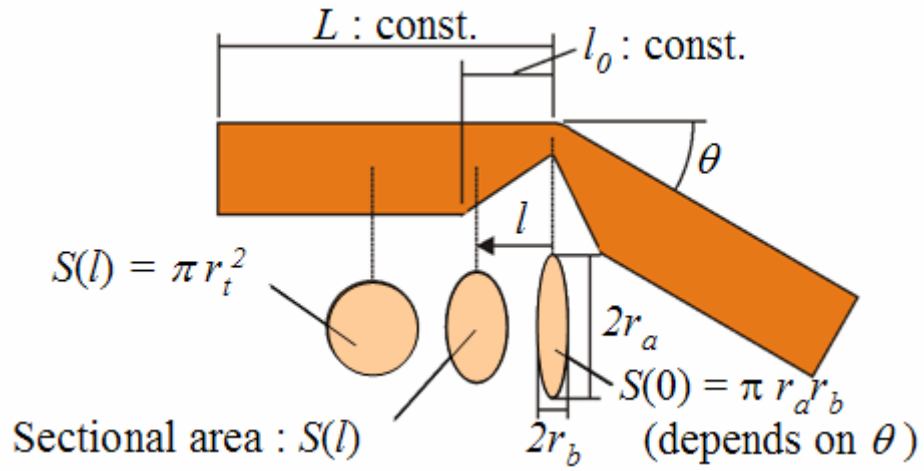
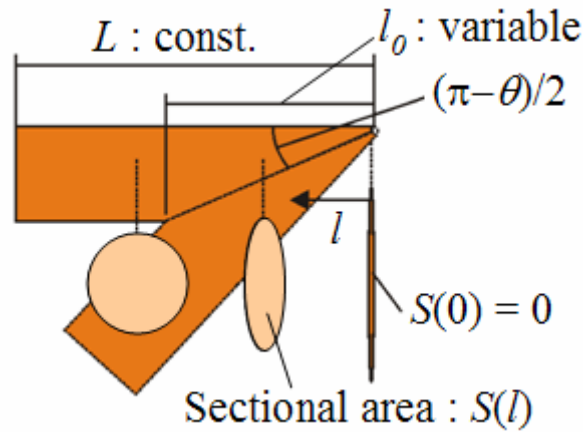

 (a) Transformation mode in the range of $0 \text{ deg} < \theta < 90 \text{ deg}$

 (b) Transformation mode in the range of $90 \text{ deg} < \theta < 180 \text{ deg}$

Fig.3-32 Models of actuator bag changing sectional area

Fig.3-32(a)に示す $0 \text{ deg} < \theta < 90 \text{ deg}$ の角度範囲では l_0 がほぼ一定で、折れ曲り部分の断面形状は θ に対応して折れ曲がり箇所ので円形から端に向かって円形に変化していく。折れ曲がり箇所の断面積 $S(0)$ は $\theta = 0 \text{ deg}$ では πr_t^2 であり、 θ が大きくなるにつれ段々と潰れた楕円形になっていき、 $\theta = 90 \text{ deg}$ においてはほぼ 0 となった。これらのことから $V(\theta)$ は次のように表すことができる。

$$\begin{aligned}
 V(\theta) &= 2 \int_0^L S(l) dl \\
 &= 2 \left\{ \int_0^{l_0} S(l) dl + \int_{l_0}^L \pi r_t^2 dl \right\} \quad (3.13)
 \end{aligned}$$

また、Fig.3-32(b)に示す $90 \text{ deg} < \theta < 180 \text{ deg}$ の角度範囲では、折れ曲がり位置 $l = 0$ での断面積 $S(0)$ は 0 であり、幾何学的条件から l_0 は $2r_t \tan(\theta/2)$ と求められる。したがって、 $0 < l < l_0$ の範囲の楕円形の断面積 $S(l)$ が求められるので $V(\theta)$ が計算でき、次のようになる。

$$V(\theta) = 2 \left\{ \int_0^{l_0(\theta)} S(l) dl + \pi r_t^2 (L - l_0(\theta)) \right\} \quad (3.14)$$

以上のモデルを利用して発生トルクを計算する。駆動骨格の発生トルクについて Fig.3-33 に形状依存性を、Fig.3-34 に内圧依存性をそれぞれ示す。両グラフとも横軸は θ 、縦軸はトルクを示している。 θ の角度範囲については、実際に θ が 180 deg （完全に折れ曲がる状態）に近づくことはないため、ここでは駆動骨格の実際の可動範囲である $\theta < 150 \text{ deg}$ についてのみ議論を行った。本数理モデルは断面積形状変化などにいくつか単純化のための仮定を用いているが、計算された予想トルクと測定値は大体の傾向が一致しており、ほぼ妥当であると思われる。駆動骨格の形状が与える発生トルクへの影響については、実験値および数理モデルの計算結果ともに長さによる影響が小さく、幅に比例してトルクが大きくなることを示唆している。

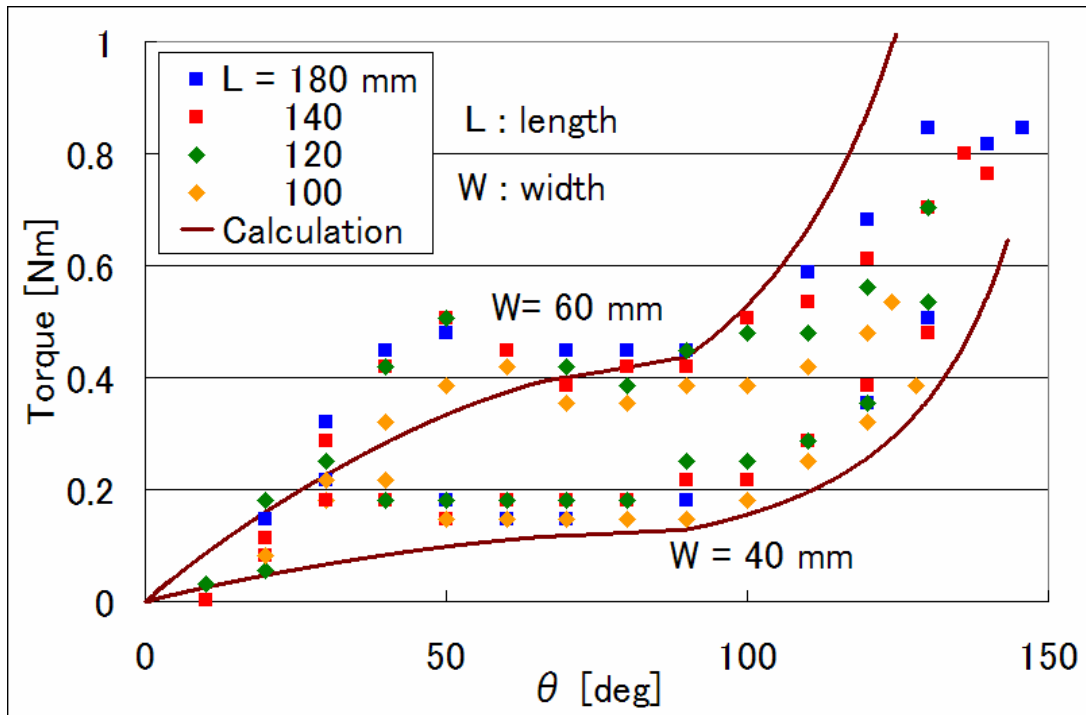


Fig.3-33 Calculation and torque measurement under 0.01 MPa

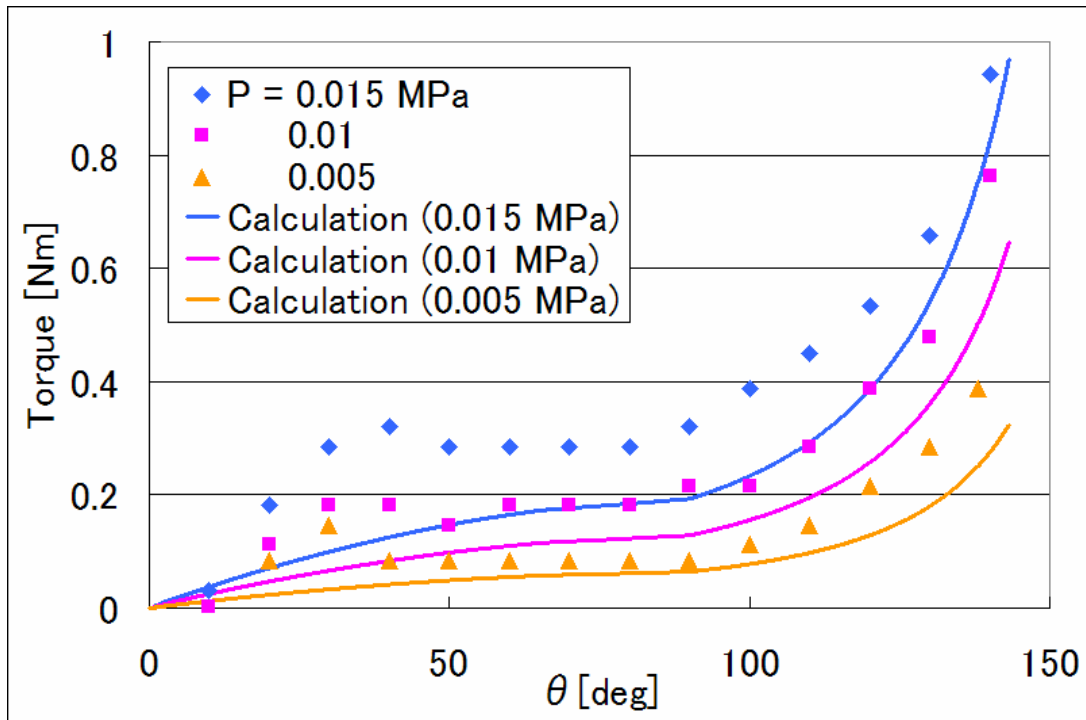


Fig.3-34 Calculation and torque measurement under 40 mm in width and 150 mm in length

3.4.2 発生力の算出と経験式の導出

前述した数理モデルは、概略的には実際に測定した発生トルクと同様の傾向を示したが、傾向が一致していない部分も見受けられた。これは、モデルに多くの仮定を用いたことや、ゴム材料の特性が含まれていないことなどが原因として考えられる。そこで、有限要素解析を用いて、より実際に近い解析を行い、駆動骨格の形状と発生トルクの相関を求め、設計指針を得ることとする。

駆動骨格の発生トルク解析は、構造骨格の解析と比較してより大きな変形の解析となる。また、非常に薄いウレタンゴムシートが内圧を受けて変形する際には曲げ剛性はほとんど影響しないと考えられるため、曲げ剛性の計算を行うシェル要素では信頼できる解析結果が得られにくい。そこで、薄膜の解析に適した膜要素と陽解法を用いて解析を行う。膜要素は曲げ剛性を持たない要素であり、薄膜の大変形解析に広く用いられている。陽解法での解析は、その計算方法から振動が起きやすいが、曲げ剛性のない膜要素を用いる際に使用される解法である。

安定解を得るために、計算手法として内圧を徐々に増加させた場合の形状変形過程のシミュレーションを用いる。この計算手法で、駆動骨格の幅 w と内圧 p の影響について折れ曲がり角度 θ を変えながら解析を行う。シミュレーションの対象時間は 20 秒間とし、内圧は始めの 10 秒間に滑らかに増加し、その後は一定に保つという条件に設定している。折れ曲がり角度が大きな場合でも密閉される部分は存在しないため、駆動骨格の内圧は均等となる。解析においても同様の条件が設定されている。駆動骨格は中央で折れ曲がった形状を基本形状とし、長さは 200 mm とする。また、素材は厚さ 0.3 mm のウレタンゴムシートである。2 枚のシートは端辺でそれぞれ結合しており、メッシュは約 2 mm ごとに設けた節点を基に生成している。これらの解析条件をまとめたものを Table 3-8 に示す。

ここで、発生トルクを算出するための境界条件について考える。実際の使用では、駆動骨格と構造骨格の接触部分である駆動骨格の中央付近で発生トルクが伝達する。そのため、解析においても実際と同様の条件で算出することが望ましいが、中央付近で固定をして拘束反力を求める方法では加圧後の折れ曲がり角度が変わり、また、固定部分での凹み変形が起こるため、正しい発生トルクの算出は難しい。そこで、解析での境界条件は、Fig.3-35 のように駆動骨格の端部で固定するものとする。この境界条件の妥当性と確認するために駆動骨格の固定方法を変えた測定実験を行った。測定は、円筒形の駆動骨格に対する固定の有無と、長方形の駆動骨格に対する面ファスナでの固定の有無の 4 種類で

ある。Fig.3-36 に円筒形の駆動骨格を示す。この駆動骨格は、長さ 160 mm、折れ曲がり部分の幅が 40 mm である。Fig.3-36 (a)の固定部分は円筒形の端部で接着剤によって固定しており、固定部分に面ファスナを配置して駆動骨格を測定機構に接続する。Fig.3-36 (b)は中央に固定部分を設け、そこにテグスを通して測定機構の回転軸に接続する。圧力を変えて行った固定の有無での測定結果を Fig.3-37 に示す。測定に用いた圧力は 0.01 MPa から 0.025 MPa までの 0.005 MPa ごとである。結果から、両者がほぼ同様の傾向を示していることが伺え、固定方法の違いが発生トルクに与える影響は小さいことが伺える。次に、面ファスナでの固定の有無を比較するための測定の様子を Fig.3-38 に示す。Fig.3-38 (a)では駆動骨格は面ファスナによって測定機構に固定されており、Fig.3-38 (b)では中央付近でのみ固定されている。実際の使用では、駆動骨格は Fig.3-38 (a)のように構造骨格と面ファスナで接続され、また、折れ曲がり部分が関節部から離れないように結束バンドで固定される。このような拘束条件では、Fig.3-39 (a)のような全体が硬い素材で構成された機械システムの場合、関節が回転することができなくなるが、駆動骨格ならば Fig.3-39 (b)のように柔軟さを利用して動作することが可能である(実際には構造骨格の変形も伴う)。Fig.3-38 の測定で、面ファスナの有無による発生トルクを比較することで、端部が固定された条件で構造の柔軟さを利用して可動範囲を得ることがトルクにどれだけ影響を与えるかを調査した。測定結果を Fig.3-40 に示す。測定には、長さ 180 mm、幅 40 mm の駆動骨格を用いており、圧力は 0.02 MPa と 0.04 MPa である。結果から、両者がほぼ同様の傾向を示していることが伺え、面ファスナでの固定による駆動力への影響が少ないことが確認できる。以上のことから、駆動骨格の発生トルクは端部での固定方法によって影響を受けないため、Fig.3-35 のように端部を固定しても実際の使用と同様の発生トルクを見積もることが可能であると考えられる。

以上の議論により、Fig.3-35 の境界条件は妥当であると確認できる。この条件では、折れ曲がっている部分の両端で駆動骨格の膨張を阻害しないように 2 方向で固定し、長手方向の 1/4 と 3/4 の部分において発生トルクを求めるため固定している。この固定の位置は、実際の加圧実験の結果と解析結果を比較して、変形後の形状や発生トルクの点から最適と思われる位置を求めている。駆動骨格の発生トルクは、Fig.3-35 で示した 2 つの固定点での拘束反力(Fig.3-35 中の矢印)から求める。陽解法では振動が起こるため、フィルタを用いてデータを平滑化している。この平滑化が解に及ぼす影響を調べるために、振動が収束するまでの十分長いシミュレーション解析を行い、シミュレーションの対象時間と内圧を付加する時間、フィルタでの平滑化によって解析結果が変わらないことを確認している。Fig.3-41 は解析した駆動骨格の変形の例である。

内圧を変えて解析を行った発生トルクのグラフを Fig.3-42 に示す. 解析に用いた駆動骨格は幅 40 mm で, 内圧は 0.005 MPa から 0.03 MPa までの 0.005 MPa ごとと, 0.04 MPa である. これらの結果を角度ごとのグラフにまとめたものを Fig.3-43 に示す.

Table 3-8 Analytical conditions (urethane rubber actuator bag)

Length	200 mm
Width	10 ~ 50 mm
Material	0.3 mm urethane rubber
Element type	Membrane element
Mesh size	2 mm
Calculating method	Explicit method
Inner pressure	0.005 ~ 0.04 MPa

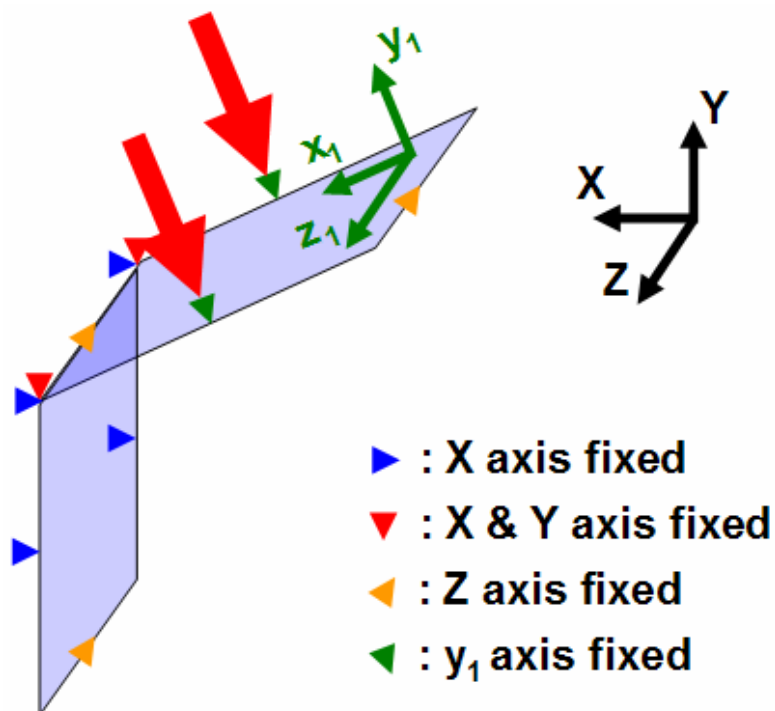
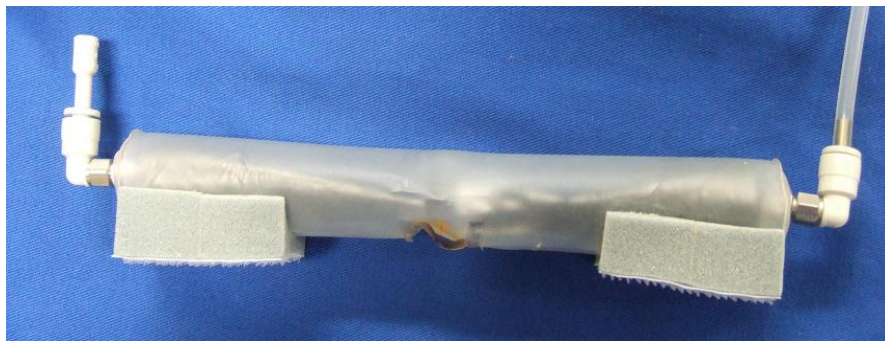


Fig. 3-35 A boundary condition of actuator bag analysis



(a) Actuator bag with fixation



(b) Without fixation

Fig.3-36 Actuator bags for comparison of method of fixation

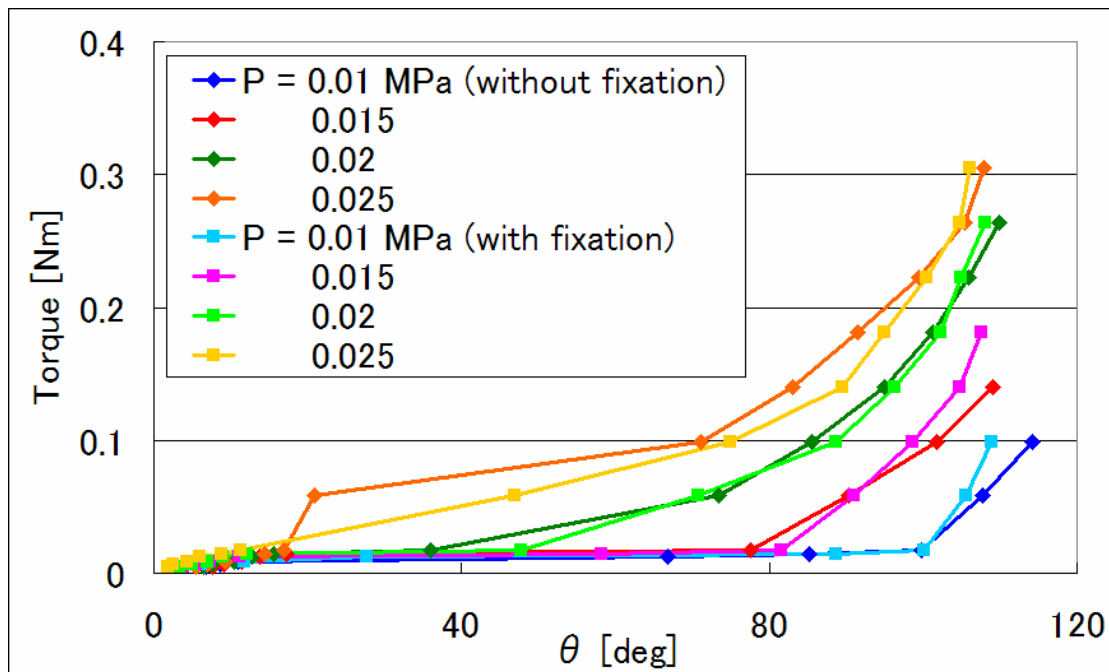
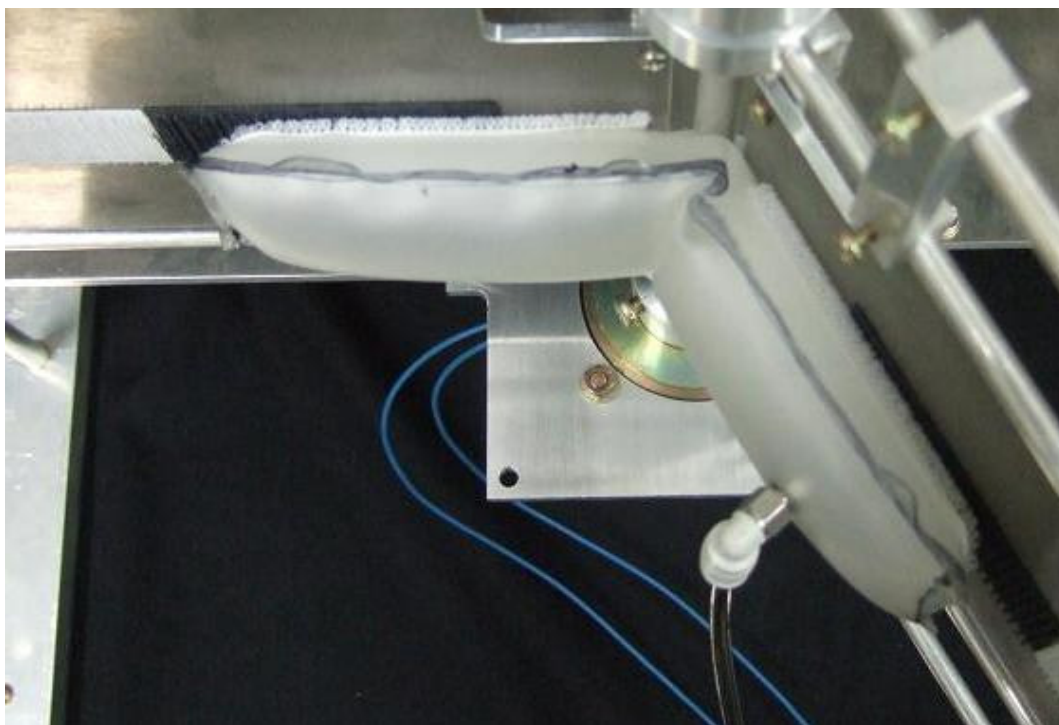
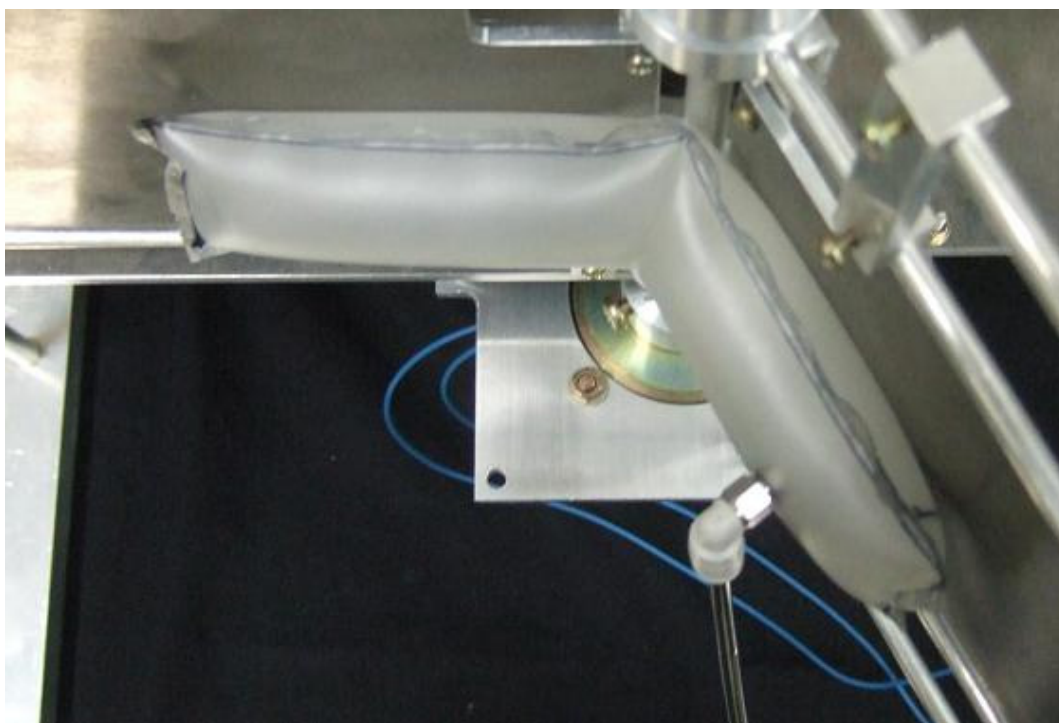


Fig.3-37 Measurement results with changing method of fixation

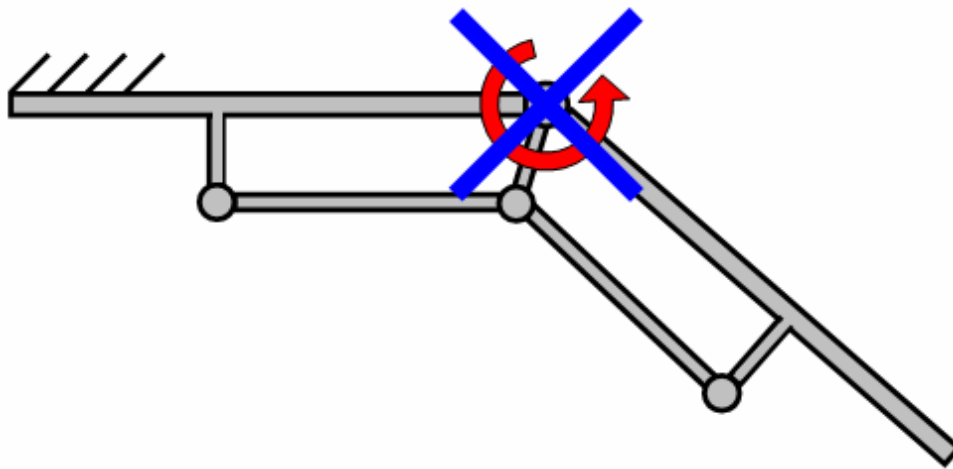


(a) Actuator bag with hook and loop fastener

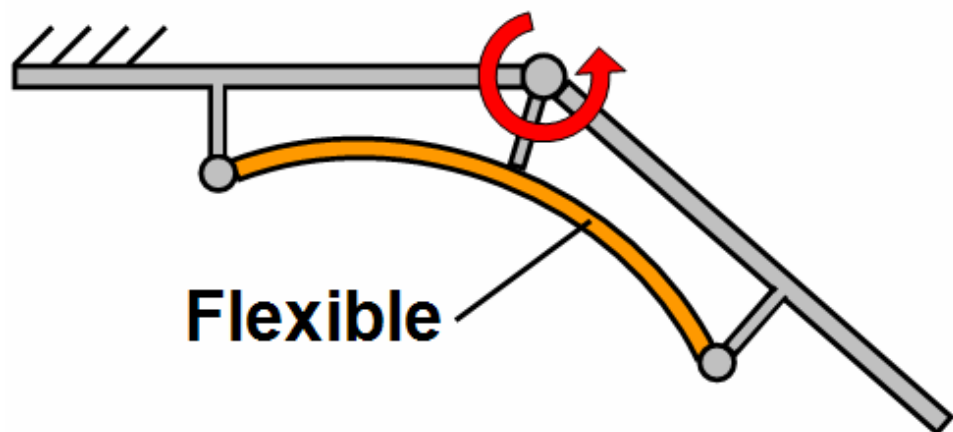


(b) Without hook and loop fastener

Fig.3-38 Actuator bags for comparison of method of adhesion



(a) Actuator bag with fixation



(b) Without fixation

Fig. 3-39 Movement difference between rigid material and flexible material

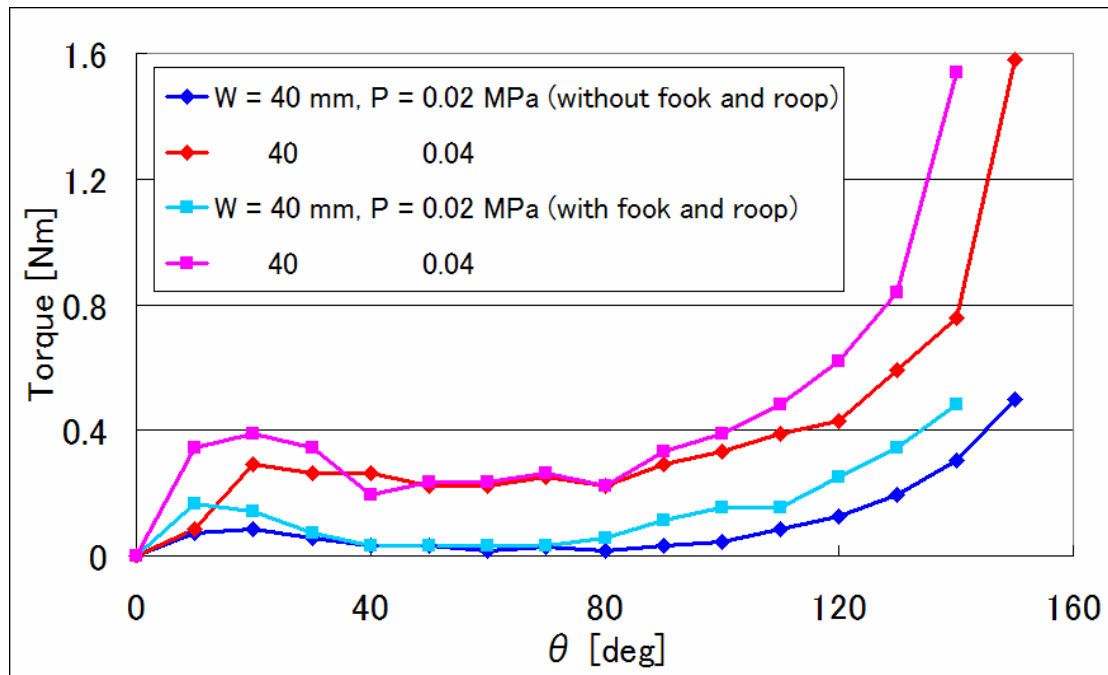
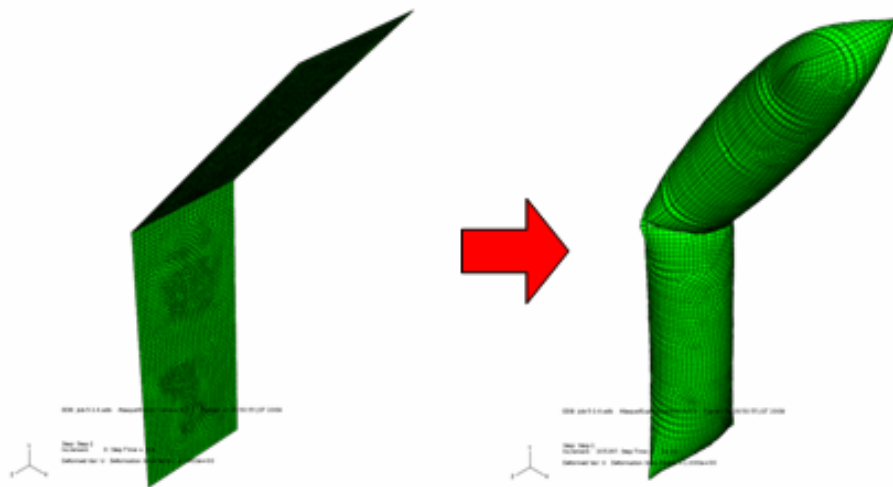
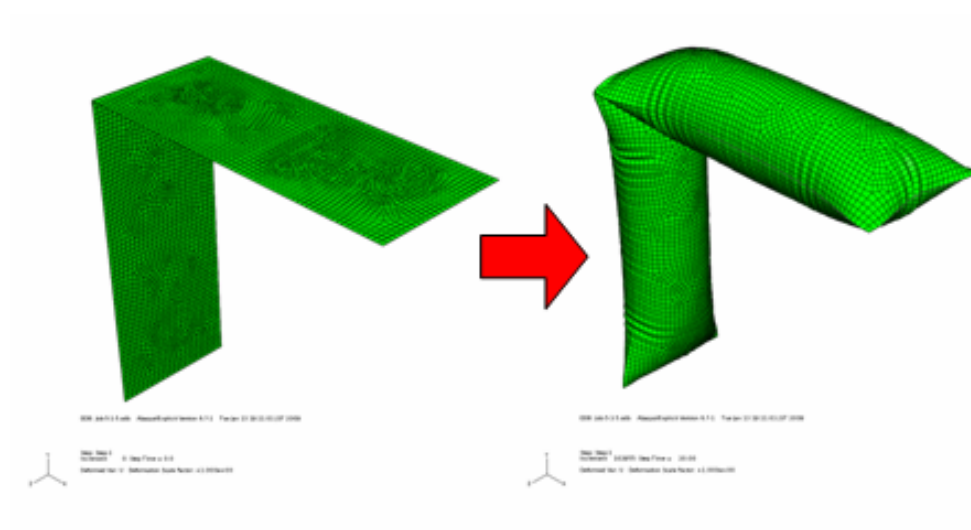


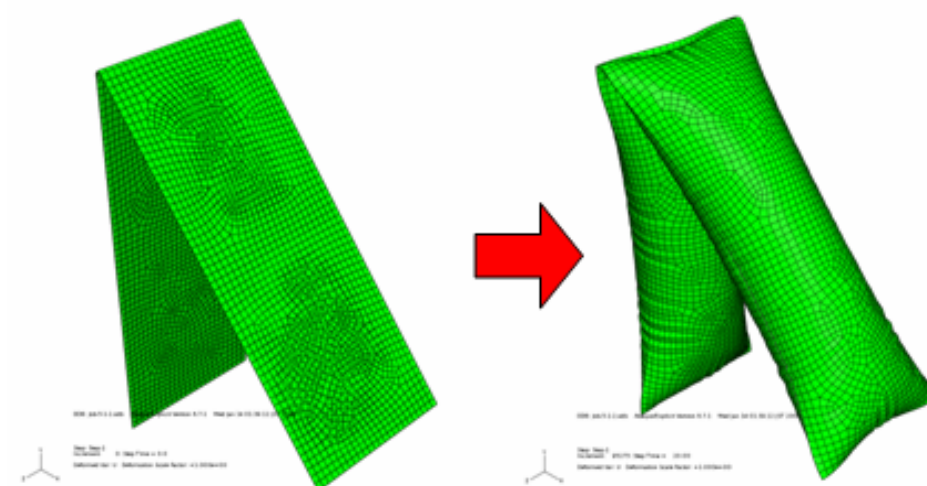
Fig.3-40 Measurement results with changing method of adhesion



(a) $\theta = 40$ deg



(b) $\theta = 90$ deg



(c) $\theta = 140$ deg

Fig.3-41 Deformation of the models of actuator bag analysis

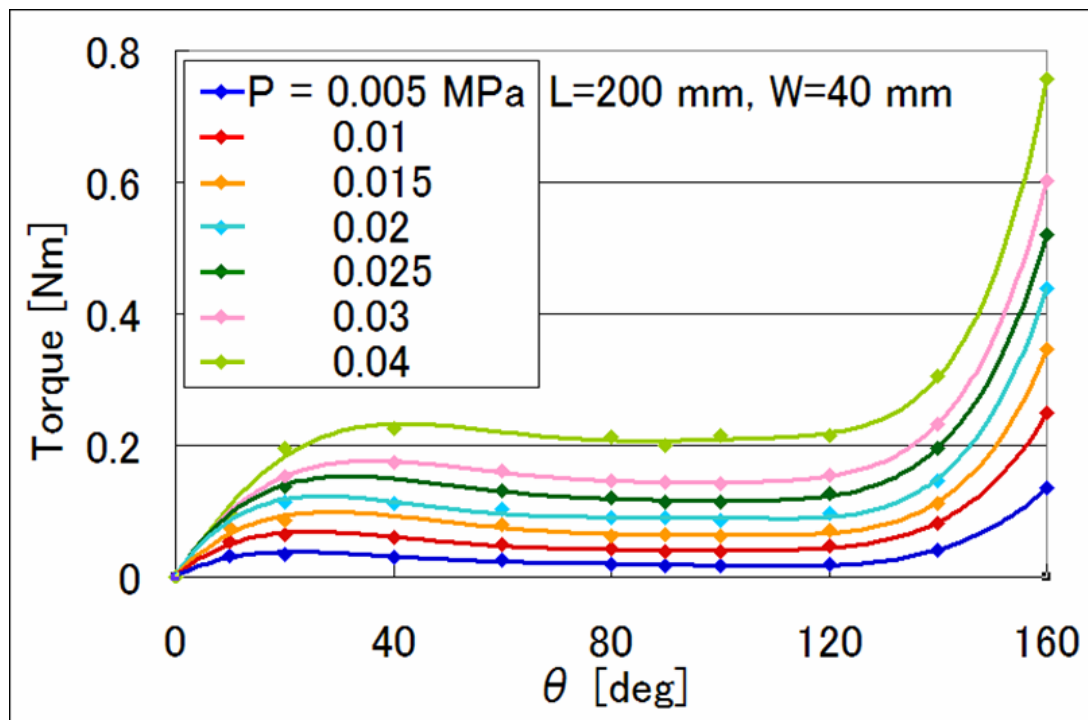


Fig.3-42 Analytical results with changing inner pressure summarized as every inner pressure

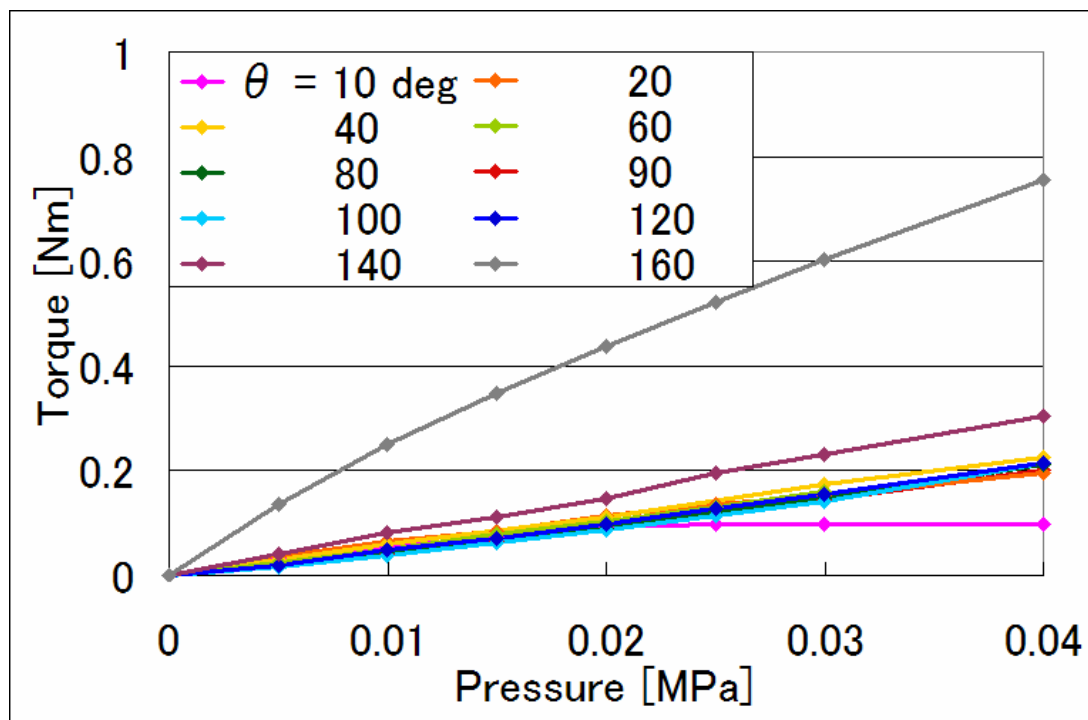


Fig.3-43 Analytical results with changing inner pressure summarized as every bending angle

Fig.3-43 から、内圧 p の増加に対して発生トルク T が比例して増加することが伺える。式(3.12)から圧力の効果は比例関係にあるため、このシミュレーション結果は妥当と判断される。したがって、発生トルク T は θ と w^3 が一定という条件では、 p に比例している。この比例定数を k_1 とし、Fig.3-43 のグラフの線形近似から角度ごとの k_1 を求めることにする。後述するように、発生トルクは式(3.16)で示されるため、 k_1 は無次元数となる。基準となる発生トルクの値で角度ごとの係数を除した結果を Fig.3-44 に示す。基準となる発生トルクは、解析の安定性や駆動骨格の変形状態などを考慮し、長さ 200 mm、幅 40 mm、圧力 0.02 MPa の解析結果としている。例として折れ曲がり角度が 120 deg の場合では、Fig.3-43 のグラフの角度ごとの係数の値が 5.2×10^{-6} 、基準となる発生トルクの値は $9.8 \times 10^{-2} \text{ Nm}$ であるため、求める係数の値は 5.3×10^{-5} となる。

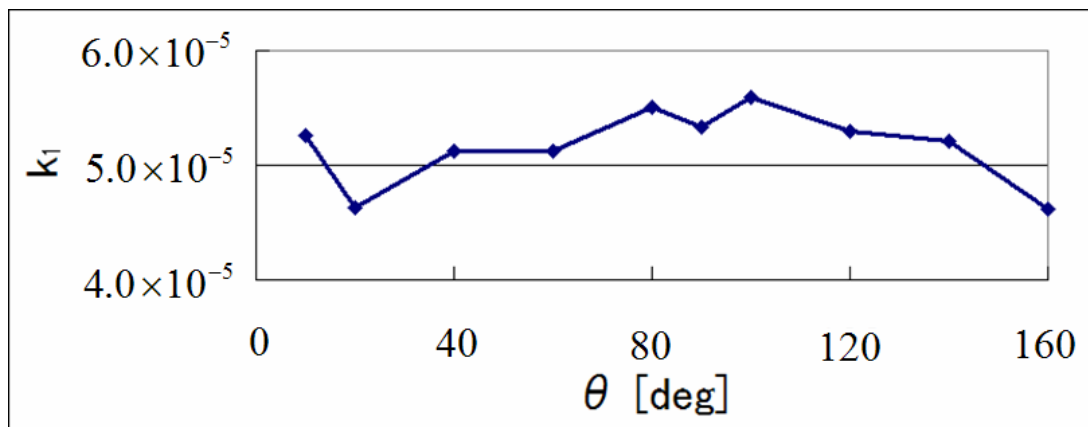


Fig.3-44 The calculated values summarized as every bending angle

算出した係数はほぼ同様の値を取っているため、これらの値の平均をとることで圧力と発生トルクの比例定数 k_1 は 5.2×10^{-5} と決まる。

次に、内圧を 0.02 MPa として、駆動骨格の幅を変えて解析を行った。発生トルクのグラフを Fig.3-45 に示す。解析に用いた駆動骨格の幅は、10 mm から 50 mm までの 10 mm ごとである。これらの結果を角度ごとのグラフにまとめたものを Fig.3-46 に示す。

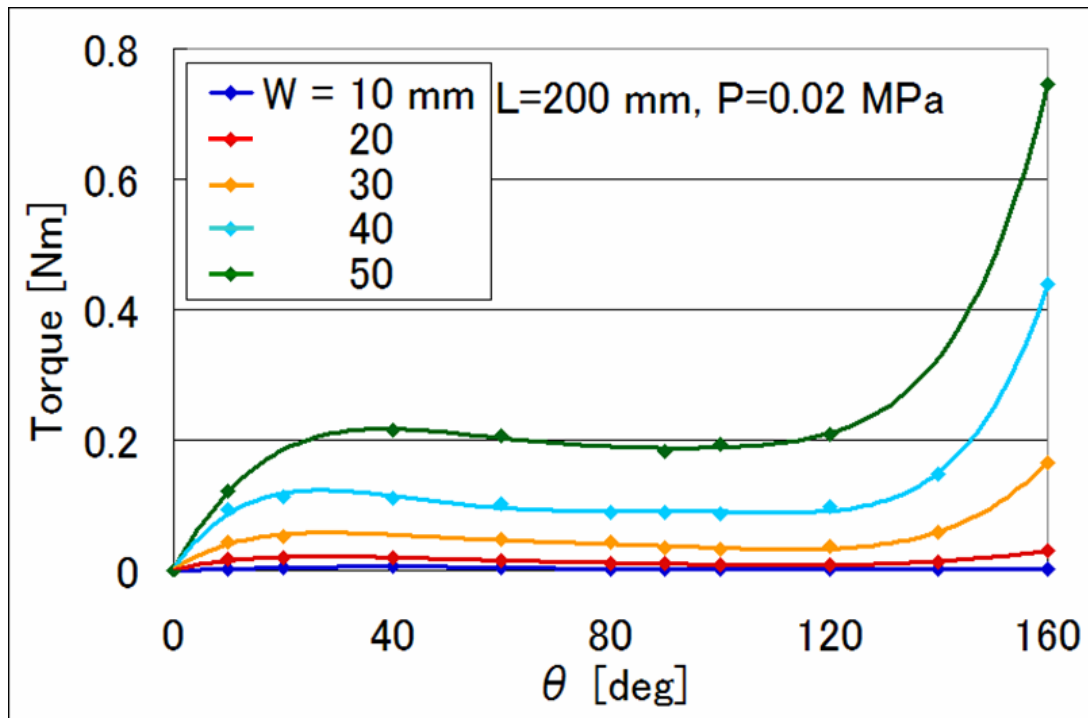


Fig. 3-45 Analytical results with changing width summarized as every width

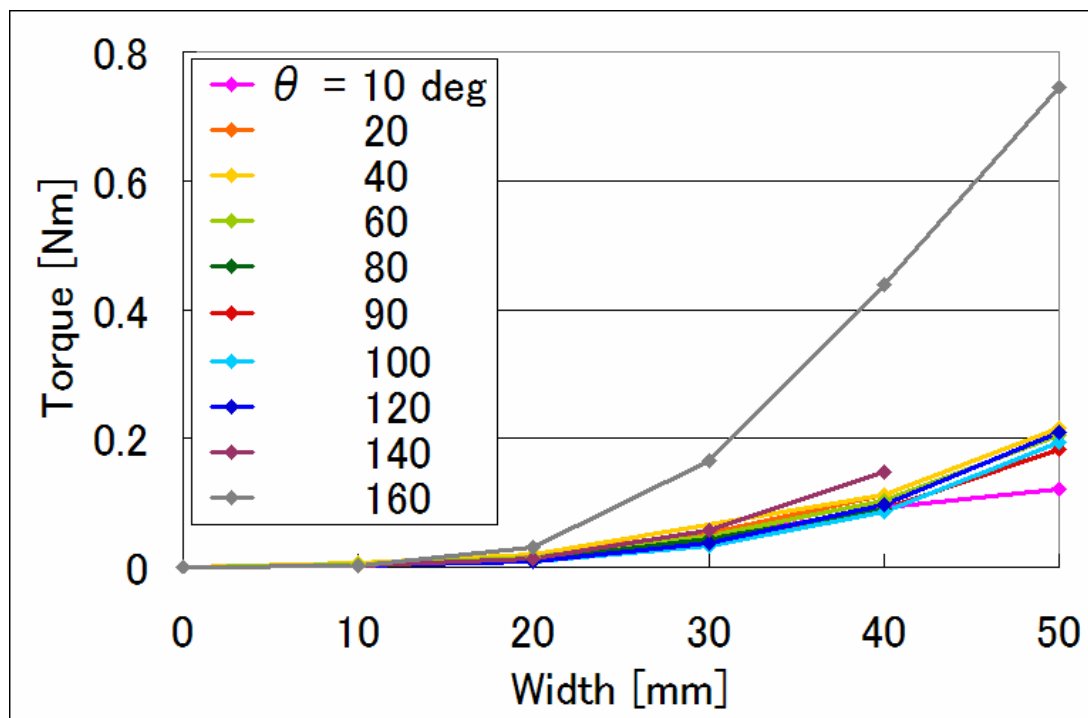


Fig. 3-46 Analytical results with changing width summarized as every bending angle

これらの結果から、幅の増加に対して発生トルクが幅 w の累乗に近い傾向で増加することが伺える。ここで、発生トルク T は駆動骨格の折れ曲がり部分で発生しており、駆動骨格の長さは発生トルクにほとんど寄与しないと考えられる。また、折れ曲がり部分の体積変化は幅によって変化するため、幅を代表長さとすることができる。以上のことから、発生トルクに寄与する体積は幅の 3 乗に比例していると考えられ、式(3.12)から発生トルクと体積は比例関係にある。したがって、発生トルク T は θ と p が一定という条件では、 w^3 に比例している。この比例定数を k_2 とすると、 k_1 と同様に無次元数となる。 k_2 は Fig.3-46 のそれぞれの値を対応する幅の 3 乗と基準となる発生トルクで除することで求められる。求めた比例定数の角度ごとの平均値を取ると Fig.3-47 のようになる。この時、基準となる発生トルクの値は圧力の効果の場合と同様に長さ 200 mm, 幅 40 mm, 圧力 0.02 MPa の解析結果とし、平均を算出する際には値が小さすぎるため幅 10 mm の結果を除外した。例として折れ曲がり角度が 120 deg で幅が 50 mm の場合では、Fig.3-46 のグラフの値が 0.21 Nm, 基準となる発生トルクの値は 9.8×10^{-2} Nm であるため、求める値は 1.7×10^4 となる。

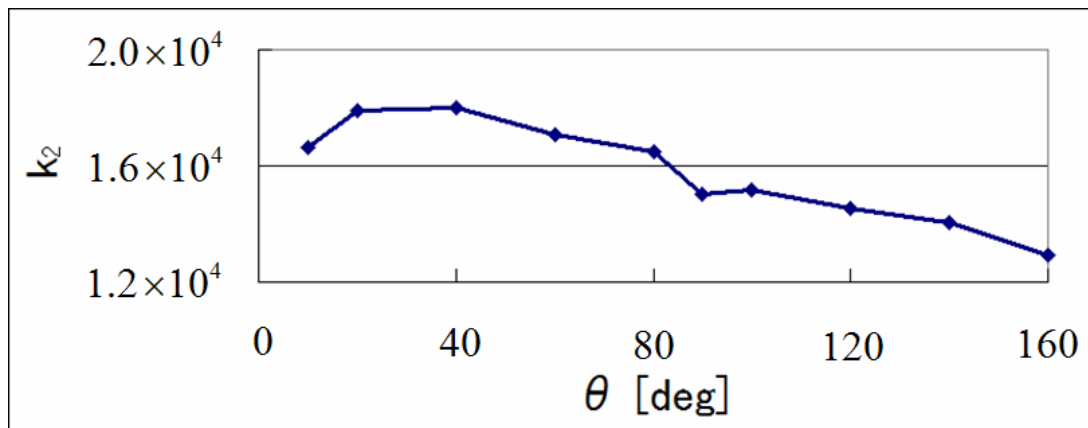


Fig.3-47 The averaged values summarized as every bending angle

Fig.3-47 から、算出した角度ごとの係数は角度が大きくなるにつれて少しずつ減少していく様子が伺える。ここで、簡単のため、これらの平均を取ることで幅と発生トルクの比例定数 k_2 は 1.6×10^4 と決まる。

最後に、基準となる発生トルクとした長さ 200 mm, 幅 40 mm, 圧力 0.02 MPa の解析結果について、折れ曲がり角度に対する発生トルクの形状の経験式を求める。発生トルクのメカニズムについての詳細はまだ解明できていないが、経験式として発生トルクの形状 $T_S(\theta)$ は次のように書くことができる。ここで、 $T_S(\theta)$ は算出される発生トルクに大きく影響するため、有効数字を 4 桁としている。

$$T_s(\theta) = 1.255 \times 10^{-10} \times \theta^5 - 4.735 \times 10^{-8} \times \theta^4 + 6.748 \times 10^{-6} \times \theta^3 \\ - 4.420 \times 10^{-4} \times \theta^2 + 1.243 \times 10^{-2} \times \theta \quad (3.15)$$

式(3.15)と Fig.3-42 および Fig.3-45 を比較すると、 θ が小さい部分では線形に近い特徴を示し、 θ が大きくなるにつれて θ^3 や θ^5 の項が支配的となっていく傾向が伺える。このような傾向は、折れ曲がり角度が小さい場合には表面積を小さくするための力が働いて駆動力が発生し、折れ曲がり角度が大きい場合には駆動骨格同士が直接接触することで大きな駆動力が発生しているために生じると考えられる。

以上のことから、圧力 p [Pa]、幅 w [m]の駆動骨格の発生トルク $T(\theta)$ [Nm]は経験式として次のように書くことができる。

$$T(p, w, \theta) = kpw^3T_s(\theta) \quad (k = k_1k_2) \quad (3.16)$$

実験や基本的な数理モデルによって幅および圧力の増加が発生トルクの増加に大きく影響するという傾向を得ていたが、式(3.16)でも同様の傾向が得られたため、これまでの実験との整合性が取れたと言える。

式(3.16)から求められる発生トルクと解析によって求められた発生トルクを比較すると、圧力と幅の変化それぞれについて Fig.3-48, Fig.3-49 のようになる。これらを見ると、解析値と推定値はほぼ一致している。しかしながら、これらの値は式(3.16)の経験式を求める際に使用したものであるため、解析値と推定値がほぼ一致することは当然である。そのため、 p , w , θ をそれぞれ変化させ、経験式の導出に用いなかった条件での比較結果を Fig.3-50 に示す。比較には、長さ 200 mm の駆動骨格を使用し、幅 20 mm では圧力 0.03 MPa および 0.04 MPa, 幅 50 mm では圧力 0.01 MPa としている。この結果から、式(3.16)は p , w , θ のどのパラメータに対しても発生トルクを近似可能であると言える。これは機械システムのアクチュエータを決定する上で設計指針として有用と考えられる。

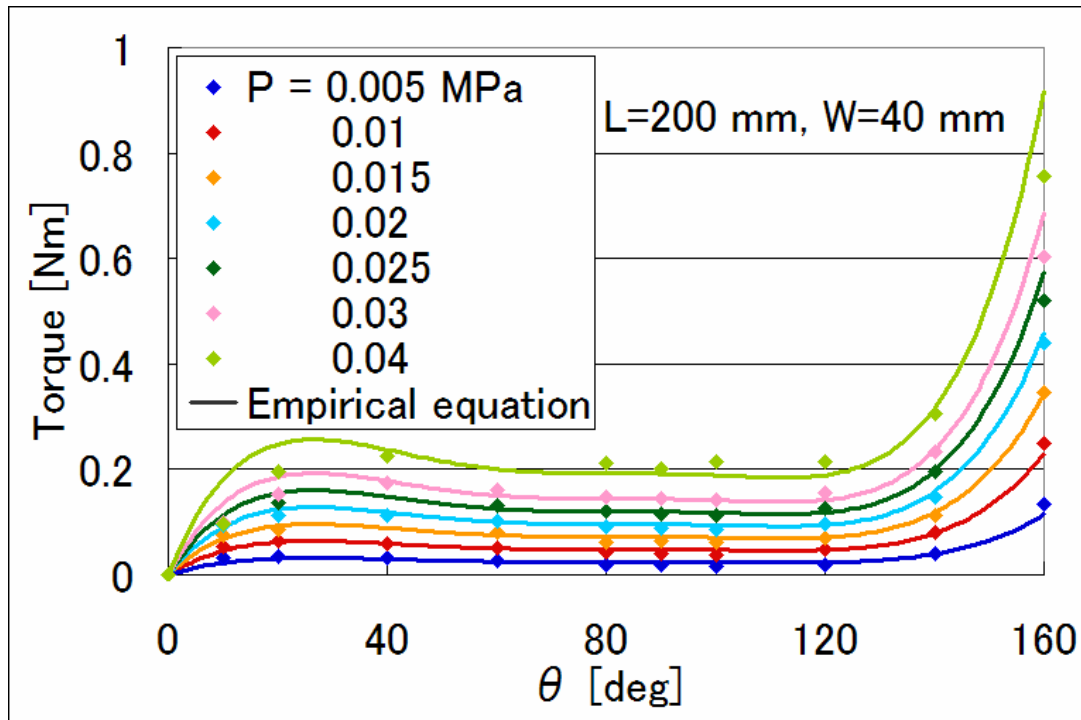


Fig. 3-48 The comparison between the empirical equation and the analytical values about inner pressure

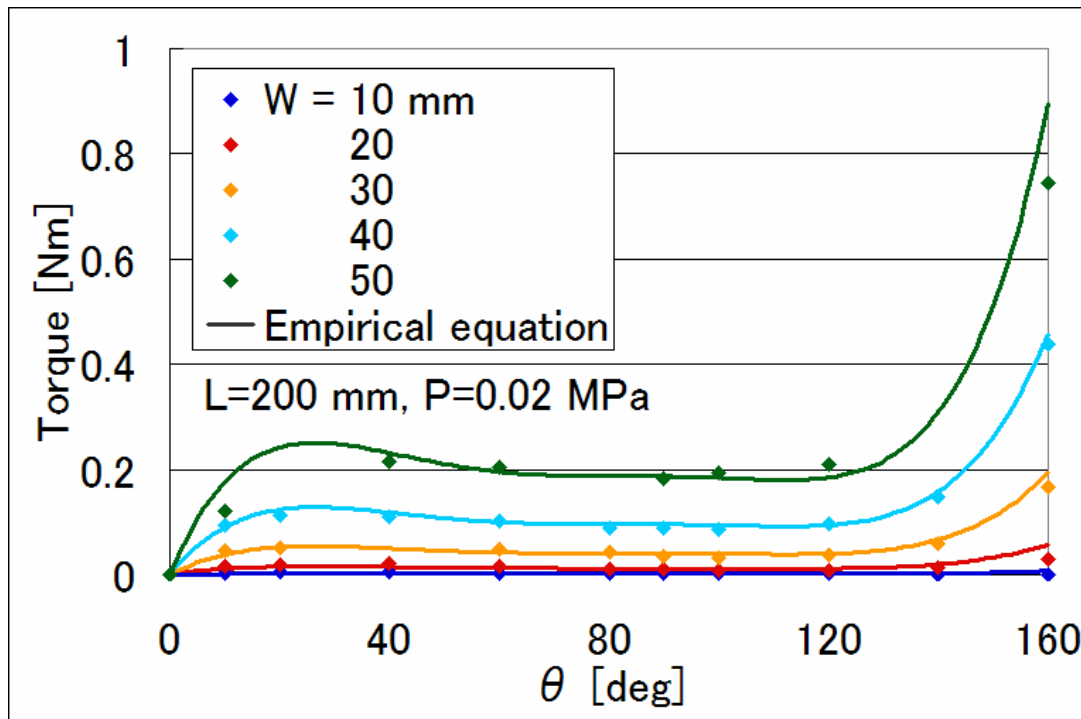


Fig. 3-49 The comparison between the empirical equation and the analytical values about width

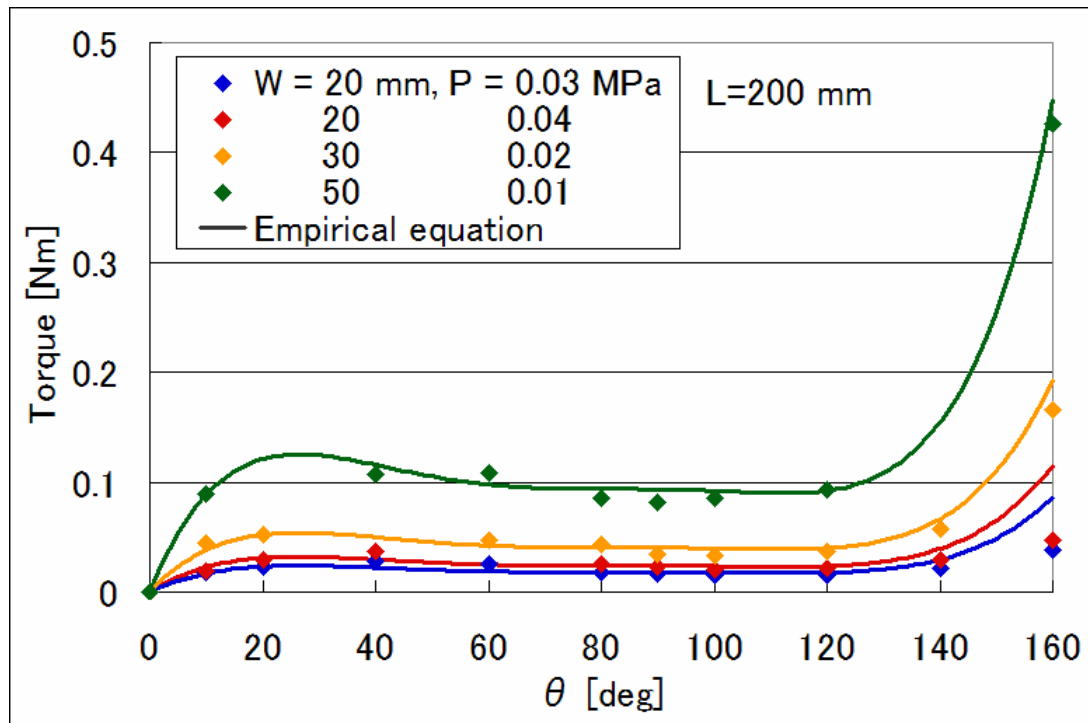


Fig.3-50 The comparison between the empirical equation and the analytical values about the conditions which are not used for the empirical equation

3.4.3 駆動力の推定値と測定値の比較

ここでは、実験によって駆動骨格の発生トルクを測定し、測定値と経験式から得られた推定値との比較を行う。駆動骨格の発生トルクを正確に測定するためには、折れ曲がる軸を合わせた装置が必要である。しかしながら、駆動骨格の固定方法や多種類の駆動骨格への対応などの点から、そのような機構を設計することは難しい。そこで、駆動力測定機構を用いて幾何学的関係から測定値の補正を行い、推定値と比較する。

測定は測定機構に駆動骨格を密着させた状態で行う。Fig.3-51 に測定機構と駆動骨格の幾何学的関係を示す。実際の θ_f は測定が困難であるが、 T_a と T_m にはどちらも $F\sin\theta_f$ がかかっているため、駆動骨格の発生トルク T_a は駆動力測定機構の測定値 T_m を用いて次の式で表すことができる。

$$T_a = \frac{L_a}{L_a + R_a \tan \frac{\theta_a}{2}} T_m \quad (3.17)$$

駆動骨格と測定機構が密着しているとする、幅 R_a が狭い場合と折れ曲がり角度 θ_a が小さい場合において、式(3.17)から T_a と T_m は近い値になると考えられる。

測定には2種類の駆動骨格を用いる。それぞれ、長さ200 mm、幅は30 mmと40 mmであり、材料は厚さ0.3 mmのウレタンゴムシートである。測定に用いる圧力は幅30 mmのものが0.02 MPa、40 mmのものが0.02 MPaと0.04 MPaの2種類としている。測定条件をまとめたものをTable 3-9に示す。また、駆動骨格の形状変化によって圧力が変化しないように、レギュレータを用いて圧力を一定に保っている。測定値は、式(3.17)を用いて駆動骨格の発生トルクへと変換する。測定結果と経験式から得られた値との比較について、Fig.3-52に補正を行わない結果を、Fig.3-53に式(3.17)の補正を行った結果をそれぞれ示す。

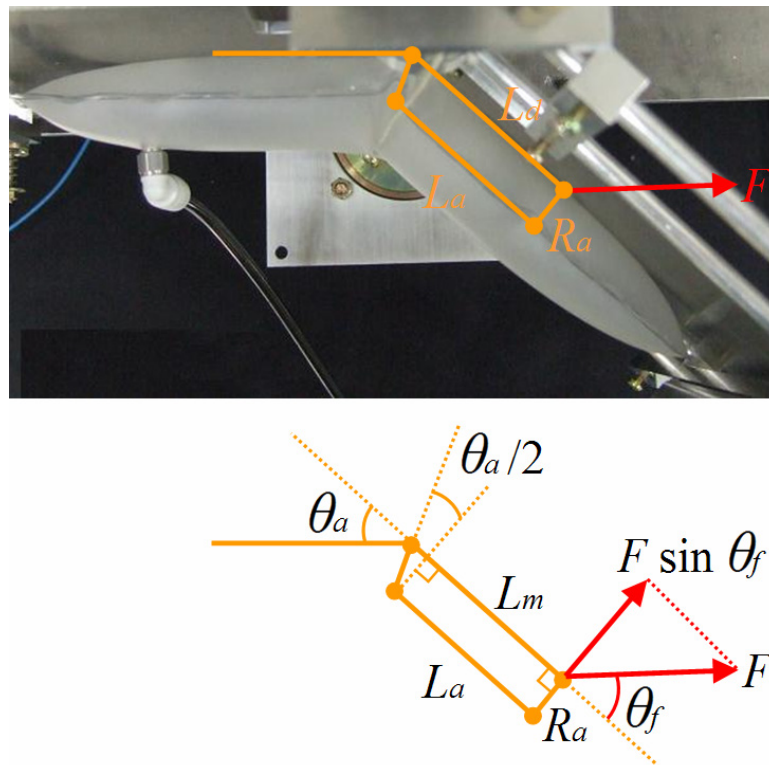


Fig.3-51 Geometric relationship between an actuator bag and the measurement device

Table 3-9 Experimental conditions (urethane rubber actuator bag)

Length	200 mm
Width	30, 40 mm
Material	0.3 mm natural rubber
Bending angle	10 ~ 150 deg
Inner pressure	0.02, 0.04 MPa

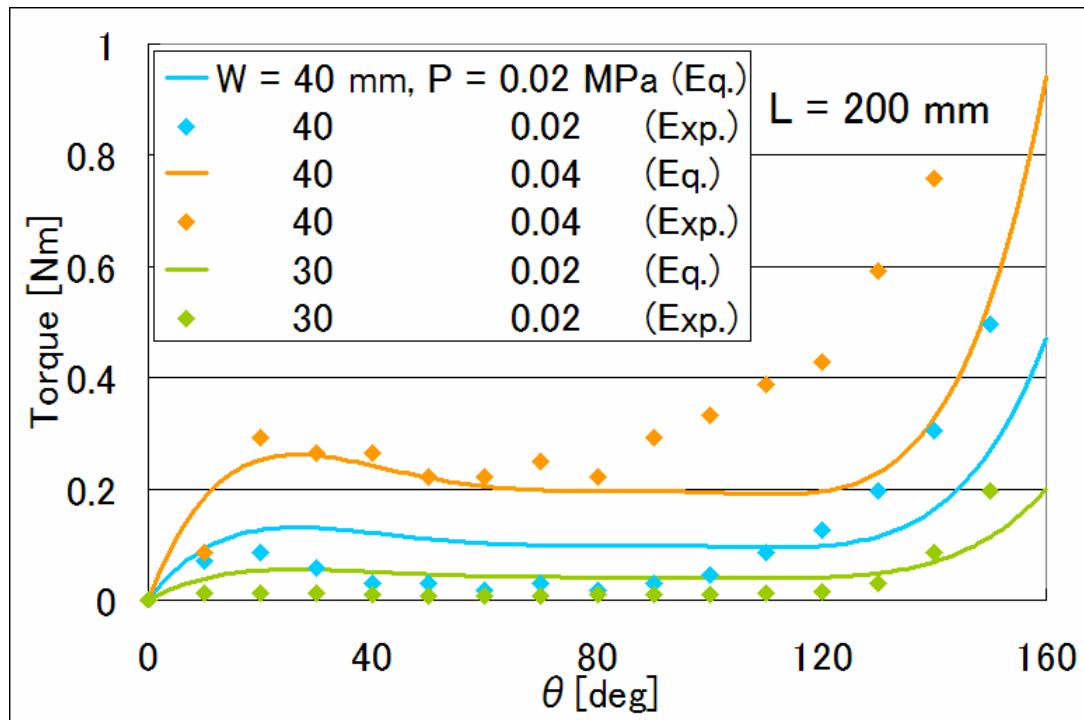


Fig.3-52 The comparison between measurement values and the empirical equation without correction

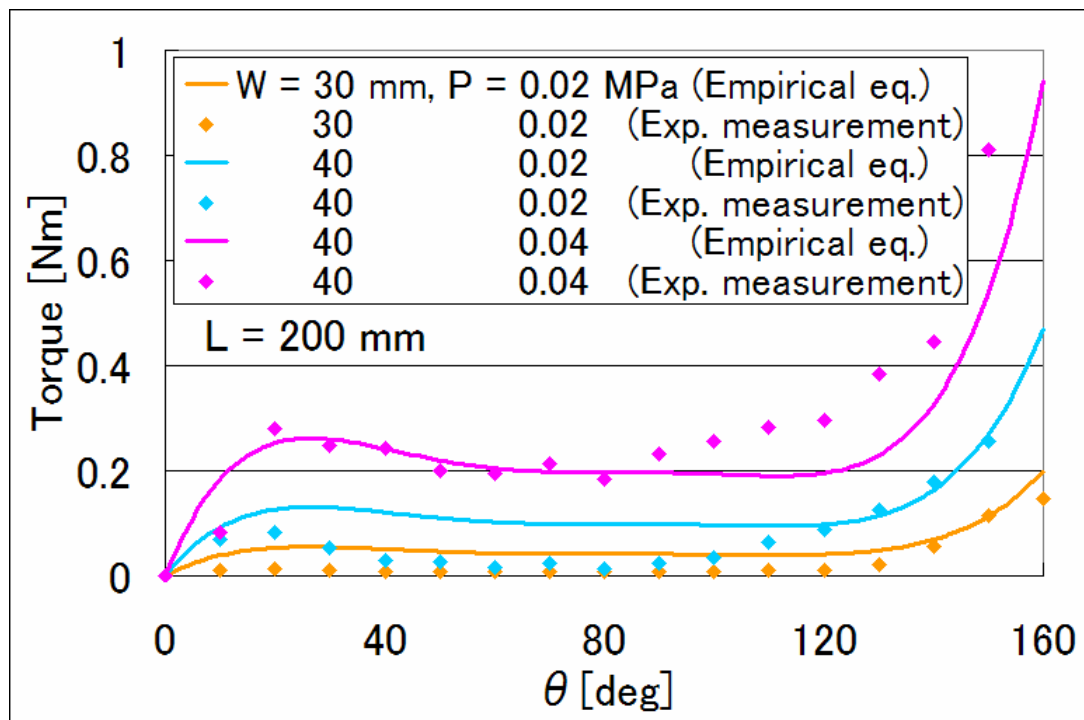


Fig.3-53 The comparison between measurement values and the empirical equation with correction

これらの結果から、補正を行った測定値と経験式から得られた推定値がほぼ同様の傾向を示していることが伺えるため、補正の効果と経験式の妥当性が確認できる。しかしながら、圧力 0.02 MPa ではほとんどの角度 ($10 \text{ deg} < \theta < 120 \text{ deg}$) においてどちらの幅でも経験式から得られた値よりも測定値が小さい値となっていること、幅 40 mm, 圧力 0.04 MPa では大きな折れ曲がり角度 ($\theta > 90 \text{ deg}$) で経験式から得られた値よりも測定値が大きくなる傾向があることが伺える。ここで、全体的に測定値の方が小さくなっていることについては、測定機構のトルク損失などの影響が大きいと考えられる。また、折れ曲がり角度が大きい部分で測定値が近似値を上回っていることについては、解析と実験での測定条件の違いに由来すると考えられる。解析では、駆動骨格の変形を阻害しないように境界条件を設定し、端部の固定点の反力から駆動力を算出している。それに対し、実験では、2枚の板に貼り付けるようにして駆動骨格を配置しており、折れ曲がり角度が大きい部分では測定機構が駆動骨格を押し潰してしまっている。そのため、実験では駆動骨格の形状回復力のみではなく、押し潰されて接触した面積と内圧を乗じた力も測定機構に作用し、解析よりも大きなトルクが発生していると考えられる。

そこで、測定機構の板によって押し潰されることで生じる力の影響を回避するため、Fig.3-54 のような方法で測定を行い経験式と比較する。この方法では、測定機構と駆動骨格の間にある程度の距離を取りながら、測定機構の角度と駆動骨格の折れ曲がり角度を等しくして測定を行う。これにより、長さの違いによる単純なトルクの換算によって測定値が求まる。測定には2種類の駆動骨格を用いる。それぞれ、長さ 200mm, 幅は 40mm と 30mm であり、材料は厚さ 0.3mm のウレタンゴムシートである。測定に用いる圧力は幅 40mm のものが 0.02MPa , 30mm のものが 0.02MPa と 0.04MPa としている。測定条件をまとめたものを Table 3-10 に示す。測定と解析での駆動骨格の形状を Fig. 3-55 に、測定値と経験式から求めた推定値との比較を Fig. 3-56 に示す。ここで、幅 30mm, 圧力 0.04MPa での比較は、解析を行っていない条件での比較であるので、経験式の妥当性を確認するうえで重要である。また、折れ曲がり角度が小さい部分では、折れ曲がった状態を維持することが困難なため、測定を行っていない。

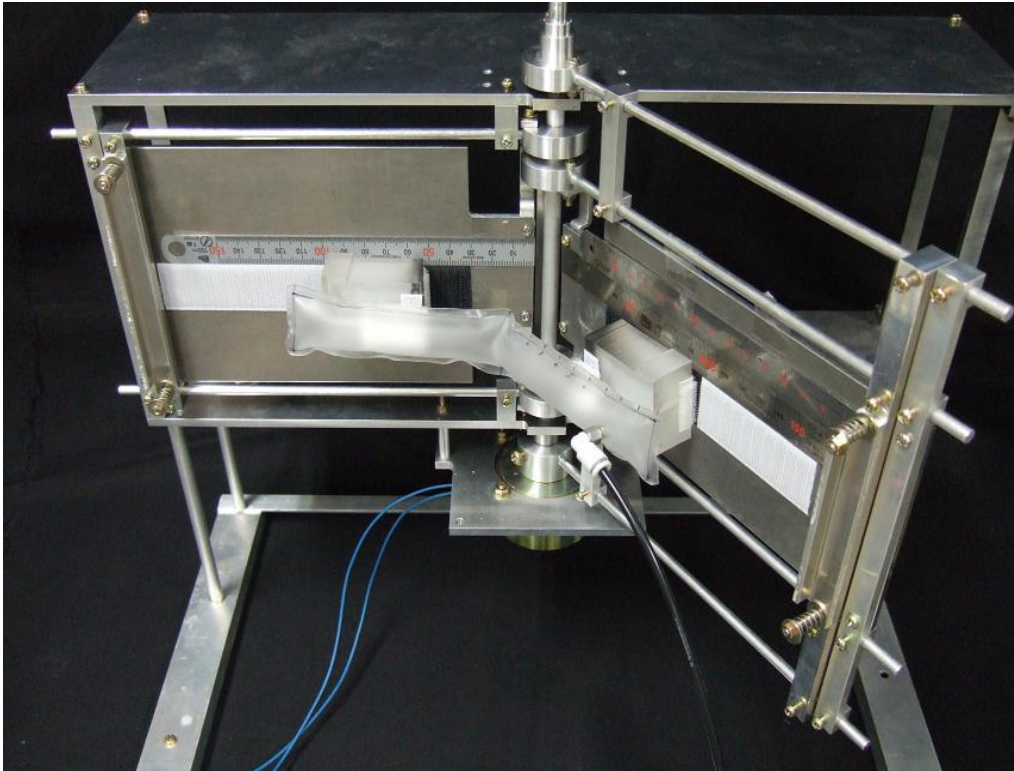
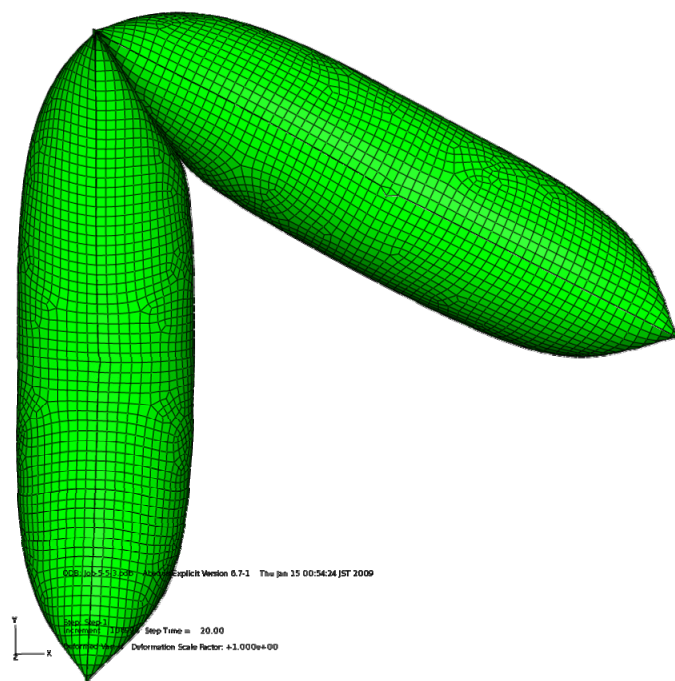


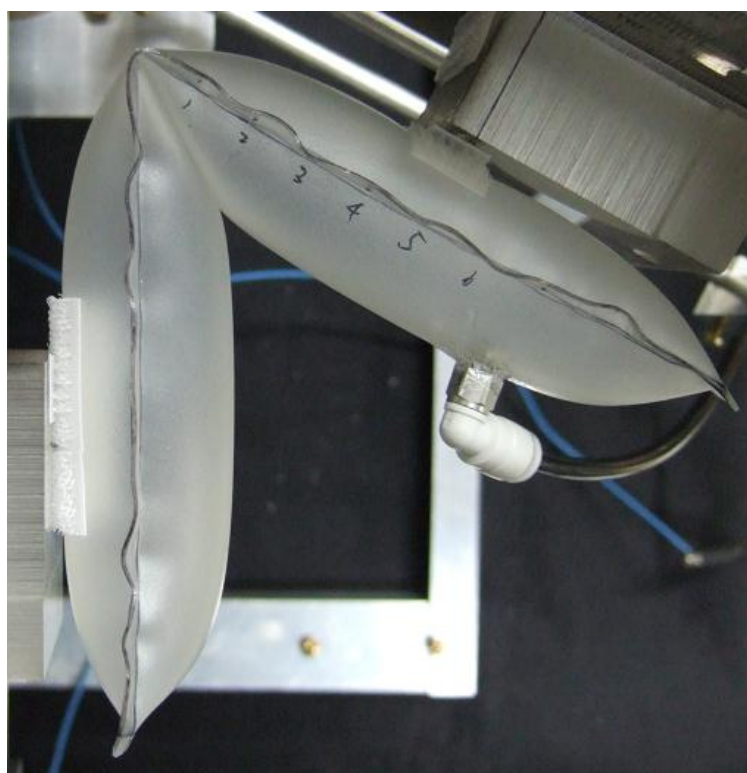
Fig. 3-54 Measurement overview unaffected by measurement device board

Table 3-10 Measurement conditions (unaffected by measurement device board)

Length	200 mm
Width	30, 40 mm
Material	0.3 mm natural rubber
Bending angle	40 ~ 150 deg
Inner pressure	0.02, 0.04 MPa



(a) Analysis



(b) Measurement

Fig.3-55 Measurement condition unaffected by board of measurement device

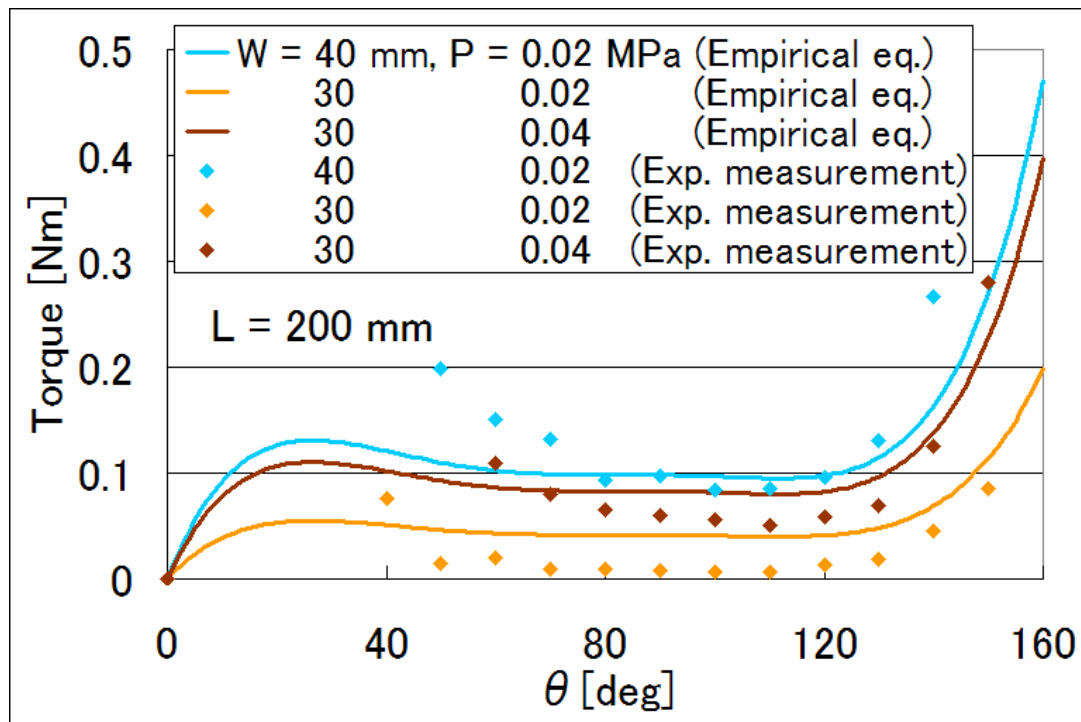
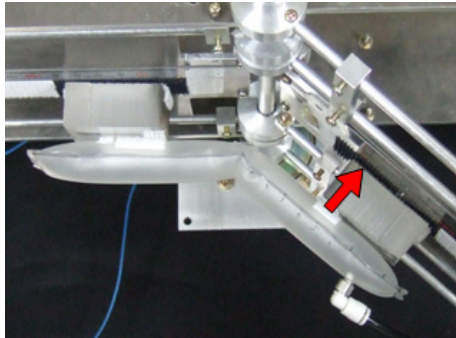


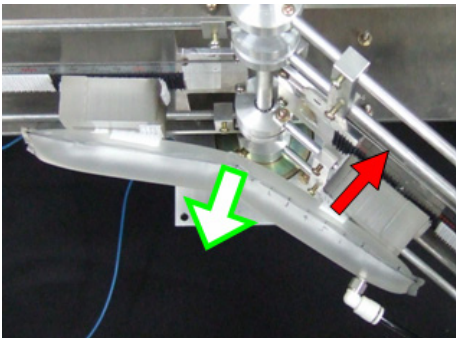
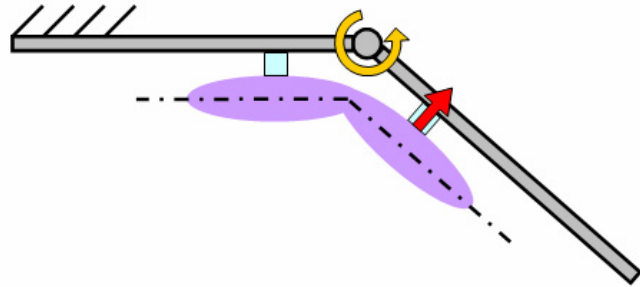
Fig. 3-56 The comparison between the empirical equation and measurement values measured by board unaffected method

結果を見ると、測定値と推定値がほぼ同様の傾向を示していることがわかる。特に、Fig.3-53 では値が異なっていた大きな折れ曲がり角度 ($\theta > 120 \text{ deg}$) の領域において、測定値と推定値が近い値となっている。これは測定時に板による影響を回避できていることを示しており、純粋に駆動骨格の発生トルクを測定できていると考えられる。また、Fig.3-56 から、折れ曲がり角度が小さい部分 ($\theta < 60 \text{ deg}$) では近似値よりも測定値が大きくなる傾向があること、幅が 30 mm の測定結果ではほとんどの角度 ($70 \text{ deg} < \theta < 130 \text{ deg}$) で近似値よりも測定値が小さい値となっていることが伺える。ここで、測定値の方が小さくなっていることについては、測定機構のトルク損失による影響と考えられる。また、折れ曲がり角度が小さい部分で測定値が近似値を上回っていることについては、駆動骨格の伸展力によるトルクが支配的になることで起きると推測される。Fig.3-57 のように折れ曲がり角度が小さい場合では、中央付近が測定機構から離れることで直線状になろうとする。そのため、測定機構には回転に寄与する力よりも、直線状になるための伸展力が大きく作用することとなる。このことから、折れ曲がり角度が小さい部分で測定値が大きくなっていると考えられる。これについては、前述した測定機構と駆動骨格を密着させる方法では小さい折れ曲がり

角度でも測定可能であり、伸展力の影響も少ないと推測される。そのため、駆動骨格の発生トルク測定では、折れ曲がり角度によって2種類の方法を用いることが重要であると考えられる。



(a) Deformation before directed away



(b) Deformation after directed away

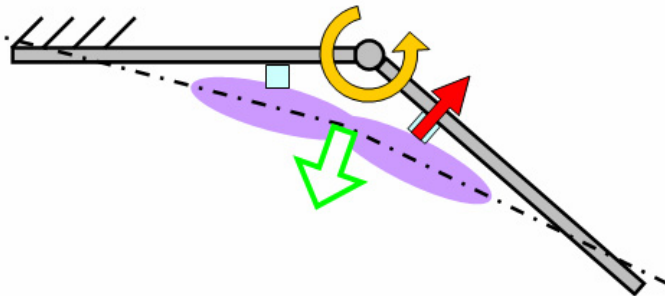


Fig. 3-57 Unexpected force acting on the driving force measurement device after an actuator bag directed away

3.5 関節部の幾何学的関係の考察

ロボットアームのような機械システムを設計する場合、構造骨格と駆動骨格の配置がアームの動作に大きく影響するため、関節部の幾何学的関係を明らかにすることは非常に重要である。例として、駆動骨格の配置の変化は、折れ曲がり角度が変わることで駆動力が変化し、また関節との位置関係も変わるためトルクの減速比も変わる。ここでは、幾何学的関係から得られる可動範囲と駆動力減衰比について論じる。簡単のため、関節部に1個の駆動骨格からなる1自由度関節を持った2リンク機構について議論を行う。

Fig.3-58 に連結した構造骨格の関節の回転中心と駆動骨格の折れ曲がり中心についての幾何学的関係を示す。ここから、関節の可動範囲 α は次のように書くことができる。

$$\alpha = \pi - (\varphi_s + 2\varphi_a) \quad (3.18)$$

ここで、 φ_s は構造骨格の先端部分のテーパ角、 φ_a は駆動骨格と構造骨格が接触する部分（駆動骨格の断面の直径が最大となる部分）での駆動骨格の相当角度である。式(3.18)から可動範囲は駆動骨格の幅と構造骨格の先端部分の形状に依存する。また、 φ_s と φ_a がどちらかが大きい場合、構造骨格を直列に並べたときの駆動骨格の折れ曲がり角度（初期折れ曲がり角度）は大きくなる。前述の駆動骨格の発生トルクを考えると、大きい駆動力を発生するように関節部を設計すると可動範囲が小さくなることを示している。これは駆動力と可動範囲のトレードオフ関係となっており、関節の設計の際に考慮しなければならない重要な設計指針である。

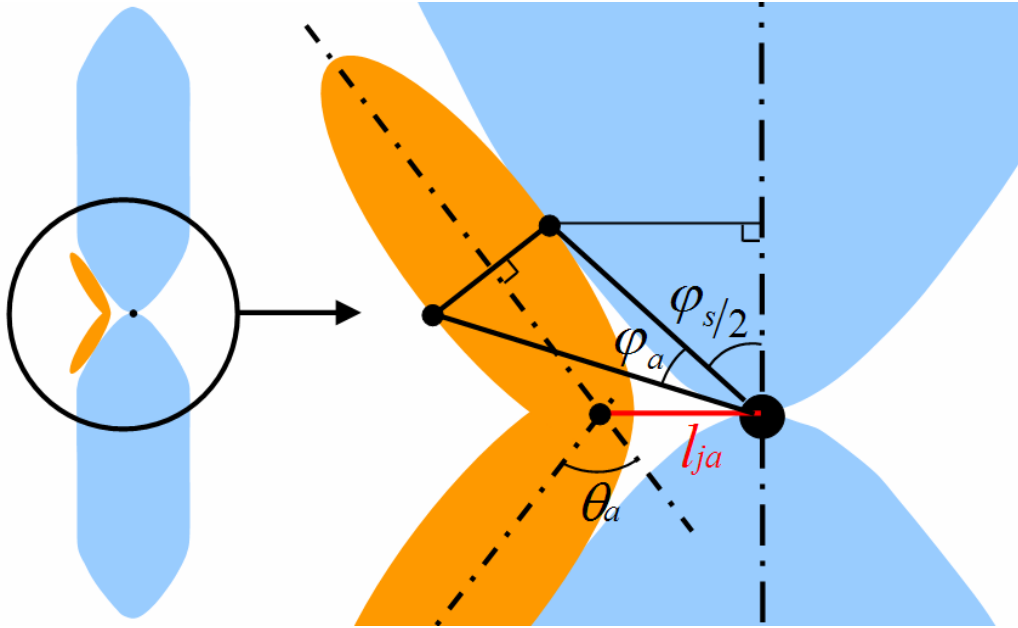


Fig. 3-58 Geometric relationship between structure bags and an actuator bag

関節の回転中心と駆動骨格の折れ曲がり中心の間の距離 l_{ja} も設計指針として重要なパラメータである。加圧されると駆動骨格は直線状に近付いていき、直線状になるとその角度を維持しようとする。 l_{ja} が短い場合、関節は駆動骨格が直線状になるまで動作が可能となり、大きな可動範囲が実現できる。それに対し、 l_{ja} が長い場合、初期折れ曲がり角度が小さくなるため関節の可動範囲が少なくなるが、駆動骨格の伸展力を駆動力として利用できると考えられる。このように、 l_{ja} の長さを変えて駆動を行うことで、関節の可動範囲と駆動力を変えることができる。しかしながら、提案機構で l_{ja} を調節するような複雑な機構を実現することは困難であり、またシステム全体の柔軟性と軽量性が失われてしまうため、提案する機械システムでは可動範囲を大きくするために l_{ja} を小さくするような設計を行う。

実際の形状では、駆動骨格の膨張や、面ファスナや結束バンドでの固定などのため、 l_{ja} を 0 とすることはできない。そこで、構造骨格に作用するトルクを推定するため、関節部の駆動力減衰比について考える。 Fig.3-59 に駆動力に関する幾何学的関係を示す。力 F と位置ベクトルの外積から、駆動力減衰比は次のようになる。

$$T_s = \frac{l_{jc} \sin \theta_{fs}}{l_a \sin \theta_{fa}} T_a \quad (3.19)$$

ここで、 T_s は関節の回転中心まわりのトルク、 T_a は駆動骨格の折れ曲がり中心まわりのトルク、 l_{jc} は構造骨格と駆動骨格の接触点と関節の回転中心との距離、 l_a は駆動骨格の折れ曲がり中心から接触点までの相当長さ、 θ_{fa} は駆動骨格の長手方向の軸と F のなす角、 θ_{fs} は l_{jc} と F のなす角である。

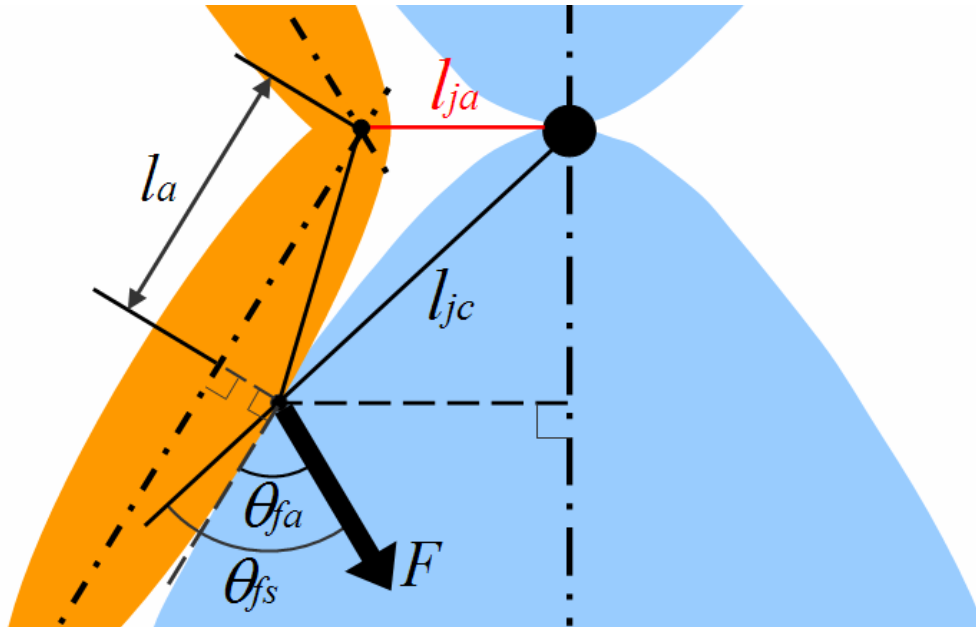


Fig.3-59 Geometric relationship between arrangement and driving force

ここで、 l_{ja} を 0 に近づけると、 θ_{fa} は θ_{fs} に、 l_a は l_{jc} にそれぞれ近づいていく。駆動力の伝達効率と可動範囲の制限を考えると、 l_{ja} は小さい方がよい。また、折れ曲がり角度が小さくなるにつれて、 θ_{fs} と θ_{fa} の差は大きくなると推測できるため、“ $\theta_{fs} - \theta_{fa}$ ”は重要なパラメータであると思われる。

しかしながら、 θ_{fs} と θ_{fa} を測定することは非常に難しい。そのため、測定機構での実験など信頼性が必要な場合には式(3.19)の適用は難しいと推測される。一方、アームなどの l_{ja} が大きなものを構築する際には、“ $\theta_{fs} - \theta_{fa}$ ”を駆動骨格の折れ曲がり角度によって変化すると仮定することで、ある程度の信頼性を持った設計となると考えられる。

これらの幾何学的関係は、1 自由度関節を持った 2 リンク機構での議論であったが、複数の駆動骨格による 2 自由度関節や多リンク機構においても成り立つ。したがって、関節部の設計を行う際にはこれらの幾何学的関係が設計指針となる。

3.6 結言

本章では、提案する機械システムの各構成要素と関節部についての設計指針を示した。本章で得られた結論を以下に示す。

- ・ 水力学的骨格系の形状とサイズの効果について議論し、駆動骨格の設計の際には仕事を行わない方向への膨らみを避けるような形状が望ましいこと、流量に対する仕事の観点から駆動骨格は小さい方が高効率となることを示した。
- ・ 構造骨格の機械的特性として、荷重による変形と応力集中について議論した。荷重による変形については、構造骨格の曲げ変形と端部の凹み変形が代表的な例であることを示し、それぞれについて非線形有限要素解析を行った。曲げ変形の解析では、たわみ量は荷重に対してほぼ線形に増加すること、内圧が増加するとたわみ量が減少することが導かれ、これらが構造骨格の設計指針として有用であることを述べた。端部の凹み変形では、実験と解析の比較を行い、これらの結果が構造骨格の設計指針として有効であることを確認した。応力集中については、単純な形状の凸形状と凹形状を用いて解析を行い、応力集中を軽減する形状について議論した。具体的には、凸形状では円、楕円、正方形、長方形について述べ、凸形状の構造骨格では構造の強度を保ちながらより細い楕円形状とすることが望ましいことを示した。凹形状では十字形状の凹部に配置したフィレット径を変えた解析を行い、最大応力が最小となるフィレット径を求めた。また、T字形状のフィレット径についての解析も行い、十字形状で求めた最適なフィレット径がT字形状でも有効であることを示した。
- ・ 駆動骨格の発生力評価として、基本的な数理モデルと、非線形有限要素解析から得られる経験式、駆動力測定実験について議論した。基本的な数理モデルでは、圧力と体積変化、角度変化から、駆動骨格が外部になす仕事を基に発生トルクを算出する手法について述べた。比較の結果、計算値と実験値にある程度の相関が見られた。非線形有限要素解析から得られる経験式では、一般的に困難とされる柔軟素材を用いた大変形解析を行い、駆動力に対する圧力変化の効果、形状変化の効果、折れ曲がり角度の効果等を算出し、それらから圧力、幅、折れ曲がり角度をパラメータとした駆動力の経験式を導いた。また、設計・製作した駆動力測定機構を用いた測定実験を行った。実験は、駆動骨格の固定方法を変えて2種類行い、実験値と経験式から得た推定値の比較から経験式の妥当性

を確認した.

- 関節部の幾何学的関係として、可動範囲と駆動力減衰比について議論した. 可動範囲は駆動骨格の幅と構造骨格の先端部分の形状に依存することを述べ、構造骨格を直列に並べたときの初期折れ曲がり角度と駆動力の間にはトレードオフ関係があることを示した. また、このトレードオフ関係を考慮すると、大きい駆動力を発生するように関節部を設計した場合に可動範囲が小さくなることについて議論し、これが関節の設計指針として重要であることを述べた. 駆動力減衰比については、関節の回転中心と駆動骨格の折れ曲がり中心の間の距離と、駆動骨格が構造骨格に与える力とそれぞれの骨格の角度が重要なパラメータであることを示した. これらの幾何学的関係は関節部の設計を行う際に設計指針となることを述べた.

第4章

柔軟なロボットアームおよびロボット ハンド

4.1 緒言

本機械システムは柔軟な袋状構造を持った構造骨格と駆動骨格からなっており，このような機械システムは関節部も含めシステム全体で柔軟な特性を実現することができる．また，本論文では駆動流体に空気を用いているため，すべての要素が非常に軽量に構成できる．そのため，通常の機構では実現が困難な長いアーム状の構造も，本システムではFig.4-1のようなシリアルリンクアームによって比較的容易に構成可能である．軽量なアームはプーリとワイヤを利用した駆動方式でも構成可能であるが[40]，本システムのように各関節を独立して駆動させるためには複雑な構造が必要になる．また，関節の独立性と構成要素の軽量性のため，提案するロボットアームではS字形状に曲がる動作も実現可能である．さらに，全ての構成要素の内部流体を排除すると，機構全体を非常にコンパクトにすることができる．これは従来の金属でできたロボットアームでは実現しえない特徴であり，収納性や搬送性などにおいて非常に有利である．

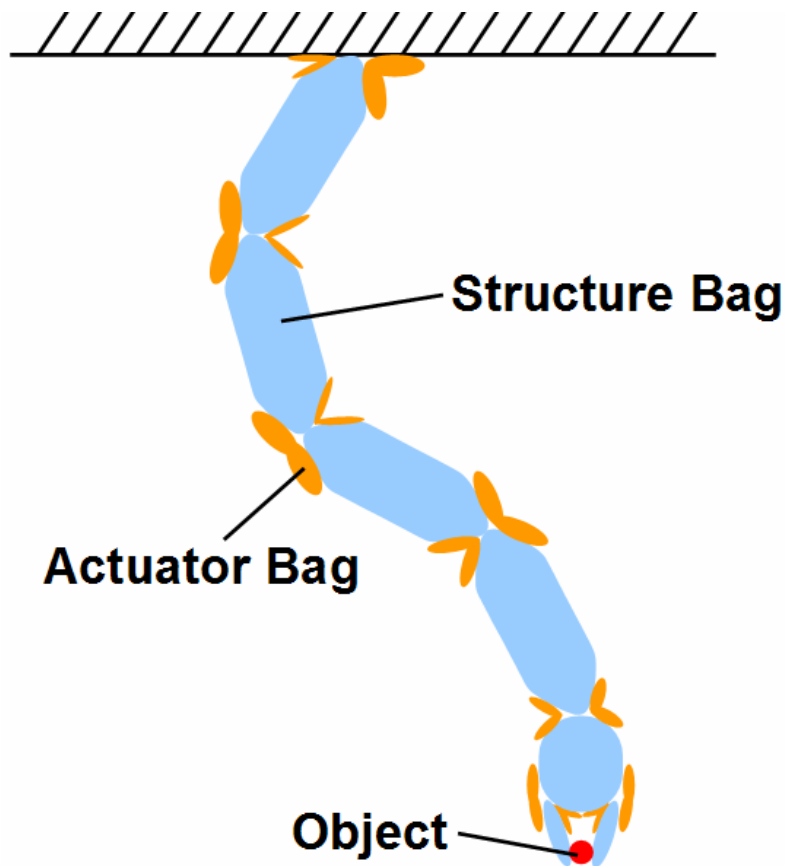


Fig.4-1 A concept of serial link robotic arm

ソフトアクチュエータに関する従来研究としては、松下らのラバチュエータ[41]や鈴森らの FMA[6]などがある。ラバチュエータは、関節部分が柔らかい素材で構成されているが、リンク部分には剛体を用いている。FMA は、システム全体が柔軟な素材で構成されているが、アクチュエータ全体を加減圧するため駆動に必要な流体量が多くなってしまう。これらに対し、本システムでは駆動骨格のみを加減圧するため、少ない駆動流体量で動作可能である。

本章ではまず、提案する機械システムの構成例として開発したロボットアームとそのエンドエフェクタについて、その構成と特徴を示す。次に、1 自由度関節について、1 リンクおよび2 リンクのそれぞれのアームの試作を行い、第3章で示した設計指針との比較を行う。また、2 自由度関節を実現する設計について述べ、試作した 2 自由度関節ロボットアームの動作実験結果を示す。最後に、エンドエフェクタについて議論し、試作したエンドエフェクタの動作実験について述べる。

4.2 本ロボットアームの構成

本研究で提案するロボットアームの概念図を Fig.4-2 に示す．本機構ではアームのリンク部分に一定形状を維持する構造骨格を用い，関節部分に内圧を制御可能な駆動骨格を配置する．両端にテーパのついた構造骨格を連結し，その接続部に配置した駆動骨格を加減圧することで関節を駆動する．内圧を変化させることで駆動する柔軟なアクチュエータの研究は数例あるが[42]-[44]，いずれも構造全体を加減圧するものである．本機構では駆動骨格のみを加減圧するため，動作に必要な駆動流体の体積が大幅に低減できる利点がある．

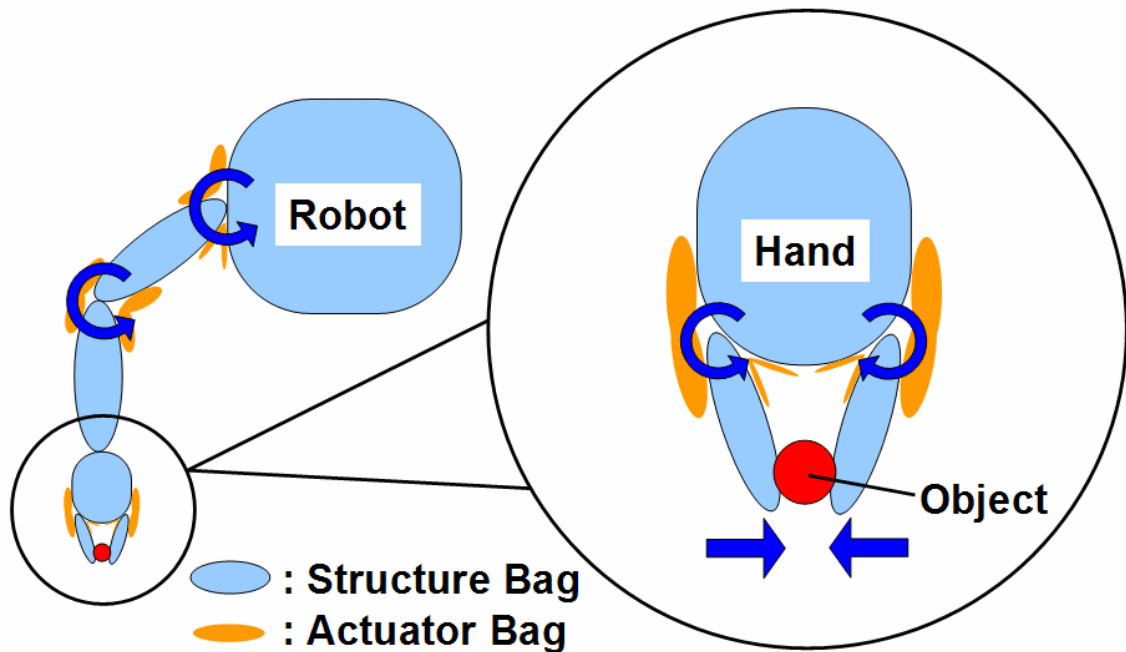
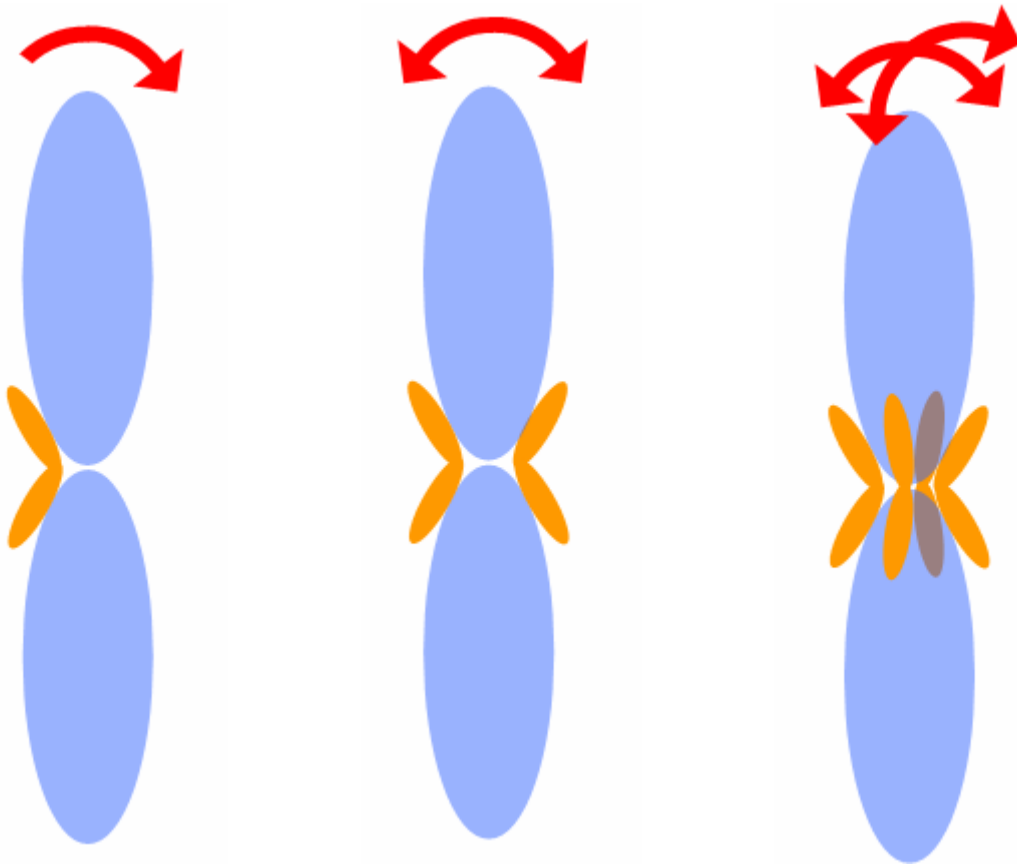


Fig.4-2 A basic concept of a robotic arm with a hand

提案するロボットアームでは，Fig.4-3(a)のように関節に 1 個の駆動骨格を配置すると，駆動骨格が折れ曲がった状態から直線状になる位置まで動作する．これにより，アームに特定の形状になる動作を行わせることが可能である．しかしながら，動作前の状態に戻るためには関節に何らかの復元力が必要となるため，1 個の駆動骨格で可能な動作は限られている．そこで，Fig.4-3(b)のように関節に 2 個の駆動骨格を対になるように配置することで，1 自由度の能動動作が可能になる．この場合の可動範囲は第 3 章で述べたように決定される．また，関節に 3 個以上の駆動骨格を配置することで，1 個の関節で 2 自由度能動関節を実現できる．これは，従来のロボットアームで 2 自由度能動関節を構成する場

合に比べ、非常に簡便な構造である。2自由度関節において、目的の動作を得るためにはそれぞれの駆動骨格の発生するトルクを拮抗力として利用するため、トルクの制御が必要となる。第3章で述べたように、発生トルクは駆動骨格の形状と内圧で変化するため、アームの動作を制御するには駆動骨格の内圧を調整すればよい。一般的に、アームは直行する2方向での動作が多いと考えられるため、Fig.4-3(c)のように4個の駆動骨格を用いることで対面する2つの駆動骨格をそれぞれ制御することで2自由度関節の動作が可能となる。



(a) 1 actuator bag

(b) 2 actuator bags

(c) 4 actuator bags

Fig.4-3 Arm movement changing number of an actuator bag

4.3 1 自由度関節を持ったロボットアーム

ここでは、提案するロボットアームについて、駆動骨格を 2 個用いた 1 自由度関節を使用した試作を示し、アームの動作制御について検討を行う。

まず、Fig.4-4 に示す 1 リンクアームについて議論する。試作に用いた構造骨格は円筒部の長さ 200 mm、半径 50 mm、両端の円錐部の高さ 50 mm で、駆動骨格は長さ 180 mm、幅 40 mm である。それぞれ材料には 0.3 mm 厚のウレタンゴムを用いている。構造骨格は内圧が 0.005 MPa となるように空気を封入しており、重量は 34 g である。アーム上端の固定面はアクリルであり、構造骨格の上端部とナイロン糸で接続され、駆動骨格とおよび構造骨格は面ファスナで接続する。また、アームの先端は荷重をかけるための錘を配置している。



Fig.4-4 A prototype 1-link robotic arm with a 1-DOF joint

提案するロボットアームを実用化するためには、アームの動作制御が必要不可欠である。そこで、第3章で示した解析結果を利用することでアームの先端位置を目標位置に合わせる実験を行い、動作の予測と制御の可能性について議論する。

本機構ではすでに述べたように構成要素が柔軟なため、動作を行うと荷重によって構造が変形する。そのため、目標位置への位置あわせを議論するには、関節角度よりもアーム先端の位置の評価を行うことが妥当であると思われる。予測方法のフローチャートを Fig.4-5 に示す。まず、目標位置にアーム先端が到達した時、構造骨格に変形がないとして関節部のトルクとアームにかかる関節周りのトルクの計算を行う。算出したトルクとモーメントから、構造骨格の曲げ変形と先端部の凹み変形を解析結果から求め、変形による変位をアームの先端位置に反映する。次に、変位により生じた誤差を閾値以下にするまで、関節角度とトルク、モーメント、変形による変位の計算を繰り返し行う。この際、目標位置とアームの先端位置の誤差は関節の角度から求め、閾値は 0.5 deg とする。誤差を関節角度から求めるのは、その後の繰り返し計算において誤差の影響を反映させやすいためである。以上の手順で関節部のトルクを求め、そのトルクを発揮するのに必要な駆動骨格の内圧を第3章で求めた経験式から算出する。ここで、第3章で述べた式(3.19)の駆動力減衰比は構造骨格と駆動骨格の位置関係を試作から測定することで求めている。

実験では、アーム先端に 50 g, 100 g, 150 g の荷重をかけ、先端の水平方向と鉛直方向のそれぞれで目標位置を設定し、計算から得られる圧力を使用して実験を行い、実験結果と目標位置の誤差を求める。目標位置は、Fig.4-4 のようにアームが鉛直下向きになった先端位置から、水平方向に 50 mm, 100 mm, 130 mm, 鉛直方向に 5 mm, 15 mm, 25 mm 移動した位置とする。Fig.4-6 と Fig.4-7 に 100 g の荷重をかけた場合のアームの動作を示す。また、実験結果と目標位置の誤差を Table 4-1 に示す。なお、水平方向は Fig.4-4 で右向きを正とし、鉛直方向は上向きを正とする。

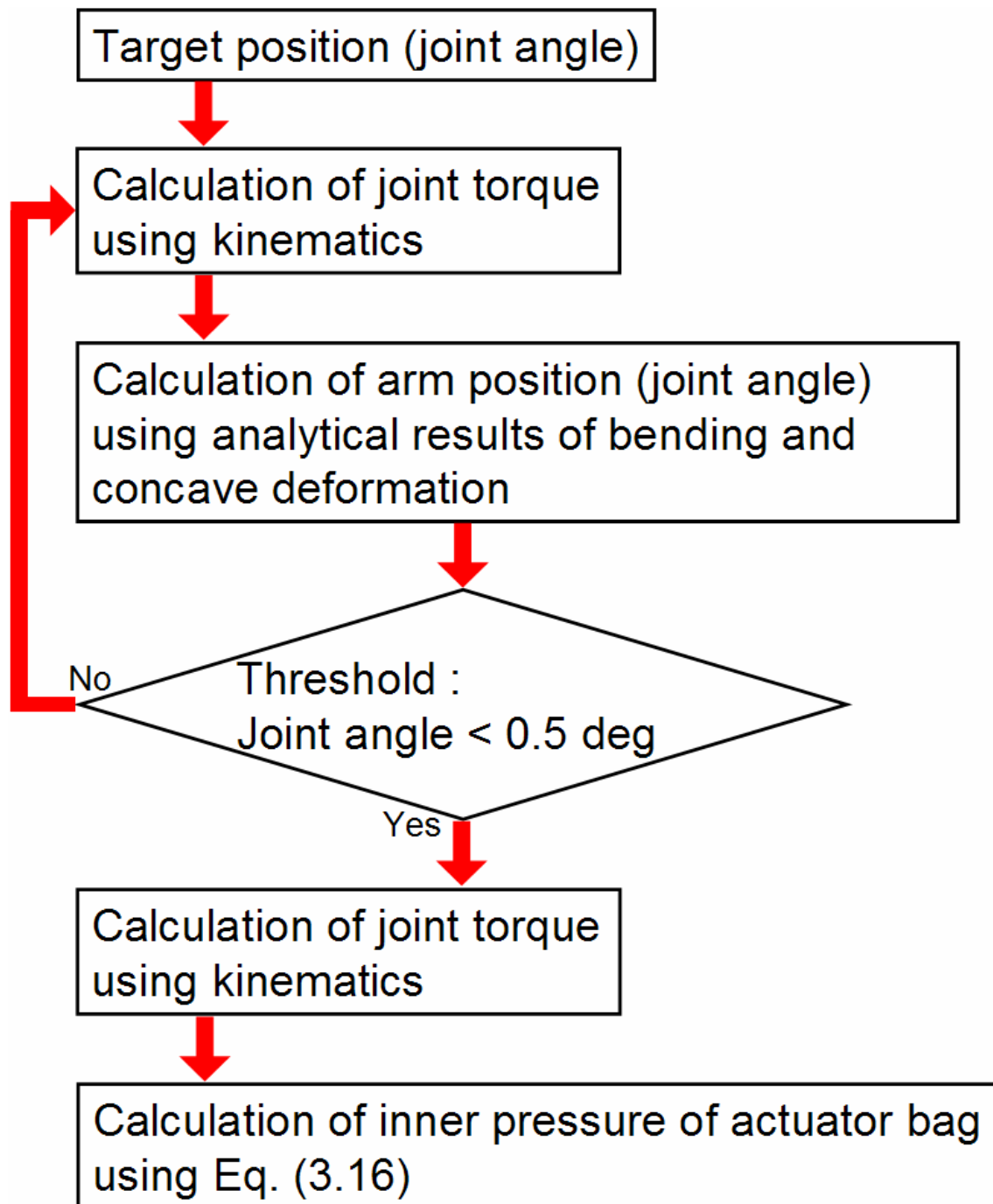
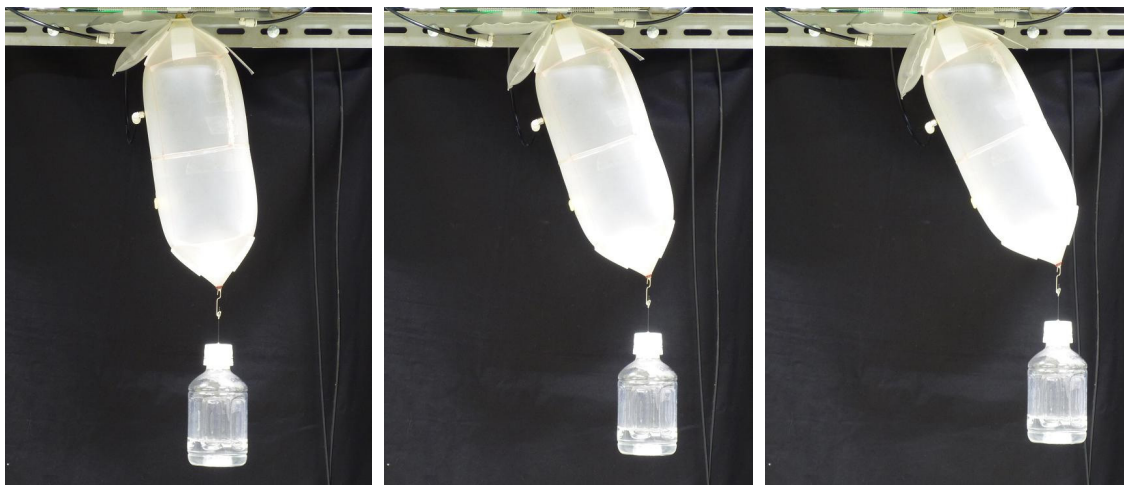


Fig. 4-5 Inner pressure calculation flowchart for target position driving

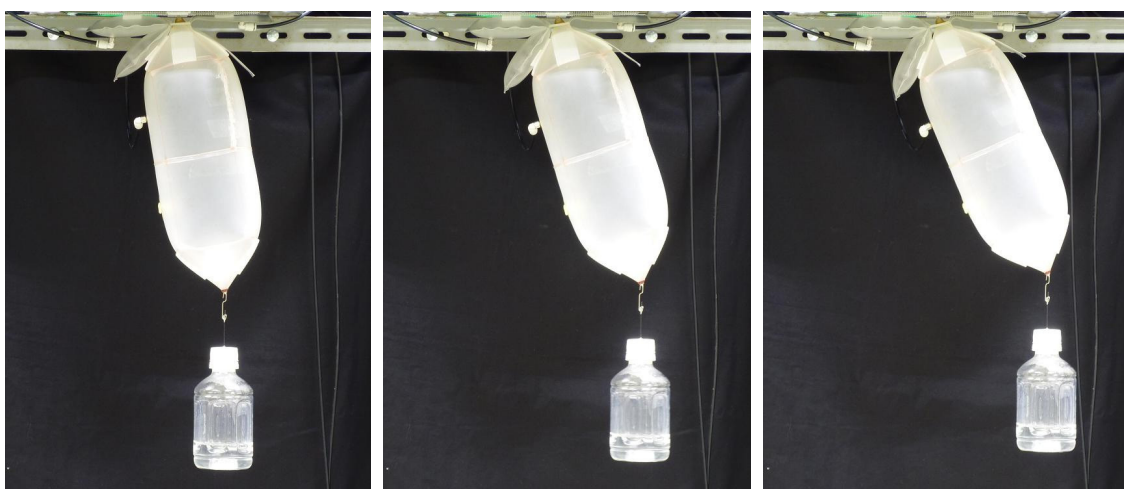


(a) Displacement = 50 mm

(b) 100 mm

(c) 130 mm

Fig.4-6 Position experiment of a prototype arm in horizontal direction



(a) Displacement = 5 mm

(b) 15 mm

(c) 25 mm

Fig.4-7 Position experiment of a prototype arm in vertical direction

Table 4-1 The displacement error between experiment and calculation

			Load [g]		
			50	100	150
Target position [mm]	Horizontal direction	50	-13.4	-4.6	-1.4
		100	-8.1	-0.7	4.8
		130	-8.5	-3.2	
	Vertical direction	5	-1.9	1.4	0.5
		15	-2.7	3.0	2.6
		25	-4.8	4.6	

Table 4-1 から、第3章で述べた曲げ変形と凹み変形を考慮した圧力を用いた実験結果と目標位置との誤差は平均 4 mm 程度であり、柔軟な構造としては比較的正確な位置制御が可能なことを示している。また、誤差には、計算で用いた閾値や、駆動骨格の内圧の測定誤差、試作の形状の測定誤差、先端位置の測定誤差などが影響していると考えられる。この結果は、提案した目標位置計算手法で先端の位置をある程度合わせることが可能であることを示しており、柔軟なアームを制御するうえで非常に重要である。

次に、Fig.4-8 に示す 2 リンクアームについて議論する。試作に用いた構造骨格と駆動骨格は 1 リンクアームに用いたものと同形状であり、構造骨格の内圧も同様である。駆動骨格の内圧は 0.02 MPa としている。アーム上端の固定面はアクリルであり、構造骨格の上端部とナイロン糸で接続されている。また、構造骨格同士はナイロン糸で接続した後にベローズで回転を抑制している。駆動骨格は構造骨格に面ファスナで固定し、中央の折れ曲がり部分は結束バンドによって関節部に固定し、関節と駆動骨格の距離が離れないようにしている。後述する多リンクアームの試作は全て、同様の方法で駆動骨格と構造骨格の接続を行っている。さらに、ここでは、アームの先端は荷重をかけるための錘を 1 リンクの場合と同様の方法で配置している。

この試作の動作実験を行い、アームの動作の評価方法として運動学から求められる関節まわりのトルクについて議論する。Fig.4-9 に 2 リンクアームの模式図を示す。ここで、Fig.4-10 のようにして、構造骨格の長さ L_s 、荷重 F 、関節角度 θ_1 、 θ_2 が与えられると、姿勢を保つために必要な関節のトルク T_1 、 T_2 は運動学から計算できる。実験では、アームの姿勢は写真から測定するものとする。

また，第3章で述べた発生トルクの経験式を用いると，Fig.4-11 のようにして，駆動骨格の折れ曲がり角度と内圧がわかれば，関節のトルク T_1 , T_2 を求めることができる．ここでは，これらの比較を行うことで，複数リンクの場合でも前述の目標位置計算の基礎となるアームの姿勢と駆動骨格の発生トルクについて知見を得ることとする．

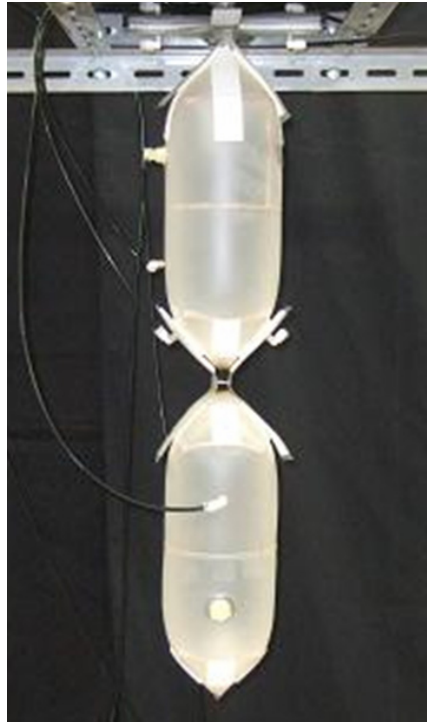


Fig. 4-8 A prototype 2-link robotic arm with a 1-DOF joint

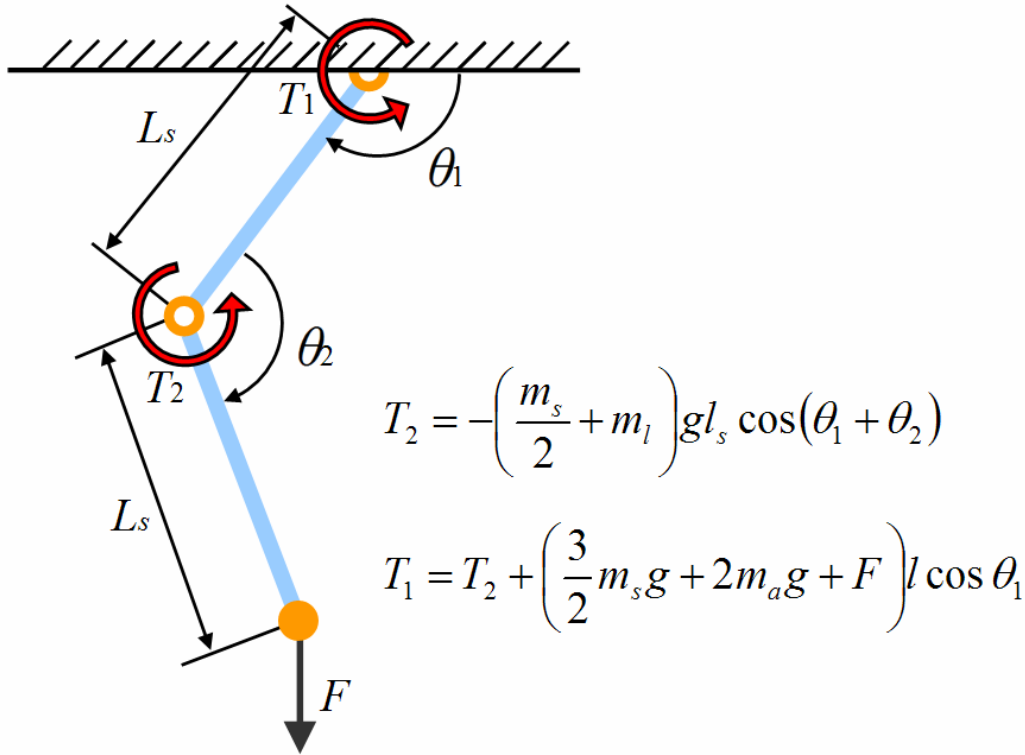


Fig.4-9 A view showing a frame format of a 2-link arm

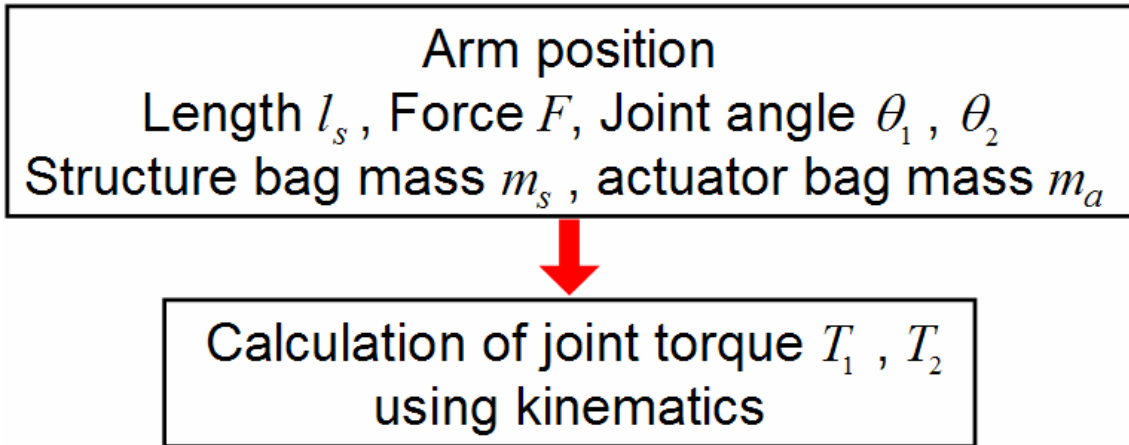


Fig.4-10 Torque calculation flowchart of kinematics

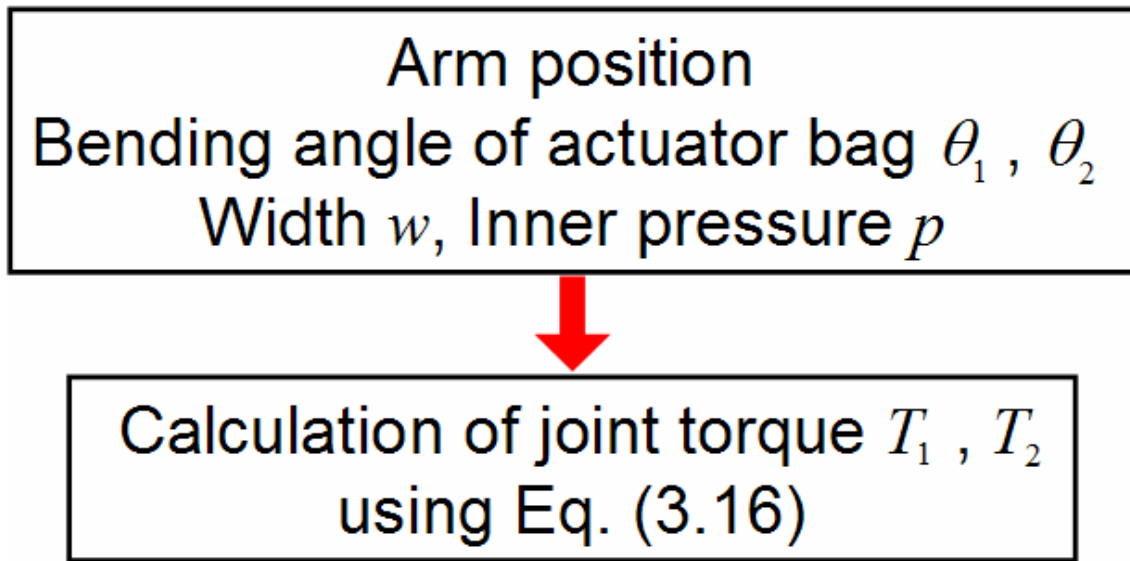


Fig.4-11 Torque calculation flowchart of the empirical equation

実験は 0 g から 300 g までの 50 g ごとの荷重をアーム先端に与え、写真からアームの関節角度と駆動骨格の折れ曲がり角度を求める。Fig.4-12 に荷重 0 g, 150 g, 300 g の場合のアームの姿勢を示す。実験の結果から、関節まわりのトルクを運動学と経験式の 2 通りの方法で算出した。結果を Fig.4-13 に示す。ここで、 T_{s1} , T_{s2} は運動学から求めた根元部と中央部の各関節でのトルク、 T_{a1} , T_{a2} は発生トルクの経験式から求めた各関節のトルクである。トルクはそれぞれ Fig.4-9 での矢印の向きを正としている。

結果から、運動学から求められたトルクと駆動力の経験式から求められたトルクはほぼ同様の傾向を示すことが伺え、駆動力の経験式は妥当であると言える。また、前述の目標位置計算についても、計算の前提である姿勢から求めたトルクが駆動骨格の発生トルクとほぼ等しいことが確認できるため、複数リンクアームでも適用できる可能性が示された。

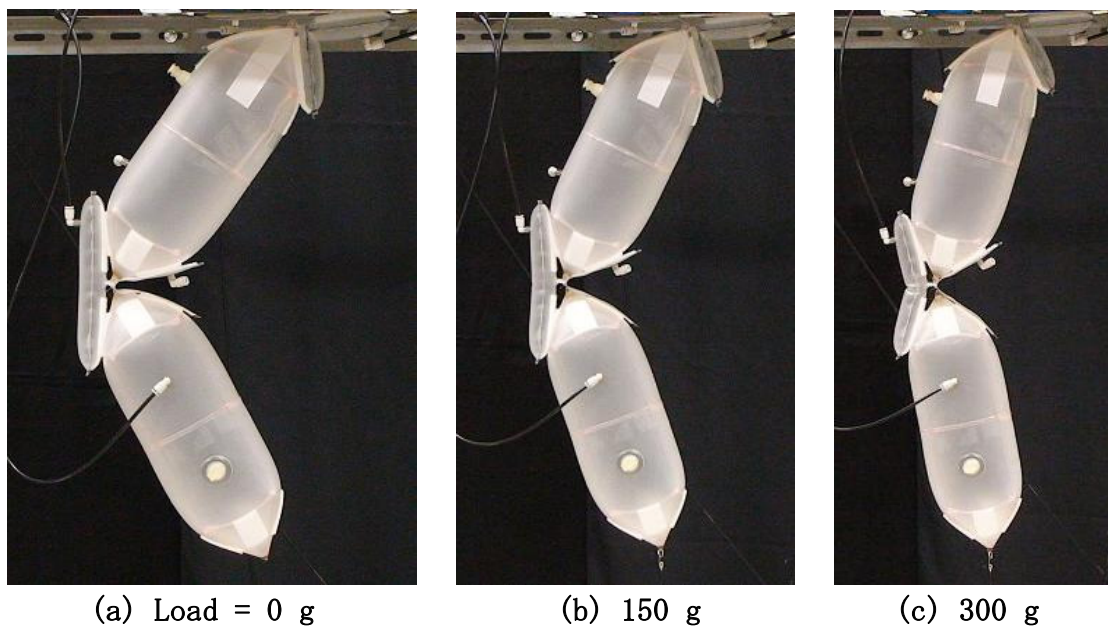


Fig.4-12 Position of a prototype 2-link arm with a load

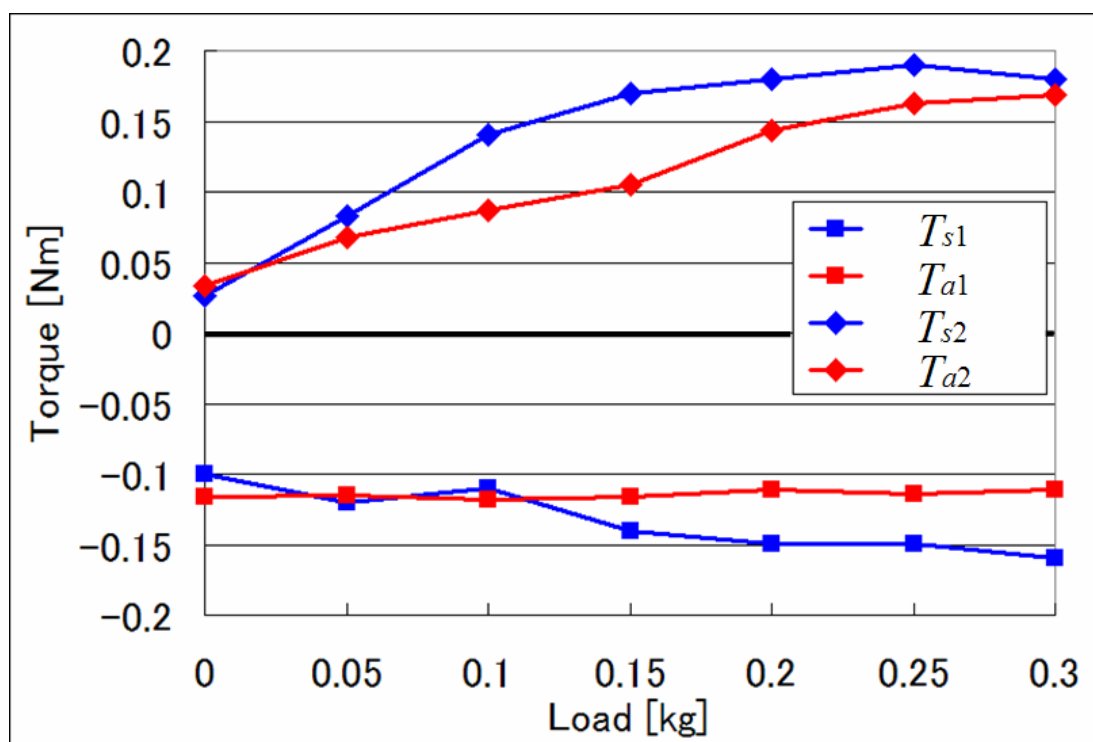


Fig.4-13 Calculated torques using kinematics and the empirical equation

4.4 2 自由度関節を持ったロボットアーム

ここでは、提案するロボットアームについて、駆動骨格を 4 個用いた 2 自由度関節を使用した試作を示し、動作実験を行う。

まず、Fig.4-14 に示す 2 リンクアームについて議論する。試作に用いた構造骨格は 1 自由度関節と同様の形状と内圧となっている。また、アーム下端の固定面はアクリルであり、構造骨格の下端部と固定面は接続されていない。固定面から 1 番目の関節に使用する駆動骨格は長さ 140 mm、幅 60 mm であり、駆動骨格に配置した面ファスナによって固定面と構造骨格を接続している。2 番目の関節には駆動効率向上のため、駆動骨格に必要な流体量を減少させる工夫がなされている。具体的には、Fig.4-15 のように駆動骨格の両端に流体の出入のないネオプレン製のスポンジを配置することで、加減圧を行う体積を抑えている。この駆動骨格の形状は、スポンジも含めた長さが 160 mm、加減圧を行う袋状構造の長さが 75 mm であり、折れ曲がり部で幅が 40 mm となるように半径を決定している。ここで、隣接する駆動骨格同士による動作抵抗を低減させるため、駆動骨格を円柱状としている。駆動骨格の内圧は形状によらず 0.02 MPa である。

駆動実験の結果、Fig.4-16 のように左右への動作がそれぞれ 40 deg の範囲で可能であった。また、スポンジを用いた駆動流体低減により駆動効率が向上し、ある程度俊敏な動作を実現できた。しかし、関節が折れ曲がった場合に、駆動骨格の両端のスポンジが干渉してしまっているため、駆動骨格の駆動流体低減方法の改良が必要である。

さらに、この試作を用いて、駆動骨格および構造骨格の内部流体を完全に排出した状態からの駆動実験を行った。実験は、完全な減圧状態から構造骨格と一番目の関節の駆動骨格を加圧し、その後、2 番目の関節で左右に動作を行う。Fig.4-17 に減圧状態から立ち上がるまでの様子を示す。実験の結果、試作したアームは完全な減圧状態からでも動作が可能であることを確認でき、機構全体を非常にコンパクトにした場合、高い収納性や搬送性などが実現できることが示された。



Fig. 4-14 A prototype 2-link robotic arm with a 2-DOF joint



Fig. 4-15 An actuator bag with neoprene sponge



(a) Moving left



(b) Moving right

Fig. 4-16 Driving experiment of a prototype 2-link arm with a 2-DOF joint

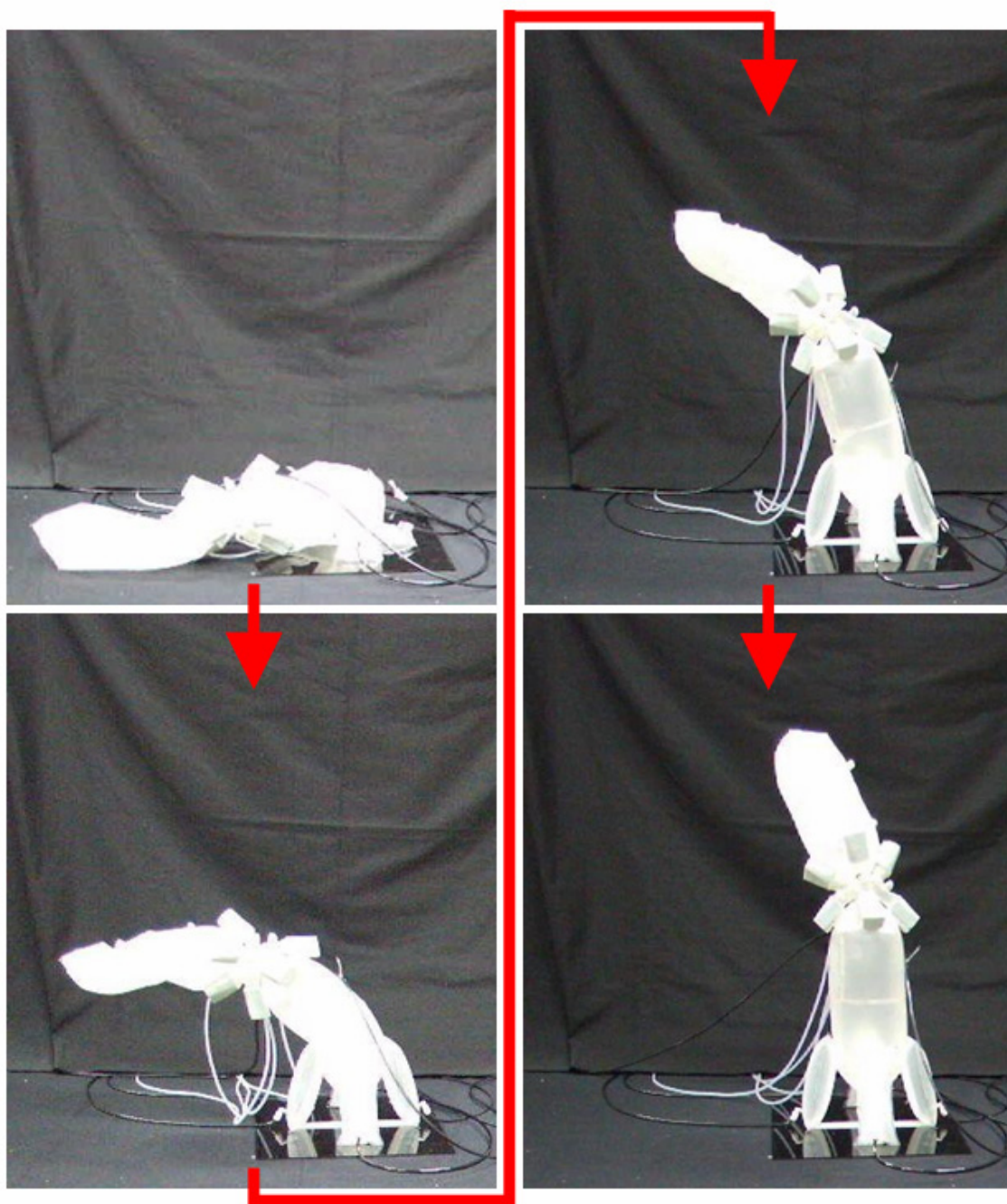


Fig.4-17 Driving experiment of a prototype 2-link from completely depressurized state

次に、駆動骨格に配置したスポンジ同士の干渉を回避するため、一定量の流体が入った袋を駆動骨格に内封する方法を提案する．簡単のため、Fig.4-18 のようにネオプレン製のスポンジを内封した駆動骨格を試作する．また、関節が折れ曲がった際に折れ曲がり部に近い部分のスポンジ同士が衝突しないように、スポンジをくさび型とする．なお、スポンジは駆動骨格内部で移動してしまわないように糸で固定している．Fig.4-19 にスポンジの形状の概念図を示す．



Fig.4-18 An actuator bag including neoprene sponge

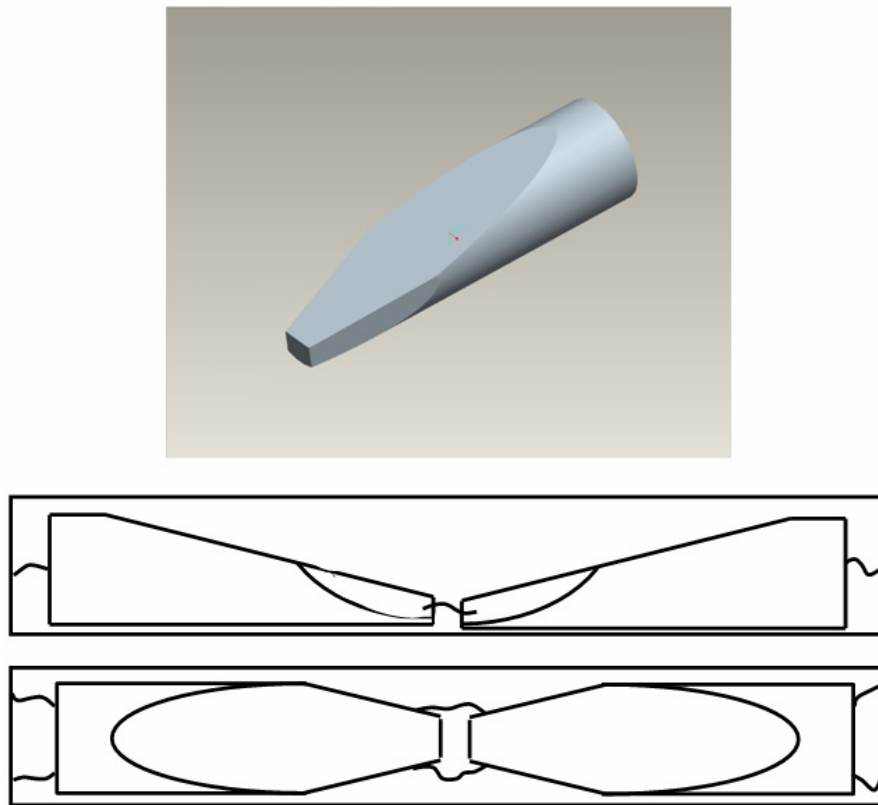


Fig.4-19 A concept of included neoprene sponge

この駆動骨格を用いて実験を行った様子を Fig.4-20 に示す. 実験は構造骨格を加圧した状態から行い, 2 番目の駆動骨格によって前後左右の 2 自由度の動作を行う. 実験の結果, 2 自由度での動作が可能であることと, 可動範囲が 50 deg であることを確認した. また, 圧力チューブ内にスポンジを内封することで, 何も内封しないものに比べ約 44%の駆動流大量を削減でき, 動作速度の向上を確認した.



(a) Moving left



(b) Moving right



(c) Moving front



(d) Moving back

Fig. 4-20 Driving experiment of a prototype 2-link arm with a 2-DOF joint

最後に、Fig.4-21 に示す 3 リンクアームについて試作と動作実験結果を示す。試作に用いた構造骨格は 2 リンクアームに用いたものと同形状であり、構造骨格および駆動骨格の内圧も同様である。アーム上端の固定面はアクリルであり、構造骨格の上端部とナイロン糸で接続され、駆動骨格と固定面および構造骨格は面ファスナで接続する。固定面から数えて 2 番目の関節では内部にくさび型のスポンジを配置した駆動骨格を使用し、3 番目の関節では両端をスポンジとした駆動骨格を用いる。また、1 番目の関節には大きなトルクが必要であると推測できるため、長さ 140 mm、幅 60 mm の駆動骨格を用いる。

動作実験の結果を Fig.4-22 に示す。3 リンクアームの動作実験では、1 方向への動作のみでなく、S 字形状に曲がる動作も実現できた。

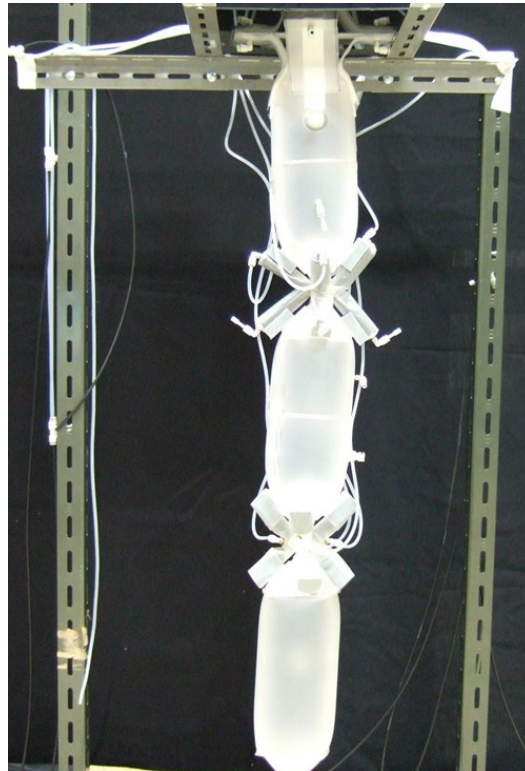
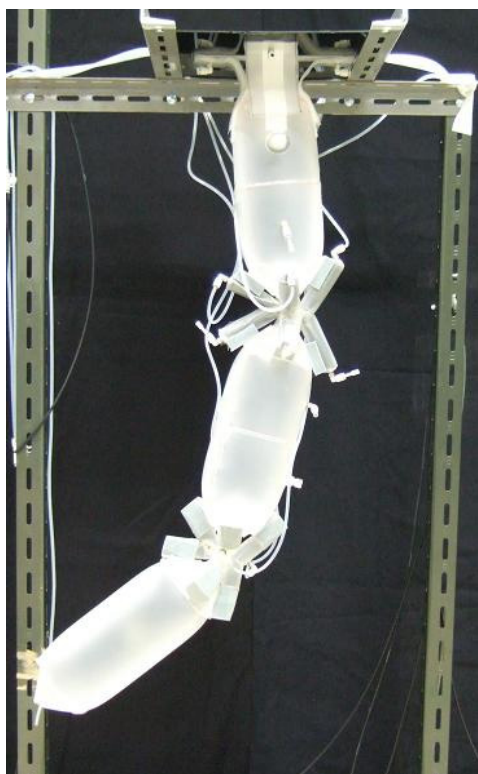
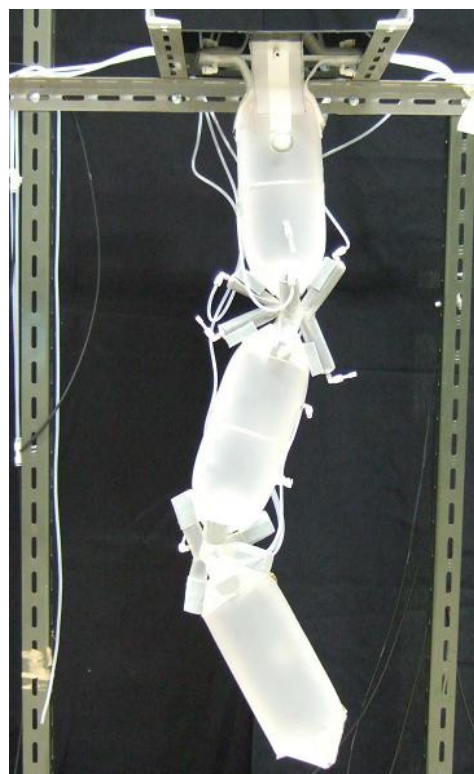


Fig. 4-21 A prototype 3-link robotic arm with a 1-DOF joint



(a) Moving in one direction



(b) Moving to S-shape

Fig. 4-22 Driving experiment of a prototype 3-link arm with a 2-DOF joint

4.5 エンドエフェクタを持った2リンクアーム

柔らかいロボットハンドは壊れやすい対象物を安全に把持することが可能である。このような研究は数多く行われており、金属で構成されたロボットハンドの代表的なものは、対象物の形状に合わせて包み込むような広瀬のソフトグリッパ[1]などがある。一方、柔らかい素材を用いたハンドとしては、内圧を上げることで縦方向に伸びるチャンバと柔軟に変形するが伸びることのないプラスチックシートを張り合わせた構造の堂田・松下らのソフトグリッパ[45]や、指の関節それぞれに伸びの違う柔軟素材を用いたバージニア工科大学のRAPHaEL[46]、硬い素材の構造を人工筋肉により駆動するSQUSEのロボットハンド[47]などがある。しかしながら、これらは構造の全てまたは一部分に硬い素材を用いているため、衝突してしまった場合に対象物を傷付ける可能性があり、また把持している際にハンドに外力が加わると対象物を押しつぶしてしまう可能性もある。

本論文で提案するロボットハンドは、全体が柔軟な袋状構造で構成されるため、簡単な制御で壊れやすい対象物を把持することができる。また、全体が柔軟なため、把持している際には緩衝材のように対象物を保護することが可能である。ここでは、ロボットハンドの試作について述べ、その構造と特徴、ロボットアームに接続した動作実験結果を示す。

提案するロボットハンドは、構造骨格で構成した直方体の箱に対象物を取り込み、兼用骨格によって対象物を固定することで把持動作を行う。これは、横 90 mm、奥行き 90 mm、高さ 110 mm の中空の直方体の底面に、60 mm 四方の対象物出し入れ口を設け、ホームベース型の兼用骨格 4 個で口を塞ぐ構造になっている。また、減圧時に口を開けるため、復元力としてゴム紐を利用している。Fig.4-23 に試作したロボットハンドの加圧前後の様子を示す。兼用骨格が先端に向けて幅が細くなる形状のため、幅が広く、駆動力が大きい根元部分から膨らんでいく迫り出す動作によってなめらかに口を開閉することが可能である。

この要素からなるロボットハンドをエンドエフェクタとしたロボットアームを構成し、対象物を把持して移動する動作の確認を行った。この実験では、ロボットアームは 2 自由度関節を持った 2 リンクアームとし、アームに用いる構造骨格は前述のものと同形状で内圧は 0.005 MPa である。各関節に長さ 180 mm、幅 40 mm の駆動骨格を 2 個ずつ配置し、0.02 MPa の内圧で駆動する。ロボットハンドとアームの間の関節にも同形状の駆動骨格を 2 個配置することで、ハンドの向きを調整でき、3 リンクアームのような動作ができるようにしている。対象物として生卵 (55 g) を用いる。実験結果を Fig.4-24 に示す。実験の結果、試

作したロボットハンドは生卵を柔軟に把持して移動可能であることを確認した。また、このハンドの特徴として直方体が構造骨格で構成されているため、把持した対象物を緩衝材のように保護する効果があり、形状の異なる対象物については、直方体の形状を変えることで対応できると考えられる。

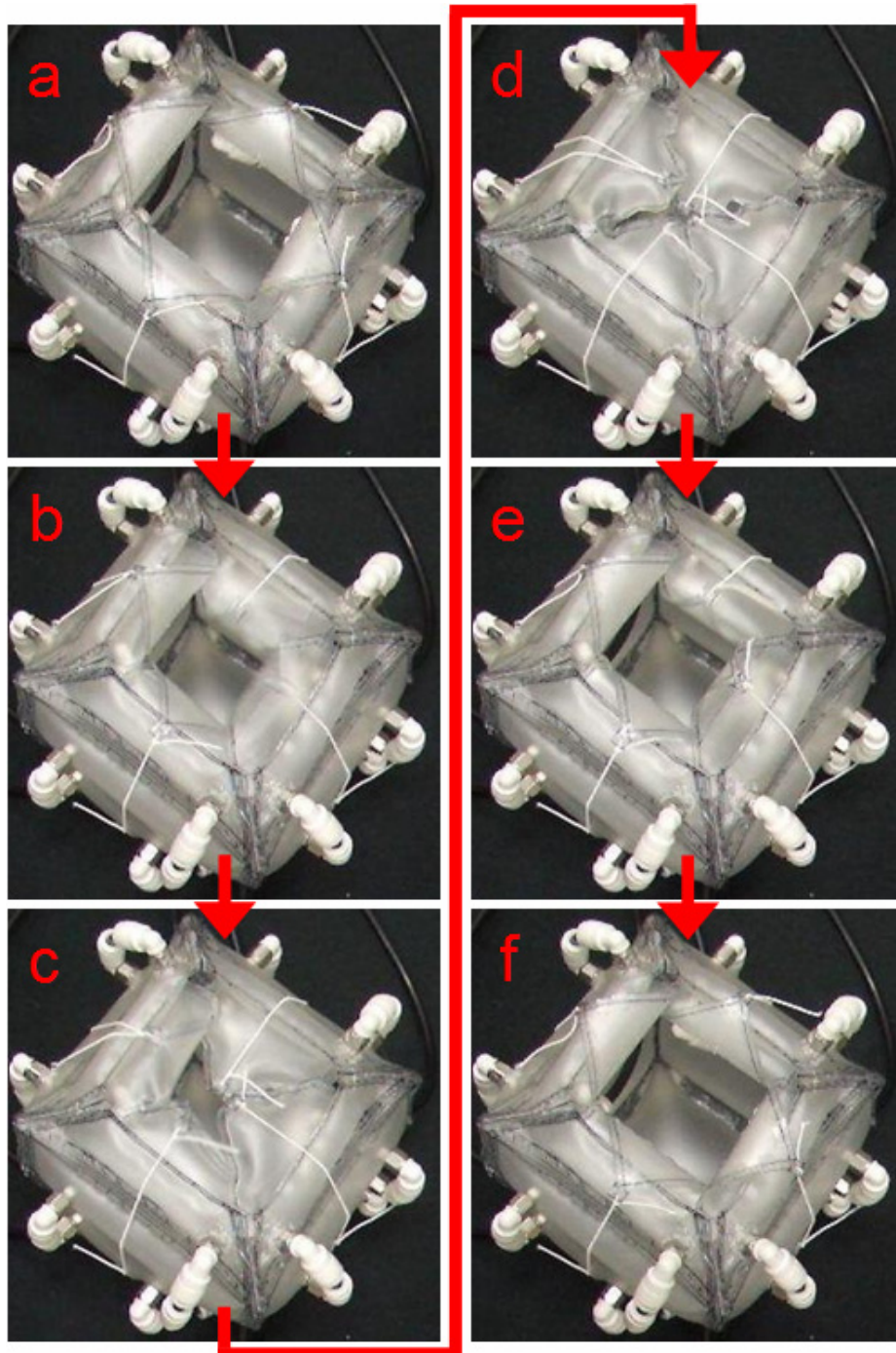
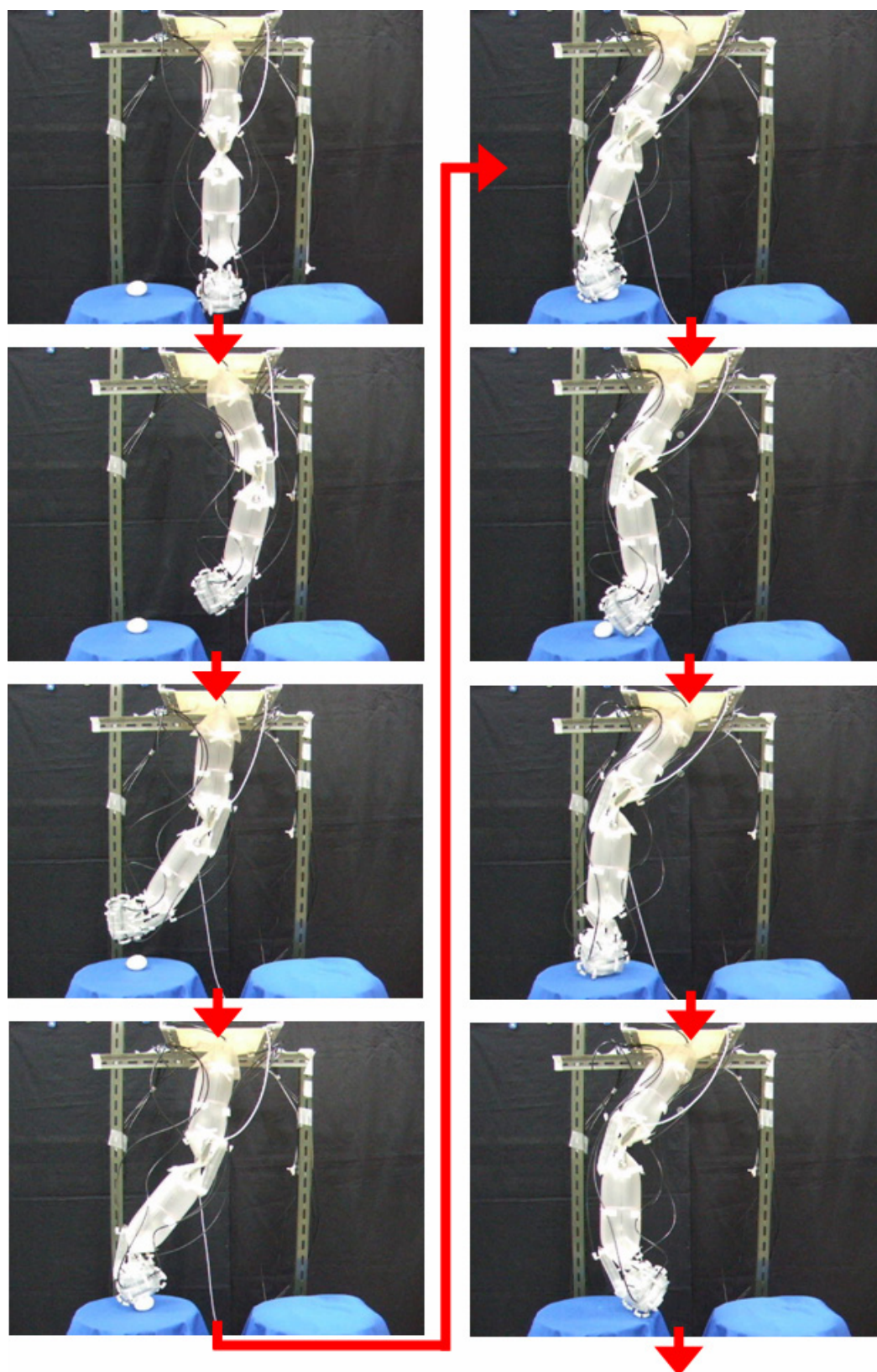


Fig. 4-23 A prototype box-like robotic hand
(a→b→c→d : closing motion, d→e→f : opening motion)



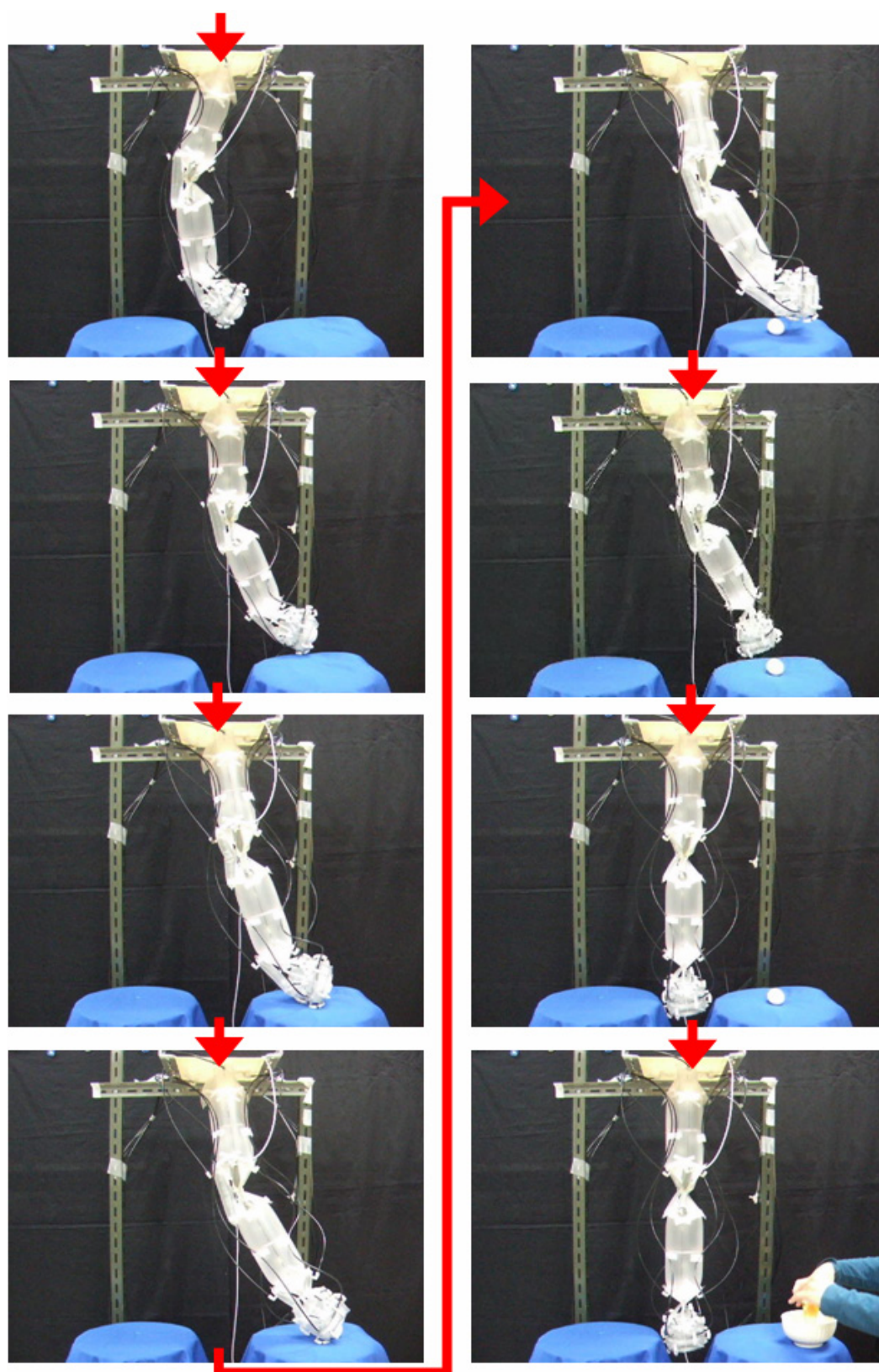


Fig. 4-24 Driving experiment of a prototype robotic arm with hand (egg)

4.6 結言

本章では、提案する機械システムの構成例として開発した柔軟なロボットアームおよびロボットハンドについて議論した。本章で得られた結論を以下に示す。

- 提案するロボットアームの構造と従来研究に対する利点について議論し、少ない駆動流体量で動作可能なこと、構成要素が軽量なためシリアルリンクアームを比較的容易に構成可能なこと、全ての構成要素の内部流体を排除することでコンパクトな形状となり収納性や搬送性などに有利なこと、従来のロボットアームと比較して2自由度能動関節を簡便な構造で実現可能なことを示した。
- 1自由度関節を持った1リンクロボットアームを試作し、目標位置への位置あわせ動作実験を行った。目標位置を実現する駆動骨格の内圧を第3章で述べた解析結果と駆動力の経験式から繰り返し計算を用いて求め、その圧力を与えた場合のアームの先端位置の比較を行った。比較の結果、実験と計算での目標位置の誤差は平均4 mmとなり、目標位置計算手法の妥当性を確認した。また、この結果が計算から求められる駆動骨格の内圧制御によってアームの先端を目標位置動作させる制御方法を支持していることを述べた。
- 1自由度関節を持った2リンクロボットアームを試作し、動作の評価方法として運動学から求められる関節まわりのトルクが有効なことを示した。これは、アームの姿勢から関節に必要なトルクを運動学から計算するものである。この計算値と、実験で用いた駆動骨格の内圧と折れ曲がり角度から求めたトルクの比較を行った。比較の結果、計算値と実験値はほぼ同様の傾向を示し、目標位置計算の前提である姿勢から求めたトルクが駆動骨格の発生トルクとほぼ等しいことを確認した。これにより、1リンクアームで用いた目標位置計算は複数リンクアームでも適用できる可能性が示された。
- 2自由度関節を持った2リンクロボットアームを試作し、その動作実験について述べた。また、駆動効率向上のための駆動骨格の駆動流体量減少方法について議論した。具体的には、駆動骨格の両端に流体の出入しない要素を配置する方法と、駆動骨格の内部にくさび型をした流体の出入しない要素を配置する方法である。それぞれ駆動流体低減により駆動効率が向上し、特に後者は要素同士の干渉もなく、アームを左右それぞれ40 degの範囲で俊敏に動作できた。さらに、構成要素の全ての内部流

体を完全に排出した状態からの駆動実験を行った。その結果、完全な減圧状態からでもアームが動作可能であることを確認でき、機構全体を非常にコンパクトにした場合、高い収納性や搬送性などが実現できることを示した。

- 2 自由度関節を持った 3 リンクロボットアームを試作し、その動作実験について述べた。動作実験の結果、1 方向への動作のみでなく、S 字形状に曲がる動作も実現できた。
- ロボットハンドの試作を行い、2 リンクロボットアームのエンドエフェクタとして搭載した動作実験について述べた。試作したロボットハンドは、中に対象物を入れて持ち運ぶ緩衝材の役割を果たす中空の直方体形状をしている。このハンドでは卵のような壊れやすい対象物を把持して移動する動作が可能であった。また、直方体や出し入れ口の形状を変えることで様々な形状の対象物に対応可能であることを述べた。

第5章

絨毛アクチュエータ

5.1 緒言

自然界にはゾウリムシのような微生物から人間の体内に至るまで、纖毛運動[48]を利用して移動または運搬を行う方式が多く見受けられる。纖毛とは鞭毛と呼ばれる細胞小器官が複数集まって並んだ状態である。纖毛運動では、推進力を生み出す”有効打”と、次の有効打を行うためにしなやかに元の位置まで戻る”回復打”を繰り返す各鞭毛が一定の位相差を持つことで、全体として進行波を発生させ推進力を生み出す。本研究ではこの纖毛運動に着目し、機械システムの構成例として纖毛動作を行うアクチュエータを提案する。この纖毛アクチュエータは、後述するように柔軟な特性を生かした纖毛移動ロボットや纖毛コンベアなどの応用が可能である。

進行波を用いて移動または搬送を行うアクチュエータに関する他の研究として、鈴森の薄型ゴムアクチュエータ”バブラ”[49]や森川らの腹足推進機構についての研究[50]、山崎らの波動伝播を利用した移動機構[51]などがある。本研究は纖毛を能動的に動作させ、アクチュエータ自身を駆動することを目的とする点でこれらの機構とは異なっている。柔軟な纖毛アクチュエータが能動的に動作することの長所として、アクチュエータの大きさと同程度の比較的大きなストロークが期待できること、適応変形により凹凸面においても確実に対象を捉えることで安定した推力が得られることが挙げられる。

本研究で提案する纖毛アクチュエータを用いた機械システムとしては、纖毛を利用して移動する纖毛移動ロボットや物体の搬送を行う纖毛コンベアなどの用途が考えられる。纖毛移動ロボットはFig.5-1のような、MPUやバッテリー、圧力系統などを内包した袋状の本体構造に、纖毛アクチュエータを複数配置した形態が考えられる。アクチュエータの機構や配置によって、前後左右の並進や旋回動作機能を持たせることが可能である。また、本体を含め外部と接触する部分は全て柔軟な素材で構成されるため、全面を用いた同一方向への駆動も期待できる。そのため、Fig.5-2に示すような狭隘地形に進入する場合も、適応変形を行いながら走破可能と考えられる。移動ロボットでは纖毛アクチュエータを配置した本体側が駆動したが、纖毛コンベアではFig.5-3のようにアクチュエータを上に向けて固定面に配置する。それにより、アクチュエータが動作することで物体をコンベアのように搬送できる。搬送できる物体の大きさは纖毛アクチュエータの大きさに依存するが、モータなど回転体を用いるベルトコンベアとは異なりアクチュエータが柔軟で衝撃吸収性に優れている。そのため、壊れやすい物体の搬送に有利である。また、水力学的骨格の柔軟性を生かすことで、通常のベルトコンベアでは難しい曲面に配置することができる。これによ

り，筒状にして Fig.5-4 に示したような衝撃に弱い物体を搬送する管内輸送システムや，Fig.5-5 のような繊毛リニアアクチュエータといった応用も期待できる．さらに，マイクロ化することで繊毛マイクロアクチュエータといった応用も可能である．これを移動ロボットやコンベアに搭載すれば能動型内視鏡への応用といった医療分野から，精密機械の輸送のような工業分野まで，多様な分野での応用が期待できる．

本章ではまず，提案する繊毛アクチュエータの構造を 2 種類示し，それぞれの動作方法について述べる．次に，本アクチュエータを複数用いた場合の協調動作について述べ，その制御方法を議論する．最後に，試作したアクチュエータを示し，動作実験結果に基づくそれらの比較について議論する．

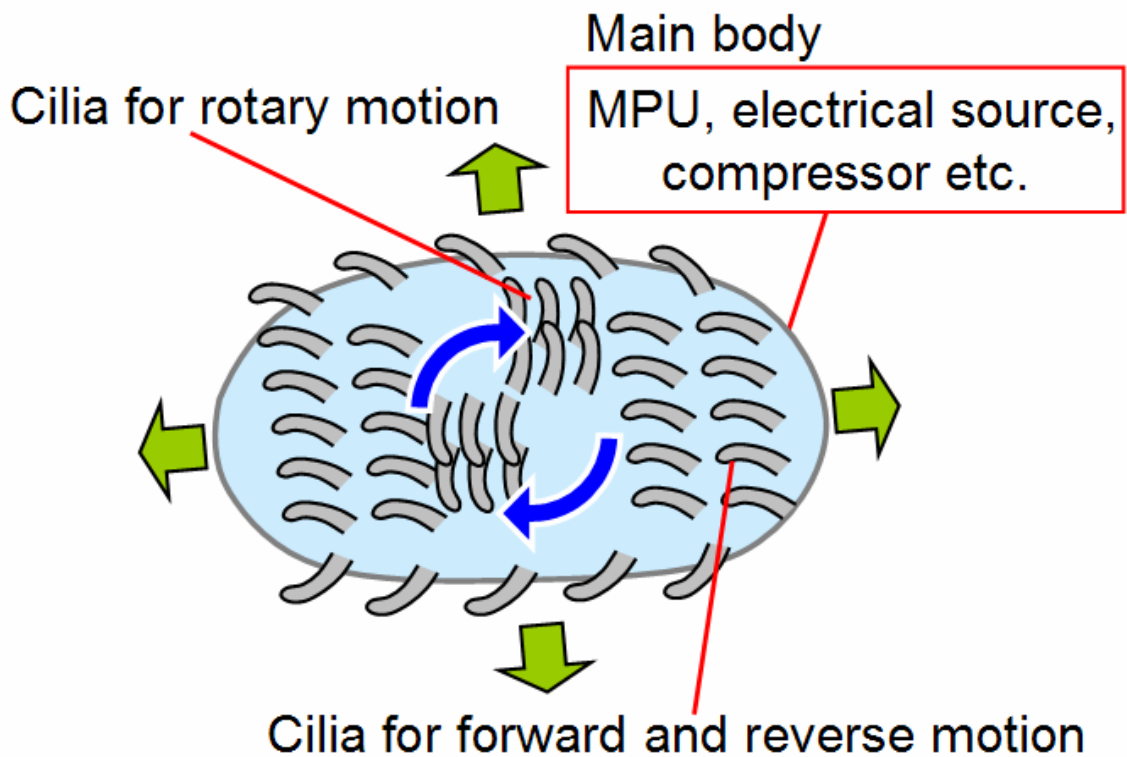


Fig.5-1 A basic concept of flexible robot with ciliary actuator

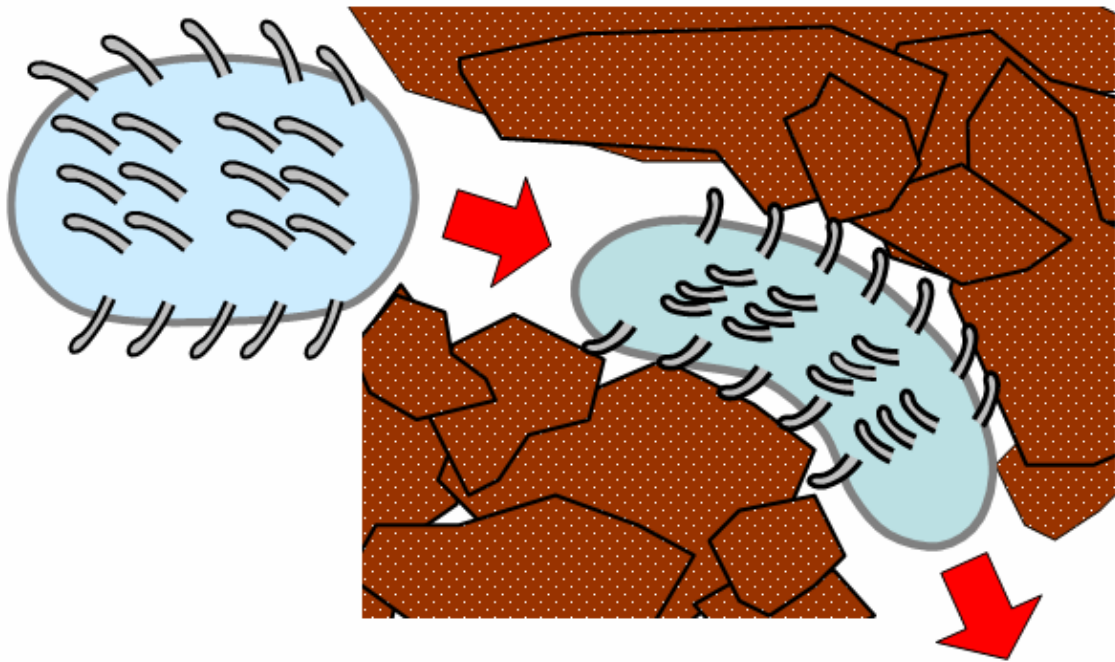


Fig.5-2 Adaptive motion for narrow space

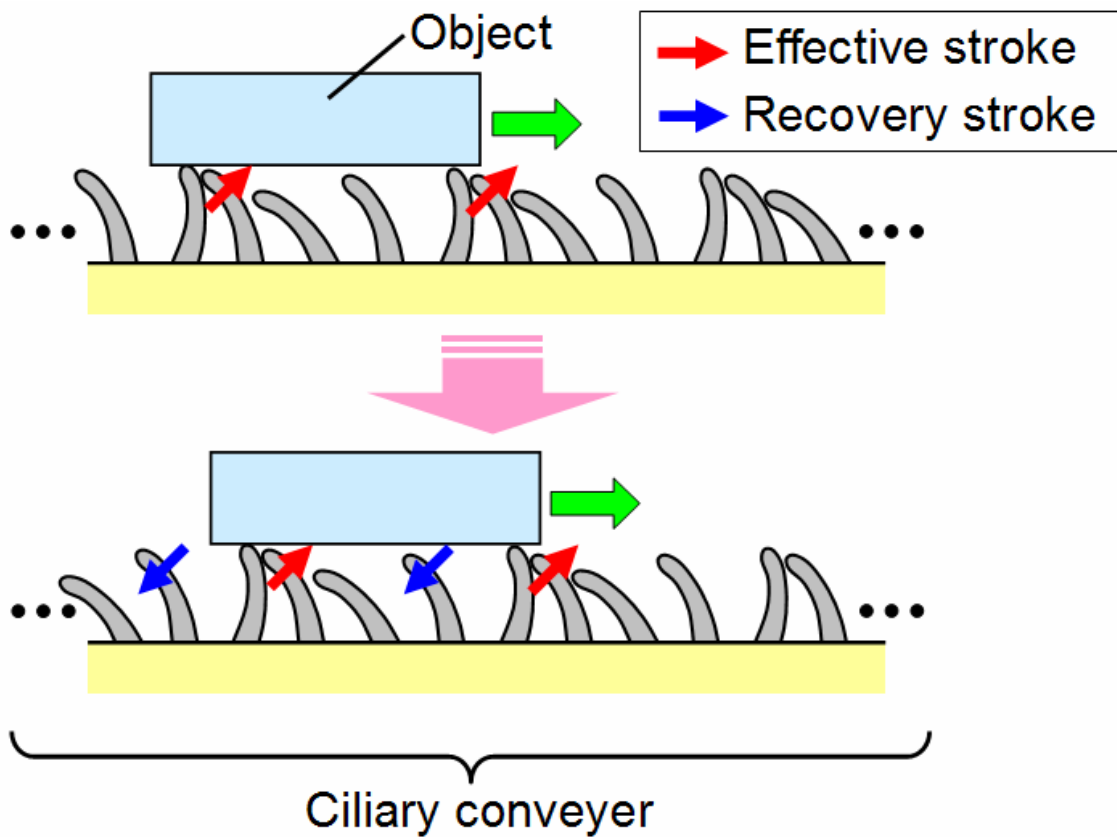


Fig.5-3 A basic concept of ciliary conveyor

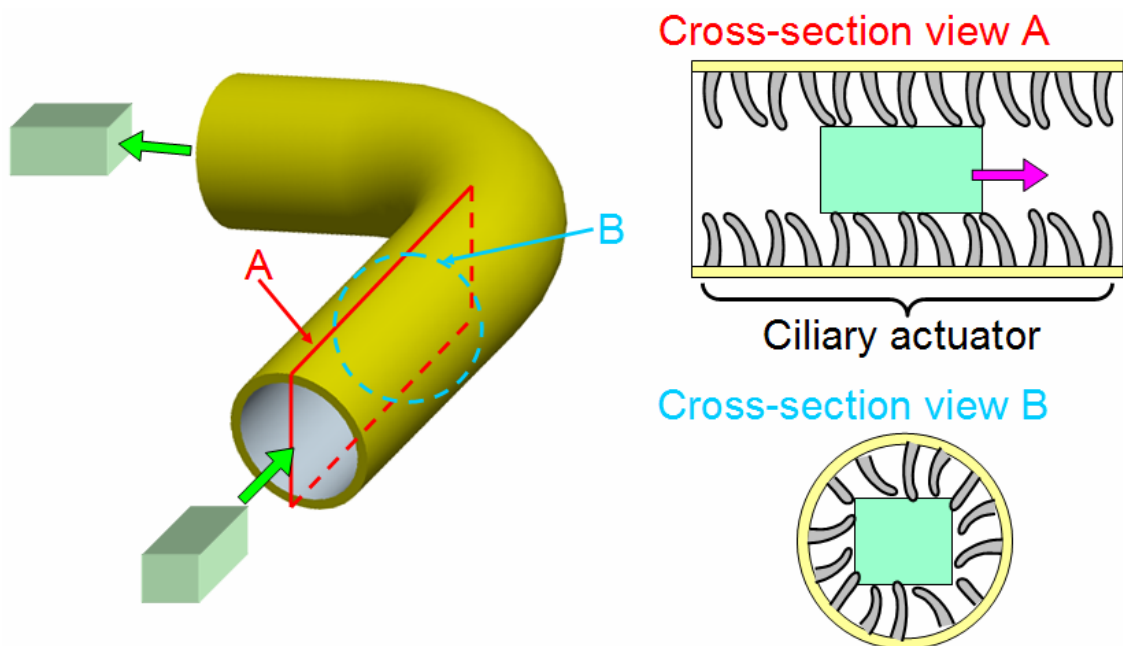


Fig.5-4 A basic concept of in-tube transport system using cilia actuator

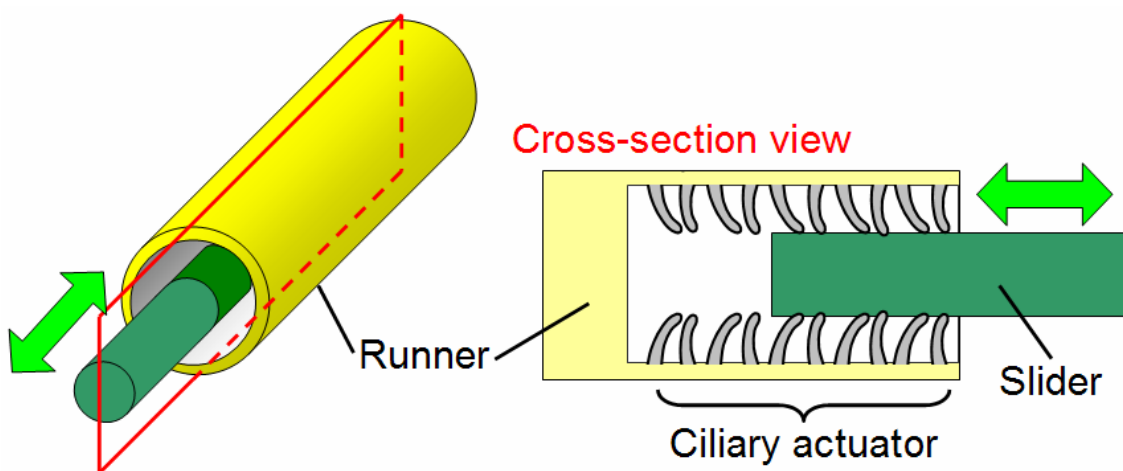


Fig.5-5 A linear actuator using cilia actuator

5.2 纖毛アクチュエータの構成および動作原理

纖毛運動は前述のように”有効打”と”回復打”の繰り返しにより構成されており、纖毛アクチュエータでも同様の動作を行うことで移動または搬送を行う。有効打と回復打では纖毛の屈曲形状が異なっており、有効打では流体に対する抗力を受けやすい形状になり船のオールを漕ぐように推進する。一方、回復打では推進する方向とは逆方向の推進力が生じないように抗力の少ないしなやかな動作によって次の有効打開始点まで戻る[52]。実際の纖毛（または鞭毛）の構造は”9+2 構造”[53][54]と呼ばれており、微小管の集合が細胞膜で覆われた構造である。この微小管相互の滑り運動で平面内の周期的な屈曲変形が行われることにより纖毛自身が柔軟に変形することが可能となる。

しかしながら、提案する機械システムを利用して纖毛運動を実現する場合、実際の纖毛のような複雑な構造はサイズが大きくなってしまふことなどが考えられ動作に不利である。そのため、生体の纖毛構造を模倣するのではなく、水力学的骨格の特性を生かした構造によって纖毛運動を実現する。また、陸上での纖毛移動を実現するためには、必ずしもそれぞれの纖毛アクチュエータが全ての方向に駆動する機能を持つ必要はなく、1 方向駆動または 1 自由度駆動が可能なアクチュエータの組み合わせによって前後左右の移動が可能と考えられる。纖毛アクチュエータの有効打において、アクチュエータの先端が地面を捉える方法としては、兼用骨格を加圧することで構造の強度を持たせること、折れ曲がった状態からのトルクを利用することなどが考えられる。一方、回復打では、地面に接しないか、なめらかに移動することができれば抗力をほぼ 0 にできる。

また、実際の纖毛は、隣り合った纖毛との間に一定の位相差を保つ協調動作を行うことで進行波を生成する。例として、ゾウリムシは規則的に並んだ纖毛が運動することにより纖毛間の機械的な相互干渉が生じ、その結果隣り合った纖毛間のぶつかり合いが最も少なくなるように互いに調節して運動することで進行波を生成する[53]。纖毛アクチュエータではそのような機能を各纖毛に持たせることは難しく、また組み込むことができて非効率的である。そこで、駆動骨格の加減圧のタイミングを制御することで多相駆動を実現する。これにより、速度や位相差を変化させる場合は制御部分を変化させることで対応できると考えられる。提案する纖毛アクチュエータで多相駆動を実現する場合、アクチュエータの相数が増加すれば必要な制御弁の数が増すためシステムが複雑化してしまう。一方、相数が多ければ、圧力系統の遮断（配管の破損）などが起こった場合でも、その前後の相のアクチュエータにより相の移行が行われ駆動を継続できると考えられる。ここでは、初期状態→有効打→回復打→初期状態

の1サイクルの断続的动作を考慮して最小の相数を3とし、実験には三相駆動を用いる。

そこで、本研究では、1個の兼用骨格とゴムなどの弾性体による復元力を利用する1気室纖毛アクチュエータと、1個の構造骨格を2個の駆動骨格で動作する3気室纖毛アクチュエータを提案し、3相駆動を基本とした動作実験を行う。

まず、1気室纖毛アクチュエータについて議論する。これは、1個の内圧が調整可能な兼用骨格を利用しており、弾性体を用いて回復動作を行う。このアクチュエータの構造と動作原理について述べる。Fig.5-6のように、兼用骨格の先端の地面側には高い摩擦係数を持つ面（ゴム材）が取り付けられている。兼用骨格の先端と本体側をひも状の弾性体（ゴムひもなど）で接続することで、内圧が低い状態では張力により折り畳まれた状態となる。この状態から加圧することで内圧により兼用骨格が伸展し、その後、減圧を行うとゴムの張力により元の形状に戻る。

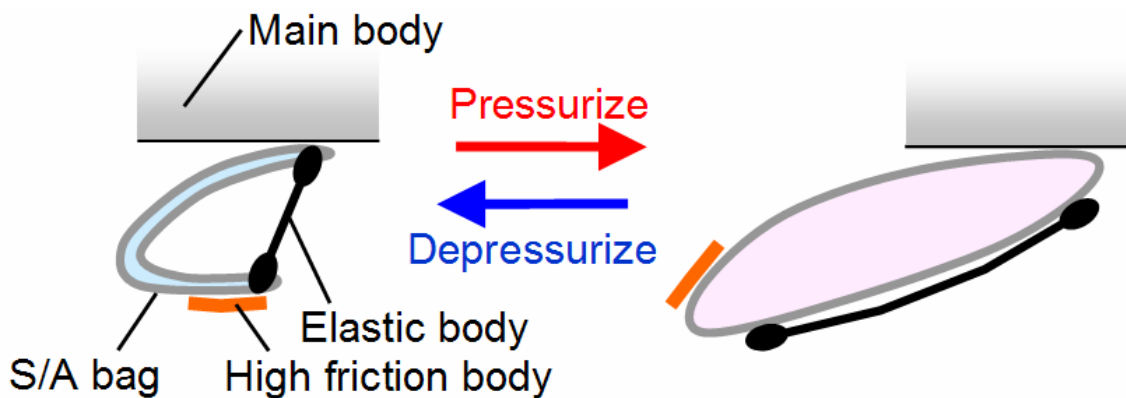


Fig.5-6 A basic concept of a one-air-chamber actuator

Fig.5-7 に並進運動の動作原理を示す。初期状態からの加圧によりスパイク部が接地し、地面を捉えることで兼用骨格の膨張による力が推進力となる。加圧されて完全に伸展した状態となるまでが纖毛運動の有効打である。完全に伸展すると、スパイク部の無い部分で接地する。その状態から減圧すると、弾性体の張力により兼用骨格が折り畳まれる。このとき、接地面は摩擦係数が低い地面に対して滑り、先端が引き戻されるように回復打を行い初期状態へと戻る。この1サイクルにより本機構は一定のストロークの移動が可能となり、この繰り返しで周期的な移動運動を実現する。ここで、回復打の過程は兼用骨格の柔軟性や弾性体の張力、低摩擦面の摩擦係数などにより挙動が変化しやすい。特にアクチュエータが1個の場合、回復打のスパイク部を接地位置に戻す動作において、本体側の重量により回復打の途中で潰れてしまう可能性がある。こ

れを避けるため、本研究では多相駆動を行うことで、他の纖毛アクチュエータの有効打により本体側を持ち上げ、回復打を十分に行うことができる高さを保つ。

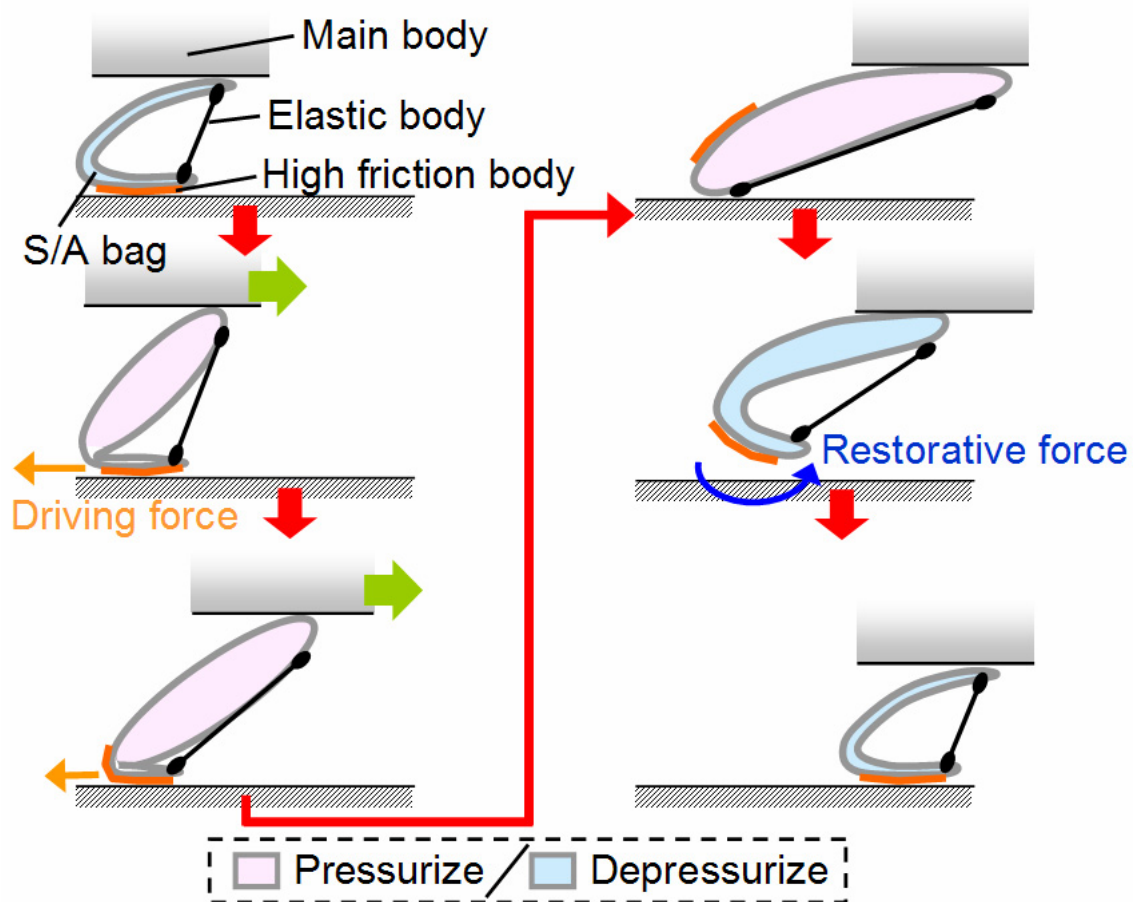


Fig.5-7 Driving principle of a one-air-chamber actuator

このアクチュエータの三相駆動の相移行タイミングについて述べる． Fig.5-8に移行タイミングの例を示す．アクチュエータを後ろから phase 1, phase 2, …とし、全て減圧した状態を初期状態とする．Phase 1が加圧限界となるまでは単体の挙動と同様の動作を行う．phase 1が完全に伸展した後、phase 2の加圧を開始する．次に、phase 2が接地して本体を持ち上げ始めたタイミングで、phase 1を減圧し回復打を行う．つまり、前の相の有効打終了と同時に次の相の有効打を開始し、次の相の有効打による持ち上げ動作中に前の相の回復打を行うものである．三相の場合はこれを phase 2 → phase 3, phase 3 → phase 1と繰り返すことで1サイクルとなり、直進駆動が実現する． Fig.5-8では1ユニットのみ描かれているが、実際には複数のユニットで構成するため、ユニット数と同じ数

のアクチュエータによって本体が持ち上げられ、加圧されていないアクチュエータや、回復打を行っているアクチュエータは宙に浮いている状態となる。これにより、摩擦がほとんどない状態での収縮が可能となる。

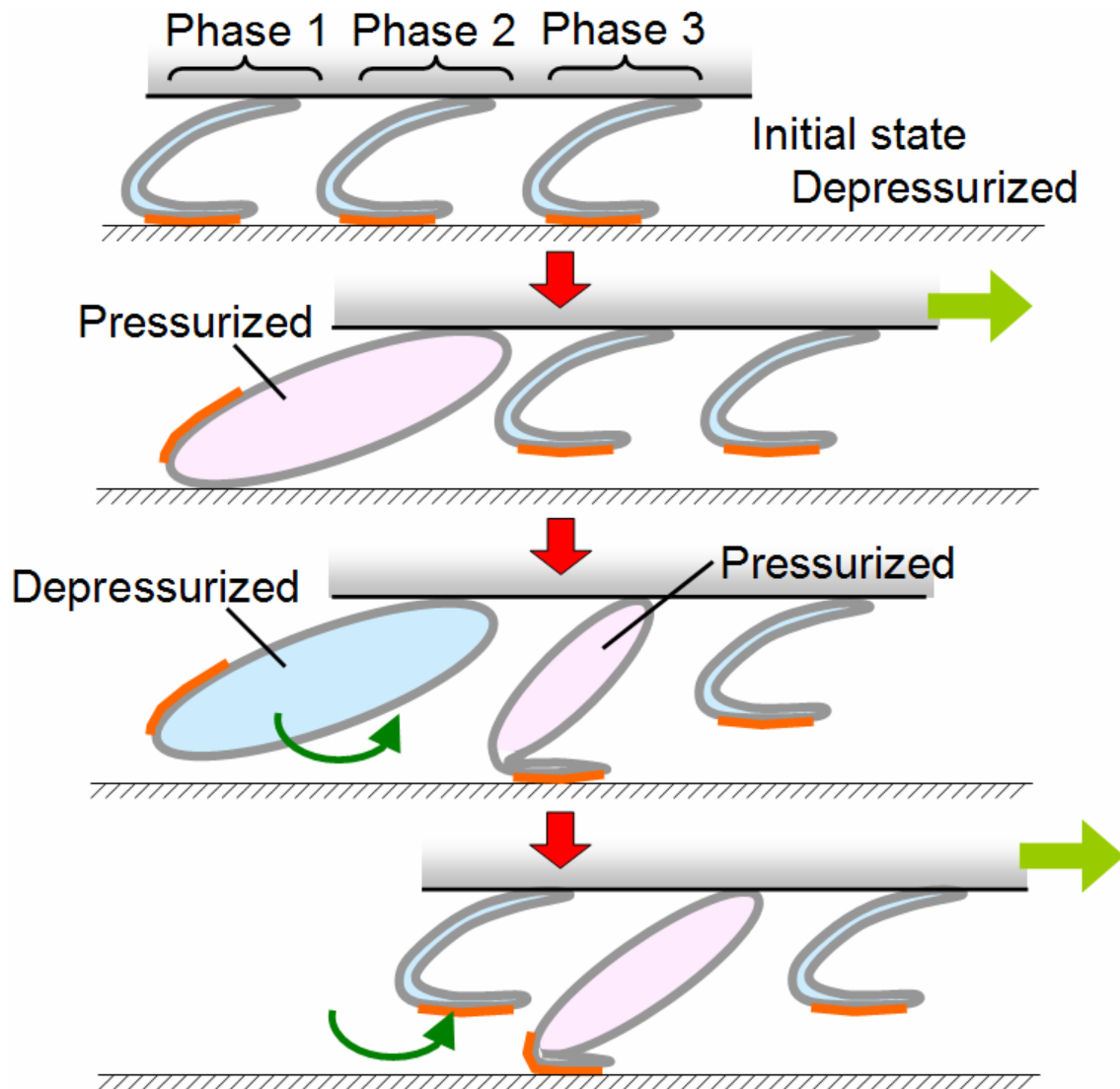


Fig.5-8 An example of three phase driving of a one-air-chamber actuator

次に、3気室纖毛アクチュエータの構造と動作原理について議論する。これは、1個の構造骨格を2個の駆動骨格で動作する構造となっている。Fig.5-9に、3気室アクチュエータの構造を示す。中央に纖毛本体としての構造骨格（Mainと呼ぶ）を1個配置し、Mainを挟むように2個の駆動力発生用の駆動骨格（Fig.5-10(a)）に示すように、進行方向から順にSub 2, Sub 1と呼ぶ）を配置する。Sub 1, Sub 2の本体側とMainの端部を接着する。Mainの先端部には適宜スパイク部となる高摩擦面（ゴム板）を貼り付ける。駆動骨格の圧力系統は弁より下流がそれぞれ

れ独立した3系統を用意する.

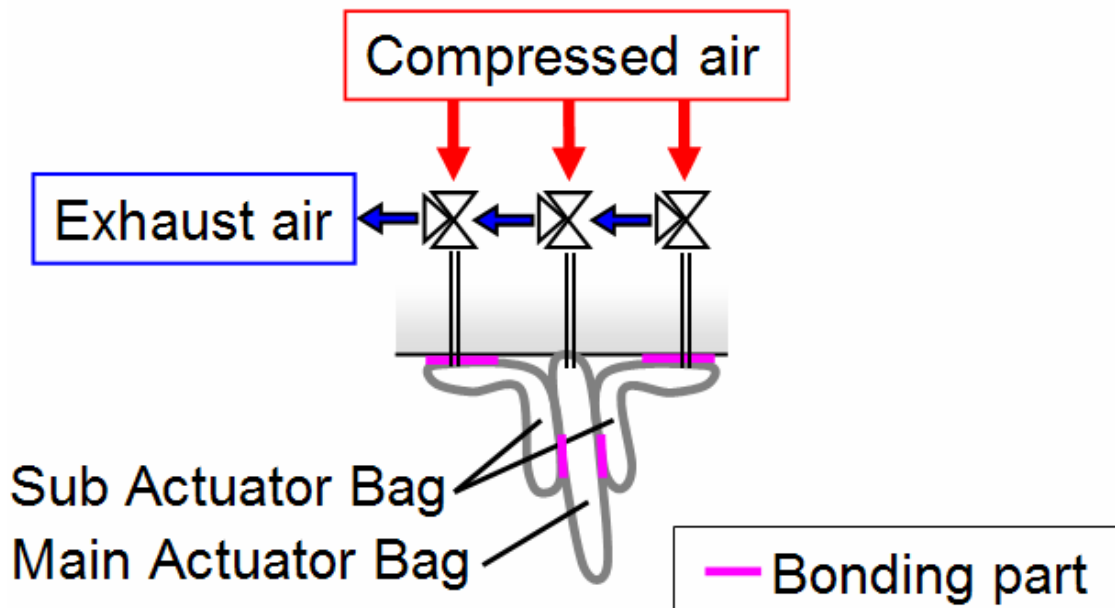


Fig.5-9 A basic concept of a three-air-chamber actuator

アクチュエータの動作を Fig.5-10 に示す. まず, Sub1 のみを加圧した状態(a)を初期状態とする. ここから Main および Sub 2 を加圧すると, Main は膨張するが, Sub 2 は Sub 1 が伸展した状態で押さえつけているため折れ曲がったままの状態(b)となる. 次に, Sub 1 を減圧することで Sub 1 のトルクが減少し, Sub2 は膨張・伸展を開始する. これにより, Main の先端部は接地し本体側が持ち上げられるとともに, 先端部と地面の摩擦の抗力により前進する(c). Sub 2 が完全に伸展した後(d), Main, Sub 2 を減圧すると, 全ての駆動骨格は柔軟になり垂れ下がった状態(e)となる. 最後に, Sub 1 を加圧することで, Main と Sub 2 は初期状態(f)へと戻る. この時, 減圧状態の Main は柔軟に曲がるため, しなやかにほぼ抵抗無く滑るように戻ることができる. 1 気室繊維毛アクチュエータは進展力と復元力の関係を入れ替えることができないために 1 方向のみの駆動であるのに対し, 3 気室繊維毛アクチュエータは Sub 1 と Sub 2 の役割を入れ替えるように制御することで同一の構造で前後に駆動が可能である. ここで, Main は能動的に駆動する必要はなく膨張と収縮を繰り返すのみであり, Sub 1 または Sub 2 の伸展しようとする力で動作するため, Main の根元部分はできる限り抵抗無く, 可動することが望ましい. 抵抗が大きい場合, Sub 2 の駆動力を大きくする必要があるだけでなく, しなやかな回復打の抵抗となることが考えられる.

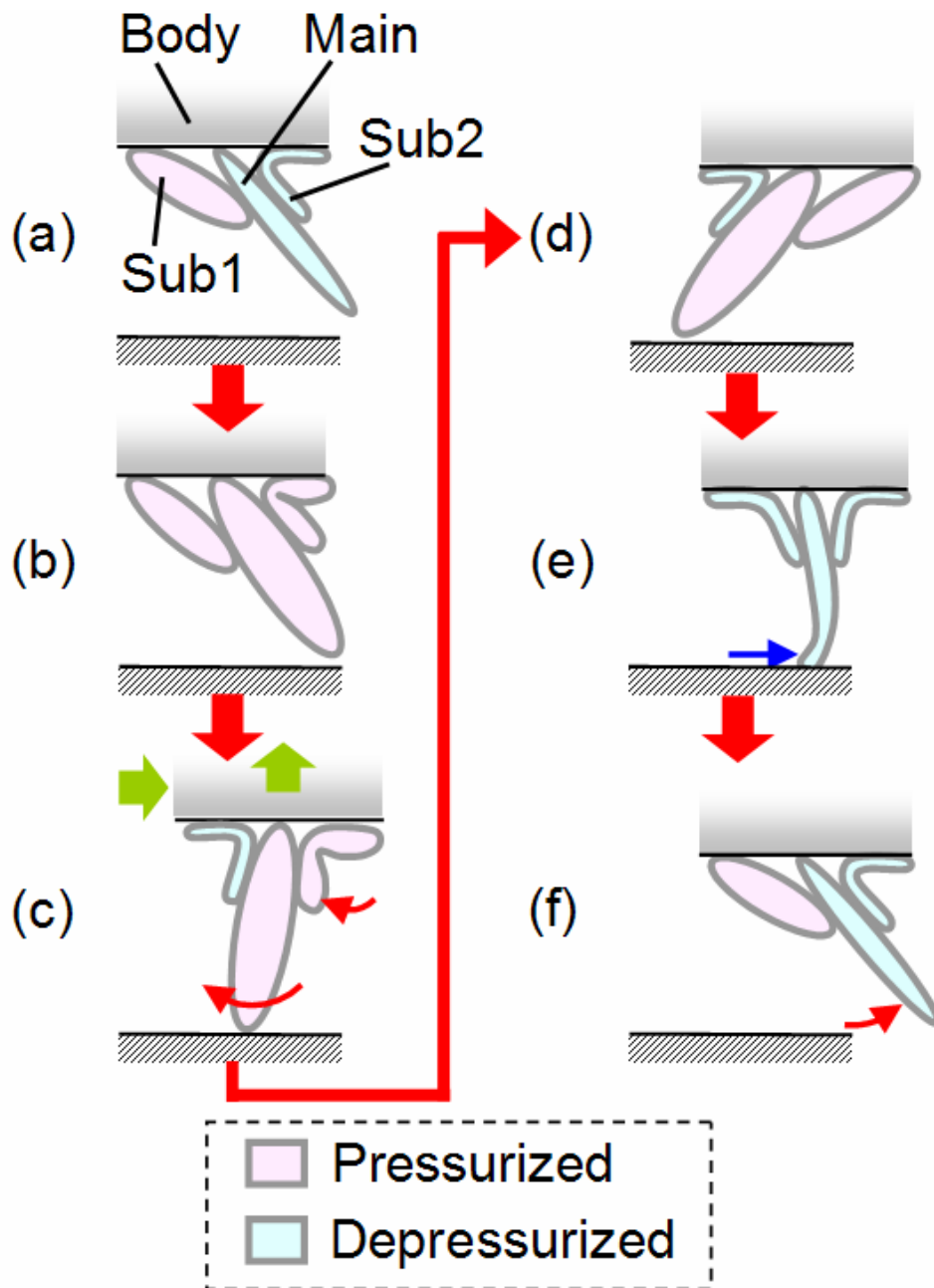


Fig.5-10 Driving principle of a three-air-chamber actuator

次に三相駆動における相の移行タイミングについて述べる．全ての相の Sub 1 を加圧した状態を初期状態とする．ここで，phase 1 の有効打までは 1 気室繊毛アクチュエータと同様の方法で駆動する．その後，Fig.5-11 のように，phase 1 が完全に伸展して加圧限界となった後，phase 1 の Main と Sub 2 の減圧，phase 2 の Main と Sub 2 の加圧を同時に行うことで相を移行する．これにより，phase 2 の有効打中に phase 1 は完全に減圧され，phase 1 の Sub 1 を加圧することで回復

打を行い初期状態へ戻ることができる. 1 気室繊毛アクチュエータと同様に持ち上げ動作中に回復打を行うが, 回復打での Sub 1 の加圧タイミングを適切に調整する必要がある.

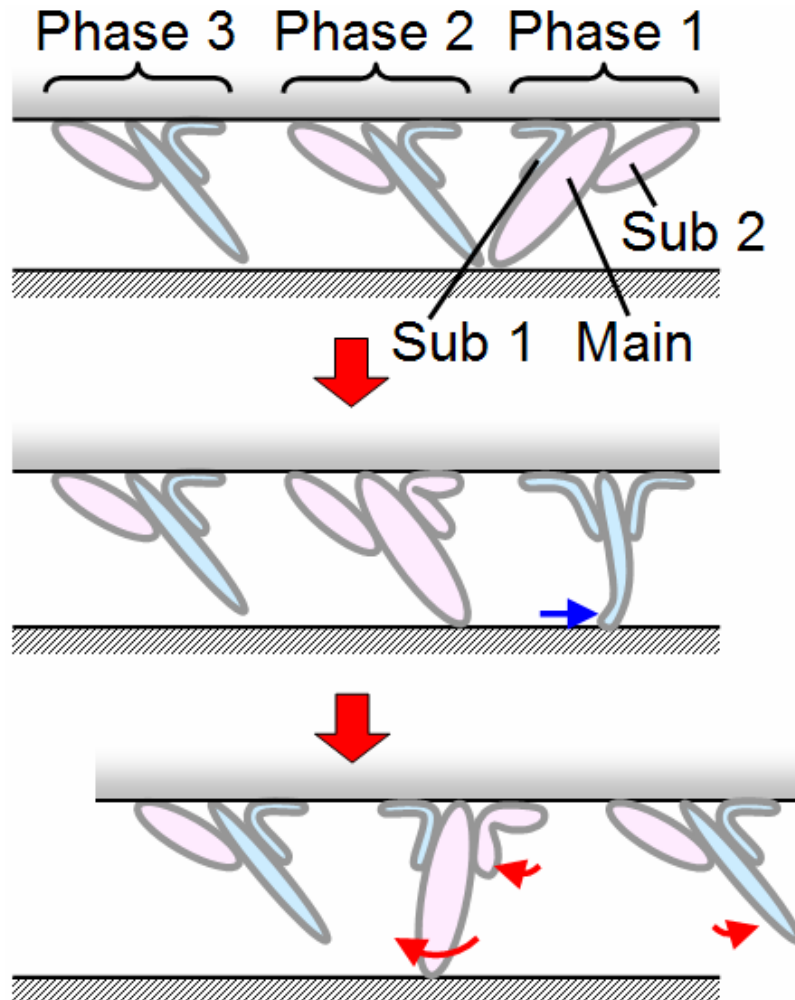


Fig. 5-11 An example of three phase driving of a three-air-chamber actuator

5.3 動作実験

始めに、1気室繊維毛アクチュエータの試作および動作実験について述べる。試作したアクチュエータを Fig.5-12 に示す。この試作の兼用骨格は、0.3 mm 厚のポリウレタンシートを2枚重ねて端部を熱圧着で接合したもので、長さ 50 mm、幅は先端部で 20 mm、根元部分で 40 mm の台形である。兼用骨格の発生する駆動力は幅による影響が大きいため、先端に向かって細くなる形状を取ることで、加圧すると折れ曲がり部が徐々に移動する迫り出す動作を行うようにしている。ここでは、動作流体に空気を用い、加圧はコンプレッサを用いて 0.01 MPa の圧力で行い、減圧は開放弁による自然排気とする。本体代わりとなる荷重として 40 g のアクリル板（横 100 mm、幅 110 mm、厚さ 3 mm）を用いている。スパイク部には天然ゴムを使用し、回復打において接地する部分には摩擦の少ないテープを貼り付けてある。復元力にはゴムひもを用い、運動が滑らかに行われるように張力を調節している。動作実験の結果を Fig.5-13 に示す。その結果、有効打と回復打を駆動原理のように行うことが確認できた。

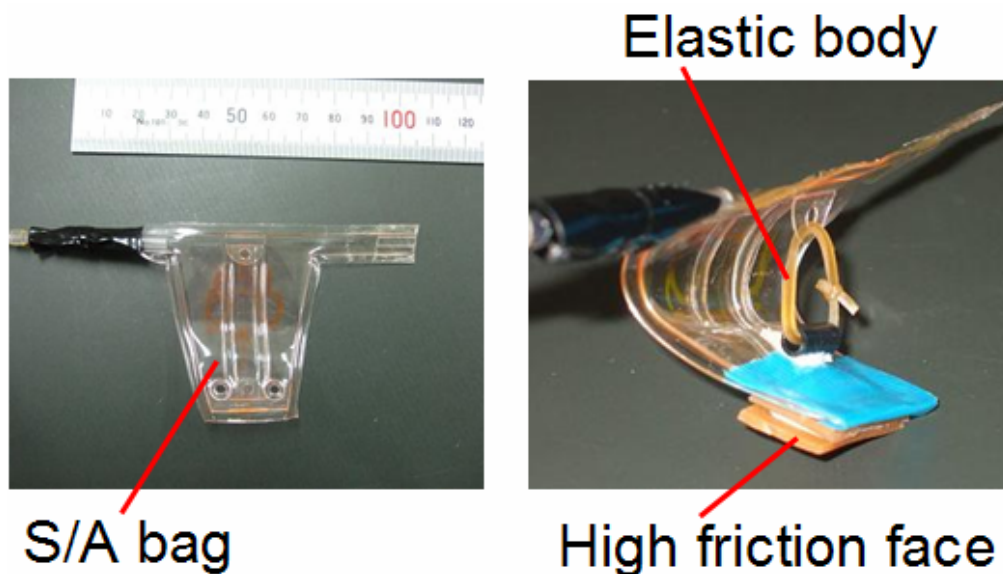


Fig.5-12 A prototype of a one-air-chamber actuator

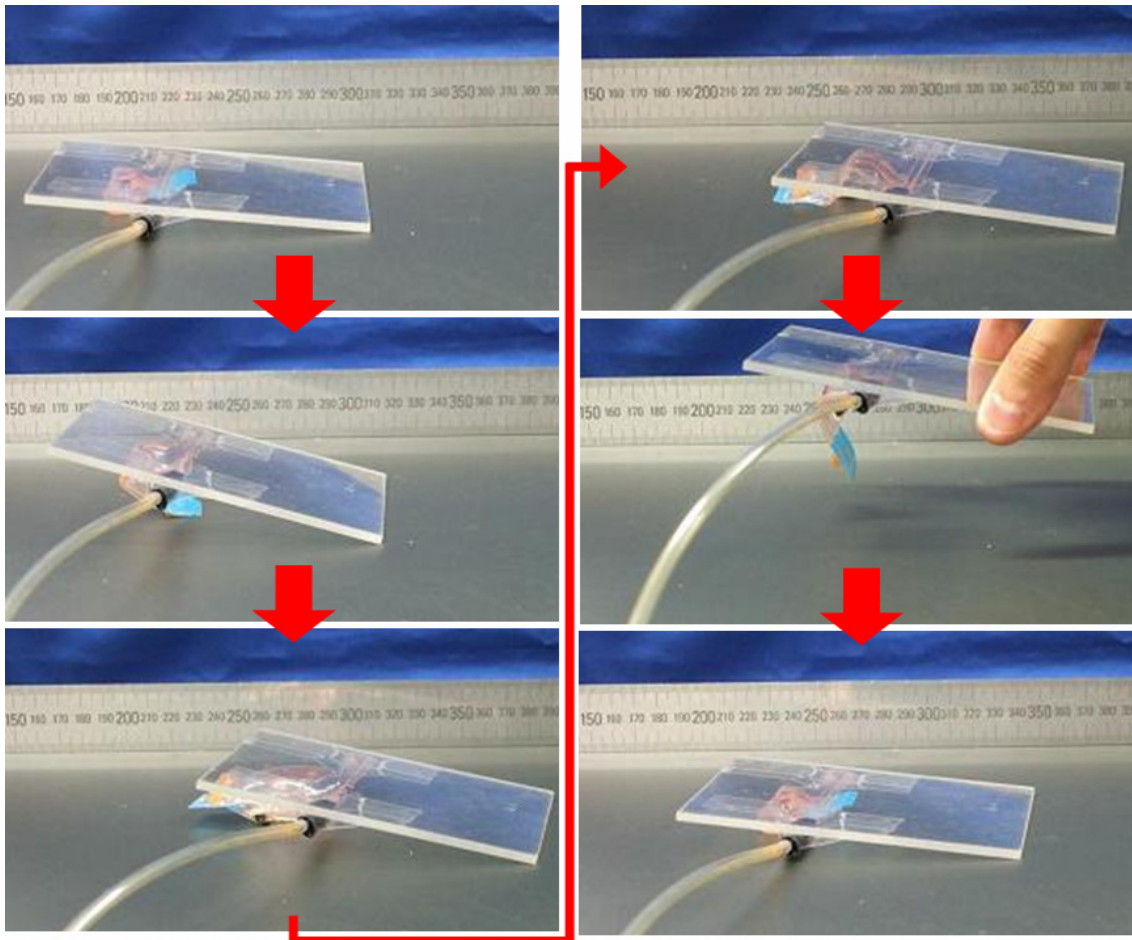
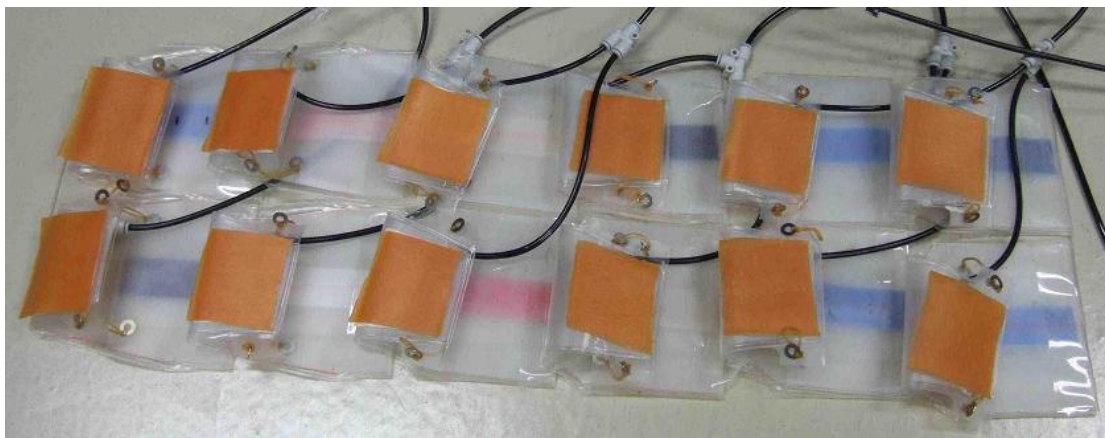


Fig.5-13 Driving experiment of a prototype one-air-chamber actuator

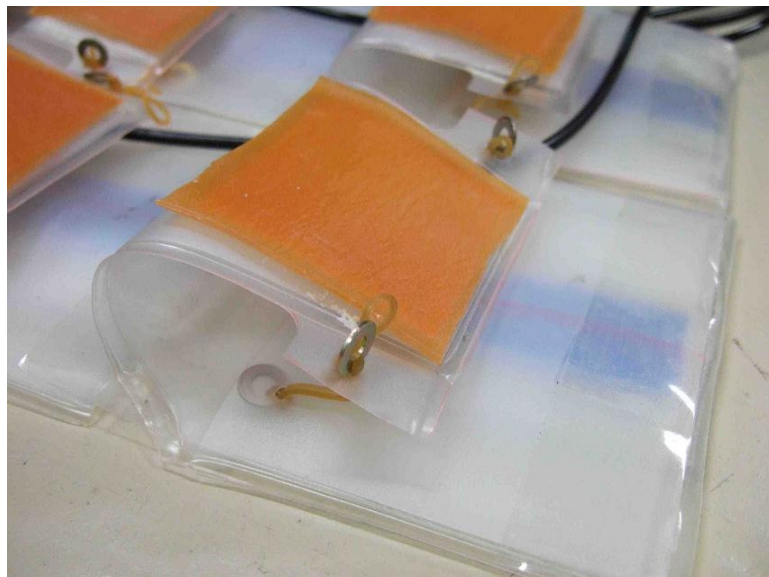
次に、三相の1気室繊毛アクチュエータとして、動作部の長さ 100 mm, 先端部の幅 60 mm, 根元部の幅 100 mm の兼用骨格を 3 個 1 ユニットとした 4 ユニットを用いた試作を Fig.5-14 に示す. このアクチュエータに圧力系統を接続し、三相駆動実験を行った. 動作流体は空気、0.03 MPa でコンプレッサにより加圧し、減圧は開放弁からの自然排気である. 本体代わりの荷重として 430 g のアクリル板 (長さ 680 mm, 幅 180 mm, 厚さ 3 mm) を載せた. 実験の結果、Fig5-15 のように有効打において地面を捉えることで本体側が推進することを確認した. また、次の相の有効打中に前の相の回復打を行うことで初期状態に戻ることができ、1 気室繊毛アクチュエータで繊毛駆動が可能であることが示された. しかしながら、1 気室繊毛アクチュエータは、駆動の際にも弾性体の復元力が発生して駆動力の損失があること、弾性体の劣化や巻き込みが生じること、弾性体の張力を調整することが難しいためアクチュエータの動作の同時性を保ちにくいことなどが問題点として挙げられる.



(a) The upper side of a three-phase prototype



(b) The under side of a three-phase prototype



(c) A S/A bag of a three-phase prototype

Fig. 5-14 A prototype of a three-phase ciliary actuator (one-air-chamber)

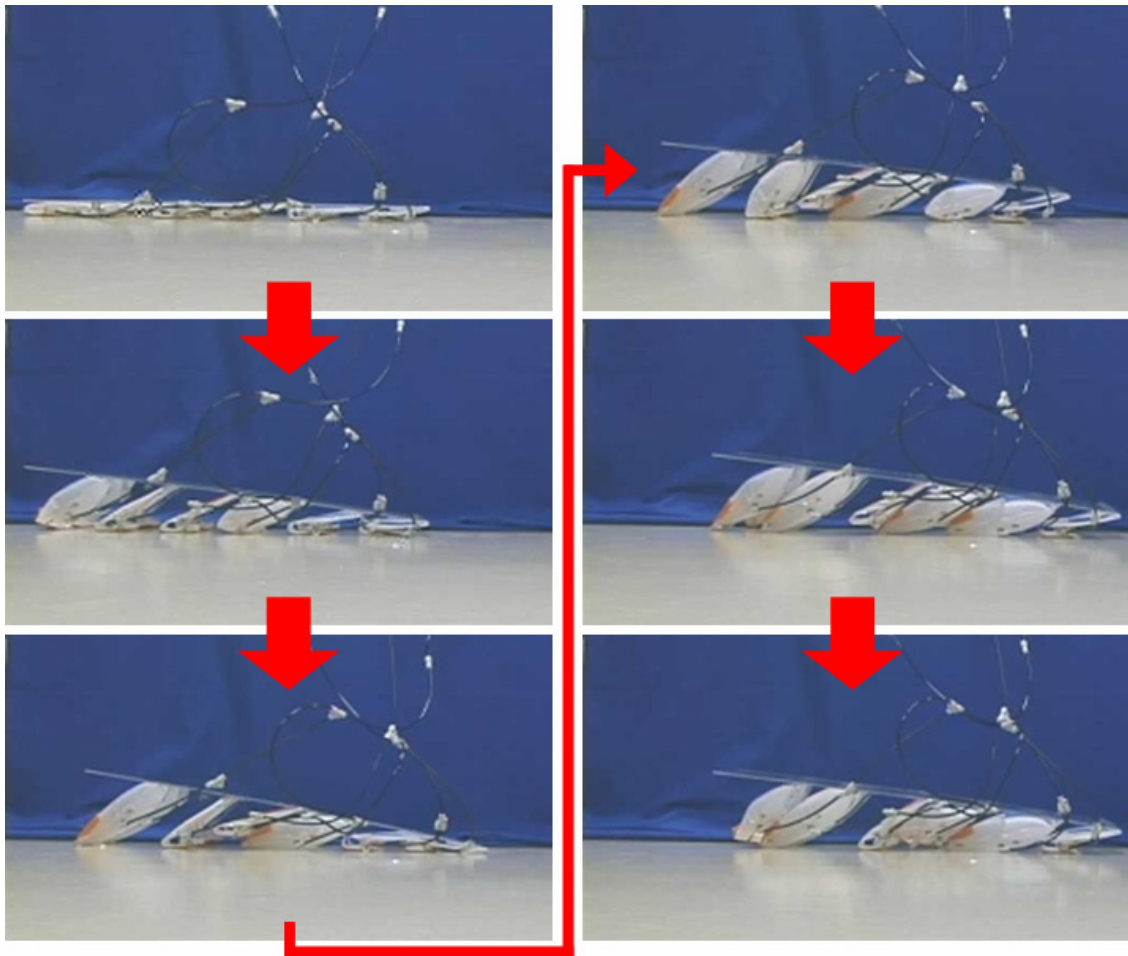


Fig.5-15 Driving experiment of a three-phase ciliary actuator
(one-air-chamber)

次に、3気室纖毛アクチュエータの試作および動作実験について述べる。試作したアクチュエータを Fig.5-16 に示す。形状は、構造骨格 (Main) が 0.2 mm 厚で長さ 78 mm、幅 48 mm、駆動骨格 (Sub) が 0.3 mm 厚で長さ 98 mm、幅 38 mm であり、それぞれウレタンラバーシートを 2 枚重ねて端部を熱溶着で接合した構造をしている。動作流体は空気であり、加圧時は内圧が 0.01 MPa となり、減圧は開放弁による自然排気とする。本体代替りの荷重としてアクリル板 (長さ 120 mm、幅 110 mm、厚さ 30 mm) と PET 板 (長さ 150 mm、幅 140 mm、厚さ 0.1 mm) の計 70 g を用いている。また、本体と Main, Sub はそれぞれ面ファスナにより接続している。実験では、回復打の間に他のアクチュエータによる持ち上げ動作があると仮定し、最低高さ 100 mm を保証する台を用いる。動作実験の様子を Fig.5-17 に示す。結果、有効打と回復打をなめらかに行いながら前進することを確認した。

この3気室繊維毛アクチュエータを3組用いた三相駆動実験について述べる。試作したアクチュエータを Fig.5-18 に示す。本体代わりの荷重として 190 g のアクリル板（長さ 450 mm，幅 120 mm 厚さ 3 mm）を用い，空気を動作流体として 0.03 MPa で加圧した。各アクチュエータの形状は Fig.5-16 と同様である。実験の様子を Fig.5-19 に示す。実験の結果，第1相の1回目の Main 及び Sub 2 の加圧開始から2回目の加圧開始までの1サイクルが 27 秒となり，移動距離が 190 mm，平均速度は 7.0 mm/s であった。回復打では，アクチュエータの先端部が地面に接していたが，Sub 1 が伸展することでほぼ抵抗無く初期状態まで戻ることができた。また，駆動時にある程度の高さが必要であるが，動作の再現性が高いことを確認した。以上のことから，3気室繊維毛アクチュエータで繊維毛駆動が可能であることが示された。

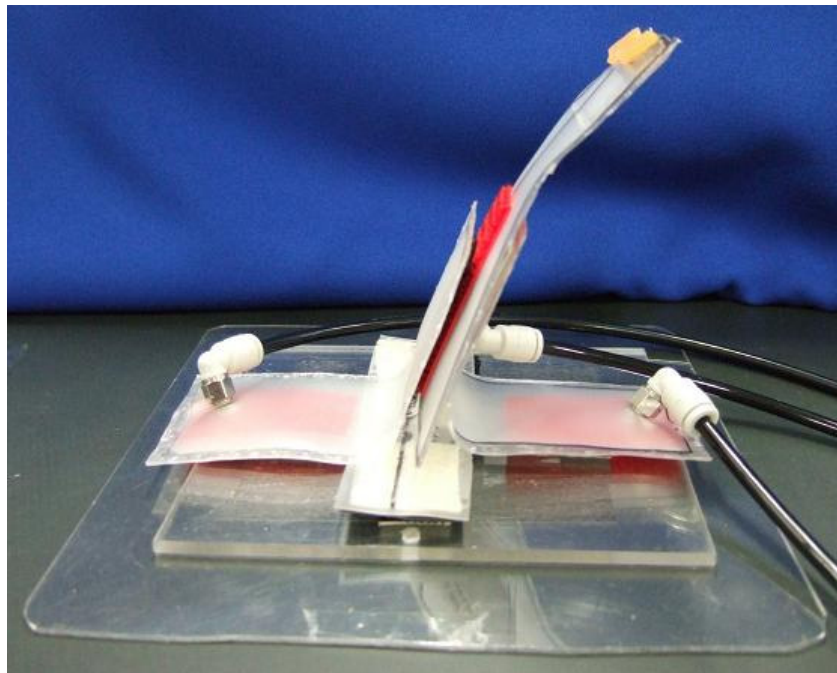


Fig.5-16 A prototype of a three-air-chamber actuator

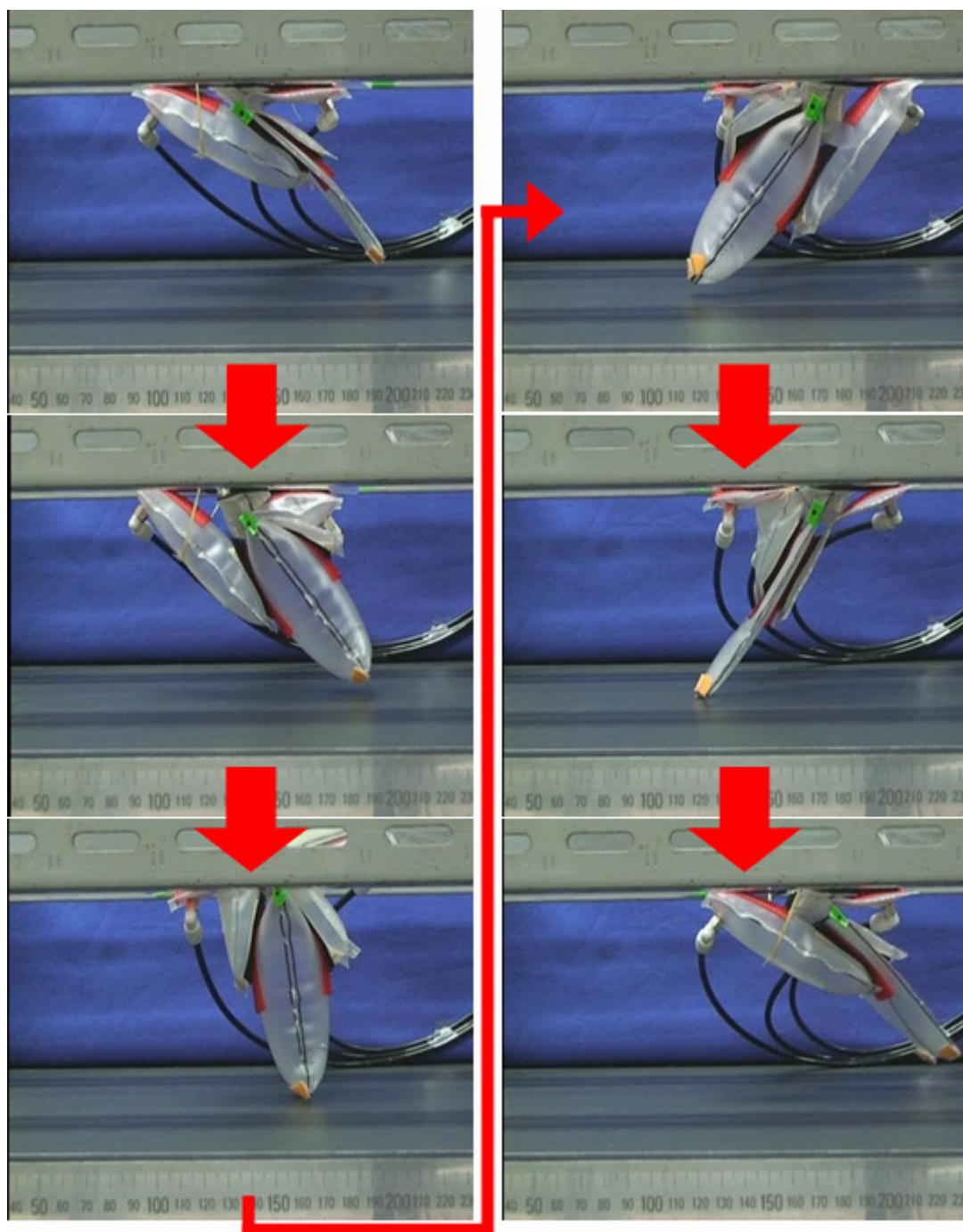


Fig.5-17 Driving experiment of a prototype three-air-chamber actuator

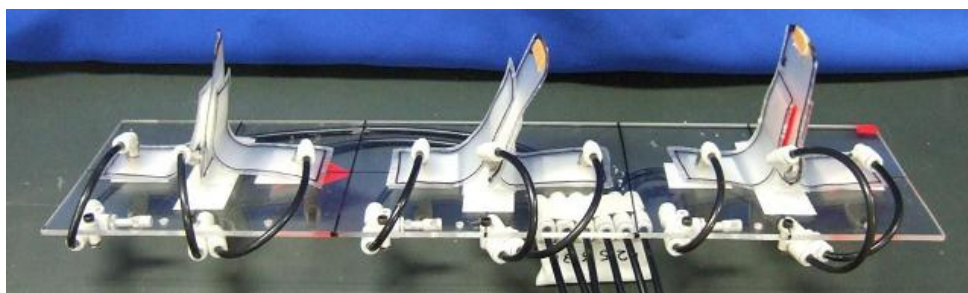


Fig. 5-18 A prototype of a three-phase ciliary actuator (three-air-chamber)

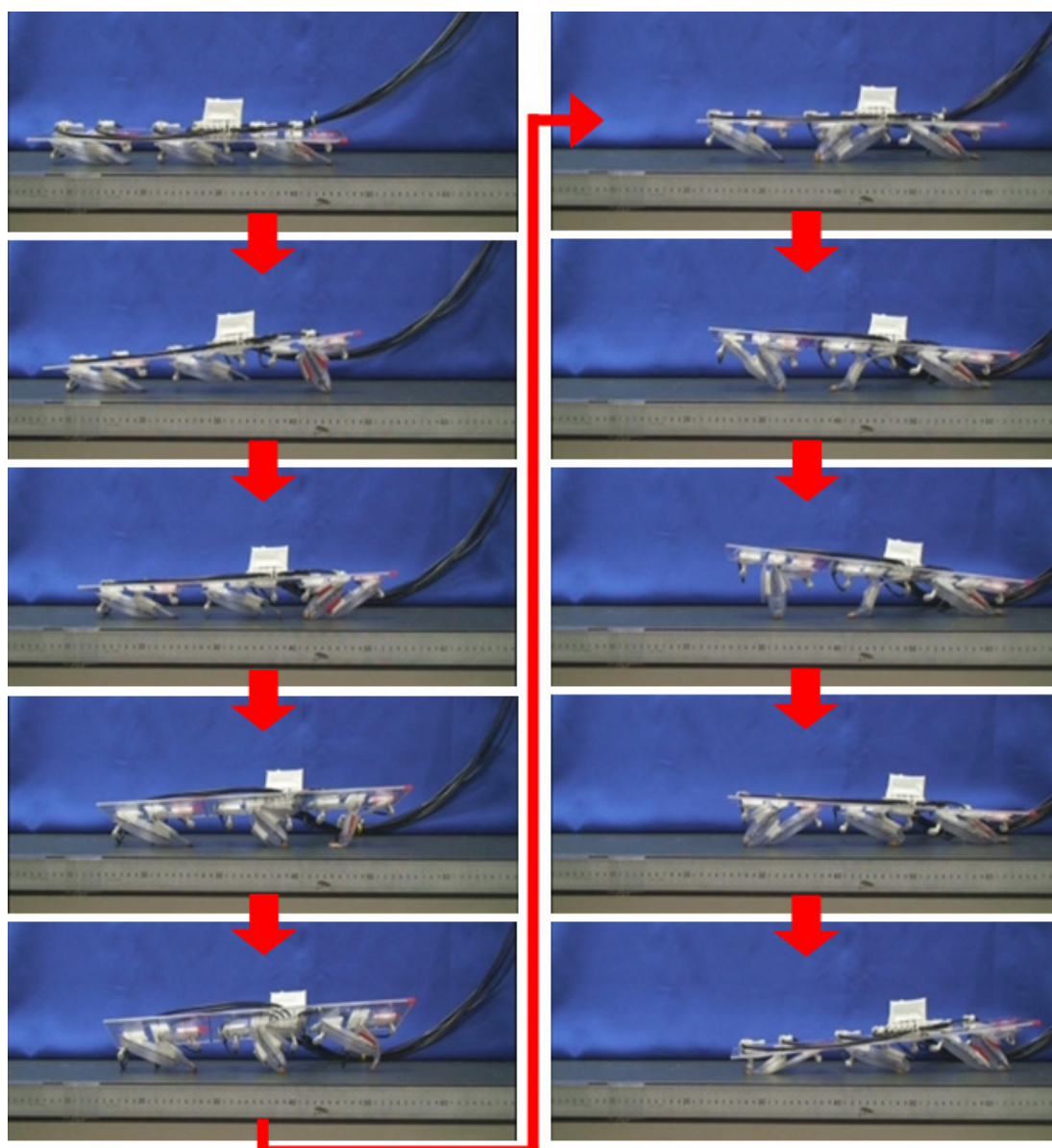
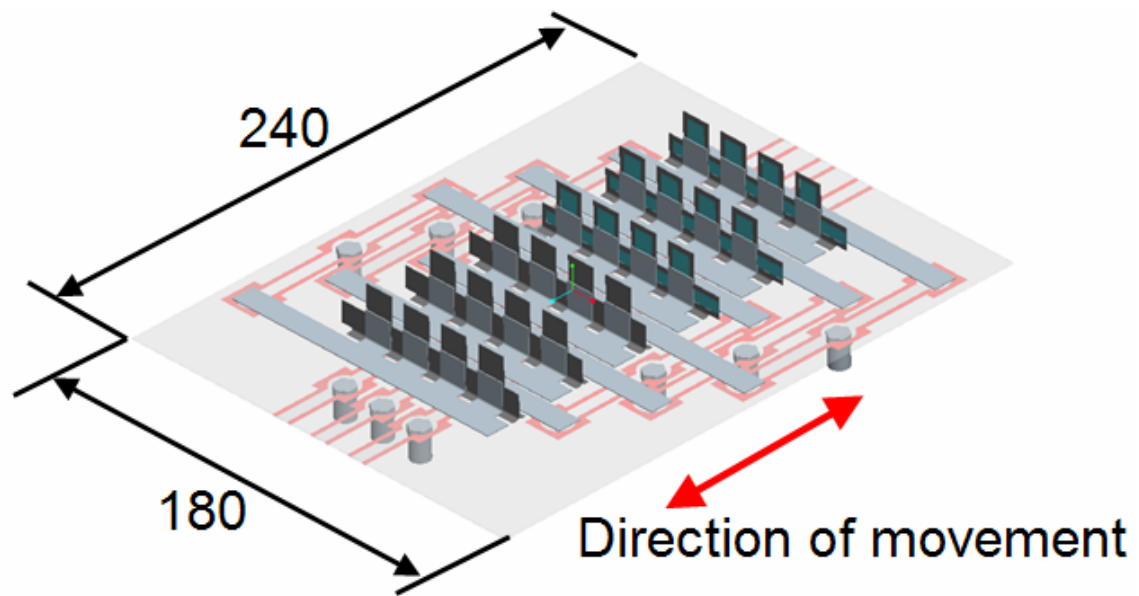


Fig. 5-19 Driving experiment of a three-phase ciliary actuator (three-air-chamber)

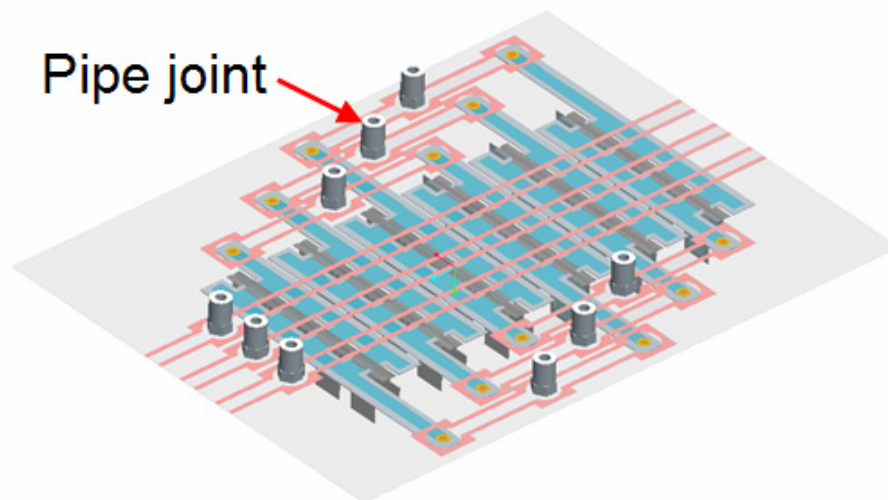
次に、サイズの小さいアクチュエータを多数配置した織毛パターンシートについて述べる。織毛アクチュエータの多相駆動においては、同相のアクチュエータを同時に動作させながら、制御部品を削減するために圧力系統を統一することが望ましい。しかしながら、それぞれのアクチュエータを配管用チューブと管継手で接続すると重量が増加するとともに柔軟性が失われる。そこで、織毛アクチュエータの量産化と接続部品の削減を目的とした織毛パターンシートを提案する。これは、ベースとなるシート、流体回路を形成するシート、縦・横に多数の駆動骨格を並べたパターンを持つアクチュエータシートの3種類のシートで構成される。流路の配置やアクチュエータの構成によっては3種類のうち2種類を同一のシートに形成することも可能である。

流体回路は熱圧着を利用してシート上に形成する。2枚のシートを溶着する際に流路として用いる部分を決め、それ以外の部分を溶着することで、溶着しない部分が流路として利用できる。この方法により配管部品削減が実現し、管継手などの部品数を抑えることができ、軽量化および柔軟性の実現が期待できる。

本論文では、3気室織毛アクチュエータの試作を基にして製作した織毛パターンシートを示す。Fig.5-20 は設計したパターンシートのモデルであり、Fig.5-21 は試作したパターンシートである。このシートの大きさは長さ 240 mm、幅 180 mm、高さ 22 mm、重量は 70 g であり、1 列 4 個のアクチュエータを 1 相とし、3 相を 1 セットして 2 セット配置している。



(a) The upper side of the model

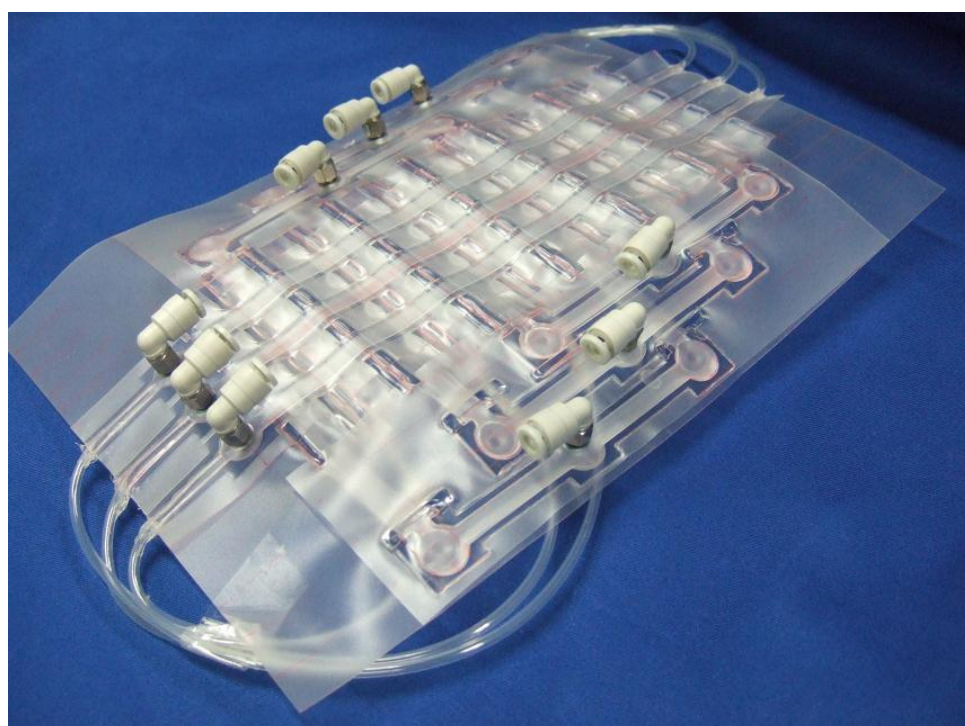


(b) The under side of the model

Fig.5-20 A model of a ciliary actuator sheet



(a) The upper side of the prototype



(b) The under side of the prototype

Fig.5-21 A prototype of a ciliary actuator sheet

この織毛パターンシートの制御方法について述べる。パターンシートを動作させる場合、Main と Sub 1, Sub 2 の加減圧を行うタイミングが駆動性能に大きく影響すると考えられる。そこで、3種類の制御方法を用いて実験を行い、結果を比較する。Fig.5-22 から Fig.5-24 に3種類の制御タイミングを1サイクルずつ示す。ここで、相番号は進行方向後ろの相を1とし、バルブ番号は回復打を行う Sub 2 の制御を行うバルブを1として、Main を2, Sub 1 を3としている。つまり、有効打を行うためには、バルブ2とバルブ3を同時に on にして Main と Sub 2 の加圧を行い、回復打を行うためにはバルブ1のみを on にして Sub 1 の加圧を行う。また、図中のサイクルの1ブロックは1秒である。

1つ目の制御方法は、前の相の有効打が終了した後、次の相の有効打と前の相の回復打を行うものであり、これをタイミング A と呼ぶことにする。これは Fig.5-22 に示すように、1サイクルの所要時間が15秒となっている。タイミング A は最も基本的な制御方法と考えられ、その動作はそれぞれのアクチュエータを確実に駆動させることで1回の動作で長いストロークを実現できると思われる。

しかしながら、タイミング A では、1相のみで駆動力を発生しなければならないため、アクチュエータが次の有効打を行うまでの待機時間が長くなることや、駆動力を断続的に発生することが難しいことなどが考えられる。そこで、近接するアクチュエータをオーバーラップしながら連続的に動作することで、アクチュエータの協調動作を得ることを考える。これにより、駆動力が断続的に発生することが期待でき、また、アクチュエータの動作時の高さ方向の変化が抑えられ、スムーズな動作を得られることも考えられる。Fig.5-23 に、オーバーラップを組み込んだ制御方法を示す。これをタイミング B と呼ぶことにする。1サイクルの所要時間はタイミング A と同様に15秒としている。

オーバーラップを組み込むことで、1回の動作によるストロークはタイミング A の場合と比べて短くなると予想される。そのため、動作速度を向上するには、1サイクルの所要時間を短くする必要がある。タイミング B では、有効打と回復打の動作を確実にを行うために、加減圧に十分な時間を取っている。そこで、Fig.5-24 に示すタイミング C では、加減圧を行う時間を極力短くし、1サイクルの所要時間を6秒とした。これにより、動作の正確性が低くなると共に1ストロークの移動距離が短くなることが予想されるが、数多くの動作を行うことで移動速度が速くなると期待される。

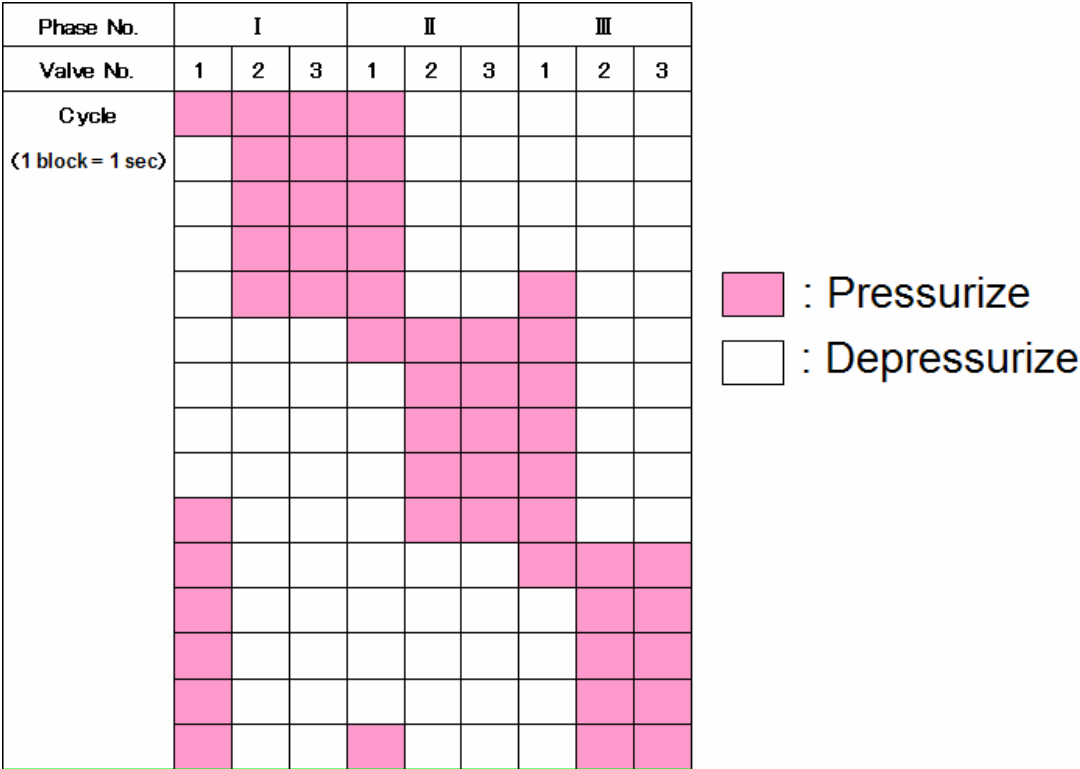


Fig.5-22 Timing control methods of a ciliary actuator sheet (Timing A)

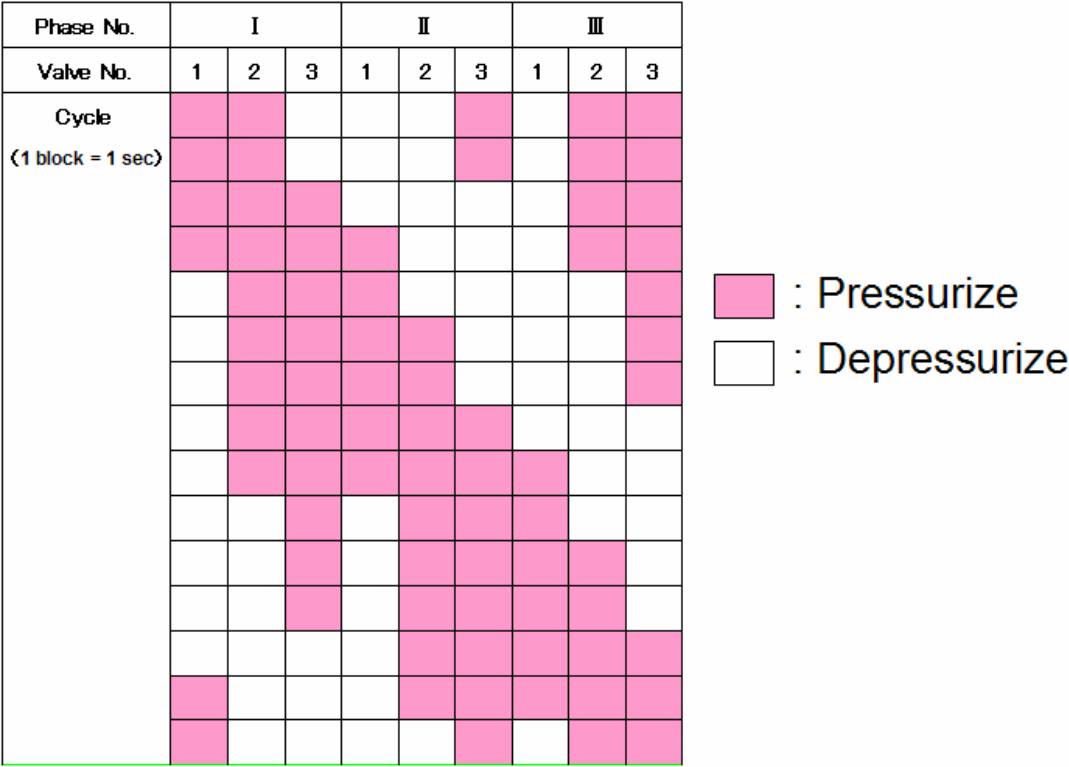


Fig.5-23 Timing control methods of a ciliary actuator sheet (Timing B)

Phase No.	I			II			III		
Valve No.	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Cycle (1 block = 1 sec)									

: Pressurize
 : Depressurize

Fig. 5-24 Timing control methods of a ciliary actuator sheet (Timing C)

これらの制御方法を用いて動作実験を行う．実験は，ロボット本体に繊毛パターンシートが取り付けられることを想定した移動動作と，繊毛コンベアとして固定面に取り付けられた搬送動作の2種類行う．

まず，移動動作実験について述べる．実験に用いる繊毛パターンシートは，アクリル板（長さ 120 mm，幅 110 mm，厚さ 30 mm）と PET 板（長さ 150 mm，幅 140 mm，厚さ 0.1 mm）に貼り付け，重量 m は 230 g である．自重のみの動作の他に，ほぼ均一に錘を載せて重量 m を 300 g と 400 g として実験を行う．駆動に用いる圧力 p は 0.1 MPa である．Fig. 5-25 から Fig. 5-27 にそれぞれの制御方法での重量 230 g（自重のみ）の実験の様子を示す．

実験の結果，全ての制御方法で繊毛パターンシートによる移動動作を確認した．また，それぞれの制御方法での平均ストローク長さ L と平均移動速度 V は Table 5-1 のようになる．ここから，タイミング B が最も移動速度が早いことがわかり，繊毛アクチュエータの協調動作によって高い移動性能が実現できることが確認できる．タイミング C では有効打のすべりが生じてしまっていることが伺え，移動動作では有効打と回復打を行うタイミングが非常に重要であることが推測できる．また，重量が大きくなるにつれてストロークが小さくなる傾向が伺える．以上のことから，繊毛パターンシートは移動用のアクチュエータとして利用することができ，また，タイミング B のような協調動作が移動に適していると言える．

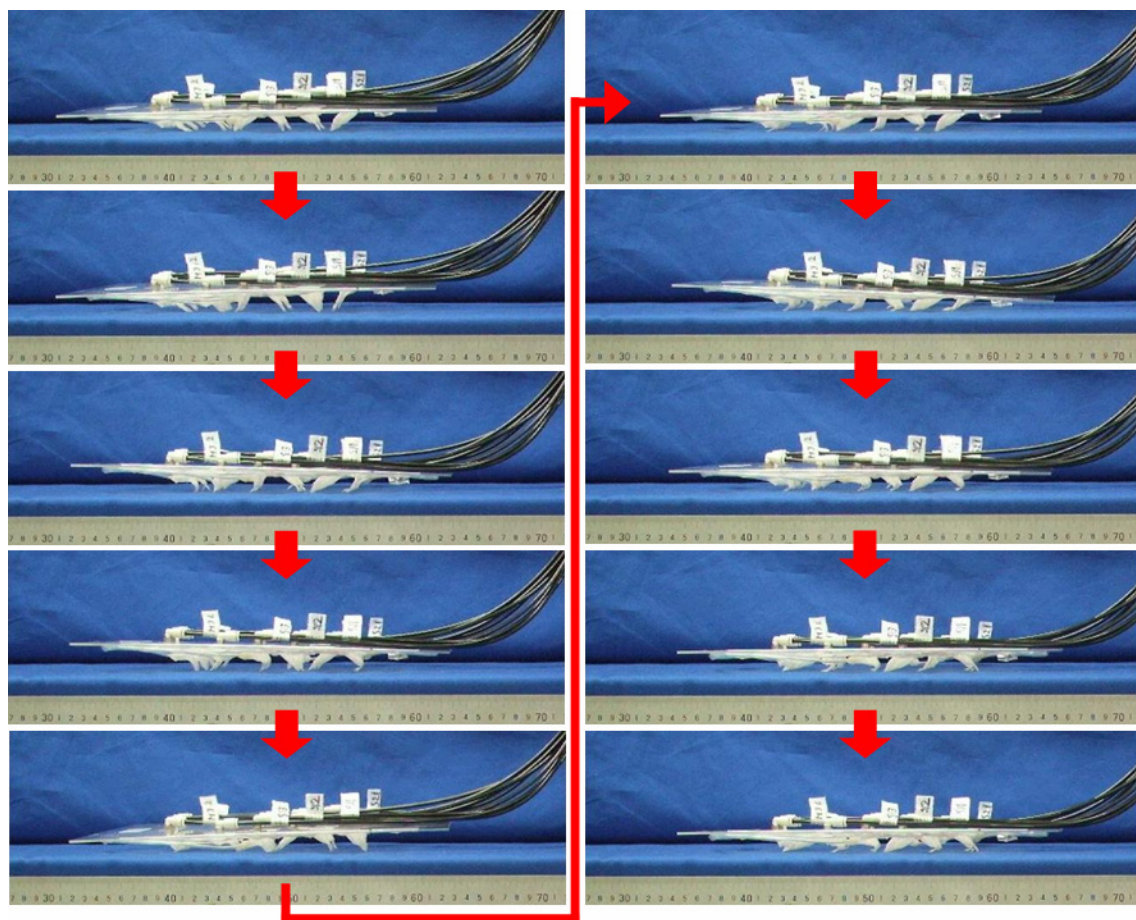


Fig.5-25 Driving experiment of ciliary pattern sheet with 230 g load and 0.1 MPa inner pressure (Timing A)

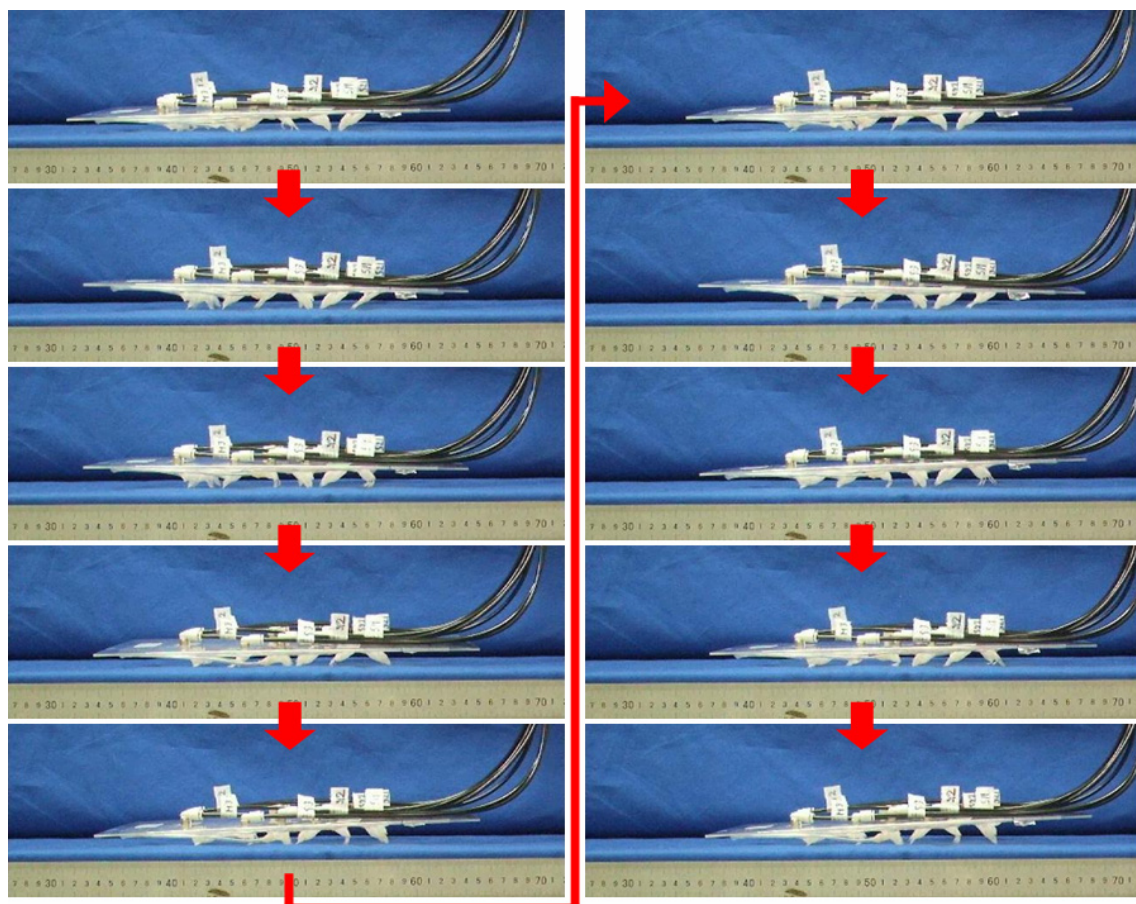


Fig.5-26 Driving experiment of ciliary pattern sheet with 230 g load and 0.1 MPa inner pressure (Timing B)

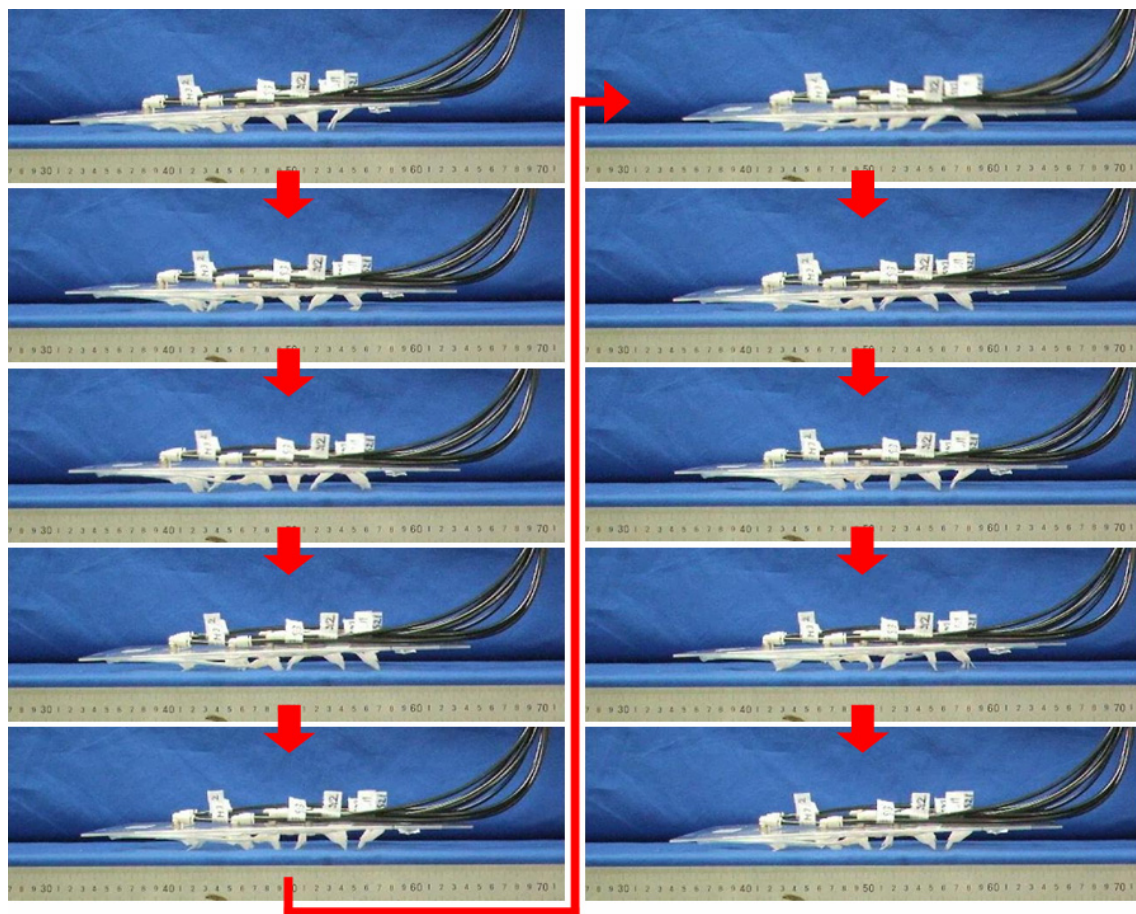


Fig.5-27 Driving experiment of ciliary pattern sheet with 230 g load and 0.1 MPa inner pressure (Timing C)

Table 5-1 Experimental results of conveyer averaged stroke length and speed

	Timing A			Timing B			Timing C		
p [MPa]	0.1			0.1			0.1		
m [g]	230	300	400	230	300	400	230	300	400
L [mm]	22	20	15	28	30	26	5	2	3
V [mm/s]	1.4	1.3	1.0	1.9	2.0	1.7	0.8	0.3	0.5

次に、繊維毛コンベアとしての搬送動作について述べる。搬送対象物は長さ 300 mm, 幅 80 mm, 高さ 30 mm のウレタンスポンジにほぼ均一に錘を載せたものとし、全体の重量 m が 100 g と 200 g としている。駆動に用いる圧力 p は 0.05 MPa と 0.1 MPa であり、0.05 MPa の場合は 100 g の対象物のみとする。理論上、90 mm 以上の長さを持つ対象物ならば試作した繊維毛パターンシートで搬送可能である。これは 2 セットの繊維毛アクチュエータで同じ相にあるアクチュエータ間の距離であるが、荷重がかかっている状態では柔軟性によりアクチュエータが変形すると考えられるため、実際には 90 mm よりも長い対象物が望ましい。Fig.5-28 から Fig.5-30 にそれぞれの制御方法を用いた圧力 0.1 MPa, 対象物 100 g の実験の様子を示す。

実験の結果、全ての制御方法で繊維毛パターンシートによる繊維毛コンベアの動作を確認した。また、それぞれの制御方法での平均ストローク長さ L と平均移動速度 V は Table 5-2 のようになる。ここから、タイミング C が短い平均ストロークながら最も搬送速度が早いことがわかり、繊維毛アクチュエータの協調動作によって高い搬送性能が実現できることが確認できる。また、高い駆動圧力において俊敏な動作が実現できるため搬送速度が向上すること、重い対象物においてアクチュエータの空転が減少しストロークが増大することも伺える。以上のことから、繊維毛パターンシートはコンベアとして利用することができ、また、タイミング C のような協調動作が繊維毛コンベアに適していると言える。

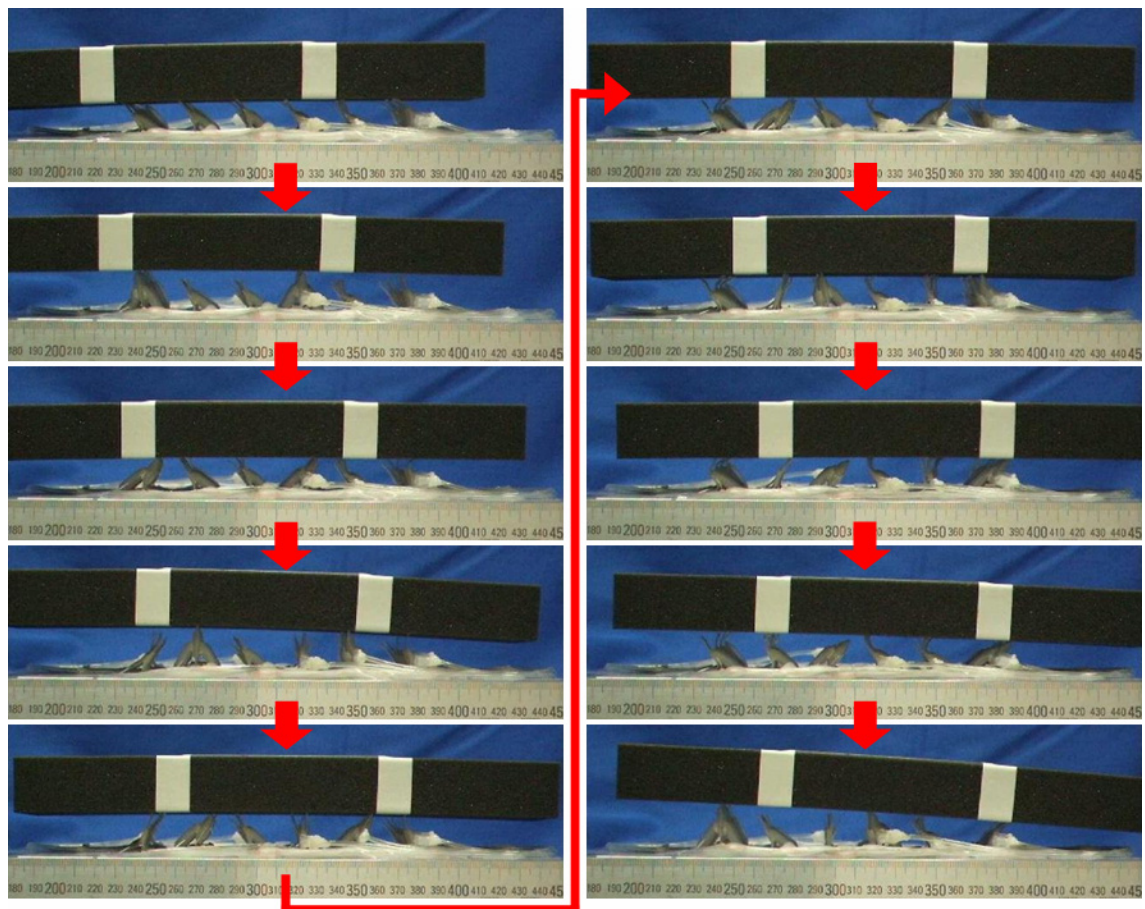


Fig.5-28 Driving experiment of ciliary conveyer with 100 g load and 0.1 MPa inner pressure (Timing A)

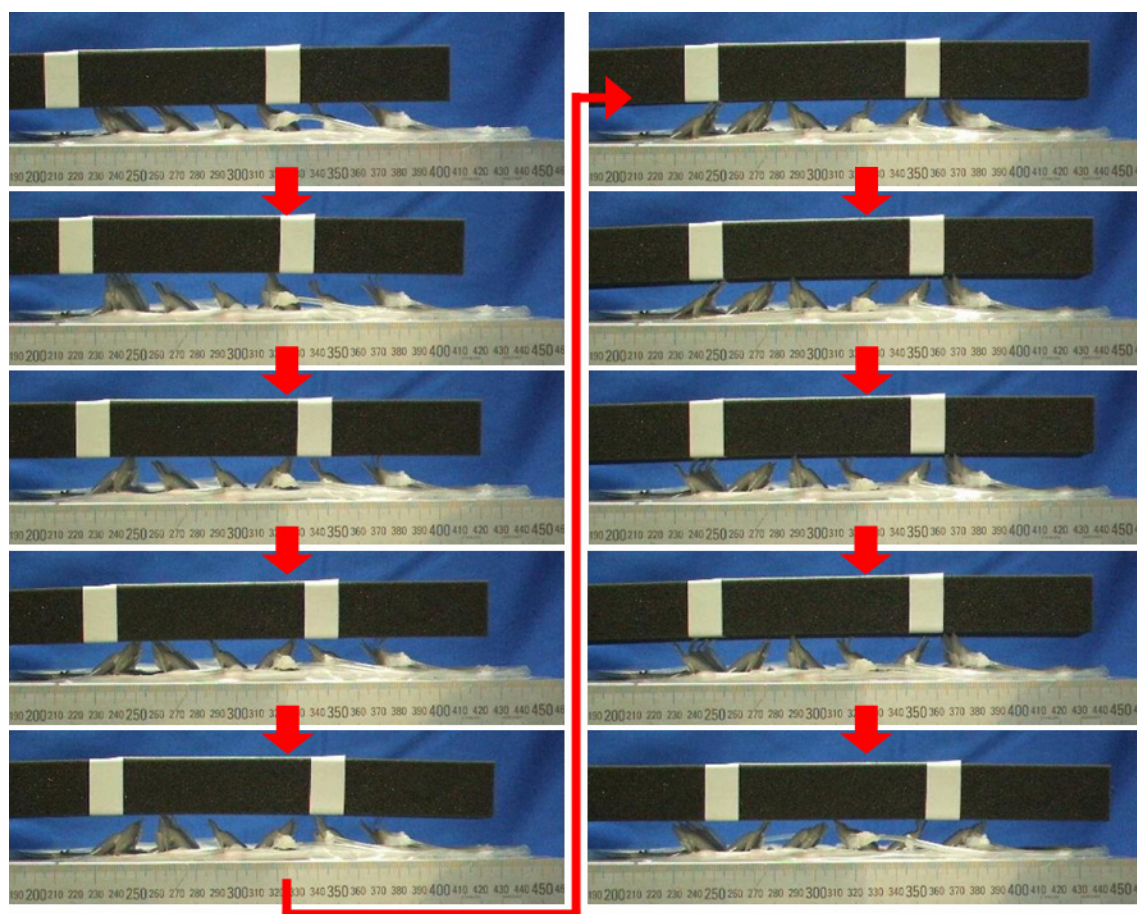


Fig.5-29 Driving experiment of ciliary conveyer with 100 g load and 0.1 MPa inner pressure (Timing B)

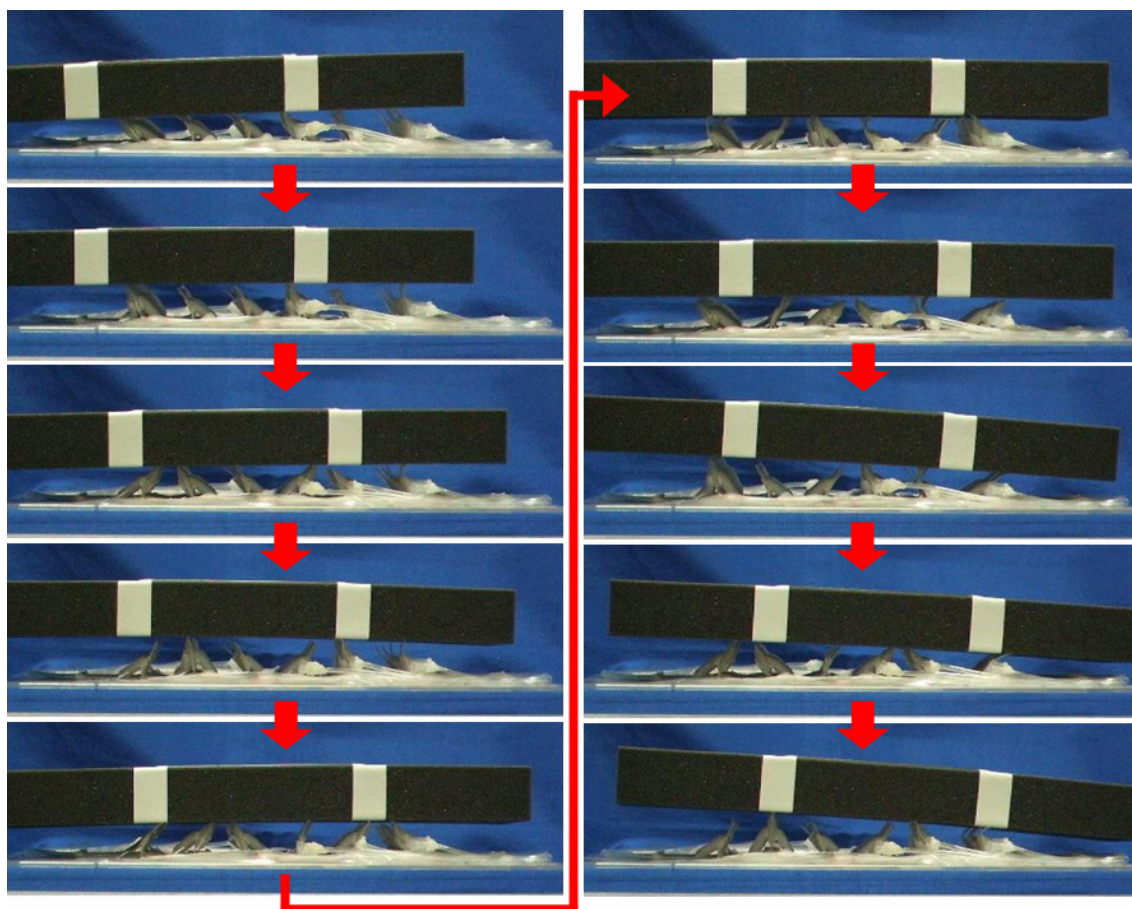


Fig.5-30 Driving experiment of ciliary conveyor with 100 g load and 0.1 MPa inner pressure (Timing C)

Table 5-2 Experimental results of conveyor averaged stroke length and speed

	Timing A			Timing B			Timing C		
p [MPa]	0.05	0.1		0.05	0.1		0.05	0.1	
m [g]	100	100	200	100	100	200	100	100	200
L [mm]	31	46	55	29	34	53	17	32	31
V [mm/s]	2.1	3.0	3.7	1.9	2.2	3.5	2.9	5.4	5.2

5.4 結言

本章では、提案する機械システムの構成例として開発した柔軟な繊毛アクチュエータについて議論した。本章で得られた結論を以下に示す。

- ・ 提案する繊毛アクチュエータの構造と従来研究に対する利点について議論し、繊毛を能動的に動作させることでアクチュエータ自身を駆動できること、アクチュエータの大きさと同程度の比較的大きなストロークが期待できること、適応変形により凹凸面においても確実に対象を捉えられ安定した推進力が期待できることを述べた。
- ・ 繊毛アクチュエータの応用として、繊毛アクチュエータを複数配置することで前後左右の並進や旋回動作が可能であること、アクチュエータを上に向けて固定面に配置することでコンベアのように壊れやすい物体の搬送が可能なること、アクチュエータの柔軟性により曲面形状のコンベアを形成できることを示した。
- ・ 動作原理について議論し、提案するアクチュエータは生体の繊毛運動のように有効打と回復打を行って動作することを示した。有効打でアクチュエータの先端が地面を捉える方法として、構成要素を加圧することで構造に強度を持たせること、折れ曲がった状態からのトルクを利用することを示した。また、回復打では、減圧した構成要素を弾性体や他の構成要素などの復元力によって動作することで、抗力の少ないなめらかな動作で初期状態に戻ることを述べた。
- ・ アクチュエータの加減圧のタイミングを制御することで多相駆動を実現できることを示し、速度や位相差を変化させる場合は制御部分の変化で対応できることを述べた。また、初期状態→有効打→回復打→初期状態の1サイクルの断続的動作を考慮すると最小の相数が3となることを示し、3相駆動によって回復打を滑らかに行うことが可能であることを述べた。
- ・ アクチュエータとして、1個の兼用骨格とゴムなどの弾性体による復元力を利用した1気室繊毛アクチュエータと、1個の構造骨格を2個の駆動骨格で動作する3気室繊毛アクチュエータを提案した。1気室繊毛アクチュエータの構造として、兼用骨格の先端の地面側に高い摩擦係数を持つ面（ゴム材）を取り付け、兼用骨格の先端と本体側をひも状の弾性体（ゴムひもなど）で接続することを述べた。これにより、内圧が低い状態では張力により折り畳まれた状態となり、加圧することで内圧により兼用骨格が伸展し、その後、減圧を行うとゴムの張力により元の形状

に戻る纖毛動作が可能であることを示した。また、3 気室纖毛アクチュエータの構造として、先端部に高摩擦面を貼り付けた構造骨格を中央に纖毛本体として1 個配置し、それを挟むように2 個の駆動力発生用の駆動骨格を配置することを述べた。これにより、構造骨格を加圧しながら駆動を行うことで有効打を行うことができ、また、構造骨格を減圧して駆動することで抗力の少ない回復打を実現できることを示した。

- ・ 試作した1 気室纖毛アクチュエータの動作実験を単体駆動と3 相駆動について行った。動作実験の結果、有効打において地面を捉えることで本体側が推進することを確認した。また、次の相の有効打中に前の相の回復打を行うことで初期状態に戻ることができ、1 気室纖毛アクチュエータで纖毛駆動が可能であることを示した。1 気室纖毛アクチュエータの問題点として、駆動の際にも弾性体の復元力が発生して駆動力の損失があること、弾性体の劣化や巻き込みが生じること、弾性体の張力を調整することが難しいためアクチュエータの動作の同時性を保ちにくいことを述べた。
- ・ 試作した3 気室纖毛アクチュエータの動作実験を単体駆動と3 相駆動について行った。動作実験の結果、有効打と回復打をなめらかに言いながら前進することを確認した。また、3 相駆動では、1 サイクルが27 秒となり、移動距離が190 mm、平均速度は7.0 mm/s であること、回復打においてアクチュエータの先端部が地面に接している場合も構造骨格が減圧されていることでほぼ抵抗無く初期状態まで戻ること、動作の再現性が高いことを確認し、3 気室纖毛アクチュエータで纖毛駆動が可能であることを示した。
- ・ 纖毛アクチュエータの量産化と接続部品の削減を目的とした、流体回路を含んだ纖毛パターンシートを提案した。このパターンシートの構造は3 気室纖毛アクチュエータを基としており、ベースとなるシート、流体回路を形成するシート、縦・横に多数の駆動骨格を並べたパターンを持つアクチュエータシートの3 種類のシートで構成されることを述べ、その試作を示した。
- ・ この纖毛パターンシートの制御方法について述べ、それぞれのアクチュエータを確実に駆動させることで1 回の動作で長いストロークを実現する方法、近接するアクチュエータをオーバーラップしながら連続的に動作することでアクチュエータの協調動作を得る方法、動作速度を向上するためにオーバーラップを組み込みながら1 サイクルの所要時間を短くした方法の3 種類の制御方法を示した。

- 前述の3種類の制御を用いた動作実験について示した。動作実験は、ロボット本体に繊維毛パターンシートが取り付けられることを想定した移動動作と、繊維毛コンベアとして固定面に取り付けられた搬送動作の2種類を行い、制御方法の違いによるストローク長さと移動速度の違いについて議論した。実験の結果、移動動作と搬送動作の双方において、全ての制御方法で提案する繊維毛動作を実現でき、繊維毛パターンシートの有用性を示した。また、ストローク長さと移動速度から、移動動作にはオーバーラップを組み込みながら各アクチュエータを確実に動作させる制御方法を、搬送動作にはオーバーラップを組み込みながら1サイクルの所要時間を短くした制御方法を用いることで、繊維毛アクチュエータの協調動作によって高い移動性能および搬送性能を示すことを確認した。さらに、高い駆動圧力において俊敏な動作が実現できるため移動速度が向上すること、ある程度の重量においてアクチュエータの空転が減少しストロークが増大することを示した。

第 6 章

完全密閉型柔軟移動ロボット

” MOLoop”

6.1 緒言

近年，人間が容易に接近できないような狭隘地形を，ロボットを用いて探査する試みが多く研究されている．しかし，狭隘地形用探査ロボット[55][56]でも，Fig.6-1 のような非常に狭隘な地形ではスタックを起こす可能性がある．この問題に対応するために，体幹のほぼ全周に車輪などの駆動機構を配置したロボット[57][58]もあるが，重量が増加することや機構が複雑になることなどの問題が生じる．

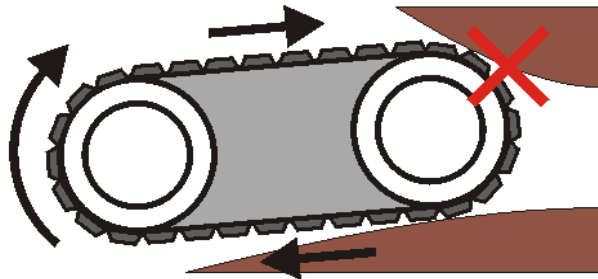


Fig.6-1 A crawler (wheel) sticking a narrow space

本研究ではこのような従来機構の持つ問題を解決するために，Fig.6-2 に示すような従来には存在しなかった全く新しい機構の柔軟移動ロボットを提案する．提案機構は密閉型で柔らかい二重ループ構造のカバー内に，柔軟な部品で構成された自立型駆動機構を内蔵するものである．本機構は外部動力型のものがほとんどである従来のフレキシブル機構[41][42]と異なりワイヤレスで駆動する．このため，通常の外形寸法よりも多少狭い程度の地形ならば Fig.6-2 に示されるように適応変形しつつ通過することが期待できる．このような性能は従来機構には全くなかったものである．また，本機構は全ての接地面が同一方向に駆動されるため，地形から挟まれるような状態でもほとんど滑りを生じずに移動できる点も狭隘地形に対して有利であると考えられる．さらに，外部のカバーや駆動機構などの主要な構造部品が柔軟なシートを用いた袋状構造体であるため，外部からのショックに対しても高い耐久性が期待できる．本機構の駆動様式は，上下の接地面が同一方向に駆動されるダイヘンの患者移動機構 C-PAN[59]と，上下左右の外周が同一方向に駆動される Borrell らの OmniTread[60]に類似する部分があるが，両者は駆動部が従来機構と同様に剛体で構成されており，本機構のように機構自身の高さ以下の地形に入り込むことは不可能である．また，C-PAN は側面部分が駆動されない点が本機構とは異なる．Showalter らは外殻部分について本ロボットとほぼ同様のコンセプトを発表しているが[61]，駆動機構

に対する具体案がなく，コンセプトの発表そのものも本研究が先行している[62].

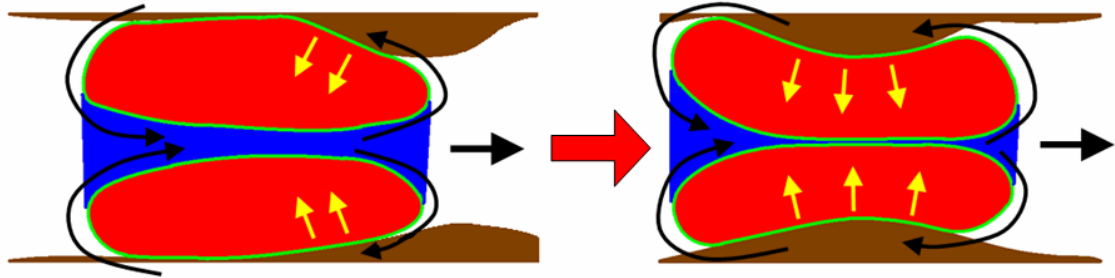


Fig. 6-2 Motion of the proposed robot in a narrow space

本章では，まず提案ロボットの構成手順について述べる．次に，新しい駆動機構である水力学的骨格を利用した柔軟なクローラ”Hydrostatic Skeleton Crawler (HS crawler)”の駆動原理を示し，試作した HS クローラの性能や駆動力の発生メカニズムについて議論する．また，この HS クローラを内蔵した完全密閉型で柔軟な自立駆動ロボットの試作機について述べる．最後に，この試作機の平地および狭隘地形における動作実験の結果についても示す．

6.2 MOLOOP の特徴および動作原理

提案する移動ロボット”MOLOOP”の構成手順を Fig.6-3 に示す．MOLOOP を構成するにはまず，外殻シートとなる柔軟なシート上に，柔軟な駆動機構としてクローラを 1 個以上並列に配置する．次に，シートのクローラの進行方向の両端部を熱圧着などで接続し，非常に幅広なクローラ状構造体とする．最後に，幅広なクローラ状構造体の両端部を熱圧着あるいは密閉可能なファスナなどで接続することで，MOLOOP の柔軟な 2 重ループ構造が実現でき，全接地面が同一方向に駆動される完全密閉型のロボットとなる．外殻シートと HS クローラが共に柔軟であることにより，これまでにない柔軟自立ロボットが実現できる．このような機構を実現するためには，外殻シートとなる柔軟なシートを選定し，ワイヤレスで駆動可能な柔軟なクローラを開発する必要がある．また，シート端部の接続方法も実機を作成する際の重要なポイントとなる．Fig.6-4 のように MOLOOP に CCD カメラなどのセンサを取り付けることで，周囲の観察も行うことが可能となる．

このような構造により，内側のシートが外側に押し出されるように移動し全ての接地面が同一方向に駆動されるため，周囲の環境と密着していてもすり抜けるようにして移動することが可能である．従来のレスキューロボットやフレキシブルロボットとは異なり，完全自立駆動しながら狭隘地形に対し適応変形して走行可能であることが大きな特徴である．また，外部からの衝撃や MOLOOP の落下による衝撃に対して，軽量で柔軟な構造であるために内部の制御機器を保護する効果が期待できる．さらに，ロボット自体がシートで覆われていることにより密閉性を持つため，可燃性ガスが充満している場所やぬかるみの場所でもシールを施すことなく走破することができる．これらの点も MOLOOP の特長である．

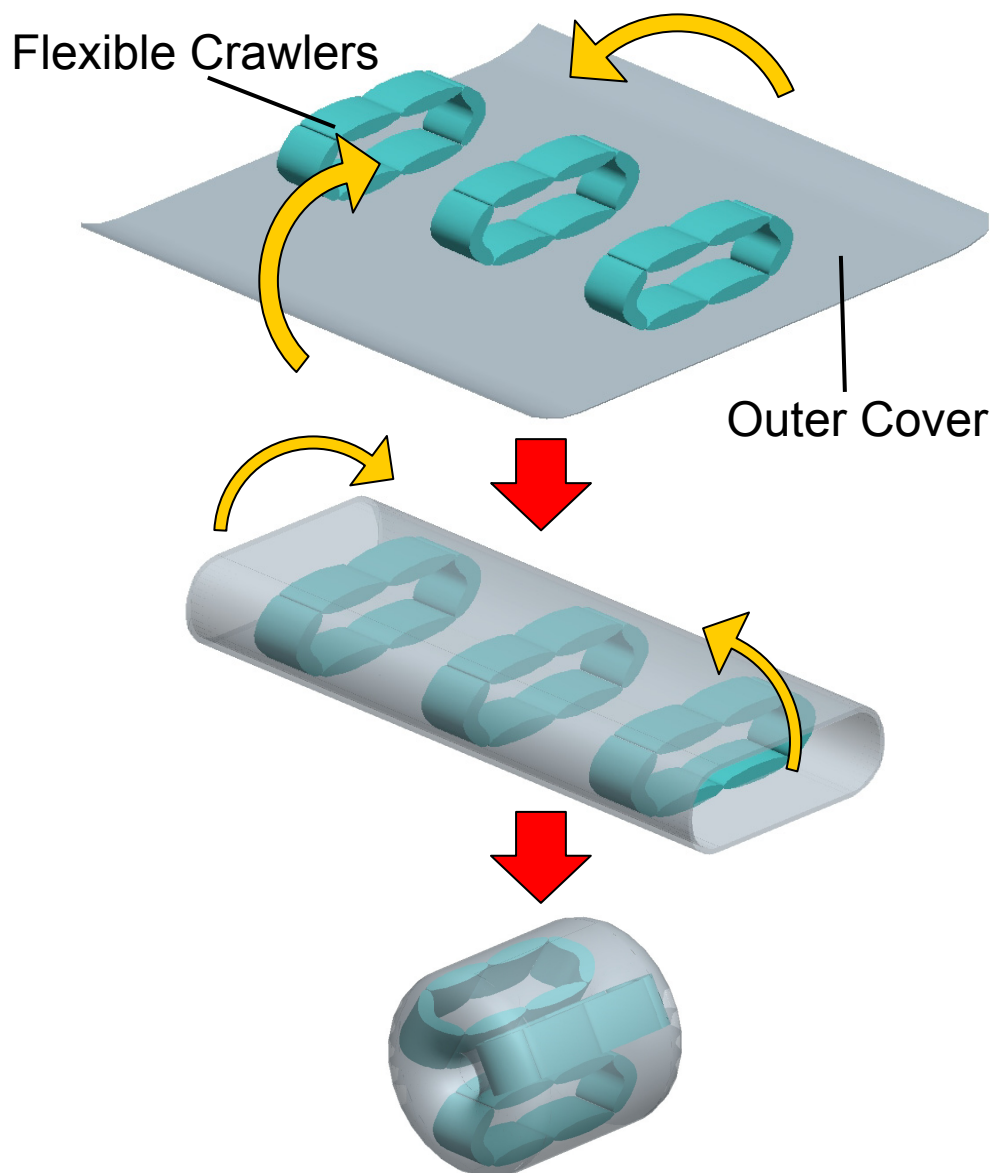


Fig.6-3 Assembly of the robot with flexible crawler

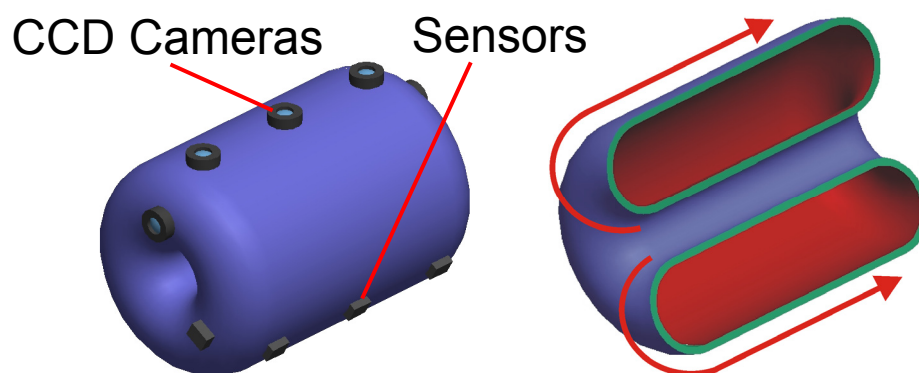


Fig.6-4 A basic concept of MOLLOOP with sensors

従来のクローラ機構はクローラベルトを動輪の回転で駆動する．しかしながら，提案する HS クローラは，構造骨格と駆動骨格を利用することにより，従来機構にはなかった非常に高い柔軟性を実現することが可能である．Fig.6-5 に HS クローラの構成方法の一例を示す．これは，一定量の流体で満たされた駆動骨格を複数個連結したものを柔軟なクローラベルトとして使用する．また，隣り合う駆動骨格の間に，内圧を加減圧可能な駆動骨格をアクチュエータとして配置する．内圧が低い状態では，駆動骨格は変形自由であるため，構造骨格間の関節は回転自由な状態である．一方，駆動骨格が加圧された場合，駆動骨格は一定の形状を保とうとする形状回復力を発揮し直線状になろうとするため，関節は直線状に伸びる方向にトルクを受ける．本機構の駆動骨格に相当する部分にばねを用いた村田らのクローラ[27]もあるが，本機構は金属や樹脂の構造材料を利用していないため外力に対して非常に柔軟であることに加え，ばねと異なり原理的に位置あるいはトルクのサーボも可能と考えられる．

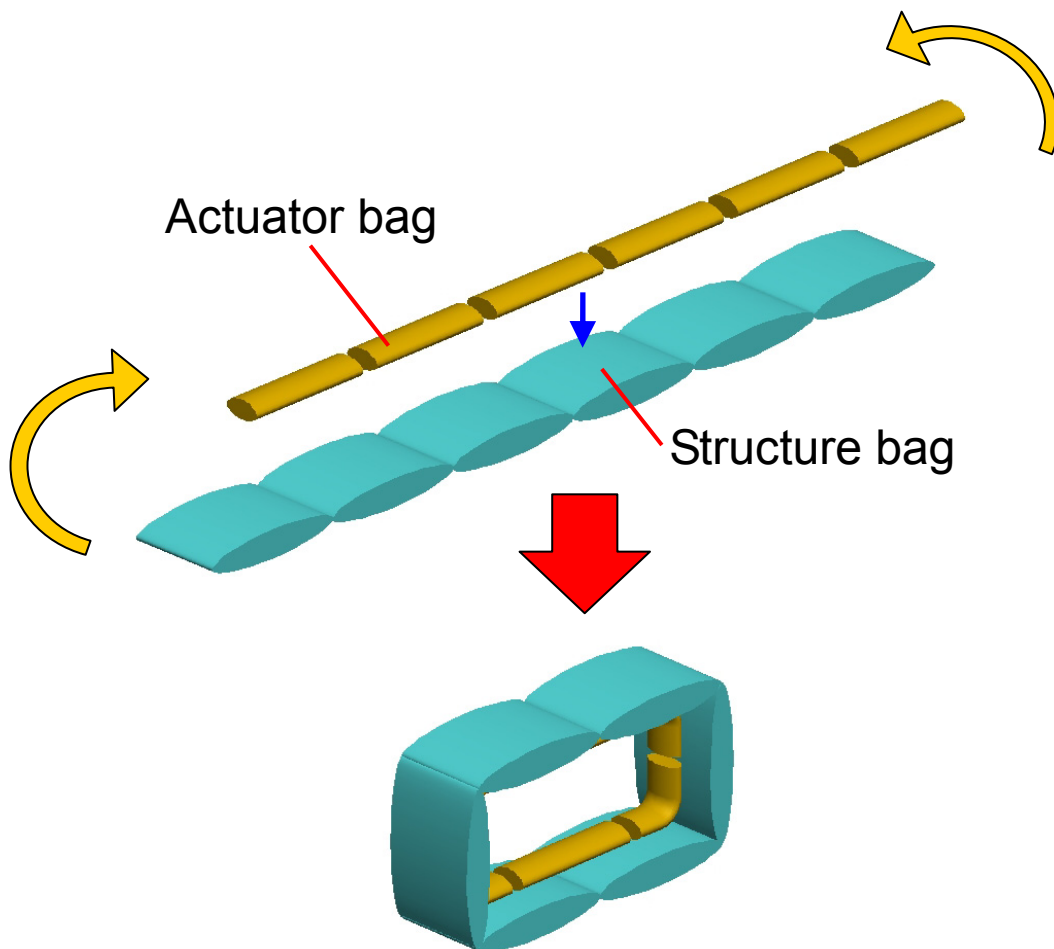


Fig.6-5 A basic concept of a HS crawler

Fig.6-6 に HS クローラの駆動原理を示す．HS クローラは，進行方向に対して最後尾の駆動骨格を減圧し，先頭の駆動骨格を加圧することで，構造骨格 1 個分の長さだけ移動する．この手順を繰り返すことでクローラは前進を続け，また，反対の手順を行うと後進することも可能である．

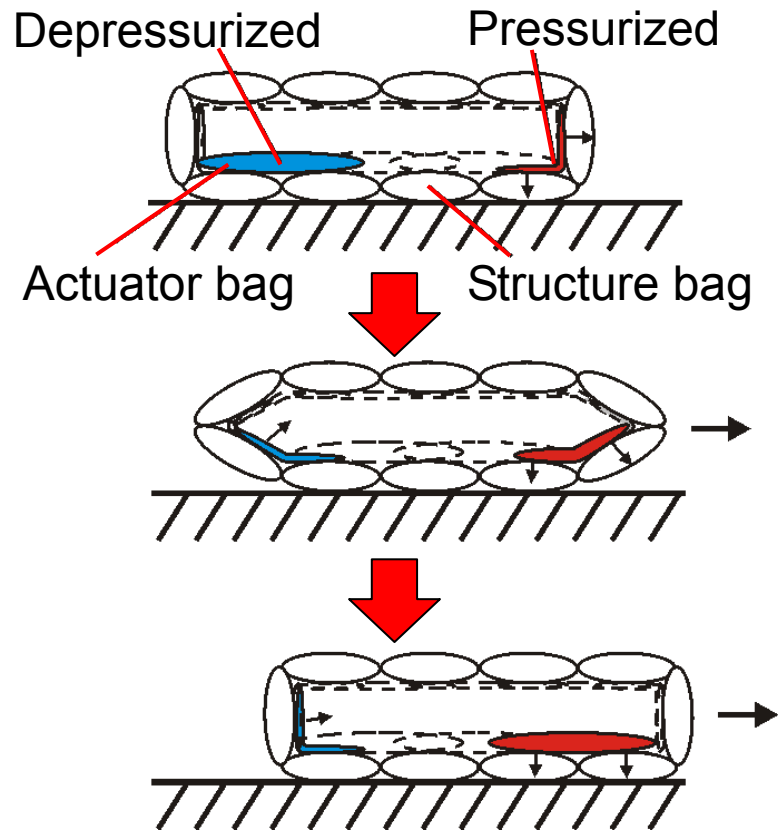


Fig.6-6 Basic driving principle of a HS crawler
(one chamber length progression)

6.3 柔軟な駆動機構

ここでは、前述の動作原理を確認するための試作クローラおよび駆動実験について述べる。

まず、Fig.6-5 のような構造骨格の関節に駆動骨格を配置する構造の HS クローラを試作した。Fig.6-7 に HS クローラの制御に用いる圧力システムを示す。HS クローラは Fig.6-7 の圧力システムの他に、バッテリー、MPU など駆動に必要な全ての部品を搭載し、外部配線を用いないワイヤレス駆動方式とした。圧力供給源には HARGRAVE 社のダイアフラムコンプレッサ／ポンプを採用し、ソレノイドバルブには SMC 社の SY113-6M-PM3 を使用している。コンプレッサおよびポンプの仕様を Table 6-1 に示す。本論文では実験コストを考慮して全ての駆動実験に流体として空気を利用した。試作機は、縦 230 mm、横 245 mm の構造骨格と長さ 320 mm、幅 40 mm の駆動骨格をそれぞれ 6 個ずつ用いた。駆動骨格と構造骨格の密着性を向上するため、長い駆動骨格を用いて両部品間の接着面積を大きくしている。Fig.6-8 に試作した HS クローラの駆動実験の様子を示す。

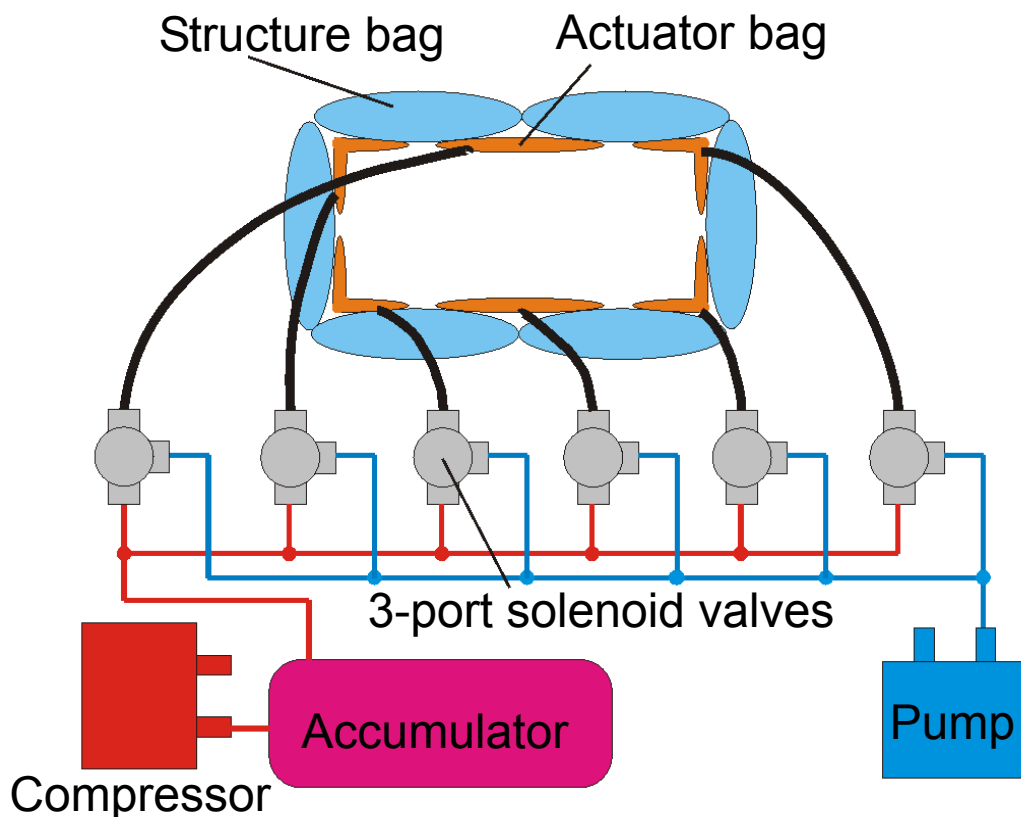


Fig.6-7 Schematic diagram of the pressure system

Table 6-1 Specification of the Micro Compressor and Pump

	Compressor	Pump
Model Number	E129-13-120	E129-12-120
Size [mm]	52×32×20	52×32×20
Weight [g]	44	44
Max. Pressure [MPa]	0.20	0.07
Flow Rate [m ³ /s]	3.3×10^{-5}	4.3×10^{-5}

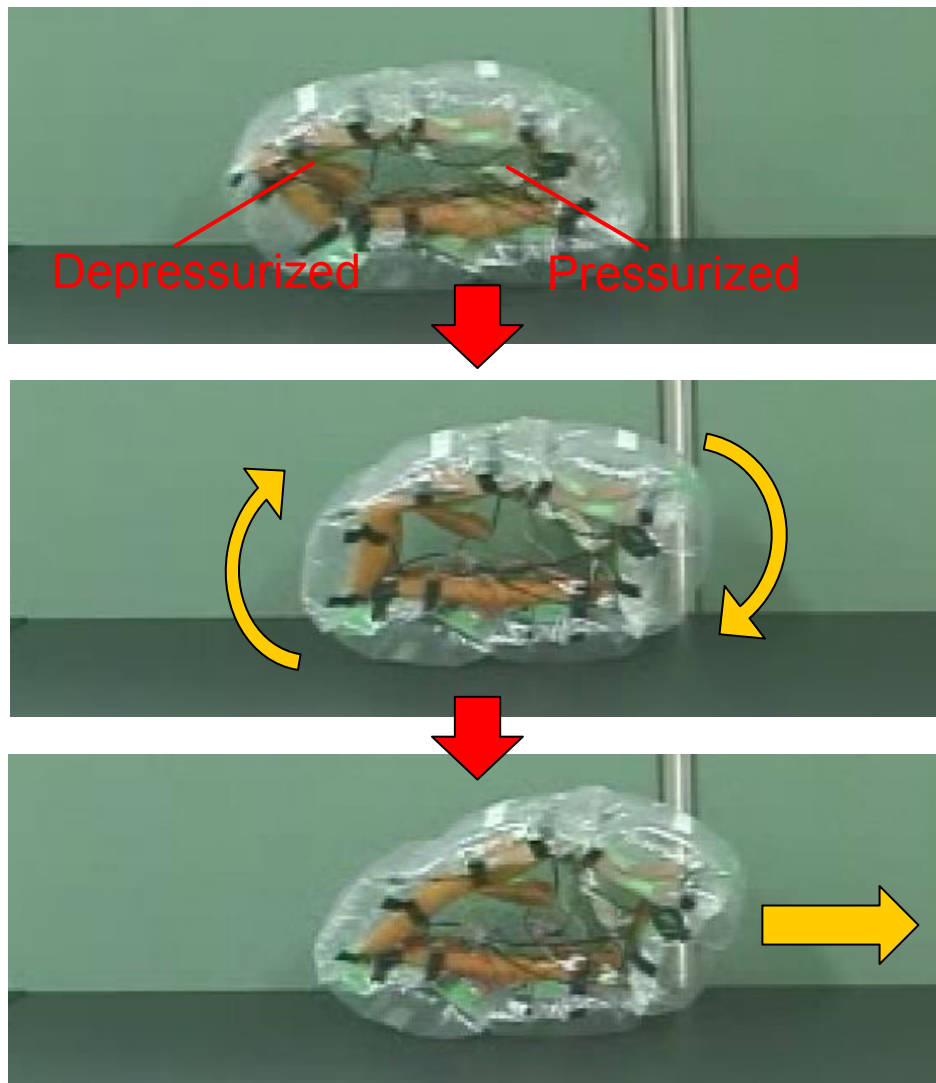


Fig.6-8 Wireless driving of the prototype HS crawler

動作実験の結果、Fig.6-6 に示した動作原理を前後進ともに確認した。また、ワイヤレス駆動に成功し、動作速度は 11 mm/s となった。HS クローラのバルブ制御タイミングは、駆動骨格が適度に加圧される時間を予め測定しておき、MPU がタイマでバルブを切り替える方式を採用している。加減圧の時間については、加圧時間が長すぎると過度の加圧により駆動骨格が破損する恐れがあり、また、短すぎると駆動骨格が十分な力を発生できずクローラが駆動できなくなる問題が生じる。クローラの動作速度は、駆動骨格の加圧所要時間に反比例するため、単純に駆動骨格の体積および圧力源の流量性能に依存していると言える。

さらに、この試作機以外にもサイズなどの仕様の異なる数台の試作機で駆動実験を行った。特に、密着性については、Fig.6-8 の試作機において不十分であることが伺えたため、Fig.6-9 に示すような筒状の構造骨格に内包されるように駆動骨格を配置する HS クローラの試作を行った。内包構造を用いた試作機の動作実験の様子を Fig.6-10 に示す。これらの実験から、駆動骨格の形状のみでなく、構造骨格と駆動骨格の密着性によって駆動力の伝達効率やクローラの移動速度が変化するという結果が得られた。これは、クローラの構造や駆動骨格の形状が HS クローラの性能を決定する重要な要素であることを示唆している。また、Fig.6-8 の試作機のように、構造骨格をクローラベルトのように用いる機構は、駆動時に構造骨格が回転して立ち上がる動作を伴うため、クローラの全高が大きく変動してしまう。これは狭隘地形の走破には望ましくない特性である。



Fig. 6-9 Connection between structure bags and actuator bag using internal structure

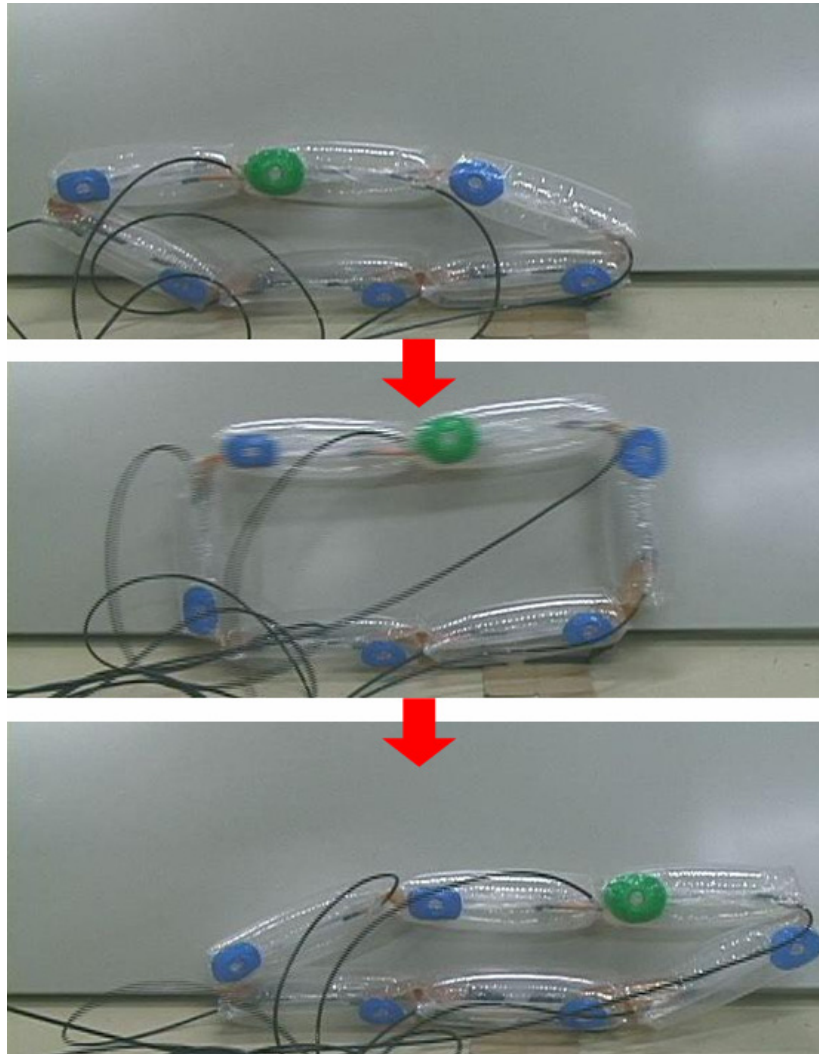


Fig.6-10 Driving experiment of a HS crawler with internal structure

HS クローラの駆動力は, 第3章の結果から駆動骨格の幅に比例する. つまり, 駆動骨格をテーパ形状にすると, 幅が広い部分ほど大きなトルクを発生するため, 駆動骨格に特定の機能を持たせることができることになる. このテーパ状の駆動骨格が幅の広い部分で折り曲げられている場合, 加圧されると折れ曲がり箇所(回転中心)が幅の広い側から狭い側に順次移動するような迫り出す動作をすることが予想される. このような機能をクローラに搭載すると, 駆動時にクローラが地を這うように移動可能となる. また, Fig.6-10の結果から, 効率の良い駆動力伝達のためには, 駆動時に駆動骨格が駆動対象物(構造骨格など)と高い密着性を保つことが重要である.

そこで, 構造骨格と駆動骨格の双方を用いてクローラを構成するのではなく, 兼用骨格のみを用いてクローラを構成することを考える. また, 前述の迫り出

す動作を実現するため、兼用骨格はテーパを持った凸形状とし、接続時には先端部分を隣接する兼用骨格の後端部に内包できるようにしている。また、接続の容易さを考え、中央部にはフィレットを設けている。Fig.6-11 に試作した兼用骨格 A を、Fig.6-12 に兼用骨格 A の接続時の状態を示す。

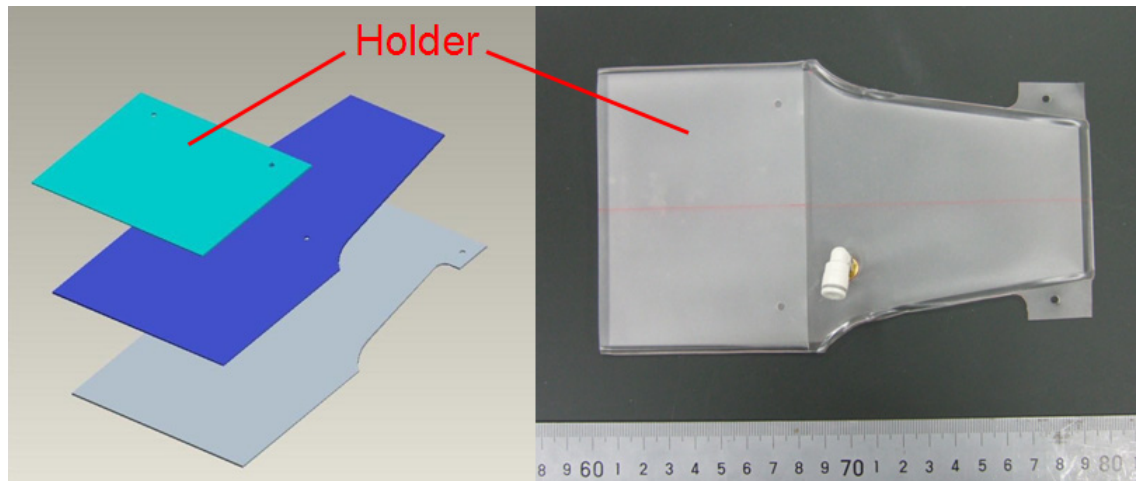


Fig.6-11 A prototype S/A bag (Type A) for HS crawler



(a) Depressurized state



(b) Pressurized state

Fig.6-12 Connection between S/A bags (Type A)

兼用骨格の構成材料には柔軟かつ機械的強度が高い 0.3 mm 厚のウレタンシートを採用した。これは Fig.6-11 に示されるように 3 枚のウレタンシートを重ねて構成され、そのうち 2 枚が加減圧可能なテーパ形状の圧力室としている。また、バンド状のシートは隣接するモジュールを強固に保持して高い密着性を得るためのものである。兼用骨格を用いることで、1 種類の骨格のみの単純な構造で HS クローラを構成可能であるため、製作コストとメンテナンス性が向上していると考えられる。また、迫り出す動作を実現でき狭隘地形の走破に有利となることが期待できる。

Fig.6-13 に兼用骨格を用いた HS クローラの動作原理を示す。駆動骨格と構造骨格を用いた HS クローラと同様に、進行方向に対して最後尾の駆動骨格を減圧し、先頭の駆動骨格を加圧することで、兼用骨格のおよそ半分の長さだけ移動する。この手順を繰り返すことでクローラは前進を続け、また、反対の手順を行うと後進することも可能である。

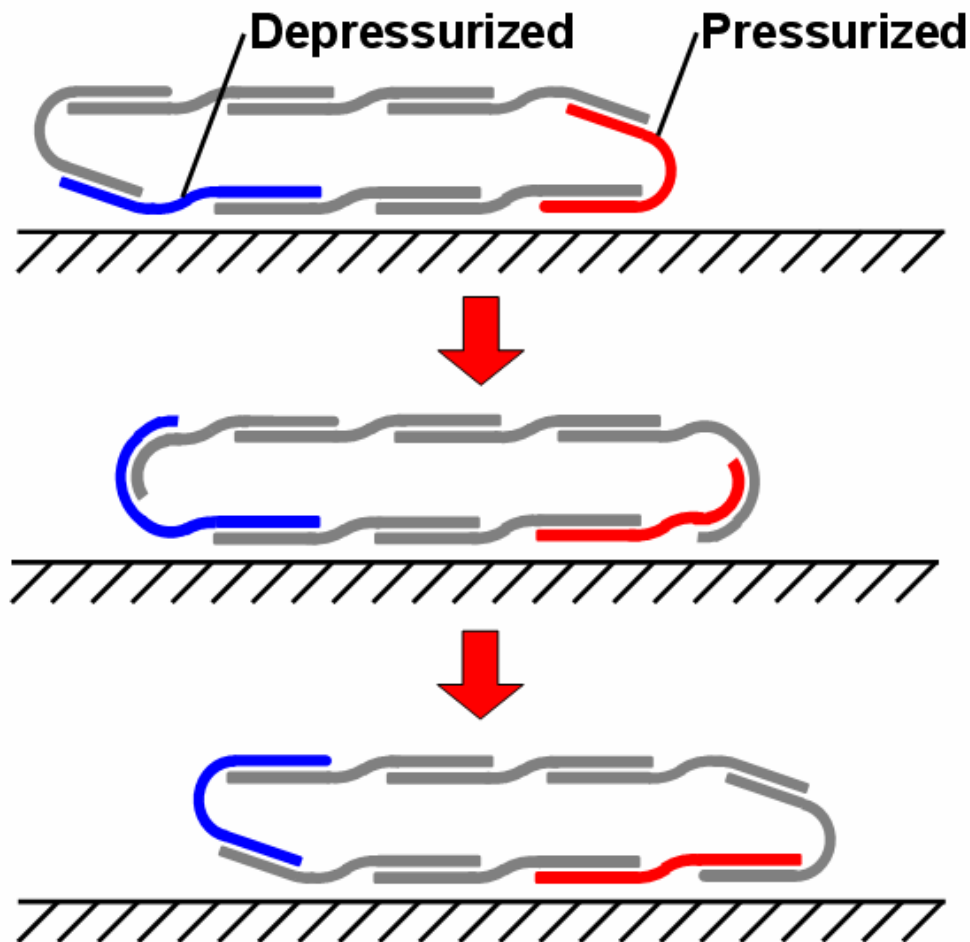


Fig.6-13 Basic driving principle of a HS crawler (S/A bag type A)

この兼用骨格を用いて試作した HS クローラの動作実験の様子を Fig.6-14 に示す．実験の結果から，このクローラは効率よく駆動力を伝達しつつ低い姿勢を維持した前進動作を実現しており，ロボット本体が狭隘地形を通過するのに適している．

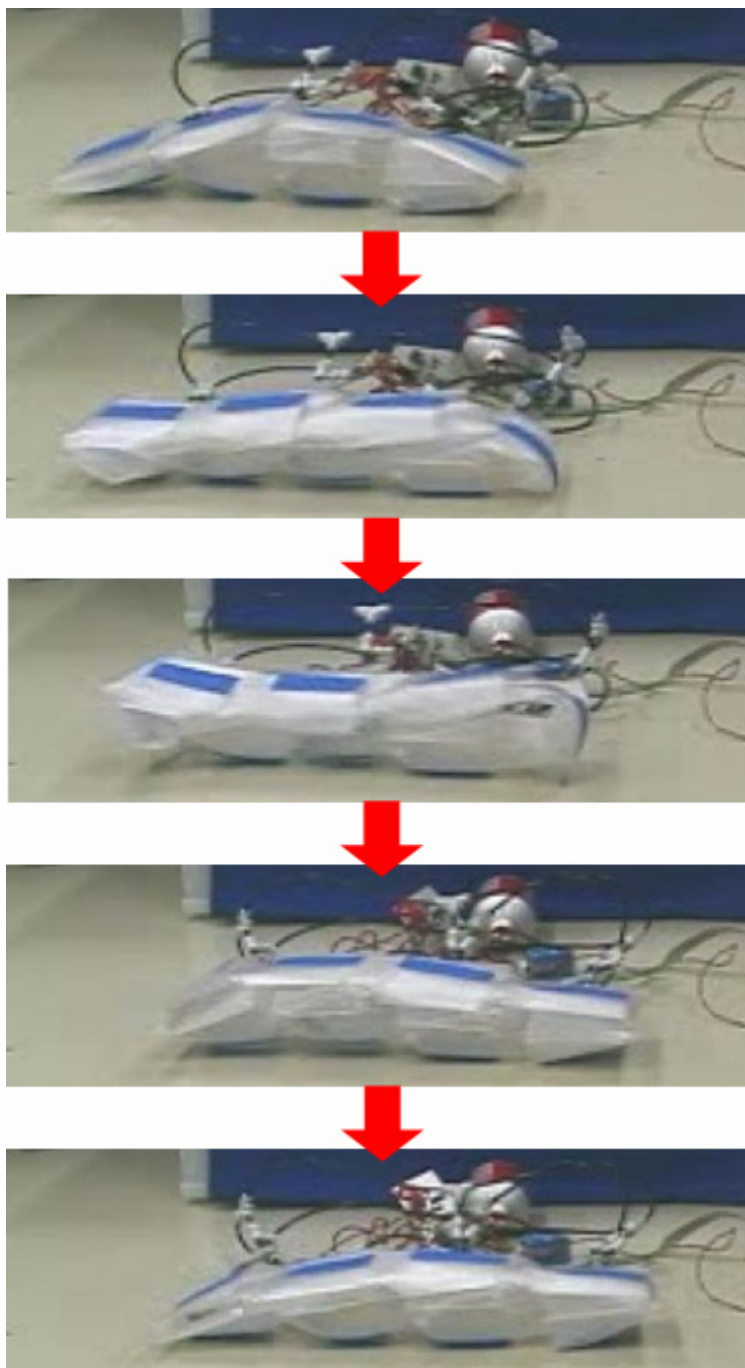
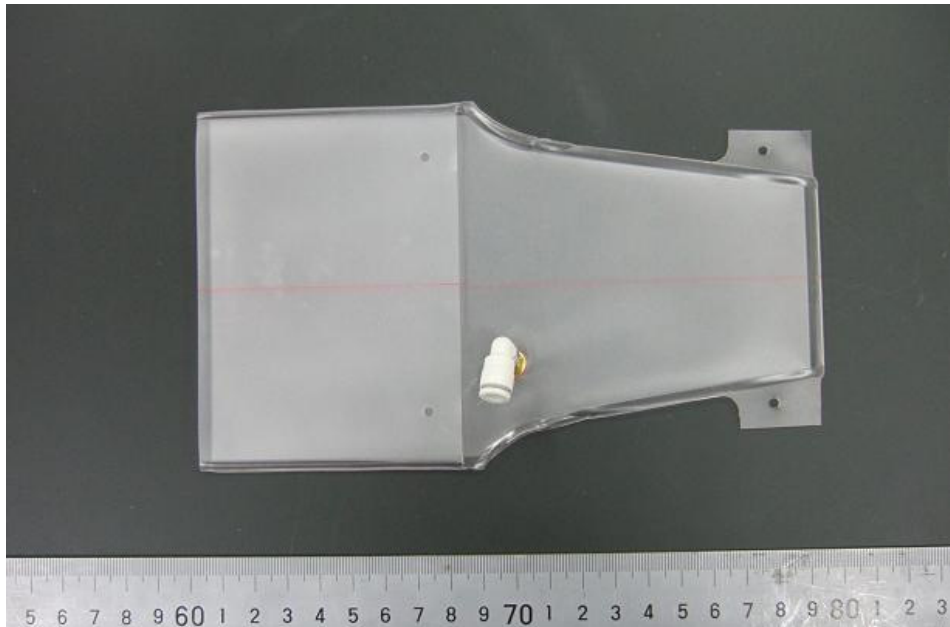


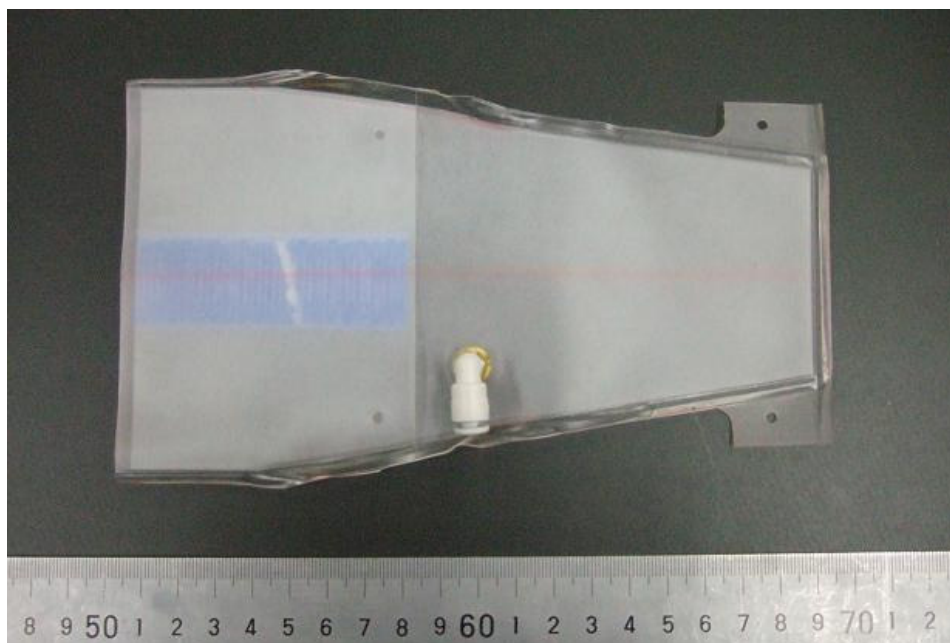
Fig.6-14 Driving experiment of HS crawler with S/A bags type A

この HS クローラも Fig.6-8 の試作機と同様にマイコンやバッテリー，マイクロポンプ等を内蔵したワイヤレス駆動方式であり，1 台の重量は 650 g である．駆動速度は，兼用骨格の体積と長さに依存し，実験では 5 mm/s であった．

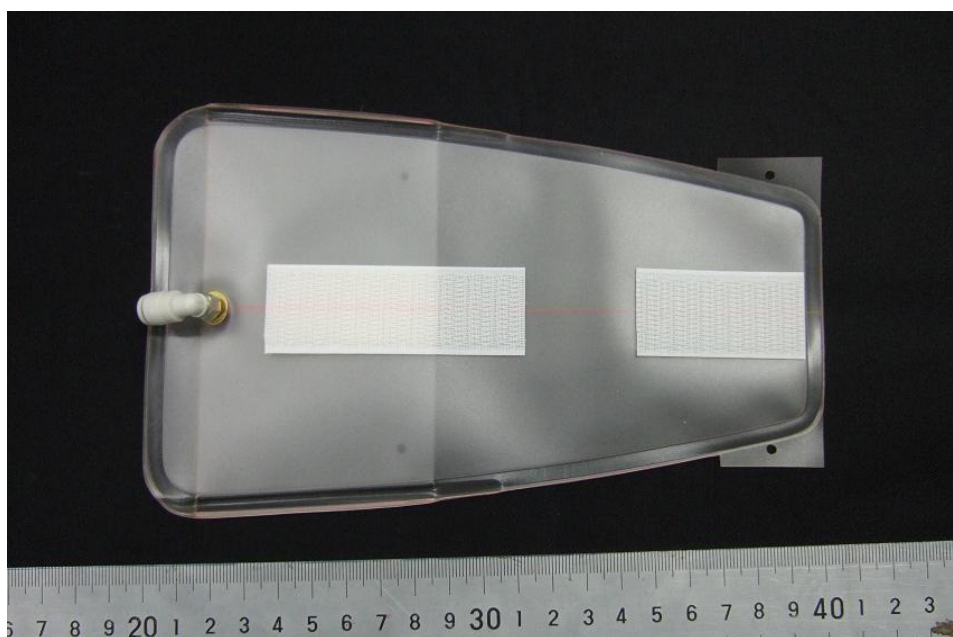
しかしながら，実験中に兼用骨格 A のフィレット部分が破損することがあった．これは，加圧膨張時にこの部分に力が集中しているためだと思われる．そこで，フィレットのないテーパのみの台形状とした兼用骨格 B の試作を行った．また，第 3 章の駆動力推定から，兼用骨格の幅が発生するトルクに大きく影響することがわかるため，幅が広く駆動力が大きい部分を利用できるように，丸みを帯びた台形状とした兼用骨格 C の試作も行った．兼用骨格 C は角部と左右の側端を曲線としているため，加圧時にかかる応力の緩和も期待できる．兼用骨格 A，B，C を Fig.6-15 に示す．形状は，兼用骨格 A が長さ 190 mm，テーパ部の長さ 100 mm，後端部の幅 110 mm，先端部の幅 60 mm であり，兼用骨格 B が長さ 190 mm，テーパ部の長さ 150 mm，後端部の幅 110 mm，先端部の幅 60 mm，兼用骨格 C が長さ 190 mm，後端部の幅 110 mm，先端部の幅 60 mm である．素材は全て 0.3 mm 厚のウレタンゴムシートであり，周囲を熱圧着により接続している．



(a) S/A bag type A



(b) S/A bag type B



(c) S/A bag type C

Fig.6-15 A prototypes of a S/A bag for HS crawler

迫り出す動作に有効な幅による発生トルクの変化を確認するため、それぞれの兼用骨格に対して上端からの距離を変えながら駆動力を測定した。測定結果をFig.6-16からFig.6-18に示す。測定には第3章で述べた駆動力測定機構を用い、内圧は0.005MPaとした。

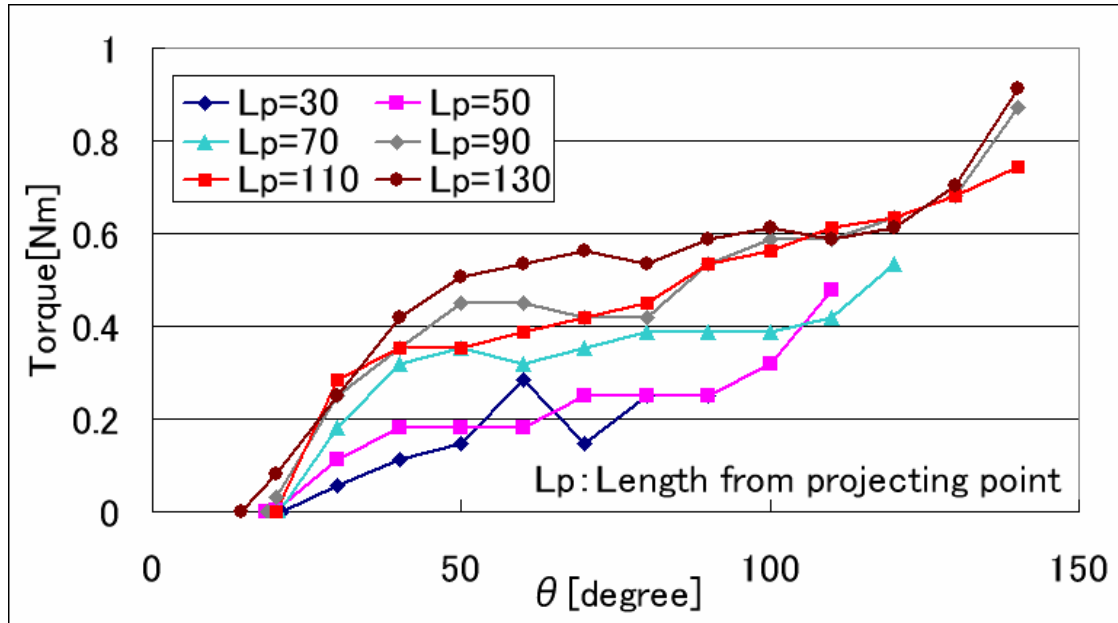


Fig. 6-16 Torque measurement results of a S/A bag type A

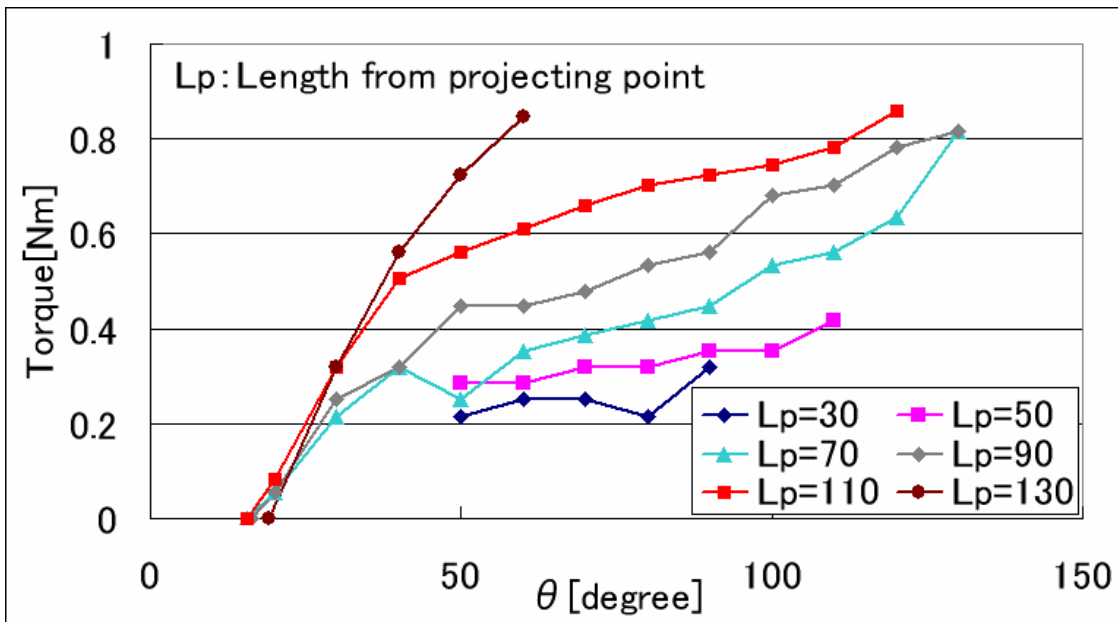


Fig. 6-17 Torque measurement results of a S/A bag type B

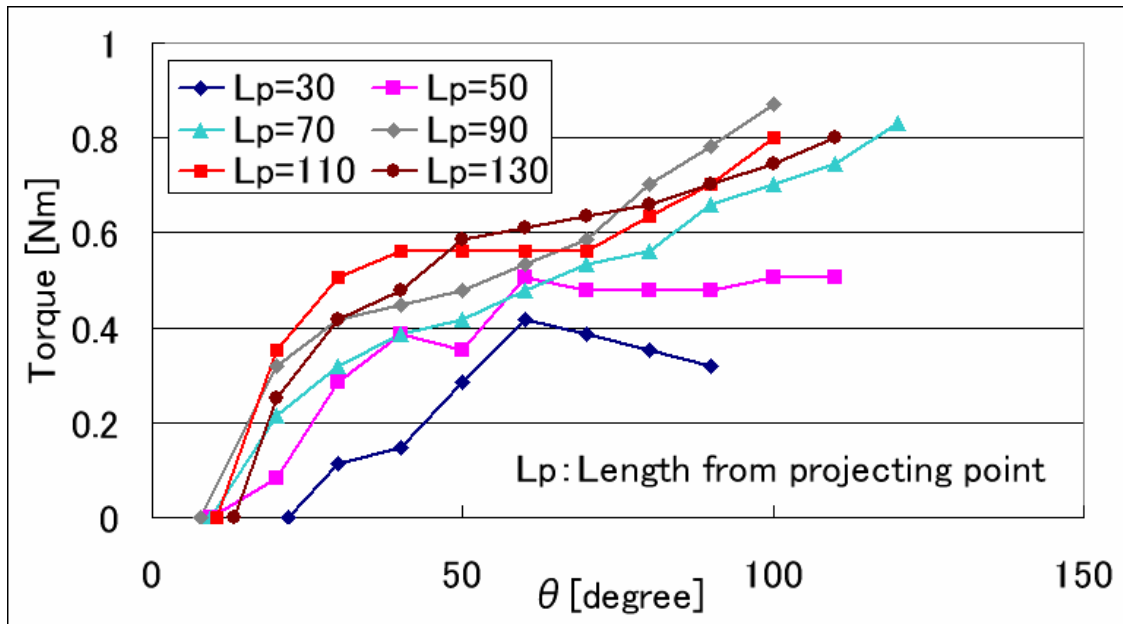


Fig.6-18 Torque measurement results of a S/A bag type C

測定の結果から、駆動力は幅の広い中央付近で大きく、幅の狭くなる上端に向かって次第に小さくなっている様子が伺える。また、兼用骨格 C では上端に近い部分の駆動力が他の兼用骨格よりも増加している。これにより、形状に丸みを付けたことで、兼用骨格の強度が増ただけでなく、上端での駆動力が増加し MOLOOP の動作に安定性が増す効果も期待できる。さらに、流体の注入口を下端に設計変更することで、特徴である迫り出す動作が制限されないように配慮している。これらにより、兼用骨格 C が MOLOOP の動作により適していることが伺える。

次に、それぞれの兼用骨格で幅がほぼ同じ部分の測定値を比較し、幅と駆動力の相関関係を確認した。Fig.6-19 および Fig.6-20 に幅が近い部分での比較を示す。

比較の結果、幅が同じならば、兼用骨格の形状が異なってもほぼ同じ駆動力を発生することが確認できる。Fig.6-17 の兼用骨格 B の中央付近での駆動力が大きく測定されてしまっているが、これは折れ曲がりからの発生トルクだけではなく、骨格の長さ方向の伸展力などが作用してしまっていると考えられる。

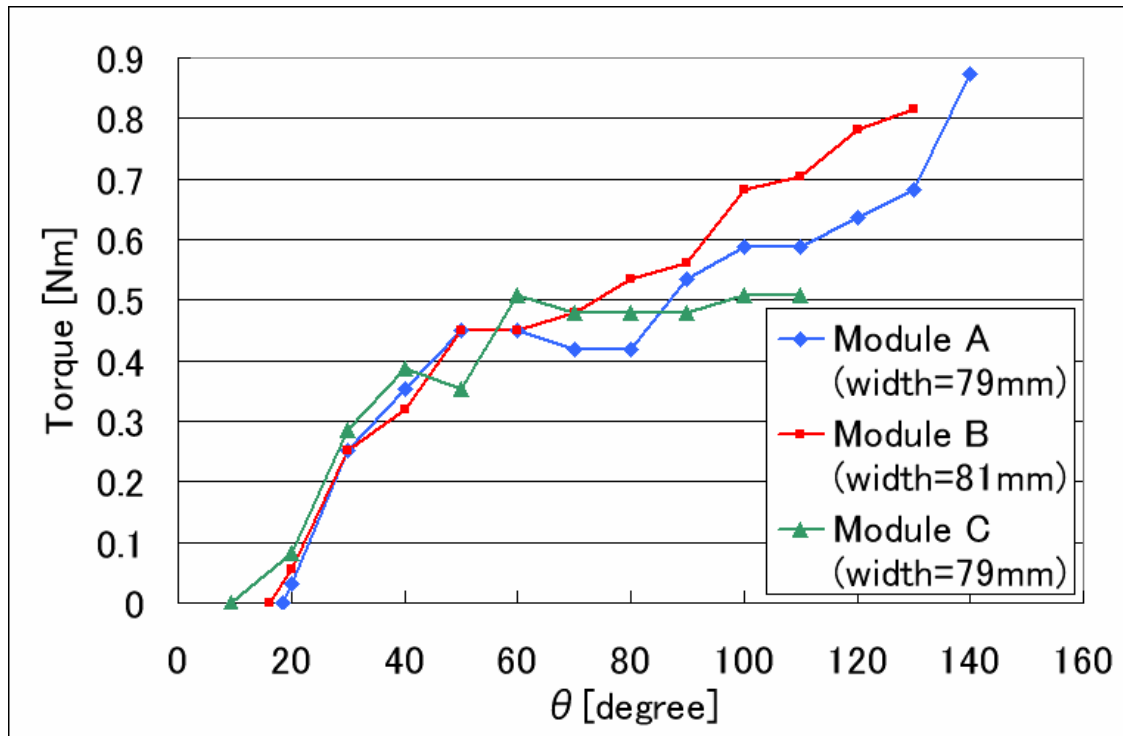


Fig.6-19 Torque comparison of 79 mm and 81 mm in width between S/A bags

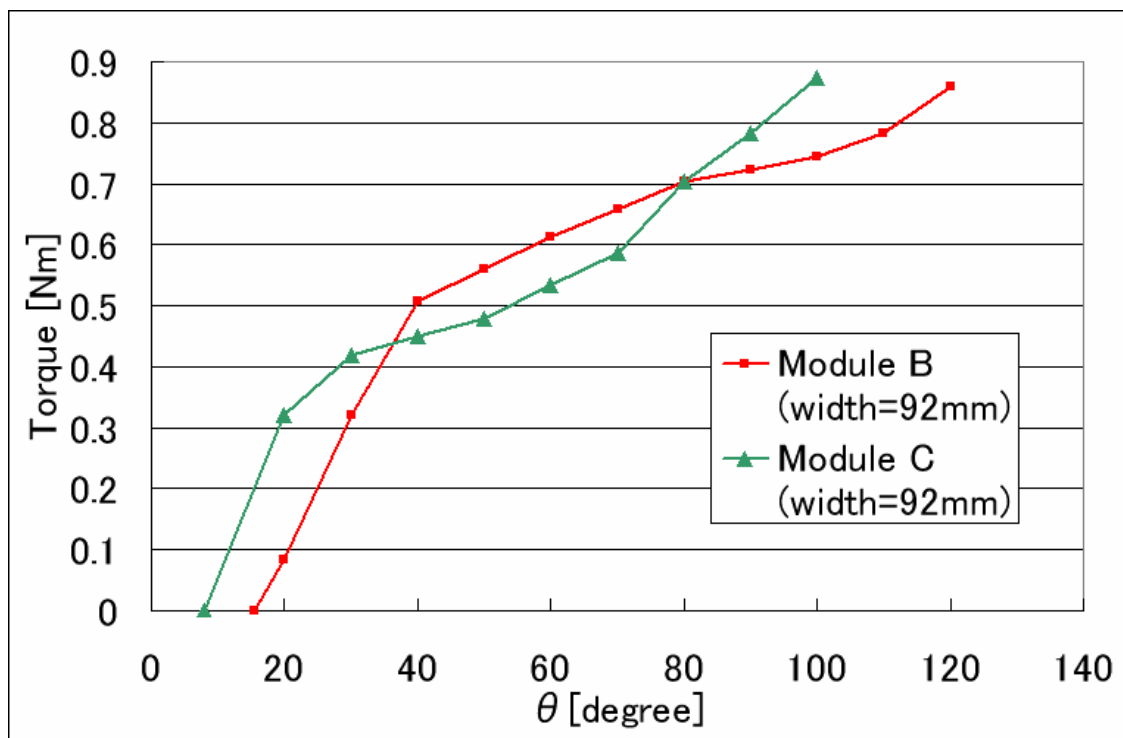
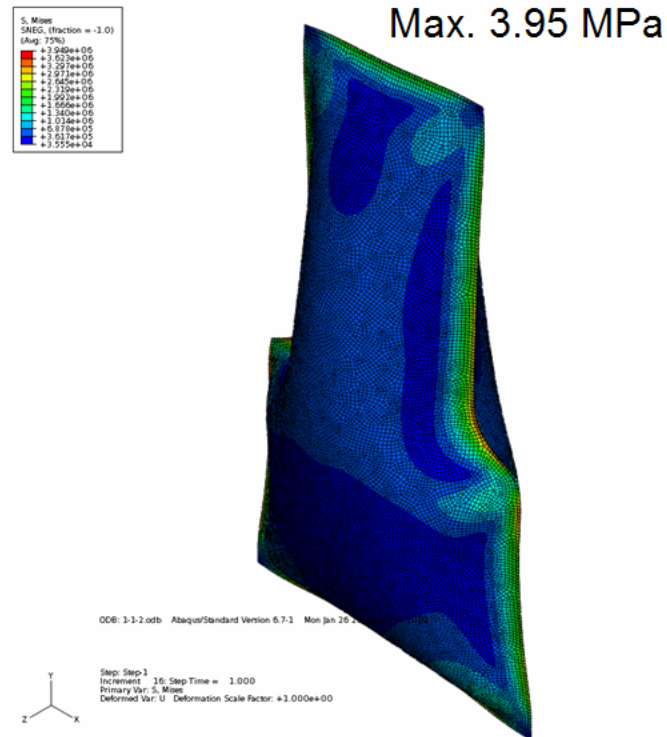
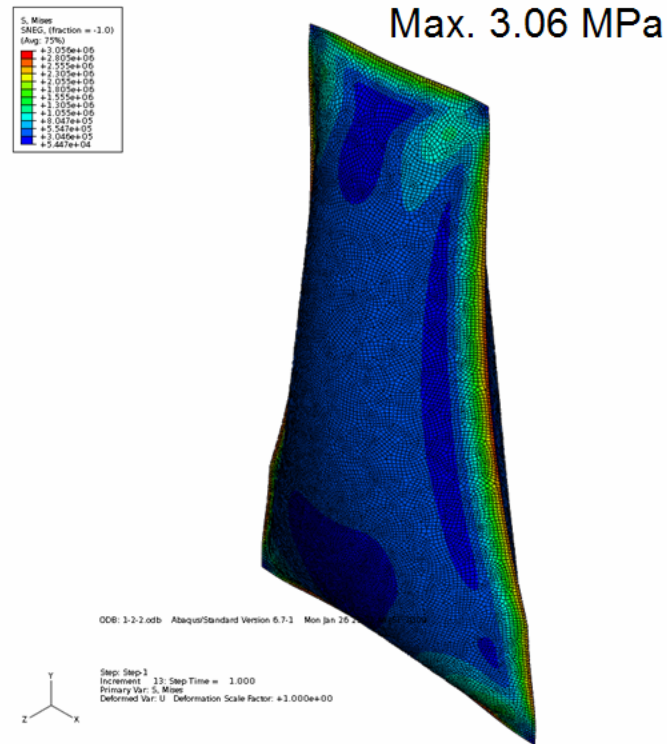


Fig.6-20 Torque comparison of 92 mm in width between S/A bags

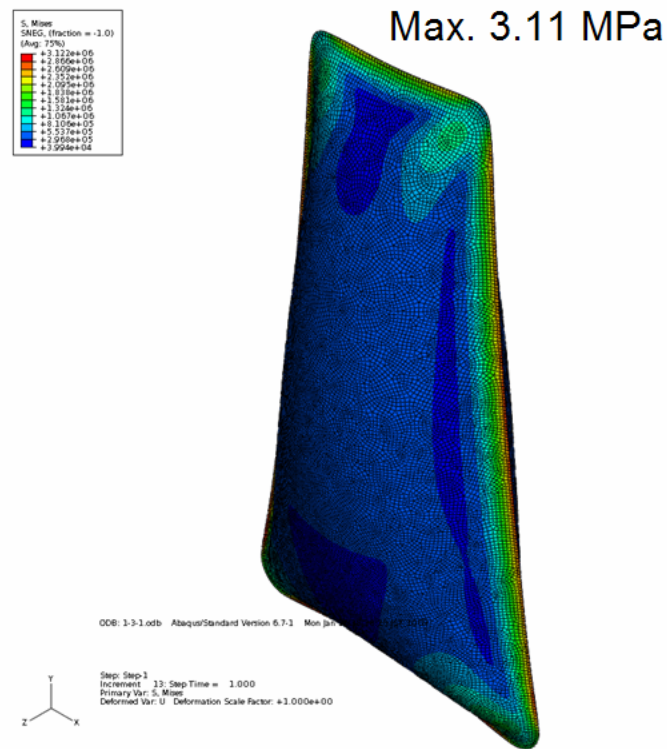
次に、各兼用骨格の強度を比較するため、非線形有限要素解析を用いて応力を算出した。解析にはシェル要素を用い、陰解法によって計算する。メッシュは 1 mm ごとに設けた節点を基に生成している。解析の安定性のため材料は 1.1 mm のウレタンゴムとし、内圧は 0.005 MPa としている。また、ウレタンゴムシートは外周同士を結合し、変形を阻害しないように空間に固定している。解析結果を Fig.6-21 に示す。



(a) S/A bag type A



(b) S/A bag type B



(c) S/A bag type C

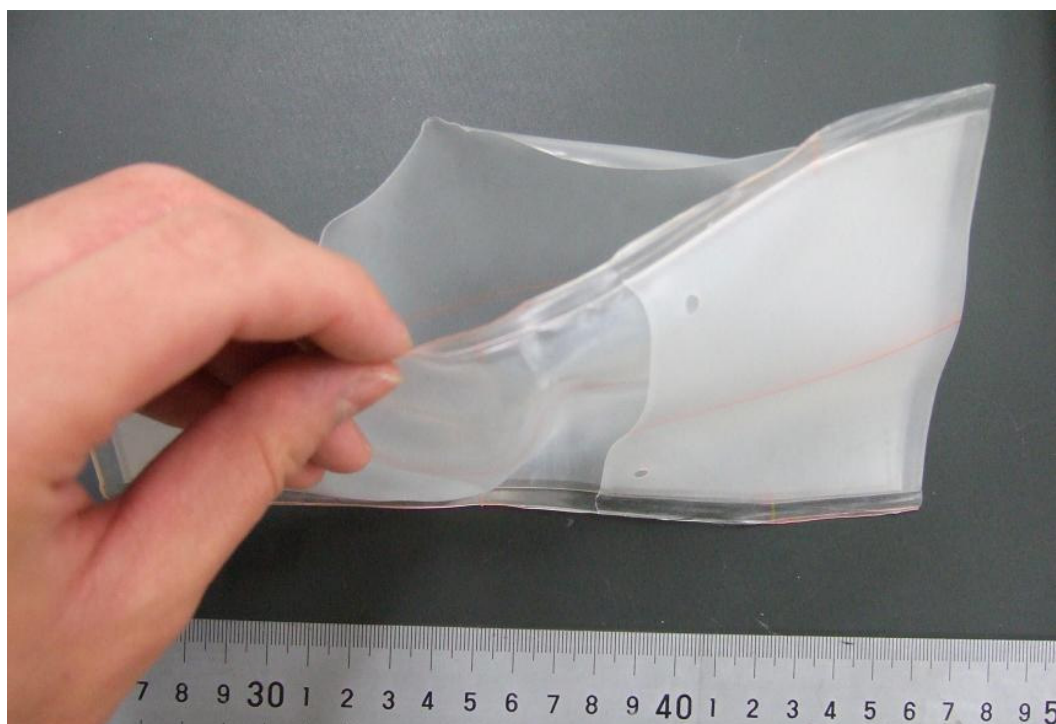
Fig.6-21 Analytical results of S/A bags

解析の結果から、兼用骨格 A では強度が低いことがわかる。また、兼用骨格 C よりも兼用骨格 B で強度が高いことが伺える。これは細い形状において応力状態が優れているということを示しており、第3章で述べた凸形状での応力比較の結果と同様の傾向である。

次に、試作した兼用骨格を使って破裂実験を行い、解析と傾向が一致するか確認を行った。実験に用いる兼用骨格は 0.3 mm 厚のウレタンゴムシートを熱圧着して製作している。それぞれの兼用骨格について内圧を次第に増加させていき、破裂した際の圧力と破裂部分の比較を行う。破裂時の内圧は A で 0.04 MPa 付近、B と C は 0.05 MPa 付近であった。破裂部分を Fig.6-22 に示す。



(a) S/A bag type A



(b) S/A bag type B



(c) S/A bag type C

Fig. 6-22 Damaged parts of prototype S/A bags

破損部分はそれぞれ、兼用骨格 A ではフィレット部、兼用骨格 B ではテーパ部、兼用骨格 C では側端の幅広い部分となっている。これは、解析において最大応力が発生する部分と同様の箇所であるため、解析の信頼性が確かめられた。

ここで、解析において応力集中が起きている部分で破損が起これると考えることができる。そのため、設計時に破損しやすい部分を把握しておくことでメンテナンス性を向上できると考えられる。また、十分な強度が構造骨格に確保されている場合、設計する際に壊れやすい部分をあらかじめ検査が容易な部分に配置しておき、メンテナンスの際にチェックしなければならない箇所を少なくすることも可能である。

以上の議論により、駆動力と耐圧性能の観点から、HS クローラには兼用骨格 C が適していると考えられる。Fig.6-23 に兼用骨格 C を 8 個用いて構成した HS クローラの動作実験の様子を示す。この HS クローラもこれまでの試作と同様にマイコンやバッテリー、マイクロポンプ等を内蔵したワイヤレス駆動方式であり、1 台の重量は 680 g である。駆動速度は、兼用骨格の体積と長さに依存し、実験では 4 mm/s であった。

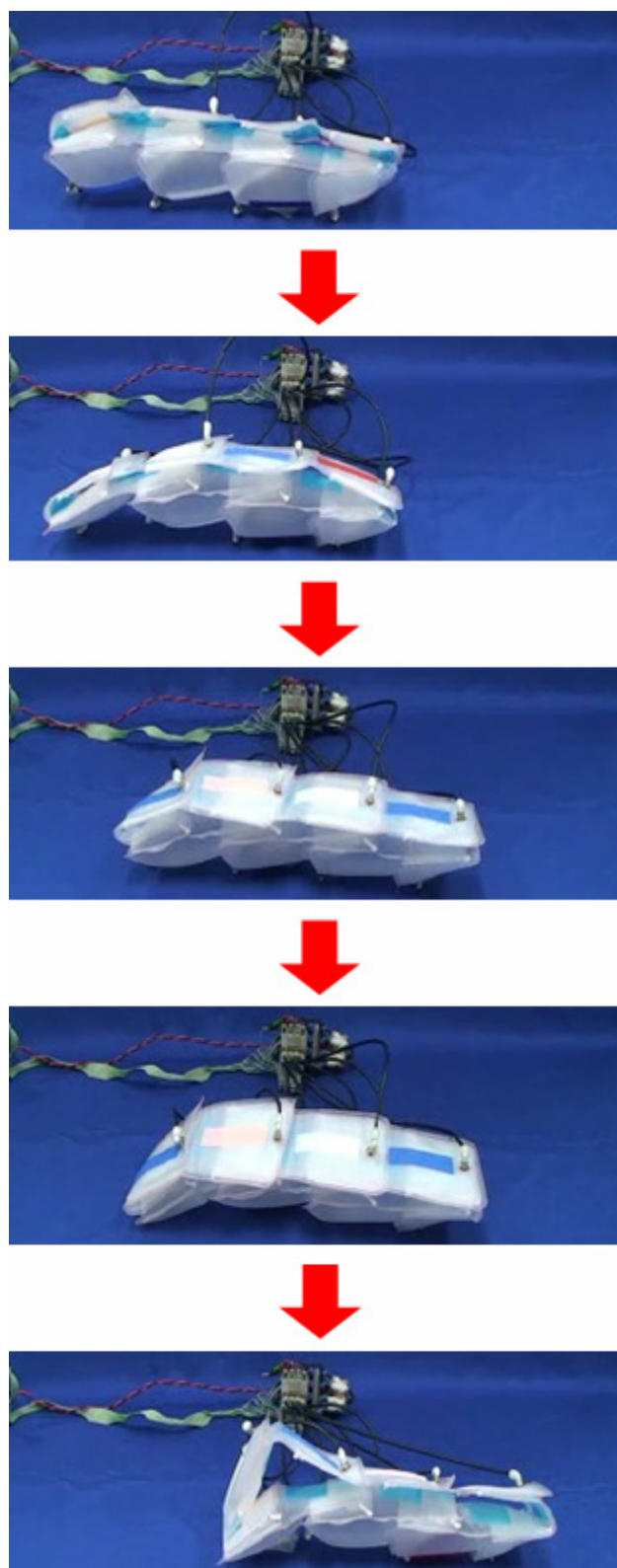


Fig.6-23 Driving experiment of HS crawler with S/A bags type C

6.4 MOLOOP の構成

ここでは、HS クローラを除いた MOLOOP の構成部品（配管部品などの圧力システムや、外殻シート）について述べる。

まず、配管部品などの圧力システムについて述べる。

基本的な圧力システムの構成として、Fig.6-24 のように、1 台の HS クローラに対し、1 組の圧力システムを用いることが考えられる。これを圧力システム A と呼ぶことにする。圧力システム A には、加減圧を行うコンプレッサとポンプ各 1 台、コンプレッサ・ポンプ用電源 1 個、兼用骨格の加減圧を切り替えるソレノイドバルブ 8 個、アキュームレータ 1 個が含まれている。また、3 組の圧力システムに対し、1 組の制御機器とマイコン用電源を用いる。圧力システム A を用いた HS クローラ 3 台を幅の広いクローラ状にした外殻シート A の内部に配置した様子を Fig.6-25 に示す。

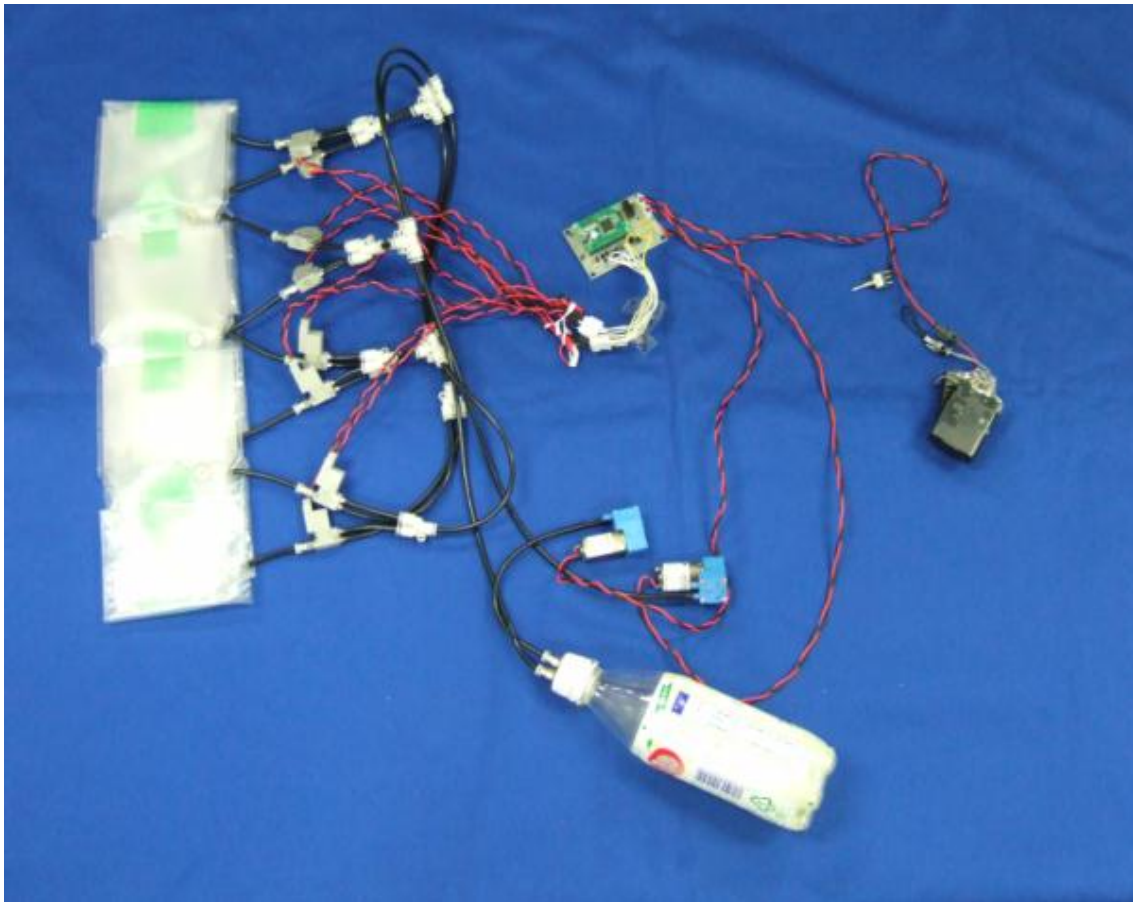


Fig.6-24 Over view of pressure system A

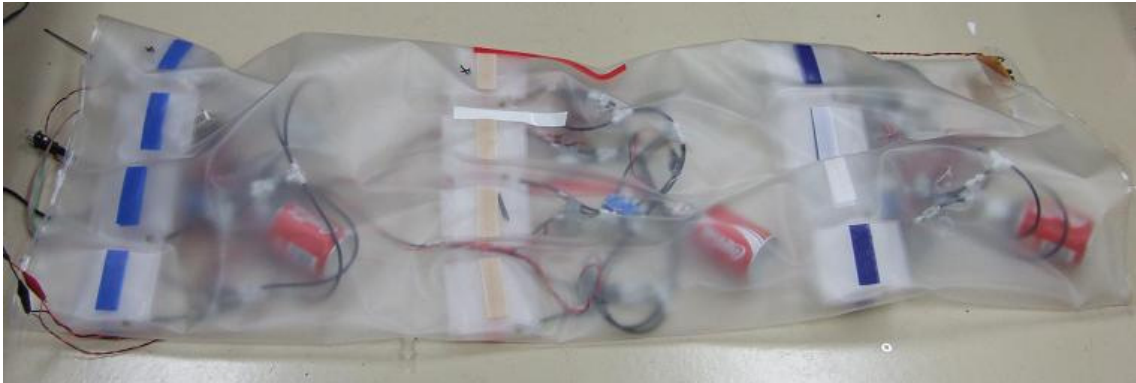


Fig.6-25 Three HS crawlers and pressure systems inside outer cover A

この圧力システム A は、配管・配線のメンテナンス性などについてはあまり考慮されておらず、制御系配線を交換する際に全体を作り直さなければならないことや、制御系配線が絡まりやすいこと、部品数が多いことなどの問題がある。そこで、Fig.6-26 のように、3 組のコンプレッサとポンプを 1 組のソレノイドバルブに繋いで切り替え、部品を分散して配置することとした。これを圧力システム B と呼ぶことにする。圧力システム B では、ソレノイドバルブが 1 組となり部品数が少ないこと、ソレノイドバルブが 1 組であるため制御部品を小型化できることが利点として挙げられる。しかしながら、1 組のソレノイドバルブで切り替えるために配管が長くなること、動作の抵抗が少ない HS クローラから加圧されると推測されるため動作の同時性が低くなることが問題となる。これに対し、配管は柔らかく、また、MOLOOP の駆動にはある程度の抵抗があるため、HS クローラの動作はほぼ同時になると思われる。実際に、圧力システム B を MOLOOP に搭載して駆動実験を行ったところ、各 HS クローラがほぼ同時に動作することを確認している。

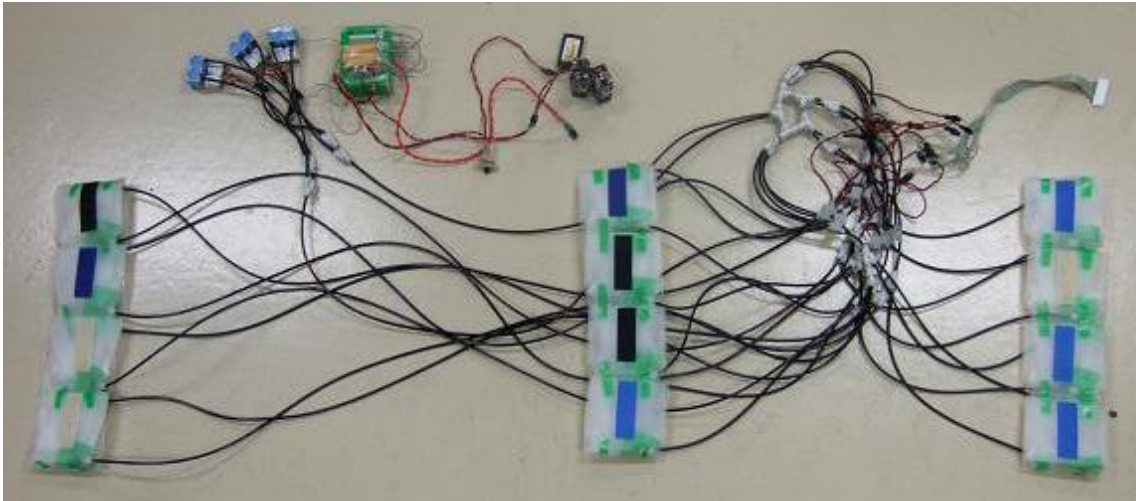


Fig. 6-26 Over view of pressure system B

圧力システム B では、各部品をまとめて配置している。そのため、MOLOOP の動作時に多少抵抗となっていることが考えられる。そこで、Fig. 6-27 のように、部品を分散して配置することにする。これを圧力システム C と呼ぶことにする。圧力システム C では配管を分割する際に用いている継ぎ手が変わる部品として、分岐型チューブを製作し、必要な分岐数だけ切り取り使用している。Fig. 6-28 に分岐型チューブの寸法を、Fig. 6-29 に試作した分岐型チューブを示す。また、配管の長さを小型化した外殻シートの HS クローラ配置に合わせており、駆動時に配管が絡まらないようにしている。ソレノイドバルブなどの構成部品数は圧力システム B と同様である。

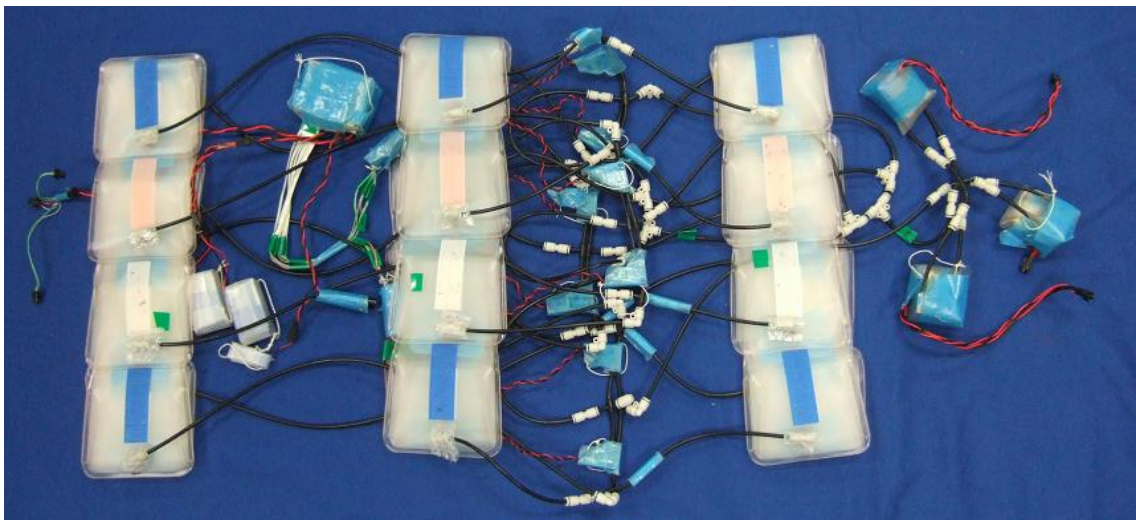


Fig. 6-27 Over view of pressure system C

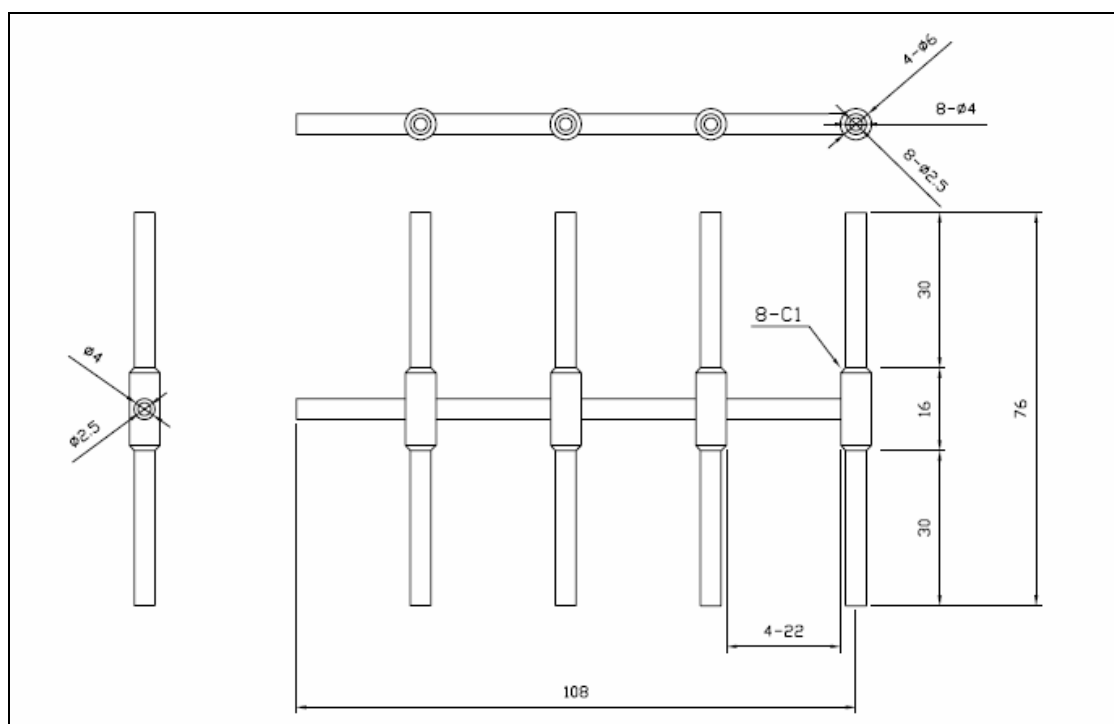


Fig. 6-28 Design of branched tube for pressure system C



Fig. 6-29 A prototype branched tube for pressure system C

次に、MOLOOP の外殻シートについて述べる。MOLOOP は外殻シートによる 2 重ループ構造となっているため、その密閉性、柔軟性などが MOLOOP の動作性能に大きく影響を与える。外殻シートに求められる性能は、具体的には、狹隘地形など様々な地形に対して変形可能な柔軟性、瓦礫内などある程度鋭利な障害物が存在する場合の破損しにくさ、HS クローラの駆動力を全体に伝達することが可能な引っ張り強さなどである。それらを考慮し、外殻シートにはウレタンゴムを使用する。0.1 mm 以上の厚さであれば、ある程度鋭利な障害物であってもウレタンゴムシートが破損しないことを確認している。また、MOLOOP には HS クローラを 3 台用いることとし、HS クローラの駆動力を伝達するため外殻シートとクローラを面ファスナで接続する。これは、着脱が容易であると共に強固に固定できることなど、メンテナンス面も考慮している。

ここでは、試作した 3 種類の外殻シート（それぞれシート A, B, C と呼ぶ）を示す。シート A では、HS クローラと圧力システムなどの構成部品を配置するために十分な大きさの外殻シートとし、横 1350 mm, 縦 985 mm, 0.3 mm 厚のウレタンゴムシートを材料としている。これは、設計に際して試作した縮小モデルを基に形状を決定している。Fig.6-30 に 2 重ループ構造を構成した場合の外殻シートの外観を示す。シート A にはメンテナンス用に大きな開口部が 1箇所設けられており、開口部には食品包装用ジッパーを用いて密閉性を実現している。これを用いて構成した MOLOOP は高さ 400 mm, 幅 500 mm, 奥行き 450 mm, となる。MOLOOP の外観を Fig.6-31 に示す。



Fig. 6-30 Over view of outer cover A

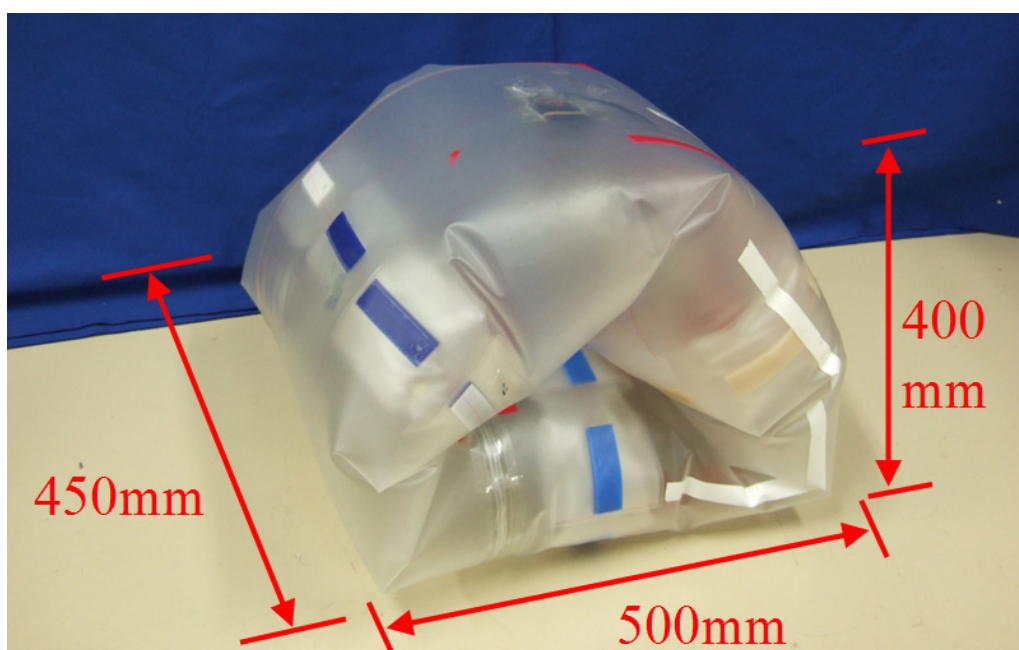


Fig. 6-31 Over view of MOLLOOP with outer cover A

外殻シート A では、圧力システムなどを封入する空間を考慮して、シートの長さに多くの余裕を持たせてある。そのため、ロボット全体が大きくなってしまっている。ここでは、MOLOOP の小型化を目指し、HS クローラの形状と配置から外殻シートの寸法について考察する。MOLOOP の大きさの設定としては様々なものが考えられるが、ここでは、人命救助を目指して、40～50 cm の空間に入り生存者を探査するのに適した寸法を考える。

外殻シートの寸法は、内部に配置する HS クローラの寸法と数に依存する。本論文では、HS クローラは 8 個の兼用骨格から構成され、MOLOOP には 3 台の HS クローラを用いている。これは、外殻シートに伝達する駆動力や HS クローラの配置方法、動作実験の結果などから決定したものである。

MOLOOP を構成した場合、中心部では HS クローラが非常に近づいている状態となっている。この時、中央部の 3 台の HS クローラが近接した部分では、兼用骨格の最大の幅である 110 mm を 1 辺の長さとした正三角形の空間が必要となる。外殻シートを加圧した場合、中心部は円形となることが考えられるため、この正三角形の高さ 95 mm を直径とする円形を中央部の空間として用いる。また、HS クローラが 1 回に進む長さ（兼用骨格のテーパ部の長さ）110 mm を、HS クローラが駆動する際の最大高さとして仮定する。これと、前述の直径 95 mm の円を考慮すると、Fig.6-32 のように必要な直径 315 mm が求められ、外殻シートの横幅 990 mm が算出される。ここで、MOLOOP 自体は筒状に膨らむとモデル化している。

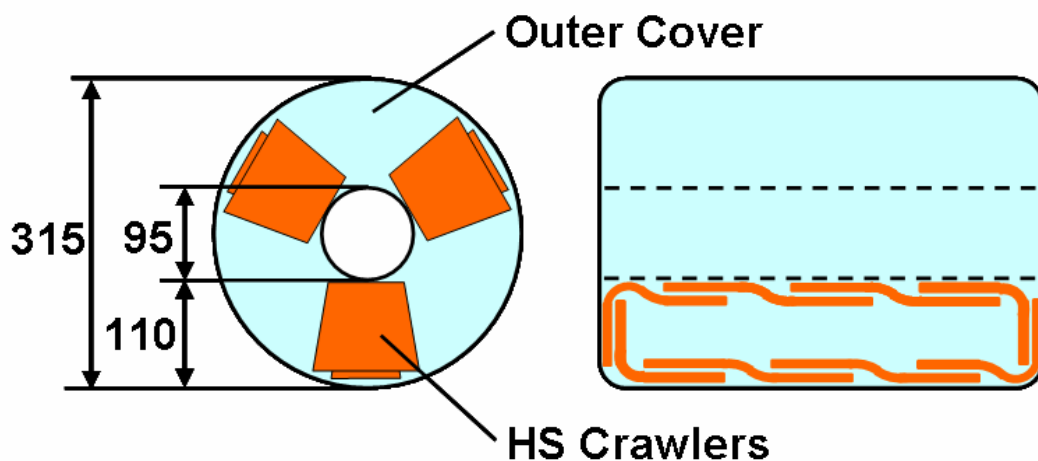


Fig. 6-32 Design example of outer cover (cylinder shape)

また、より小型化を目指した設計として、Fig.6-33 のような設計ができる。これは、中心部分を 1 辺 110 mm の正三角形とモデル化しており、3 台の HS クローラを用いる構造では最小の寸法であると考えられる。正三角形に内接する円

の直径は 64 mm であるので、全体の直径は 284 mm となり、外郭シートの横幅は 900 mm とできる。

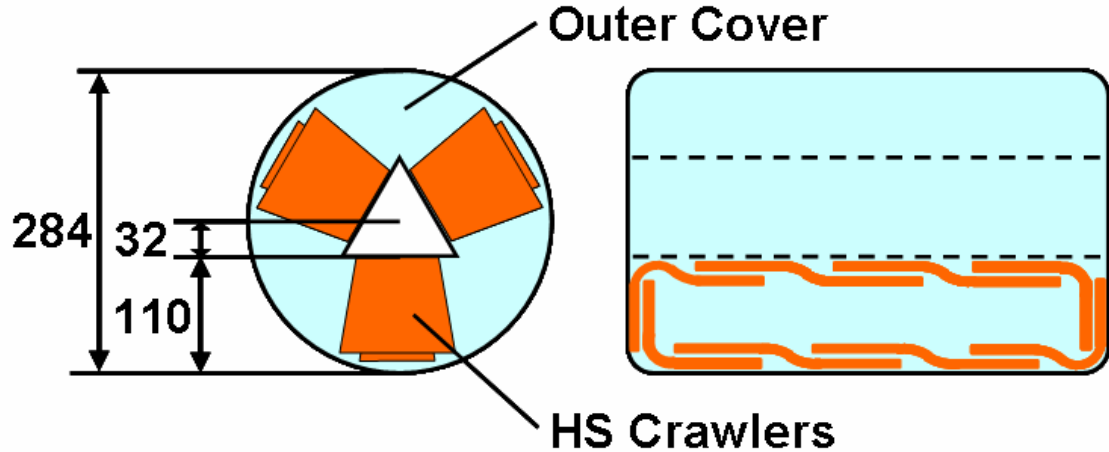


Fig.6-33 Design example of outer cover (regular triangle)

外殻シートの小型化は MOLOOP の小型化と直結しており、小型化できれば駆動効率が向上すると考えられる。しかしながら、逆にポンプなどの圧力システムを搭載するスペースが減るため、駆動の障害が増える問題もある。そこで、中央部が円筒形のモデルを基にして、外殻シートの小型化を行う。円筒形モデルでは、シートの横幅は 990 mm であったが、圧力システムなどを封入する空間を考慮して、横 1020 mm、縦 960 mm の外殻シートの試作を行った。これを、外殻シート B と呼ぶ。素材の硬さによる駆動の際の抵抗を減少するため、材料は 0.1 mm 厚のウレタンゴムシートとしている。Fig.6-34 に 2 重ループ構造を構成した場合の外殻シートの外観を示す。シート B には、シート A と同様にメンテナンス用に大きな開口部が 1 箇所設けられており、開口部には食品包装用ジッパーを用いて密閉性を実現している。これを用いて構成した MOLOOP は高さ 270 mm、幅 370 mm、奥行き 440 mm となり、シート A の場合と比較して、高さを約 33 % 小型化している。MOLOOP の外観を Fig.6-35 に示す。



Fig. 6-34 Over view of outer cover B

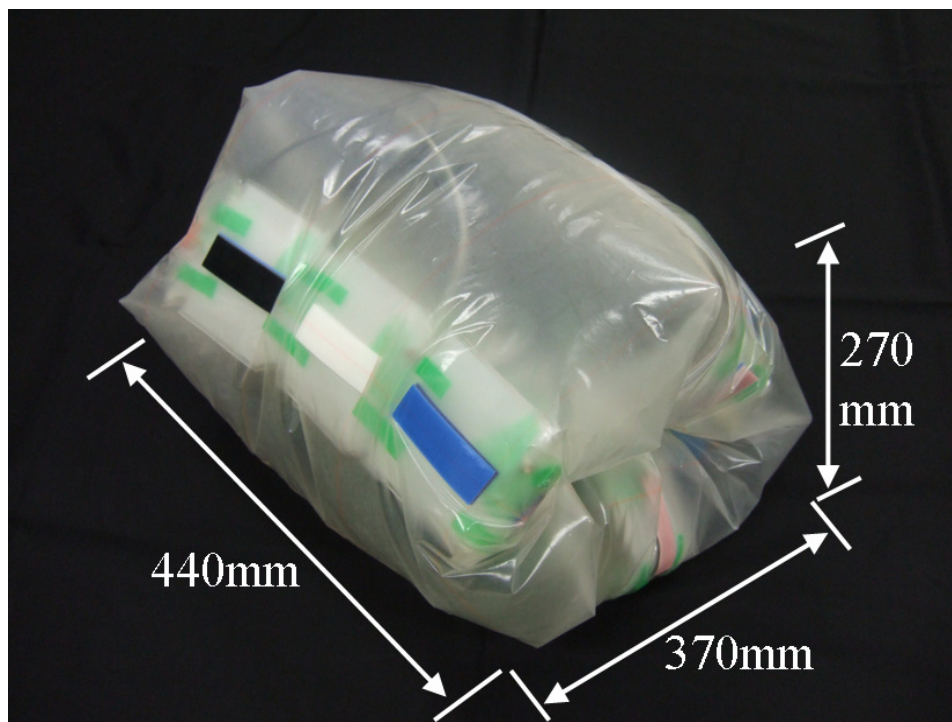


Fig. 6-35 Over view of MOLLOOP with outer cover B

しかしながら、0.1 mm 厚のウレタンゴムシートは開口部で破損しやすい問題があった。そこで、0.2 mm 厚のウレタンゴムシートを用いて外殻シートの試作を行った。これを外殻シート C と呼ぶ。形状は、シート B と同様に、横 1020 mm, 縦 960 mm としている。Fig.6-36 に 2 重ループ構造を構成した場合の外殻シートの外観を示す。シート C にもメンテナンス用に大きな開口部が 1箇所設けられており、開口部には食品包装用ジッパーを用いて密閉性を実現している。これを用いて構成した MOLOOP は高さ 270 mm, 幅 370 mm, 奥行き 440 mm となる。MOLOOP の外観を Fig.6-37 に示す。

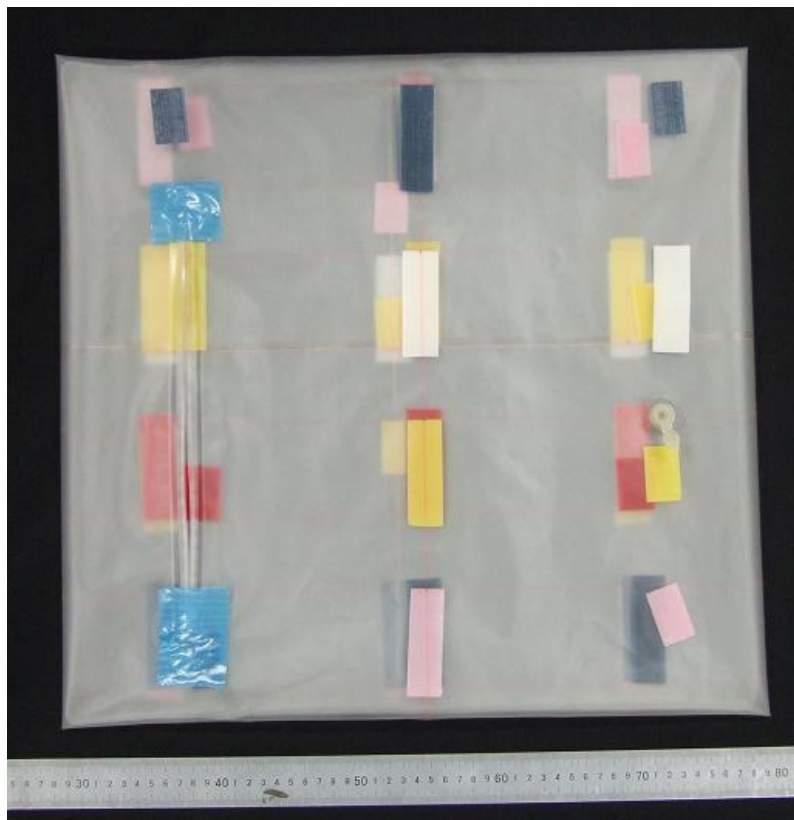


Fig.6-36 Over view of outer cover C

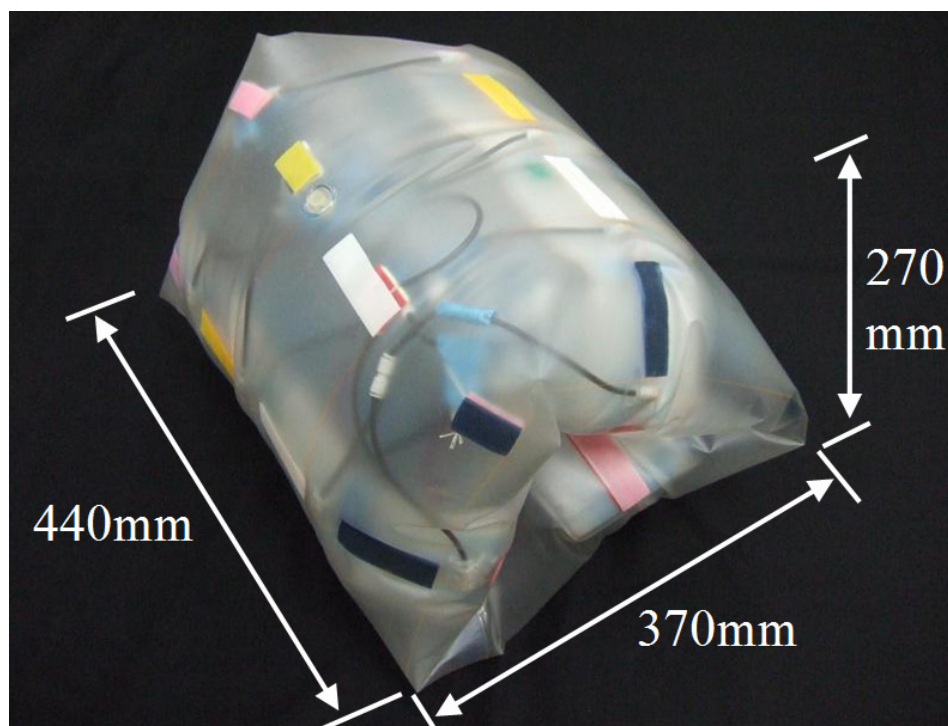


Fig.6-37 Over view of MOLLOOP with outer cover C

6.5 動作実験

ここでは、試作した MOLOOP の動作実験について述べる。動作実験には3種類の試作機を使用し、製作時期の順に、兼用骨格 A と外殻シート A、圧力システム A で構成される試作機 A、兼用骨格 B、外殻シート B、圧力システム B で構成される試作機 B、兼用骨格 C、外殻シート C、圧力システム C で構成される試作機 C である。

まず、試作機 A の動作実験について示す。MOLOOP の動作の確認のために、平地におけるワイヤレス駆動実験を行った。その様子を Fig.6-38 に示す。平地における移動速度は外殻シートの抵抗などの影響により、4 mm/s となった。駆動時の発熱については、20 分間の連続ワイヤレス駆動実験において特に問題となる程の熱は生じなかった。

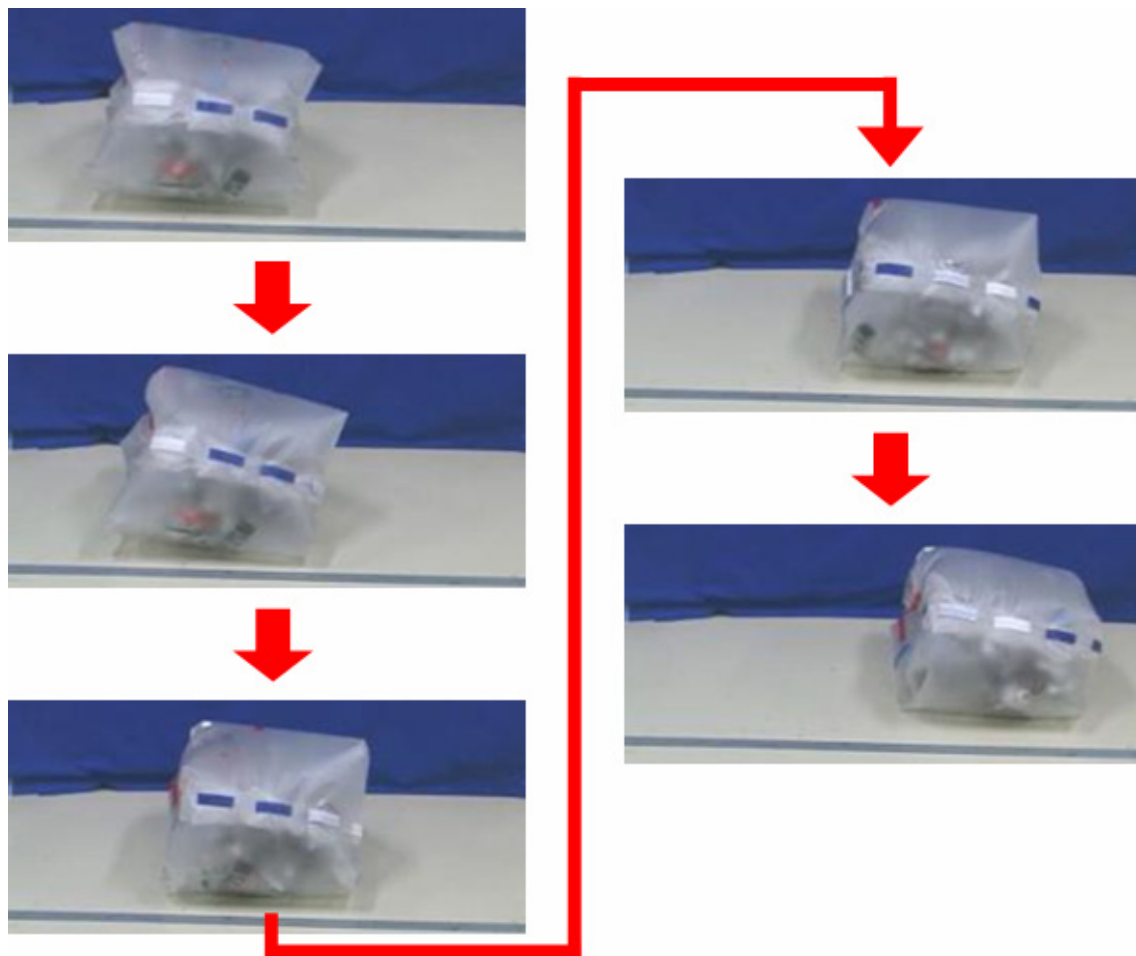


Fig.6-38 Wireless driving experiment of MOLOOP type A

試作機 A を用いて、ロボットの高さである 400 mm より狭い 300 mm の高さの狭隘地形の通過実験を行った。この地形で MOLOOP は、上下の 2 面で外部環境と接触している。その様子を Fig.6-39 に示す。この動作実験では、実験コストを考慮して外部カバーの内圧を保つための外部コンプレッサを用いているが、HS クローラ自体はワイヤレス駆動となっている。実験の結果、MOLOOP は全高よりも狭い地形に挟まれた場合でも、柔軟に変形しながらほとんど滑りを生じずに走破可能なことを確認した。

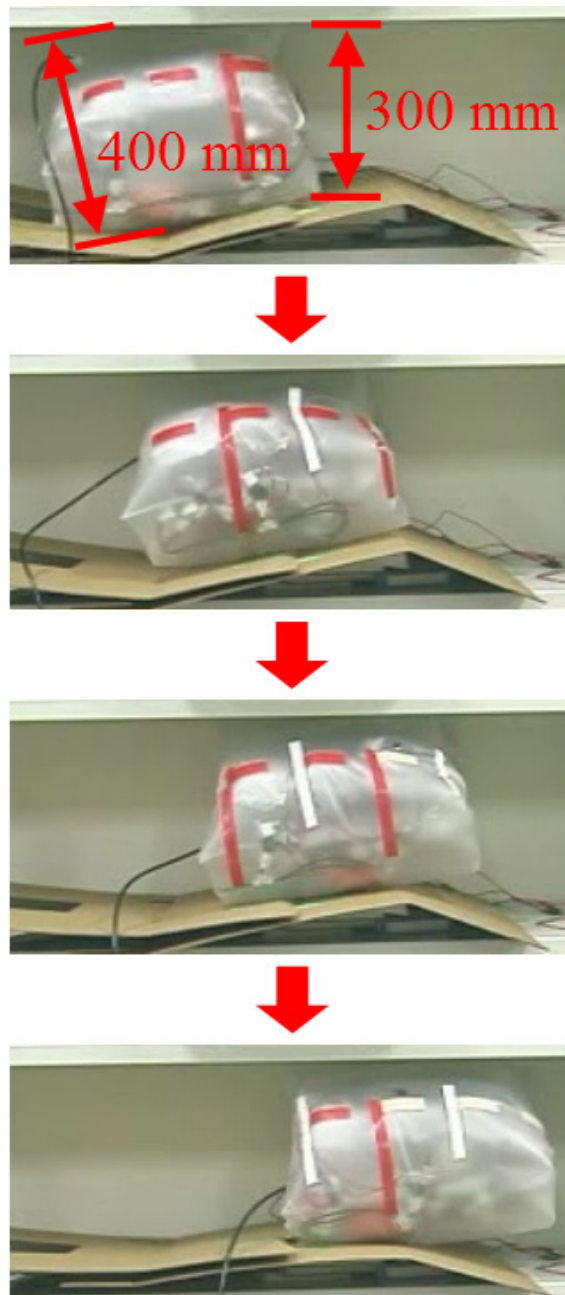


Fig.6-39 Driving experiment of MOLOOP type A in a narrow space

次に、試作機 B の動作実験について示す。MOLOOP の動作の確認のために、平地における駆動実験を行った。この動作実験では、実験コストを考慮して外部カバーの内圧を保つための外部コンプレッサを用いているが、HS クローラ自体はワイヤレス駆動となっている。動作の様子を Fig.6-40 に示す。実験の結果、試作機 B は、非常に安定した動作を実現し、移動速度は 4 mm/s であった。

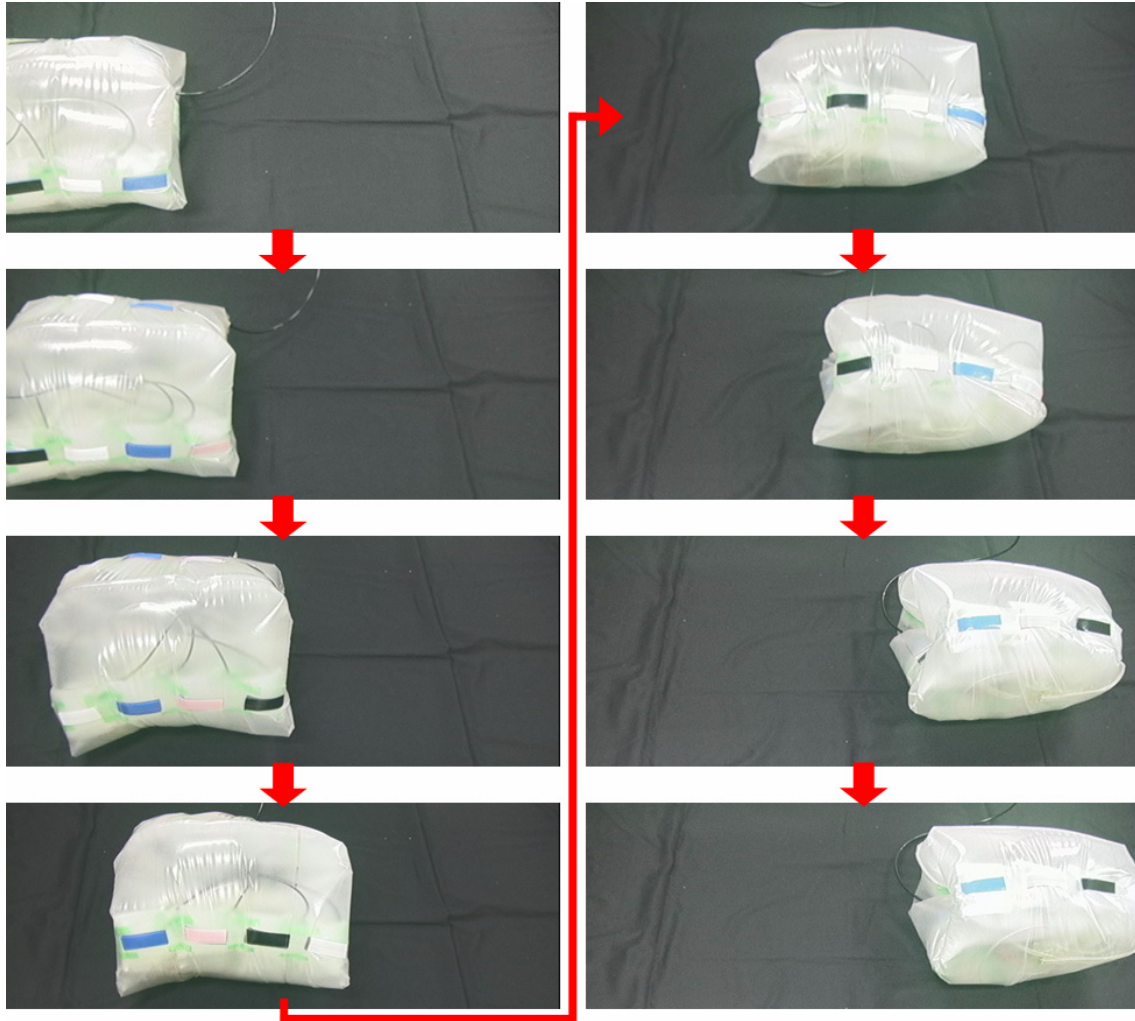


Fig.6-40 Driving experiment of MOLOOP type B with pressurizing

試作機 B を用いて、平地におけるワイヤレス駆動実験を行った。その様子を Fig.6-41 に示す。実験の結果、完全自立駆動が得られ、小型化した MOLOOP においても動作が可能であることを確認できた。また、Fig.6-41 の動作の後、Fig.6-42 のように立ち上がる動作が起こった。これは、内部の圧力システムが駆動によって後方に集まること、外殻シートの圧力が次第に低下することが主な原因だと思われる。立ち上がる動作が起きてしまうと、平地では前後進が困難となる。

しかしながら，MOLOOP の上部が周囲環境に接触していれば立ち上がり動作は起きないと考えられるため，狭隘地形などでは地形に沿ってそのまま前進することが予想できる．

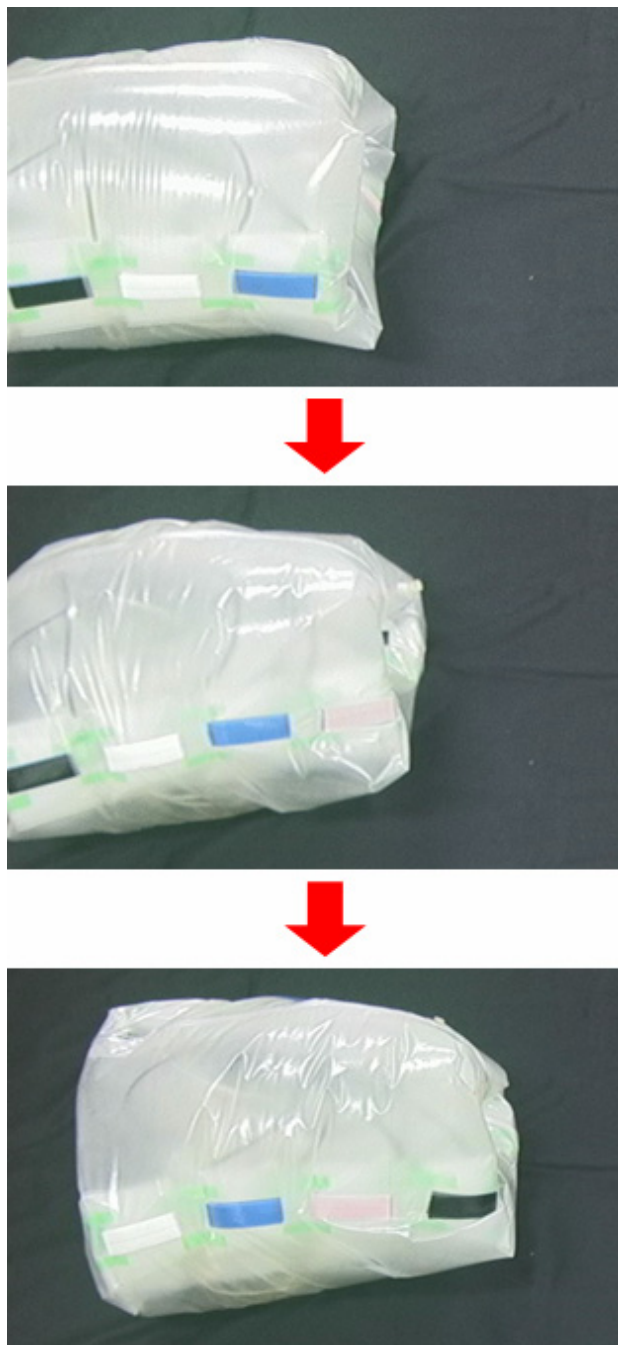


Fig.6-41 Wireless driving experiment of MOLOOP type B

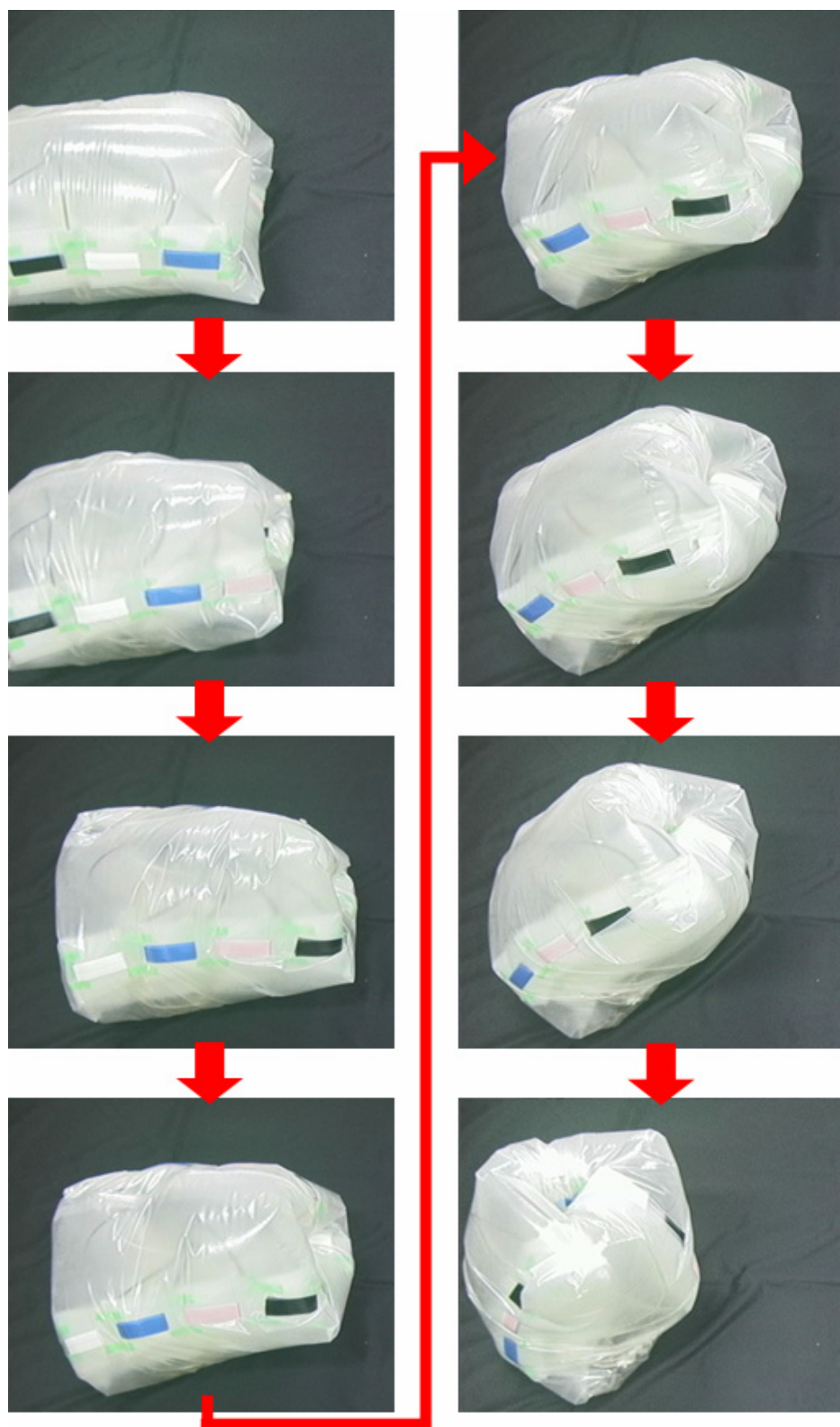


Fig. 6-42 Upturn movement in wireless driving experiment of MOLLOOP type B

試作機 C では、圧力システムが移動してしまう問題に対して、外殻シート内部にある程度の余裕を持って圧力システムを分散して固定している。この試作機 C を用いて、平地におけるワイヤレス駆動実験を行った。その様子を Fig.6-43 に示す。実験の結果、圧力システムが片寄ることはなく、短時間であれば完全自立駆動が得られた。また、外殻シート C を用いることにより密閉性が向上していることを確認した。しかしながら、試作機 B と同様に、MOLOOP を小型化したことで圧力システムを組み込むスペースが狭くなっているため、配管などが動作の抵抗となっている可能性がある。動作の抵抗が大きくなってしまった結果、HS クローラが MOLOOP 内で正常に動作することができなくなることが、不安定な動作の原因であると考えられる。

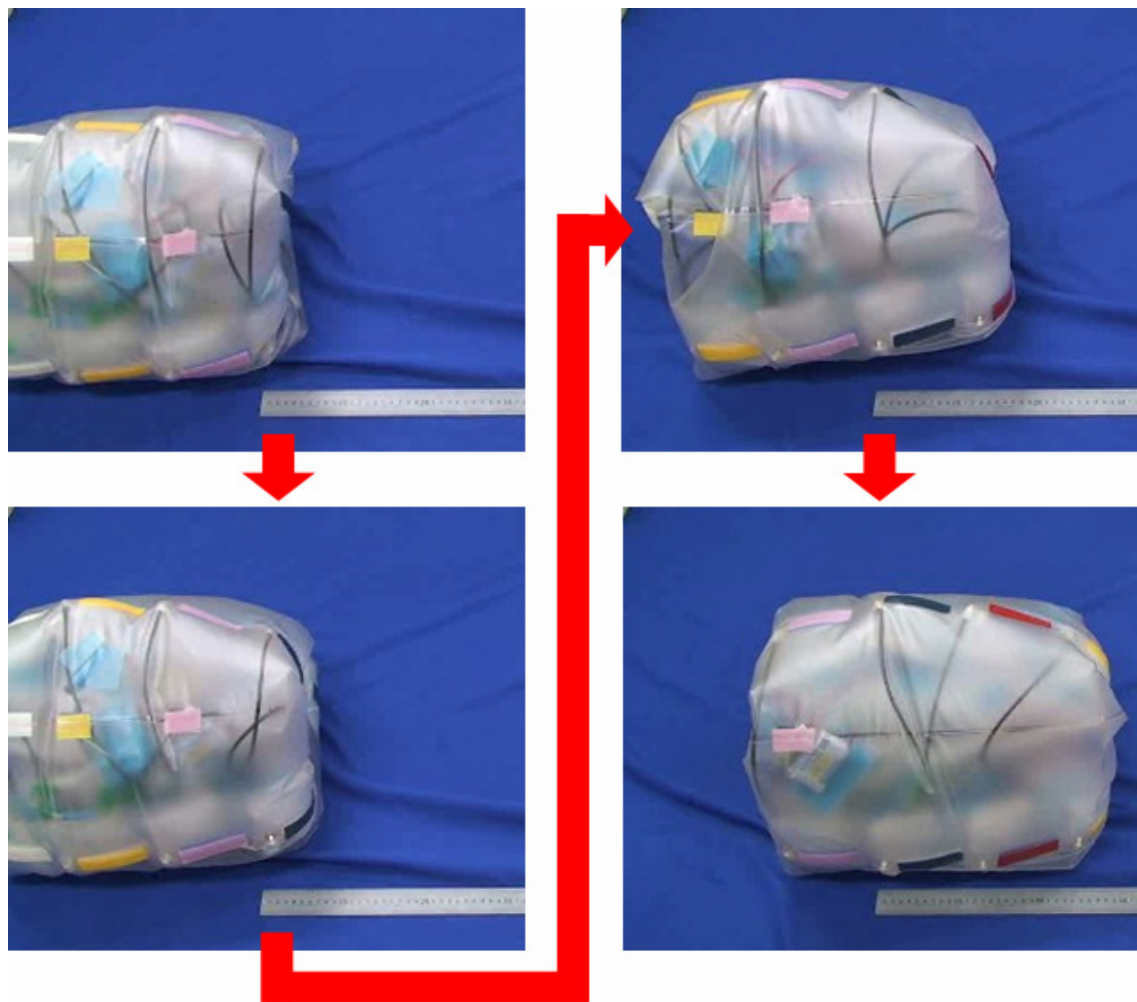


Fig.6-43 Wireless driving experiment of MOLOOP type C

そこで、試作機 C で動作の安定性を得るため、Fig.6-44 に示すように、駆動の際に 2 個の兼用骨格を加圧する方法を用いることとする。これにより、駆動力が単純に 2 倍となると考えられるため、HS クローラの力強い動作が実現でき、MOLOOP の動作の安定性が向上すると考えられる。また、1 個の兼用骨格を加圧する場合と比較して、HS クローラの形状がより力強く一定に保たれると推測できる。動作の安定性は大幅に向上すると考えられるが、Fig.6-43 の動作と比較すると駆動に必要な流体量が 2 倍となるため、動作速度が 1/2 倍となることに注意が必要である。

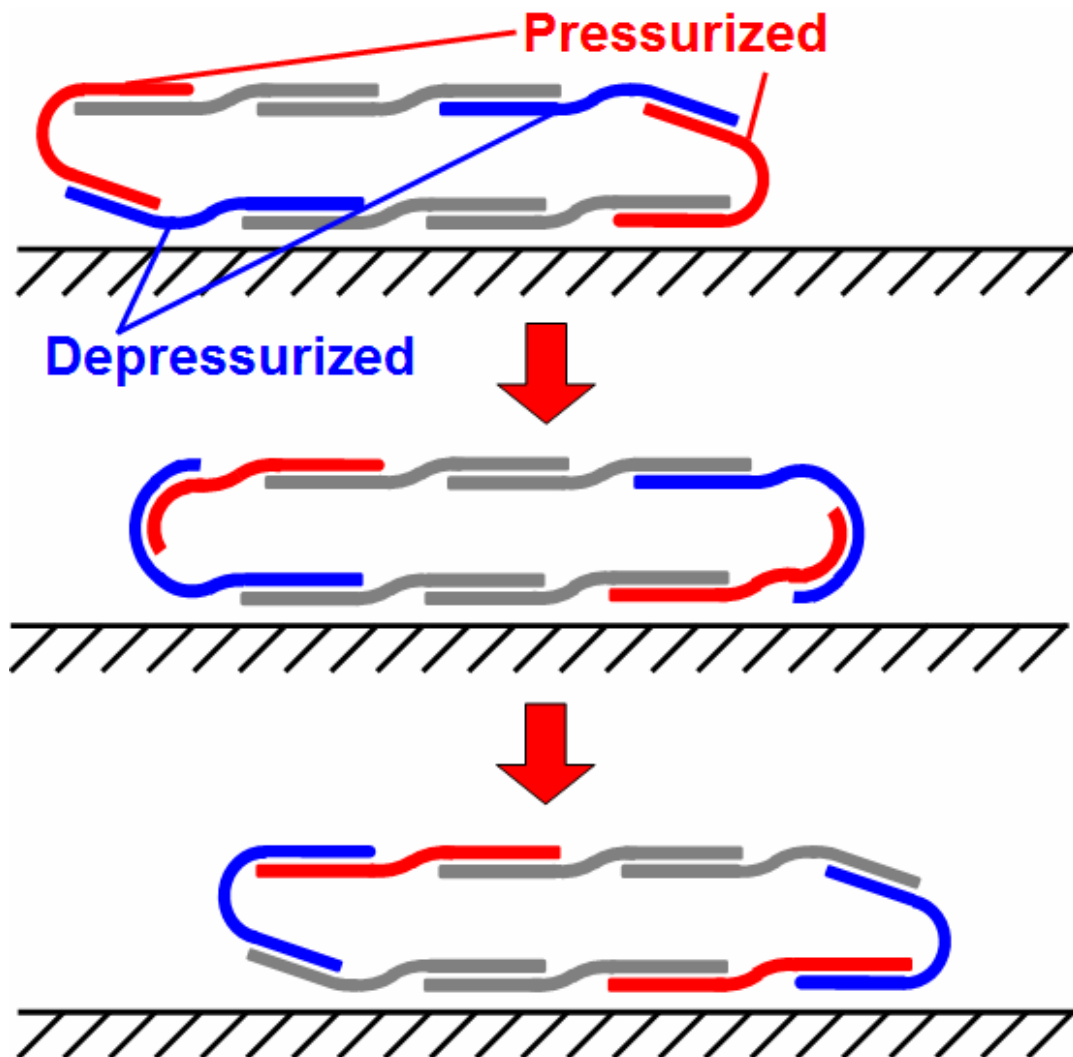


Fig. 6-44 Driving principle of a HS crawler (two bags pressurized method)

- ワイヤレス連続駆動実験

この動作方法を用いて，試作機 C で平地におけるワイヤレス駆動実験を行った．その様子を Fig.6-45 に示す．実験の結果，安定した完全自立駆動が得られた．動作速度は 2 mm/s となり，11.1 V かつ 1200 mAh の充電電池で 25 分程度の駆動が可能であった．

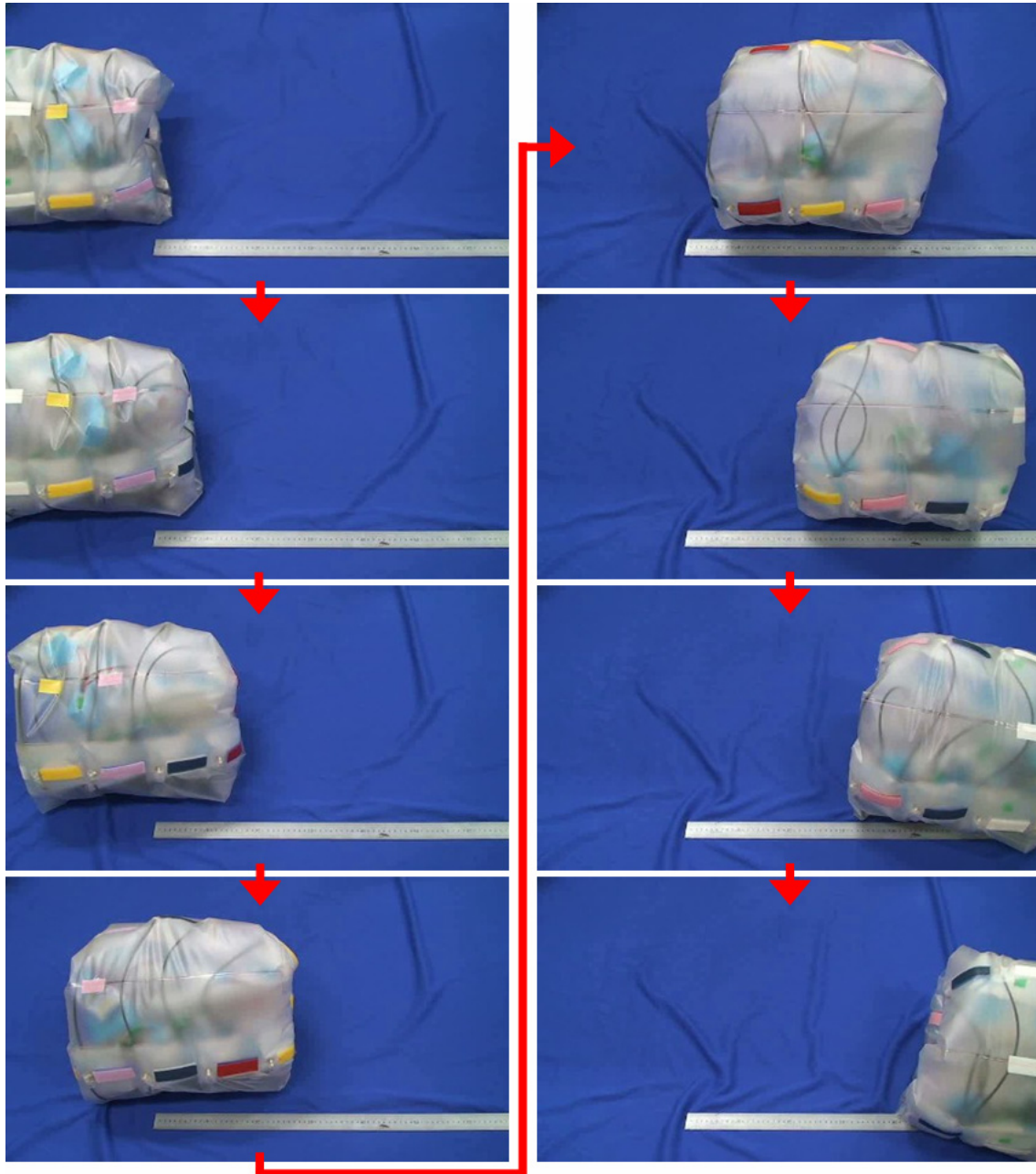


Fig.6-45 Wireless driving experiment of MOLoop type C with two bags
pressurized method

・ 耐久性実験

この試作機 C を用いて、衝撃に対する耐久性の実験を行った。MOLOOP は軽量の構造であるため、ある程度の高さから落とした場合でも内部にある制御機器への衝撃を緩和することが期待できる。実験は約 1 m の高さから試作機 C を落下させて行った。その様子を Fig.6-46 に示す。実験の結果、落下してもロボットがダメージを受けることなく安定した完全自立駆動を行うことを確認した。

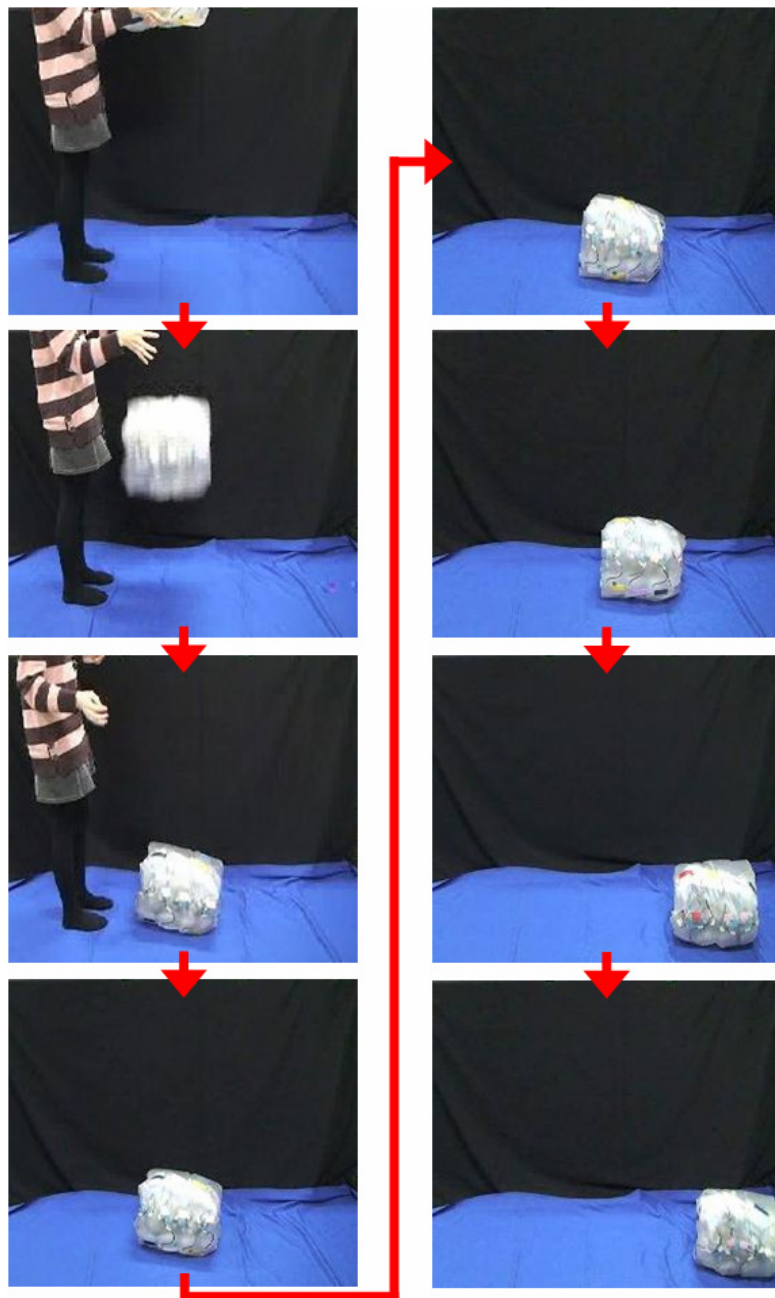


Fig.6-46 Drop experiment of MOLOOP type C

・ 狭隘地形駆動実験

次に、ロボットの横幅である 370 mm より狭い 270 mm の幅の狭隘地形におけるワイヤレス駆動実験を行った。この地形で MOLOOP は、左右の2面と、底面の合計3面で外部環境と接触している。その様子を俯瞰図として Fig.6-47 に示す。実験の結果、小型化した MOLOOP においても、MOLOOP 自体の幅よりも狭い狭隘地形に対して柔軟に変形しながらほとんど滑りを生じずに走破可能なことを確認した。

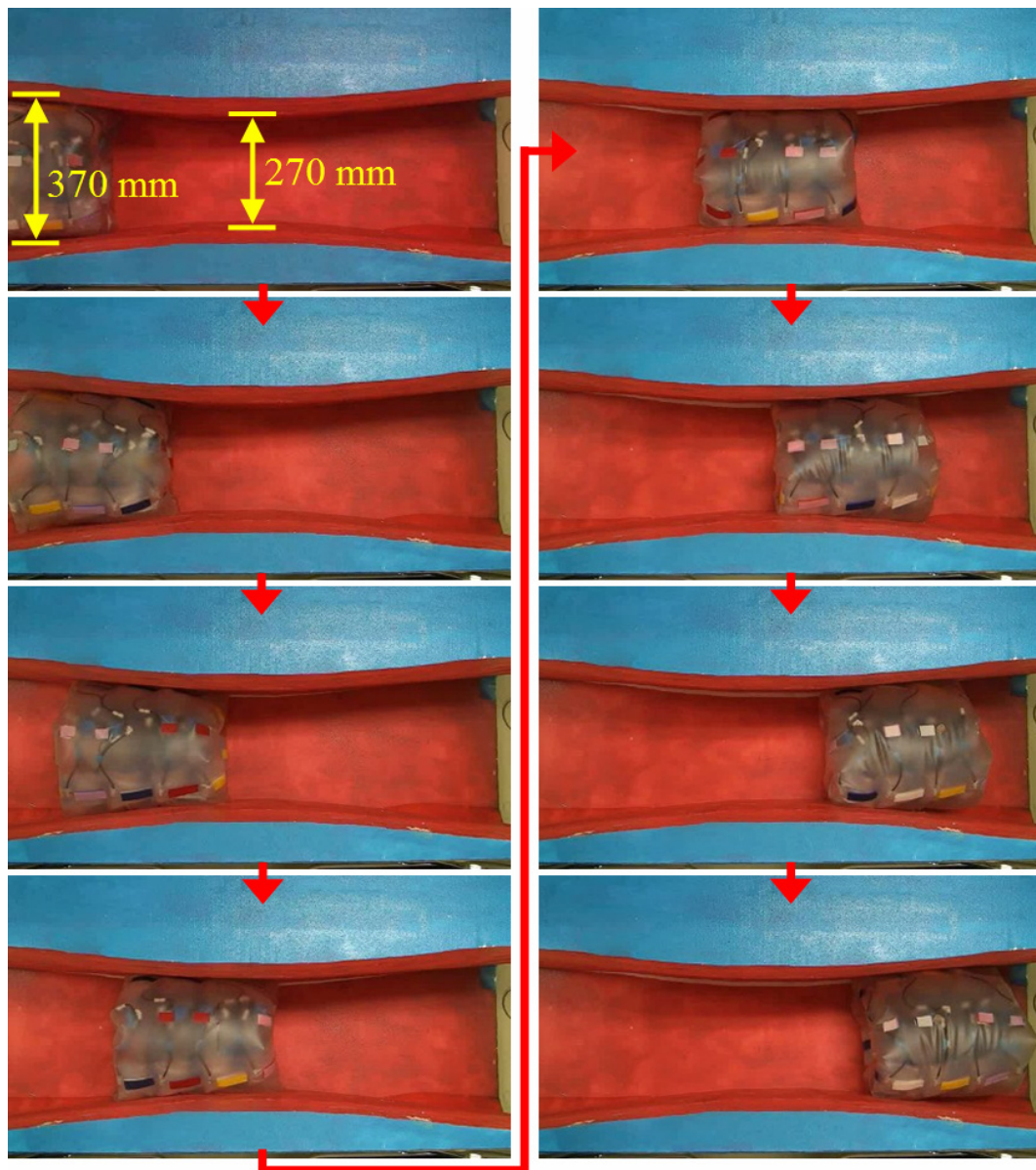


Fig.6-47 Driving experiment of MOLOOP type C in a narrow space (overhead view)

6.6 結言

本章では、提案する機械システムの構成例として開発した完全密閉型柔軟移動ロボット”MOLOOP”について議論した。本章で得られた結論を以下に示す。

- ・ 提案する MOLOOP の従来研究に対する利点について議論し、ワイヤレスで駆動可能なこと、外形寸法よりも多少狭い程度の地形ならば適応変形しながら移動可能なこと、周囲の地形から挟まれるような状態でもほとんど滑りを生じずに移動できること、主要な構造部品が柔軟なため外部からのショックに対しても高い耐久性が期待できることを述べた。
- ・ MOLOOP の構造として、柔軟な外殻シートの内部に柔軟な駆動機構を配置することを述べた。また、応用として、外殻シートに CCD カメラやセンサなどを取り付けることで周囲を観察可能であることを指摘した。
- ・ MOLOOP の内部に配置する駆動機構の基本的な構造として、構造骨格と駆動骨格を利用したクローラ形状を示し、非常に高い柔軟性を実現できることを述べた。この駆動機構の動作原理として、構造骨格間の関節に配置した駆動骨格を順次加減圧することで構造骨格 1 個分の長さだけ前後進することを示した。また、この駆動骨格を試作し、動作実験を行った。動作実験の結果、ワイヤレス駆動に成功し、動作速度は 11 mm/s となった。さらに、駆動骨格を構造骨格に内包するように接続することで、駆動力の伝達効率が向上することを確認した。
- ・ テーパを持った兼用骨格のみで構成される HS クローラを提案した。駆動力の伝達効率向上のため、このクローラは隣接した兼用骨格がそれぞれ内包されるように接続する構造をしていることを示した。また、テーパ形状のため、幅が広く駆動力が大きい中央部から先端に向かって折れ曲がり部分が移動していく迫り出す動作が実現できることを確認した。この迫り出す動作により駆動時の高さが抑えられ、MOLOOP の駆動時に有利であることを述べた。
- ・ 試作した 3 種類の兼用骨格について、駆動力測定、非線形有限要素解析、破裂実験を基に比較を行った。結果、テーパ形状によって駆動力が根元から先端に向かい有意に変化していること、加圧時の応力分布が第 3 章で述べた設計指針と同様の傾向を示していること、解析と破裂実験で同様の傾向が得られたことを示した。また、駆動力と耐圧性能を考慮すると、曲線状のテーパを持った兼用骨格が駆動機構に適していることを述べた。

- MOLOOP の構成部品である圧力システムの試作について述べた。圧力システムは、ソレノイドバルブやコンプレッサ、ポンプ、配管部品、バッテリー、制御機器を含んでいることを示した。試作は 3 種類行い、各駆動機構にそれぞれ 1 組の圧力システムを用いるもの、部品数を抑えるために 3 台の駆動機構を 1 組のソレノイドバルブで動作させるもの、分岐形状を持ったチューブを使用することで配管を小型化したものである。後者 2 つについて、利点と欠点を議論した。具体的には、利点として、ソレノイドバルブが 1 組となり部品数が少ないこと、ソレノイドバルブが 1 組であるため制御部品を小型化できることが挙げられる。欠点としては、1 組のソレノイドバルブで切り替えるために配管が長くなること、動作の抵抗が少ない HS クローラから加圧されると推測されるため動作の同時性が低くなることが挙げられる。特に、欠点については、配管が柔らかいこと、MOLOOP の駆動にはある程度の抵抗があるため駆動機構の動作はほぼ同時になること、駆動実験によってほぼ同時に動作することを確認し、重要な問題にはならないことを述べた。
- MOLOOP の構成部品の 1 つである外殻シートの設計と試作について議論した。縮小モデルを基に試作を行い、試作した外殻シートを示した。また、外殻シートの設計方法として、MOLOOP 全体を円筒形と見なしたものと、円筒形の MOLOOP で駆動機構がお互いに接近する中央部のみを三角柱としたモデルを示した。全体を円筒形と見なしたモデルを基に、小型化した外殻シートの試作を厚さの異なる 2 種類行った。この外殻シートは、前述のものと比較して、高さを 33 % 小型化したことを述べた。
- 試作した 3 種類の MOLOOP について動作実験を行った。実験の結果、初期の試作機において、4 mm/s の速度での完全自立駆動を実現した。また、ロボット自体の大きさよりも 100 mm 狭い狭隘地形に対して、柔軟に適応変形しながら走行可能なことを示した。さらに、小型化した MOLOOP での駆動実験を行い、短時間であれば 4 mm/s の速度で完全自立駆動が可能なこと、2 mm/s の速度で安定した完全自立駆動が得られることを確認した。最後に、小型化した試作機を用いて、約 1 m の高さから MOLOOP を落下させる駆動実験と、ロボット自体の大きさよりも 100 mm 狭い狭隘地形での動作実験を行い、構造の柔軟さによって衝撃への耐久性と周囲の環境への適応変形を実現可能なことを示した。

第 7 章

結論および今後の展開

7.1 結論

本論文は、全体が柔らかい素材で構成された機械システムについて、種々の解析や実験を併せることで各構成要素の機械的特性や発生力の評価を行い、既存の研究では得られていない柔軟な素材を用いた機械システムの設計指針の構築と、得られた設計指針を利用したロボットアームやアクチュエータ、移動ロボットの開発を目的とした。

第1章では、本研究の背景および目的を述べた。提案する機械システムは、水力学的骨格を利用することで柔らかい素材でも構造をなすことができ、構造要素とアクチュエータを別々に構成していることを示した。これにより、硬い素材を用いた機械システムでは困難な”システム自体”と”システムの動作”双方の柔らかさを実現可能である。また、従来の柔らかいアクチュエータと比較して、アクチュエータに特化した要素を用いることで駆動流体量を抑えられることを述べた。また、柔らかい素材を用いた柔軟な機械システムの設計理論の必要性を述べ、これまでに定量的な設計指針が得られていないことを指摘した。最後に、柔軟な素材での解析の不安定さを指摘すると共に、各構成要素の設計指針を有限要素解析などから求めることでシステムの高効率な駆動が期待できることを述べた。

第2章では、提案する機械システムの構成要素と動作原理について述べた。本論文では提案する機械システムの構成要素を構造要素として機能する”構造骨格”，アクチュエータとして機能する”駆動骨格”，両者の機能を併せた”兼用骨格”の3種類に分類して定義することを述べた。それぞれの構成要素の基本的な形状を明らかにし、それらは全て柔軟で非常に軽量の袋状構造であることを示した。また、構成要素の組み合わせを変えることで、有限回転運動だけでなく無限回転運動、直動運動、直動しながら回転する運動も実現できることを述べた。

第3章では、柔軟なモデルを対象とした有限要素解析は材料の非線形性やモデルの大変形のために解析が不安定になる問題を指摘したうえで、対象物の非線形性まで考慮した有限要素解析の解法や、要素タイプを適切に選ぶことで、力学的特徴を調べる手法について論じ、各構成要素の設計指針について議論した。まず、構造骨格の機械的特性として、構造骨格全体のたわみ変形と端部での凹み変形について解析と実験から代表的な荷重条件での変形量を示した。次に、凸形状の構造の解析から、楕円形状かつ細い形状が応力集中を抑えられていることを述べた。また、凹形状としてフィレットを持った十字形状とT字形状のモデルの解析を行い、応力集中が最小となるフィレット径の設計指針を得

た．最後に、駆動骨格の発生力評価として、駆動骨格の内圧、幅、折れ曲がり角度を変えた解析を行い、それらをパラメータとした発生力の経験式を導くと共に、これを測定実験結果と比較することで経験式の妥当性を確認した．

第4章では、提案する機械システムの応用例であるロボットアームについて述べた．提案するロボットアームは、関節に配置する駆動骨格の数を変えることで、1自由度関節と2自由度関節を構成可能なことを示し、それぞれの関節を用いた試作を示した．また、第3章で述べた解析結果を利用することで、アーム先端を目標位置まで動作する内圧を求める手法を提案し、この妥当性を実験によって確認した．次に、第3章で述べた経験式から求めた発生トルクと、アームの姿勢から運動学を用いて導いた関節のトルクとの比較から、設計指針の妥当性を確認した．最後に、エンドエフェクタを搭載したロボットアームの試作を行い、傷みやすい対象物を柔らかく把持して移動可能なことを示した．

第5章では、提案する機械システムの応用例である繊毛アクチュエータについて議論した．まず、繊毛動作を実現可能なアクチュエータの構造として、復元力として弾性体を用いた1気室繊毛アクチュエータと、構造骨格と駆動骨格を併用することで弾性体を必要としない3気室繊毛アクチュエータを提案し、それぞれの動作原理を示した．それぞれの試作を用いた動作実験の結果から、どちらの構造でも繊毛運動の特徴を実現可能であることを確認した．また、3気室繊毛アクチュエータの原理を基にして多数の繊毛を有する流体回路を含んだ従来にない新しい構造の一体型繊毛パターンシートを試作し、繊毛パターンシート自体の移動動作と繊毛コンベアとしての対象物搬送動作の実験を行い、それぞれの動作が実現可能であることを示した．

第6章では、提案する機械システムの応用例である移動ロボット”MOLOOP”について議論した．柔軟な外殻シートの内部に柔軟な駆動機構であるHSクローラとその制御機器を内蔵した2重ループ構造を提案し、これを採用することでMOLOOPがワイヤレス駆動、外形寸法よりも狭い狭隘地形への適応変形、外部からのショックに対する高い耐久性を実現可能であることを述べた．また、内部の駆動機構を構成する兼用骨格について、有限要素解析による耐圧性能評価と駆動力測定を基にHSクローラを構成する兼用骨格の設計を行い、MOLOOPの動作に適した高さを低く保ちながら前進する迫り出す動作を確認した．次に、制御機器を含んだ圧力システムの構成と外殻シートの設計について議論し、MOLOOPの試作を行った．試作機を用いて動作実験を行い、平地での連続的な動作と、ロボット自身の外形寸法より狭い狭隘地形に対して適応変形しながらの移動動作が実現できることを確認した．

以上により、全体が柔らかい素材で構成された機械システムについて、各構成要素の機械的特性や発生力推定のための経験式が明らかになり、柔軟な素材

を用いた機械システムの設計指針として有意な知見が得られたことを結論とする。また、得られた設計指針を利用したロボットアームやロボットハンド、繊維毛アクチュエータ、狭隘地形移動ロボット”MOLOOP”の開発により、提案する機械システムの有用性が確認できたことも本論文の結論である。

7.2 今後の展開

提案する機械システムの設計指針の今後の展開として、次のような課題が挙げられる。

- ・ 構造骨格の設計指針として、定量的な設計手法の確立が必要である。
- ・ 駆動骨格の設計指針として、折れ曲がり角度が小さい場合の伸展力を含んだ駆動力の見積もりが必要である。
- ・ 駆動力測定機構を改良し、測定機構と駆動骨格の回転軸を合わせた測定を行う必要がある。

柔軟なロボットアームの今後の展開として、次のような課題が挙げられる。

- ・ 重量の大きい対象物を把持し移動させるため、駆動力が大きく、かつ、駆動を阻害しない形状の駆動骨格を開発する必要がある。
- ・ 様々な対象物に対応できながら、大きな把持力を発揮できるロボットハンドを開発する必要がある。

柔軟な繊維アクチュエータの今後の展開として、次のような課題が挙げられる。

- ・ 簡単な構造で、かつ、高い密度でアクチュエータを配置可能な繊維パターンシートの開発が必要である。
- ・ 繊維アクチュエータの応用として、アクチュエータを全面に配した移動ロボットの開発が必要である。

完全密閉型柔軟移動ロボット”MOLOOP”の今後の展開として、次のような課題が挙げられる。

- ・ 移動速度の向上が必要である。
- ・ 小型化が必要である。

参考文献

- [1] 広瀬: “任意形状物体を柔軟に把握する機構の開発”, ロボット (日本産業用ロボット工業会編), 13, pp.76-80, 1977
- [2] 佐々木, 増田: “力覚と分布触覚を用いたロボットハンドによる不定形物体の整形制御”, 電気学会論文誌 C 編, 電子・情報・システム部門誌, Vol.115, No.10, pp.1103-1108, 1995
- [3] 中山, 陳, 松宮, 豊田: “複合型八角リングによるロボットハンド用多機能触覚センサの実現”, 計測自動制御学会論文集, Vol.35, No.8, pp.981-988, 1999
- [4] 久場, 和田: “生体機能を応用した柔軟動作制御”, 精密機械, Vol.51, No.3, pp.525-529, 1985
- [5] 谷江, 林原: “機械の柔らかい制御”, 計測と制御, Vol.34, No.4, pp.274-280, 1995
- [6] K. Suzumori, S. Iikura, H. Tanaka: “Applying a flexible microactuator to robotic mechanisms”, Proceeding of the IEEE Transaction on Control Systems Technology, 12, pp.21-27, 1992
- [7] W. N. MacPherson, E. J. Rigg, J. D. C. Jones, V. V. R. K. Kumar, J. C. Knight, P. St. J. Russell: “Finite-Element Analysis and Experimental Results for a Microstructured Fiber With Enhanced Hydrostatic Pressure Sensitivity”, Journal of Lightwave Technology, Vol.23, No.3, pp.1227-1231, 2005
- [8] 柳沢, 八木, 井出, 三浦: “ゴム管アクチュエータのロボットへの応用”, 日本 IFToMM 会議シンポジウム講演論文集, pp. 38-45, 2000
- [9] S. A. Wainwright, W. D. Biggs, J. D. Curry, J. M. Gosline: “Mechanical Design in Organisms”, Princeton University Press, 1976
- [10] 江淵, 土屋, 前野, 山崎: “波動伝播に基づく移動機構の研究 (第 3 報, 柔軟生物の構造・環境・移動パターン)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.667, pp.920-926, 2002
- [11] K. Suzumori, T. Maeda, H. Watanabe, T. Hisada: “Fiberless Flexible Microactuator Designed by Finite-Element Method”, Proceeding of the IEEE/ASME Transaction on Mechatronics, 2-4, pp.281-286, 1997
- [12] D. C. Pamplona, P. B. Goncalves, S. R. X. Lopes: “Finite deformations of cylindrical membrane under internal pressure”, International Journal of Mechanical Sciences, 48, pp.683-696, 2006
- [13] K. Suzumori, S. Endo, T. Kanda, N. Kato, H. Suzuki: “A Bending Pneumatic Rubber Actuator Realizing Soft-bodied Manta Swimming Robot”, Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 10-14, pp.4975-4980, 2007
- [14] 奥居, 酒井: “人工筋肉”, 繊維学会誌, Vol.43, No.10, pp.399-399, 1987
- [15] 松下: “ゴム人工筋製法ノート”, 計測と制御, Vol.7, No.12, pp.946-952, 1968
- [16] M. Sugisaka: “An approach for soft humanoid robot with artificial muscles”, Proceeding of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics ISIE 2009, 5-8, pp.13-18, 2009
- [17] 伊藤: “FA 用ゴム製アクチュエータと把持装置(1)”, 計測と制御, Vol.7, No.12, pp.946-952, 1968
- [18] 稗田: “義肢・装具の最近の進歩 (その 3)”, 計測自動制御学会論文集, Vol.42, No.1, pp.22-26,

1967

- [19] T. Noritsugu, M. Takaiwa, D. Sasaki: "Power Assist Wear Driven with Pneumatic Rubber Artificial Muscles", Proceeding of the 15th International Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice M2VIP 2008, 2-4, pp.539-544, 2008
- [20] 則次: "ロボット工学とソフトマテリアル", 日本ゴム協会誌, Vol.78, No.8, pp.295-300, 2005
- [21] M. Sugisaka, Jiwu Wang, H. Tsumura, M. Kataoka: "A control method of ankle foot orthosis (AFO) with artificial muscle", Proceeding of the SICE Annual Conference, 20-22, pp.2013-2017, 2008
- [22] 小林: "人を動かすシステム ～マッスルスーツ®, アクティブ歩行器～", バイオメカニズム学会誌, Vol.30, No.4, pp.184-188, 2006
- [23] 多田隈, 萩原, 広瀬: "屈曲型空気圧アクチュエータの研究 (第 2 報 最適化設計に関する考察)", ロボティクス・メカトロニクス講演会, 2P1-L1-65, 2004
- [24] H. Tsukagoshi, A. Kitagawa, K. Tambo, H. Chiba: "A Fluid Self-excited Oscillation Peculiar to Flat Ring Tube and its Application to Wearable Robots", Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.3138-3139, 2007
- [25] 田中, 岡田: "ゴム人工筋肉に関する基礎的研究", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.58, No.545, pp.217-224, 1992
- [26] 川本, 伊能: "能動的に変形可能な膜構造物の研究", 1989 年度卒業論文, 1989
- [27] T. Matsuda, S. Murata: "Stiffness distribution control-locomotion of closed link robot with mechanical softness", Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1491-1498, 2006
- [28] T. Yoshikawa, A. Ohta, K. Kanaoka: "State estimation and parameter identification of flexible manipulators based on visual sensor and virtual joint model", Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 3, pp.2840-2845, 2001
- [29] 西留, 梶原, 太田: "スマート化フレキシブルリンク機構における運動と振動の制御", 日本機械学会第 7 回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, pp.295-298, 2001
- [30] 金岡, 吉川: "フレキシブルマニピュレータの手先加速度操作性", 日本ロボット学会誌, Vol.21, No.3, pp.327-333, 2003
- [31] T. Yoshikawa, A. Ohta, K. Kanaoka: "State estimation and parameter identification of flexible manipulators based on visual sensor and virtual joint model", Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 3, pp.2840-2845, 2001
- [32] 坂和, 松野: "フレキシブル・アームのモデリングと制御", 計測と制御, Vol.25, No.1, pp.64-70, 1986
- [33] 鈴森: "柔らかい機械のための材料技術", 計測と制御, Vol.34, No.4, pp.281-286, 1995
- [34] 伊藤, 富田: "構造力学", 国民科学社, 1987
- [35] 川井: "座屈問題解析", 培風館, 1974
- [36] 山下: "ゴム材料における一軸伸張カーブから二軸伸張カーブの予測", MSC. Software ソリ
-

ューションフォーラム, 16, 2000

[37] 永田, 小林, 山下: “一軸試験による二軸伸張ゴム材料モデルの推定”, 日本機械学会 第 14 回計算力学講演会講演論文集, 128, pp.55-56, 2001

[38] R. W. Ogden: “Large Deformation Isotropic Elasticity – On the Correlation of Theory and Experiment for Incompressible Rubberlike Solids”, Proceeding of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, 326-1567, pp.565-584, 1972

[39] R. W. Ogden: “Non-linear Elastic Deformations”, Dover Publications, 1997

[40] 広瀬, 馬: “ワイヤ干渉駆動型多関節マニピュレータの開発”, 計測自動制御学会論文集, Vol.26, No.11, pp.1291-1298, 1990

[41] 松下, 相良, 山下, 谷口: “ラバチュエータを用いた一軸ロボットハンドの力制御: 離散スライディングモード制御の適用”, 日本ロボット学会誌, Vol.11, No.3, pp.159-165, 1993

[42] 田所: “柔らかいアクチュエータ”, 日本ロボット学会誌, vol.15, No.3, pp.318-322, 1997

[43] D. Mishima, T. Aoki, S. Hirose: “Development of a Pneumatically Controlled Expandable Arm for Rescue Searches in Tight Spaces”, International Journal of Robotics Research, Vol.25, No.1, pp.103-110, 2006

[44] 生田, 松田, 矢島: “多目的チャネルを持つ水圧他自由度能動カテーテルの研究”, 第 15 回日本コンピュータ外科学会合同論文集, pp.215-216, 2006

[45] 内田, 堂田, 松下: “空気圧ソフトグリップを用いたハンドリング装置の試作”, 岡山理科大学紀要 A 編, Vol.30, pp.177-191, 1994

[46] D. Hong: “Virginia Tech's RoMeLa develops a low cost, dexterous robotic hand operated by compressed air”, Virginia Tech, <http://www.eng.vt.edu/news/article.php?niid=1686>

[47] 辻内, 小泉, 小松原, 菅, 中村, 平野: “空気圧マスタ・スレーブハンドの開発および関節制御”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.174, No.741, pp.1267-1272, 2008

[48] 東: “生物の泳法”, 講談社, 1980

[49] 鈴森: “進行波駆動型空圧ゴムアクチュエータの研究”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.621, pp.1568-1573, 1998

[50] 森川, 藤原, 深谷, 酒井, 小林: “カタツムリの腹足推進機構を規範とした移動型エアマットレス”, 日本機械学会バイオエンジニアリング講演会講演論文集, Vol.2004, No.16, pp.331-332, 2004

[51] 江淵, 土屋, 前野, 山崎: “波動伝播に基づく移動機構の研究 (第 3 報, 柔軟生物の構造・環境・移動パターン)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.667, pp.3328-3335, 2002

[52] Y. Wada, Y. Mogami, S. Baba: “Modification of ciliary beating in sea urchin larvae induced by neurotransmitters: beat-plane rotation and control of frequency fluctuation”, International Journal of Experimental Biology 200, pp.9-18, 1997

[53] 大沢, 中岡, 上田, 栗原, 小畠, 太和田, 山田, 菊池: “生物科学講座 7 個体の行動”, 朝倉書店, 1977

-
- [54] 日本機械学会編: “機械工学便覧 デザイン編 ⅱ 生体工学”, 丸善, 2007
- [55] T. Takayama, S. Hirose: “Development of "Souryu I & II" -Conneced Crawler Vehicle for Inspection of Narrow and Winding Space-“, International Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.15, No.1 pp.61-69, 2004
- [56] 木村, 清水, 広瀬: “能動車輪 -受動関節連結型蛇ロボット「玄武」の開発-“, 日本設計工学会誌, Vol.39, No.5, pp.44-53, 2004
- [57] B. Klaassen, K.L.PaaP: “GMD-SNAKE2: A Snake-Like Robot Driven by Wheels and a Method for Motion Control”, Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.3014-3019, 1999
- [58] T. Takayama, S. Hirose: “Amphibious 3D Active Cord Mechanism “HELIX” with Helical Swimming Motion”, Proceeding of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and System, pp.775-780, 2002
- [59] F. Kasagami, H. Wang, M. Araya, I. Sakuma, T. Dohi: “Development of a Robot to Assist Patient Transfer”, Proceeding of the IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, Vol.5, pp.4383-4388, 2004
- [60] J. Borenstein, A. Borrell: “The OmniTread OT-4 Serpentine Robot”, Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1766-1767, 2008
- [61] M. Showalter, M. Ingram, D. Hong: “Feasibility, Experiments for the Biologically Inspired Whole Skin Locomotion Mechanism”, Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.4425-4427, 2006
- [62] 木村, 梶村, 小関, 伊能: “水力学的骨格を用いた完全密閉型柔軟移動ロボットの開発”, 第23回日本ロボット学会講演会講演論文集, 3A-36, 2005
-

研究業績

学術雑誌

- [1] 木村仁, 丸山大輔, 梶村文裕, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた完全密閉型柔軟移動ロボット -新型クローラの開発および試作ロボットの狹隘地形における動作実験-“, 日本ロボット学会誌, Vol.25, No.7, pp.1092-1099, 2007 (第6章)
- [2] 丸山大輔, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を利用した柔軟な機械システム -非線形有限要素解析に基づいた応力集中の回避と駆動力特性の比較-“, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.41, No.3, 2010 (掲載決定) (第3章)
- [3] Daisuke Maruyama, Hitoshi Kimura, Michihiko Koseki, Norio Inou: “Driving force and structural strength evaluation of a flexible mechanical system with a hydrostatic skeleton”, Journal of Zhejiang University SCIENCE A, Vol.11, No.4, 2010 (掲載決定) (第3章)

査読付き国際会議

- [1] Hitoshi Kimura, Fumihiko Kajimura, Daisuke Maruyama, Michihiko Koseki, Norio Inou: “Flexible Hermetically-Sealed Mobile Robot for Narrow Spaces Using Hydrostatic Skeleton Driving Mechanism”, Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.4006-4011, 2006 (第6章)
- [2] Daisuke Maruyama, Hitoshi Kimura, Michihiko Koseki, Norio Inou: “A flexible mechanical system using a hydrostatic skeleton (Evaluation of driving force and structural strength of the system based on nonlinear FEA)”, Proceedings of the IFToMM/ISRM International Symposium on Robotic and Mechatronics, 25, 2009 (第3章)
- [3] Daisuke Maruyama, Shotaro Suzuki, Hitoshi Kimura, Norio Inou: “Flexible robotic arm with hydrostatic skeleton driving mechanism”, Proceedings of the IASTED/RA International Conference on Robotics and Applications, 664-037, 2009 (第3章, 第4章)

一般雑誌

- [1] “変わり種ロボット最前線”, ROBOCON Magazine, No.49, pp.54-57, オーム社, 2006 (第6章)

その他の学術講演

- [1] 木村仁, 梶村文裕, 丸山大輔, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた完全密閉型柔軟移動ロボットの開発”, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3A36, 2005
- [2] 丸山大輔, 梶村文裕, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた駆動機構の開発 -HS クローラの開発-“, 第24回日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3B25, 2006
- [3] 木村仁, 梶村文裕, 丸山大輔, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた完全密閉型柔軟
-

移動ロボット -新型クローラの開発および試作ロボットの狹隘地形における動作実験-“, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3B24, 2006

[4] 丸山大輔, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた完全密閉型柔軟移動ロボット -MOLOOP のメンテナンス性向上と小型化-“, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3M13, 2007

[5] 木村仁, 鈴木紘司, 丸山大輔, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を利用した繊毛移動アクチュエータ”, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3M12, 2007

[6] 丸山大輔, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を利用した移動ロボット MOLOOP の開発”, 日本 IFToMM 会議シンポジウム講演論文集, pp. 73-76, 2007

[7] Daisuke Maruyama, Fumihiko Kajimura, Hitoshi Kimura, Michihiko Koseki, Norio Inou: “Flexible Hermetically-Sealed Mobile Robot For Narrow Spaces Using Hydrostatic Skeleton Driving Mechanism”, Proceeding of the TokyoTech-KAIST Joint Student Workshop, 9-5, 2007

[8] 丸山大輔, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた完全密閉型柔軟移動ロボット -圧力モジュールの駆動力増大と耐圧性能向上-“, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3A2-03, 2008

[9] 鈴木紘司, 丸山大輔, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた繊毛アクチュエータの開発”, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3E2-06, 2008

[10] 鈴木章太郎, 丸山大輔, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を利用した柔軟なロボットアームの開発”, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3E2-07, 2008

[11] 丸山大輔, 木村仁, 小関道彦, 伊能教夫: “水力学的骨格を用いた機械システム -非線形有限要素解析に基づいた駆動力特性の比較-“, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 2A1-07, 2009

[12] 鈴木章太郎, 丸山大輔, 木村仁, 伊能教夫: “水力学的骨格を利用した柔軟なロボットアームの開発”, 日本ロボット学会学術講演会講演論文集, 3M2-08, 2009

謝辞

本論文を執筆するにあたり、本研究を全面的に御指導、御教授くださいました東京工業大学大学院理工学研究科機械制御システム専攻 伊能教夫教授に心から感謝の意を表します。

また、ご多忙の中、本論文を審査していただき、貴重な御助言をいただいた東京工業大学大学院理工学研究科機械宇宙システム専攻 広瀬茂男教授、機械制御システム専攻 山浦弘教授、機械制御システム専攻 塚越秀行准教授、総合理工学研究科メカノマイクロ工学専攻 川嶋健嗣准教授に深く感謝いたします。

本研究を遂行するにあたり、暖かくご指導いただいた東京工業大学大学院理工学研究科機械制御システム専攻 木村仁助教、信州大学繊維学部応用生物学系バイオエンジニアリング課程 小関道彦准教授に御礼申しあげます。

本論文をまとめるにあたり諸事御協力いただいた鈴木章太郎氏（現 東京工業大学大学院理工学研究科機械制御システム専攻修士課程）、渥美竜文氏（現 東京工業大学大学院理工学研究科機械制御システム専攻修士課程）、岩城恵氏（現 東京工業大学工学部機械科学科）、梶村文裕氏（現 キヤノン株式会社）、鈴木紘司氏（現 三菱重工株式会社）に厚く感謝いたします。また、本研究に数多くのアイデアや助言を下さった伊能研究室の学生である鈴木陽介氏、馬場理香氏、斉藤極氏、中村玄氏、門脇廉氏、中村成志氏、服部隼人氏、原一貴氏、OB・OGである西中大作氏、遠藤真美氏、佐藤慎平氏、李根旭氏、大滝義彦氏、平井隆詞氏、中村基司氏、奥貫健氏、島田幸世氏、小荷田直也氏、岸本研氏、伊藤周作氏、技術補佐員である白川小百合氏、安田美穂氏に御礼申しあげます。

本研究において、無理難題とも思える加工を実現しウレタンゴムによる試作をしてくださった AI Labo の高橋正人氏、駆動力測定機構の製作をしてくださった小野電機の丸山尚彦氏、試作および製作していただいたその他全ての方々に感謝いたします。

最後に、本研究を遂行するうえで基盤となる生活面を支えてくれた両親・祖父母と、本研究をご支援くださったその他全ての方々に感謝いたします。

なお、本研究は日本学術振興会科学研究費補助金と油空圧機器技術振興財団研究助成金の助成を受けて行われましたことを付記いたします。

平成 21 年（西暦 2009 年）12 月 石川台 3 号館 5 階にて

丸山 大輔