

コニカルスパイラルグループ軸受を備えた
遠心血液ポンプに関する研究

平成20年12月

中 村 陽 一

目次

主要記号	iv
第 1 章 序論	1
1.1 研究背景	1
1.2 溶血を考慮に入れた動圧浮上軸受の設計	2
1.3 既往の研究	2
1.3.1 羽根車のふれまわり, 流体力に関する研究	2
1.3.2 ポンプにおける動特性の研究	4
1.3.3 血液ポンプの評価に関する研究	4
1.4 本研究の目的と意義	5
1.5 本研究の概要	6
第 2 章 コンカルスパイラルグループ軸受を備えた血液ポンプ	10
2.1 コンカルスパイラルグループ軸受	11
2.1.1 ふれまわりの大きさ	21
2.1.2 軸受の過渡性能	25
2.2 羽根車設計	30
2.2.1 設計点での性能予測計算	32
2.2.2 羽根車の水力損失の予測	34

第 3 章	実験	37
3.1	実験装置	38
3.2	供試ポンプ	40
3.3	実験方法およびデータ処理	41
3.3.1	静特性実験	41
3.3.2	動特性測定実験	42
(1)	線形性実験	44
(2)	見かけの全揚程と真の全揚程	44
(3)	伝達マトリックス法	45
(4)	動特性実験方法	45
3.4	実験結果	52
3.4.1	静特性実験	52
(1)	供試ポンプの静的性能	52
(2)	供試ポンプのふれまわり	54
3.4.2	動特性実験	57
(1)	線形性試験・相関の確認	57
(2)	伝達マトリックス	59
(3)	流量変動下でのふれまわり	61
(4)	回転速度の影響	63
第 4 章	考察	67
4.1	ポンプ性能予測の改善	67
4.2	羽根車に作用する流体力	71
4.3	数値計算による血液ポンプの血液変性に対する考察	76

4.3.1	数値解析方法	76
4.3.2	溶血評価法(Giersiepen-Wurzinger model)	77
4.3.3	計算対象および条件	79
4.3.4	結果および考察	82
	(1) 計算結果の妥当性評価	82
	(2) せん断速度と壁面せん断応力	84
	(3) 血液損傷係数	86
第5章	結論	92
5.1	本研究で得られた結果	92
5.2	本研究で残された問題と将来への展望	94
	謝辞	96
	参考文献	97
付録		
	遺伝的アルゴリズムを 用いた血液ポンプの多目的最適設計	106

主要記号

A	:	断面積	m^2
A_0	:	代表断面積	m^2
a_1	:	溝の幅	mm
a_2	:	丘の幅	mm
B'	:	ケーシング流路幅	m
C_D	:	効力係数	
C_f	:	摩擦係数	
C_v	:	変位センサ係数	μm
D, d	:	直径	m
D_n	:	血液損傷係数	
e_r	:	半径方向偏心量	m
F	:	羽根車に作用する合力	N
F_I	:	不釣り合いから発生する慣性力	N
F_r	:	半径方向定常流体力	N
fHb	:	血漿遊離ヘモグロビン濃度	mg/dL
f	:	強制周波数	Hz
G_{ij}	:	伝達マトリックス	
g	:	重力加速度	m/s^2
H_b	:	全血中のヘモグロビン濃度	g/dL
H_c	:	管路効果による全揚程	m
H_i	:	全揚程	m
H_p	:	真の全揚程	m
H_{th}	:	理論揚程	m
h_{loss}	:	損失	m
h_i	:	目標浮上距離	μm

h_0	:	軸受溝深さ	μm
h_2	:	$h_1 - h_0$	μm
i, j	:	虚数成分	
K_r	:	無次元ラジアル荷重係数	N
k	:	すべり係数	
L, l	:	長さ	m
L_{eq}	:	等価管路長	m
m	:	質量	kg
n	:	回転速度	min^{-1}
n_t	:	目標回転数	min^{-1}
n_s	:	比速度 [min^{-1} , m^3/min , m]	
P	:	電力	W
P_{12}	:	電力測定値	W
P_w	:	水動力	W
p	:	圧力測定値	Pa
p_c	:	管路効果による圧力	Pa
$Q(t)$:	流量	m^3/min
R	:	半径	m
Re	:	レイノルズ数	
R_g	:	軸受半径	m
SSR	:	せん断速度	s^{-1}
s	:	流線上位置	m
t	:	時間	s
U, u	:	羽根車周速度	m/s
v	:	絶対流れ速度	m/s
W	:	軸受保持力	N
x, y	:	ケーシング中心からの変位	m

Z_p	:	インピーダンス	s/m^2
R, r	:	半径（半径方向）	m
$g_1(\alpha, H, \gamma)$:	軸受係数	
Z	:	羽根枚数	
α	:	溝出口角	deg
β	:	羽根角度	deg
γ	:	比重量	
γ_b	:	溝幅比 = a_1/a_2	
δ	:	無次元フィルム高さ	m
δ_b	:	羽根厚さ	m
δ_{ij}	:	クロネッカーのデルタ	
δ_w	:	後流運動量厚さ	m
ε	:	偏心率	m
ζ_{is}	:	衝突損失係数	
Λ	:	軸受の溝数	
λ	:	内外径比	
μ	:	粘度	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
ν	:	動粘度	m^2/s
ρ	:	液体の密度	kg/m^3
σ	:	ε の標準偏差	m
σ_w	:	$1-k$	
τ	:	壁面せん断応力	Pa
ϕ	:	流量係数	
ψ	:	揚程係数	
Ω	:	ふれまわりの回転角速度	rad/s
ω	:	軸の回転角速度	rad/s

添字

0	:	平均値
1	:	羽根車入口
2	:	羽根車出口
3	:	ケーシング出口
*	:	無次元値
b	:	軸受
c	:	ケーシング壁面
D	:	設計値
M	:	モータ
s	:	吸込み口
w	:	漏れ部
u	:	周方向成分
Δ	:	変動量
θ	:	円周方向成分

第1章 序論

1.1 研究背景

末期重症心不全患者に対する治療法には心臓移植が最も有効であるが、我が国では常に、ドナー不足の問題により全ての患者に心臓移植を施すことが困難な状況にある。そのため、患者にあったドナーが見つかるまで心臓移植までの橋渡し(Bridge To Transplantation ; BTT)として、補助人工心臓(Ventricular Assist Device ; VAD)が用いられている[1]。近年では、VADの装着中に、薬物治療等の内科治療との併用で自己心機能の回復をはかる Bridge To Recovery (BTR)が新たな治療法として注目されている。特に、VADの進歩は目覚しく、VADの装着自体を目的とした最終治療法(Destination Therapy)が確立されつつあり、これに伴って、ますますVADの小型化と信頼性の向上が求められている。VADを構成する要素として最も重要なものが、血液ポンプである。VAD用の血液ポンプは、小型化が可能なことと、高価な逆止弁が不要となる理由から、定常流型(ターボ型)ポンプが早くから採用されている[2]。今日では、表1のように、定常流型ポンプも多様な形式のものが開発[3, 4]されており、その中でも体内埋込み用VADには、羽根車とケーシングが非接触で支持される方式の磁気浮上型[5-9]や、動圧浮上型[10-16]、さらに磁気浮上と動圧浮上の双方をもつHybrid型[17]といった、ポンプが主流となりつつある。非接触支持のポンプは、血栓の原因となる血流が淀む羽根車の軸・シール部を構造的に無くすことが出来るため、血栓発生のリスクを抑えることが出来る。

一方、アメリカ国立衛生研究所(National Institute of Health)が定めている埋込み用の血液ポンプの条件として、5年間の寿命が求められている[18]。5年を超えるような血液ポンプを考えると、安全性・耐久力はもちろん構造的に簡単でその後の保全が不要であることが望ましい。磁気浮上型は浮上させるためにも浮上量の制御システムにも電力が必要となるので望ましくない。対して、動圧浮上型は、浮上させるために必要な電力や浮上量制御のための複雑な回路が不要となるので、構造が単純化でき、その後の保全が必要ない。加えて磁気浮上型に比べて大きな保持力を発生

させることが出来るので、安全に長期間運用するならば磁気浮上型に比べて、動圧浮上型は体内埋込みデバイスとして極めて有利であり将来有望なデバイスとなることが期待される。

1.2 溶血を考慮に入れた動圧浮上軸受の設計

動圧浮上型を利用する問題点として、非接触を維持するために軸受保持力を得ようとするならば回転速度一定の場合、軸受とケーシングとの隙間 h_2 が小さくなりやすく、壁面せん断力が上昇するため溶血が発生しやすくなる。丸山ら[15]が行ったスパイラルグループを用いた動圧浮上型血液ポンプにおける血液試験によれば、軸受とケーシングの隙間が小さくなると溶血量は多くなることを示した。そのため、動圧浮上血液ポンプの設計には、軸受保持力と摺動面隙間とのトレードオフを考慮しなければならない。

同じ報告において、丸山らは、動圧浮上軸受での溶血を低減させる方法として、スパイラルグループの溝の幅を一部広くし、軸受内部流れを促進させることによって溶血低減を提案しているが、軸受間隙間を大きくとる方法が最も効果的であると述べている。表 1 を見ると現在、運用・研究されている動圧浮上軸受を用いた血液ポンプの軸受間隙間は $20\mu\text{m}$ から $200\mu\text{m}$ 以上と幅があるため、軸受を設計するのに必要な軸受間隙間を決定するための指標は定かでない。

そのため、本研究では、動圧浮上軸受を設計するにあたり溶血を低減できる軸受間隙間の最大値を定める方法を検討した。

1.3 既往の研究

1.3.1 羽根車のふれまわり、流体力に関する研究

軸受とケーシングの隙間を大きくするという事は、軸受保持力が低下することになる。一般に非接触保持される血液ポンプの羽根車運動は、ふれまわりを伴って

運転される[12].

そのため、羽根車には、ロータダイナミクス流体力[20]と呼ばれる動的な流体力が作用する。この力は、一定値をとらず運転条件によって大きく変化し、設計値として定めにくいため産業用ポンプを中心に多くの研究が行われている。

ふれまわる羽根車のロータダイナミクス流体力については、辻本ら[21-23]によってオープン型の遠心羽根車に作用するロータダイナミクス流体力が理論的・実験的に求められており詳しく報告されている。大橋ら[24]はベーンレスディフューザ中の羽根車のふれまわり流体力について求めており、低流量域でふれまわり流体力が励振的に働くことを示した。また正司[25]は非定常翼理論を用いて、簡便に流体力の性質について定性的に明らかにした。一方で、遠心ポンプ始動時の過渡流体力を理論的・実験的に明らかにした張ら[26]の研究のように限定的な運転条件についても調べられている。

以上のように、遠心ポンプの羽根車に作用する非定常流体力は、様々な条件で分かっているが、いずれも測定が限定的であって、全ての条件に当てはまるとは限らない。

研究対象となる動圧浮上軸受をもつ血液ポンプに関して、築谷ら[12,13,27,28]はふれまわりによって羽根車に生じる流体力について系統的に研究しており、特に鈴木ら[28]は、モデル実験においてロータダイナミクス流体力を実験的に求め、ふれまわりが軸振動を励振させる領域を定めた。ただし、これらはふれまわり幅一定の条件で測定されたものであって、他の血液ポンプに適応できるかは不明である。

一方で、Asamaら[9]は、軸方向のみであるが、外部振動に対する羽根車の運動より、軸方向の保持に対するばね係数、減衰係数を実験的に求めている。Kataokaら[17]はふれまわりと溶血の関係についても述べている。ふれまわりが大きいと溶血が増加する傾向にあることを突き止めている。

同様に、羽根車に作用する力として、半径方向の定常流体力[29-31]やふれまわりで引き起こされる偏心による慣性力などが挙げられ、設計にはこれらの力を考慮し、検討する必要があるにもかかわらず、そうした研究は行われていない。

1.3.2 ポンプにおける動特性の研究

補助人工心臓のように、動いている心臓の下流に直接埋め込むようなデバイスに血液ポンプを用いる場合、血液ポンプは心臓の拍動の影響を受けていることになる。そのため、心臓の拍動のような流量変動に対する血液ポンプの評価を行う必要がある。しかし、流量変動を受けるときの血液ポンプ性能について調べた論文は著者が知るところない。

産業用のポンプでは、定常状態では性能曲線上の一点で運転されるが、入口から入ってくる流量がすばやく変動する場合は、定常状態から外れてサージングや系全体の自励振動に発達することが知られている[20]。遠心ポンプの動特性に関して大橋[32-34]は、理論と実験で流量変動によってポンプ性能が準定常変化から外れる限界周波数を示した。ポンプやタービンにおいて準定常の仮定が疑わしくなった場合や、微分方程式を構成することが実際的でない場合は、入力に対する出力の応答の動的挙動を実験的に求めることが必要になる。この解析方法として、伝達マトリックス法が挙げられる[20]。遠心ポンプの伝達マトリックス法の代表的な実験はAndersonら[35]による非キャビテーション下での実験をはじめ、Ngら[36]によるキャビテーション発生中の実験や、多段ポンプの段数の影響を調べたKawataらの研究[37]や管路系の固有振動数に着目した佐野[38]によって伝達マトリックスの性質は解明されてきている。伝達マトリックス法は、周波数解析であるが線形系であれば、実験値を動特性予測計算に利用できることも可能であることから、血液ポンプ動特性の把握に有利である。

1.3.3 血液ポンプの評価に関する研究

血液ポンプの評価には、産業用ポンプと大きく異なる点がある。作動流体が血液であるため、血液を送液すると、赤血球が壊れる溶血や血液が凝固する血栓などが発生する。そのため、血液ポンプの設計には血液の変性を考慮に入れなければならない[3]。今までは、溶血・血栓に対する評価は、血液試験[39, 40]や動物実験[5, 41]

を繰り返し、臨床試験[42 -44]へ移行することをしてきた。これらの実験は、試行錯誤が繰り返されているのが現状で、時間やコストがかかりすぎるのが難点であり、倫理上の観点からも血液試験・動物実験の回数を減らす方が望ましい。血液ポンプ開発において、動物実験を行わずに血液ポンプを評価する試みは数多く行われている。

血液の変性には、デバイス内の流れが強く影響している。そのためポンプ内流れの可視化実験[41,45-50]や、数値流体力学(CFD)を応用した多くの研究[6,51-54]が行われている。特に数値計算を用いた方法は、コンピュータの性能向上や計算方法の進歩によって、これまで血液試験でのみしか測定できなかった溶血量の計算ができるようになった[55 - 57]。

1.4 本研究の目的と意義

心臓移植の代替法、または心疾患の治療法として大いに期待される補助人工心臓を担う血液ポンプの性能、信頼性の向上のためには、圧力・流量を満足するのは当然として、溶血・血栓の発生を極力抑え、羽根車が異常な振動を起こすことなく運転されることが必須となる。体内埋込み型で、省電力な動圧浮上型血液ポンプを設計するにあたり、溶血・血栓を考慮した軸受間の隙間の大きさを定義し、さらに作製された血液ポンプが安全に運転されるための評価を行う必要がある。

そのため、本研究では動圧浮上型血液ポンプを製作し、評価を行うことで動圧浮上型血液ポンプの設計指針と評価方法を新たに提案する。

血液ポンプの設計は、これまで一部開発者の経験的な部分に依るところが大きく新規開発者が増えにくいことがあった。また、血液試験や臨床試験などリスクも大きいいため研究開発の土壌が育ちにくかった。そこで、今まで曖昧とされてきた設計方法、評価を整理し、今後の血液ポンプの研究開発に貢献するものである。

1.5 本研究の概要

本研究は、コニカルスパイラルグループ軸受を持つ血液ポンプを新たに提案・設計し、そのポンプに対して静特性、流量変動中の動特性、数値計算による血液変性への評価を行い、動圧浮上型血液ポンプの設計指針および評価方法を提案するものである。

本論文は、以下の内容により構成される。

第1章では、動圧浮上型血液ポンプについて、研究背景・研究を進める上で重要な既往の研究、そして本研究の目的・意義を述べた。

第2章では、動圧浮上型血液ポンプとして、コニカルスパイラルグループ軸受をもつ血液ポンプの設計について述べている。動圧浮上軸受は軸受保持力を得ようとするため、軸受とケーシングの隙間が小さくなりやすい、これにより溶血の発生が危惧される。そこで軸受間の流れを層流とみなして閾値を設けて、これまでよりも軸受とケーシングの隙間の大きい軸受を提案する。また、軸受の設計に経験式を用いるが、形状作製に必要なパラメータを全て求めるものではない。そのため、実験によって整理しポンプに最適な軸受形状と始動特性を定めた。後半には、血液ポンプの設計を行っており、補助人工心臓の性能を満足させうる設計緒言と形状を決めた。また、設計した羽根車に対して次元オイラー式と羽根車損失式をもちいて、性能予測を行ったが摩擦による損失が大きく目標値を満足できるものではないと予測された。

第3章では、第2章で設計した血液ポンプに対して静特性および流量変動下での動特性を測定した。はじめに各実験方法について示した。静特性実験で測定した血液ポンプの性能は、設計回転速度 3000min^{-1} において設計流量 $5\text{L}/\text{min}$ で全揚程 2.6 m であり、2章で行った性能計算予測よりも大きく揚程は設計値に近い。そのため、羽根車以外に揚程を発生している機械要素が考えられ、性能予測式の改善が必要で

あることが示唆された。補助人工心臓は、拍動する心臓の下流に置かれることが多いため、拍動の影響を確認する必要がある。動特性実験では、ポンプ吸込口に正弦状の流量変動が作用したときのポンプ性能の安定性を伝達マトリックス法によって明らかにした。さらに、無次元インピーダンスを用いることによって、回転速度に関わらず相似な傾向が得られ静的な特性曲線との対応を明らかにした。低流量域では、無次元周波数 $f/n \geq 0.02$ で、ポンプ性能は不安定になることが示唆され、本ポンプの運転域が示された。静特性および動特性共に、羽根車のふれまわりが測定され、どちらの実験条件において発振現象は見られなかった。しかし、流量変動下においては、流量変動の周波数の増加に伴って、ふれまわりの大きさが大きくなることを明らかにした。

第4章は、第3章で明らかにした羽根車の性能予測計算と実験値との違いについて考察しており、羽根車出口絶対速度の周方向成分がケーシング壁面との相対速度によって普通の値よりも大きくなる。これを羽根車の理論揚程の式を考慮することで、このポンプの機械損失を含んだ設計点での揚程を予測が可能となったことで、同時に羽根出口と軸受部の圧力差から漏れ流量が発生しているとして軸方向流れを見積もることが可能となった。

次にポンプ設計に対して、羽根車に作用する力を「軸受による保持力」、「定常流体力」、「偏心による慣性力」と三つに分け、これらがバランスしているとして、実験値を用いてそれぞれの力の割影響を求めた。これらは定常運転下であっても流量変動下であっても、軸受による保持力が支配的であり、要素設計の際の閾値として軸受保持力が重要となることを明らかにした。

最後に数値計算を用いて血液ポンプとしての血液変性に対する考察を行っている。汎用数値解析コード ANSYS CFX を用いた非定常流れ計算により、せん断速度と壁面せん断応力および流線上の血液損傷係数を用いて RNG $k-\varepsilon$ model と SST model について評価した。その結果、RNG $k-\varepsilon$ model と SST model では、せん断速度(SSR)、壁面せん断応力 τ など軸受とケーシングの隙間の狭い領域において大きな違いが見

られた。本血液ポンプは、羽根車内流路のような高レイノルズ数の領域と軸受部や羽根車とケーシングの隙間のように低レイノルズ数の領域が混在している。そのため、低レイノルズ数の領域で RNG $k-\varepsilon$ model は流れを再現できていないことが示唆された。計算結果は、SST model で軸受部の溝部において SSR が大きくなる領域が現れた。摺動面の隙間が大きくなると、軸受の高さによって 2 章で定めた層流クエット流れが成立しなくなるため、溝で乱流が発生おり、せん断速度増加の原因になっている。そのほかでは羽根先端や出口でせん断速度が高いことが明らかになった。血液損傷係数は、溶血量が低減されていることが分かり、本ポンプが血液ポンプとして有効であることを確認した。

第 5 章では、以上の研究を総括し、得られた結論を述べる。同時に、本研究において残された問題や、今後の研究の展望を述べる。

Table 1 国内外の定常流血液ポンプ

段階	軸受形式	羽根車の形式	回転速度[min^{-1}]	隙間[μm]	参照
Sunmedical EVAHEART™	メカニカルベアリング	遠心			[4]
北海道大学	なし*	軸流	7000-8000		[56]
Heartware HVAD™	Hybrid	遠心	2000-3000		[4]
東京医科歯科大, 日本大学	Hybrid	遠心	300-2700	40-80	[17]
Terumo DuraHeart™	磁気	遠心	2000-3000	150	[5-7]
Heartmate II™	磁気	軸流	6000-15000		[4]
Berlin Heart INCOR™	磁気	軸流	5000-10000		[4]
Levacor™	磁気	遠心			[4]
DeBakey HeartAssist 5™	磁気	軸流	6000-15000		[4]
東京工業大学, 東京医科歯科大	磁気	遠心	1600-2200	250-500	[8,9]
Ventrassist ventrcor™	動圧(傾斜)	遠心	2000-3000	50-230	[10,11]
Cleveland Clinic CorAide™	動圧(Journal)	遠心	2500-3000	25	[16]
産総研究所	動圧(SGB)	遠心	2000-3000	30-40	[14,15]
国立循環器センター, 大阪大学	動圧, 接触部(真円)	遠心	2000-3000		[12,13,26,27]
東京電機大学	動圧(CSGB)	軸流	8500	35	[3,19]
本研究の血液ポンプ	動圧(CSGB)	遠心	1500-3000	250-500	

*磁性流体によるシーリング

第2章 コニカルスパイラルグループ軸受を 備えた血液ポンプ

人工心臓に使われる血液ポンプは、通常の産業用ポンプに比べて特別な配慮が必要となる。血液ポンプを体内に埋め込む場合には通常よりも高い信頼性が要求されるうえに、小型化も考慮しなければならない。血液ポンプの設計にあたっては、現在、血液ポンプとして需要が多い左心補助人工デバイス (Left Ventricular Assist Device ; LVAD) に使用することを目標に設計を行った。人工心臓に要求される性能は、アメリカ国立衛生研究所 (National Institute of Health) [18] が定めている。その中の条件で最大拍出量は 8L/min とし、設計点は大人の安静時の血流量の 5L/min [58] と定めた。長期利用を目指すために、機械要素に負担の大きい往復駆動部がない定常流型とし、さらに回転速度域の低い遠心型とした。羽根車の保持には、シンプルかつ壊れにくい動圧浮上型とした。動圧浮上軸受を採用したことで、羽根車は非接触で保持されるため、血液がよどむ原因となる軸・シール部がなくなる。また、同様の非接触支持方法の磁気浮上軸受に比べて、外部電力の必要がない、複雑な制御システムを有しない、メンテナンスが不要であるという利点を有している。

これらのことを踏まえ、本章では目的とする血液ポンプを製作するため、動圧浮上軸受の設計とポンプ設計に分けて説明を行う。

2.1 コニカルスパイラルグループ軸受

本節では、コニカルスパイラルグループ軸受の設計について述べる。血液ポンプ内の軸受・シール部では、流れが滞るため血栓の原因となりやすい。そのため、血液ポンプの設計には、磁気軸受や動圧浮上軸受のように非接触軸受が用いられることが多い。動圧浮上軸受は、メンテナンスフリーな手軽さと、外部電力が不要であること、大きな荷重でも耐えられることから、LVADのような長期埋込み型血液ポンプに非常に有利である。

動圧軸受は、軸方向加重を支持するスラスト軸受(Thrust bearing)と、軸直角方向荷重を支持するジャーナル軸受(Journal bearing)とに分類される。その軸受性能は転がり軸受よりも優れている[59]。ただし、動圧軸受は、ひとつの軸受に対して、一方向にしか保持できないため、ポンプ内要素を多くしてしまい内部構造が複雑になってしまうため、流れの淀み点を作ってしまうやすい。したがって、本研究では、なるべく簡素な構造となるように、2軸同時に保持できるコニカルスパイラルグループ軸受(Conical Spiral Groove Bearing; CSGB)を羽根車を保持する軸受として採用した。CSGBは信頼性が高く、小型化・低コスト化が可能な軸受である[60]。CSGBは、図2.1に示すように軸受内の流れは、回転するらせん状の溝に引き込まれるように流れ軸中心部に押し込まれるため、圧力を発生する(ポンピング効果)。図に示すように円錐台に摺動面があるため、スラスト・ラジアルの両方向を保持できる特徴を有している。

本軸受の設計をするにあたっては、Muijdermanによって明らかにされている実験近似を用いたレイノルズ方程式の解析解[61]によって決定した。

動圧浮上軸受の設計では、軸受保持力を優先するあまり軸受とケーシングの隙間が小さくなる傾向があり、この隙間の狭小が壁面せん断応力を増大させて、溶血を発生させる一因であると考えられる。そのため、本研究では動圧浮上軸受を用いた血液ポンプを製作するにあたって、ひとつの指標を提案した。つまり、軸受間の流れはほとんど層流($Re < 2300$)で、図2.2のように

クエット流れが成立しているとする、壁面せん断応力 τ は次式で表される。

$$\tau = \mu \frac{U_2}{h} \quad (2.1)$$

この式のように、回転速度 U_2 を遅く、軸受とケーシングの隙間 h を大きくとれば壁面せん断応力 τ は小さくなる。CSGB を備えたポンプには軸流型として住倉ら [19] が行った血液試験の結果が発表されているが、回転速度 $n = 8500 \text{ min}^{-1}$ であるため U_2 が大きく、臨床に向かなかつたことが報告されていることから U_2 を低くすることが重要となる。また、浮上距離 h と溶血量の関係は、丸山らの実験 [15] で実証されており、軸受間の流れが層流に保たれる範囲内であれば、流速 U_2 を小さく、浮上距離 h を大きく設定するのが一番効果的である。

浮上距離が大きくなれば、軸受の保持力が低くなるため、運用には保持力を評価する必要が発生する。図 2.3 に示すような軸受を考えると、浮上距離を決定する際には、軸受とケーシングの隙間 h_2 の流れが層流であると仮定すると軸受とケーシング隙間流れのレイノルズ数 $Re_b < 2300$ であるので、

$$Re_b = \frac{h_2 U_2}{\nu} < 2300 \quad (2.2)$$

ここで、軸の周速度 $U_2 = 2\pi r n / 60$ であり、 n は軸の回転速度、 r は軸半径および ν は作動流体の動粘性係数である。

この研究では、式(2.2)について、溶血低減を狙って、浮上量決定の際の上限値を定め、さらに U_2 が低くなるように遠心型のポンプ形状を採用することとした。

軸受の負荷容量を支配するパラメータは図 2.4 に示すように溝出口角 α ・内外径比 λ ・溝内径比 γ 、溝本数 A 、溝深さ比 H など大変多く、またその系統的研究が少ないため、最適寸法の組合せは確立されていない。ここで、各パラメータを Muijderland の式により決定する。式(2.3)において、回転子半径 $R = 0.02 \text{ m}$ 、軸受頂角 $t = 30^\circ$ 、 $l = 0.018 \text{ m}$ 、 $h_1 = 250 \text{ }\mu\text{m}$ として経験式に代入し負荷

容量を計算する

$$\frac{W_{conic} h_i^2 \sin^2 t}{v\omega R^4} = \frac{6\pi g_1(\alpha, H, \gamma)}{\sin t} \left(l^* - \frac{3}{2} l^{*2} + l^{*3} - \frac{1}{4} l^{*4} \right) \quad (2.3)$$

ここで,

$$l^* = \frac{l \tan t}{R} \quad (2.4)$$

$$H = \frac{h_i \sin t}{h_0 + h_i \sin t} \quad (2.5)$$

$$\gamma = \frac{a_2}{a_1} = 1 \quad (2.6)$$

とし, $h_i = h_2 / \sin t$ である, 軸受係数 $g_1(\alpha, H, \gamma) = 0.06$ とした[61].

回転子の半径 R は, 市販のマグネットカップリングに準じた(シリンダマグネット外形 36 mm). 図 2.5 には, 軸受保持力 W の計算結果を示している. 図 2.5 の横軸に回転子回転速度 n , 縦軸に軸受の保持力 W を示している. 回転子の質量は 0.27 kg であるため, 回転速度 $n > 500 \text{ min}^{-1}$ であれば, 設計した浮上量を保った状態で運転される.

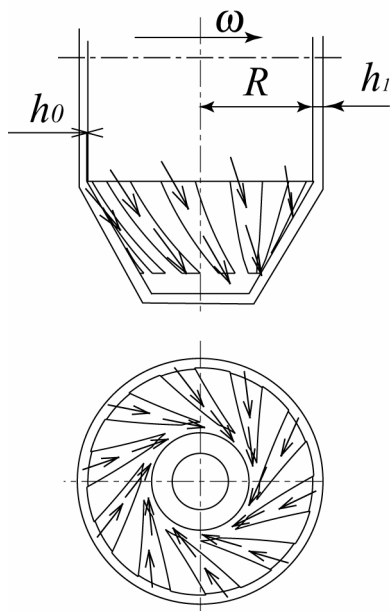


Fig.2.1 コニカルスパイラルグループ軸受内流れ方向

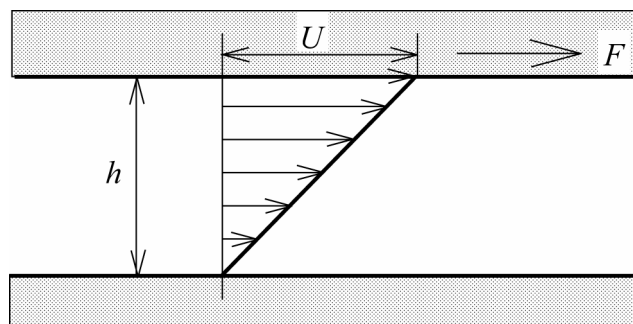


Fig.2.2 クエット流れ模式図

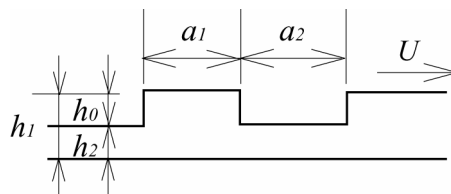


Fig.2.3 動圧浮上軸受断面図

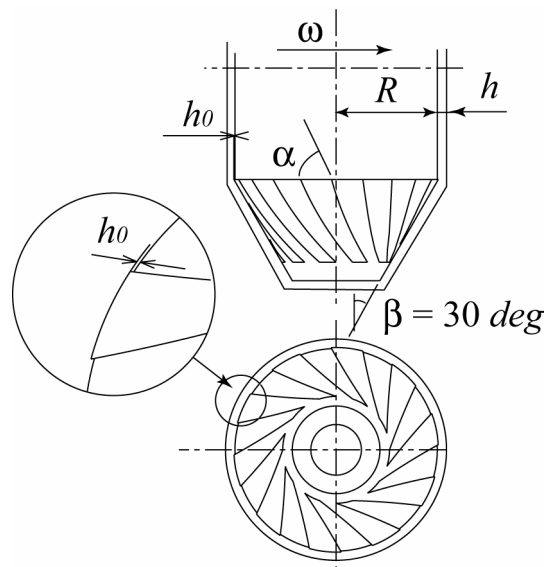


Fig.2.4 コニカルスパイラルグループ軸受

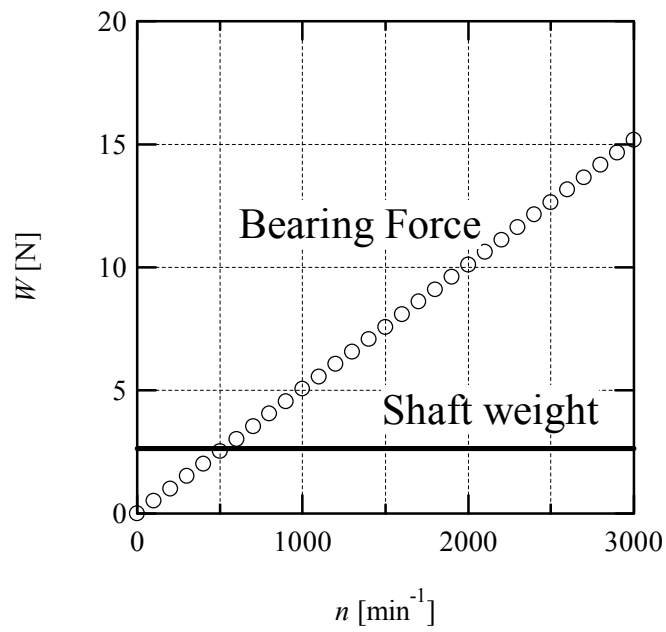


Fig.2.5 軸受負荷容量計算結果

これらパラメータを用いて形状を作製する．溝形状は，斜面展開座標(r, θ)において

$$r = R \exp(\alpha\theta) \quad (2.7)$$

とした[62]．ここで， $\theta=0$ で $r=R$ ，溝出口角 α および θ はラジアン表示である．

ただし，これで軸受を製作するまでの条件がすべて明らかになったわけではない．式によって十分な荷重に耐えられる軸受の設計は出来るが，不確定な値がいくつか存在する．それらの値を決定するため，パラメータに溝出口角 α ，溝本数 A ，溝深さ h_0 を変更した軸受を表 2.1 のように作製して予備実験を行い，そのふれまわりからポンプに最適な軸受を決定した．形状の決定は，No.2 の形状を基本として，No.1 ， No.3 は溝角度 α ，No.4， No.5 溝本数 A ，No.6 で溝深さ h_2 の影響を確認できるように配慮した．

予備実験には，羽根車のついていない回転子の斜面にフィルムシールを加工して作製したスパイラルグループ(図 2.6)をつけたものを用いた．図 2.7 には予備実験装置の概略図を示す．まずケーシング内に納めた回転子を閉ループ内におき，循環用のポンプによって管路に水を満たした後，マグネットカップリングに接続されたモータで，回転子を回転させる．そして，そのときの回転子の動きを半径方向に配置した渦電流式変位センサにてケーシング中心からの相対変位を検出して，データロガーにて記録した．

図 2.8～2.10 に予備実験の結果を示す．横軸に溝出口角 α ，溝本数 A と溝深さ h_0 をとり，縦軸にケーシング中心からの偏心量 ε の標準偏差 σ をとった(次節で説明する)．それぞれの実験結果に対して，最小二乗法を用いて近似曲線を計算した．その結果，溝出口角度 $30^\circ \leq \alpha < 40^\circ$ で， σ が最小になる．溝本数 $10 \leq A < 15$ では， σ が最小になる．溝高さ h_2 を大きくすると， σ が小さい値となる． h_0 に関しては最適値を見出していないが， h_0 が軸受とケーシングの隙間 h_1 より大きくなることはありえないので， $200 \leq h_0 < 250 \mu\text{m}$ が妥当な値だと考える．

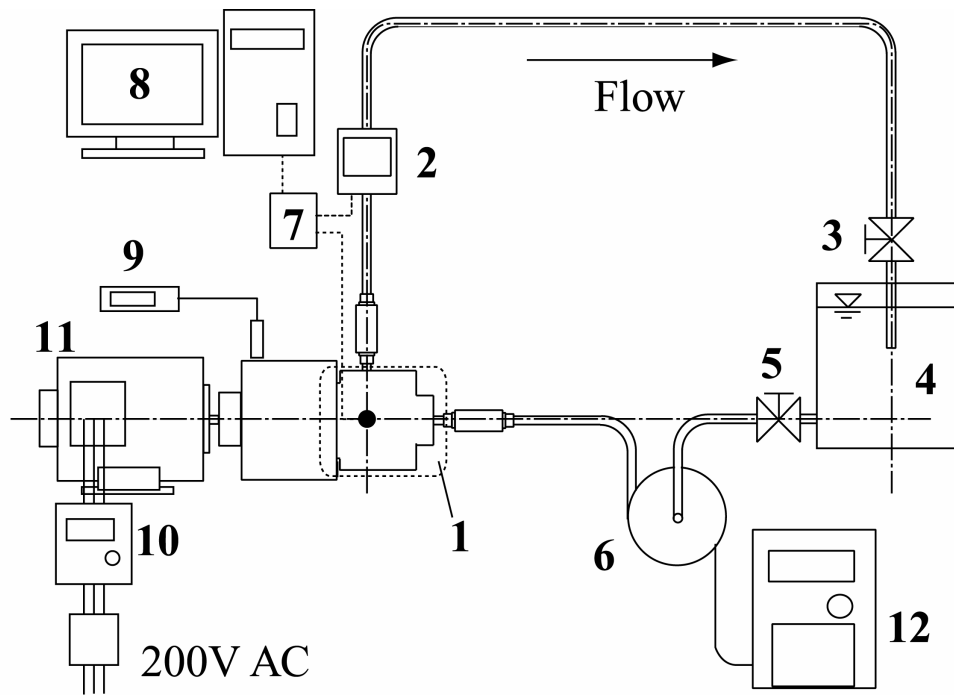
これらの値を参考にして，決定した軸受形状は予備実験で使用した No.6
の軸受とし，表 2.2 のようになった．

Table 2.1 試作した軸受形状

No.	溝角度 α	溝本数 A	溝深さ h_0 [μm]
1	15	10	35
2	30	10	35
3	60	10	35
4	30	5	35
5	30	15	35
6	30	10	210



Fig.2.6 予備実験に使用した回転子軸受部



1. Test pump, 2. Electro-Magnetic Flow meter, 3. Control valve, 4. Reservoir, 5. Gate valve, 6. Circulation pump, 7. Analog I/O board, 8. Computer, 9. Tachometer, 10. Inverter, 11. Motor, 12. Pump driver

Fig. 2.7 予備実験装置概略図

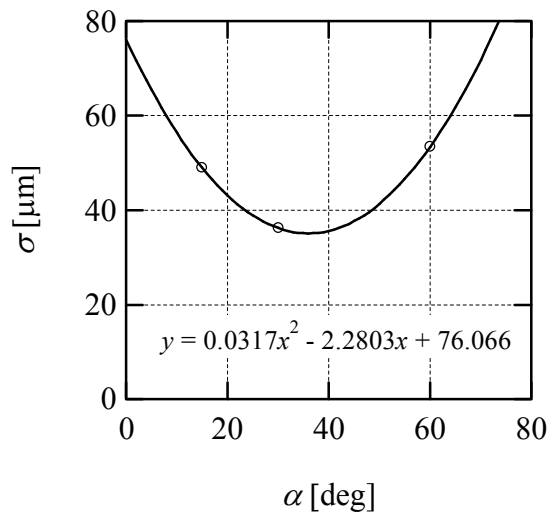


Fig 2.8 出口角度の変化とふれまわり半径

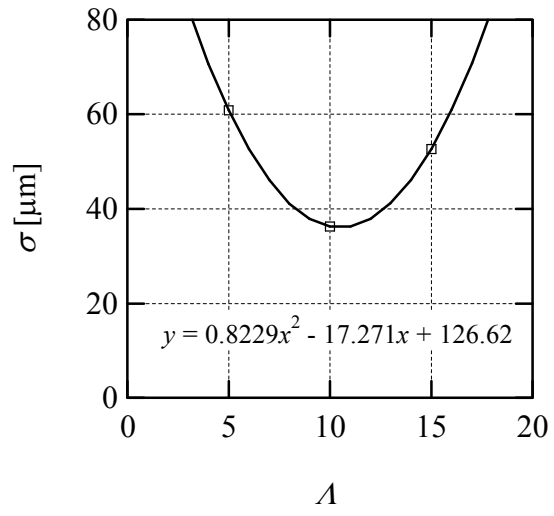


Fig 2.9 溝数とふれまわり半径

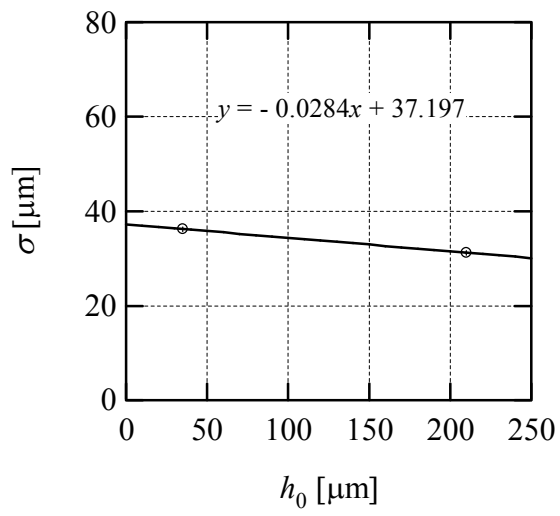


Fig 2.10 溝高さとふれまわり半径

Table 2.2 CSGB の設計諸元

β	α	A	h_0	L_b
30 deg	30 deg	10	210 μm	22 mm

2.1.1 ふれまわりの大きさ

ふれまわりの大きさの測定方法は、図 2.11 に示すように羽根車の後側ケーシング壁面に設置した渦電流式変位センサによって測定を行っている。変位センサによって得られたケーシング壁面からの相対変位電圧値 V_x , V_y を次の変換式を用いてケーシング中心からの相対変位 ε_x , ε_y を得る。

$$\varepsilon_x = \frac{(V_x - C_{vx1}) \times L}{(C_{vx2} - C_{vx1})} - 500 \quad [\mu\text{m}] \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_y = 500 - \frac{(V_y - C_{vy1}) \times L}{C_{vy2} - C_{vy1}} \quad [\mu\text{m}] \quad (2.9)$$

ここで、 L は回転子とケーシングの半径方向隙間の最大値である。また、 C_{vx1} , C_{vx2} , C_{vy1} , C_{vy2} は測定を行う前に係数を定めておいた変位センサの係数である。

図 2.12 に示すように、渦電流式変位センサは、検出コイルに交流電流によって交番磁場をつくり、これを測定物に近づけると測定物に渦電流が発生して二次的な交番磁場が出来る。この磁場の影響によって発生する検出コイルのインダクタンス変化を指標にすることで、物体までの距離が分かる。今回用いた変位センサ(KEYENCE 社 EX-500 シリーズ)は、鉄以外の非鉄金属でも高い直線性を持ち、変位量を絶対値で出力可能であることが特長である。

図 2.13 のように、センサから回転子壁面までの距離において、変位センサが線形的に変化する。このとき、 x 方向および y 方向の変位の最大値 L として C_{vx2} , C_{vy2} , と最小値として C_{vx1} , C_{vy1} の電圧値を設定している。最大の変位量 L が既知であるので ε_x , ε_y を求めることができる。

このときケーシング中心から回転子中心までの相対変位量 $\varepsilon(\varepsilon_x, \varepsilon_y)$ は

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2} \quad (2.10)$$

となる。ふれまわりの大きさの評価には、ケーシング中心からの相対変位 ε の標準偏差 σ を用いる。図 2.14 のように各時間での ε は、ある一点(算術平均点)

を中心に分布する．築谷ら[13]は，データの扱いに際して，平均座標値と実測値を差し引いた平均値を半径とする円を考え，その半径をふれまわり軌跡の大きさとして用いている．

本研究では，その分布となるばらつきの幅の標準偏差をふれまわりの半径とした．ばらつきの算術平均を用いている築谷らの方法に比べて，大きな値をとるが，よりふれまわり半径を再現できる．本研究では，以後ふれまわりの大きさの指標として次の式(2.11)[63]の平方根によって定まる ε の標準偏差 σ を使用することとした．

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\varepsilon_i - \varepsilon_0)^2}{N-1} \quad (2.11)$$

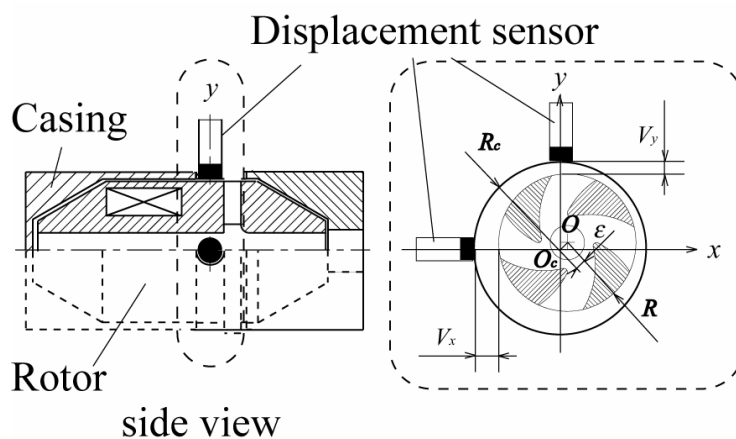


Fig 2.11 ふれまわり測定位置の模式図

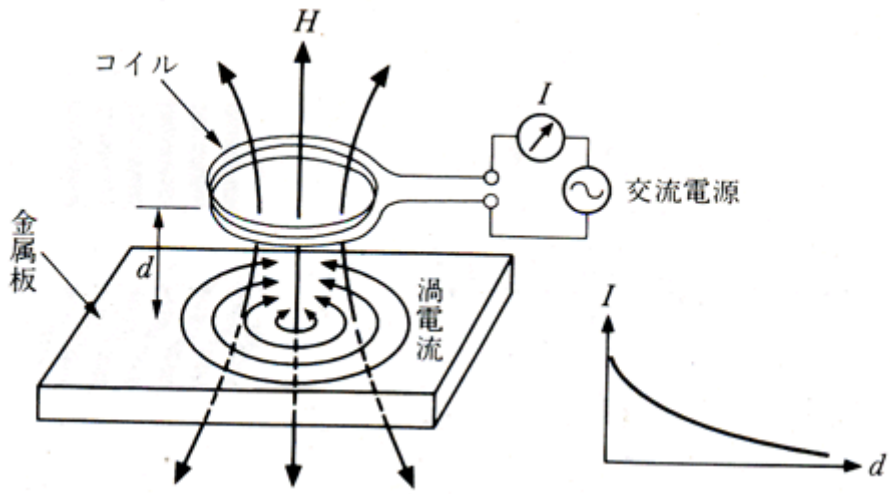


Fig 2.12 渦電流式変位センサの原理図[63]

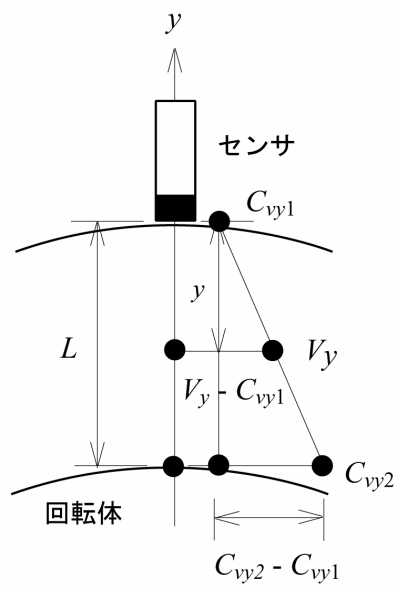
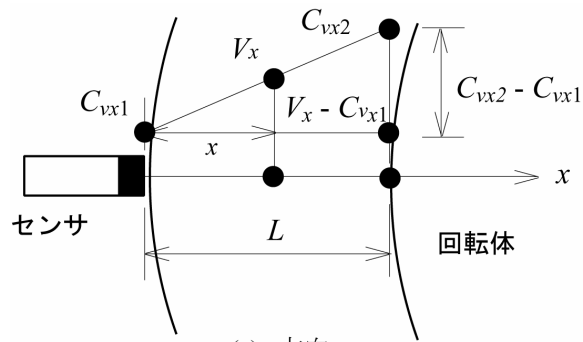


Fig 2.13 変位測定の様式図

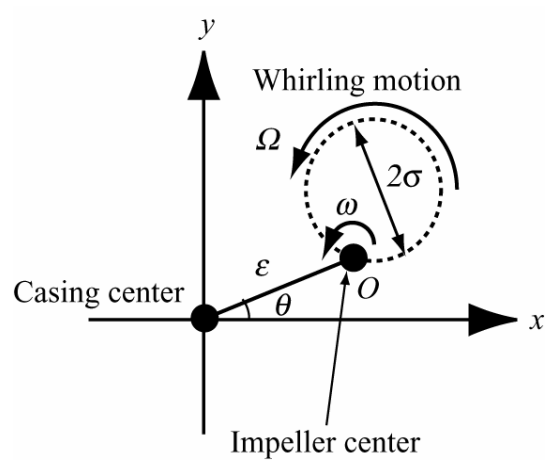
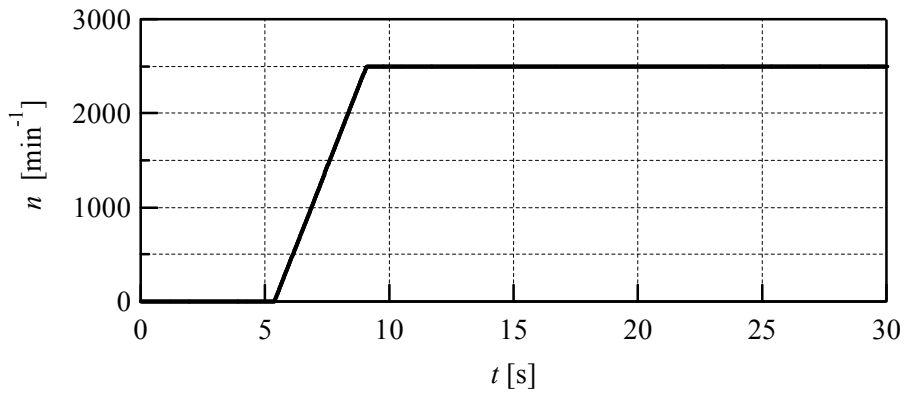


Fig.2.14 ケーシング内の回転子座標系

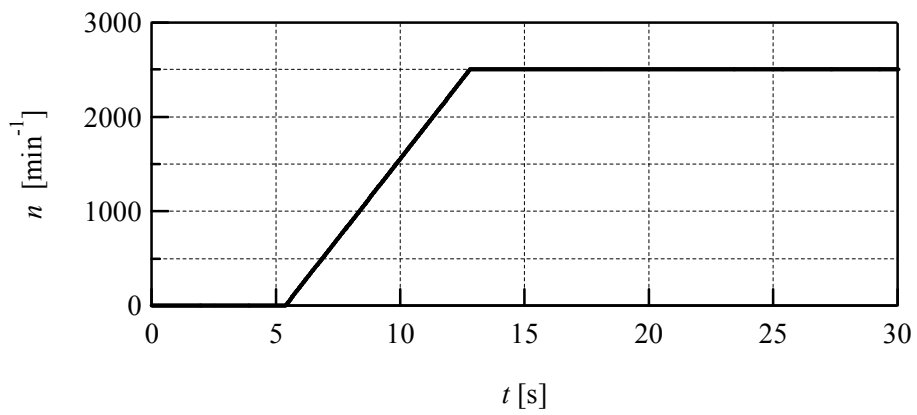
2.1.2 軸受の過渡性能

動圧浮上軸受は、軸受間隙に相対速度が発生しないと動圧が発生することが出来ない。そのためポンプ始動時には、回転子はケーシング壁と接していることになる。そこで、それぞれの過渡性能を測定し、始動時の軸受の応答について調べた。実験方法は、前節で使用した予備実験装置において、モータの回転速度を制御するインバータで目標回転速度 $n_t = 2500 \text{ min}^{-1}$ に到達するまでの回転子の運動の様子を時間履歴で観察した。時間当たり回転速度の増加は、図 2.15 に示すように 3 種類 ($dn/dt = 532.2 \text{ min}^{-1}/\text{s}$, $265.1 \text{ min}^{-1}/\text{s}$, $132.6 \text{ min}^{-1}/\text{s}$) とし、前節で対象にした 6 種の軸受に対して測定を行った。図 2.16～2.21 に各軸受の結果を示した。

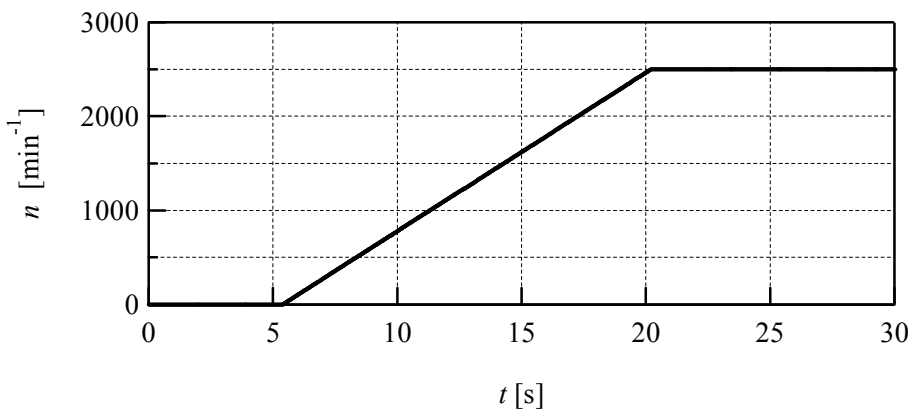
全体では、各回転速度の増加に対してよく応答できており、回転速度 $n > 500 \text{ min}^{-1}$ で浮上しはじめている。No.2, No.3, No.4, No.5 の軸受では、回転速度が大きくなる最中に変位幅が大きくなる「こぶ」のような部分が現れており、回転速度が設定回転速度に達すると収まる。この区間では、回転速度の上昇に対して回転子が跳ねるように振舞っている。軸受の運動に対して、保持する力が不足している為に起こると推察される。



(a) $dn/dt=532.2 \text{ [min}^{-1}/\text{s]}$



(b) $dn/dt=265.1 \text{ [min}^{-1}/\text{s]}$



(c) $dn/dt=132.6 \text{ [min}^{-1}/\text{s]}$

Fig. 2.15 モーターの回転速度増加履歴

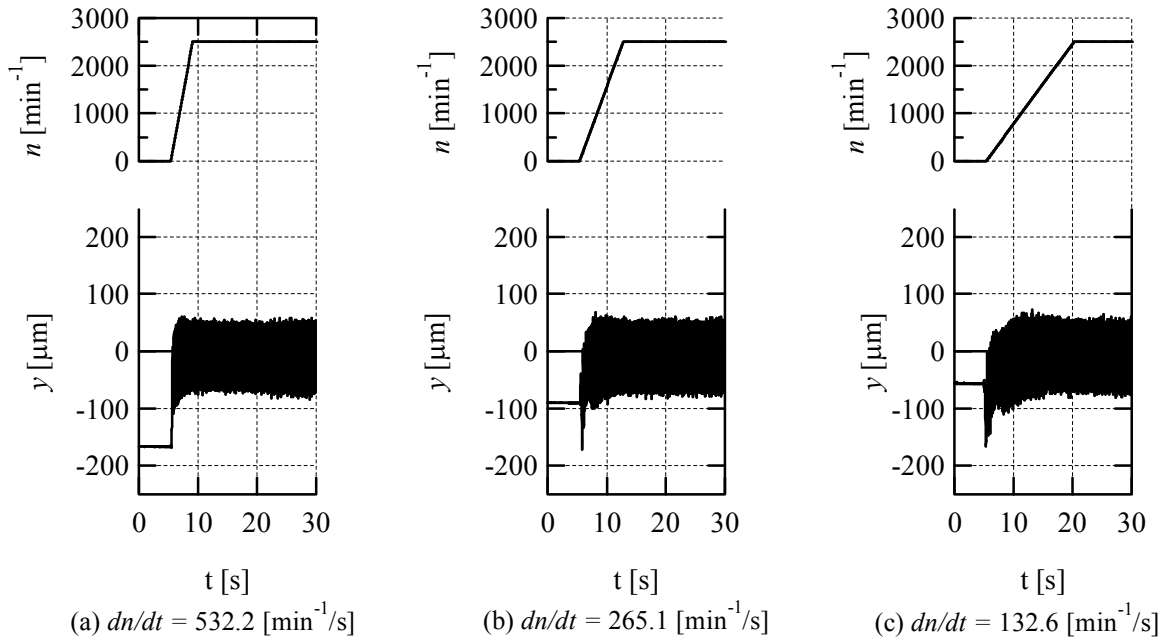


Fig2.16 軸受の過渡実験結果(軸受形状 No.1)

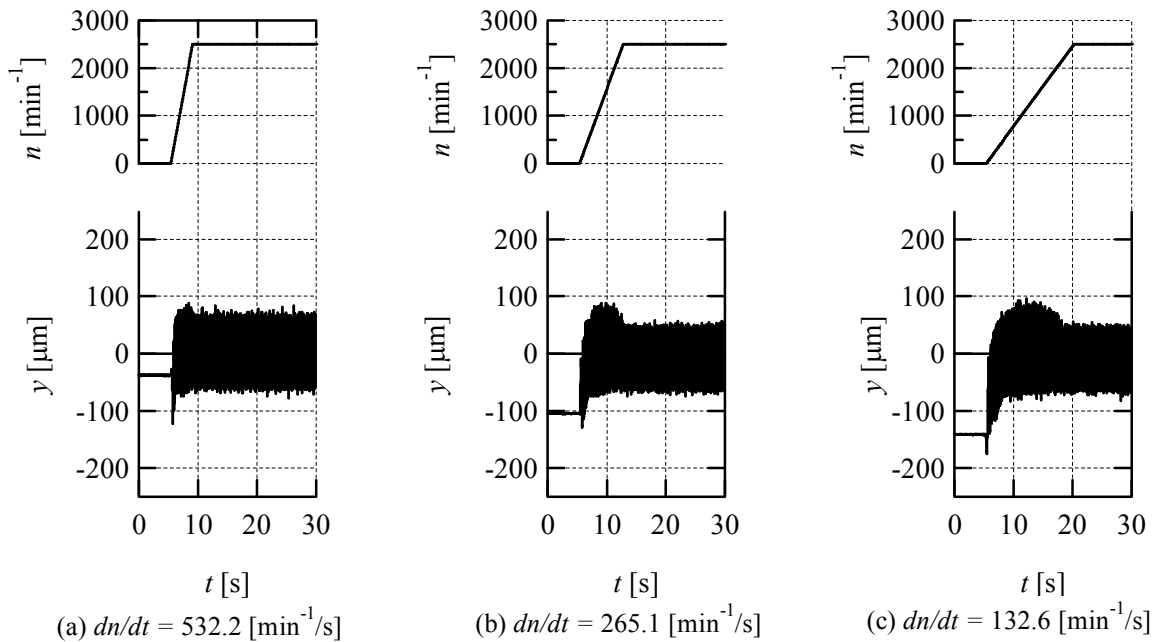


Fig2.17 軸受の過渡実験結果(軸受形状 No.2)

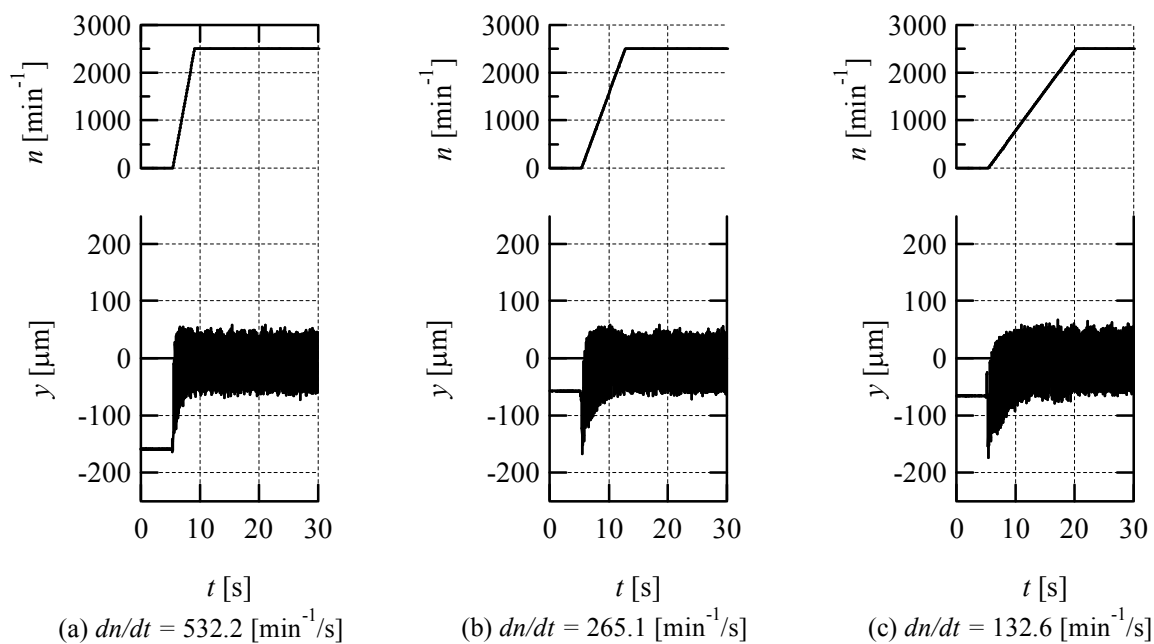


Fig2.18 軸受の過渡実験結果(軸受形状 No.3)

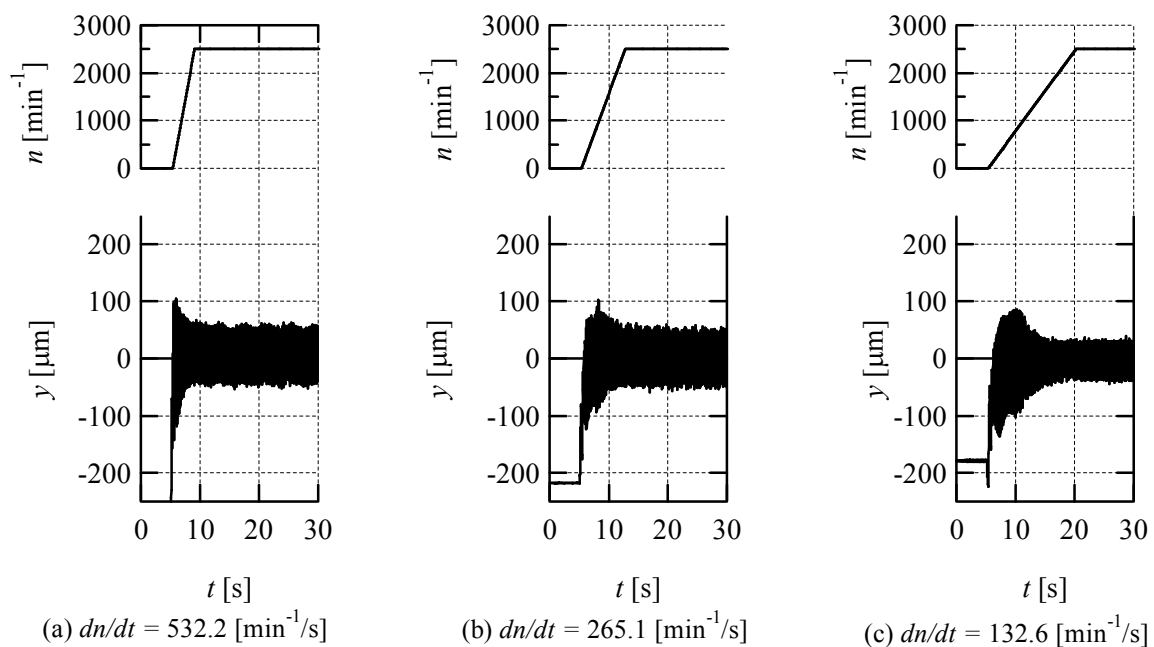


Fig2.19 軸受の過渡実験結果(軸受形状 No.4)

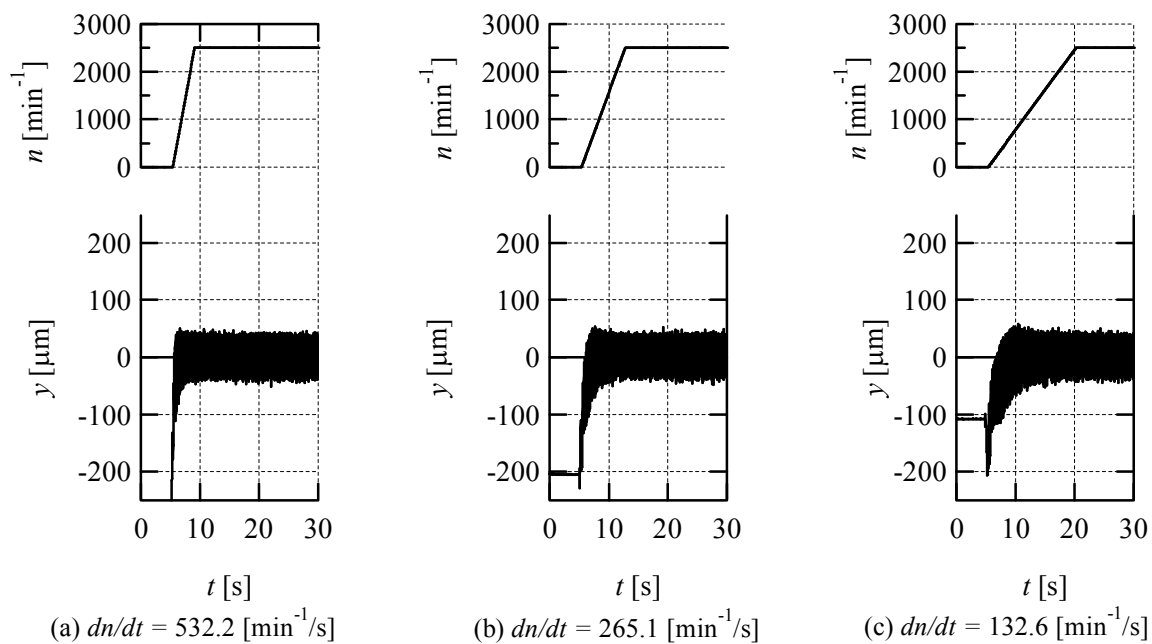


Fig2.20 軸受の過渡実験結果(軸受形状 No.5)

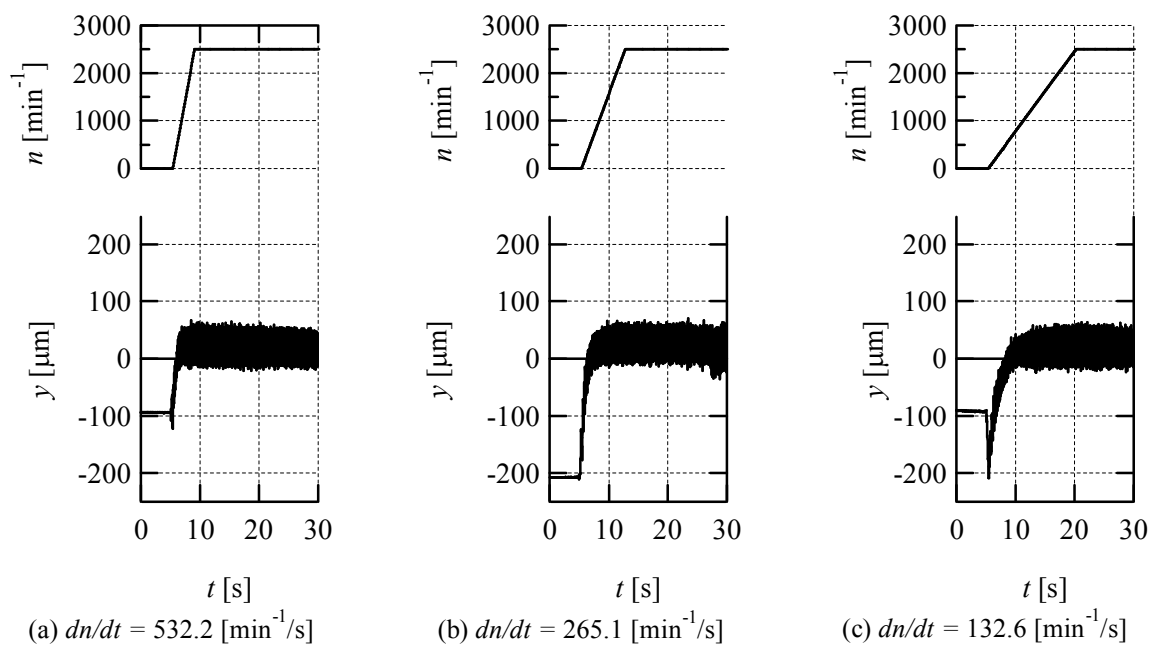


Fig2.21 軸受の過渡実験結果(軸受形状 No.6)

2.2 羽根車設計

この節では、ポンプ設計について述べる。1章で述べたように、ポンプは左心補助人工デバイス(Left Ventricular Assist Device; LVAD)でを使用することを前提としている。供試ポンプ羽根車外径は、先に決定した軸受と同じ径 $d_2=40$ mm とし、表 2.3 を満たすように産業用遠心ポンプに準じて設計した。ここで、設計流量 Q_D は成人男性安静時血流量の 5L/min [58]、全揚程は左心室の発生圧力(120 mmHg~200mmHg)の 200mmHg (2.67 m)[64]と定めた。

Table 2.3 ポンプの設計諸元

設計流量	Q_D	5 L/min
設計全揚程	H_D	200 mmHg (2.67 m)
設計回転速度	n_D	3000 min^{-1}
比速度	n_s	102 [min^{-1} , m^3/min , m]
吸込径	d_1	9.5 mm
羽根車外形	d_2	40 mm

・羽根車

羽根車は、クローズドインペラ・羽根高さ $b=5$ mm とし、回転子の中に埋め込むような形で、表 2.4 のように製作した。本羽根車形状の主な特徴として、羽根枚数 $Z=4$ 枚、血液との接触面積が減るように各羽根間流路の形状において拡大率を小さくするようにした。また、製作しやすいように羽根面は一円弧法にした。図 2.22 に設計した羽根車概略図を示す。

Table 2.4 羽根車諸元

羽根枚数	Z	4
羽根入口角度	β_1	52 degrees
羽根出口角度	β_2	49 degrees
羽根高さ	b	5 mm

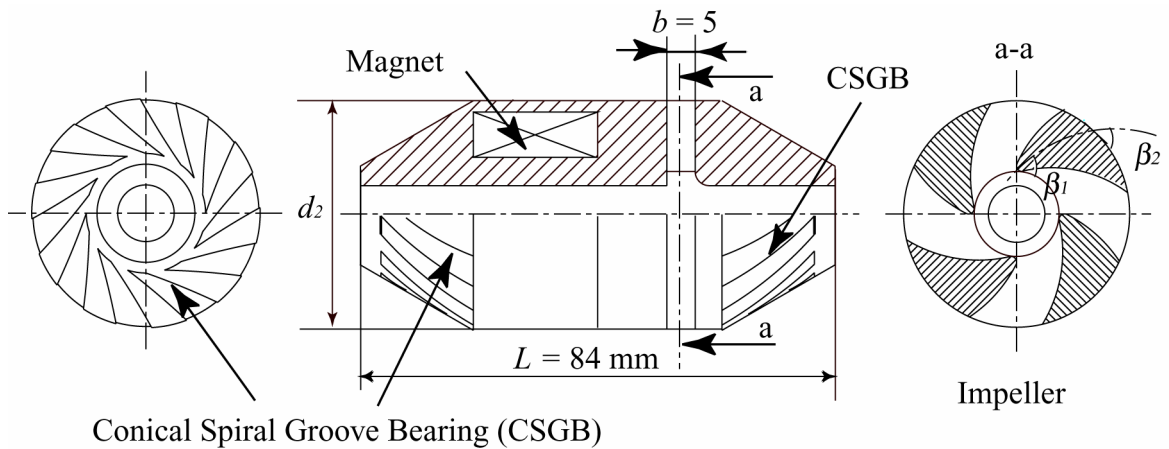
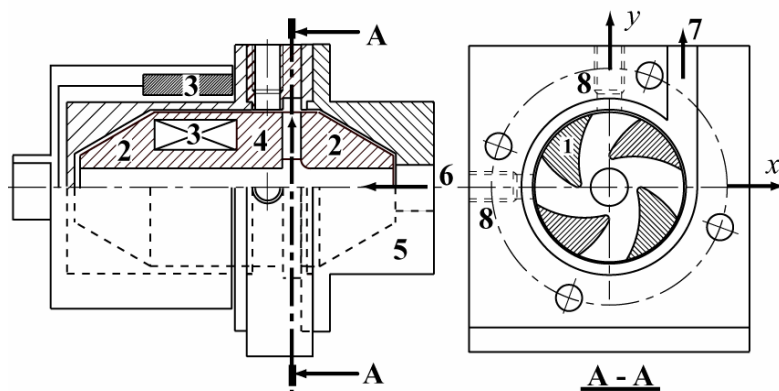


Fig.2.22 羽根車概略図

・ケーシング

ケーシングの設計は、今回のような低比速度の遠心ポンプにおいては、渦巻きケーシングよりも真円ケーシングのほうが適している[65]. その最適な羽根車半径 r_2 とケーシング半径 r_3 の比は $r_3/r_2 = 1.15 \sim 1.25$ より、その範囲内で決定し、ケーシング半径 $r_3 = 23.5 \text{ mm}$ とした. 図 2.23 は、ポンプ概略図を示している.



1. Impeller, 2. Conical spiral groove bearing,
 3. Coupling magnets, 4. Rotor, 5. Pump casing,
 6. Suction port, 7. Discharge port,
 8. Eddy current displacement sensor

Fig. 2.23 血液ポンプ概略図

以上より，軸受およびポンプの設計緒言が決定された．このポンプは簡易的なシステムとするため，駆動系には産業用三相モータと市販のマグネットカップリングを用いた．そのため，全長 $L = 84\text{mm}$ と大きくなったが羽根車直径 $d_2 = 40\text{mm}$ は遠心型としては最小クラスのもの達成できている．現行の血液ポンプ[5,6]で用いられている様に，回転子(羽根車)をモータの回転子にすれば，システム全体をさらに小型化できる．そのため，実用化に際して身体への埋め込みにも対応できる血液ポンプを計画することができる

2.2.1 設計点での性能予測計算

設計点での揚程を計算し，設計が望む性能を満たしているか確認した．方法はすべり等を考慮するため，Wiesnerのすべり係数[66]を使用した．設計点の理論揚程 H_{th} は，次式で表される．ただし，入口旋回は考慮していない．

$$H_{th} = \frac{u_2 v_{u2}}{g} = \frac{u_2 \{(1-k)u_2 - v_{m2} \cot \beta_2\}}{g} \quad (2.12)$$

$$k = 1 - \sigma_w \quad (2.13)$$

σ_w は r_1/r_2 , b_2 , Z の関数として与えられ, 閾値として $\varepsilon_{\text{limit}}$ を次のように定義すると,

$$\varepsilon_{\text{limit}} = \frac{1}{\exp(8.16 \sin \beta_2 / Z)} \quad (2.14)$$

$r_1/r_2 = 0.25 < \varepsilon_{\text{limit}}$ のため,

$$\sigma_w = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \quad (2.15)$$

これにより (2.12) は,

$$H_{th} = \frac{u_2}{g} (\sigma_w u_2 - v_{m2} \cot \beta_2) \quad (2.16)$$

ここで,

$$\begin{cases} \cot \beta_2 = \frac{1}{\tan \beta_2} \\ u_2 = \pi d_2 n / 60 \\ v_{m2} = \frac{Q}{60 \pi d_2 b} \end{cases} \quad (2.17)$$

を代入することで, 求めることができる. すなわち,

$$\begin{aligned} H_{th} &= \frac{1}{g} \frac{\pi d_2 n}{60} \left\{ \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \right) \frac{\pi d_2 n}{60} - \frac{1}{\tan \beta_2} \frac{Q}{60 \pi d_2 b} \right\} \\ &= 2.61 \text{ [m]} \end{aligned} \quad (2.18)$$

2.2.2 羽根車の水力損失の予測

ターボ機械の羽根車に作用する水力損失は、一次元的な損失解析によって容易に求められる[67]。そこで、図 2.22 に示すように羽根車入口から出口の間で羽根車に発生する主要な水力損失 h_{loss} は、摩擦損失 h_{lf} 、衝突損失 h_{ls} 、混合損失 h_{lm} から成ると考え、

$$h_{loss} = h_{lf} + h_{ls} + h_{lm} \quad (2.19)$$

で与えられる。

a) 摩擦損失 h_{lf}

摩擦損失は、羽根車を管と見立てたときの管内の摩擦による損失である。

$$\begin{aligned} h_{lf} &= \frac{2ZC_fAW_i^3}{2gQ} + \frac{C_fA_HW_i^3}{2gQ} + \frac{C_fA_SW_i^3}{2gQ} \\ &= \frac{C_fW_i^3}{2gQ} \{Z(A_1 + A_2) + 2A\} \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$= 0.891 \text{ [m]}$$

$$W_i^2 = (w_{i1}^2 + w_{i2}^2)/2$$

A : 羽根表面積(片面)

$$C_f = 0.455/(\log_{10}Re_l)^{2.58}$$

$$Re_l = W_i \times L / \nu$$

A_S : シュラウド壁面の羽根間面積

A_H : ハブ壁面の羽根間面積

b) 衝突損失 h_{ls}

羽根車入口における羽根と流体との周速差を衝突損失として、一般的に次の式が用いられている。

$$h_{ls} = \zeta_{ls} \frac{(U_1 - v_{m1} \cot \beta_1)^2}{2g} \quad (2.21)$$

$$= 0.0167 \text{ [m]}$$

ζ_{ls} : 衝突損失係数 (= 1.0)

c) 混合損失 h_{lm}

羽根出口直後で主流と後流が周方向に混合することによる損失として、羽根出口幅 δ_b および後流幅 δ_w を用いた次式によって見積もられる。

$$h_{lm} = \frac{v_m^2}{2g} \left\{ \frac{\delta_b + \delta_w}{\frac{2\pi r_2}{Z} - (\delta_b + \delta_w)} \right\}^2 \quad (2.22)$$

$$= 0.040 \text{ [m]}$$

これらを合計すると、羽根車流路内で発生する水力損失は、約 1.0m と大きく、実際に羽根車が発生する揚程は理論揚程の 6 割程度であることが予測された。特に、摩擦損失による割合が大きい。小型のポンプとなるほど摩擦による影響が大きくなるため、設計比速度を大きくとるなどの対策が必要となる。

当初の設計値を満たす羽根車ではないものの、血液との接触面積を考慮に入れた形状であることから、以降はこの羽根車を用いて評価を行うこととした。

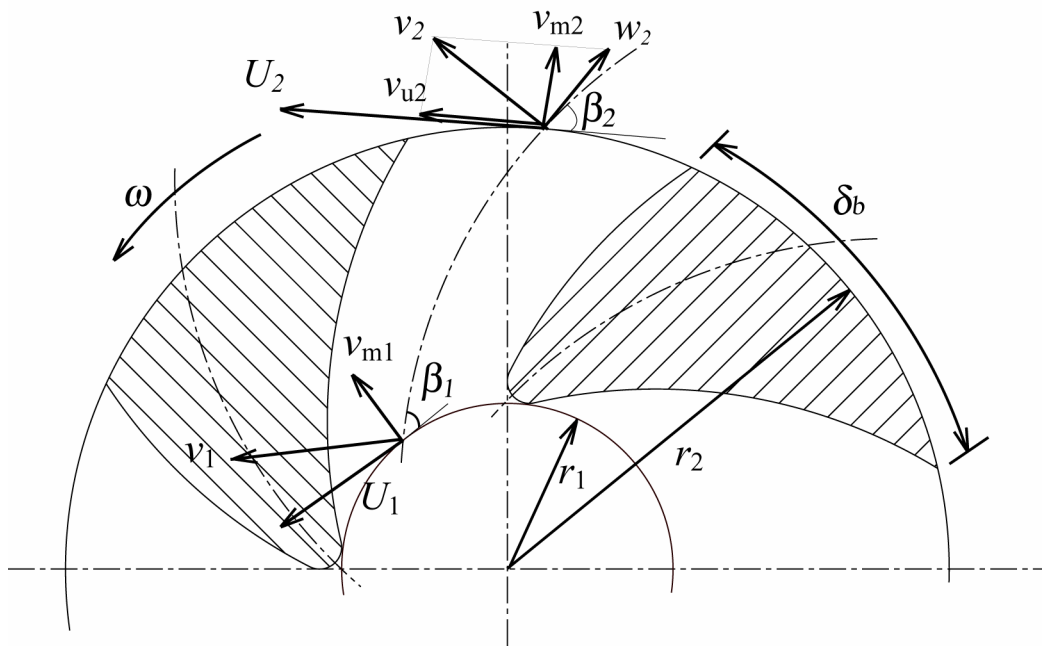


Fig 2.22 羽根車内速度三角形

第3章 実験

本章では，製作したポンプの評価のために供試ポンプの静特性・動特性試験について述べる．

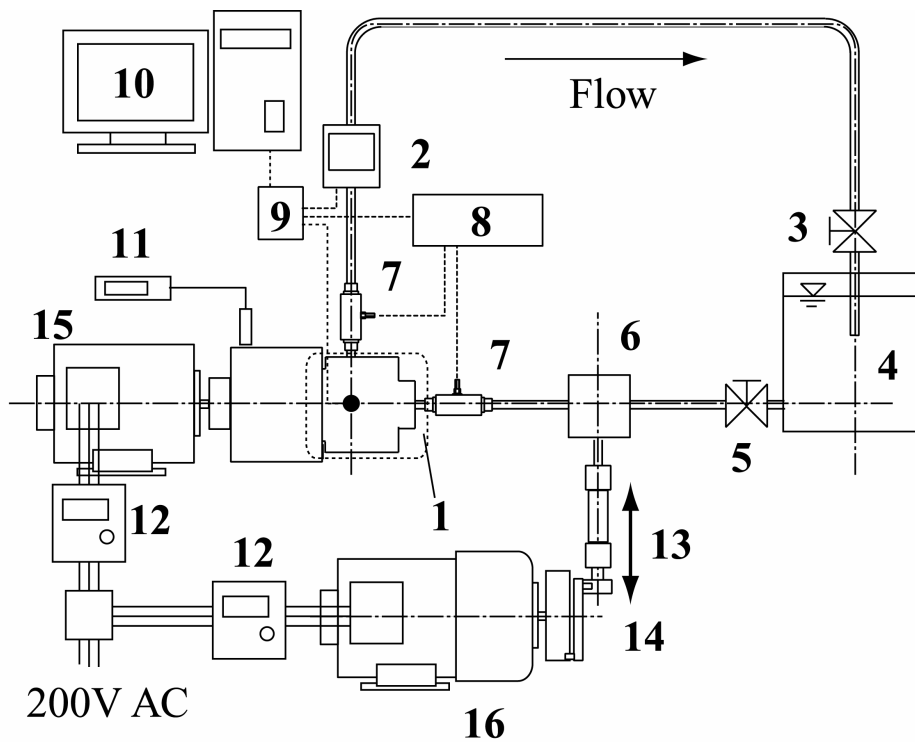
血液ポンプの静特性試験では，必要な流量，揚程が出ていることが重要である．さらに性能曲線において，右上がり特性の不安定な領域がないことも重要である．実験によって，全流量域で右上がり不安定がないことを確認すると同時に，運転中の羽根車の運動が安全であるかどうかを確認する．

本ポンプは，補助人工心臓(Ventricular Assist Device ; VAD)としての使用を目標としている．VADは，動く自然心の下流におかれ，自然心の拍動によって起こる流量変動の影響を受ける．このとき，ポンプ性能および羽根車の運動が不安定になることを避けなければならない．そのため血液ポンプの動特性試験では，VADでの使用と同じように，ポンプ入口側に，自然心拍動を模擬した流量変動を与えてポンプの性能を測定する．特に，供試ポンプの羽根車は非接触で保持されているため，通常の軸のあるポンプに比べて軸受剛性が低い．そのため，流量変動が加わった場合には，軸受は羽根車の運動を支えられない可能性がある．この実験によって，流量変動下においても，製作した血液ポンプが安全に動作しているかを確認する．

3.1 実験装置

実験装置概略図を図 3.1 に示す。供試ポンプは、インバータで回転速度を一定に制御されたモータによってマグネットカップリングを介して駆動される。作動流体は水で、供試ポンプ、電磁流量計、流量調節弁、そしてリザーバによって閉じた系で構成されている。動特性試験時には、ギアモータによって駆動されるスライダ・クランク機構を使用することにより強制周波数 $f=3\text{Hz}$ までの正弦状の圧力脈動を発生させることができる。

半導体式圧力変換器で検出されたポンプ吸込口及び吐出し口の圧力信号は、アンプによって増幅され、データロガーに記録される。



1. Test pump, 2. Electro-magnetic flow meter, 3. Control valve, 4. Reservoir, 5. Gate valve, 6. Pressurization chamber, 7. Pressure sensor, 8. Amplifier, 9. Analog I/O board, 10. Computer, 11. Tachometer, 12. Inverter, 13. Oscillator driver, 14. Slider-crank mechanism, 15. Motor, 16. Geared motor

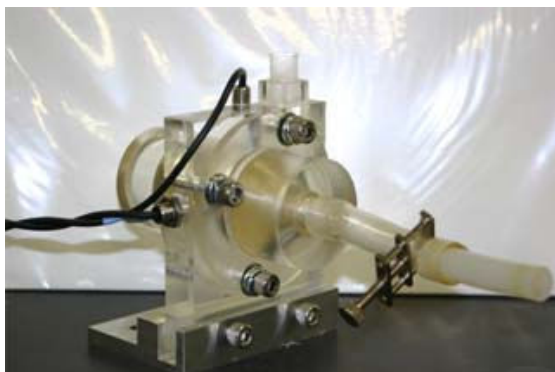
Fig.3.1 静・動特性試験装置概略図

3.2 供試ポンプ

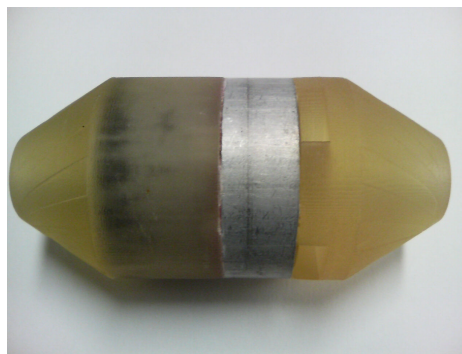
前章で設計した羽根車は，ラピッドプロトタイピング(RP)技術にて，アクリル系樹脂を材料に作製された．図 3.2 には，作製した供試ポンプを示す．

RP は，3 次元 CAD のデータを利用した直接立体造形が可能で，高速でかつ精度良く試作品を造形することが出来ることから，流体機械をはじめ各種分野の新製品の試作に適用されており，製品開発の設計リードタイム短縮やコスト低減，製品の品質の向上に役立っている[68]．図 3.2(b) には，RP にて製作した羽根車を示している．

羽根車の中には，シリンダ形の磁石が埋め込まれており，これにより非接触で，回転力を得ることが出来る．また，ポンプの外側には，変位測定用のアルミリングがあり，ケーシングに埋め込んだ渦電流式変位センサで測定が可能となっている．



(a) 供試ポンプ



(b) 羽根車

Fig.3.2 供試ポンプ外観図

3.3 実験方法およびデータ処理

3.3.1 静特性実験

供試ポンプの静的特性を把握するため、日本工業規格 JIS B8301[69]に基づいて性能試験を行った。

試験方法は、ポンプの設計回転速度 n をそれぞれ 1500min^{-1} 、 2000min^{-1} 、 2500min^{-1} および 3000min^{-1} を一定に保ち、流量調節弁を締切状態から全開状態まで変化させ、等間隔に流量を調節した後、状態量を測定する。測定を行った状態量は、吸込圧力 p_s 、吐出し圧力 p_d 、吐出し流量 Q 、ポンプ回転速度 n である。尚、これらの値はヒステリシスの有無を確認するため、締切り状態から最大流量まで測定した後、再び締切り状態まで測定を行った。

実験は各センサから、サンプリング周波数 2kHz ($500\mu\text{s}$)、サンプリング数約 3 万点で A/D 変換された後にパソコン上に保存される。

計測されたデータを用いて、 $Q - H$ 線図を描くとともに、次式で整理して特性曲線を得た。

$$\psi = \frac{H}{u_2^2/g} \quad (3.1)$$

$$\phi = \frac{v_{m2}}{u_2} \quad (3.2)$$

ポンプ効率の計測には、効率 η_M が既知なモータへの入力電力 P_{12} からブロンデルの定理に基づいた二電力計法により求めたモータ軸動力 P_M を使用し、次の式を用いた。

$$\eta_p = \frac{P_w}{P_M} = \frac{\rho g Q H}{\eta_M P_{12}} \quad (3.3)$$

加えて図 2.14 に示すような、羽根車のケーシング中心からの変位 (x, y) は、渦電流式変位センサにて検出される。ケーシング中心からの距離は ε ($=\sqrt{x^2+y^2}$) で表され、羽根車のふれまわりは、2 章で述べた ε の標準偏差 σ で評価する。

3.3.2 動特性測定実験

ポンプの非定常運転条件下におけるポンプ性能は、静特性曲線に沿って変化する。運転条件が非常にゆっくりとした変化の場合は、特性曲線上を外れる度合いが小さく、静特性の状態と同じように扱うことができる(準定常状態)。しかし、運転の変化がある一定の限界値を超えたとき、ポンプ性能は変動に応答できなくなる。このポンプの動的な特性を定常特性(静特性)に対して動特性と呼ぶ。

血液ポンプを、人工心臓として用いる場合は、自然心の拍動や人体の代謝、運動による振動によって体内循環の流動状態は常に変化する。例えば、体内に補助人工心臓として埋め込んだ場合は図 3.3 のように動いている自然心に直列に配置されているため、ポンプは拍動の影響をうける。また、図 3.4 のように安静時と運動時では、人の活動によって流量が大きく変化する。こういった環境下でのポンプは、静特性よりも動特性を考慮すべきである。

ポンプとそれに関連した管路系における非定常流れの解析法には、時間領域の方法と、周波数領域の方法がある。時間領域の方法は、水撃のような過渡流れに適している。ポンプのような、幾何形状が複雑な問題を取り扱うには、周波数領域で取り扱う方法が有利であることが多い。周波数領域の方法は、平均値からのずれに対して正確な結果が得られるので、安定限界の評価に使える。ただし、その振幅が小さいときのみ有効で、大きな加振がかかるような場合は、周波数領域の解析は適用できない。変動が小さく線形である場合は、変動量から周波数成分、またはその逆への変換が可能となる。そのため周波数領域の動特性解析は、容易に実験値を動特性の計算に組み込み可能であることが大きな利点である。

流れの状態や形状が複雑な場合には、装置の動的挙動を実験的に求めることが必要になる[34]。このような場合、特性を知りたい要素をブラックボックスと定め、特定の周波数範囲の流量や圧力の変動を加えて、入口・出口の状態を測定することで得られる。

本研究では、入口と出口の変動量の関係をマトリックスで表現する伝達マトリックスを採用し、実験範囲における供試ポンプの安定判別を行った。

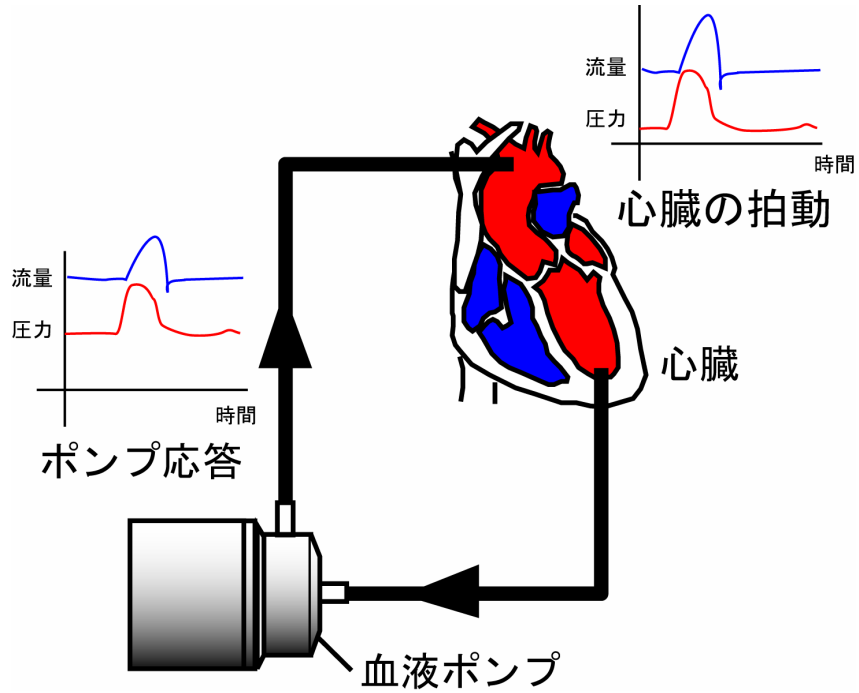


Fig. 3.3 補助人工心臓の模式図

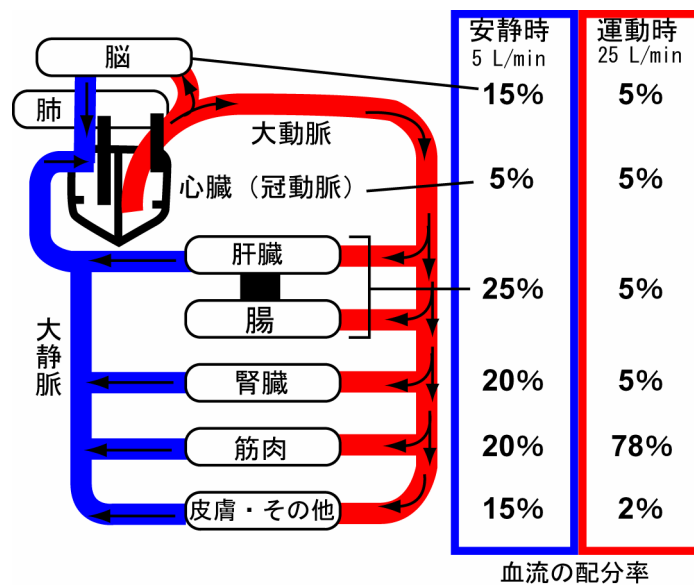


Fig. 3.4 動態による巡回流量の変化[84-86]

(1) 線形性実験

動特性実験の実験条件で、対象としているのは、各物理量の線形性が成り立つ範囲でなければならない。よって、動特性データを得る前に線形性が成り立つ範囲を把握しておく必要がある。本実験では、加振機によって流量変動を発生させるため、流量変動 Q に対する吸込圧 p_s と吐出し圧 p_d の線形性を確認した。

(2) 見かけの全揚程と真の全揚程[33]

非定常性能を考える場合、非定常運転時の全揚程 $H(= p/(\rho g))$ の取り扱いには十分な注意が必要である。定常運転時は、吐出口と吸込み口の全ヘッド差はポンプ運転、すなわち羽根車が回転することによって作りだされている。しかし、流量変動がある非定常運転時にはこのように単純ではない。

このときは、たとえポンプを停止させて羽根車作用を殺しておいても、ポンプ内の水の慣性によって吐出口と吸込み口との間に全ヘッド差を生じ、見かけ上は全揚程が生ずる。吐出量が増加している間は吸込側の圧力が高く負の全揚程となり、吐出量が減少している間は、吐出側の圧力が高く正の全揚程となる。このような見かけの全揚程 $H_c(= p_c / (\rho g))$ は、ポンプの閉管路としての特性から生じ、ポンプ本来の昇圧作用とは無関係である。羽根車の昇圧作用である真の全揚程 H_p は吸込口と吐出し口における全ヘッド差として測定される指示全揚程 $H_i(= (p_d - p_s)/(\rho g))$ から、見かけの全揚程 H_c を差し引いたものである。

$$H_p = H_i - H_c \quad (3.4)$$

ただし、

$$H_c = \frac{p_c}{\rho g} = -\frac{L_{eq}}{\rho g A_0} \left(\frac{dQ}{dt} \right) \quad (3.5)$$

$$L_{eq} = \int_{s=0}^L \frac{A_0}{A(s)} ds \quad (3.6)$$

ただし、 A_0 は、流路代表断面である。非定常性能を考える際は、この真の全揚程 H_p を考察の対象としている。

(3) 伝達マトリックス法

入出力の状態量が微小変動している場合、ポンプ動特性によってポンプ全体が加振源となり、ある周波数において振動振幅が増幅される場合がある。これは、ポンプの動的な不安定性が管路系の減衰効果を上回る場合に生じる。ポンプの動特性を解析するには、様々な方法があるが、線形系に対しては伝達マトリックス法を用いることによって容易に安定判別が可能である[35]。伝達マトリックス G_{ij} の G_{12} 項はポンプインピーダンス Z_p と呼ばれる。

$$\begin{pmatrix} p_d / \rho g \\ Q \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & -Z_p \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_s / \rho g \\ Q \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

本研究では、 Z_p を求める際に次の簡易式によって求めた。

$$Z_p = \frac{\tilde{p}_s - \tilde{p}_d}{\rho g \tilde{Q}} = -\frac{\tilde{H}}{\tilde{Q}} \quad (3.8)$$

ここで、 (\sim) は変動成分を表す。変動データには様々な周波数成分が含まれているが、フーリエ変換法によって強制周波数成分のみを抽出し、各周波数に対する Z_p を算出した。 Z_p の実部 $\text{Re}(Z_p)$ はポンプレジスタンスと呼ばれ、この値の正負により動的な安定性を評価できる[37]。

(4) 動特性実験方法

(a) データの取得方法

動特性実験は以下の方法で行われた。

実験条件としては、回転速度 $n = 500, 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000,$

2500, 3000 min^{-1} の 9 つのパターンに対して、最高効率点での流量 $\phi_D' = 0.03$ の比とする流量比 $\phi/\phi_D = 0.5, 1.0$ の 2 パターンで測定を行い、ポンプ吸込み側に強制周波数 $f = 0.25 \sim 3.0 \text{ Hz}$ (0.25 Hz 刻み) の脈動を与える。このときのポンプ吸込み、吐出しの圧力と吐出し流量を測定する。図 3.5 には、動特性実験の流れをフローチャートで示す。

以下に動特性実験の詳細を示す。

1. ポンプを始動する。
2. 流量 Q を流量調節バルブにて調節する。
3. 設定回転数 n に設定する。
4. 加振機のインバータにより強制周波数 f を設定する。
5. 採取したデータは、加振源である流量に対する各測定量のコヒーレンスを確認し、コヒーレンスの高いデータのみを採用する。
6. 強制周波数 f の実験パラメータを満たしていないならば、工程 2 へ戻る。
7. 回転速度 n の実験パラメータを全て満たしていないならば、工程 3 へ戻る。
8. 流量比の実験パラメータを満たしていないのであれば、工程 4 へ戻る。
9. ポンプ停止。

実際の実験では、計測器のドリフトの関係上パラメータを変更する際に、ゼロ設定を再度行って実験を再開している。

図 3.6 は、例として、強制周波数 $f = 1.0 \text{ Hz}$, $\phi/\phi_D = 1.0$, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ で運転されるポンプにおいて取得されたデータ波形の時間履歴を示している。

(b) データ処理

図 3.7 には、データ処理のフローチャートを示す。サンプリングされたデータは、強制周波数以外にもさまざまな周波数成分を含んでいるため、周波数解析によって、強制周波数成分を抜き出すことが必要となる。はじめ実験

で得られた電圧データは、あらかじめ校正によって求められた係数式を用いて物理量に変換される。それぞれの物理量は、データの信頼性を上げるため、必要に応じて集積平均処理されたのち、周波数分解によって強制周波数成分のみを抜き出す。線形性実験および動特性実験の結果はこの加振成分のみを対象とした結果である。

本実験では、強制周波数成分を抜き出すため、フーリエ変換法を用いた。フーリエ変換は、次の式で表わされる。

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i2\pi f t} dt \quad (3.9)$$

時系列データにおいて $(-t, 0)$ の範囲は考えにくいので、

$$X(f) = \int_0^{\infty} x(t)e^{-i2\pi f t} dt \quad (3.10)$$

これを展開すると

$$X(f) = \sum_{j=0}^{n-1} x(j) \cos\left(2\pi \frac{kj}{n}\right) \frac{T}{n} - i \left(\sum_{j=0}^{n-1} x(j) \sin\left(2\pi \frac{kj}{n}\right) \frac{T}{n} \right) \quad (3.11)$$

実際のサブルーチンでは、次の値が求められる。

$$na_k = 2 \sum_{j=0}^{n-1} x_j \cos \frac{2\pi k j}{n} \quad (3.12)$$

$$nb_k = 2 \sum_{j=0}^{n-1} x_j \sin \frac{2\pi k j}{n} \quad (3.13)$$

これから

$$FXLR = \frac{T}{2n} (na_k) \quad : \text{複素フーリエ成分の実数部}$$

$$FXLI = \frac{T}{2n} (nb_k) \quad : \text{複素フーリエ成分の虚数部}$$

これより、

$$FXL = FXLR + i(FXLI) \quad (3.14)$$

が求まる．また，フーリエ逆変換はこれと逆の手順をとる．

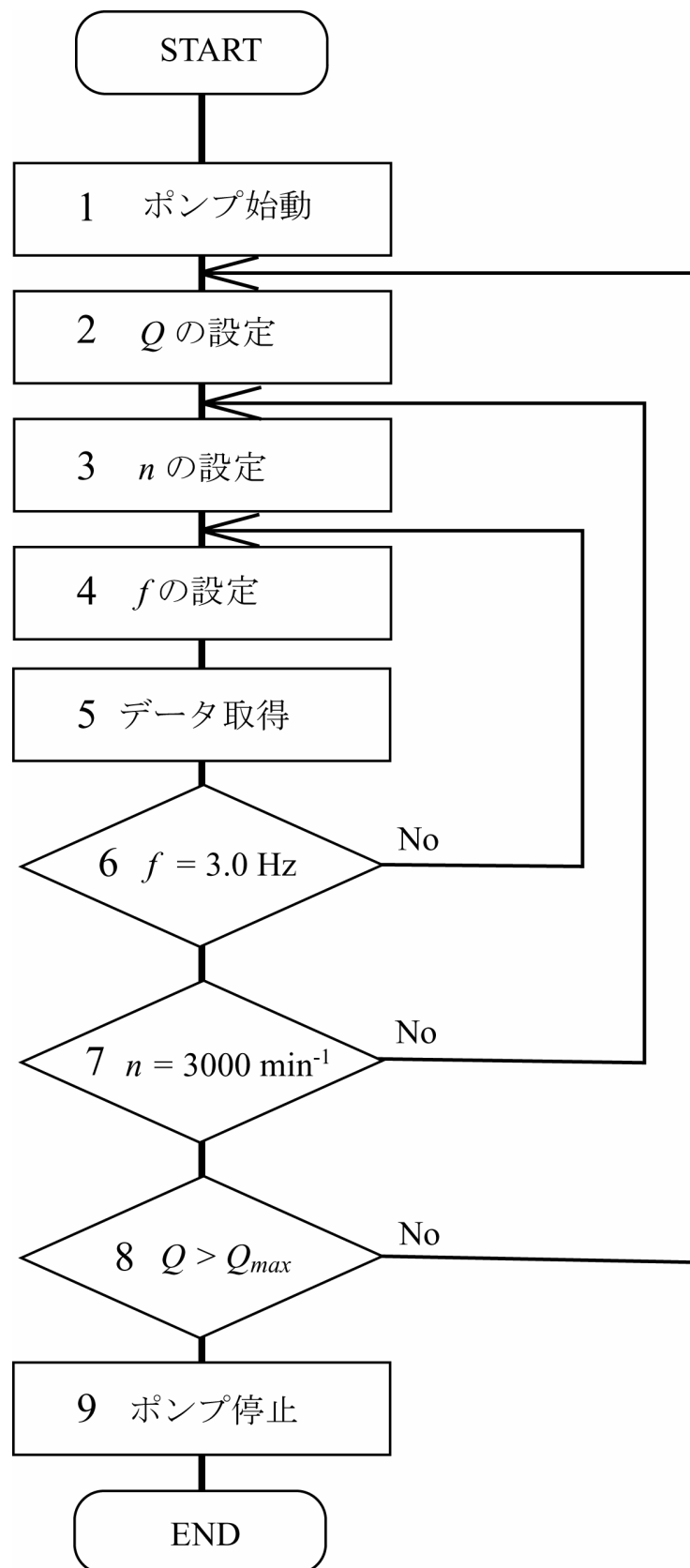


Fig. 3.5 動特性試験のフローチャート

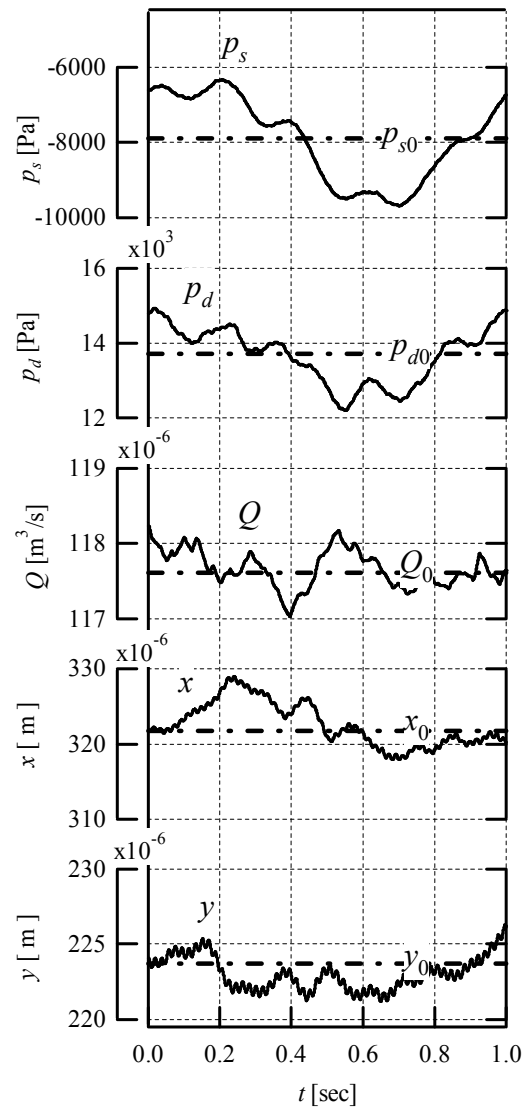


Fig. 3.6 動特性実験で取得されるデータの時間履歴

p_s, p_d, Q, x, y ($\phi/\phi_D = 1.0, n = 3000 \text{ min}^{-1}, f = 1.0 \text{ Hz}$)

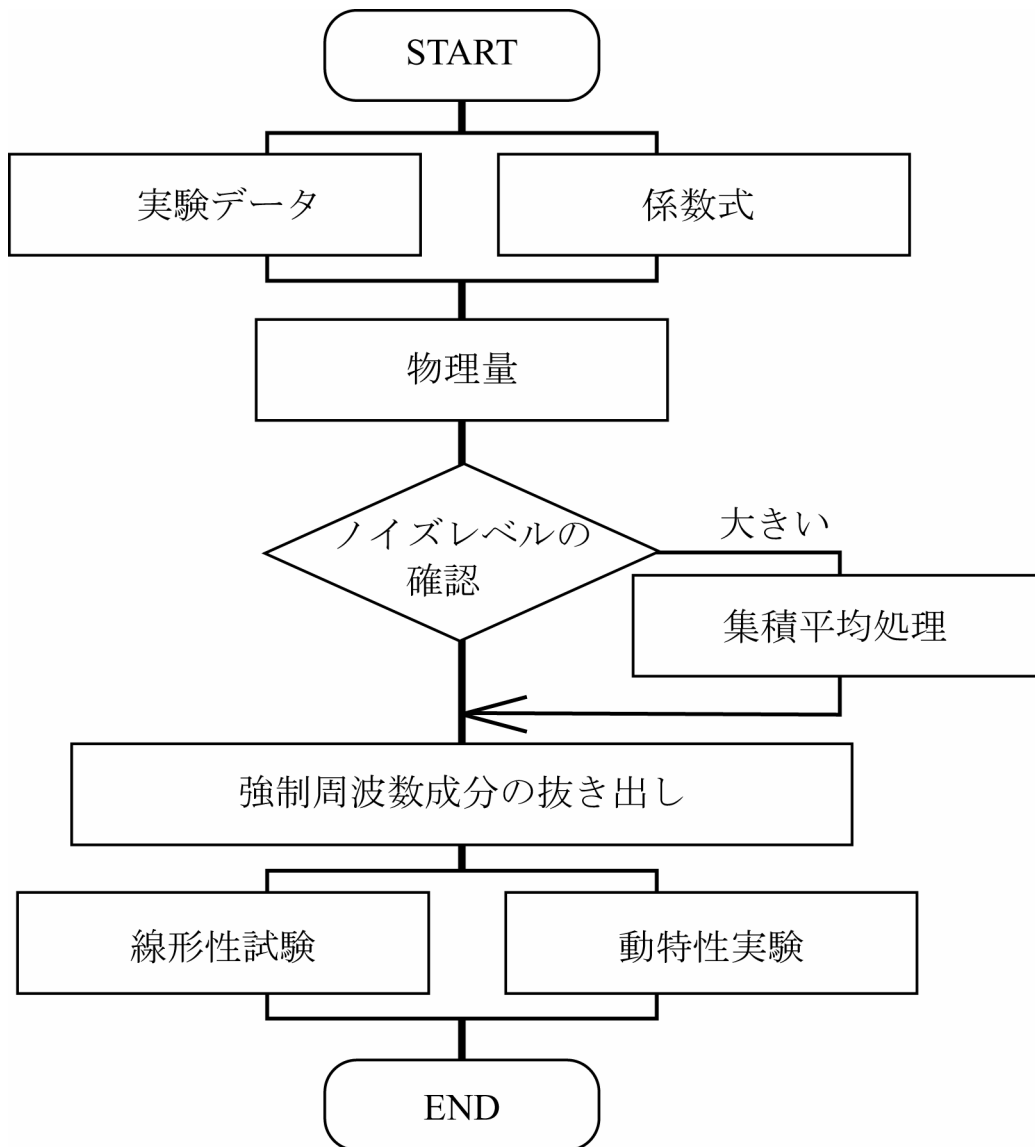


Fig.3.7 データ処理のフローチャート

3.4 実験結果

3.4.1 静特性実験

(1) 供試ポンプの静的性能

図 3.8, 図 3.9 には静特性実験結果を示している.

図 3.8 には, 各回転速度におけるポンプ Q - H 曲線を示している. 製作したポンプは回転速度 $n = 3000\text{min}^{-1}$ の運転条件において, 設計流量 $Q_D = 5\text{ L/min}$ で全揚程 2.6m, 最大流量は $Q = 8\text{L/min}$, 最大全揚程 3.2m であった.

図 3.9 は, 式(3.1), (3.2)にて整理した特性曲線を示している. 特性曲線は全流量域で右下がりの傾向を持ち, 静的に安定であることがわかった. ポンプ効率は設計流量付近で 0.14 程度と, 他のポンプ (Asama らのポンプは 0.21[8]) に比べて低い値となった. しかし, 初めに設定した血液ポンプの要求を満足するポンプが製作された.

2 章で計算した揚程 H は, 実測値の 40%ほどしかない. したがってこのポンプの揚程 H は羽根車以外の部分で揚程を発生させている部分が考えられる.

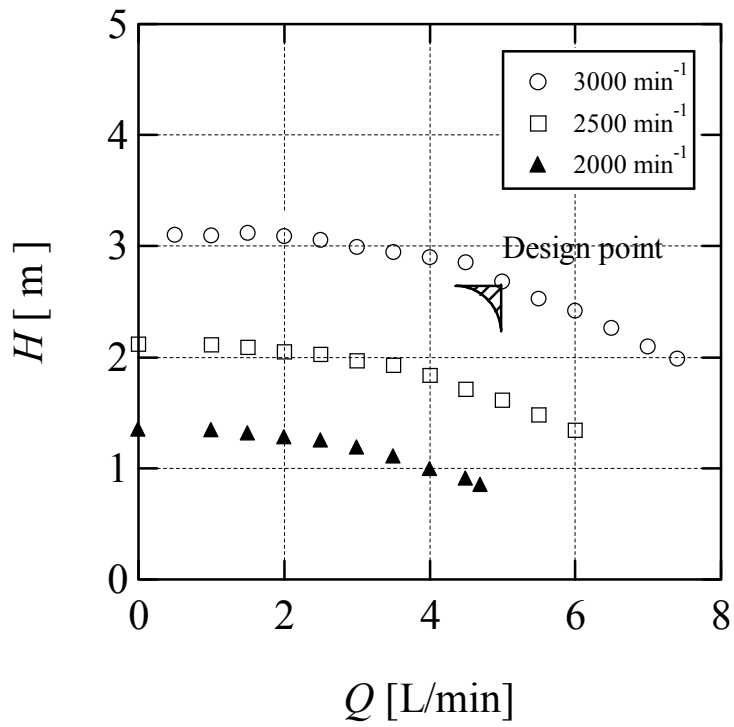


Fig 3.8 Q - H 曲線

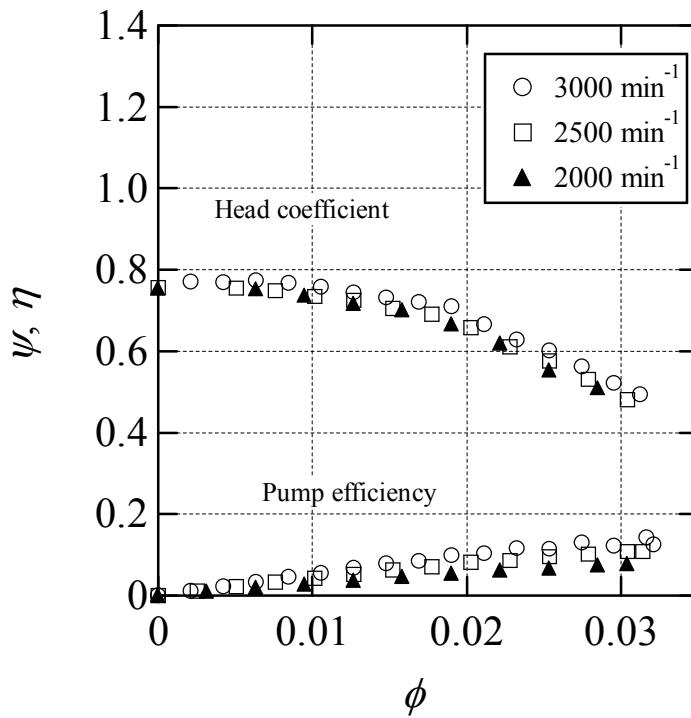


Fig.3.9 静特性試験結果

(2) 供試ポンプのふれまわり

静特性実験中の羽根車のふれまわりを測定した。

図 3.10 は、ポンプ運転中の羽根車の動きの時間履歴を示した一例である。条件は、回転速度 $n=500, 1500, 3000\text{min}^{-1}$ の場合の羽根車のケーシングからの相対変位とその一部拡大図を示している。回転速度 n が大きくなるに従って y 位置が大きくなりふれまわりの大きさが小さくなる。羽根車の回転とふれまわりの回転は同方向で、向かって右から左へ反時計まわりでふれまわっている。

図 3.11 は各回転速度での羽根車中心の y 方向時間平均偏心位置とその標準偏差 σ_y を示している。本血液ポンプでは、羽根車の回転速度を上げると羽根車はふれまわりながら浮上し、原点より $y \doteq 200 \mu\text{m}$ 上方にて偏心する。また、回転速度 $n < 750\text{min}^{-1}$ ではふれまわりが大きくなるが、運動は発振することはない、ポンプ自体の運転に支障は出ていない。

ふれまわりによる流体力はロータダイナミクス流体力と呼ばれる。この流体力は、回転中心からの偏心量 σ でふれまわる回転軸には σ に比例し、ふれまわり角速度 Ω と軸回転角速度 ω で示される、ふれまわり角速度比 Ω/ω の関数として働くことが知られている [70]。

図 3.12 には、羽根車の変位測定によって得られたふれまわり角速度比 Ω/ω を示している。供試ポンプの Ω/ω は、回転速度に依らず一定の値を取っており、 $\Omega/\omega \doteq 0.1$ となった。動圧浮上軸受を持つ血液ポンプでロータダイナミクス流体力を測定した研究として築谷ら [12,13] や鈴木ら [27,28] がある。ふれまわり角速度比 Ω/ω の値は、鈴木ら [28] によれば、 $0 < \Omega/\omega \leq 0.75$ で流体力が励振的に作用する領域であり、流体力による振動が懸念されるが、本研究ではふれまわりの大きさ σ_y そのものが小さく自励振動が発生するまでに至っていない。そのため、ふれまわりによってロータダイナミクス流体力は発生していると思われるが、回転速度、流量によらず一定で値は小さく、自励振動の危険性は少ない。

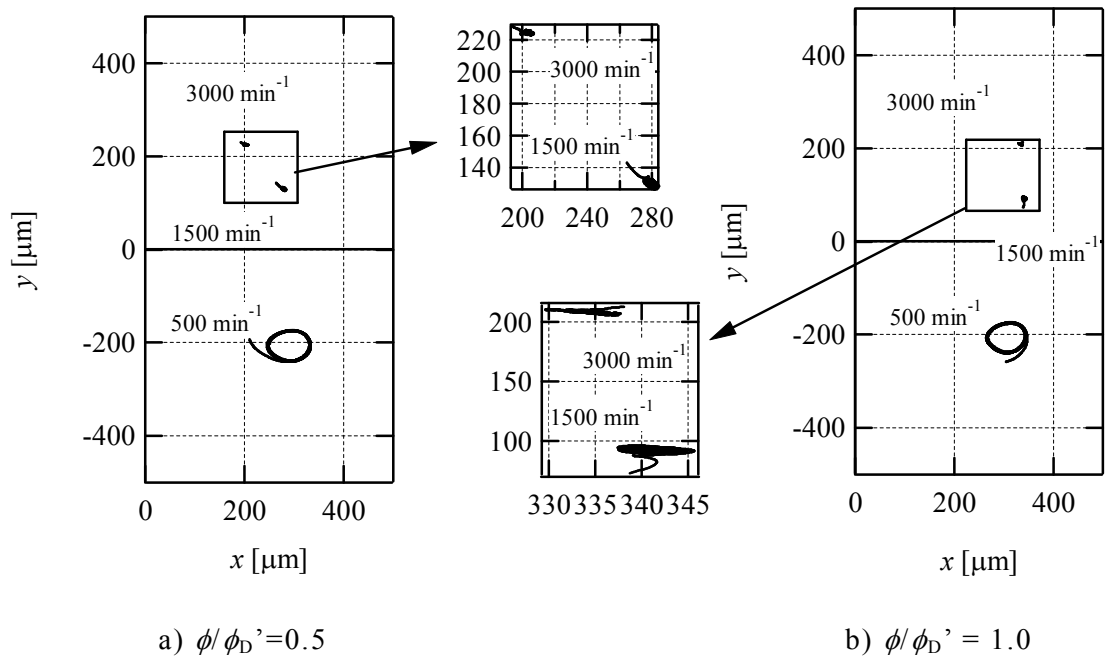


Fig.3.10 羽根車中心の変位の時間履歴

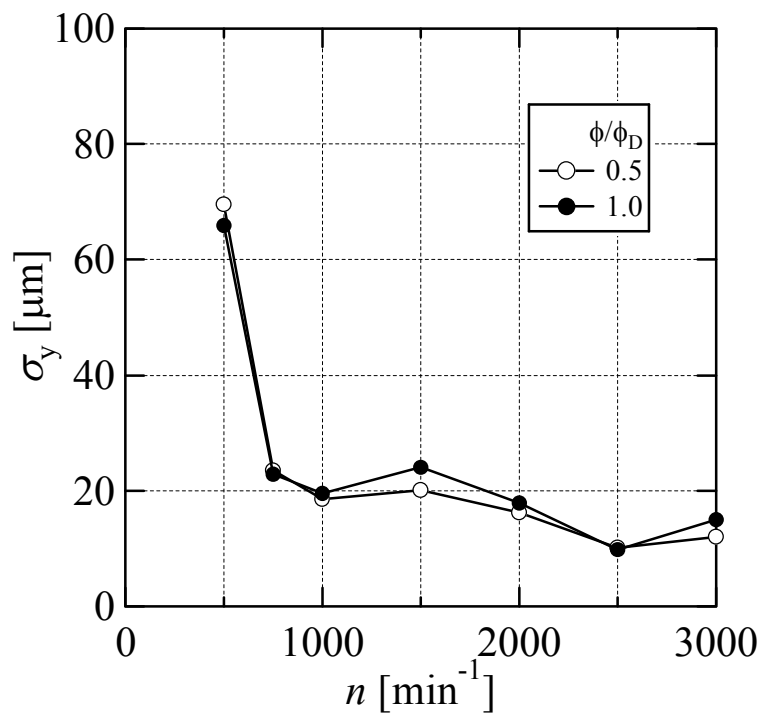


Fig.3.11 一定回転速度における ϵ の標準偏差 σ

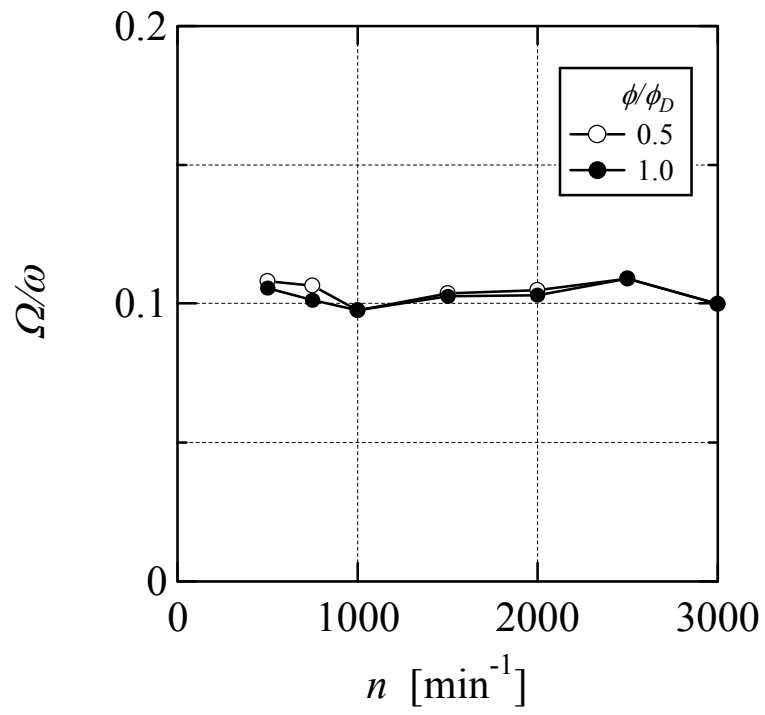


Fig.3.12 回転速度とふれまわり角速度比 Ω/ω

3.4.2 動特性実験

(1) 線形性試験・相関の確認

動特性実験は、各物理量の線形性が成立する範囲で行われる。動特性実験を行う前に本実験条件において線形性を満足しているかを確認した。図 3.13 は、その結果の一例であり、最高効率点での流量 ϕ_D' に対する流量比 $\phi_0/\phi_D'=1.0$ 、回転速度 $n = 3000\text{min}^{-1}$ における、流量変動比 $\Delta Q/Q_0$ に対する変動圧力値振幅と変動流量値に対する圧力の位相差を示している。図 3.13 からわかるように、本実験の範囲では、線形性が保たれている。

また、加振機によって強制周波数 f で流量を変動させた場合、測定量には管路特性や流体の圧縮性など、強制周波数以外の影響が考えられる。そこで、図 3.14 では、流量に対する吸込および吐出し圧力、 p_s および p_d と強制周波数 f の相関をコヒーレンスで示している。それぞれが 1 に近い値となっているので、本実験では、全周波数域で外部の影響を考慮することなく加振機による流量変動との関係を考えてよい。

このことから、本実験範囲において伝達マトリックスが適用できる。

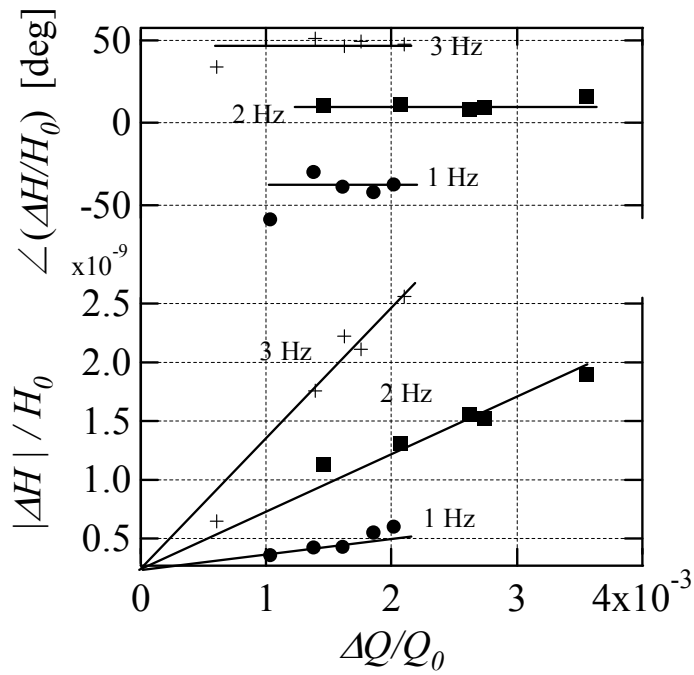


Fig.3.13 線形性試験結果の一例 ($\phi_0/\phi_D' = 1.0, n = 3000 \text{ min}^{-1}$).

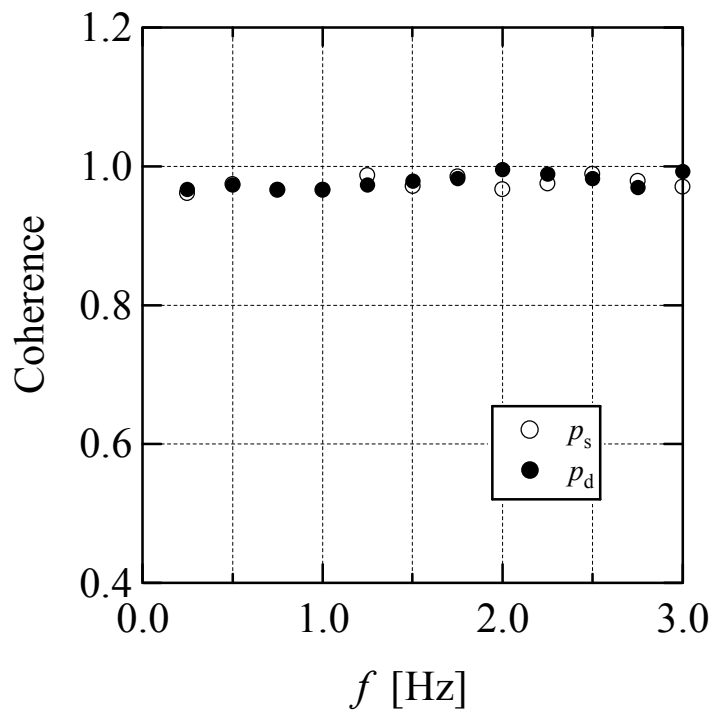


Fig.3.14 変動流量 Q と全圧力 p_s, p_d とのコヒーレンス分布
 $;\phi_0/\phi_D' = 1.0, n = 3000 \text{ min}^{-1}$.

(2) 伝達マトリックス

動特性実験では各回転速度一定での動特性を測定し、供試ポンプの動特性について調べる。図 3.15 および図 3.16 は動特性実験結果の一例(回転速度 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$)である。これらには、回転速度 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ 一定で、流量比 1.0 および 0.5 の時の、ポンプレジスタンス $\text{Re}(Z_p)$ とポンプイナータンス $\text{Im}(Z_p)$ の強制周波数 f との関係が示されている。

$\text{Re}(Z_p)$ は 0 Hz では静的な Q - H 特性の勾配を示しており、 $\text{Re}(Z_p)$ の値が負になるとポンプは不安定になる。図 3.15 をみると流量比 $\phi_0/\phi_D' = 1.0$ の値は、強制周波数 f の増加と共に $\text{Re}(Z_p)$ は増加する。この傾向は、Anderson らの実験 [35] にも見られる。しかし、低流量域 ($\phi_0/\phi_D' = 0.5$) では、強制周波数 $f > 2 \text{ Hz}$ で傾きが逆転し、 $\text{Re}(Z_p) < 0$ となり不安定となった。

$\text{Im}(Z_p)$ は、ポンプ管路に含まれる液体の慣性、すなわち管路効果を表現している。これらは、吐出し流量や回転速度に依らず、その傾きは一定である [37]。しかし、流量比 $\phi_0/\phi_D' = 1.0$ と流量比 $\phi_0/\phi_D' = 0.5$ で大きく違う結果となった。この理由として強制周波数 $f > 1 \text{ Hz}$ では、ポンプ内の慣性抵抗の効果よりも、強制周波数による影響が強くなると思われる。結果として、ポンプ管路長さが低下し、 $\text{Im}(Z_p)$ の f に対する傾きが大きく変化する。

供試ポンプ回転速度 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ の場合、流量変動下において、ポンプ性能が不安定となるのは、流量比 $\phi_0/\phi_D' = 1.0$ で強制周波数 $f > 2 \text{ Hz}$ のときであった。

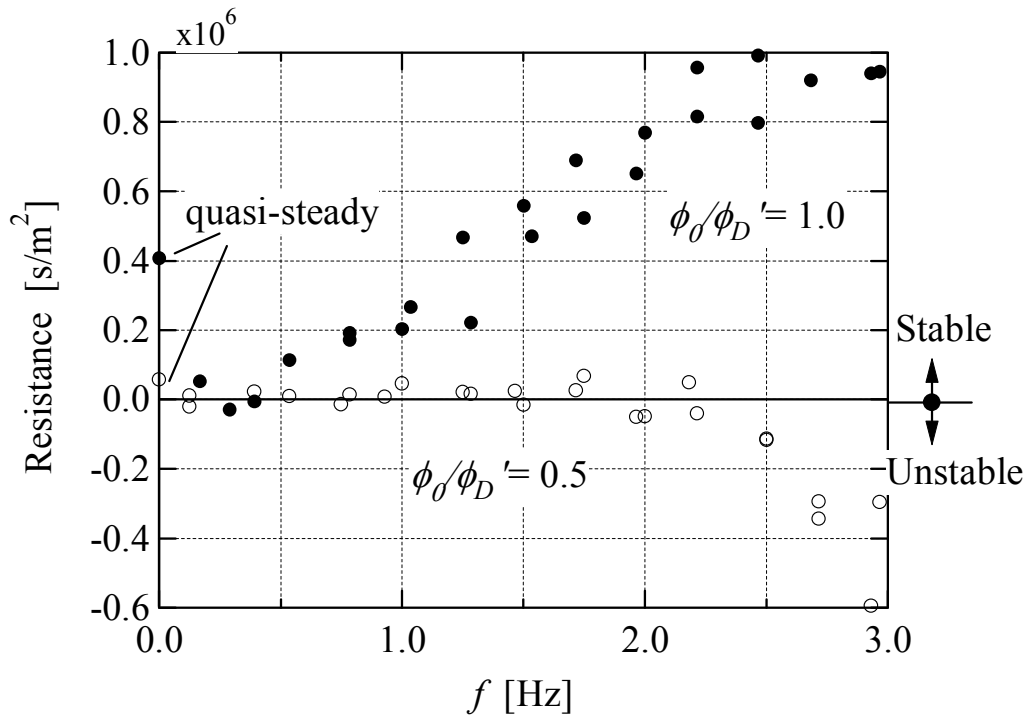


Fig.3.15 ポンプレジスタンス ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$)

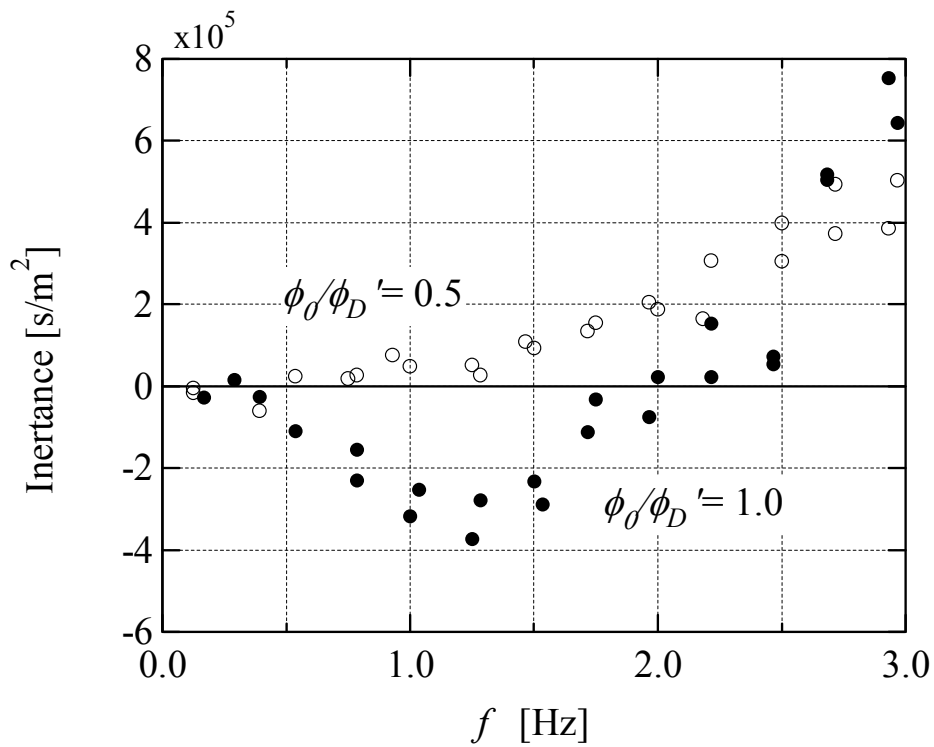


Fig.3.16 ポンプイナータンス ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$)

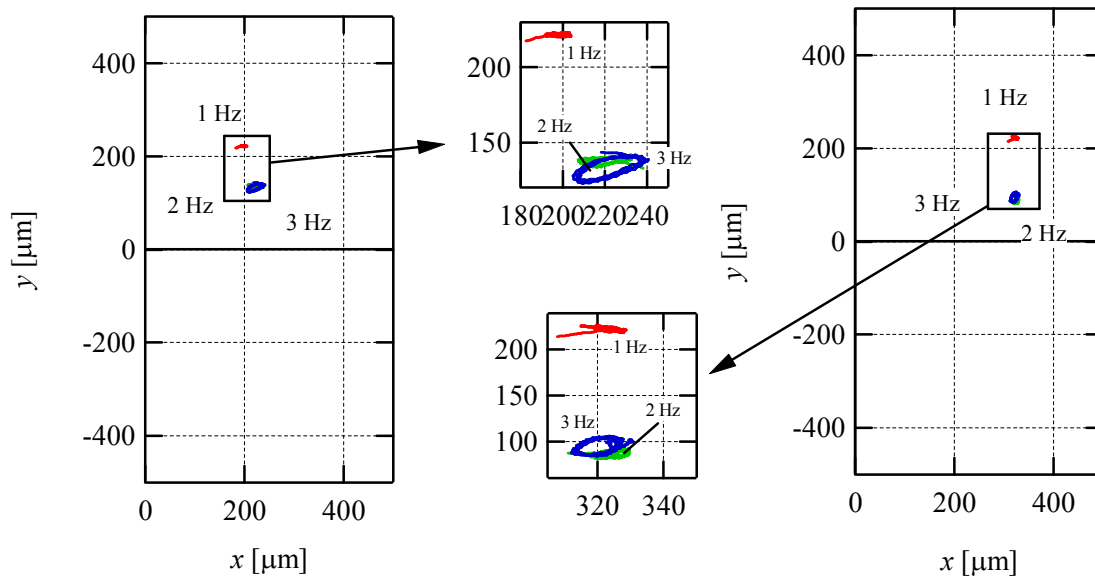
(3) 流量変動下でのふれまわり

図 3.17 は、流量変動下で回転速度 $n=3000 \text{ min}^{-1}$ の一定で運転しているときの、ポンプ羽根車挙動を示している。図中では、1Hz(赤色)、2Hz(緑色)、3Hz(青色)で表記し、さらに運動が分かりやすいように拡大した図を付記した。

流量変動が加わることで、羽根車中心はポンプ吐出口に移動する。その上強制周波数が増加するとともにふれまわりの半径 σ が大きくなっている。羽根車の回転方向は、流量変動が加わってないときと同様、ふれまわる方向は同じであり、向かって反時計まわりに運動している。

図 3.18 には、流量変動下における羽根車中心のケーシング中心からの変位 ε の標準偏差 σ と強制周波数 f の関係を各回転速度で示している。強制周波数 f が大きくなるほど、また、回転速度が遅いほど、ふれまわりの大きさを示す σ が大きくなる。よって、強制周波数の増加とともに、羽根車のふれまわり振幅が大きくなる。同時に、強制周波数 $f = 1\text{Hz}$ を超えると振幅の増加が大きくなる。

これらのことから、羽根車のふれまわりは、入口に作用する流量変動の影響によって、ふれまわりの大きさ σ が大きくなる。また、回転速度が小さいものほどその影響を大きく受ける。流量変動のない場合では問題なく作動していても、流量変動時には、羽根車のふれまわりが大きくなり、羽根車の運動に影響を与えることがわかった。特に、強制周波数が約 1Hz より大きくなるとその影響が顕著になる。ただし、本実験の範囲内では自励振動は起こらなかった。そのため、本実験条件内であれば、流量変動の影響を受けていても安全に使用できる。



a) $\phi_0/\phi_{D'} = 0.5$

b) $\phi_0/\phi_{D'} = 1.0$

Fig.3.17 流量変動下での羽根車の挙動の一例 ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$)

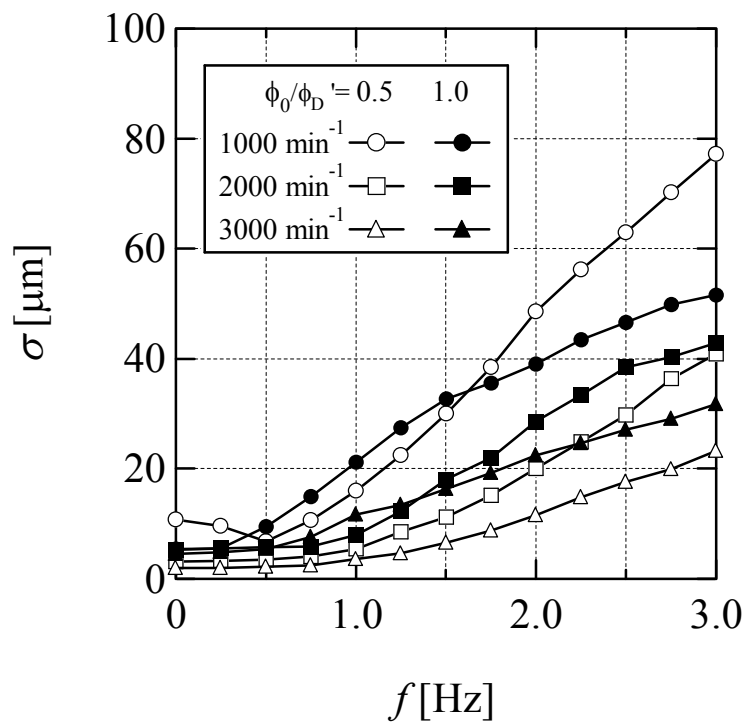


Fig.3.18 流量変動下での ϵ の標準偏差 σ

(4) 回転速度の影響

前節までは、設計回転速度($n = 3000 \text{ min}^{-1}$)のみを評価したが、他の回転速度の結果との比較のため、インピーダンス Z_p を次式で無次元化して、無次元周波数 f/n で整理した。

$$Z_p^* = \frac{A_2 g}{u_2} Z_p = -\frac{A_2 g}{u_2} \frac{H_p}{Q} \quad (3.15)$$

図 3.19 は、無次元周波数 f/n に対する無次元レジスタンス $\text{Re}(Z_p^*)$ 、および図 3.20 には無次元周波数 f/n に対する無次元イナータンス $\text{Im}(Z_p^*)$ を示している。

本実験範囲では、 $n = 500 \text{ min}^{-1}$ で低流量比 $\phi/\phi_D' = 0.5$ で運転された場合以外には、概ね相似な関係であることが示された。回転速度 $n = 500 \text{ min}^{-1}$ では、低流量比 $\phi/\phi_D = 0.5$ で $f/n = 0.2$ 付近から値が発散している。

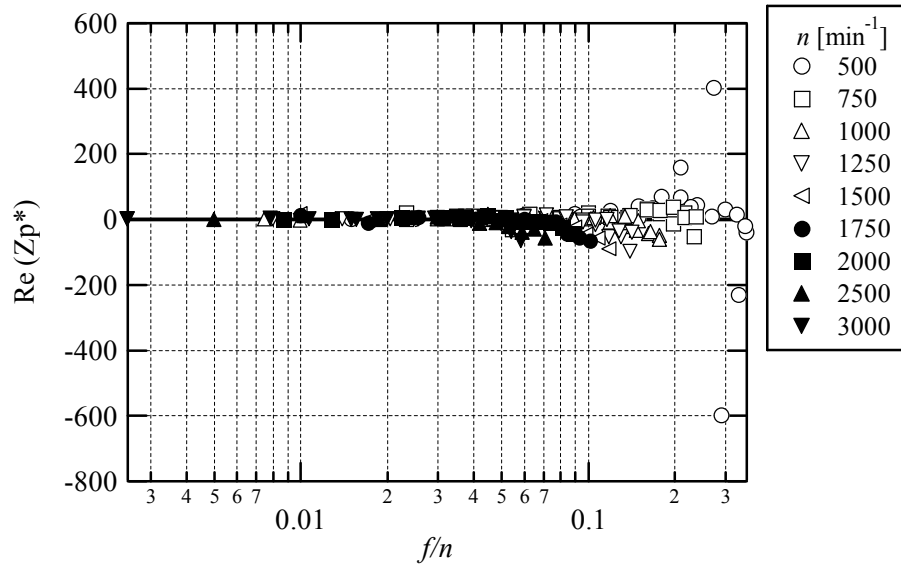
無次元ポンプレジスタンスでは、流量比 $\phi/\phi_D' = 1.0$ では、無次元周波数 $f/n = 0.01$ を境に値は大きくなることが回転速度に関わらずみられた。しかし、低流量 $\phi/\phi_D' = 0.5$ では、 $f/n > 0.02$ において無次元ポンプレジスタンスの値が負となり、ポンプ性能は不安定となる。

$\text{Re}(Z_p^*)$ は、 $f/n = 0.02$ 辺りまでほぼ一定の値であり、この値を超えてくると低流量側では $\text{Re}(Z_p^*) < 0$ に、設計点では、 $\text{Re}(Z_p^*) > 0$ に値が減少および増加する。 $\text{Re}(Z_p^*)$ は、特性曲線の傾きを表している。そのため低流量側では、傾きが小さく、高い強制周波数が加わるとポンプ性能は右上がり ($Z_p < 0$) となり不安定の状態に陥ることを示している。逆に、設計流量側では、強制周波数によってポンプ特性曲線の勾配が大きくなることを示している。

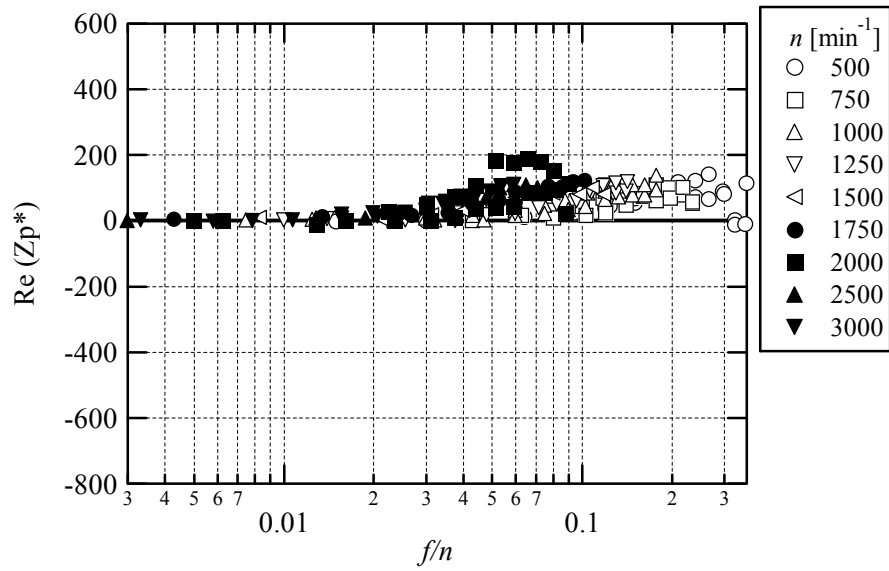
そのため、本ポンプでは、 $f/n < 0.02$ では、先に示した静特性試験とほぼ同じ傾きであるため、ポンプ性能を静的に扱うことができる。

無次元ポンプイナータンスは、ポンプ内の管路効果を示している。 $\text{Im}(Z_p^*)$ では、どちらの流量も、無次元周波数が大きくなるにしたがって、 $\text{Im}(Z_p^*)$ も増加することがわかる。低流量側では $f/n = 0.04$ 、設計流量側では $f/n = 0.02$ 付近から一定値からずれていく傾向にある。この理由としては、この付近から

前章で述べたように，強制周波数によって管路効果が粘性支配から，慣性支配に移行するためであると考えられる．

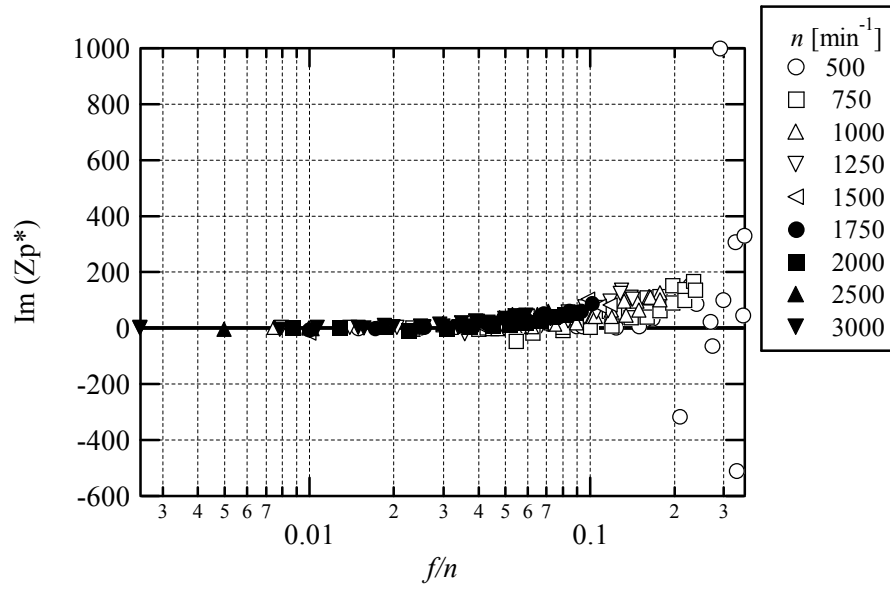


(a) $\phi/\phi_{D'} = 0.5$

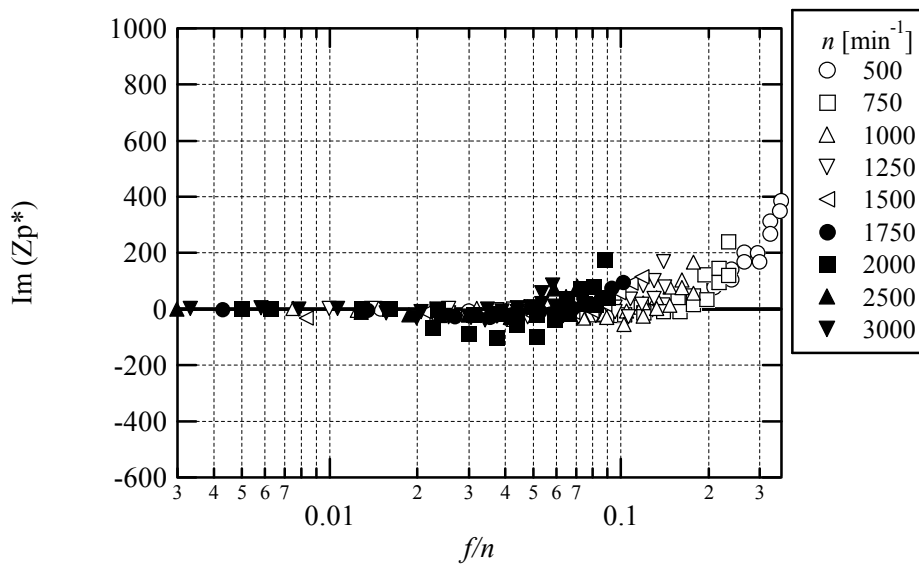


(b) $\phi/\phi_{D'} = 1.0$

Fig.3.19 無次元ポンプレジスタンス



(a) $\phi/\phi_D' = 0.5$



(b) $\phi/\phi_D' = 1.0$

Fig.3.20 無次元ポンプイナータンス.

第4章 考察

供試ポンプの性能改善に関して、実験結果を整理しコニカルスパイラルグループ軸受をもつ遠心血液ポンプの設計について考察する。まず、一次元的な性能見積り計算による性能予測法を確立する。次に、ふれまわる羽根車に作用する力について考察して設計値の検討を行う。最後に、損傷係数と内部流れ計算によって供試ポンプ内の血液変性を評価する。

4.1 ポンプ性能予測の改善

2章で述べた理論揚程と損失計算によって予測した揚程は、1.6m程度と非常に低く、それに対し3章で行った静特性実験で測定された全揚程 $H = 2.58$ mであったことから、実際には著しく流れ場の状態が変化している可能性がある。2章で行った計算では、理想的な流れ場によって発生する揚程のみを考えた計算であったが本研究で製作したポンプは、一般に知られている遠心羽根車に比べて翼が厚くなっているため、回転による摩擦が大きく、2章での理論揚程の計算で仮定している流れ場が成立していないことが考えられる。

予旋回がない場合、ポンプの理論揚程は一般に次の式で表わすことが出来る。

$$H_{th} = \frac{u_2 v_{2u}}{g} \quad (4.1)$$

このときの絶対速度の周方向成分 v_{u2} が仮定よりも大きくなるために、全揚程が大きくなることが予想される。ここで絶対速度の周方向成分を増加させる要因として挙げられるのは、回転速度による周速度 u_2 が影響すると思われる。このことを確認するため、羽根車出口部分の内部流れを求めるために数値計算を行った。数値計算の条件は、4.3節に述べる。図4.2に羽根車出口付近の流れをベクトル線図によって示している。速度分布を見ると羽根車自身の回転速度による出口部分の流速は、羽根車から吐出されている流速より

も大きく羽根車出口における絶対速度の周方向成分に大きく影響しており、実際のポンプ内でも同様のことが考えられる。この流速は羽根車側面とケーシング側面との相対運動によって生み出されるもので、大きさは羽根車の周速度にほぼ等しい。そのため、式(4.1)は

$$H_{th}' = \frac{u_2^2}{g} \quad (4.2)$$

となり、設計回転速度 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ での理論揚程は $H_{th}' = 4.022 \text{ m}$ 、2章で計算した羽根車の水力損失 h_{loss} を省くと全揚程 $H = 2.844 \text{ m}$ 、実験で得られた値が 2.6 m だったことを考えれば、仮定を十分満足する値であると思われる。

したがって、本ポンプ羽根車出口(図 4.1)では、羽根車の周速度による影響で絶対速度の周方向成分が非常に大きく、羽根車周速度と同じと考えることが出来る。そのため理論揚程は、一般の見積りよりも大きく、本ポンプのように羽根車出口とケーシングとの空間が小さい場合、羽根車の回転速度による影響が大きくなる。

一方、血液ポンプとして血栓が起こらないようにするには、回転子軸方向に流れが必要である。羽根車軸方向の流れは、羽根車漏れ流れの発生によって期待できる。羽根車漏れ流れは通常ターボ機械では、漏れ損失として計上される[71]。漏れ流量の計算は式(4.3)によって簡易的に求めることが出来る[72]。ポンプ羽根出口と吸込み口では羽根出口の方が高圧であるために、羽根車出口から吸込み口(軸受方向)に流れが発生する。その間の漏れ流量 ΔQ は

$$\Delta Q = C_w A_w \sqrt{2g\Delta H_w} \quad (4.3)$$

ここで A_w は隙間の断面積、 ΔH_w は隙間両端の圧力ヘッド差である。隙間部の高さを b_w 、距離を l_w 、半径を r_w とすれば

$$C_w = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_w + \frac{\lambda_w l_w}{2b_w}}} \quad (4.4)$$

ζ_w は入口損失係数で通常 $\zeta_w = 0.5$ 、 λ_w は隙間部の管摩擦係数である。管摩擦係

数は次の式によって求められる。

$$\lambda_w = 0.135 \text{Re}_a^{-0.25} \frac{\left\{1 + (1-X)^2 Y^2\right\}^{0.375} + \left\{\left(1 + \frac{b_w}{r_w}\right) (1 + X^2 Y^2)\right\}^{0.375}}{\left(1 + \frac{b_w}{2r_w}\right)} \quad (4.5)$$

$$Y = \frac{7}{8} \left(\frac{\text{Re}_w}{\text{Re}_a} \right) \quad (4.6)$$

ただし， $\text{Re}_w = \frac{r_w b_w \omega}{\nu}$ ， $\text{Re}_a = \frac{\Delta Q}{2\pi r_w \nu}$ であり，残りのパラメータは，

$$X = \frac{\left\{0.5 + 33\alpha X_i \left(\frac{R_i}{R}\right)^2\right\}}{1 + 33\alpha} \quad (4.7)$$

$$\begin{cases} \alpha = \frac{C_q B^{0.25}}{R^{1.75} L}, & R = \frac{2r_w}{D_s}, & L = \frac{2r_w}{D_s} \\ B = \frac{2b_w}{D_s}, & C_q = \frac{2\Delta Q \text{Re}_s^{0.2}}{\pi D_s^2 u_s}, & \text{Re}_w = \frac{D_s^2 \omega}{4\nu} \end{cases} \quad (4.8)$$

で与えられる。

これらを用いて計算を行うが， C_q ， Re_a を求めるには、未知の ΔQ が必要となるので，ここで初期値として ΔQ を仮定して C_q ， Re_a を求め， ΔQ を繰り返し計算を行うことにより，高次近似解を求める。

この計算を用いて，図4.3におけるA方向およびE方向の軸方向の流量 ΔQ_{CA} ， ΔQ_{CE} は， $\Delta Q_{CA} = 4.56 \times 10^{-5} [\text{m}^3/\text{s}]$ ， $\Delta Q_{CE} = 3.19 \times 10^{-5} [\text{m}^3/\text{s}]$ の漏れ流れが発生していることになる。よって，血液ポンプにおいて，血栓の発生を防ぐために軸方向に流れが起きていることを確認する必要がある。

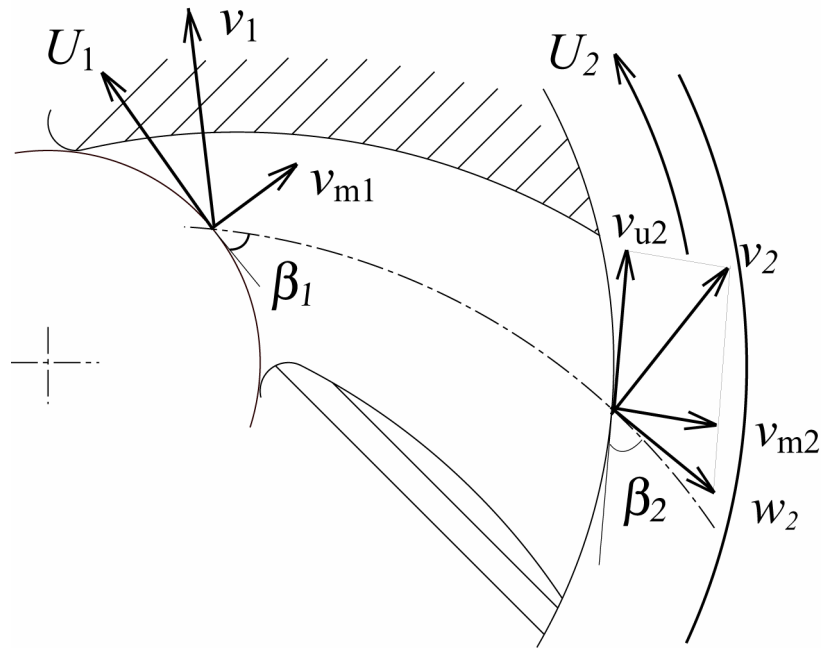
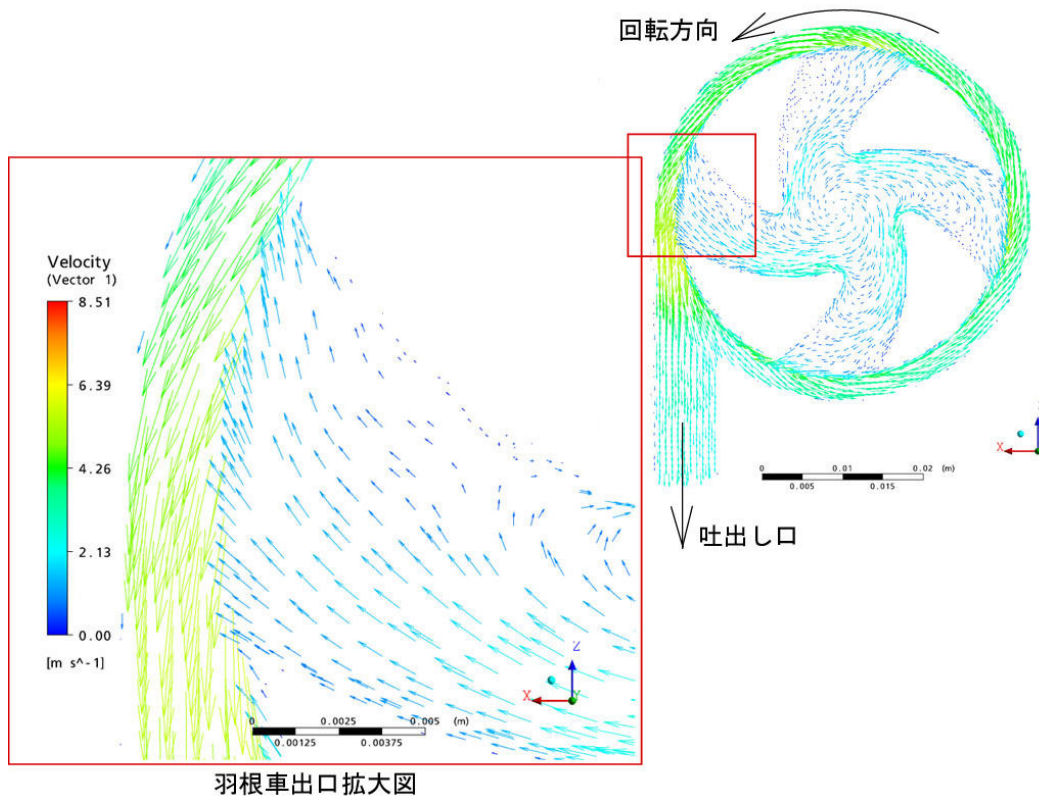


Fig. 4.1 羽根車出口の速度三角形



羽根車出口拡大図

Fig. 4.2 羽根車の内部流れ

(計算条件 $Re = 47,065$, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, 流量 $Q = 5 \text{ L/min}$)

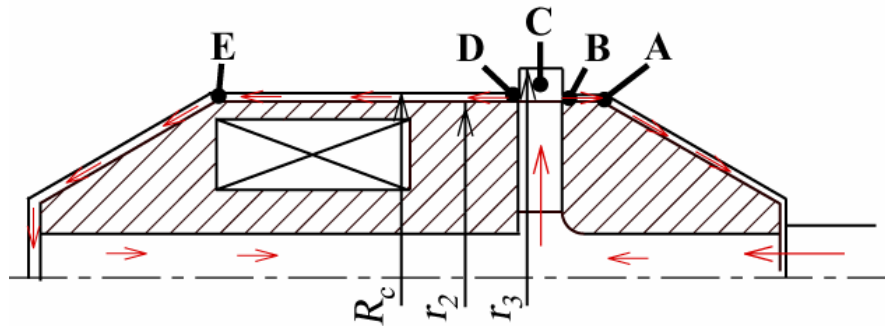


Fig. 4.3 ポンプ内軸方向流れ

4.2 羽根車に作用する流体力

本血液ポンプの羽根車は、運転中ケーシング内をふれまわりながら運転している。前章の図 3.8 では、 $n < 750 \text{ min}^{-1}$ で羽根車のふれまわりの大きさが大きくなることが示されている。このふれまわりが大きくなるのは、回転速度の低下による軸受保持力の低下を招いている結果であり、軸受がふれまわり運動を支えることが不可能となりえることを示している。さらに回転速度が低下すれば、ふれまわりは大きくなり発振することになる。したがって、供試ポンプに作用する力を考察する。

図 4.4 には、軸中心のケーシングからの相対変位の時間履歴から算出した加速度を利用して求めた羽根車の一回転あたりに作用する合力 F を示している。各回転速度に限らず、軸に作用している合力 F は 10^{-12} オーダーと非常に小さく、ほとんどゼロに近似でき、羽根車に作用する力はつりあっていると確認できる。

一般に、つりあった状態で回転している軸に作用している力は、

$$(\text{軸受による保持力 } W) + (\text{外力(流体力など } F_r)) + (\text{偏心による慣性力 } F_i) = 0$$

である[71]。それぞれに働く力を、個別に検討しふれまわり運動を支配する

要素を確定する。

2章で説明したとおり軸受による保持力は、Muijdermanの式(式(2.2))で計算された。この式を用いて、軸受の保持力 W を計算すると図 2.5 のように、軸回転速度に比例して発生する軸受の保持力は大きくなる。設計回転速度 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ では、軸受容量は 15 N であった。この図では、羽根車回転速度 $n > 500 \text{ min}^{-1}$ で、軸受の保持力は羽根車重量を超え、非接触保持を成立させている。つまり、これ以上回転速度が低下すると、軸受は羽根車を支えることが出来なくなる。したがって、このポンプの運転には $n > 500 \text{ min}^{-1}$ が必要であり、前章図 3.9 のように $n < 750 \text{ min}^{-1}$ で、ふれまわりが大きくなる要因は軸受反力に起因するものであると考えられる。

次に、羽根車に働く外力の簡単な見積りとして、半径方向の定常流体力が挙げられる。遠心ポンプの定常的な半径方向の定常流体力は Stepanoff[29]によって定義され、今市ら[30]によって Stepanoff の値の妥当性が検証されている。この半径方向の定常流体力 F_r は、次式によって推定される[72]。

$$F_r = K_r \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D \cdot B' \quad (4.9)$$

ここで、 K_r はラジアル加重係数であり、Stepanoff の値[29]を用いる。図 4.5 には、供試ポンプの各流量における定常流体力を示している。設計点では、 $F_r = 5.037 \times 10^{-2} \text{ N}$ であった。傾向として、設計流量からはずれると値は大きくなるが、全体的に軸受反力 W に比べて非常に小さい。そのため、この力によってふれまわりが制御できなくなるとは考えにくい。

偏心による慣性力 F_I は、ポンプ組み上げにおけるアンバランスや、芯出しの困難さから生じる。次の式のように羽根車の中心から回転中心までの距離に比例して大きくなる。非接触型の血液ポンプの場合、羽根車中心が必ずしも回転中心でない。ここで仮定として、回転中心を ε の平均値とし ε の標準偏差 σ を回転中心からの偏心量 e_r とする。

$$F_I = m e_r \omega^2 \quad (4.10)$$

図 4.6 では、3章図 3.11 の結果を用いて、慣性力を算出している。回転速度

上昇と共に慣性力も増加する．設計回転速度 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ では， $F_1 = 0.532 \text{ N}$ となり，軸受反力よりも小さな値となった．

流量変動のない場合は，軸受の支持力を考慮していればよかったが，前章において，強制周波数が大きい場合，回転速度が大きくてもふれまわりが大きくなることが示されている．高い回転速度でふれまわりが大きくなると，式(4.10)で示す偏心による慣性力が無視できなくなる．

図 4.7 は，図 3.15 に式(4.10)を使って，各強制周波数における偏心による慣性力を示している．回転速度が大きいと慣性力は増すが，定常状態における軸受の保持力を超えることはないことがわかった．しかし，流量変動中では，軸受の保持力は一定であるとは限らない．高い回転速度では，運用を注意しておく必要がある．

まとめると，本ポンプ運転中で羽根車に作用する力は，軸受による保持力が支配的である．したがって，軸受による保持力が軸の重量を上回る回転速度 $n > 750 \text{ min}^{-1}$ では，羽根車に作用する合力は小さく釣り合う．血液ポンプの設計の際には，定常流体力および軸偏心による慣性力の合計は，軸受による保持力よりも小さく設計することが必要となる．つまり，

$$W > F_l + F_r \quad (4.11)$$

今回の実験範囲においては，流量変動中であってもこの関係は成り立つ．

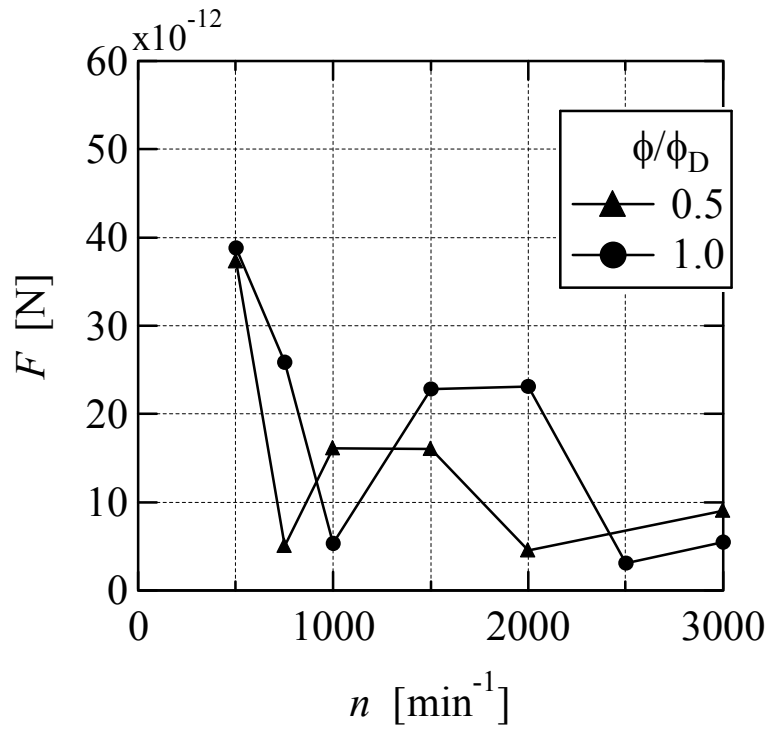


Fig.4.4 ふれまわる羽根車に作用する合力

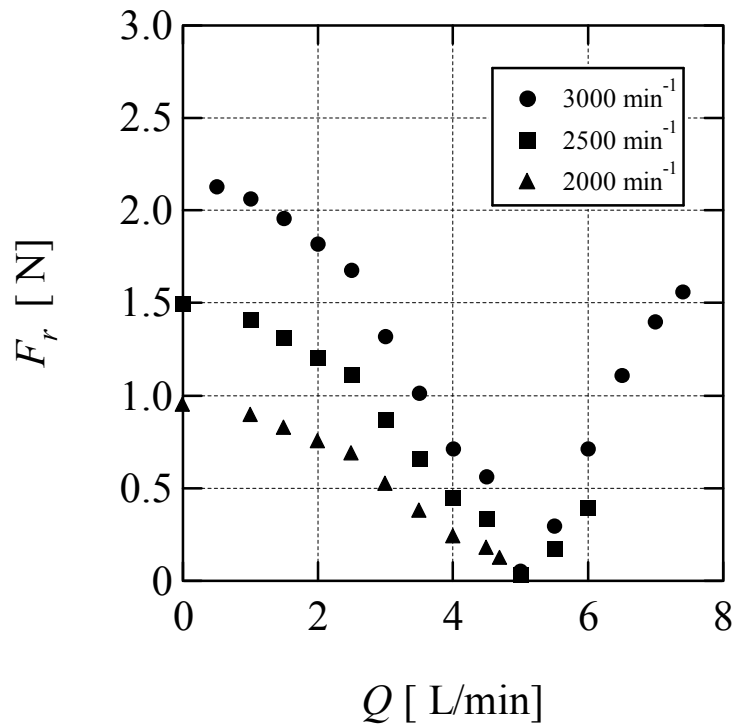


Fig.4.5 羽根車に作用する定常流体力

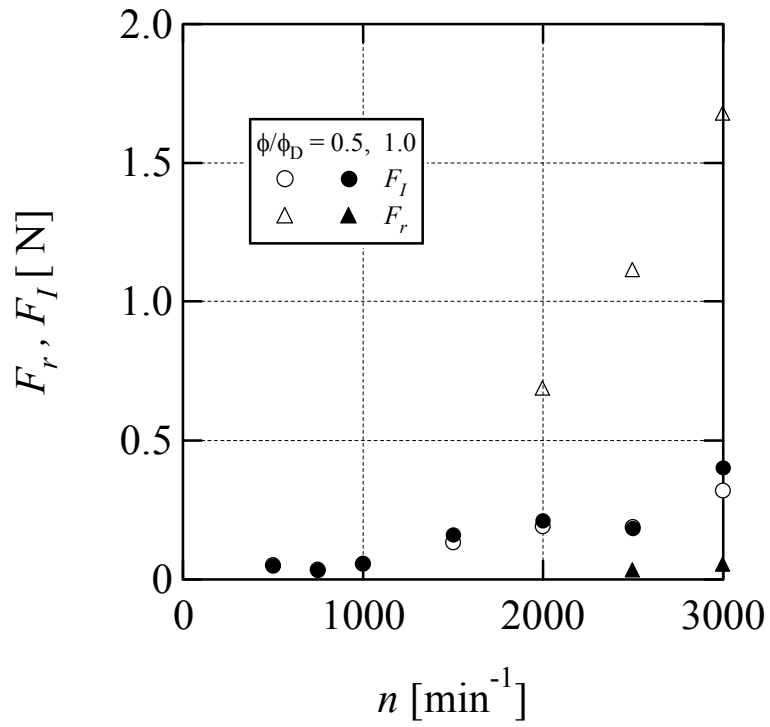


Fig. 4.6 各回転速度における定常流体力 F_r と慣性力 F_I

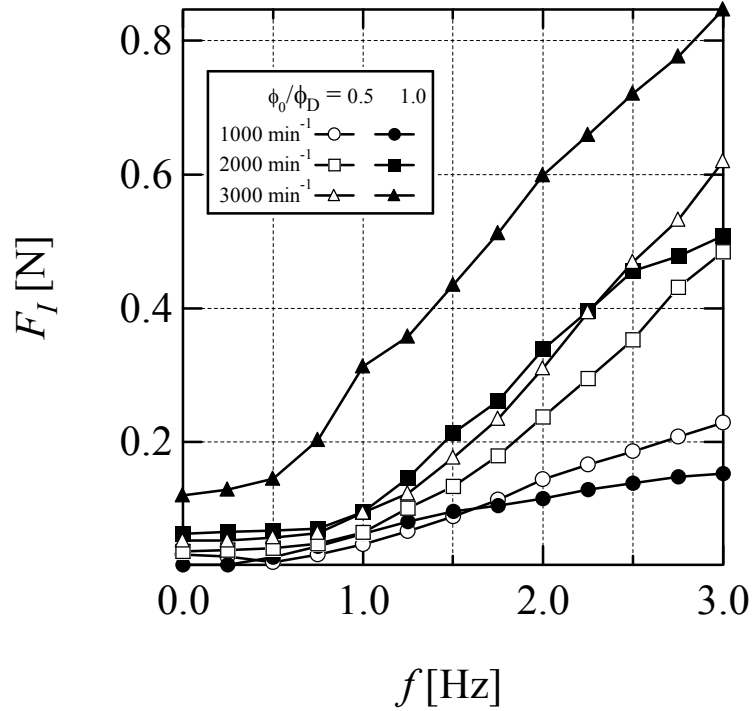


Fig.4.7 流量変動下での羽根車に作用する慣性力

4.3 数値計算による血液ポンプの血液変性に対する考察

本節では、計算流体力学(CFD)を用いて血液ポンプの内部流れから、血液に対する変性について考察する。

血液ポンプは、開心術に用いる体外循環装置や、心臓を長期間補助する補助人工デバイス(VAD)などに用いられている。従来の血液ポンプの性能評価は、動物試験や血液試験が中心で手間や費用がかかる上に、倫理的にも問題がある。

血液ポンプの設計では、血流を最適に保持すること以外に、血流中のせん断応力などを考慮する必要がある。せん断速度が低すぎると、血流によどみが出来、血栓発生の原因になる。逆に高すぎると血流内の赤血球が破壊され、溶血に至る。このように、血液の変性は、ポンプ内の流れに起因している[73]。

最近では、CFDを用いた血液ポンプの流れ解析は、早くから盛んに行われている[6, 51-54]。CFDでも溶血量の評価[55-57]といった血液評価が可能になってきており、今後も血液ポンプ開発への貢献が期待されている。

4.3.1 数値解析方法

血液ポンプ内部の流れを調べるために数値解析を行った。数値解析には、汎用熱流体解析コード ANSYS-CFX を用いた。CFD 解析には、以下に示す連続の式と Navier-Stokes 方程式を連立して計算している。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j) = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \left\{ \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} + S_{ui} \quad (4.13)$$

$$S_{ui} = -2\rho \vec{\Omega} \times \vec{U} - \rho \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (4.14)$$

ここで、 ρ は密度、 p は圧力を表している。実効粘性 μ_{eff} は、分子粘性係数と

乱流粘性係数の和である。 S_{ui} は外力の項であり、コリオリ力と遠心力をそれぞれ示している。乱流場において、この式(4.12)と(4.13)に対し時間平均を行い、乱流モデルを用いる。各項に含まれているスカラー量は、時間的に見た平均部分と変動部分に分解することができる。これをレイノルズ平均といい、これを施した Navier-Stokes 方程式および連続の式を基礎方程式として解く。

回転に伴う羽根車の位置が流れ場に及ぼす影響を知るため羽根間流路あたり 10 ステップを採り解析を行った。回転するロータおよび静止したケーシング部は、時間ステップごとにロータとケーシング間の Interface の値の更新を行いながら計算を進めていく方法を用いて結合させている。

乱流モデルには、 RNG(Re-Normalization Group) k - ϵ モデルと SST(Shear Stress Transport)モデルを用いている。 RNG k - ϵ モデルは、高レイノルズ数型でせん断流れにおいて k - ϵ モデルより優れている。 SST モデルは k - ω モデルの発展型であり、表面で発生するはく離流れの予測に優れている。また、この計算ではポンプ全体としてのレイノルズ数は $Re = 45,075$ であり、定常条件よりも十分に大きいため、非定常計算を行っている。

数値計算による血液変性の評価は、新野ら[74]のようにせん断速度分布を用いることが多い。流路内にて、せん断速度(Shear Strain Rate ; SSR)の分布が、 $SSR < 300 \text{ s}^{-1}$ の領域では、流れが淀みやすく血栓が起きやすく[75]、また、 $SSR > 1500 \text{ s}^{-1}$ となる領域では、溶血が発生しやすくなる[76]。そのため、まずせん断速度分布により本血液ポンプの血液変性に対する性能を評価する。また、溶血に関しては Giersiepen -Wurzinger model[55-57]をはじめとする溶血評価法が確立しつつあり、かなりの成果を挙げている。本計算においても抗溶血に対する評価として、せん断速度分布と合わせて Giersiepen-Wurzinger の計算方法も取り入れて評価する。

4.3.2 溶血評価法 (Giersiepen-Wurzinger model)[55]

溶血はせん断応力とその応力場に曝される時間によることが、実験により

知られているが、せん断応力がかかっている時間は、実験では求めることが出来ていなかった。しかし、Giersiepenらは、実験により次の式を定めた

$$\frac{dfHb}{Hb} = 3.62 \times 10^{-7} \cdot \tau^{2.416} \cdot t^{0.785} \quad (4.15)$$

ここで、 $dfHb$ は、血漿遊離ヘモグロビン濃度 fHb の増加量、 Hb は全血液のヘモグロビン濃度、 τ はせん断応力、 t はそのせん断応力に曝される時間である。この式(4.15)を血液中の損傷率そのものと考え、時間間隔 $\Delta t_k (= t_k - t_{k-1})$ の間に赤血球が受ける損傷を

$$d_{n,k} = 3.62 \times 10^{-7} \cdot \tau(t_{k-1})^{2.416} \cdot \Delta t_k^{0.785} \quad (4.16)$$

とし、時刻 0 から t_k までの損傷 $D_{n,k}$ は

$$D_{n,k} = D_{n,k-1} + (1 - D_{n,k-1}) d_{n,k} \quad (4.17)$$

とした。計算に使用するせん断応力 τ は、赤血球に働くせん断応力テンソルを用いる。このせん断応力テンソル τ_{ij} は、次の式に示すように粘性せん断応力とレイノルズ応力により求めることが出来る。

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \quad (4.18)$$

ここで、 μ は血液の粘性係数、右辺第 2 項はレイノルズ応力テンソルであり、次の式で表す。

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.19)$$

この式の μ_t は乱流粘性係数、 δ_{ij} はクロネッカーのデルタである。これらの式を単純化し、スカラー応力 τ_{scalar} で表すと次式となる。

$$\tau_{scalar} = \left[\frac{1}{6} \sum (\tau_{ii} - \tau_{jj})^2 + \sum \tau_{ij}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.20)$$

赤血球は流跡線上を流れると仮定し、流跡線上の τ を求めた。時間履歴は流跡線の長さから求める。ポンプ入口面から流跡線を描き、各流跡線での溶血値の平均値によって式(4.17)で評価を行う。

4.3.3 計算対象および条件

・ 計算条件および計算格子

数値計算に用いた計算格子を図 4.8 に示す。計算格子の作製には、メッシャーとして、ICEM-CFD を利用し、非構造格子を作製した。計算格子は入口部、羽根車部、出口ケーシング部の 3 つの領域で構成されており、それぞれ 18,568, 1,052,555, 141,800 の合計 1,212,923 要素数である。

同時に比較の対象として、国内・外で臨床報告も多い[39,41-43,45]泉工医科工業社製 HPM-15 について数値計算を行っている(図 4.9)。HPM-15 の設計諸言を表 4.1 に示す。羽根車は開放型、羽根枚数 6、直径 53mm である。計算で用いた計算格子(4.10)は、3 つの領域に分かれており合計で 449,091 節点である。

・ 境界条件

a) 流入・流出面

吸込口に質量流量 Q [kg/s]を与えた。吐出し面には静圧 0 Pa を与えた。流入部での乱流係数(Turbulence Intensity 及び Eddy length scale)は共に 0.037 が与えられている。

吸込口の境界条件には成人に必要な血流量である $Q = 5.0$ L/min を設定している。

b) 壁面

乱流モデルに RNG $k-\varepsilon$ model を使用した条件には、壁面境界に壁法則(対数則)を適用した。SST model を使用した条件では、壁面近傍では、 $k-\omega$ で計算を行い、壁面から離れた領域では $k-\varepsilon$ で計算を行っている。

羽根車回転速度は、実際に使用される値として $3,000 \text{ min}^{-1}$ の一定値を与え、作動流体の物性値は血液をニュートン流体と仮定し、密度 $1,048 \text{ kg/m}^3$ 、粘度 $0.0028 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ とした。

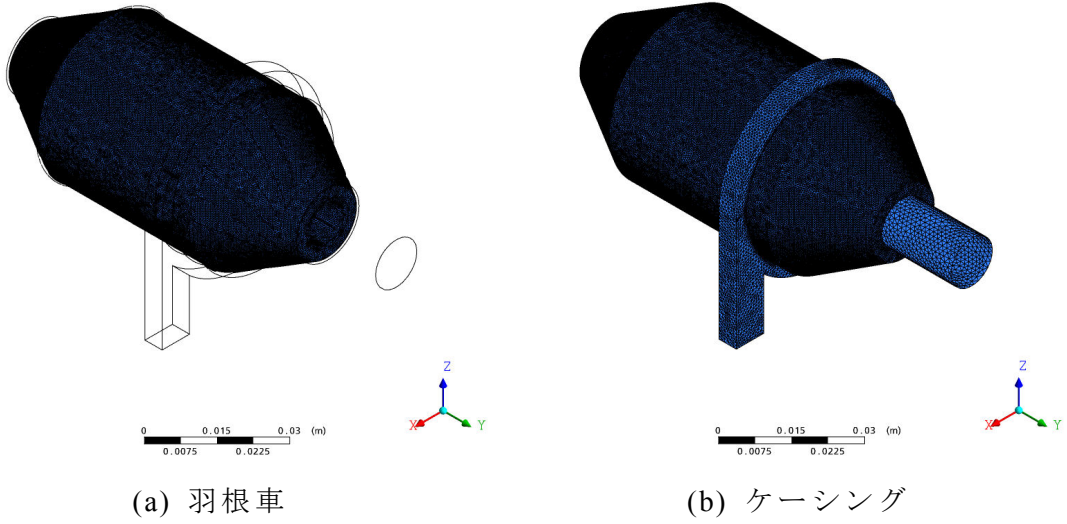


Fig.4.8 供試ポンプの計算格子

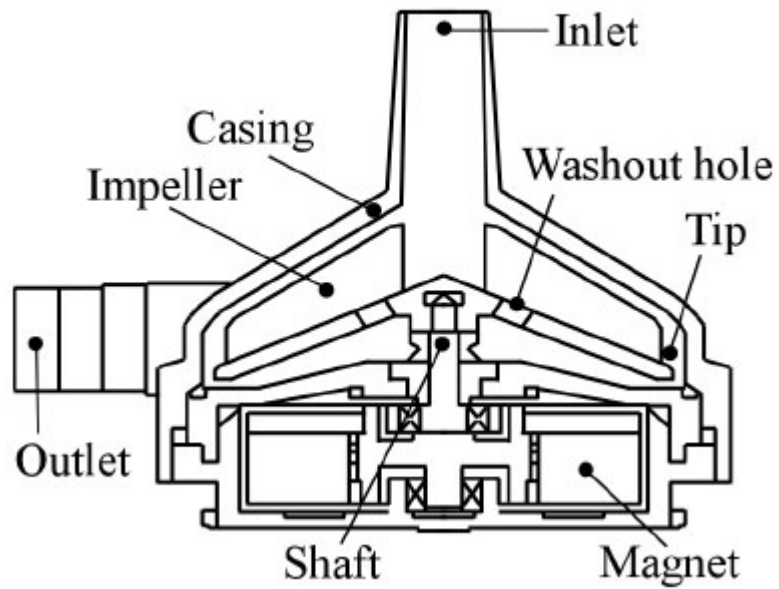


Fig.4.9 体外循環用血液ポンプ概略図 HPM-15

Table 4.1 HPM-15 設計諸元

羽根車外径	d_2	53 mm
羽根車出口角	β_2	89 deg
羽根枚数	Z	6
回転速度	n	3000 min^{-1}
流量	Q	5 L/min
全揚程	H	3.7 m

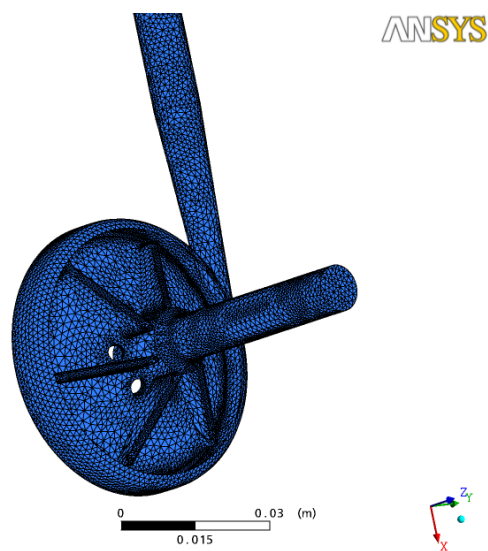


Fig.4.10 体外循環用血液ポンプの計算格子

4.3.4 結果および考察

(1) 計算結果の妥当性評価

- ・内部流れの妥当性

供試ポンプの計算結果が妥当であるかを見極めるために、性能試験結果との比較を行った。性能計算では、実験条件と同じにするため流体の条件として水を与えている。図 4.11 にその結果を示す。設計点 5 L/min より高い流量では、揚程が大きくなっているが、その他の点では概ね一致している。この結果より、数値計算による血液ポンプ内流れが計算結果として妥当であることが確認された。

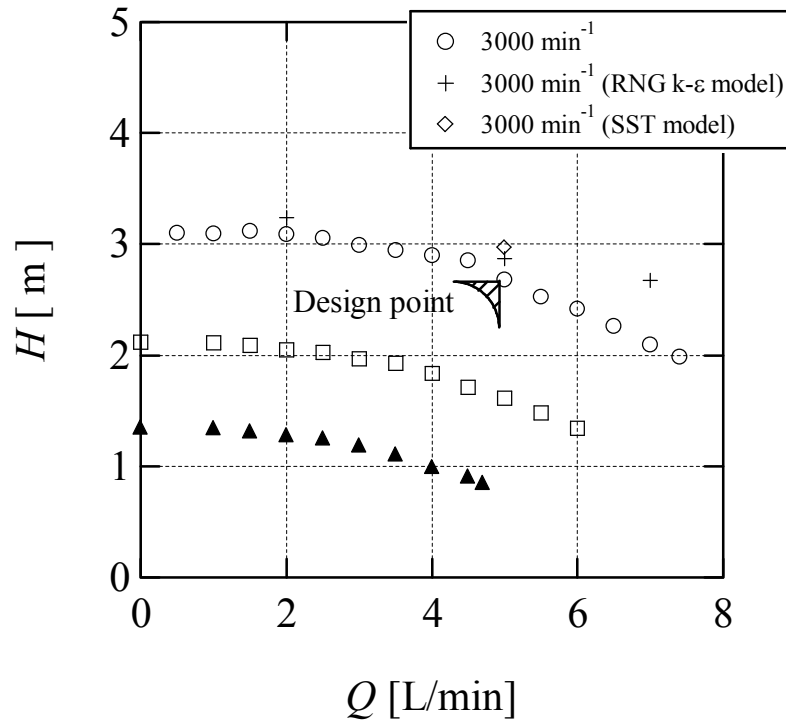


Fig. 4.11 数值計算結果の妥当性評価 (Q - H 線図)

(2) せん断速度と壁面せん断応力

溶血・血栓は、血液ポンプ内の内部流れによって評価できる。溶血は、血液の中にある赤血球に作用するせん断応力によって引き起こされる。溶血が発生する壁面せん断応力の閾値として 150 Pa[77]が用いられている。血栓に関しては、血液が滞る部分で起こることがわかっており、せん断速度が 300 s^{-1} 未満で発生する。

本血液ポンプの評価を行うにあたって、以下の領域に対して壁面せん断応力と SSR のコンター図によって、評価を行った。

- ・軸受摺動面
- ・羽根車内部(断面図)
- ・ケーシング壁面部

これらの領域は、圧力や速度の変化が激しく、隙間が小さくなっている場所であるにおいて、壁面せん断応力または、SSR 分布により血液ポンプの血液変性への評価を(a) RNG $k-\varepsilon$ model と(b) SST model の比較を行った。

・軸受摺動面

図 4.12 と図 4.13 に軸受摺動面でのせん断速度分布とケーシング壁面せん断応力分布をコンター図示している。

(a) RNG $k-\varepsilon$ model

軸中心部分には貫通孔が通っているが、この入口部分において $\text{SSR} < 300 \text{ s}^{-1}$ となる部分が発生しており、血栓の影響が考えられる。また、軸受面全体では、 $\text{SSR} < 1500 \text{ s}^{-1}$ がほとんどであり溶血の発生が少ない。

(b) SST model

速度が速くなる羽根車側の軸受では、SSR が大きくなっている。そのため軸受摺動面での血液の停滞は考えにくい。ただし、軸受溝部では、 $\text{SSR} > 1500 \text{ s}^{-1}$ となる領域が広く、溶血が起こる可能性がある。しかし RNG $k-\varepsilon$ model に比べて全体的に SSR が大きく、血栓の発生は抑えられる。

・羽根車断面

図 4.14 には，ポンプモデルにおける計算結果断面を示している．ロータ後端から 57.2 mm の位置で羽根高さのちょうど半分の位置にあたる．

(a) RNG $k-\varepsilon$ model

図 4.15 から回転子中心と，羽根間流路の一部に $SSR < 300 \text{ s}^{-1}$ の部分があり，流れが淀んでいると考えられる．羽根入口先端と外周部・および出口ケーシング部では， $SSR > 1500 \text{ s}^{-1}$ の部分が発生しており，溶血が発生する可能性がある．

(b) SST model

溶血の閾値である $SSR > 1500 \text{ s}^{-1}$ を上回る位置は RNG $k-\varepsilon$ model と同様であるが，範囲はずっと狭い．また，全体的に流速が速く淀んでいる部分も少ない．図 4.16 には，羽根車内の流速分布をベクトルで示している．SST モデルは，絶対値こそ RNG $k-\varepsilon$ model より小さいが流れがよどみなく流れだしている．対して RNG $k-\varepsilon$ model は SSR が低い部分において渦が発生しており，SSR の低下はこの渦によるものである．

・ケーシング側面部

図 4.17 には，ケーシング側面の壁面せん断応力分布を示している．

(a) RNG $k-\varepsilon$ model

ケーシング壁面で， $\tau > 150 \text{ Pa}$ となる領域が強く出ている．軸受部分では，極端に壁面せん断応力は低く，軸受先端の部分になるにしたがってせん断応力が高く分布する．

(b) SST model

RNG $k-\varepsilon$ model の結果に比べて，せん断応力の値が全体的に大きいですが， $\tau > 150 \text{ Pa}$ となる部分は少ない．

各領域において，SSR および壁面せん断応力分布について，RNG $k-\varepsilon$ model と SST model で計算し比較を行った．その結果，RNG $k-\varepsilon$ model の値は，SST

model の値よりも大きい。これは、RNG $k-\varepsilon$ model では、高レイノルズ数型の乱流モデルであるので、軸受部やケーシングと回転子の隙間内流れのように、局所的にレイノルズ数が低く、流れを再現できてない可能性がある。

(3) 血液損傷係数

表 4.2 には、他の文献[4,7-9,11]における、HPM-15 を使った血液実験や動物・臨床実験での溶血量を損傷係数に変換した値を示している。また、参考にした溶血量の値を Normalized Index of Hemolysis (NIH)値も合わせて示している。

$$NIH = \frac{(100 - H_{ct})fHb \cdot V}{100QT} \quad (4.21)$$

ここで、 H_{ct} ：ヘマトクリット値、 fHb ：遊離ヘモグロビン増加量 [mg/ 100L]、 V ：充填量 [ml]、 T ：時間[min]である。

計算した結果は、HPM-15 での溶血量は 0.0072 であった。それぞれ、臨床実験や動物実験の結果と比べると、条件や固体の差があってもオーダーはあっており、計算によって溶血量の評価が可能となったことが確認できた。

同様の方法を用いて、供試ポンプの溶血量を計算する。図 4.18 には、計算に使用した流跡線を示している。それぞれの流跡線において損傷係数を求めて、それらを平均してポンプの血液損傷係数とした。血液損傷係数は供試ポンプが RNG $k-\varepsilon$ model では、0.2135 で SST model では、 2.63×10^{-4} となり、RNG $k-\varepsilon$ model の値は SST model に比べて非常に大きくなった。

RNG $k-\varepsilon$ model の損傷係数 D_n が大きくなった原因には、ベースとなる $k-\varepsilon$ model が高レイノルズ数に対応している乱流モデルであることがいえる。つまり、今回用いた血液ポンプのように一部に隙間の小さい領域を有しており、レイノルズ数に幅がある場合だと、レイノルズ数の低い領域の計算に対応できていない恐れがある。その点、SST model は壁面で発生する流れを良く再現できることから、RNG $k-\varepsilon$ model に比べて D_n が小さい。

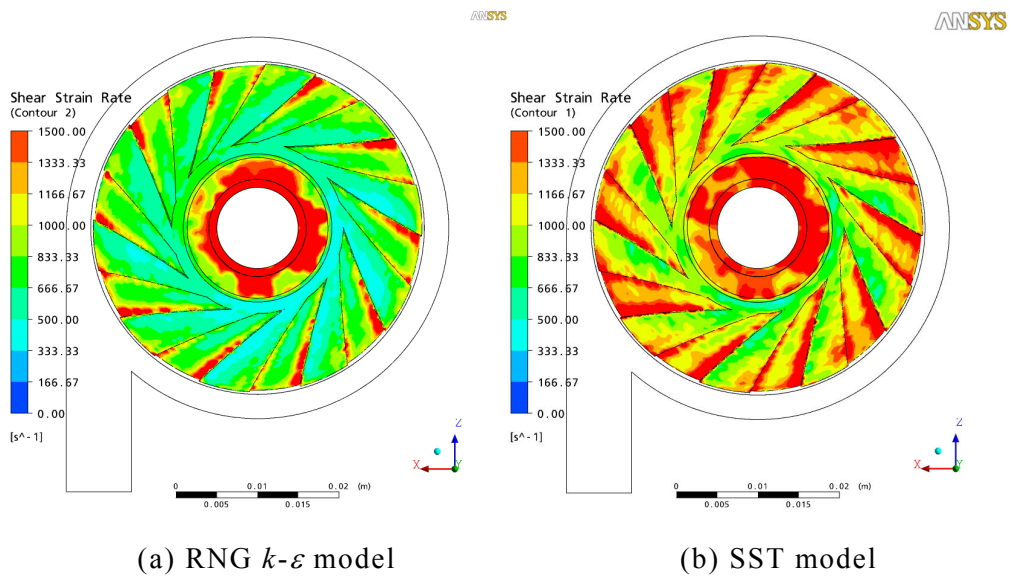


Fig.4.12 軸受摺動面での SSR 分布図

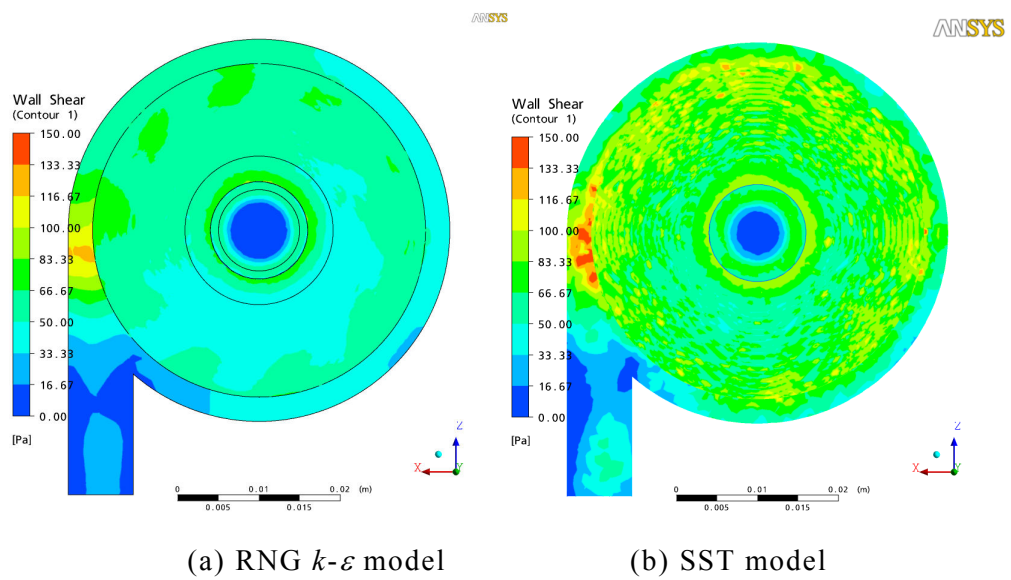


Fig 4.13 ケーシングの壁面せん断応力分布図

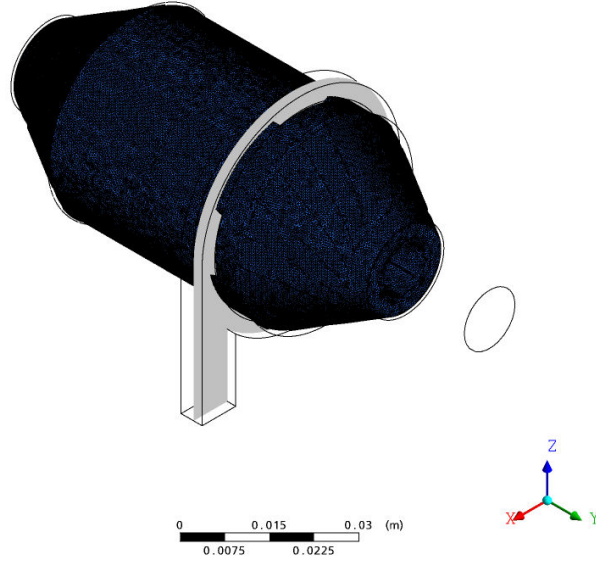


Fig. 4.14 計算結果表示断面

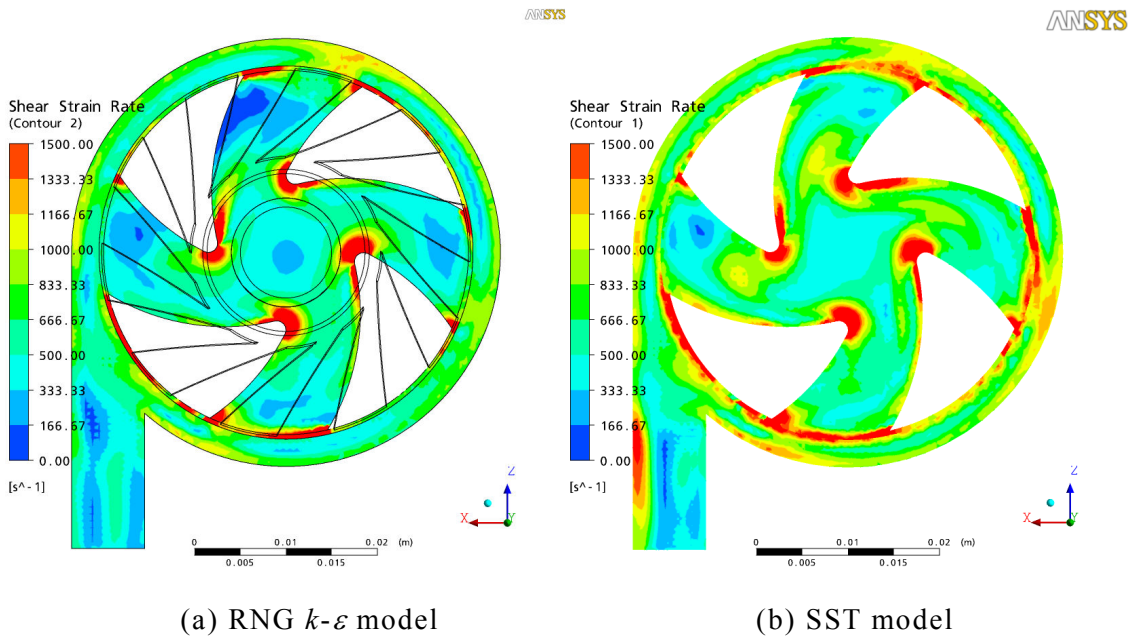


Fig.4.15 羽根車内 SSR 分布

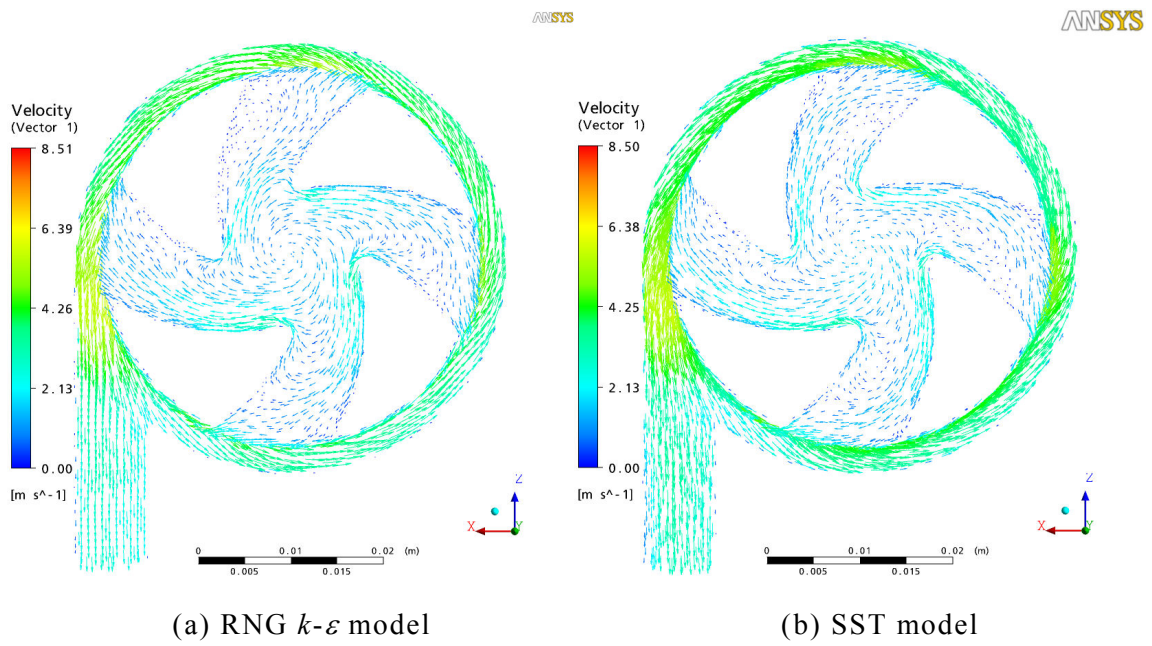


Fig.4.16 羽根車内流速分布

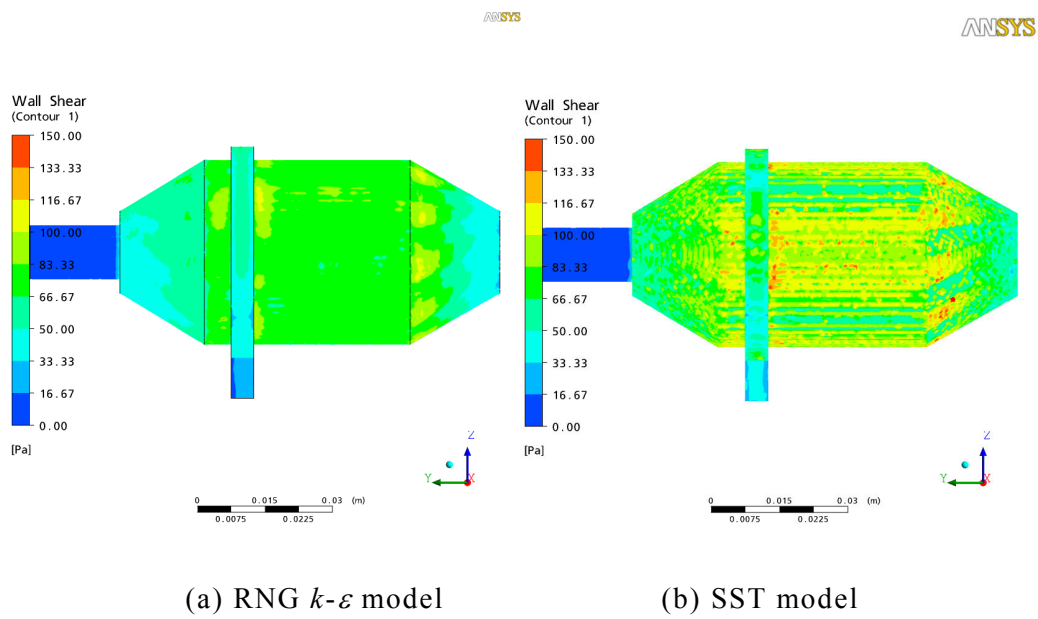


Fig.4.17 ケーシング壁面せん断応力分布

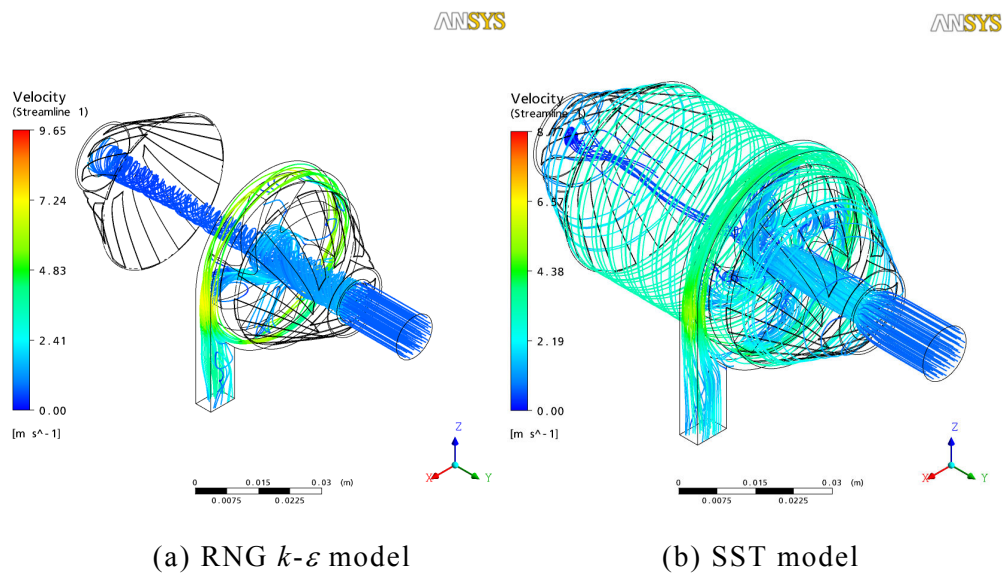


Fig.4.18 供試ポンプにおける流跡線

Table 4.2 血液損傷係数の比較

Author	Conditions	NIH (g/100L)	D_n
Araki, K., et al.[4]	Goat blood, Against head 100 mmHg	0.0060	1.3×10^{-3}
Onoda, K., et al.[8]	Extracorporeal Circulation	0.0025	$1.3 \times 10^{-3} \sim 2.7 \times 10^{-3}$
Nishinaka, T., et al.[9]	Coronary artery bypass	0 \sim 12*	$1.2 \times 10^{-4} \sim 9.6 \times 10^{-4}$
Maszawa, T., et al.[7][11]	Goat blood, Against head 300 mmHg	0.005 \sim 0.007	0.0004 \sim 0.0068
HPM-15	CFD (G-W model)	-	0.0072
供試ポンプ(RNG k - ϵ model)	CFD (G-W model)	-	0.2135
供試ポンプ(SST model)	CFD (G-W model)	-	0.000263

*Hemolysis Index[9] = $\frac{fHb}{T} \times 100$

第 5 章 結論

新たに動圧浮上型遠心血液ポンプを計画し，動特性・血液変性を含む評価の提案を目標にして，動圧浮上軸受としてコンカルスパイラルグループ軸受を備えた血液ポンプを製作して評価を行った．

以下に本研究によって得られた結果，および今後の展望について述べる．

5.1 本研究で得られた結果

・コンカルスパイラルグループ軸受を備えた血液ポンプの設計

本研究では，溶血低減に効果的な動圧浮上軸受を設計するにあたり，軸受間隙間を層流クエット流れと仮定した軸受間隙間の決定条件の提案を行った．この条件が成立する範囲であれば，軸受間隙間を大きくするほど，赤血球に作用する壁面せん断応力を低下させることが出来るため，溶血低減が期待できる．また，本血液ポンプに最適な軸受形状を，理論式と予備実験によって明らかにした．同時に軸受形状の違いにおける軸受の始動特性を明らかにした．

・性能予測法の提案と改善

設計した羽根車に対して，設計点での揚程を予測するためには，回転速度と壁面の摩擦の影響が非常に強く，通常と違い絶対速度の周方向成分が理想的な出口流れより大きくなる．また，設計点での揚程が計算できることによって，軸方向の流量を求めることが出来る．

・性能

製作した供試ポンプの静特性実験の結果は，設計流量 5L/min で全揚程 2.6 m，最大拍出流量は 8L/min，最大の全揚程は 3.2m，ポンプ効率は 14%であった．ポンプ効率は低いものの，血液ポンプの要求する性能が得られた．

・血液ポンプ羽根車の運動

運転中のポンプ羽根車の運動を変位測定にて明らかにした。羽根車は、ケーシング内でふれまわりながら運動するが、発振することはない。すなわち本実験範囲においては、ロータダイナミクス流体力ではポンプは自励振動が発生する危険性が少ない。

運転中の羽根車のふれまわりは、回転速度によって変化する。回転速度 $n < 750 \text{ min}^{-1}$ でふれまわりの大きさ σ が大きくなる。また、流量変動下においても、実験範囲内では、発振しないことが確認された。ただし、強制周波数 f が大きくなる、並びに、羽根車回転速度 n が低下すると、ふれまわりが大きくなり、流量変動の影響が強くなる。

・流量変動下の血液ポンプの動特性

流量変動下での動特性実験では、伝達マトリックス法によってポンプ性能の安定判別を明らかにした。回転速度 $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ のとき強制周波数 $f > 2\text{Hz}$ の流量変動を受けることでポンプ性能は不安定になる。つまり無次元周波数 $f/n > 0.02$ で、回転速度に関わらず低流量域で、特性曲線の傾きが、右上がりの不安定となる。逆に、設計流量付近では、傾きが急な右下がりとなる。

・ポンプ羽根車に作用する流体力の考察

ふれまわりによるロータダイナミクス流体力は非常に小さく無視できるならば、ポンプ羽根車に作用する力を「軸受保持力」、「慣性力」、「定常流体力」の3つに分けられる。これらは運転状態に関係なく、軸受の保持力によって羽根車のふれまわりは支配される。また、流量変動下においても、同様に軸受保持力が支配的となる。そのため、本ポンプを設計する際には、慣性力および定常流体力に対して軸受保持力を大きくなるように設計することが必要となる。

- ・ 数値計算による血液ポンプの血液変性の評価

数値計算では、「RNG $k-\varepsilon$ model」と「Shear Stress Transport (SST) model」の二つの乱流モデルを比べながら本ポンプの血液変性に対する適正を考察した。軸受部など隙間が小さい部分つまり、レイノルズ数の小さくなる領域では、二つのモデルに大きな差異がみられた。そのため乱流モデルの選択により、血液変性の評価に大きな差が現れることが示唆された。

損傷係数 D_n を用いて溶血量の評価を行った。乱流モデルが RNG $k-\varepsilon$ model では、比較対象の HPM-15 に比べて非常に大きくなった。SST model では逆に小さくなる。さらに、この計算では、羽根先端や羽根車出口においてせん断速度が大きくなる。

5.2 本研究で残された問題と将来への展望

コニカルスパイラルグループ軸受を備えた遠心型血液ポンプについての研究に関して、残された課題および将来への展望について述べる。

本研究は、新たな人工心臓用血液ポンプの開発を目的として進められポンプ性能を十分満足したポンプが出来、いくつかの設計指針とポンプ評価における新しい提案を行うことができた。しかし、ポンプとしても研究としても、見直すべき部分があり、まだ多くの問題を持っている。以下に、その問題点と今後、行っていくべきことを述べる。

本血液ポンプは、溶血低減に効果的な軸受の設計を行ったが、本論では溶血に対する評価が十分できておらず、提案で終わってしまった為、実際に血液試験を行う等の評価を最終的に行う必要がある。同時に、もっと多くの軸受形状に対する考察を行うべきである。軸受の形状を決定付けるパラメータは、非常に多くあり最適形状の選定には、多くのデータの蓄積が必要となる。

また、血液を扱うにあたってのポンプ材料の選定・評価が必要で、動圧浮

上軸受の設計に関しては、動圧浮上軸受の摺動面に対する血液変性の評価が必要になってくると思われる。したがって、血液への影響については、多くの議論が残る。

溶血量の評価には、数値計算を用いたが、一昔前に比べて、数値計算の精度は、格段に向上しているが、今回のように高レイノルズ数(羽根車内部)部分と低レイノルズ数(軸受隙間)部分の混在するようなモデルでは、適切な乱流モデルの選定が重要になる。結局最後は、血液試験・動物実験に頼らざるを得ない状況であり、今後も研究の動向が注目される。

本論では、流量変動下での動特性測定実験を、水で考察を行った。伝達マトリックスを用いれば、さまざまな流動変化の入力に対するポンプの出力を計算によって、予測できることを意味している。今後は、管路抵抗の変化に対するポンプの動特性の評価と、血液による評価を行い、水による装置の適用限界が求めれば、血液ポンプの動特性を血液なしで評価できる。

本ポンプは、ふれまわりながら運転されるため、ふれまわることによる血液への影響も考慮に入れなければならない。また、流量変動中や人体への埋め込みを考えて外部の振動に対する考察も行い、様々な条件における血液ポンプの安全性を評価することが必要となる。

これによって、水による血液ポンプ試験を血液ポンプ評価に導入することによって、ポンプ開発における手間とコストを大幅に削減できる。試験方法の精度の向上が望まれる。

謝 辞

本論文は、九州工業大学大学院生命体工学研究科 塚本 寛教授のご指導のもとに九州工業大学大学院生命体工学研究科生体機能専攻 博士後期課程における研究成果をまとめたものである。

本研究遂行にあたり終始懇切な御指導と御鞭撻を賜りました塚本 寛教授に深甚なる感謝を表わします。

本論文の作成にあたって、ポンプの分野に関して丁寧な校正と助言を賜りました九州工業大学工学研究院 金元 敏明教授に対して深く感謝いたします。論文の作成にあたり懇切丁寧な論文の校正と助言をいただきました九州工業大学大学院生命体工学研究科 西尾 一政教授に対し深く感謝いたします。また医療機器、血流流れについて、丁寧な指導を賜りました九州工業大学大学院生命体工学研究科 玉川 雅章准教授に対して深く感謝いたします。本論文の丁寧な校正と助言をいただいた九州工業大学工学研究科宮崎 康次准教授に対して深く感謝いたします。

研究の初期段階において、早稲田大学 松本 将教授、早稲田大学 銭 逸教授(当時東亜大学)、九州工業大学生命体工学研究科 池田 満昭客員教授、徳島文理大学工学部臨床工学科 田仲 浩平教授にはそれぞれ専門分野から貴重な意見をいただきました。深く感謝いたします。

他、研究を進めるにあたって、九州工業大学生命体工学研究科生体流動機器研究室の多くの先輩、後輩にも感謝します。また、公私ともに支えあつた同期の仲間に対して感謝します。

本研究の一部は、科学技術振興機構平成 19 年度シーズ発掘試験研究(15-1122)および、平成 20 年度日本学術振興機構科学研究費補助金基盤研究B(20360086)によって行われた。この場を借りて感謝の意を示めます。

最後に、自分を支えてくれた父母に深く感謝します。

参考文献

- [1] 小野 稔, 「人工臓器－最近の進歩(人工心臓(臨床))」, 人工臓器, Vol.36-No.3, 2007年, pp.172-174.
- [2] 大原 康壽, 「長期補助を目的とした定常流ポンプ開発の現状と展望」, 人工心臓, 26巻5号, 1997年, pp.927-933.
- [3] 山根 隆志, 「人工臓器－最近の進歩(人工心臓(基礎))」, 人工臓器, Vol.36, No.3, 2007年, pp.175-177.
- [4] Yamane, T., 2002, “The present and future state of nonpulsatile artificial heart technology”, Journal of Artificial Organs, Vol.5, pp.149-155.
- [5] 鈴木 稔, 鈴木 健一, 尾崎 孝美, 「磁気浮上型遠心血液ポンプの開発」, NTN TECHNICAL REVIEW No.68, 2000年, pp.76-80.
- [6] Chua, L.P., Song, C., Lim, T.M., and Zhou, T., 2006, “Numerical Analysis of the Inner Flow Field of a Biocentrifugal Blood Pump”, Artificial Organs, vol.30-6, pp. 467-477.
- [7] 吉野 泰, 赤松 映明, 「磁気浮上式遠心血液ポンプの性能と動特性」, 日本機械学会論文集, 60巻579号, 1994年, B編, pp.3687-3692.
- [8] Asama, J., Shinshi, T., Hoshi, H., Takatani, S. and Shimokohbe, A., 2006, “A Compact Highly Efficient and Low Hemolytic Centrifugal Blood Pump With a Magnetically Levitated Impeller”, Artificial Organs, Vol.30-3, pp.160-167.
- [9] Asama, J., Shinshi, T., Hoshi, H., Takatani, S. and Shimokohbe, A., 2007, “Dynamic Characteristics of a Magnetically Levitated Impeller in a Centrifugal Blood Pump”, Artificial Organs, Vol.31, No.4, pp.301-311.
- [10] Tansley, G., Vidakovic, S. and Reizes, J., 2000, “Fluid Dynamic Characteristics of the VentrAssist Rotary Blood Pump”, Artificial Organs, No.24-6, pp.483-487.
- [11] Chung, M., Zhang, N., Tansley, G., Qian, Y., 2003, “Experimental

Determination of Dynamic Characteristics of the VentrAssist Implantable Rotary Blood Pump”, *Artificial Organs*, vol. 28-12, pp.1089-1094.

[12] 築谷 朋典, 堀口 祐憲, 辻本 良信, 妙中 義之, 「遠心型血液ポンプのインペラに作用するふれまわり流体力に関する実験的研究」, 日本機械学会流体力学分門講演会概要集, 2006 年.

[13] 築谷 朋典, 妙中 義之, 鈴木 隆起, 堀口 祐憲, 辻本 良信, 「磁気結合インペラを有する人工心臓用遠心ポンプのふれまわり運動に関する研究」, 日本機械学会論文集, 74 巻 743 号, B 編, 2008 年, pp.1557-1563.

[14] 山根 隆志, 西田正浩, 丸山 修, 宮本祐介, 久部泰史, 溝渕庄太郎, 「動圧浮上遠心式血液ポンプの基本特性」, 日本機械学会第 14 回バイオエンジニアリング講演会論文集, 2002 年.

[15] 丸山 修, 山根 隆志, 西田正浩, 「血液自身を潤滑液とした血液循環補助装置」, 平成 15 年度 NEDO 技術開発機構産業技術研究助成事業成果報告会概要, 01A45016b, 2002 年.

[16] Ochiai, Y., Golding, A.R.L., Massiello, A.L., Medcedev, A.L., Gerhart, R.L., Chen, J., Takagaki, M., and Fukamachi, K., 2001, “In Vivo Hemodynamic Performance of the Cleveland Clinic CorAide Blood Pump in Calves”, *Annual Thoracic Surgery*, Vol. 72, pp.747-752.

[17] Kataoka, H., Kimura, Y., Fujita, H. and Takatani, S., 2004, Measurement of the Rotor Motion and Corresponding Hemolysis of a Centrifugal Blood Pump With a Magnetic and Hydrodynamic Hybrid Bearing, *Artificial Organs*, Vol.29, No.7, pp.547-556.

[18] National Institute of Health, 1992, Request for proposal, NHLBI-HV-92-28.

[19] 住倉 博仁, 福長 一義, 舟久保 昭夫, 福井 康裕, 「動圧軸受を用いたエンクローズド型軸流血液ポンプの特性と溶血性能」, 人工臓器(第 44 回日本人工臓器学界年次大会予稿集), Vol. 35, No.2, 2006 年, s-118.

[20] Brennen, C., 1994, *Hydrodynamics of pumps*, Concepts ETI, Inc.

- [21] 辻本 良信, Acosta, A.J., Brennen, C., 「ポリユート内でふれまわりながら回転する遠心羽根車に働く流体力の理論的研究」, 日本機械学会論文集, 52 巻 481 号, B 編, 1985 年, pp.3159-3165.
- [22] 辻本 良信, Acosta, A.J., Brennen, C., 「遠心羽根車あるいは, ベーンレスディフューザに起因する旋回失速と羽根車のふれ回り安定性に対する影響の理論解析」, 日本機械学会論文集, 52 巻 483 号, B 編, 1986 年, pp.3747-3754.
- [23] 石井 伸弘, 横山 大造, 吉田 義樹, 辻本 良信, 大橋 秀樹, 加納 文質, 「ふれまわり運動するオープン形遠心羽根車に作用する流体力」, 日本機械学会論文集, 63 巻 615 号, B 編, 1997 年, pp. 3609-3615.
- [24] 大橋 秀雄, 正司 秀信, 加藤 千幸, 「遠心羽根車に働くふれまわり流体力の実験的研究(第 1 報, ベーンレスディフューザ中でふれまわる場合)」, 日本機械学会論文集, 51 巻 467 号, B 編, 1984 年, pp.2373-2381.
- [25] 正司 秀信, 「非定常翼理論とふれまわり羽根車に働く非定常流体力」, 日本機械学会論文集, 59 巻 566 号, B 編, 1993 年, pp.3127-3132.
- [26] 張 明, 王 宏, 塚本 寛, 「ディフューザポンプ羽根車に働く始動時過渡流体力」, 日本機械学会論文集, 68 巻 685 号, B 編, 2002 年, pp.2997-3005.
- [27] Suzuki, T., Prunieres, R., Horiguchi, H., Tsukiya, T., Taenaka, Y., Tsujimoto, Y., 2007, "Measurements of Rotordynamic Forces on an Artificial Heart Pump Impeller", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 129, pp. 1422-1427.
- [28] 鈴木 隆起, Romain Rrunieres, 堀口 祐憲, 築谷 朋典, 妙中 義之, 辻本 良信, 「ふれまわり運動下で遠心型血液ポンプ羽根車に作用するロータダイナミック流体力」, 日本機械学会論文集, 73 巻 725 号, B 編, 2007 年, pp.271-278.
- [29] Stepanoff, A.J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons.
- [30] Agostinelli, A., Nobiles, D., Mockridge, C.R., 1960, "An Experimental Investigation of Radial Thrust in Centrifugal Pumps", ASME Journal of Engineering for Power, vol.82-2, pp.120-126.

- [31] 今市 憲作, 内田 憲男, 白井 俊明, 「遠心ポンプの径方向推力に関する実験的研究」, 日本機械学会論文集, 37 巻 294 号, 第 2 部, 1969 年, pp.322-333.
- [32] 大橋 秀雄, 「ターボポンプの動特性に関する研究(第 1 報, 変動する流れの場におかれた直線平板翼列の特性)」, 日本機械学会論文集, 33 巻 255 号, 第 2 部, 1968 年, pp.1769-1778.
- [33] 大橋 秀雄, 「ターボポンプの動特性に関する研究(第 2 報, 動特性の理論的研究)」, 日本機械学会論文集, 33 巻 255 号, 第 2 部, 1968 年, pp.1779-1788.
- [34] 大橋 秀雄, 「ターボポンプの動特性に関する研究(第 3 報, 遠心ポンプの動特性の実験的研究)」, 日本機械学会論文集, 33 巻 255 号, 第 2 部, 1968 年, pp.1789-1799.
- [35] Anderson, Blade and Stevans, 1971, Response of Radial-Bladed Centrifugal pump to sinusoidal Disturbance for Non-chavitating Flow, NASA TN D-6556.
- [36] Ng, S.L., Brennen, C., 1978, “Experiments on the Dynamic Behavior of Cavitating Pumps”, ASME Journal of Fluids Engineering, vol. 100, pp.166-176.
- [37] Kawata, Y. Ebara, K., Uehara, S. and Takata, T., 1987, “System Instability Caused by the Dynamic Behaviour of a Centrifugal Pump at Partial Oparation”, JSME International Journal, Vol.30, No.260, pp.271-278.
- [38] 佐野 勝志, 「ターボ形ポンプ配管系の圧力脈動に関する研究(第 1 報, 遠心ポンプ配管系の液柱の固有振動数に関する実験)」, 日本機械学会論文集, 49 巻 440 号, 1983 年, pp.828-836.
- [39] 荒木 賢二, 妙中 義之, 増澤 徹, 脇坂 佳成, 中谷 武嗣, 馬場 雄造, 松尾 義昭, 榎 雅之, 穴井 博文, 渡 正伸, Park, Y.H., 高野 久輝, 「遠心ポンプにおける in-vitro 性能評価」, 人工臓器, 23 巻 3 号, 1994 年, pp.898-903.
- [40] 国立循環器病センター研究所人工臓器部, 「体外循環用遠心血液ポンプ RotaFlow の溶血性能評価」, 研究報告書, 2000 年.

- [41] Masuzawa, T., Tsukiya, T., Endo, S., Tatsumi, E., Taenaka, Y., Takano, H., Yamane, T., Nishida, M., Asztalos, B., Miyazoe, Y., Ito, K., Sawairi, T. and Konishi Y., 1999, "Development of Design Methods for a Centrifugal Blood Pump with a Fluid Dynamic Approach: Results in Hemolysis Tests", *Artificial Organs*, 23-8, pp.757-761.
- [42] Onda, K., Kondo, C., Mizumoto, T., Kusagawa, H., Katayama, Y., Hayashi, T., Komada, T., Hirano, R., Miyamura, T., Tanaka, J., Yasuda, F., Tanaka, K., Shimpo, H., Yada, I., Yuasa, H., Aizawa, T., and Kusagawa, M., 1994, "Clinical Experience with Nikkiso Centrifugal Pumps for Extracorporeal Circulation", *Artificial Organs*, 18-9, pp. 706-710.
- [43] 西中 知博, 西田 博, 伊橋 健治, 遠藤 真弘, 小柳 仁, 鈴木 進, 田島 行雄, 遠山 範康, 「遠心ポンプとローラーポンプの開心術使用における血液損傷の比較検討」, *人工臓器*, 25 卷 3 号, 1996 年, pp.636-640.
- [44] 小山 富生, 山田 哲也, 栗田 佳代, 玉木 修治, 原 修二, 櫻井 一, 西澤 孝夫, 村山 弘臣, 加藤 紀之, 村瀬 允也, 「人工心肺送血ポンプと血液損傷の臨床比較: 遠心ポンプ 3 種とローラーポンプの比較」, *人工臓器*, 25 卷 3 号, 1996 年, pp.641-644.
- [45] 増澤 徹, 築谷 朋典, 遠藤 誠子, 巽 英介, 妙中 義之, 山根 隆志, 西田 正浩, バラージュ・アスタロシュ, 宮副 雄貴, 伊藤 和之, 澤入 利夫, 小西 義昭, 「遠心血液ポンプのインペラ端・ケーシング間隙の溶血性能への影響」, *ライフサポート*, 10 卷 3 号, 1998 年, pp.102-105.
- [46] 山根 隆志, 「人工心臓の技術開発」, *ながれ*, 20 卷, 2001 年, pp435-438.
- [47] Ahmed, S., Funakubo, A., Sakuma, I., Fukui, Y., and Dohi, T., 1999, "Experimental Study on Hemolysis in Centrifugal Blood Pumps: Improvement of Flow Visualization Method", *Artificial Organs*, vo.23-6, pp.542-546.
- [48] 豊田 将弘, 西田 正浩, 丸山 修, 山根 隆志, 筒井 達夫, 山海 嘉之, 「流れの可視化による遠心血液ポンプの抗血栓性に関する形状最適化」, 日本

機械学会論文集, 67 卷 664 号, B 編, 2001 年, pp.215-220.

[49] Muramatsu, K., Masuoka, T, and Fujisawa, A., 2001, “In Vitro Evaluation of the Heparin-Coated Gyro C1E3 Blood Pump”, *Artificial Organs*, vol.25-7, pp585-590.

[50] Asztalos, B., Yamane, T. and Nishida, M., 1999, “Flow Visualization Analysis for Evaluation of Shear and Recirculation in a New Closed-Type, Monopivot Centrifugal Blood Pump”, *Artificial Organs*, vol.23-10, pp939-946.

[51] Bludszuweit, C., 1995, “Model for a General Mechanical Blood Damage Prediction”, *Artificial Organs*, vol.19-7, pp.583-589.

[52] Bludszuweit, C., 1995, “Three-Dimensional Numerical Prediction of Stress Loading of Blood Particles in a Centrifugal Pump”, *Artificial Organs*, 19-7, 590-596.

[53] Arora, D., Behr, M. and Pasquali, M., 2006, “Hemolysis Estimation in a Centrifugal Blood Pump Using a Tensor-Based Measure”, *Artificial Organs*, vol.30-7 pp.539-547.

[54] Wu, J., Antaki, J.F., Snyder, T.A., Wagner, W.R., Borovetz, H.S., and Paden, B.E., 2005, “Design Optimization of Blood Shearing Instrument by Computational Fluid Dynamics”, *Artificial Organs*, vol.26-6, pp.482-489.

[55] Giersiepen, M., Wurzinger, L.J., Opitz, R., Reul, H., 1990, “Estimation of shear stress-related blood damage in heart valve prostheses – in vitro comparison of 25 aortic valves”, *The International Journal of Artificial Organs*, vol.13-5, pp.300-306.

[56] 矢野 哲也, 見藤 歩, 三田村 好矩, 西村 生哉, 村林 俊, 四津 良平, 「数値流体力学を用いた定常流血液ポンプの改良設計」, *生体医工学*, 43 卷 1 号, 2005 年, pp85-92.

[57] Farinas, M., Garon, A., Lacasse, D. and N’dri, D., 2006, “Asymptotically Consistent Numerical Approximation of Hemolysis”, *ASME Journal of*

Biomechanical Engineering, Vol. 128, pp.688-696.

[58] 日本機械学会編，生体機械工学，丸善，1997年．

[59] 兼田 楨宏，山本 雄二，基礎機械設計工学，理工学社，1999年．

[60] 島田 修三，川端 信義，立花 規良，小沢 康美，「円錐型正逆回転動圧グループ気体軸受」，日本機械学会論文集，67 卷 661 号，C 編，2001 年，pp.2989-2996.

[61] Muijderland, E.A., 1967, "Analysis and Design of Spiral-Groove Bearing, Journal of Lubrication Technology", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.89, No.3, pp.291-306.

[62] 十合 晋一，気体軸受設計ハンドブック，共立出版，2002年．

[63] 南 茂夫，木村 一郎，荒木 勉，はじめての計測工学，講談社，1999年．

[64] 電磁駆動型人工心臓システム調査委員会編，電磁駆動型人工心臓，コロナ社，1994年．

[65] 香川 修作，黒川 淳一，松井 純，雀 永都，「極低比速度遠心ポンプの性能に関する研究(第一報羽根車とケーシングのマッチング)」，第 51 回ターボ機械総会講演会論文集，2004 年，pp13-18.

[66] Wiesner, F.J., 1967, "A review of Slip Factor for Centrifugal Impellers", ASME Journal of Engineering of Power, vol. 89, pp.558-572.

[67] 黒川 淳一，佐久 間真一，山田 岳，「逆流を考慮した遠心羽根車の性能予測法と損失表示式」，ターボ機械，16 卷 10 号，1988 年，pp.531-539.

[68] 永井 優治，岡田 浩志，狩谷 光義，原田 一郎，「ポンプの性能開発におけるデジタル技術の適用」，ターボ機械，34 卷 5 号，2006 年，pp276-279.

[69] 日本工業規格，「遠心ポンプ・斜流ポンプ及び軸流ポンプ-試験方法」，JIS B8301，2000 年．

[70] 辻本 良信，大橋 秀雄，吉田 義樹，「羽根車に作用するロータダイナミック流体力(第 1 回流体力と軸振動)」，ターボ機械，25 卷 8 号，1997 年，pp.446-455.

- [71] 黒川 淳一，豊倉 富太郎，「遠心形ターボ機械の漏れ損失および円板摩擦損失について」，ターボ機械，4巻5号，1976年，pp.20-29.
- [72] 黒川 淳一，「ターボ機械の体積効率および機械効率の簡易算定式」，日本機械学会論文集，56巻531号，B編，1990年，pp.3389-3396.
- [73] 井上 順吉，機械工学基礎講座 - 機械力学，理工学社，1999年.
- [74] 日本機械学会編，すべり軸受の静特性および動特性資料集，日本工業出版，1984年.
- [75] 荒木 賢二，妙中 義之，増澤 徹，脇坂 佳成，中谷 武嗣，赤城 治彦，馬場 雄造，穴井 博文，江屋 一洋，戸田 宏一，高野 久輝，「遠心ポンプの発熱と溶血に関する検討」，人工臓器，24巻2号，1995年，pp.333-336.
- [76] 新野 崇一，熊本 圭，塚本 寛，宮崎 康次，「血栓・溶血を防ぐ遠心型血液ポンプ形状の改善」，ターボ機械，33巻4号，2005年，pp.199-205.
- [77] 橋本 成広，笹田 直，「一様せん断場における血栓形成(凹凸円錐型試験機を用いた血栓形成度評価)」，日本機械学会論文集，59巻568号，B編，1993年，pp.3739-3742.
- [78] 半田 伸子，安田 利貴，舟久保 昭夫，福井 康裕，「物理的要因の相乗効果による溶血の検討」，人工臓器，27巻1号，1998年，pp.118-123.
- [79] Leverett, L.B., Hellums, J.D., Alfrey, C.P. and Lynch, B.C., 1972, "Red Blood Cell Damage by Shear Stress", Biophysical journal, Vol. 12, pp.257-273.
- [80] 李 軍，張 明，塚本 寛，岡村 共由，「実数型遺伝的アルゴリズムを用いた小弦節比ディフューザの最適化設計」，ターボ機械，30巻10号，2002，pp.609-616.
- [81] 金 永峻，「遺伝的アルゴリズム及び非定常逆解放を用いた管路内の漏れの探索に関する研究」，九州工業大学博士論文，2008年.
- [82] 坂和 正敏，田中雅博，遺伝的アルゴリズム，朝倉書店，1995年.
- [83] Kaneko, M., Nakamura, Y., Miyazaki, K. and Tsukamoto, H., 2008, "Multi-Objective Optimization of Blood-Pump with Conical Spiral Groove

Bearings”, Proceeding of the 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering, 4ISFMFE-IL06.

[84] 堀 清記, TEXT 生理学, 南山堂, 1999 年.

[85] 本郷 利憲, 豊田 順一, 広重 力, 標準生理学, 医学書院, 2000 年.

[86] 中村 治雄, 新版心臓病, 主婦の友社, 2004 年.

付録

遺伝的アルゴリズムを用いた血液ポンプ羽根車の多目的最適設計

1. はじめに

定常流型血液ポンプは小型化が容易でシンプルなシステムとして優れており広く臨床で使用されている。血液ポンプは、産業用ポンプに比べて、高い信頼性を要求されるだけでなく、溶血・血栓など血液の変性にも気を配らなければならない。溶血・血栓に関する研究は数多く行われており、その発生はポンプ内の流れ場に起因していることが分かってきた[73]。しかし、血液の変性を考慮に入れた設計は、まだ確立されていると言えず、実際には試作、改良という試行錯誤を繰り返した経験的な指標に頼っているのが現状である。

産業用ポンプにおいては、最適化手法が多く用いられており性能向上に一役買っている。遺伝的アルゴリズムは、最適化手法の一つであり、性質上、条件やパラメータの多い問題に対して最適解を導き出すことに適しているため設計問題に限らず多くの分野で有用性が認められている[78,79]。血液ポンプ設計において、最適手法を用いることによって、設計段階での開発コストを大幅に抑えることができるため、効率の良い設計を行うことができる。

ここでは、血液ポンプ羽根車に対して遺伝的アルゴリズムによる多目的最適化を適用して、小型・高効率かつ血液の変性を抑さえる形状を求め、CFDによる数値計算により性能を評価する。

2. 遺伝的アルゴリズム[80]を用いた多目的最適化

遺伝的アルゴリズム(Genetic Algorithm ; GA)は、最適化対象を遺伝子として取り扱い、解の探索空間内で環境に対する適応度がより高い個体が高い確率で再生される。さらに、交叉や突然変異という操作を行い次世代の個体群を形成し、これを規定世代数繰り返すことによって最適解を得る方法である。図1にGAを用いた多目的最適化プログラムの流れを示す。最適解を得る工程には、初期化・選択・交叉・突然

変異がある。GA を実際の問題に適用する場合，その多くは目的関数が複数個ある複雑な問題となる。特に，それぞれの目的関数において評価関数があり，それらがお互いに関係性があるような問題の場合，通常の単目的最適化の方法では，コストがかかり実用的ではない。そのためこうした問題に対しては，多目的最適化を用いる。

設計対象となる羽根車の設計変数を遺伝子型とし，水力効率，羽根車外径を評価関数として，多目的最適化を行った。水力効率はより高く，羽根車外径はより小さくなるように次式で示す評価関数を与えた。

$$f(I) = w_D f(D_2) + w_\eta f(\eta_h) \quad (1)$$

$$f(D_2) = (1 - D_2) \quad (2)$$

$$f(\eta_h) = \eta_h \quad (3)$$

ここで， w_D, w_η は羽根車外径および水力効率に対する重み係数で，0.5とした。評価関数のほかに，せん断速度に対するパラメータとして羽根車回転速度 $n < 5000 \text{ min}^{-1}$ となるように制約条件を与えている。せん断速度は，溶血の発生に影響のあるパラメータで，ケーシング壁面や羽根車翼先端部で最も大きくなる。半田ら[73]によると $\gamma < 1500 \text{ s}^{-1}$ となった時に溶血の発生が顕著になる。以上のような評価関数と制約条件により羽根車の最適設計を行った。

・初期化

個体群の中の個体の初期分布を決定する。固体は1と0のランダムなビット列で表わし，これを遺伝子型とした。この遺伝子型の個体を複数個生成し，この集団を初期の個体群とした。

・選択

初期設定された個体は，評価関数に応じた適応度が与えられる。適応度の高い個体はその数を増やし，適応度の低い個体は消滅するという作業を行う。個体の再生方式は，各個体の適応度に比例した確率で次世代の個体を選択する適応度比例方式

を用いた.

$$p(I_i) = \frac{f(I_i)}{\sum_{i=1}^N f(I_i) / N} \quad (4)$$

ここで, $p(I_i)$ は選択される確率, $f(I_i)$ は適応度, I は個体, N は個体数を表す.

・ 交叉

再生だけでは, 初期個体群の中で適応度の高い個体ばかりが増えて進化を進めることができなくなる. そこで, 交叉と呼ばれる作業を行う. これは, 生物の生殖を参考にしたもので個体の遺伝子型の一部組み換えを行う. すなわち, 適応度の高い2つの個体ビット列をランダムに設定した点で入れ替えを行う. この作業によって, 初期個体群に新しい個体が生成され, 進化を進めることが可能となる. 今回は交叉率 $C = 0.3$ とした.

・ 突然変異

交叉によって新しい個体が生成し, 進化を進めることができるが, 交叉だけでは初期の個体に依存するような限られた範囲の個体しか生じないため局所的な最適解に収束してしまう可能性が生じる. そこで, 繰り返し過程において, 新しい個体を補充する必要がある. この操作を突然変異という. GA では, 個体の遺伝子型のビット列の一部を強制的に変更する. これにより交叉だけでは生成できない子孫を生成して, 個体群の多様性を維持することができる. 突然変異の発生率 $M = 0.05$ とした.

・ GA の実行

図1に本研究で実施したGAのフローチャートを示す. 設計変数を遺伝子として, 初期の個体集団をランダムで生成し, 各個体の適応度を評価する. 簡単のため, 各世代の集団数は一定としている. GA オペレータ(評価・選択・交叉・突然変異)に

より，世代を繰り返すことで最適解を探索する．

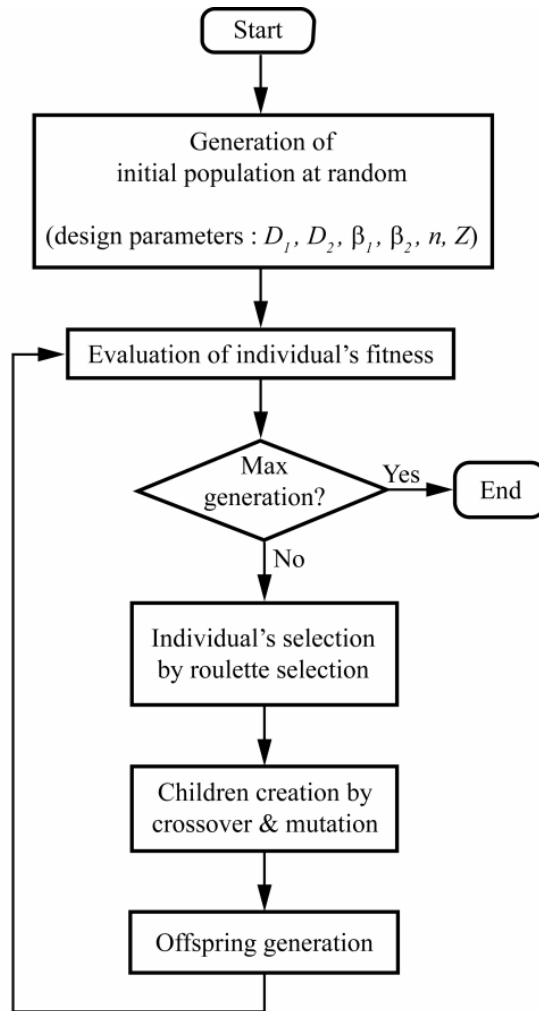


Fig. 1 遺伝的アルゴリズムの最適化フローチャート[81]

3. 羽根車の設計

羽根車の設計は一次元流れ解析により行った．羽根車外径，羽根高さ，回転速度をランダムに与え，これらの値から羽根入口角度，羽根出口角度を求めて最終的に水力効率を算出した．羽根枚数は，次式で示す Pfliderer の経験式より求め，翼の形状は円弧翼とした．

$$Z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (5)$$

損失解析には，摩擦損失，衝突損失を考慮した．

摩擦損失は，羽根車内の流路を等価直径 D_e の円管と考え，式(6) により算出した．

$$h_m = \lambda \frac{L}{D_e} \frac{v_m^2}{2g} \quad (6)$$

$$\lambda = 0.02 \left(1 + \frac{0.025}{D_e} \right) \quad (7)$$

ここで， λ は管摩擦係数， L は子午断面流線長， D_e は等価直径， W_2 は羽根出口相対速度を表している．衝突損失は式(8) により算出した．

$$h_{ls} = \zeta_{ls} \frac{(U_1 - v_{m1} \cot \beta_1)^2}{2g} \quad (8)$$

ここで，衝突損失係数 $\zeta_{ls} = 1.0$ であり， v_{m1} は羽根入口での子午面速度を表している．設計点は，流量 $Q = 8 \text{ L/min}$ ，全揚程 $H = 4.0 \text{ m}$ とした．なお，羽根車外周と真円ケーシング内壁の間隔については，本論で用いたポンプと同じ間隔 $r_3 = 23.5 \text{ mm}$ の真円ケーシングとした．

4. 最適化した羽根車

表 1 に，GA によって得た羽根車の設計緒言を示す．羽根車外径は 40mm，羽根出口角は 51deg で回転速度 $n_D = 3,300 \text{ min}^{-1}$ ，羽根枚数は $Z=6$ となった．

Table 1 最適化した羽根車の設計諸元

羽根枚数	Z	6
羽根入口角度	β_1	16 degrees
羽根出口角度	β_2	51 degrees
羽根高さ	b	5 mm

5. 血液ポンプの性能予測

本論で述べた予測計算で、最適化した羽根車を持つコニカルスパイラルグループ軸受を備えた遠心血液ポンプ設計点の性能予測を行った。コニカルスパイラルグループ軸受をもつ血液ポンプは、羽根車側面と壁面の摩擦による羽根車出口周方向成分流速の増加により羽根車の理論揚程よりもポンプの理論値はずっと大きい。そのため、血液ポンプの設計の際にはこれらを考慮することになる。ここでは、設計点 $Q = 8 \text{ L/min}$ における揚程を計算する。

羽根車出口絶対速度の周方向成分は、壁面の影響により、回転子周速に近くなる。そのため、理論揚程は次の式と仮定する。

$$H_{th}' = \frac{u_2^2}{g} \quad (9)$$

これより、ポンプ理論揚程は $H_{th}' = 4.87 \text{ m}$ 。

これに羽根車に発生する各種損失が引かれる。羽根車損失 h_{loss} は、摩擦損失 h_{lf} 、衝突損失 h_{ls} 、混合損失 h_{lm} の和によって計算される。

$$h_{loss} = h_{lf} + h_{ls} + h_{lm} \quad (10)$$

$$h_{lf} = \frac{C_f W_i^3}{2gQ} \{Z(A_1 + A_2) + 2A\} \quad (11)$$

$$= 0.941 \text{ [m]}$$

$$h_{ls} = \zeta_{ls} \frac{(U_1 - v_{m1} \cot \beta_1)^2}{2g} \quad (12)$$

$$= 7.44 \times 10^{-4} \text{ [m]}$$

$$h_{lm} = \frac{v_m^2}{2g} \left\{ \frac{\delta_b + \delta_w}{\frac{2\pi r_2}{Z} - (\delta_b + \delta_w)} \right\}^2 \quad (13)$$

$$= 0.032 \text{ [m]}$$

これらから求められる損失 h_{loss} は 0.973 m. 予測される血液ポンプの揚程 H は,

$$H = H_{th} - h_{loss} \quad (14)$$

$$= 3.897 \text{ [m]}$$

となり, 設計値($H_D = 4 \text{ m}$)に近い値となった. 圧力上昇を考慮したにもかかわらず計算した揚程と設計値に近いのは, GA 内の計算と予測計算では, 摩擦損失の計算が違っており, GA では摩擦損失が見積もられている. そのため, 軸受等の圧力上昇分と予測計算と GA での摩擦損失差がキャンセルされた形となっている.

また, 本論での羽根車に比べて衝突損失 h_{ls} ($1.8 \times 10^{-3} \rightarrow 7.44 \times 10^{-4} \text{ m}$), 混合損失 h_{lf} ($0.16 \rightarrow 0.032 \text{ m}$)に大きく改善が見られ, GA での最適設計の有効性が確認できた.

6. 最適化した羽根車を備えた血液ポンプ

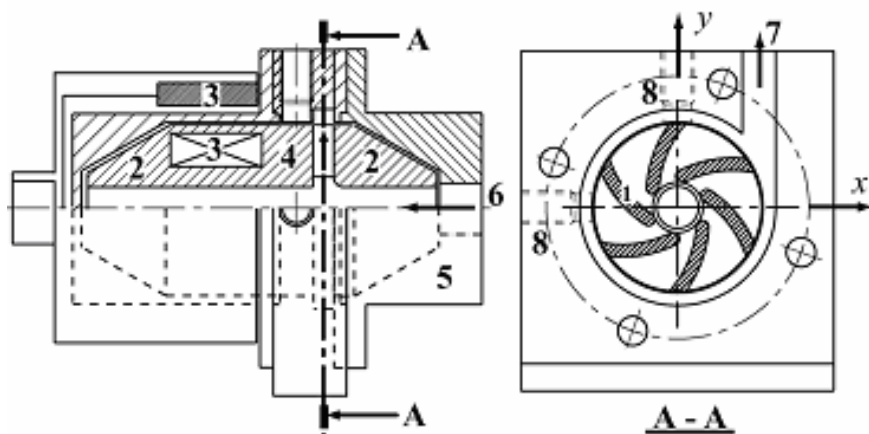
最適化した羽根車を実際に製作し(図 2), 性能試験を行った. 性能試験結果を図 3 に示す. 本血液ポンプは, 各回転数において右下がりの曲線を描いており, 不安定性が起りうる可能性はなく, ポンプとして安定である. 設計回転速度 $n_D = 3300 \text{ min}^{-1}$ において設計点($Q = 8 \text{ L/min}$)では, 全揚程 $H = 3.4 \text{ m}$ であった. GA で設定した全揚程と同程度に比べて, 約 0.6 m 低い値となったが, 全体としては要求した性能に沿ったポンプが作製できた. 図 4 にはポンプの特性曲線を示しており, 次の式で無次元化を行っている.

$$\psi = \frac{H}{u_2^2/g} \quad (15)$$

$$\phi = \frac{v_{m2}}{u_2} \quad (16)$$

$$\eta_p = \frac{P_w}{P_M} = \frac{\rho g Q H}{\eta_M P_{12}} \quad (17)$$

ポンプ効率は設計点で約 16 % で本論のポンプに比べて約 3%向上した. 上述の性能試験結果と比較すると, 低流量域ではやや値が異なっているものの設計点では良好に一致していることがわかる. よって, 本解析は妥当であり血液ポンプ内の流れ場をよく予測できていると考えられる.



1. Impeller, 2. Conical spiral groove bearing,
3. Coupling magnets, 4. Rotor, 5. Pump casing,
6. Suction port, 7. Discharge port
8. Eddy current displacement sensor

Fig. 2 最適化した試作ポンプの概略図

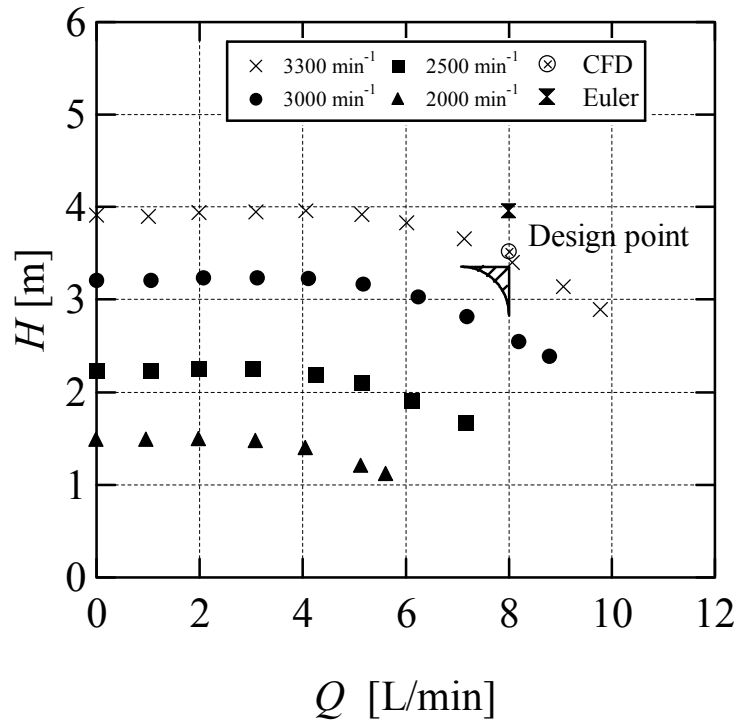


Fig. 3 性能曲線図

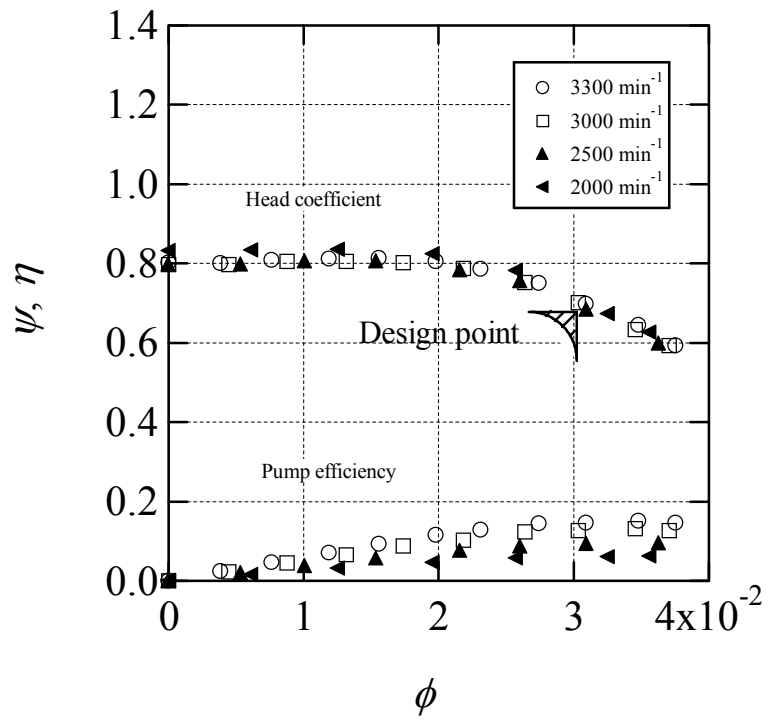


Fig.4 特性曲線図

7. 数値計算による血液ポンプ評価

7.1 数値解析方法

血液ポンプ内部の流れを調べるために数値解析を行った。数値解析には、汎用熱流体解析コード ANSYS-CFX を用いた。CFD 解析には、以下に示す連続の式と Navier-Stokes 方程式を連立して計算した。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j) = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \left\{ \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} + S_{ui} \quad (19)$$

$$S_{ui} = -2\rho \bar{\Omega} \times \bar{U} - \rho \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \bar{r}) \quad (20)$$

ここで、 ρ は密度、 P は圧力を表している。実行粘性 μ_{eff} は、分子粘性係数と乱流粘性係数の和である。 S_{ui} は外力の項であり、コリオリ力と遠心力をそれぞれ示している。乱流場において、この式(4.5)と(4.6)に対し時間平均を行い、乱流モデルを用いる。各項に含まれているスカラー量は、時間的に見た平均部分と変動部分に分解することができる。これをレイノルズ平均といい、これを施した Navier-Stokes 方程式および連続の式を基礎方程式として解く。

回転に伴う羽根車の位置が流れ場に及ぼす影響を知るため羽根間流路あたり 10 ステップとり解析を行った。回転するロータおよび静止したケーシング部は、時間ステップごとにロータとケーシング間の Interface の値の更新を行いながら計算を進めていく方法を用いて結合させている。

乱流モデルには、SST(Shear Stress Transport)モデルを用いていた。また、この計算ではポンプ全体としてのレイノルズ数は $Re = 45075$ であり、定常条件よりも十分に大きいため、非定常計算を行っている。

数値計算による血液の変性による評価は、新野ら[74]のようにせん断速度分布を用いることが多い。流路内の流れにおいて、せん断速度(Shear Strain Rate ; SSR)の分

布において、 $SSR < 300 \text{ s}^{-1}$ の領域では、流れが淀みやすく血栓が起きやすい[75]、また、 $SSR > 1500 \text{ s}^{-1}$ となる領域では、溶血が発生しやすくなる[76]。そのため、まずせん断速度分布により本血液ポンプの血液変性に対する性能を評価する。また、溶血に関しては、Giersiepen -Wurzinger model[22]をはじめとする溶血評価法が確立しつつあり、かなりの効果を挙げている。本計算においても抗溶血に対する評価として、せん断速度分布と合わせて Giersiepen-Wurzinger の計算方法も取り入れて評価する。

7.2 溶血評価法 (Giersiepen-Wurzinger model)[22]

溶血はせん断応力とその応力場に曝される時間によることが実験により、知られているが、せん断応力がかかっている時間は、実験では求めることが出来ていなかった。しかし、Giersiepen らは、実験により次の式を定めた

$$\frac{dfHb}{Hb} = 3.62 \times 10^{-7} \cdot \tau^{2.416} \cdot t^{0.785} \quad (21)$$

ここで、 $dfHb$ は、血漿遊離ヘモグロビン濃度 fHb の増加量、 Hb は全血液のヘモグロビン濃度、 τ はせん断応力、 t はそのせん断応力に曝される時間である。この式(21)を血液中の損傷率そのものと考え、時間間隔 $\Delta t_k (= t_k - t_{k-1})$ の間に赤血球が受ける損傷を

$$d_{n,k} = 3.62 \times 10^{-7} \cdot \tau(t_{k-1})^{2.416} \cdot \Delta t_k^{0.785} \quad (22)$$

とし、時刻 0 から t_k までの損傷 $D_{n,k}$ は

$$D_{n,k} = D_{n,k-1} + (1 - D_{n,k-1})d_{n,k} \quad (23)$$

とした。計算に使用するせん断応力 τ は、赤血球に働くせん断応力テンソルを用いる。このせん断応力テンソルは、次の式に示すように粘性せん断応力とレイノルズ応力により求めることが出来る。

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \quad (24)$$

ここで、 μ_t は血液の粘性係数、右辺第 2 項はレイノルズ応力テンソルであり、次の式で表す。

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (25)$$

この式の μ_t は乱流粘性係数、 δ はクロネッカーのデルタである。これらの式を単純化しスカラー応力 τ_{scalar} で表すと次式となる。

$$\tau_{scalar} = \left[\frac{1}{6} \sum (\tau_{ii} - \tau_{jj})^2 + \sum \tau_{ij}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

赤血球は流跡線上を流れると仮定し、流跡線上の τ を求めた。時間履歴は流跡線の長さから求める。ポンプ入口面から流跡線を描き、各流跡線での溶血値の平均値によって式(26)で評価を行う。

8. 計算対象

8.1 計算格子および計算条件

数値計算に用いた計算格子を図 8 に示す。計算格子の作製は、メッシュャーとして、ICEM-CFD を用いて行い、非構造格子を作製した。入口部、羽根車部、出口ケーシング部で計算格子は 3 つの部分で構成されており、それぞれ 3600, 252193, 8360 の要素数である。

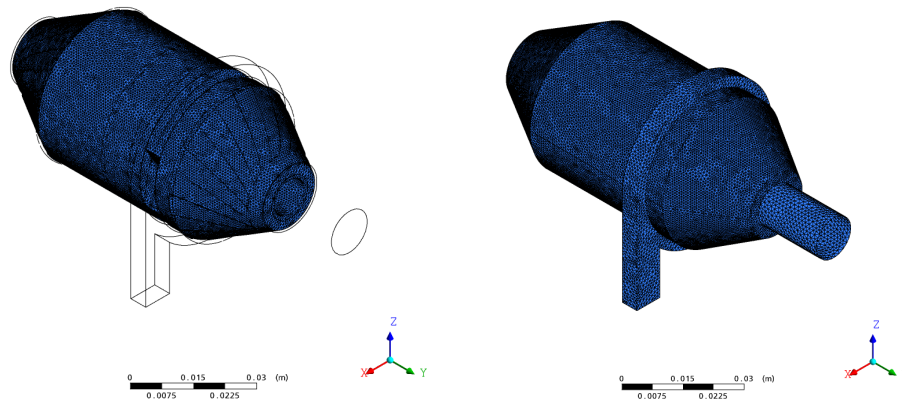


Fig. 8 計算格子

8.2 境界条件

・ 流入・流出面

吸込口に質量流量 Q kg/s で与えた。吐出し面には静圧 0 Pa を与えた。流入部での乱流係数(Turbulence Intensity 及び Eddy length scale)は共に 0.037 が与えられている。吸込口の境界条件には成人に必要な血流量である $Q = 5.0$ L/min, 吐出し口の境界条件には, 静圧 0 Pa を与えた。

・ 壁面

SST モデルは, 滑らかな表面上で発生するはく離流れの予測に優れた乱流モデルである。乱流レイノルズ応力の輸送方程式を解き, $k-\omega$ モデルを基に, 部分的に $k-\varepsilon$ モデルを混合したモデルである。壁面近傍に置ける計算では, $k-\omega$ で計算を行い, 壁面から離れた領域では, $k-\varepsilon$ で計算する。

羽根車の回転速度は, 実際に使用される値として $3,300 \text{ min}^{-1}$ の一定値を与え, 作動流体の物性値は血液をニュートン流体と仮定し, 密度 $1,048 \text{ kg/m}^3$, 粘度 $0.0028 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ とした。壁面はすべりなしとしている。

9. 結果と考察

数値計算を行った結果を以下に示す。

図 9 に、羽根流路高さの中心を取るように断面を取っており、せん断速度分布図を示している。また、半田ら[78]のせん断速度の閾値 $1500s^{-1}$ を上限として、表示し血流に厳しい箇所を判別しやすくしている。羽根入口先端と羽根出口先端、ケーシング舌部で、 $SSR > 1500s^{-1}$ となる部分が表示された。この部分では、羽根やケーシングと血液が衝突や摩擦により大きくなると考えられる。羽根流路にて、せん断速度が低下している部分が目立つ。図 10 に同断面での速度分布図を示しているが、せん断速度が低下している部分で渦の存在がみられた。

溶血は血液にかかるせん断応力とそのせん断応力が負荷されている曝露時間によって決まる。そのため、流路内の循環は望ましくないため、このような渦の発生は避けるような工夫が必要となる。

図 11 には、ケーシング部の壁面せん断応力を示す。表示部分は吸込口からポンプを見た側面と、軸受部である。Leverett らの溶血の閾値である $\tau = 150 \text{ Pa}$ を上限として示している。全体的に、 $\tau < 150 \text{ Pa}$ であり溶血に対する危険性は少ないと考えられる。図 12 には、ケーシング壁面せん断応力を側面から表示している。ケーシングにおける壁面せん断応力は全体的に低く、 $\tau > 150 \text{ Pa}$ となる部分が少なく軸受やケーシング隙間では、抗溶血性が良いことが確認された。

最後に図 13 には、ポンプ内の流跡線を示している。この各流跡線上のレイノルズ応力に G-W model 式を用いて溶血量の予測を行ったところ、 $D_n = 6.45 \times 10^{-4}$ 程度で良好な結果となった。

10. おわりに

コニカルスパイラルグループ軸受をもつ血液ポンプの羽根車設計に際して、遺伝的アルゴリズムを用いた多目的最適化を行い、実験と数値計算によって評価を行った。その結果、最適化された羽根車形状が得られ、本論のポンプに比べて効率が約 3% 向上し、溶血性能も良好な結果を得た。よって、本最適化手法が血液ポンプ設計に有効であることが確認された。

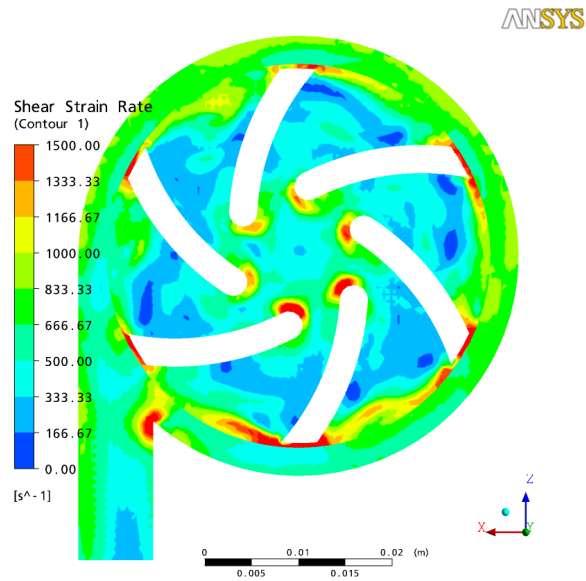


Fig.9 せん断速度分布(羽根車中央断面)

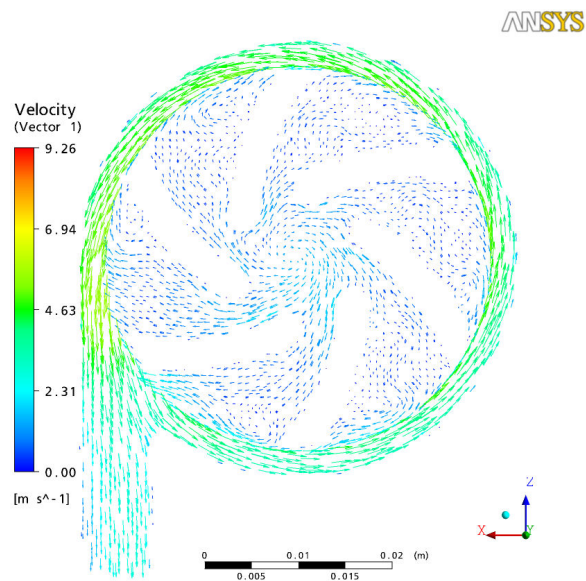


Fig. 10 速度分布図(羽根車断面)

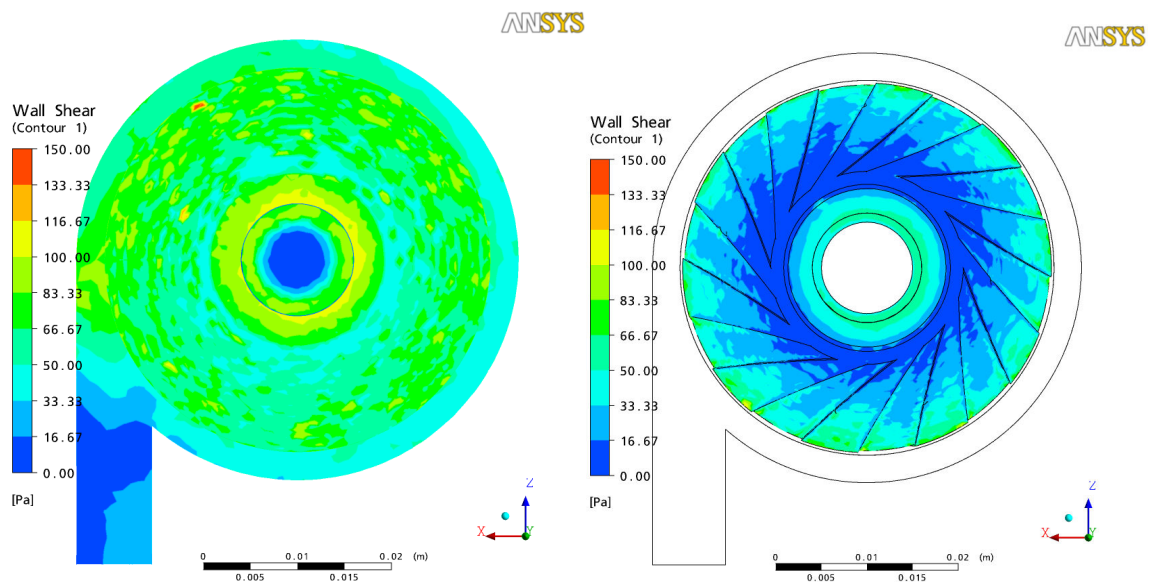


Fig. 11 壁面せん断応力図(ケーシング壁面および軸受面)

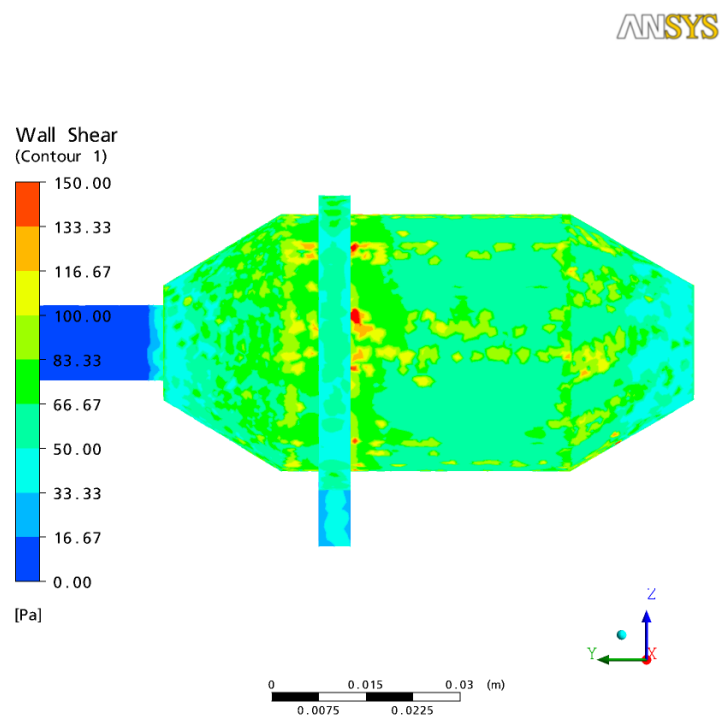


Fig. 12 壁面せん断応力(ケーシング)

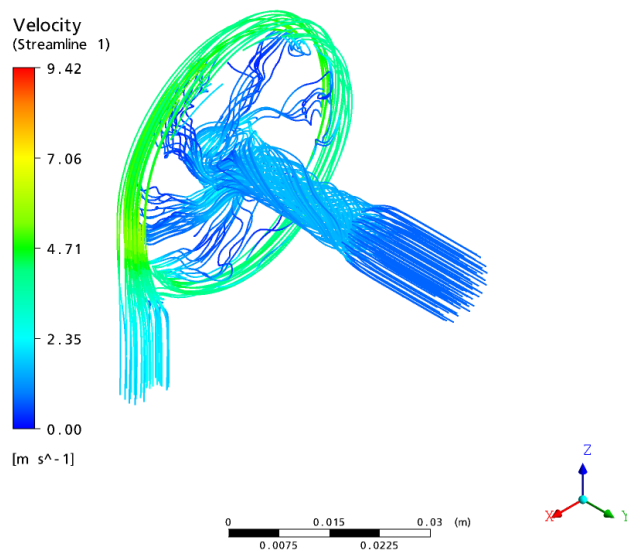


Fig. 13 流跡線図