



平成29年度

海洋掘削リグの泥水処理用ポンプの技術開発

成果報告書

平成29年10月

一般社団法人 日本船用工業会

はしがき

本報告書は、BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて、平成 28 年度、平成 29 年度の 2 年計画で、一般社団法人日本船用工業会が大晃機械工業株式会社に委託して実施した、「海洋掘削リグの泥水処理用ポンプの技術開発」の 2 年間の成果をとりまとめたものである。

ここに、貴重な開発資金を助成いただいた日本財団、並びに関係者の皆様に厚く御礼申し上げる次第である。

平成 30 年 10 月

(一社)日本船用工業会

目 次

第 I 部 平成 28 年度	1
1. 事業の目的	1
2. 事業の目標	2
2.1 本事業の最終目標	2
2.2 平成 28 年度の目標	2
3. 平成 28 年度の実施内容	3
3.1 I 試作ポンプ計画設計	3
3.2 I 試作ポンプ流体解析	6
3.2.1 ボリュートケーシングと円形ケーシングの比較	6
3.2.2 舌部形状の最適化	11
3.2.3 周回流路断面隅部の最適化	15
3.2.4 設計モデルにおける性能予想および流体の挙動確認	19
3.3 I 試作ポンプ詳細設計	24
3.3.1 二重ケーシング構造	24
3.3.2 泥水専用軸封部	26
3.3.3 I 試作ポンプ全体	28
3.4 I 試作ポンプ製作	30
3.5 試験装置設計	40
3.6 試験装置製作	44
4. 目標の達成状況	50
5. 今後の予定	50

第Ⅱ部 平成29年度	51
6. 平成29年度の実施内容	51
6.1 I 試作ポンプ試験	51
6.1.1 清水での性能試験評価	52
6.1.2 泥水での性能試験評価	57
6.1.3 接液部品および軸封部品の評価	59
6.1.3.1 内部ケーシング部品の摩耗評価	60
6.1.3.2 インペラの摩耗評価	68
6.1.3.3 泥水専用軸封部の評価	71
6.2 II 試作ポンプ計画設計	73
6.3 II 試作ポンプ流体解析	76
6.4 II 試作ポンプ詳細設計	78
6.4.1 インペラ羽根端面および内ケーシングライナー部の形状変更	79
6.4.2 内ケーシングの取付け構造の変更	80
6.4.3 インペラ取付け部のシール構造の追加	82
6.4.4 II 試作ポンプ概要	83
6.5 II 試作ポンプ製作	85
6.6 II 試作ポンプ試験	91
6.6.1 清水での性能試験評価	92
6.6.2 泥水での性能試験評価	96
6.6.3 接液部品および軸封部品の評価	100
6.6.3.1 内部ケーシング部品の摩耗評価	101
6.6.3.2 インペラの摩耗評価	109
6.6.3.3 泥水専用軸封部の評価	113
7. 平成29年度の目標達成状況	117
8. 目的達成度の自己評価	117
9. 低圧泥水ポンプの今後の取り組み	119

第 I 部 平成 28 年度

1. 事業の目的

昨今のエネルギー需要拡大に伴い、海底油田や海底ガス田等の海洋資源が注目されている。我が国でも海洋基本法、海洋基本計画を基に策定された国土交通省の「海洋産業の戦略的育成のための総合対策」において、「将来の EEZ 開発を他国に依存せず自前で行う技術の確保」が謳われている。一方で、1980 年代後半に日系各社が海洋資源開発分野から撤退しており、海洋資源開発で使用される掘削リグに搭載される機器、設備のほとんどは米国をはじめとする海外製品が使用されている。また、1 社独占状態にある機器もあり、これらはユーザー視点から複数社による技術革新および価格の妥当性の実現が望まれている。本事業では、このような状態にある機器の一つである「低圧泥水ポンプ」の製品開発を行う。「低圧泥水ポンプ」は米国 Mission 社(以下、M 社)の 1 社独占状態である。

「低圧泥水ポンプ」とは、掘削作業で使用される特殊液『泥水』の調整を行う際に使用されるポンプである。掘削作業時の『泥水』の循環は以下のとおりである。

- 1) リグ上の高圧泥水ポンプにより掘削坑に送り込まれる。
- 2) 地層を掘り進めるコアビットの先端より噴出、潤滑および冷却を行う。
- 3) 掘屑を巻き込みながら掘削坑から海上のリグ上に戻ってくる。
- 4) 戻ってきた『泥水』から掘屑を除去、性状の調整を行う。回収された掘屑から地層の評価を行い、掘削作業に反映する。

以上の役割から、『泥水』は掘削工事において重要な役割を担っていることが分かる。4) に記載される「掘屑の除去および性状の調整」を実施するシステムが掘削リグ内にあり、「低圧泥水ポンプ」はこのシステムに不可欠な機器の一つである。

「低圧泥水ポンプ」でハンドリングする『泥水』は、摩耗性の高い粒子や特殊な薬品が含まれているため、『泥水』に対する耐久性を持たせるためにポンプの接液部には耐摩耗性、耐薬品性の高い材質を使用する必要がある。加えて、流路内で局所的に流速が速い箇所が存在した場合、そこから部分的に摩耗が進展してしまい、製品寿命を縮めてしまう危険性があるため、流速分布を考慮したポンプ形状の最適化を行う必要がある。また、『泥水』に含まれる特殊な薬品が外部に流出してしまうと海洋汚染を引き起こす可能性があるため、軸封部についても『泥水』に適した信頼性の高い構造にする必要がある。

以上の課題に対して、本開発では「二重ケーシング構造」と「専用メカニカルシール」を採用する。「二重ケーシング構造」の特徴は次のとおりである。

- 1) 吸込フランジと吐出しフランジを含む外部ケーシングに対して、着脱が可能な内部ケーシングをはめ込む構造
- 2) 『泥水』が触れる内部ケーシングに耐摩耗性、耐薬品性の高い材質を使用して接液部品の耐久性を上げる。
- 3) 部品交換時に吸込／吐出しフランジを配管から外すことなく内部ケーシングの交換のみで対処できるため、高いメンテナンス性を実現できる。

「専用メカニカルシール」は、本事業の協力者である日本ピラー工業㈱様にご協力いただき、構造・形状等を『泥水』使用に対応させた専用メカニカルシールの開発を実施し、本開発製品に実装することで、特殊な性状を持つ『泥水』に対して信頼性の高い軸封部を実現する。

本事業では、平成28年度および29年度の2ヶ年計画で「低圧泥水ポンプ」の製品開発を実施し、開発製品を市場投入する。このことで、現状の1社独占状態の打開、技術革新および価格の妥当性の実現というユーザー視点での効果のみならず、国際競争力の基盤となる海洋フロンティア技術の向上にも寄与できるものと考えている。なお、『泥水』使用に伴う課題への対策として挙げた「二重ケーシング構造」と「専用メカニカルシール」は、掘削リグで使用される低圧泥水ポンプに関して、世界初のチャレンジである。

2. 事業の目標

2.1 本事業の最終目標

- 1) II 試作ポンプの開発
- 2) 『泥水』を用いたII 試作ポンプの性能試験・連続運転試験・長時間運転を実施し、そのポンプ性能・機能・摩耗等の確認を行い、評価を実施する。
- 3) 下記の交換周期を達成させる。交換周期は年間運転時間と使用泥水の条件に左右されるため、標準的な掘削条件を基準として評価を行う。年間運転時間は実際の平均掘削作業時間である“3300 時間/年”とし、使用泥水は標準的に使用される“KC1 ポリマー泥水”相当とする。

内部ケーシングの交換周期	: 4年
インペラの交換周期	: 2年
軸封（メカニカルシール）の交換周期	: 2年

2.2 平成28年度の目標

I 試作ポンプの設計および製作、試作ポンプの検証試験を行うための試験装置の設計および製作を行う。

3. 平成28年度の実施内容

3.1 I 試作ポンプ計画設計

摩耗性の高い『泥水』の取り扱いを考慮した最適構造の検討のために、類似した性状揚液を取り扱う自社製品に対してその特徴を抽出した。また、国内外における関連分野の特許調査を実施し、当該技術の権利化状況および技術動向の確認を行った。さらに、指導者である日本海洋掘削の前田様、三菱重工船舶海洋の大村様にご意見をいただき、これまでに調査した本開発製品に対する掘削リグのオーナー、ユーザーの要求事項の再整理を行った。

これらの知見と自社技術を基に、泥水処理用ポンプの流路形状・構造の検討を行い、本開発で採用する形状の候補を決定した。形状に関する決定事項を以下にまとめるとともに、採用した形状の概略図を図1および図2に示す。先行技術については、国内外の関連技術（ポンプ形状、スラリー対策等）に関する特許調査を実施し、現状で出願中／登録済の関連特許が本事業に抵触しないことを確認した。調査した公開特許の一例を図3に示す。この特許に示されるポンプケーシング構造は、接液部品となる3つの入れ子とポンプケーシング、端板によって接液部の二重構造化を図っており、後述する本事業の二重ケーシング構造には抵触しないことを確認した。また、入れ子の交換時にポンプケーシングを吸込口中心面で分割するため、配管からケーシングを取り外す必要があると考えられる。本開発製品はメンテナンス時に配管の取外しが不要であるため、既存技術に対して優位性を持つと考えられる。

自社製品からの技術抽出

- 1) 摩耗性流体を扱う遠心ポンプに多用される円形ケーシングの採用
- 2) 固形物混入に対して流路が閉塞しにくい、オープン構造インペラの採用
(『泥水』を用いた実試験から形状検討するために、羽根枚数の異なる2種類のインペラを製作)

掘削リグのオーナー・ユーザー要求の調査

- 1) 既存リグに導入できるよう、M社製品と取り合い寸法等を合わせること
- 2) 信頼性が高く、泥水に適した軸封部の採用
- 3) API610規格（米国石油協会の遠心ポンプの規格）に準拠した設計

なお、本事業で開発を行う低圧泥水ポンプの設計点は以下の数値とした。これは、現在現場で使用されているM社製品の最高効率点にあわせたものである。

- ・流量：510m³/h
- ・揚程：56m

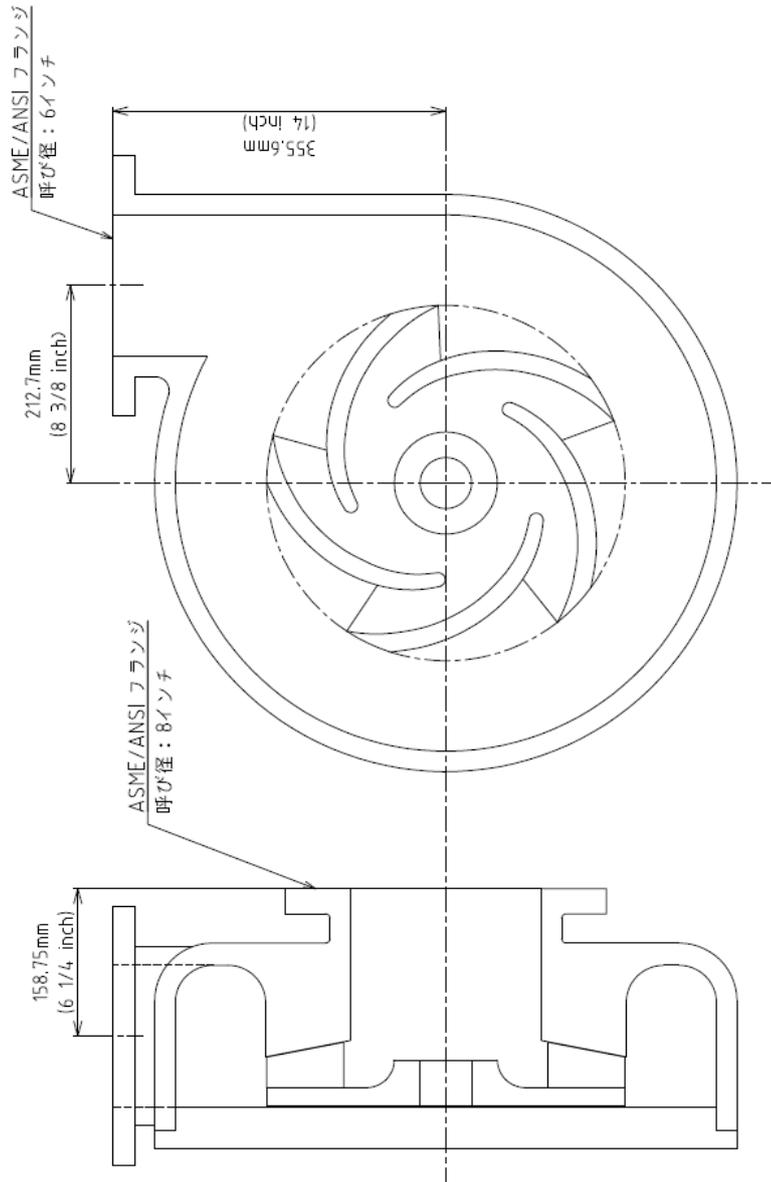


図1 円形ケーシングの概略図
 (図中の寸法は開発製品の取り合い条件)

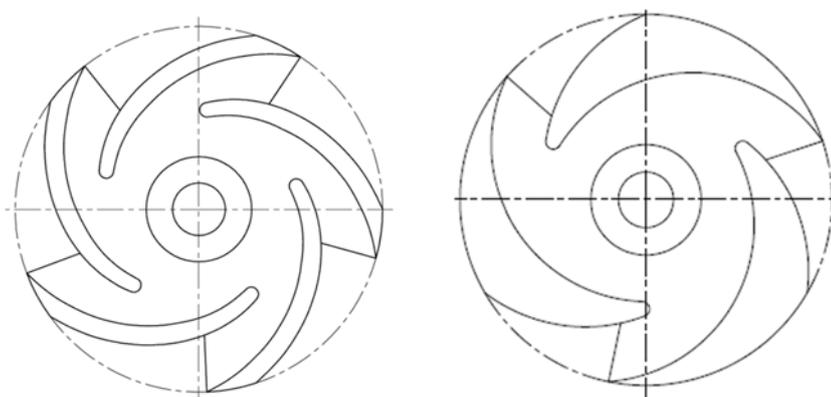


図2 試作インペラの概略図
 (左: 5枚羽根、右: 3枚羽根)

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

組み付けられた状態では互いに接続されるように形成されている少なくとも2つの部品(13、14)を含んでいるポンプケーシング(12)と、入れ子(20)とを含むポンプハウジング組立体であって、

上記ポンプケーシング(12)は、互いに背向する前側部(17)と後側部(18)とを含んでいて、

組み付けられた状態では上記ポンプケーシング(12)の上記2つの部品(13、14)は、1つ又は複数の平面内に位置する共通の結合領域を有し、

上記平面は、組み付けられた状態では上記ポンプケーシング(12)の前側部(17)及び後側部(18)を通り抜け、

上記入れ子(20)は、高分子弾性体からなる一体物であり、かつ、その各側部に環状のフランジ(31、32)を備えていて、上記フランジは、組み付けられた状態では上記ポンプケーシングの上記2つの部品(13、14)間に固定されるように形成され、

上記フランジはシール部(33、34)を備えていて、上記シール部(33、34)は、上記ポンプケーシング(12)と該ポンプケーシング内のポンプ端板組立体(25、26)との間に形成された空隙部(42)内に収容されるように形成され、

上記シール部(33、34)は、ポンプの動作中に発生する圧力により加圧されて、上記ポンプケーシング(12)及び上記ポンプ端板組立体(25)に対するシール性を高めるように形成されていることを特徴とするポンプハウジング組立体。

【請求項 2】

組み付けられた状態にあるときには、上記入れ子(20)は、上記ポンプケーシング(12)内に配置され、かつ、上記ポンプケーシングの前側部(17)と後側部(18)との間を伸びる回転軸(x-x)のまわりに回転することができるインペラ(24)のためのポンプ室(29)を形成することを特徴とする、請求項1に記載のポンプハウジング組立体。

【請求項 3】

上記ポンプケーシング(12)の上記2つの部品(13、14)は、上記インペラ(24)の回転軸(x-x)を含むように位置している平面内に位置する共通の結合領域を有することを特徴とする、請求項2に記載のポンプハウジング組立体。

【請求項 4】

上記シール部(33、34)はくさび形のものであることを特徴とする、請求項3に記載のポンプハウジング組立体。

【請求項 5】

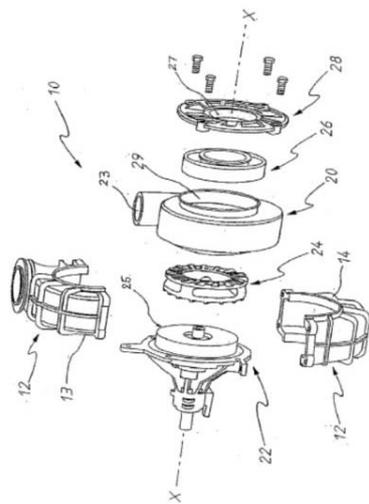
上記入れ子(20)が金属製の補強物を有しないことを特徴とする、請求項1～4のいずれか1つに記載のポンプハウジング組立体。

【符号の説明】

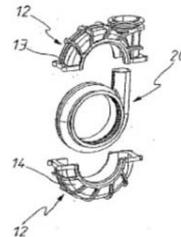
【0024】

10 ポンプ、12 ポンプケーシング、13 部品、14 部品、15 フランジ、16 孔部、17 前側部、18 後側部、20 入れ子(主入れ子)、21 入口部、22 駆動シャフト組立体、23 出口部、24 インペラ、25 前側の側部入れ子、26 後側の側部入れ子、27 入口部、28 端板、29 ポンプ室、31 環状のフランジ、32 環状のフランジ。

【図 1】



【図 2】



【図 3】

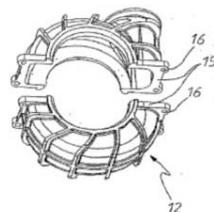


図 3 特許第 5394434 号「入れ子を備えたポンプハウジング組立体」

3.2 I 試作ポンプ流体解析

今回採用する形状・構造に対して、流体解析を実施し、ポンプ接液部の形状・構造の最適化を行った。3.2.1では、摩耗性流体に対する円形ケーシングの優位性、3.2.2では舌部形状の最適化、3.2.3では周回流路断面上の隅部形状の最適化、3.2.4では設計モデルにおける性能予想および流体の挙動確認のために実施した流体解析に関して説明する。また、本章で実施した流体解析では清水を解析流体として使用した。

3.2.1 ボリュートケーシングと円形ケーシングの比較

一般的な遠心ポンプでは「ボリュートケーシング」と呼ばれるケーシング形状が採用されている。ボリュートケーシングの概略図を図4に示す。「ボリュートケーシング」は、カタツムリの殻のような流路形状をしており、図4の緑丸部に示す舌部と呼ばれる形状が流路にせり出してインペラに最近接し、吐出しノズルに近づくに従ってケーシングの壁面が外側に広がることで、流路が徐々に拡大する形状になっている。このような形状変化によって、インペラが与えた運動エネルギーを効率よく圧力エネルギーに変換できるため、高効率が重要視される一般的な遠心ポンプではボリュートケーシングが広く用いられている。

それに対して、摩耗性の高い揚液を扱うスラリーポンプでは「円形ケーシング」が多く採用されている。円形ケーシングの概略図を図5に示す。「円形ケーシング」は、円形の流体周回部とその接線方向に吐出しノズルが付随する構造になっており、舌部は周方向に沿う形状になっている。このため、全周にわたってインペラとケーシング外縁部の距離が一定となり、ケーシング全周においてインペラから吐き出された流体がケーシング壁面に衝突した際の影響を均一にすることができる。

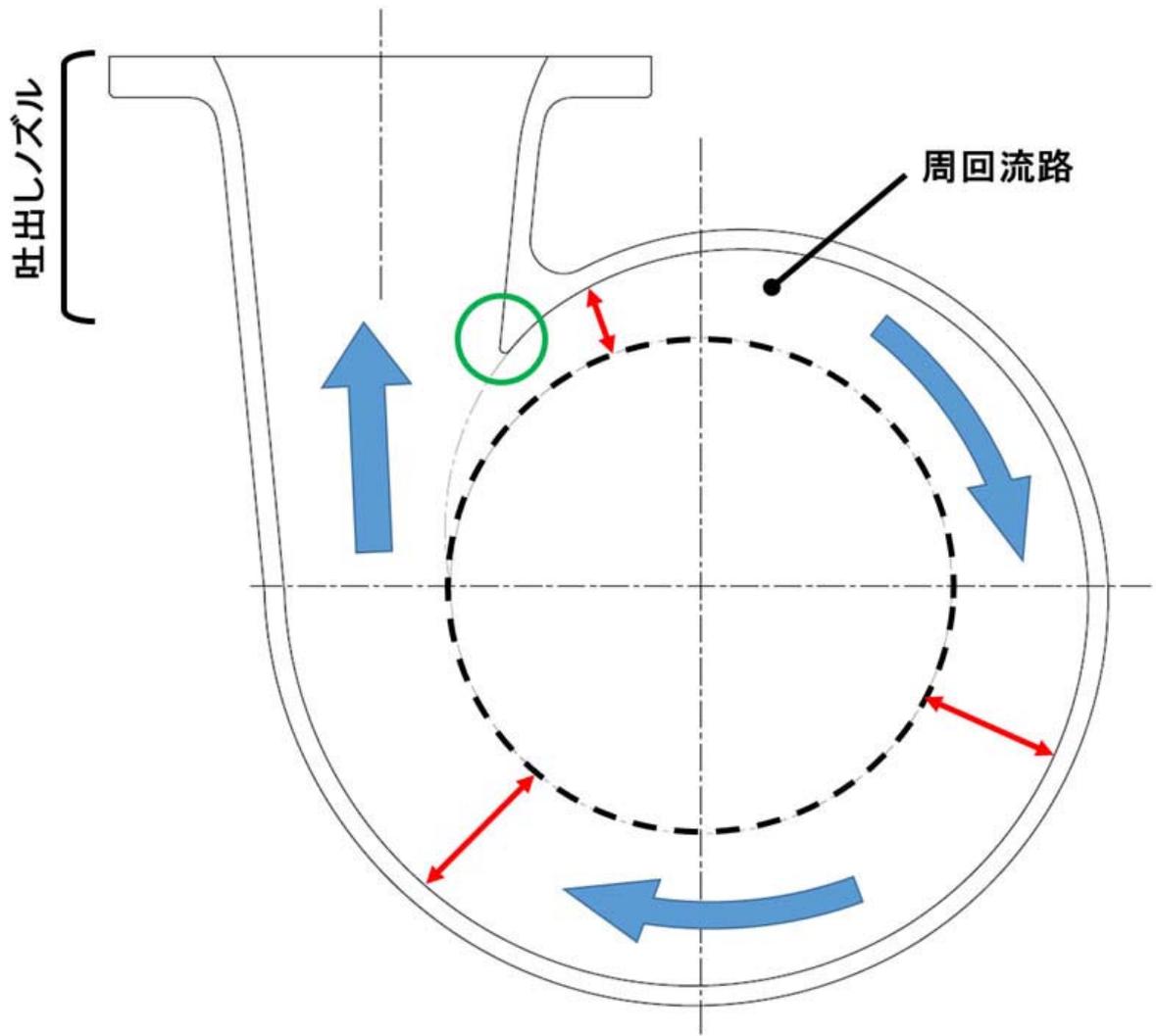


図4 ポリユレートケーシングの概略図

(黒破線はインペラの最外縁であり、インペラとケーシングの距離（赤矢印）が舌部（緑円部）で最近接、流路を周回するに従って拡大する形状、青矢印は流れの方向を示す。)

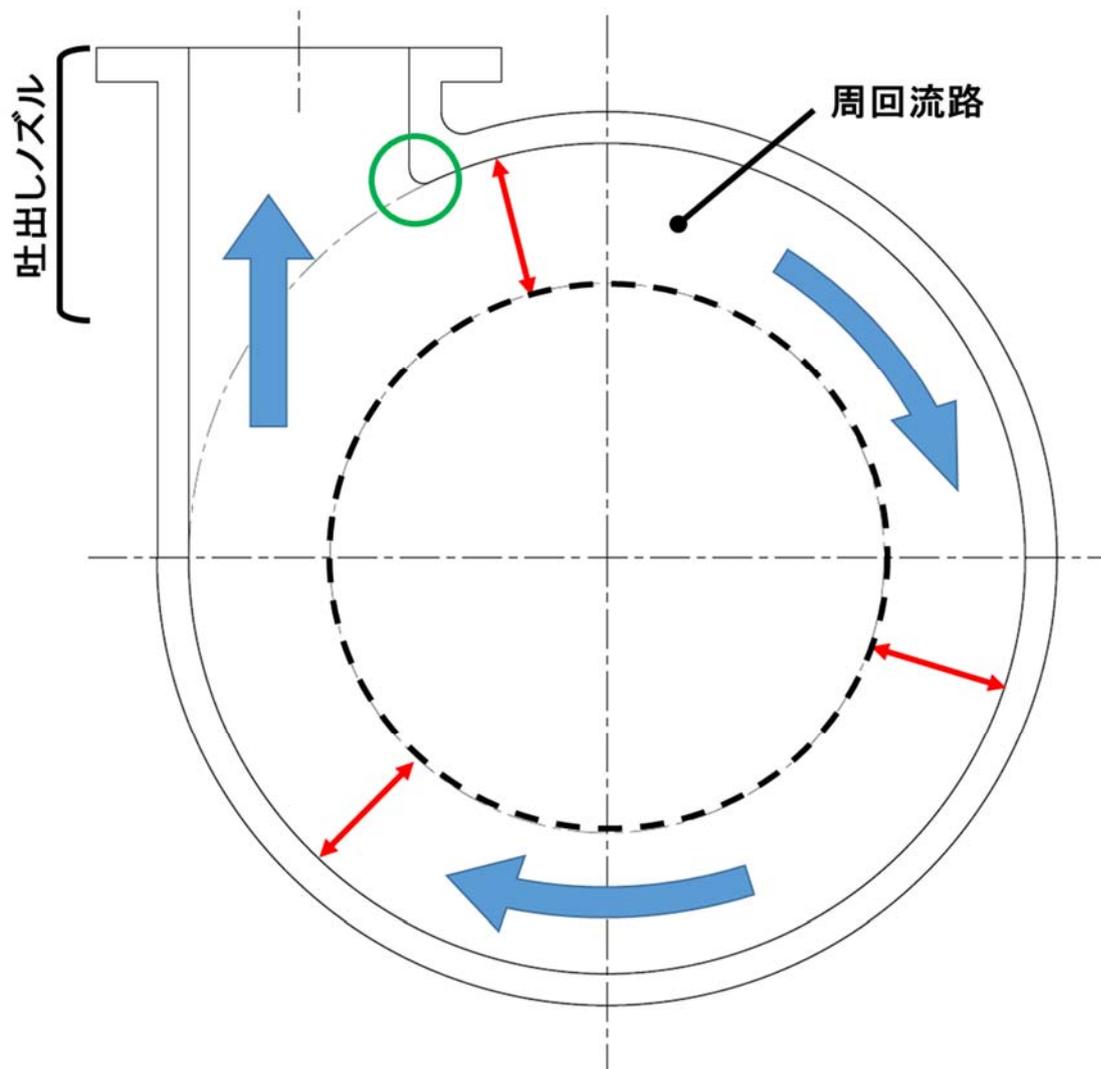


図5 円形ケーシングの概略図

(黒破線はインペラの最外縁であり、インペラとケーシングの距離（赤矢印）は吐出し口付近以外で一定、舌部（緑円部）は円周方向に沿う形状、青矢印は流れの方向を示す。)

以上の比較から、「ボリュートケーシング」と「円形ケーシング」では“ケーシング外縁部とインペラとの距離”と“舌部の形状”に違いがみられる。これら2種類のケーシング構造において流体解析を実施した。それぞれのケーシングにおける流れ形状の解析結果を図6および図7に示す。

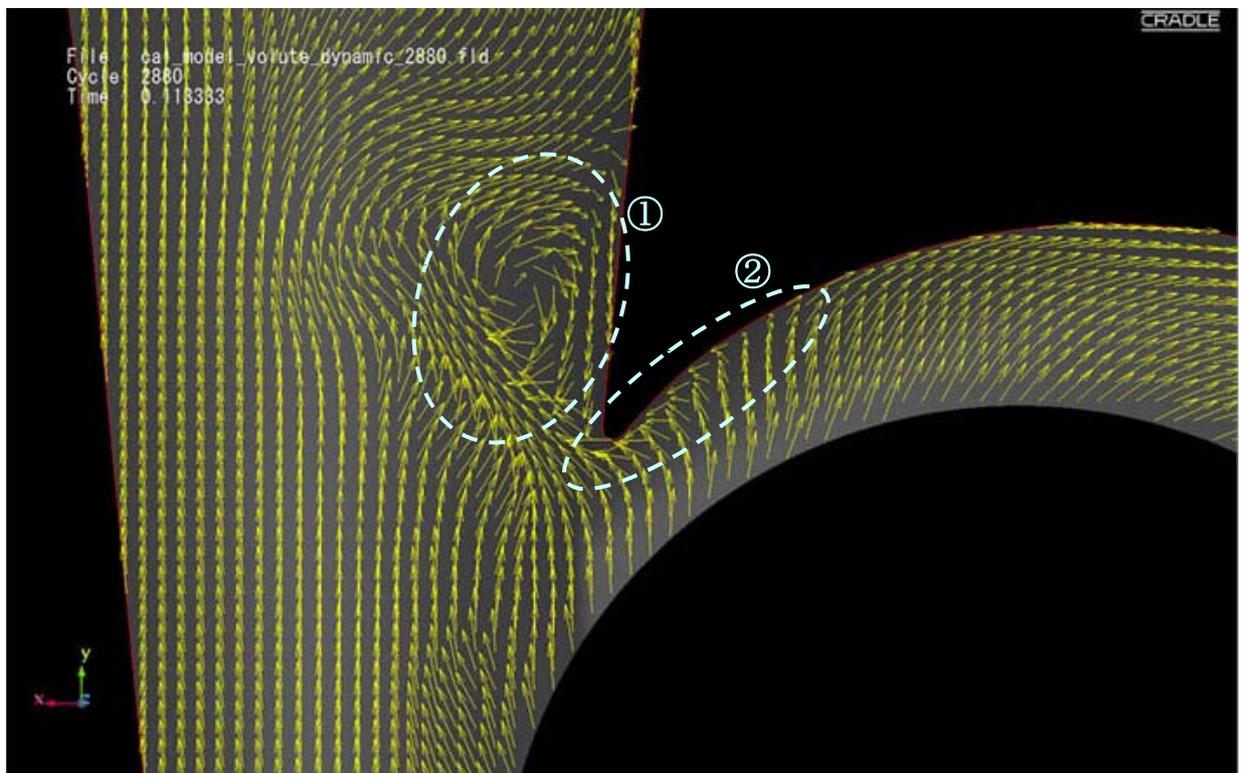
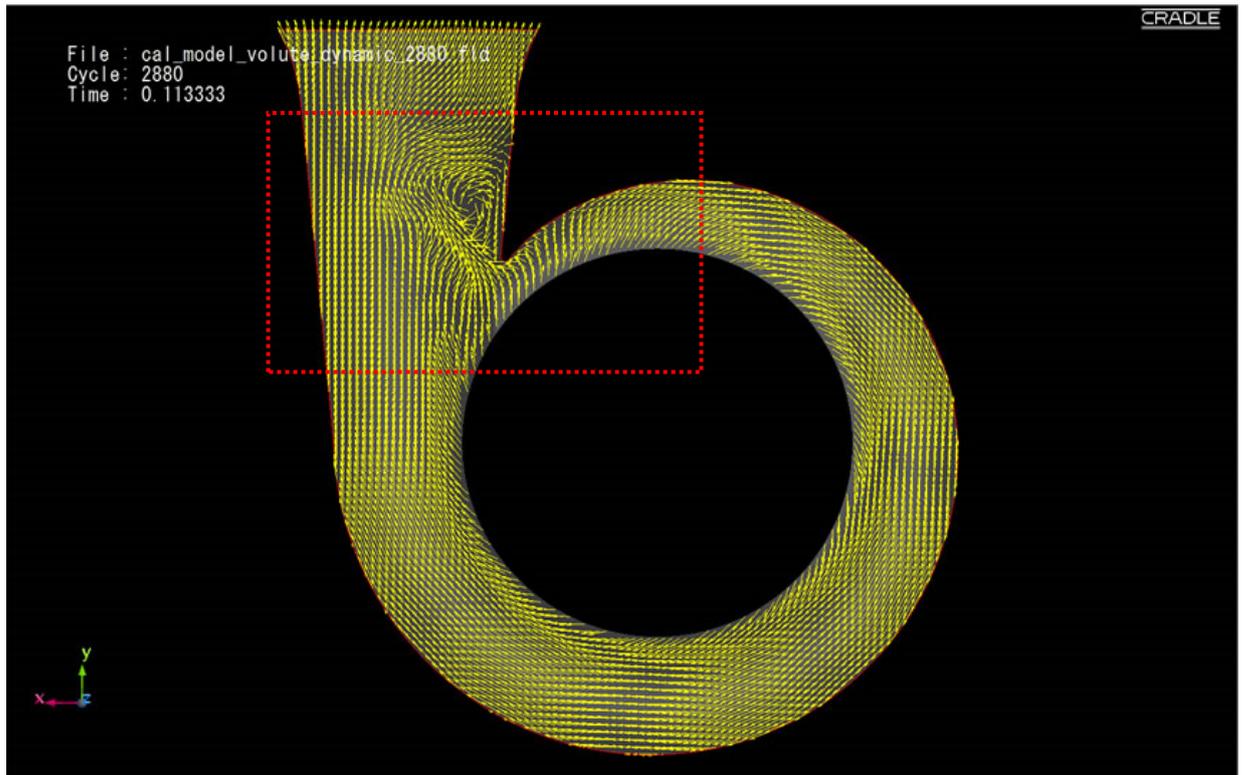


図6 ポリュートケーシングにおける流れ形状の解析結果
 ((上) ケーシング全体、(下) 舌部付近 (上図の赤枠部))

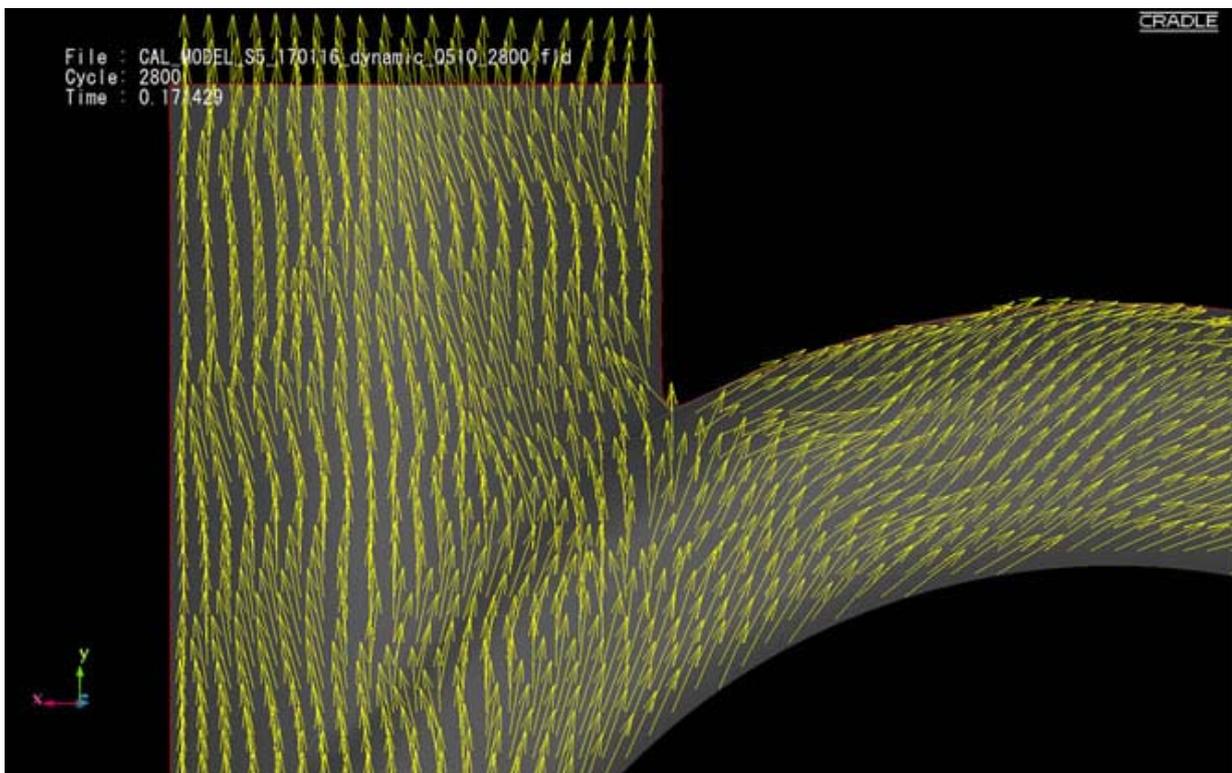
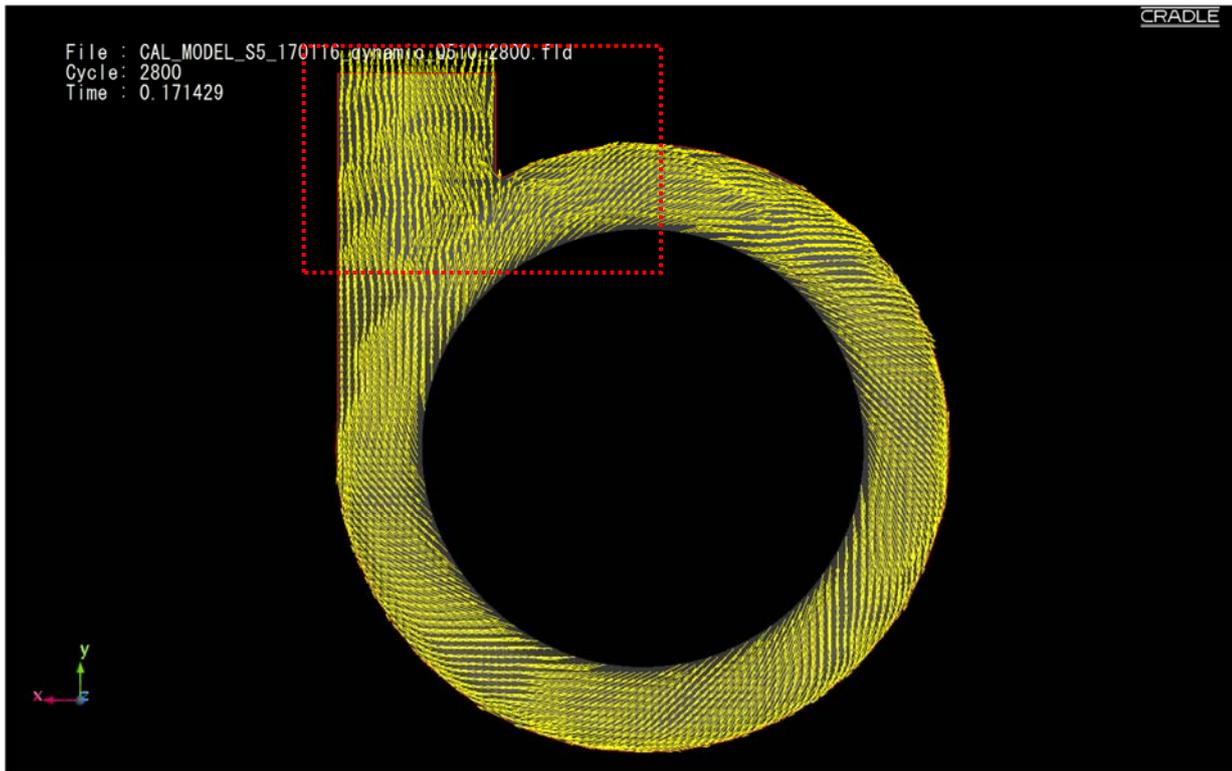


図7 円形ケーシングにおける流れ形状の解析結果
 ((上) ケーシング全体、(下) 舌部付近 (上図の赤枠部))

図6の白枠部から確認できるように、ポリュートケーシングでは舌部付近不均一な流れが確認できた。白枠部①では、舌部の吐出し口側で渦のような不均一な流れが形成されている。また、白枠部②では流れの向きを示すベクトルがケーシング壁面に対して直角に近い向きになっていることから、インペラから吐き出された流体がケーシング壁の形状に沿わずに衝突していると考えられる。これらの流体解析の結果から、ポリュートケーシングでは舌部の前後に流れの乱れが生じるため、摩耗性が高い『泥水』を取り扱う本開発製品ではこの流れの乱れによって局所的なケーシングの損傷が発生し、ポンプの短寿命化に直結すると考えられる。

これに対して、図7の円形ケーシングの解析結果では舌部付近での流れの乱れは確認されなかった。この違いは、前述した舌部の位置が原因と考えられる。ポリュートケーシングは、効率的な流路を形成するために舌部付近でケーシング壁とインペラの間隔を小さくとり、舌部は流れをガイドするために周回流路にせり出す形状になっている。そのため、インペラから運動エネルギーを与えられ、十分加速された流体がそのまま舌部に衝突し、流れの乱れを発生させていると考えられる。一方、円形ケーシングはインペラと舌部及びケーシング壁の間隔を大きくとっているため、インペラから吐き出された流体がケーシング壁に達するまでにケーシング内を周回する流体の影響を受け、ケーシング壁に沿った流れが形成される。このため、ポリュートケーシングと異なり、舌部付近で流れの乱れが発生せず、ケーシング壁に沿った流れが形成されることが考えられる。

以上、流体解析から摩耗性流体に対する円形ケーシングの優位性を示す結果が確認されたため、本開発製品のケーシング構造には「円形ケーシング」を採用した。

3.2.2 舌部形状の最適化

ポリュートケーシングの解析結果が示すように、ケーシング舌部はポンプ流路内で流体の流れを大きく変化させる形状の一つである。見方を変えると、流体の流れを変化させる際に舌部に流体の衝突あるいは摩擦が発生しているとみなすことができる。本開発製品でハンドリングする『泥水』は前述のとおり、固形物が混入した摩耗性の高い流体であることから、舌部に激しい摩耗や損傷が発生することが予想できる。

I 試作ポンプのケーシング構造は円形ケーシングとしたため、前述した現象の影響はポリュートケーシングの場合と比べて小さいと考えられる。しかしながら、本開発製品でハンドリングする『泥水』は摩耗性が高いため、流体が舌部に衝突あるいは摩擦した際の影響が大きいことが予想できる。

そこで、今回採用した「円形ケーシング」において、このような現象が発生する可能性がある舌部に対して流体解析を行い、形状の最適化を実施した。本項では、円形ケーシングの舌部に曲率Rの丸みをつけ、このRの大きさをR5、R20、R40と変化させた際の舌部付近の流体流れの形状の確認を行った。それぞれのモデルに対する流体解析結果として流れ形状を図8、9、10に示す。

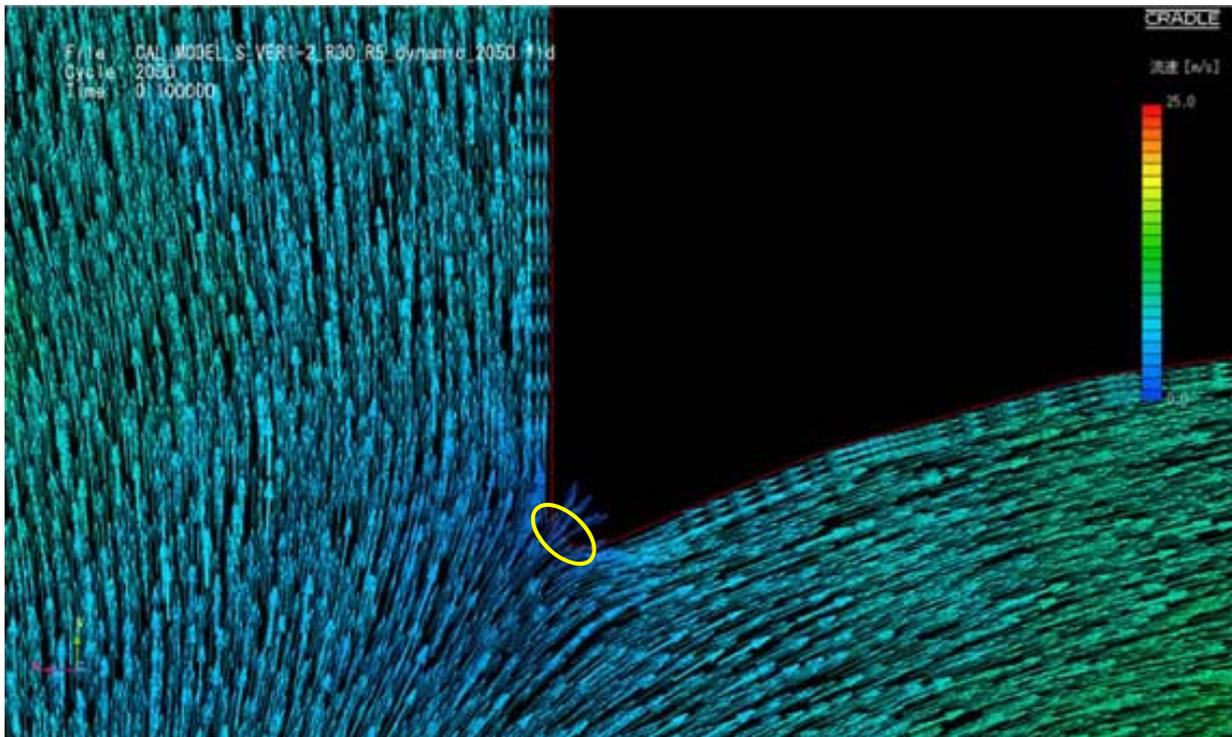
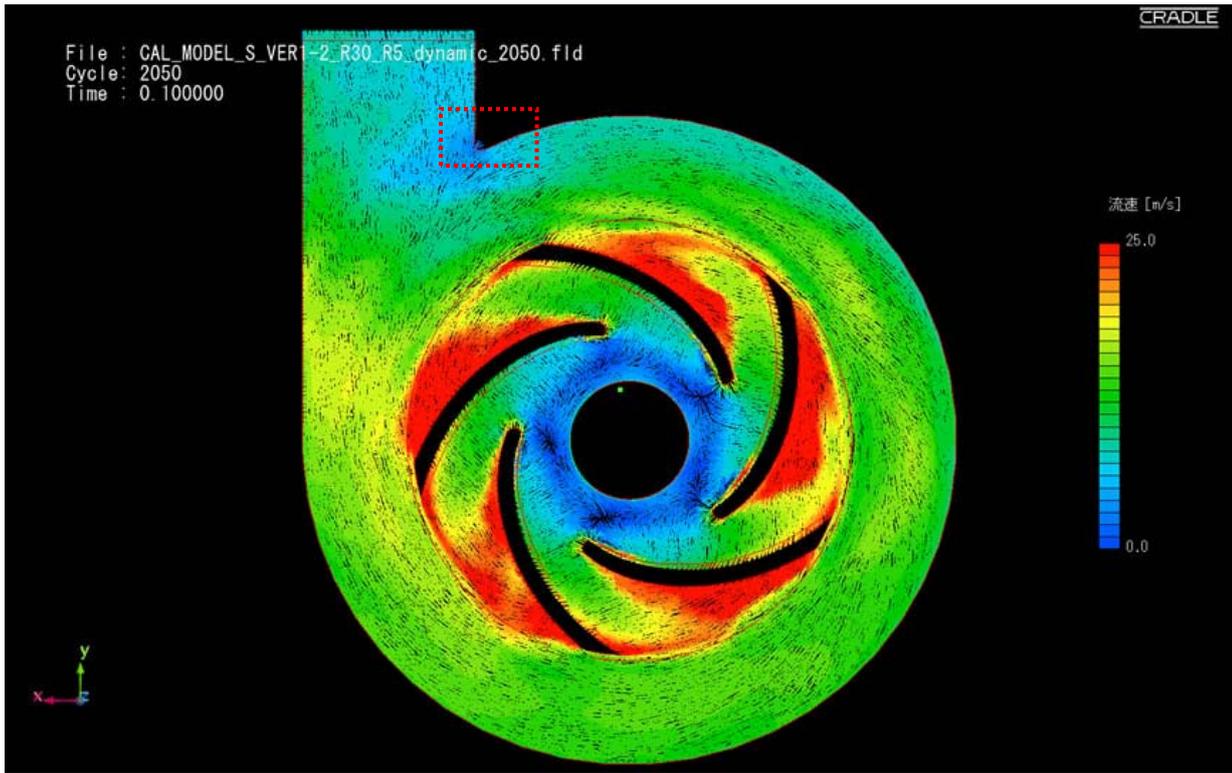


図8 舌部の先端形状を R5 にした場合の流体の流れ形状
 ((上) ケーシング全体、(下) 舌部先端付近 (上図の赤枠部))

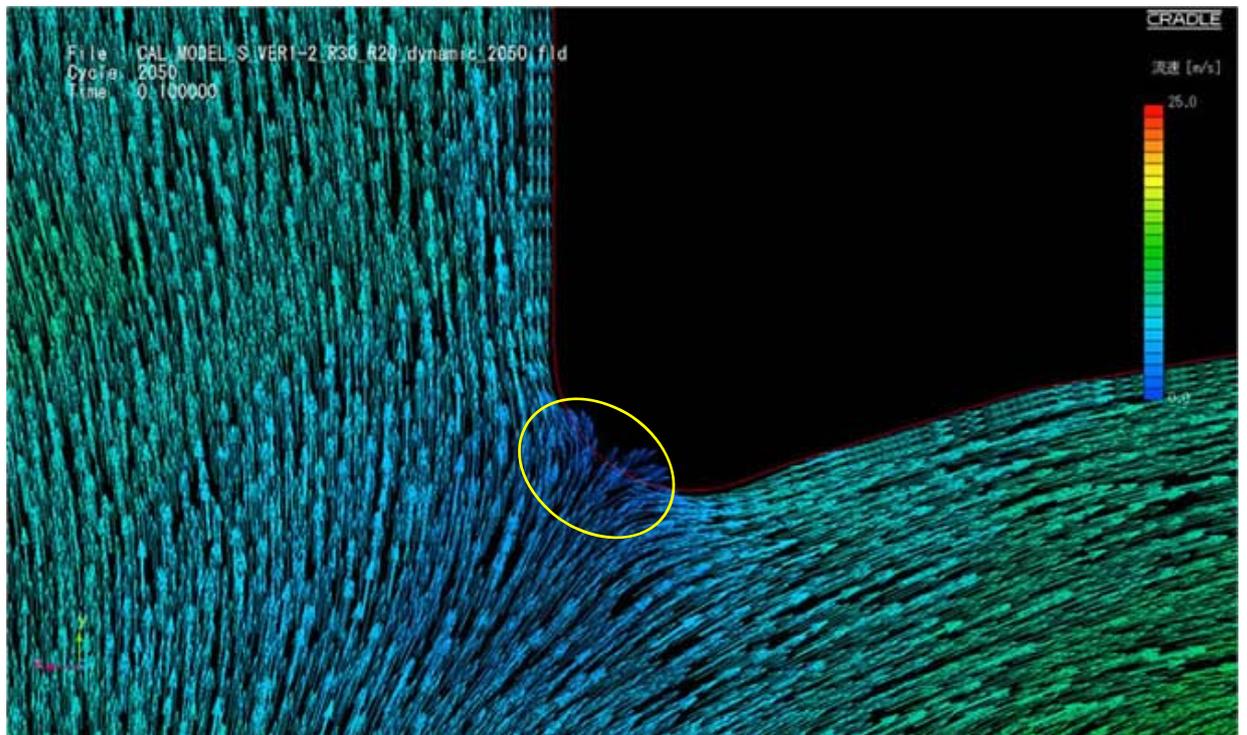
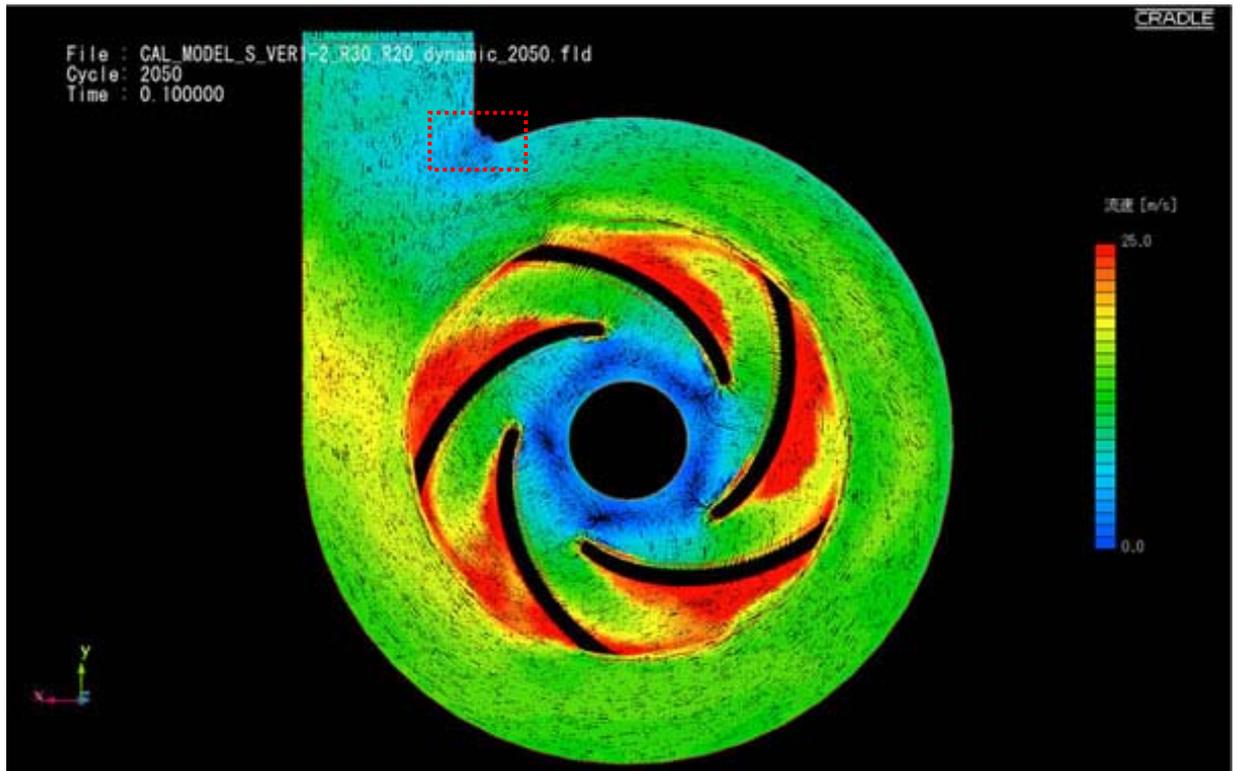


図9 舌部の先端形状を R20 にした場合の流体の流れ形状
 ((上) ケーシング全体、(下) 舌部先端付近 (上図の赤枠部))

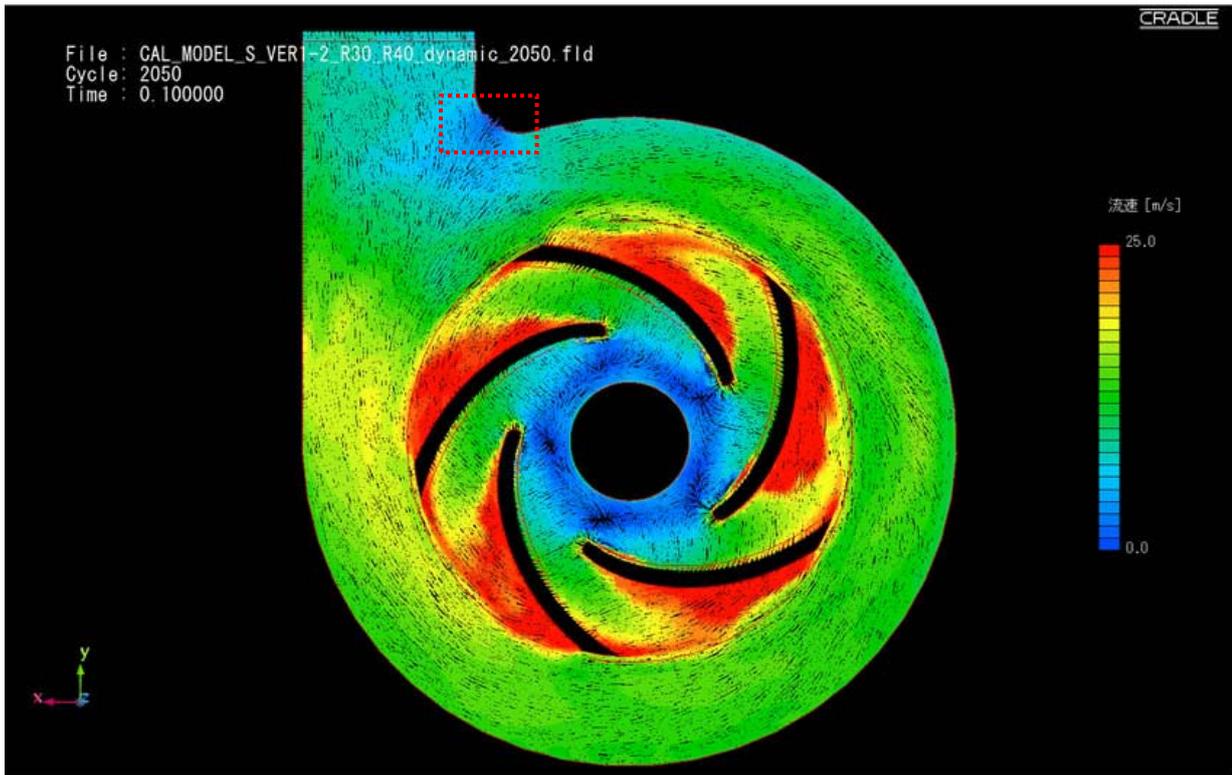


図 10 舌部の先端形状を R40 にした場合の流体の流れ形状
 ((上) ケーシング全体、(下) 舌部先端付近 (上図の赤枠部))

すべてのモデルにおいて舌部によって流体が円形の周回部方面とケーシング吐出シノズル方面に分割されていることが解析結果から確認できた。しかしながら、舌部の R が小さいモデルに比べて舌部の R が大きいモデルでは、黄円部のように流体の流れ形状を示すベクトルが舌部に対して直角に近い向きになっている部分が大きくなっていることが確認できる。つまり、舌部の R を大きくするほど流体が舌部壁面に衝突しやすいことが分かる。それぞれの図の赤枠部で流体の衝突、摩擦が顕著に発生するため、固形物の混入した流体をハンドリングした場合に局所的な損傷が発生する危険性があると考えられる。

以上の考察から、舌部の形状は R が小さく、鋭いほど流体の衝突の影響は小さいことが分かった。そのため、今年度製作する I 試作ポンプでは、流体解析を実施した中で最も舌部形状が鋭い R5 を舌部形状として採用した。ただし、R が小さいほど舌部先端の肉厚は薄くなり、衝撃に対して脆弱になる可能性もあるため、この点については『泥水』を用いた性能試験の際に舌部の損傷を確認する。

3.2.3 周回流路断面隅部の最適化

一般的に、流路の隅部に流れが差し掛かると、その部分の形状に沿って流れに変化が生まれる。そして、その流れの変化は様々で、隅部の形状に沿った流れが形成される場合もあれば、隅部周辺で流れに乱れや渦が発生する場合もある。

前者の「隅部の形状に沿った流れ」が形成された場合は、流体が一様に隅部形状に影響を与えるため、摩耗性の高い流体をハンドリングした場合でも摩耗の度合いは一様になることが予想できる。しかしながら、渦のような「不均一な流れ」が形成された場合は、局所的に摩耗が進んでしまい、ポンプの寿命を短くしてしまう危険性がある。

そこで、今回採用した「円形ケーシング」において、このような現象が発生する可能性があるケーシング周回部内の隅部に対して、流体解析をもとに最適化を実施した。流体解析を実施するモデルの基本構造として、周回流路の隅部に対して曲率 R の丸みをつけ、R の大きさを R10、R20、R30 と変化させた際の隅部付近の流体の流れ形状の確認を行った（R30 はユーザー要求の「配管の取り合い」と新規性の「二重ケーシング構造」を考慮した隅部の最大曲率）。流路断面上の流れ形状を図 11、12、13 に示す。

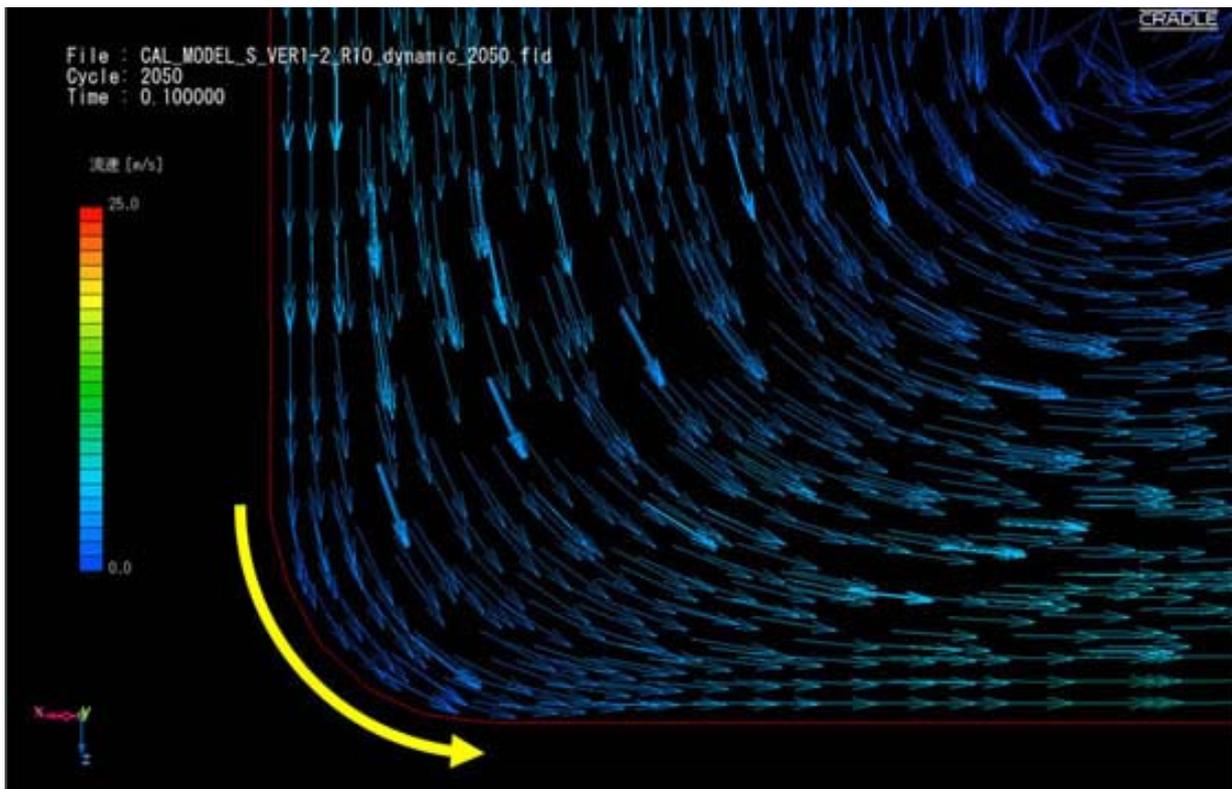
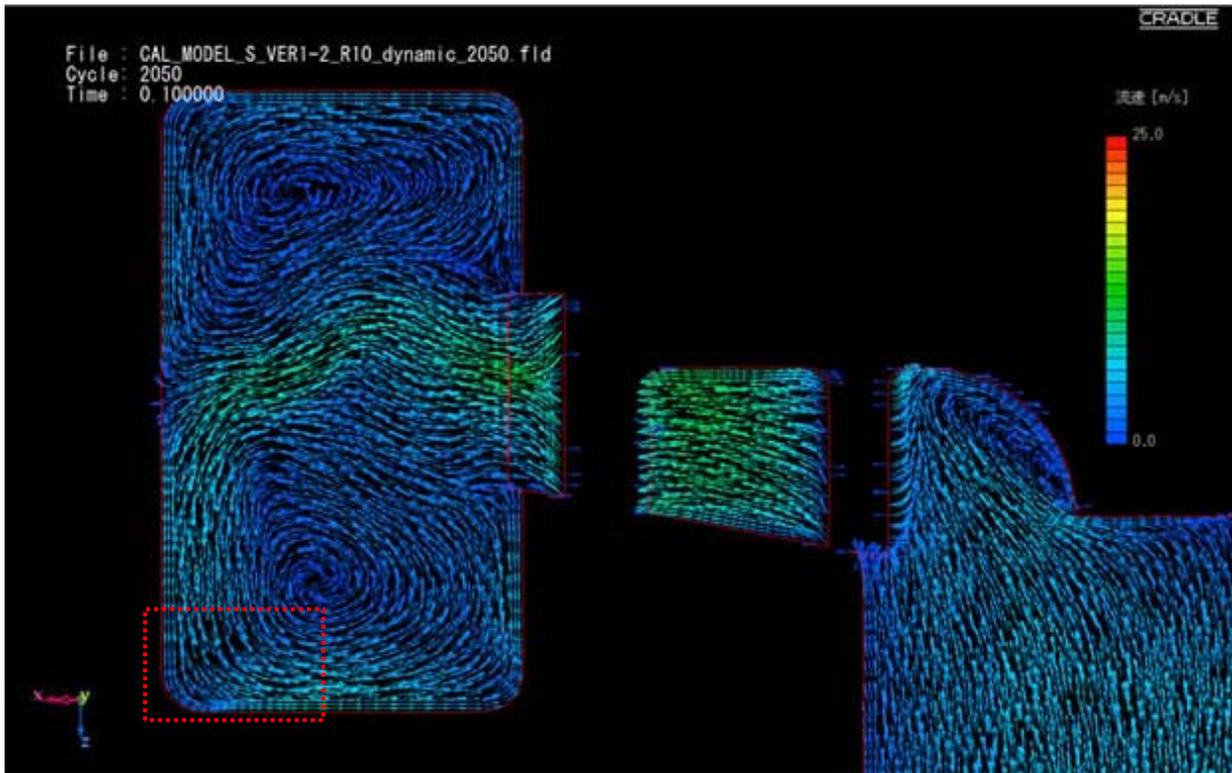


図 11 隅部の丸み形状を R10 にした場合の周回流路断面における流れ形状
 ((上) ケーシング全体、(下) 隅部付近 (上図の赤枠部)、黄矢印の範囲で流れが
 90° 偏向される。)

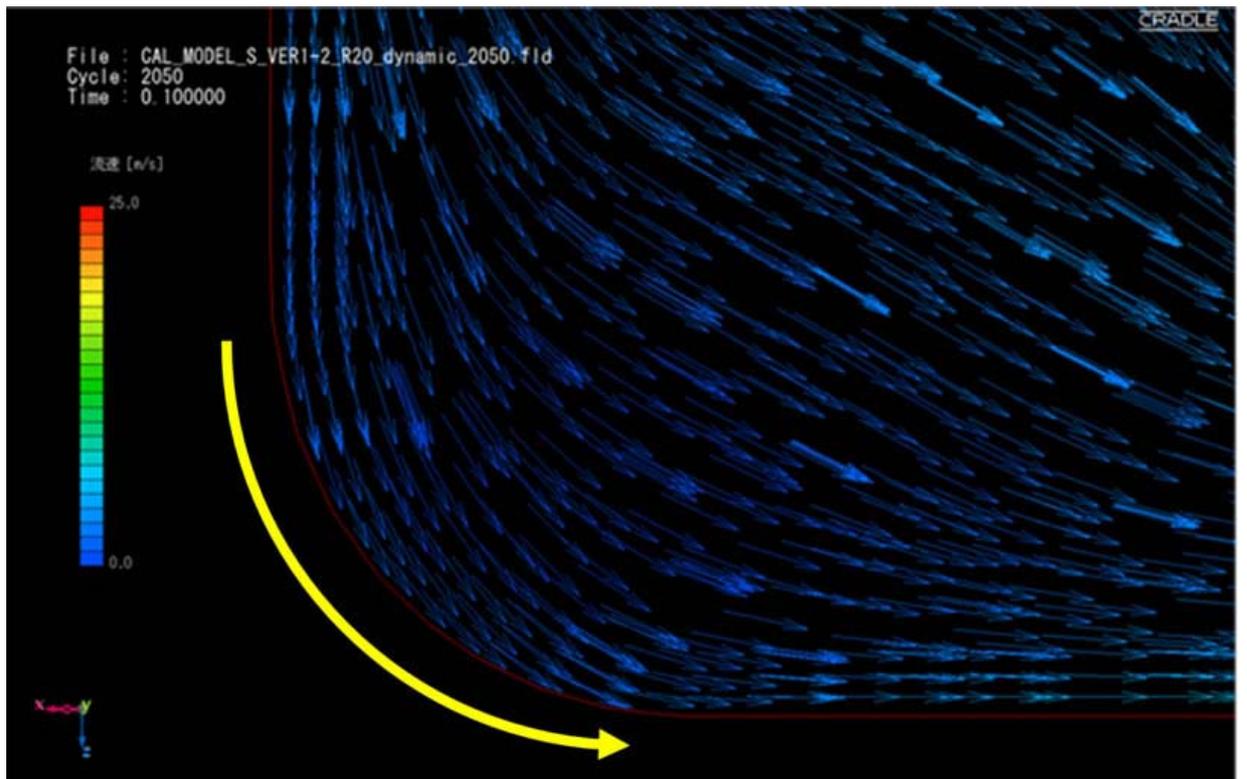
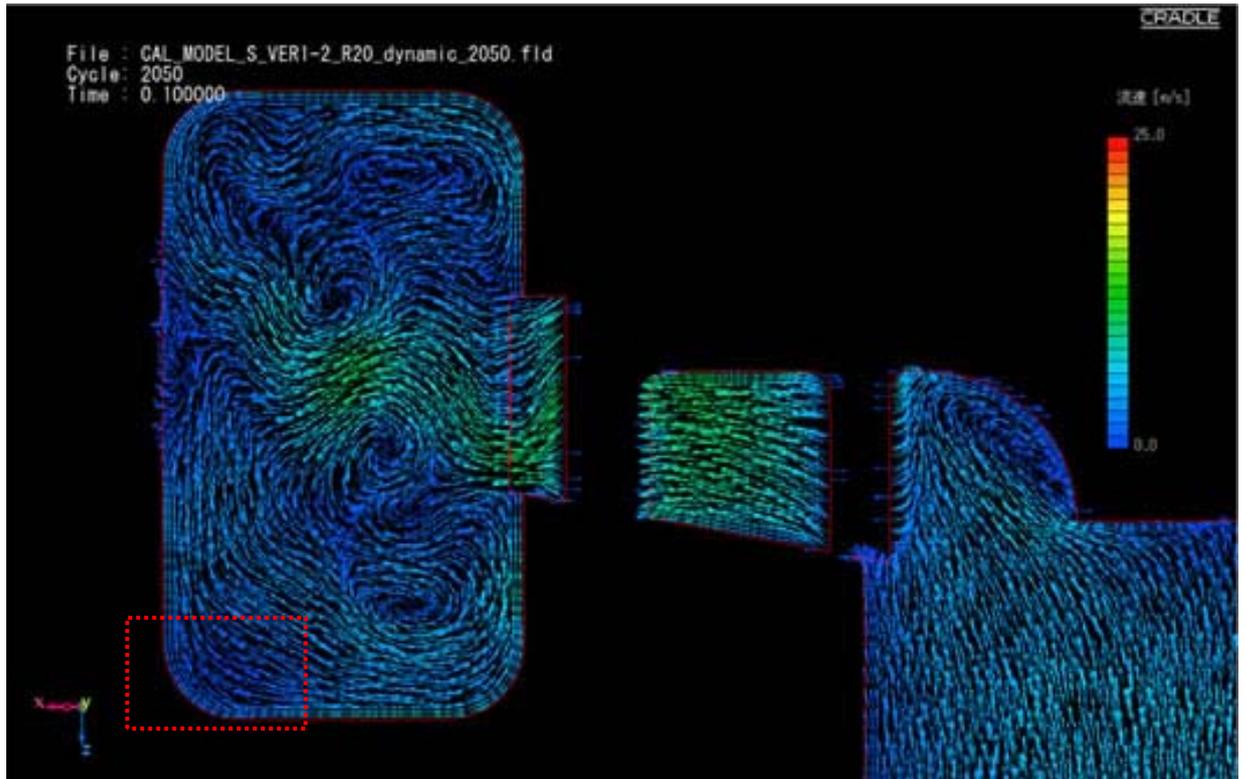


図 12 隅部の丸み形状を R20 にした場合の周回流路断面における流れ形状
 ((上) ケーシング全体、 (下) 隅部付近 (上図の赤枠部) 黄矢印の範囲で流れが 90°
 偏向される。)

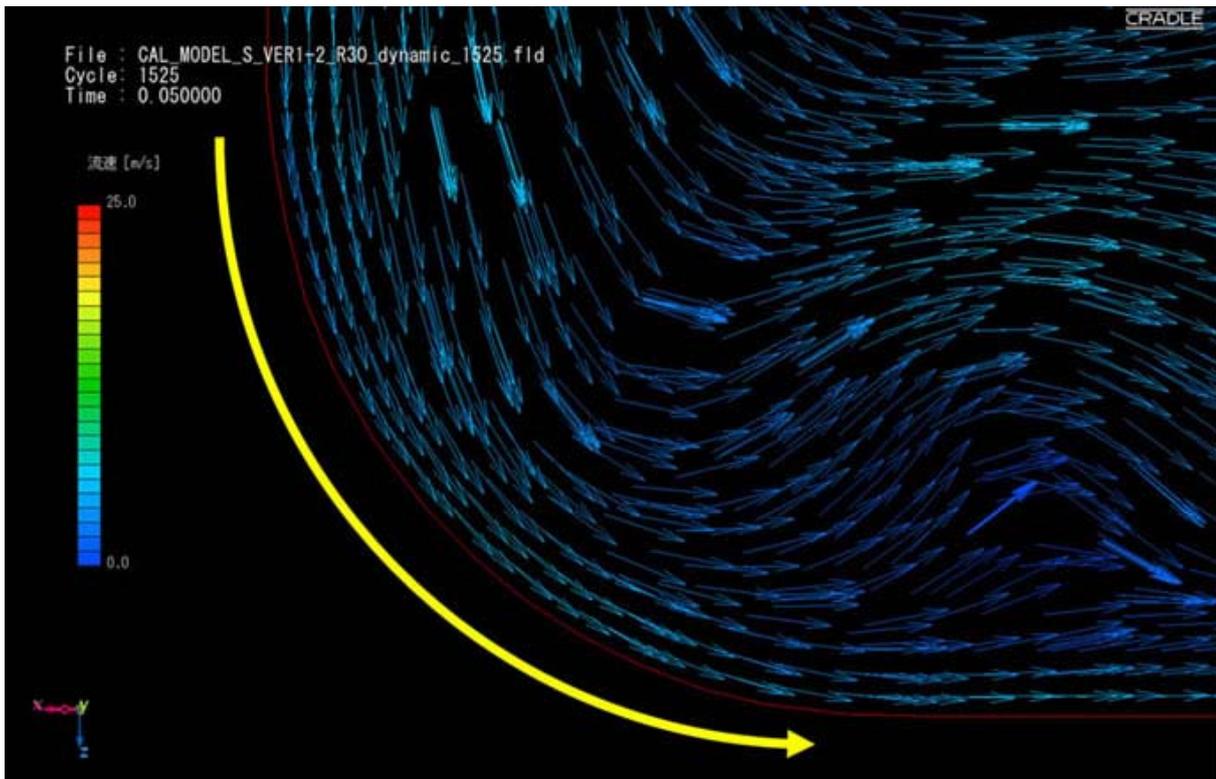
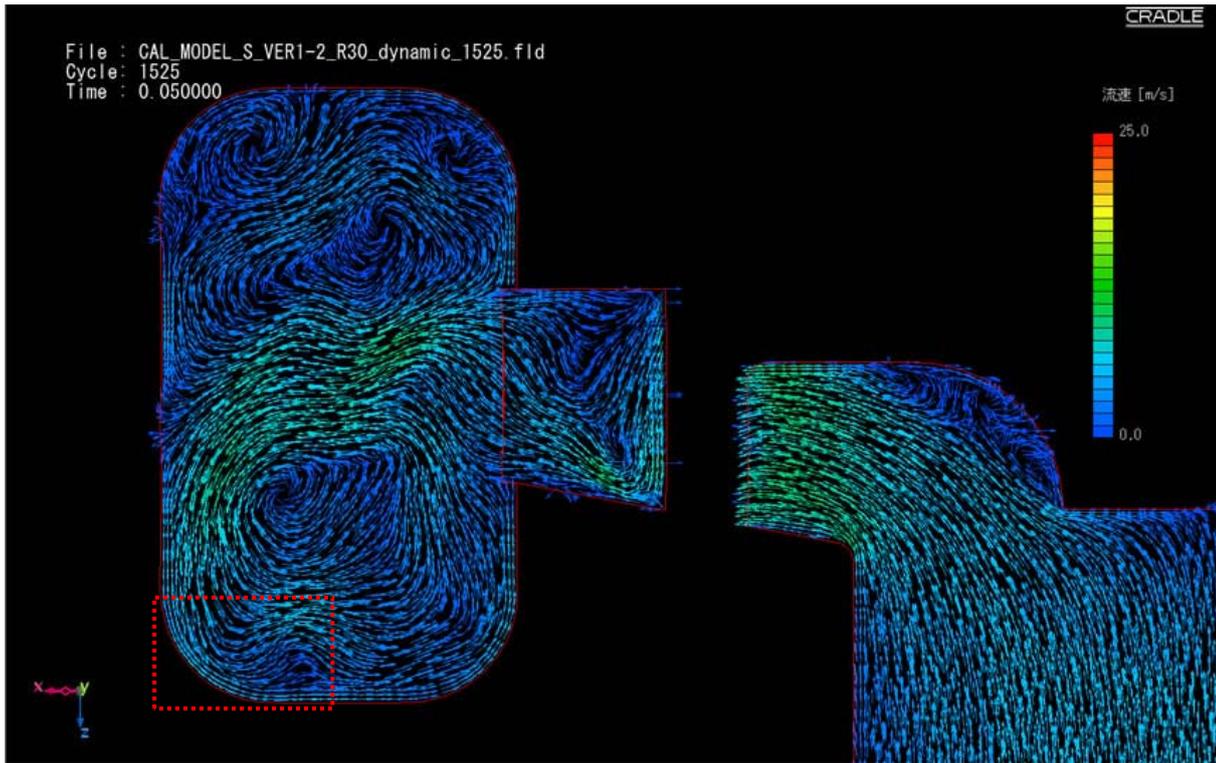


図 13 隅部の丸み形状を R30 にした場合の周回流路断面における流れ形状
 ((上) ケーシング全体、(下) 隅部付近 (上図の赤枠部)、黄矢印の範囲で流れが
 90° 偏向される。)

解析結果から、インペラから吐出された流体はケーシング内壁に接触後、上下に分かれて隅部に移動し、隅部付近では壁面形状に沿って流体が移動していることがすべてのモデルで確認された。

しかしながら、周回部隅部の形状に沿うように流れの向きが変化しているため、Rが小さいモデルほど短い移動距離で流れの向きが急激に変化し、Rが大きいモデルほど長い移動距離で流れの向きが緩やかに変化していることが分かる（図中の黄矢印）。Rが小さいモデルのように急激な流れの変化が発生する場所では、局所的な摩耗を発生させる可能性があると考えられる。また、本開発製品でハンドリングする『泥水』には、液体の比重を上げるために投入する細かい粒子や掘削作業中に混入する掘屑等の固形物が含まれている。これらの混入物は、『泥水』のベースとなる水やオイルに対して比重が大きいため、水やオイルが壁面形状に沿って移動した際に、比重の大きい固形物は急激な流れの変化に対応できず、壁面に衝突、局所的な摩耗をさらに加速させることが考えられる。

なお、解析結果の各所で確認できる壁面から離れた場所における乱れ（例えば、渦）は接液部品の摩耗には影響しないため無視する。この流れの乱れは、時間変化を考慮した流体解析を実施しているため発生したものであり、壁面から離れた場所に存在する流体では時間経過と共にランダムな流れの乱れが発生しやすい。

以上の解析結果から、Rを大きくとることで隅部での局所的な摩耗の発生を抑制できると考えられるため、今年度設計／製作するI試作ポンプでは周回路の隅部の形状はR30とした。

3.2.4 設計モデルにおける性能予想および流体の挙動確認

最後に、最適化したモデルの流体解析を実施し、I試作ポンプの性能予想および流路内での流れ形状の確認を行った。I試作ポンプでは、特殊な性状を持つ『泥水』に対してインペラの羽根枚数の違いがどのように影響するか確認するために、5枚羽根と3枚羽根の2種類のインペラの設計／製作を実施する。5枚羽根のインペラを使用した場合の性能予想曲線および流れ形状の解析結果を図14、15に、3枚羽根のインペラを使用した場合の性能予想曲線および流れ形状の解析結果を図16、17に示す。流れ形状の解析結果は、それぞれのインペラにおける最高効率点での結果を示す。なお、性能予想の結果について前述すると、5枚羽根インペラおよび3枚羽根インペラともに目的とした $510\text{m}^3/\text{h}$ が最高効率点となったが、それぞれの揚程は48.4m、39.4mと目標とした56mを下回る結果となった（流体解析と実現象の誤差範囲は3～5%程度）。今年度は局所的な摩耗対策として流路内の流れ形状の最適化を優先したため、次年度はI試作ポンプの性能試験結果を流体解析にフィードバックし、流れ形状の最適化に加えて目標とするポンプ性能を実現する。

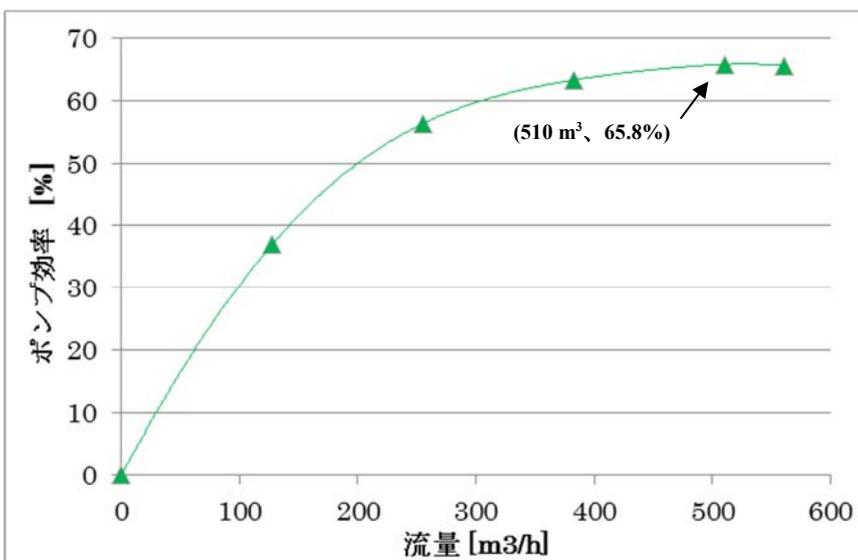
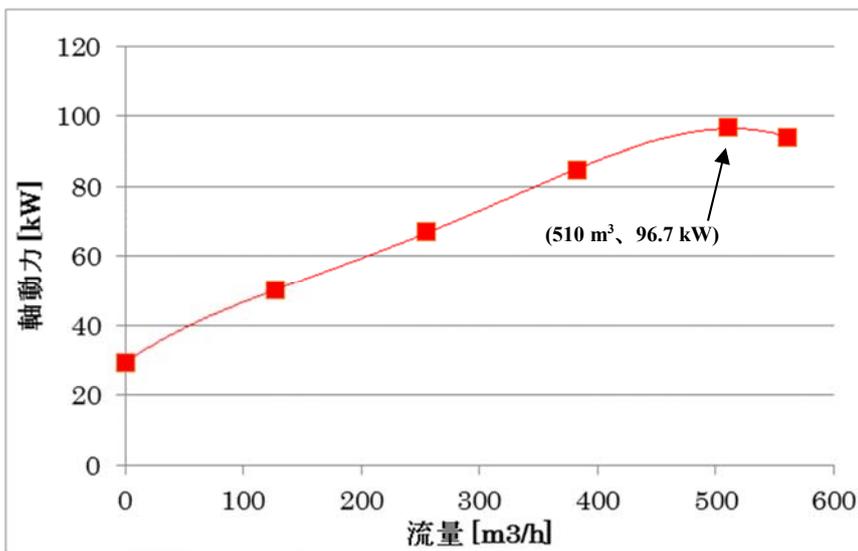
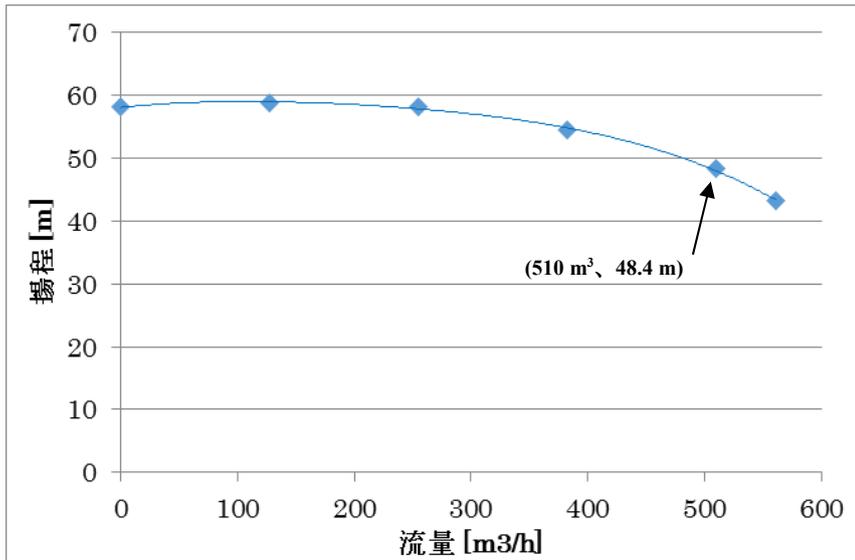


図 14 5枚羽根インペラ使用時の予想性能曲線
 ((上) 揚程、(中) 軸動力、(下) ポンプ効率)

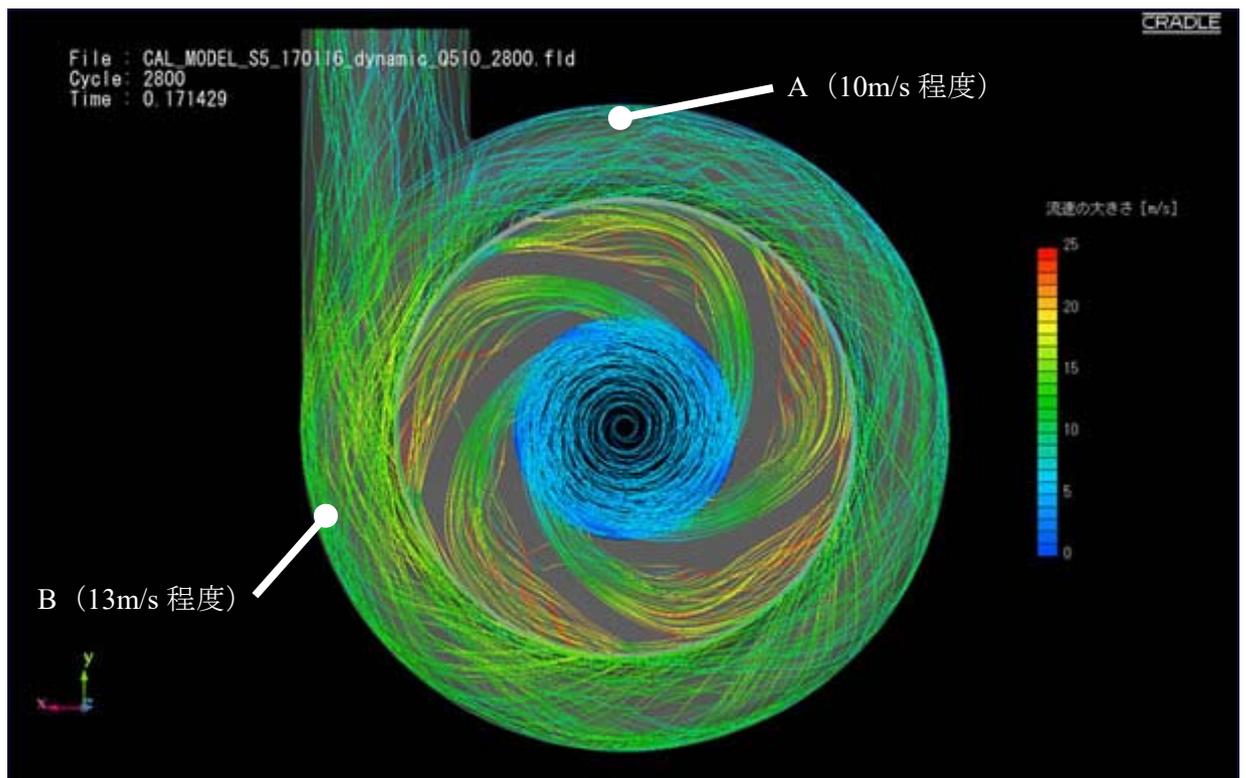


図 15 5 枚羽根インペラ使用時のポンプ内の流線
 (中央部の流線は回転したインペラに対する相対的な流体の移動を表す。)

5 枚羽根インペラにおける最高効率点は流量 $510\text{m}^3/\text{h}$ 、揚程 48.4m となった。図 15 に示すポンプ内部の流線の解析結果より、インペラ内の流路では羽根の形状に沿ったなめらかな流れが形成されていることが分かる。ケーシング周回部の流線は、流路を円形に周回する流れと流路を横断する流れが混在して形成される。流路を横断する流れは、3.2.3 で確認したように周回流路断面上でインペラから吐き出された流体がケーシング壁に到達後、上下に分かれることで発生する対流である。また、周回部での流速の差異 (A 点と B 点の流速差) は、円形ケーシング特有の現象である。ケーシング周回部では一般的に、流路断面を通過する流量は吐出し口に近づくに従って増加する。円形ケーシングの場合、そのケーシング形状から流路断面積が一定となるため、吐出し口に近づくにつれて通過流量が増加し、周回流路での流速が速くなる。

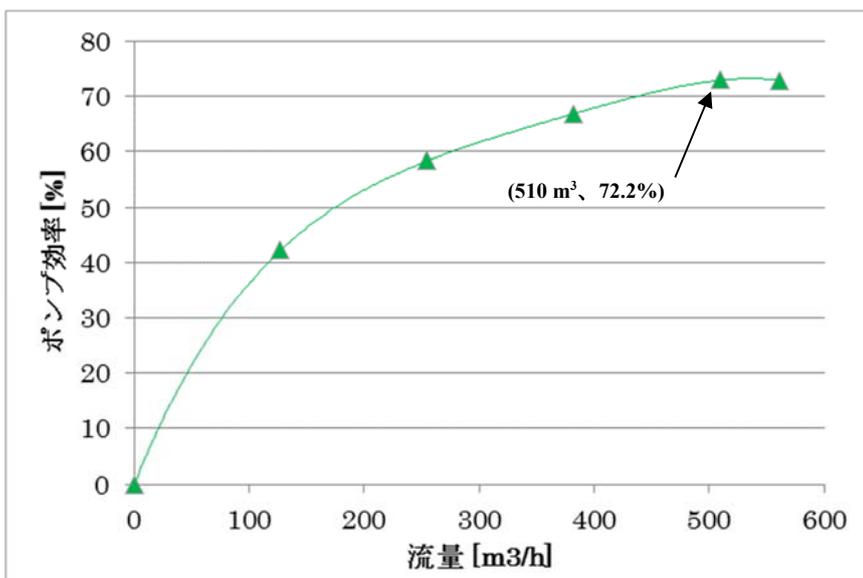
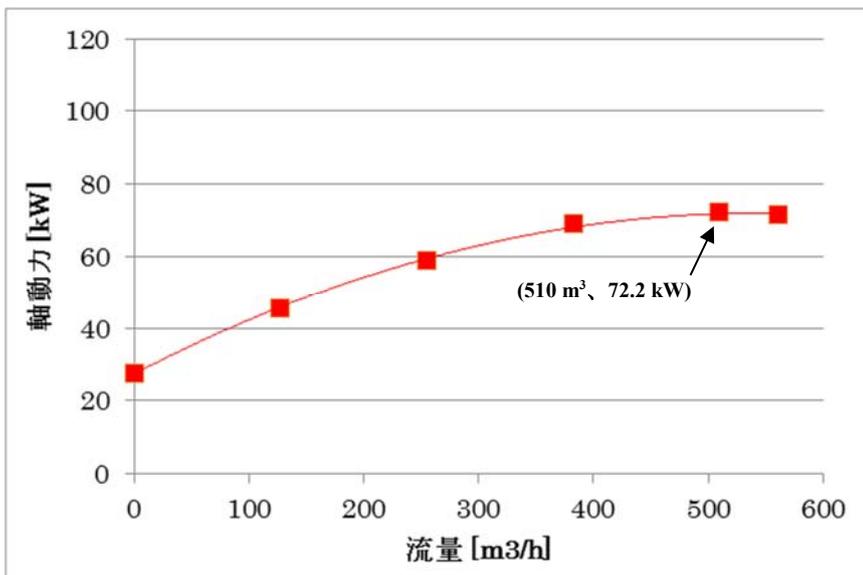
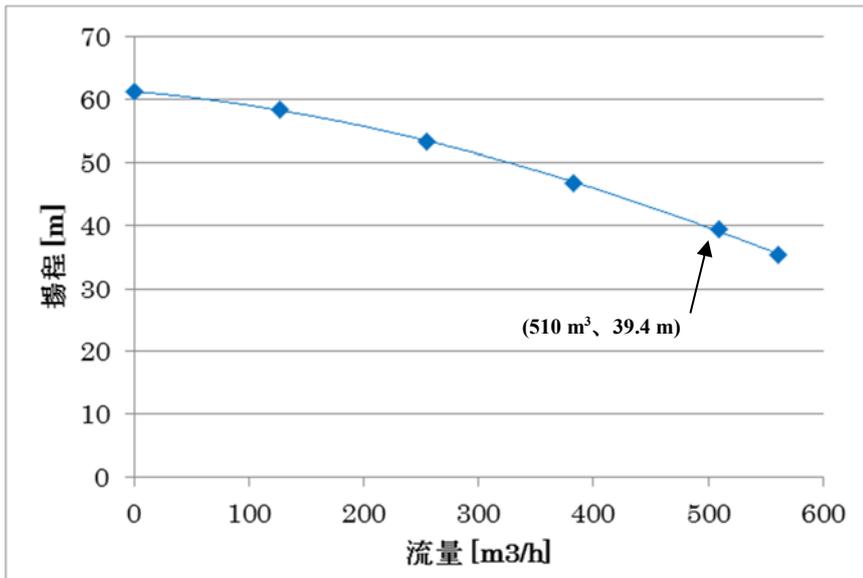


図 16 3枚羽根インペラ使用時の予想性能曲線
 ((上) 揚程、(中) 軸動力、(下) ポンプ効率)

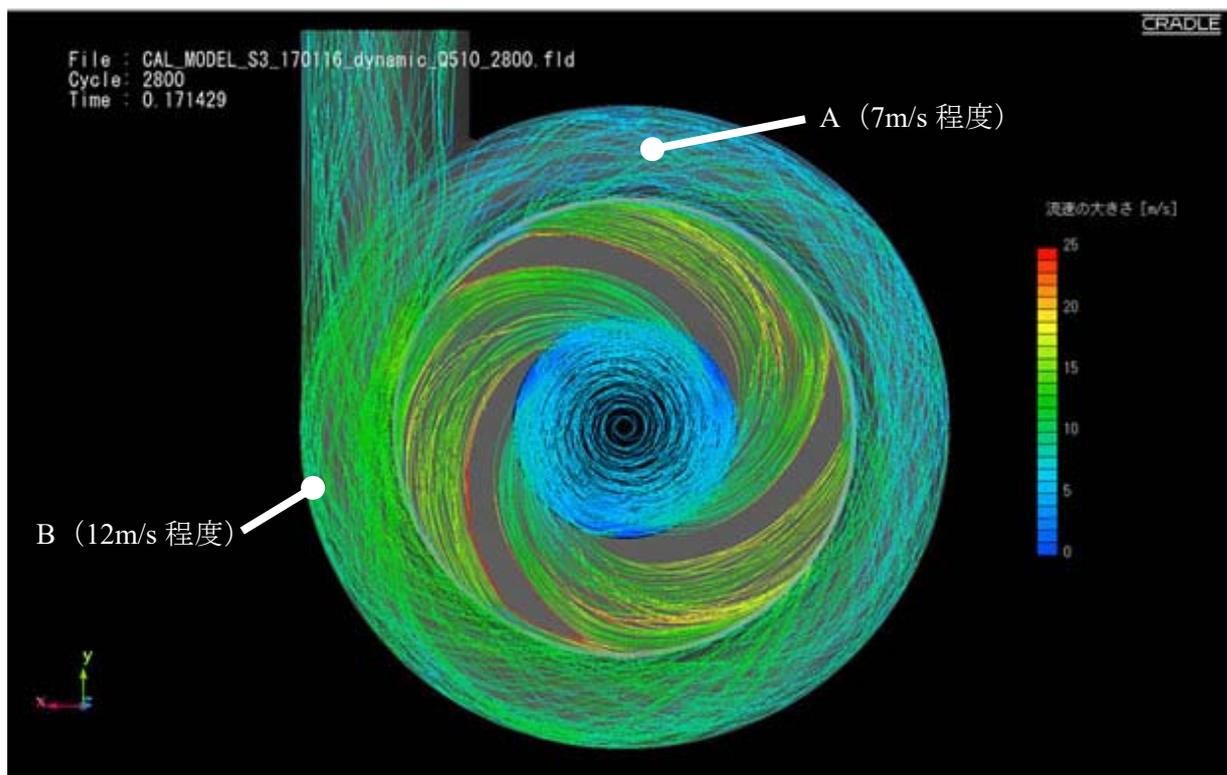


図 17 3枚羽根インペラにおけるポンプ内の流線
 (中央部の流線は回転するインペラに対する相対的な流体の移動を表す。)

3枚羽根インペラにおける最高効率点は流量 $510\text{m}^3/\text{h}$ 、揚程 39.4m となった。図 17 に示す 3枚羽根インペラを使用した場合のポンプ内部の流線の解析結果については、インペラおよびケーシング内での流線は図 15 に示す 5枚羽根インペラを使用した場合と同様の傾向を示した。

3.3 I 試作ポンプ詳細設計

本項では、前項の I 試作ポンプ計画設計および I 試作ポンプ流体解析をもとに I 試作ポンプの詳細設計を実施した。3.3.1 で二重ケーシング構造、3.3.2 で泥水専用軸封部、3.3.3 で I 試作ポンプ全体について説明する。

3.3.1 二重ケーシング構造

本開発事業の新規性の一つである二重ケーシング構造のコンセプトは、ポンプケーシングを配管から取り外さずに摩耗した部品を交換できる構造にすることでメンテナンス性の向上を実現する点である。既存の遠心ポンプにも二重ケーシング構造の製品はあるが、これらの製品は前述の特許調査において紹介したように、ポンプ吸込口あるいは吐出し口で分割された外部ケーシングに内部ケーシングを挟む構造になっているなど、ポンプケーシングを配管から取り外さなければ内部ケーシング等の摩耗した接液部品を交換することができない構造になっている。それに対して、本事業の開発製品の二重ケーシング構造は、接液部品の交換時にポンプケーシングを配管から取り外さず接液部品を駆動機側から取り外すことができるバックプルアウト構造とした。図 18、19 に I 試作ポンプの二重ケーシングの分解図および組立て図の 3D モデルを示す。

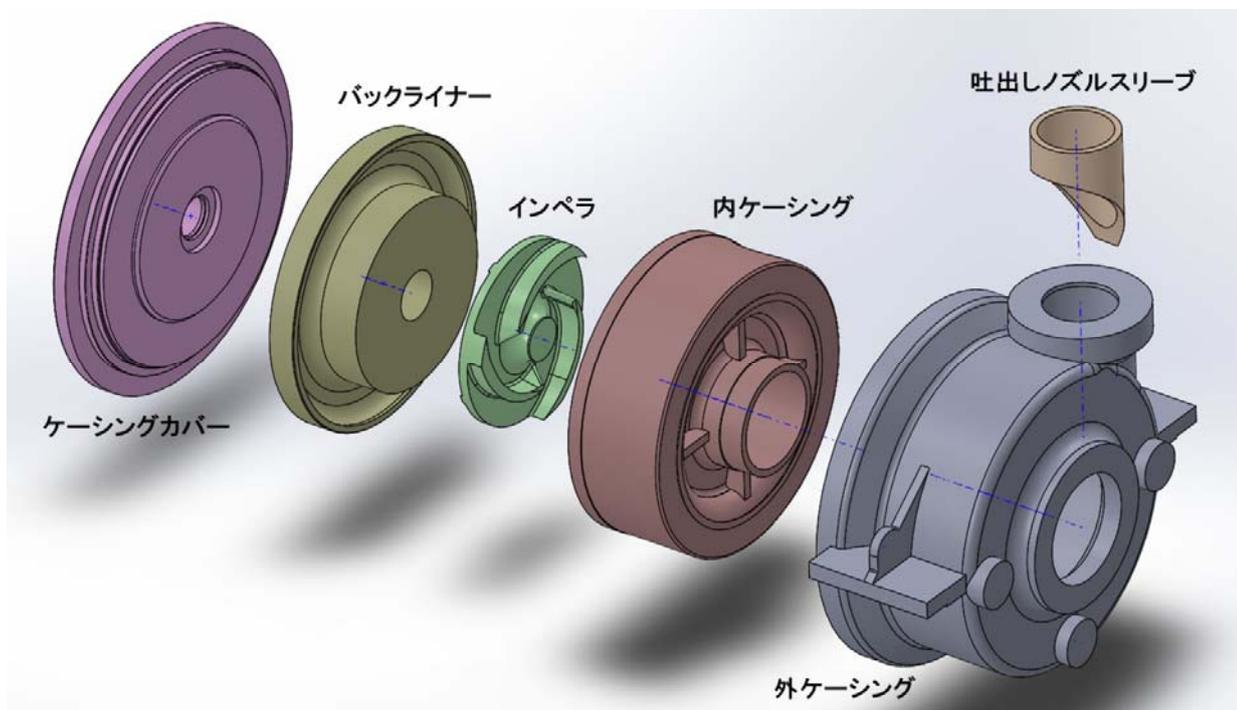


図 18 二重ケーシング構造の分解図

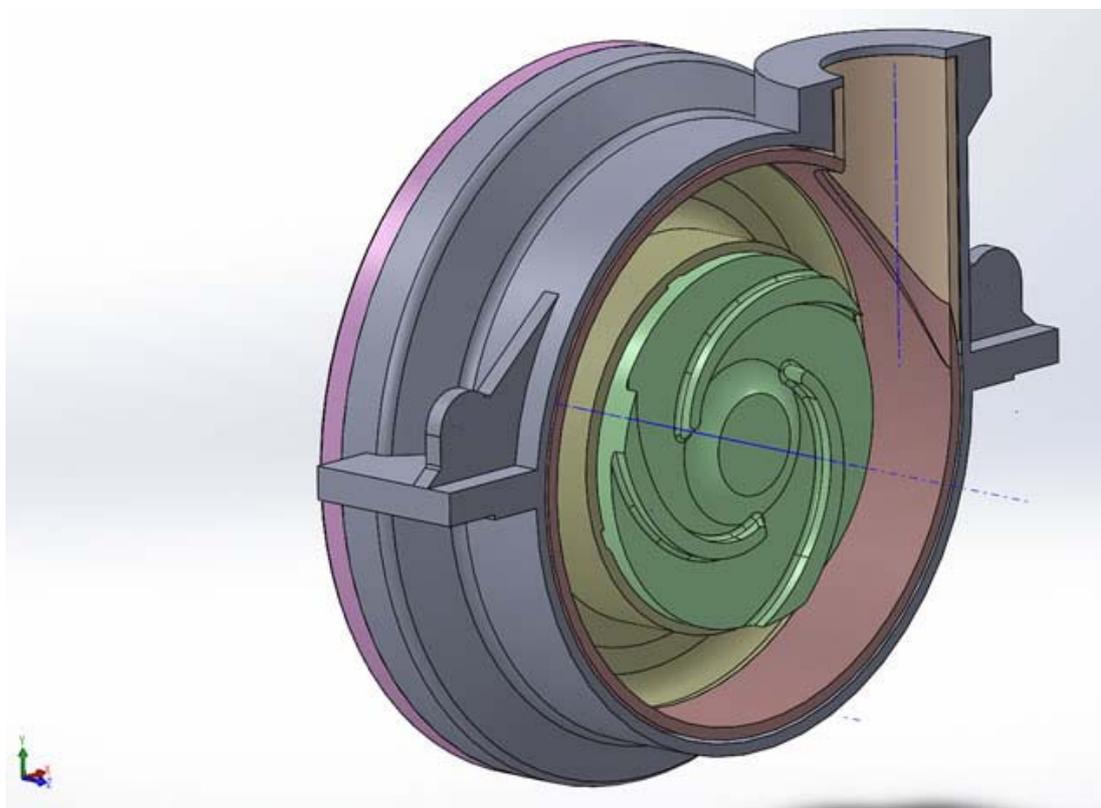
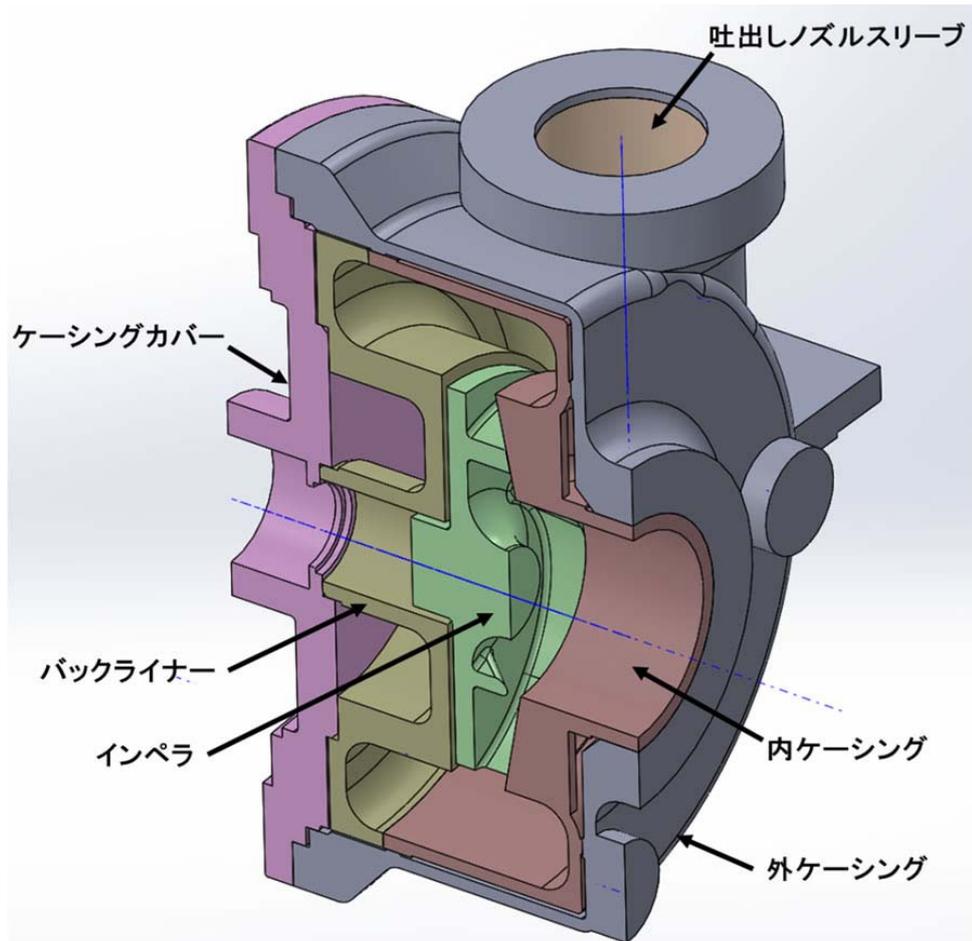


図 19 二重ケーシング構造の組立図

図 18 に示すように、I 試作ポンプの二重ケーシングは「外ケーシング」、「内ケーシング」、「バックライナー」、「ケーシングカバー」、「吐出しノズルスリーブ」の 5 つの部品で構成される。『泥水』に触れるケーシングの内部部品は「内ケーシング」、「バックライナー」、「吐出しノズルスリーブ」の 3 点である。二重ケーシングのフロント側は、「外ケーシング」の吐出し直線部に内側から「吐出しノズルスリーブ」を設置、「外ケーシング」の背面側から「内ケーシング」を設置し、リア側はケーシングカバーにバックライナーを設置することで接液部の二重構造を実現する。これらの部品により、流体解析で最適化した流路形状を構成する。

3.3.2 泥水専用軸封部

ユーザー調査から、M 社製品に使用されている軸封部は、汎用メカニカルシールとグランドパッキンの併用であることが分かっている。この構造は、メカニカルシールから液漏れした際にグランドパッキンの増し締めで対処することが可能だが、グランドパッキンの使用に伴う軸の磨耗対策、焼付きの危険性などの問題がある。そこで、本事業では、『泥水』の性状に対応した摺動部および内部構造をもつ泥水対応メカニカルシールと軸の磨耗対策が不要で焼付きの危険性を解消した二次シールで構成された泥水専用軸封部の開発を実施することで、ポンプの長寿命化およびメンテナンスフリーを実現する。

泥水専用軸封部は、『泥水』の性状に対応した専用メカニカルシールとグランドパッキンに変わるメンテナンスフリーな二次シールであるセグメントリングを一体化させたカートリッジ型シールで、API610 規格に準拠した設計である。泥水専用軸封部の概略図を図 20 に示す。

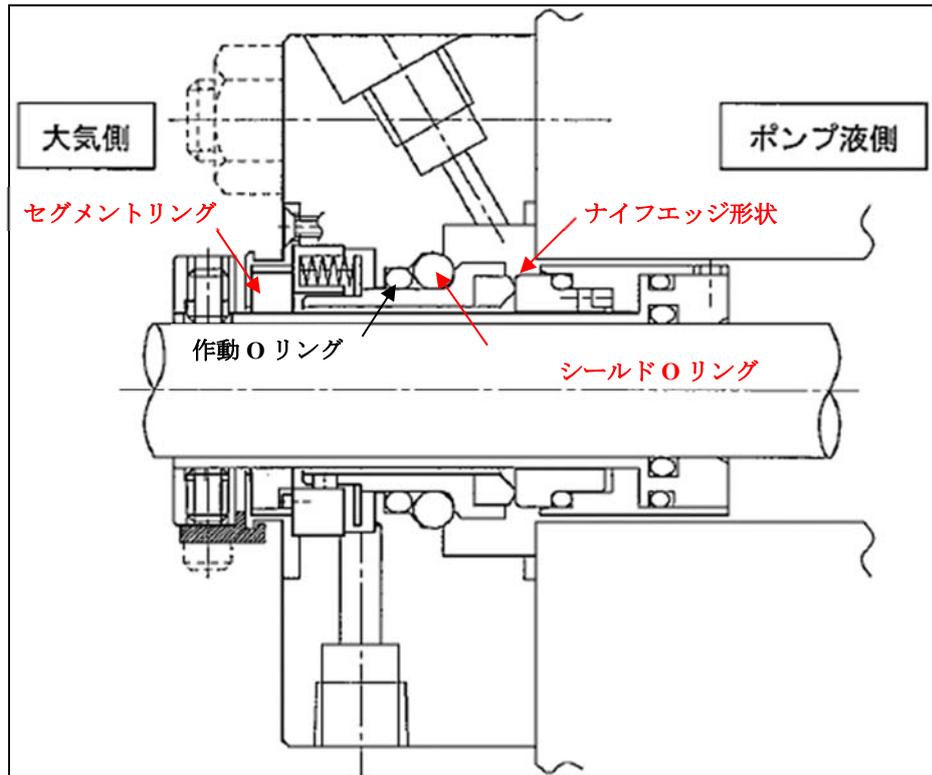


図 20 泥水専用軸封部の概略図

泥水対応メカニカルシールの特長は、スラリー流体の噛み込みに強い「ナイフエッジ形状の摺動部」とメカニカルシールの作動Oリングへの微粒子の侵入、固着を防止する「シールドOリング」の2点である。

「ナイフエッジ形状」とは、摺動するシール部の面幅を小さくした形状で、狭い面幅と高い面圧によって微粒子等の固形物の噛み込みを防止し、固着物の切断除去が可能である。そのため、固形物の噛み込みによる摺動部の面開きが発生しにくく、スラリー流体に対して高いシール性を実現できる。また、摺動面積を小さくすることで、摺動熱の低減および放熱性能の向上を実現できるため、冷却のためのフラッシングが不要である。これは、本開発製品が使用される海上の掘削リグのように清水の確保が困難な環境下では重要な機能である。摺動部の材質には、耐磨耗性・耐薬品性に優れているSiC（シリコンカーバイド）を使用する。

「シールドOリング」は、メカニカルシールの作動部への流体の侵入防止および軸の移動に対して適切な面圧を維持するための追従機能を持つ作動Oリングに加えて設置された柔軟性の高い特殊軟質ゴムを使用したOリングである。従来のメカニカルシールに対してスラリー液を長期間取り扱った場合、作動部への流体の侵入を防ぐ作動Oリングに微粒子が堆積、固着し、シール機能および追従機能を劣化させる危険性がある。それに対して、作動Oリングのポンプ液側に「シールドOリング」を追加することで、作動Oリングへのスラリーの侵入、微粒子の堆積および固着を防止できる。加えて、優れた柔軟性によって摺動部の移動に対する高い追従性も確保できる。

二次シールには、グランドパッキンに代わるシールとしてセグメントリングを採用した。M社製品で使用されているグランドパッキンは、軸との接触面圧で流体のシールを行うことから軸への攻撃性が高く、軸の摩耗対策が必要となる。また、漏れが発生した際には軸との隙間を埋め、面圧を上げるためにパッキンの増し締めを行う必要があるが、パッキンの締め過ぎによる軸の焼付きの危険が伴う。それに対して、セグメントリングは軸への攻撃性が低く、メンテナンスフリーなシール部品であるため、二次シールにセグメントリングを採用することで、M社製品でユーザーが抱えていた問題を解決することができる。

3.3.3 I 試作ポンプ全体

図 21 に I 試作ポンプ本体の構造図を、図 22 に I 試作ポンプの外観図を示す。軸受部分は API610 規格に従い、潤滑方法にオイルバス形式、ラジアル軸受に深溝玉軸受、アキシャル軸受にアンギュラ玉軸受の BDB 方式（背面合せ）、軸受部のシール部にはラビリンスシールを採用する。また、モータ、カップリング、共通台板等の周辺機器を含めた I 試作ポンプは、全長 2890mm、幅 970mm、高さ 1280mm 程度である。I 試作ポンプに取り付けるモータは次年度実施予定の泥水試験を考慮し、高比重での運転試験を実施できるスペックを採用した（280kW、440V、1800min⁻¹）。カップリングには、API610 に準拠したスペーサーカップリングを採用した。スペーサーの長さはポンプケーシングおよびモータを共通台板から外すことなく内部部品および軸受部品の分解が行える長さに設定する。

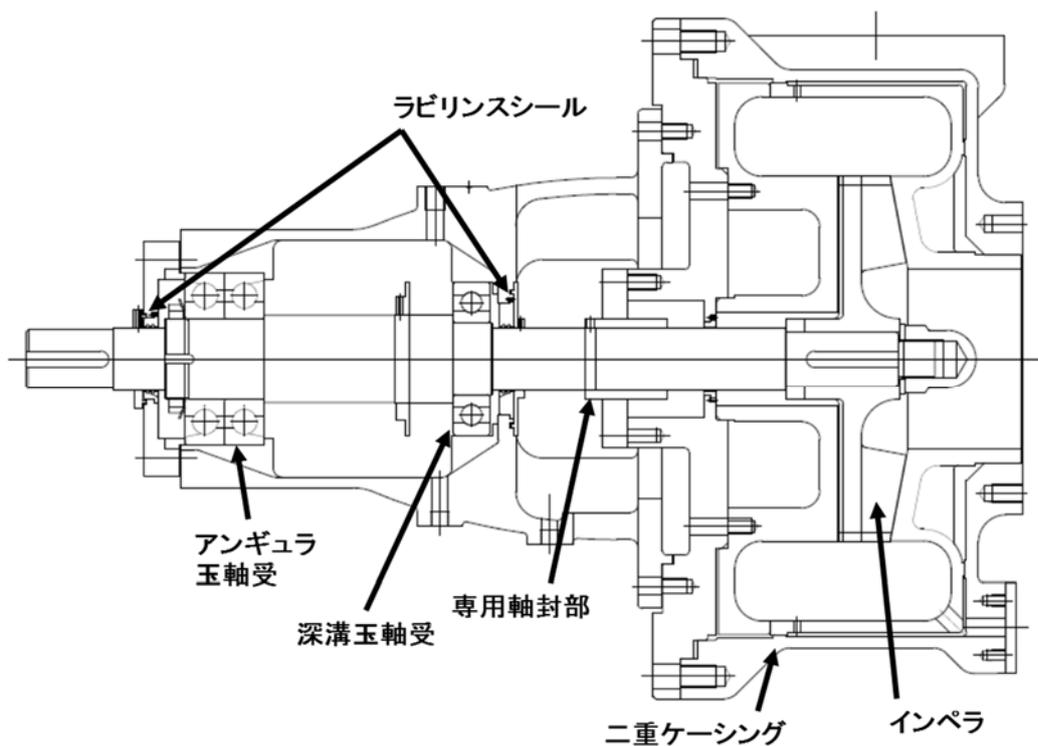


図 21 I 試作ポンプ本体の構造図

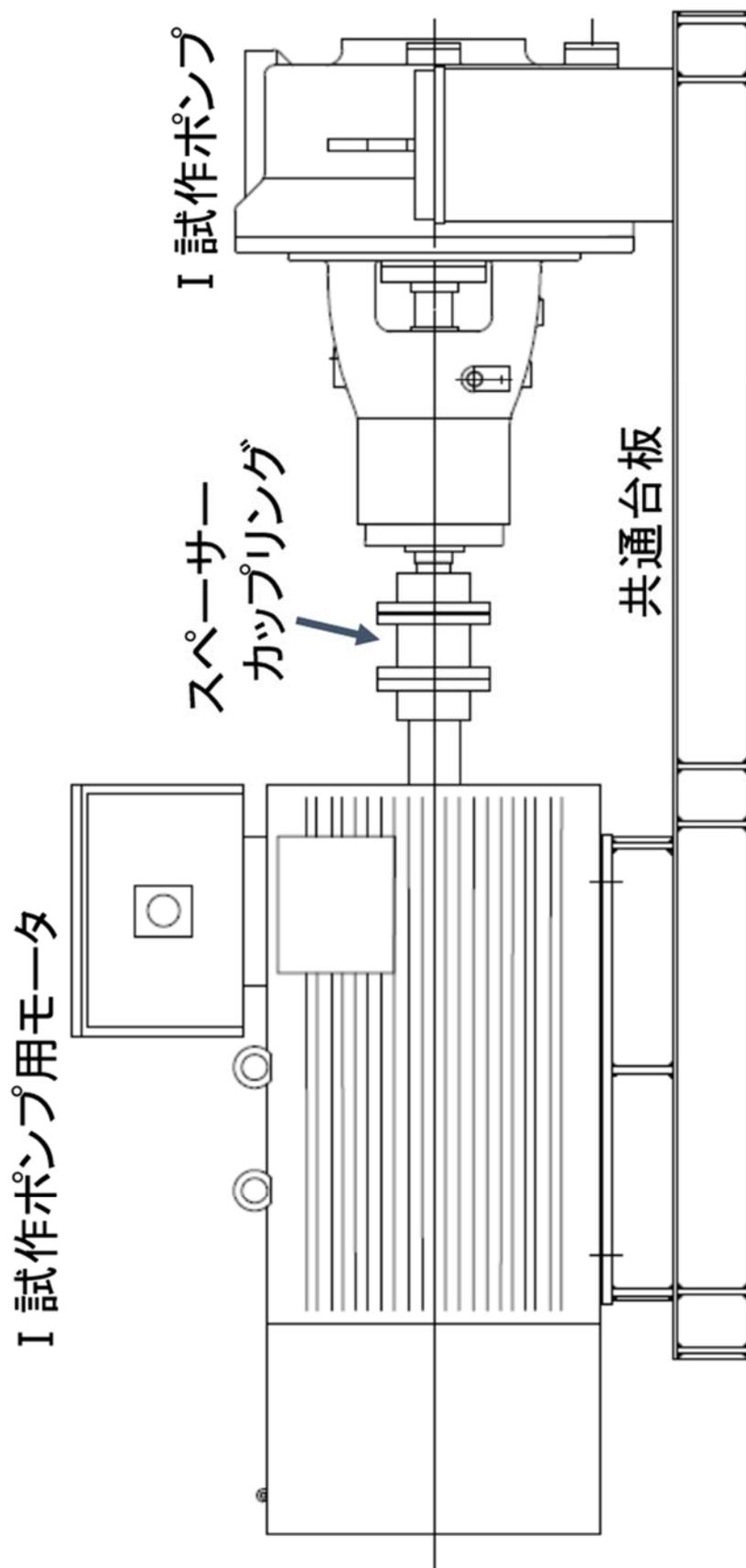


図 22 I 試作ポンプの外観図（全長 2890mm、幅 970mm、高さ 1280mm 程度）

3.4 I 試作ポンプ製作

前述の設計をもとに、I 試作ポンプの製作を実施した。接液部となる「内ケーシング」、「インペラ」、「バックライナー」、「吐出しノズルスリーブ」には耐摩耗性の高い高クロム鋳鉄を使用し、それ以外のケーシング部品にはポンプケーシングで一般的に使用されるダクタイル鋳鉄を使用する。二重ケーシングを構成する部品およびその他主要部品を図 23～31 に示す。



図 23 外ケーシング（ダクタイル鋳鉄使用）



図 24 内ケーシング（高クロム鋳鉄使用）



図 25 バックライナー（高クロム鋳鉄使用）

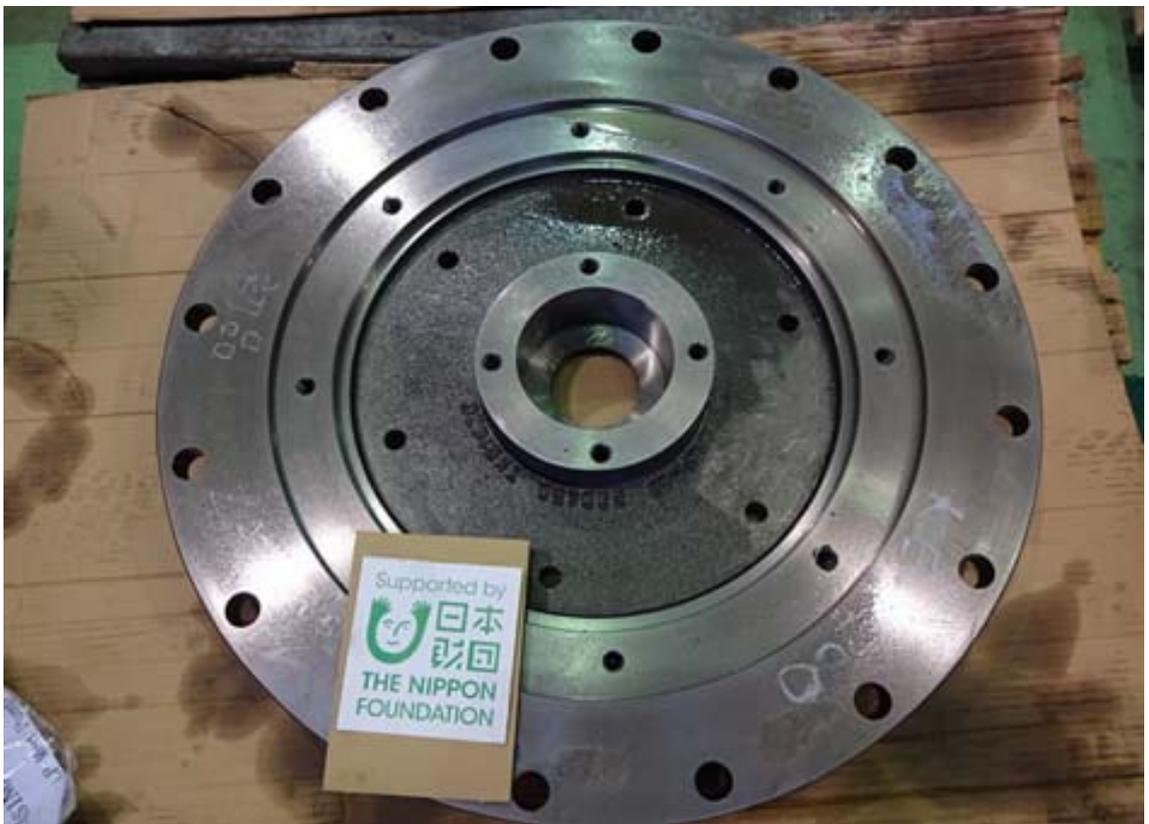


図 26 ケーシングカバー（ダクタイル鋳鉄使用）

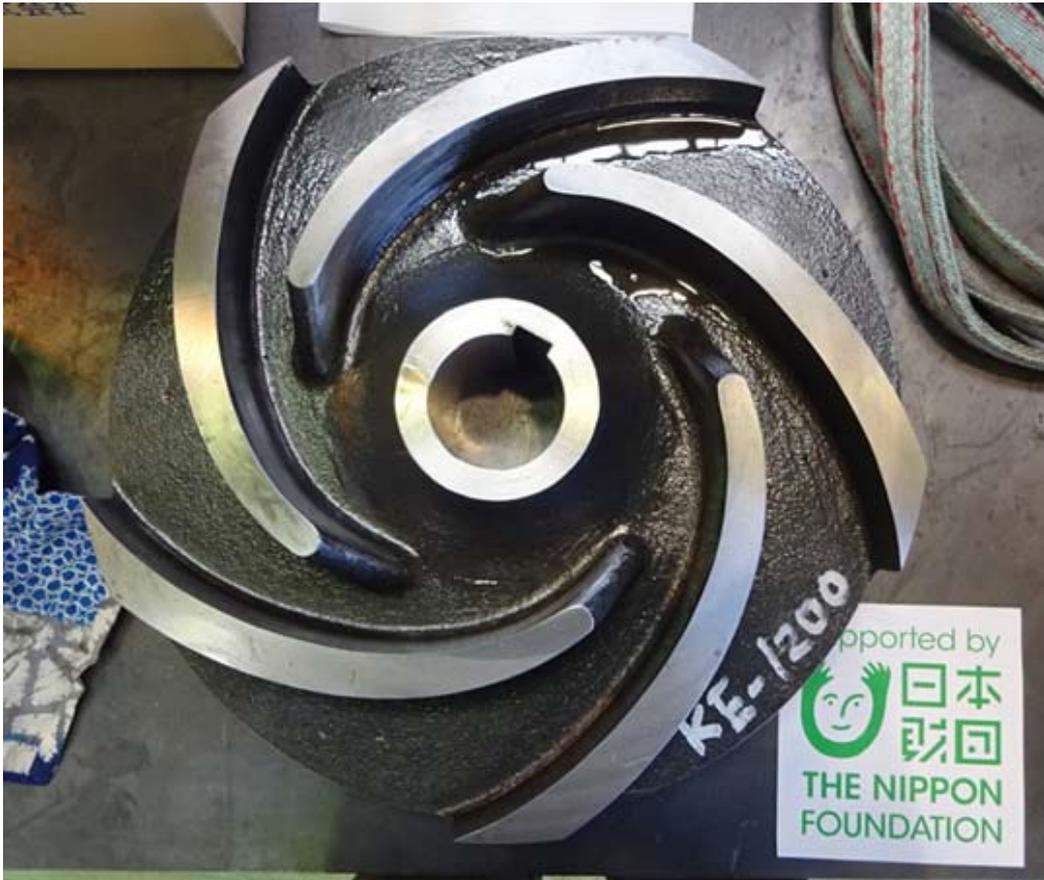


図 27 5枚羽根インペラ（高クロム鋳鉄使用）



図 28 3枚羽根インペラ（高クロム鋳鉄使用）



図 29 吐出しノズルスリーブ（高クロム鋳鉄使用）

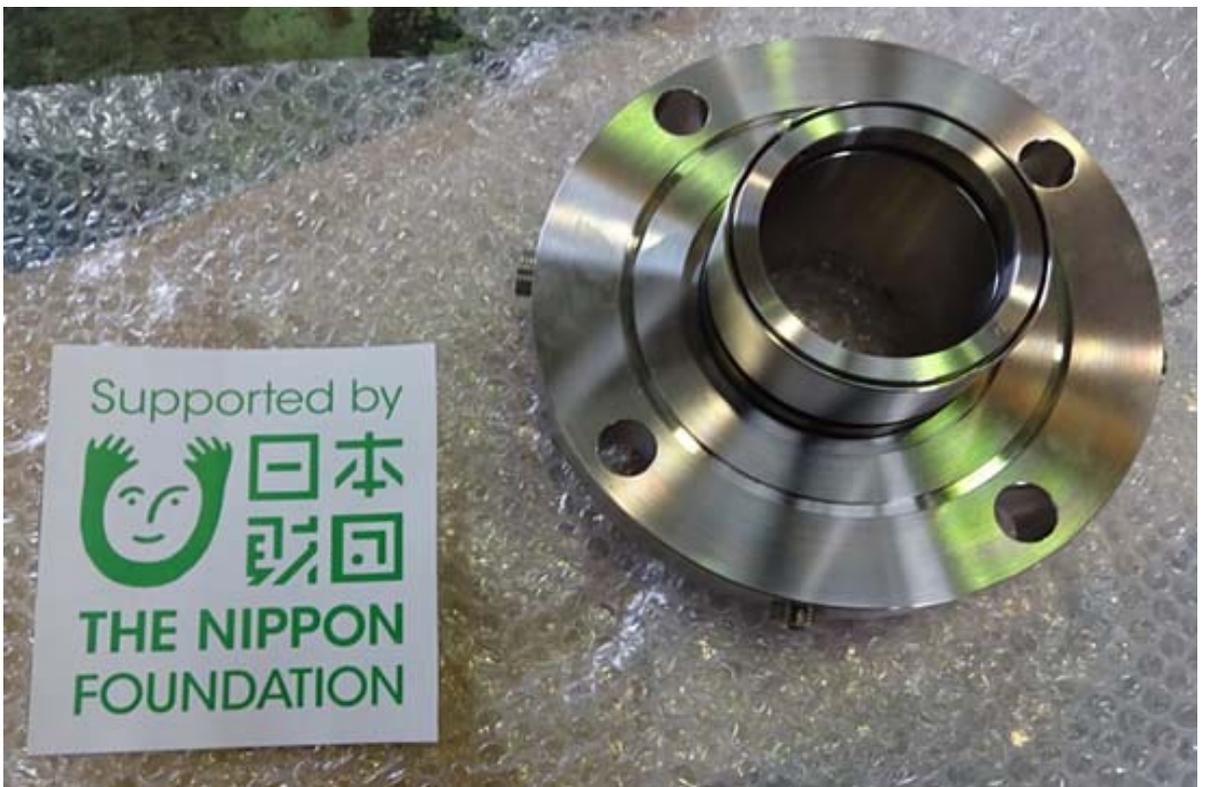


図 30 泥水専用軸封部



図 31 ベアリングハウジング

また、製品化を視野に入れた材料の加工性確認として、接液部品に採用した高クロム
 鋳鉄以外に、ポンプケーシングで一般的に使用されるダクタイル鋳鉄と焼入れなしの高
 クロム鋳鉄の部品も製作した。それぞれの完成部品の硬度を表 1 に示す。

表 1：接液部部品の硬度 (HRC)

部品名	高クロム鋳鉄	高クロム鋳鉄 (焼入れなし)	ダクタイル鋳鉄
内ケーシング	59.3	33.0	17.6
バックライナー	58.6	35.6	19.6
5 枚インペラ	61.3	54.6*	16.1
3 枚インペラ	60.0	54.7*	20.1

(※焼鈍なしで加工を実施したため、数値が大きい)

表 1 に示す硬度の比較より、ダクタイル鋳鉄の平均硬度が HRC18.4 程度だったのに対
 して、高クロム鋳鉄 (焼入れなし) は約 1.9 倍の HRC34.3(※の数値は含まない)、I 試作
 ポンプで採用する高クロム鋳鉄は約 3.3 倍の HRC60.0 であった。一般的に耐磨耗性は硬
 度に比例するため、I 試作ポンプで採用した高クロム鋳鉄はダクタイル鋳鉄の 3.3 倍の
 耐磨耗性をもつと考えられる。高クロム鋳鉄の製作/加工では、一部金属の含有量調整お
 よび難削材に対応した切削手法を実施することで、高クロム鋳鉄での部品製作を実現し
 た。なお、部品製作の工夫によりダクタイル鋳鉄に比べて加工コストがかかったため、製
 品コストを検討する際にこの結果を参考にするとともに、加工コスト削減の方策を検討
 する。

二重ケーシング、軸封部、軸受部等の主要部品およびポンプ全体の組立ての様子を図
 32～38 に示す。また、完成した I 試作ポンプを図 39、図 40 に示す。

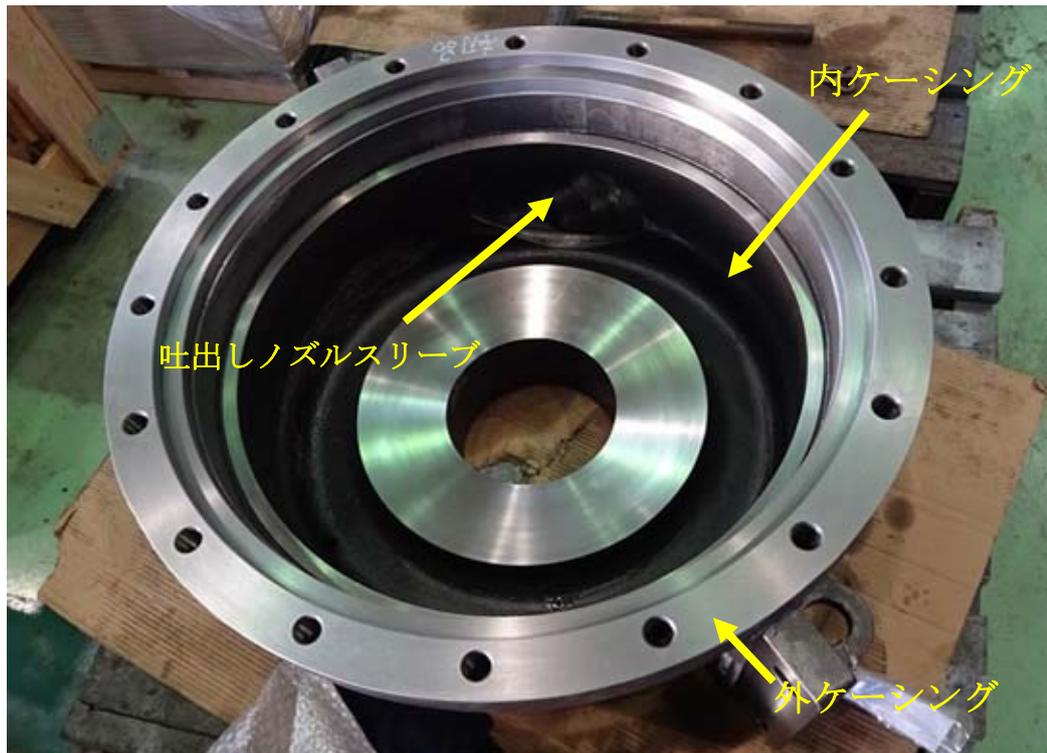


図 32 二重ケーシングの反駆動側



図 33 二重ケーシングの駆動側



図 34 シャフトおよび軸受ベアリング



図 35 シャフト、軸受、軸封部および二重ケーシング（駆動側）の組立て



図 36 インペラの取り付け



図 37 二重ケーシング（反駆動側）の共通台板への据付



図 38 軸封部側構成部品とケーシング構成部品の組立ての様子



図 39 I 試作ポンプ本体



図 40 I 試作ポンプ全体

3.5 試験装置設計

次年度実施予定の試作ポンプの試験内容は主に以下の3点である。

- 1) 清水でのポンプ性能確認試験
- 2) 泥水でのポンプ性能確認試験
- 3) 泥水を用いた連続運転試験（耐久試験）

試験装置設計では、上記の試験を実施できるとともに、『泥水』の製作および調整を行うことができるように調泥用機器を組み込んだ装置構成の検討を行った。試験装置の計画図の試験装置全体の俯瞰図を図41に示す。

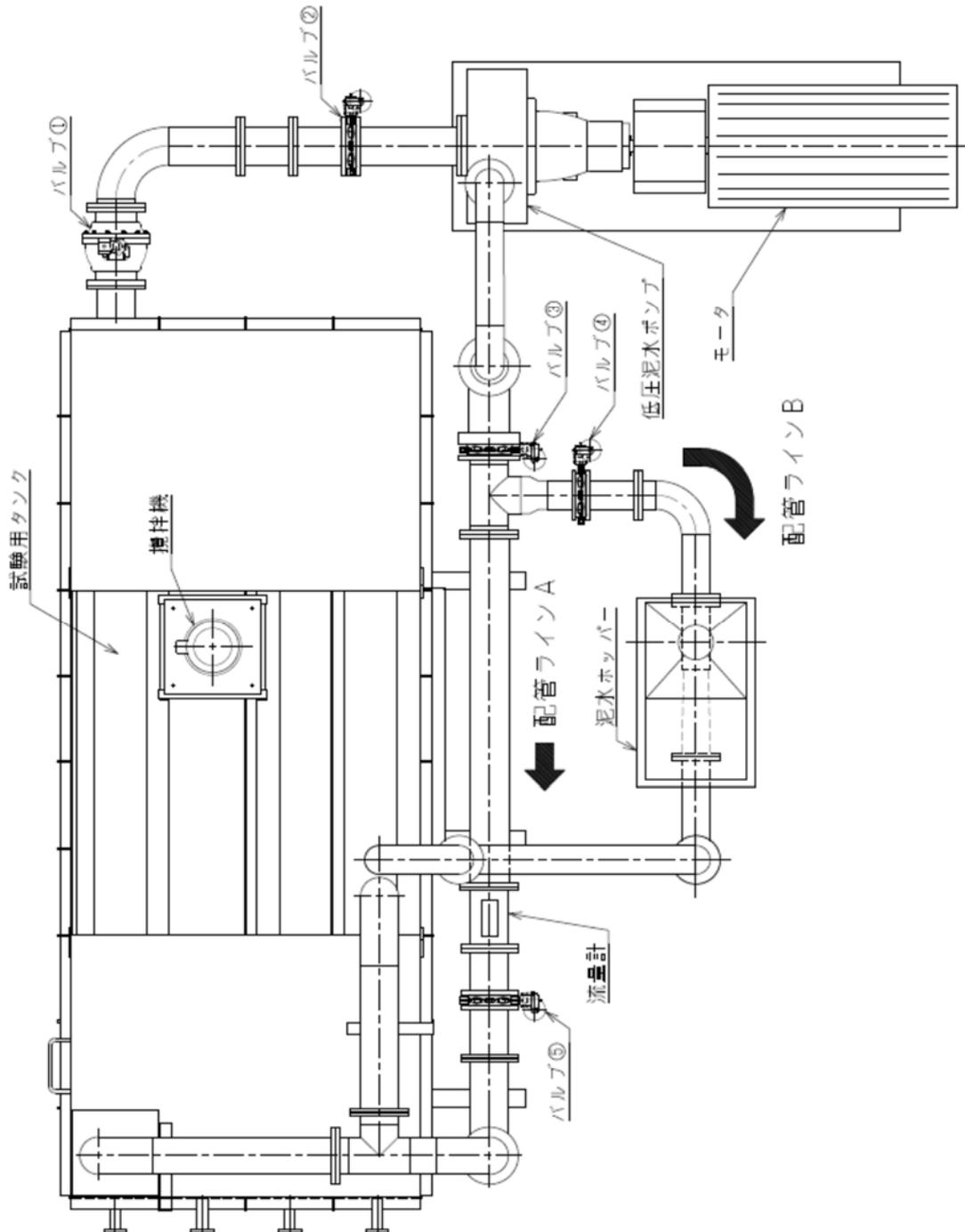


図41 試験装置構成図俯瞰図

今回設計した試験装置は、試験で使用する清水および『泥水』を貯蔵するための試験用タンク、試作ポンプの性能試験で必要となる流量計、流量調整のためのバルブ、『泥水』の作液および調整に必要な粉体を投入するためのホッパー、各機器をつなぐ配管で構成されている。各機器は『泥水』の持つ化学的・物理的性状に耐性を有する製品を採用した。また、『泥水』は清水に粉体を混合した液体であるため、粉体成分の沈殿対策として試験用タンクに攪拌機を設置する。設置機器の仕様を表2に示す。

表2：試験装置使用機器の仕様

機器名	仕様
試験用タンク	大きさ：5000×2500×2000 mm、容量：20 m ³ 、材質：SS400
流量計	測定範囲：0～1131 m ³ /h、接液部材質：フッ素樹脂
バタフライバルブ	配管径：150A／200A、接液部材質：SCS14／EPOM
ボールバルブ	配管径：150A／200A、接液部材質：SUS304／PTFE
泥水ホッパー	大きさ：1100×680×949 mm、使用圧力：0.25～0.4 MPa(G)
配管	配管径：150A／200A、接液部材質：SS400
フレキシブルチューブ	配管径：150A／200A、接液部材質：SUS304
攪拌機	動力：3.7 kW、回転数：310 min ⁻¹ 、接液部材質：SUS304

本試験装置は、前述の要求を満たすために試験装置内のバルブの調整によって「配管ラインA：試作ポンプ試験実施用」と「配管ラインB：『泥水』作液／調整用」の2種類の配管ラインの切り替えを行う構造にしている。図42に「配管ラインA」、図43に「配管ラインB」の試験装置側面図を示す。図42で示す「配管ラインA」は、図41のバルブ④を締め切った状態の配管ラインである。バルブ②とバルブ⑤を操作によって流体の流量をコントロールして試作ポンプの性能試験、機能確認を実施する。図43に示す「配管ラインB」は、図41のバルブ⑤を締め切った状態の配管ラインで、バルブ④とバルブ⑥で流量をコントロールし、ホッパー上部より調泥剤を投入することで『泥水』の作液、調整を実施する。

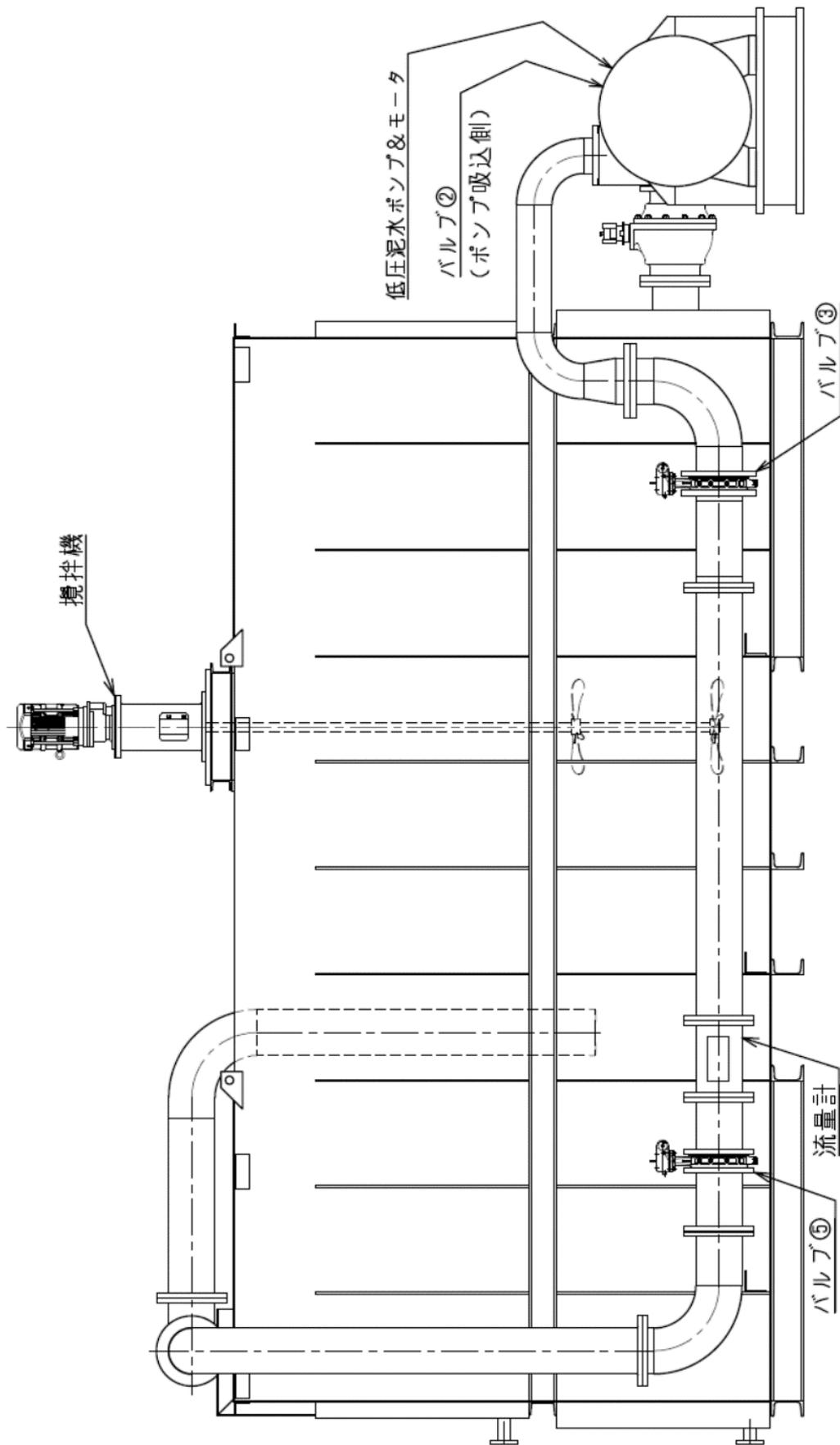


図 42 試験用配管ライン A 計画図

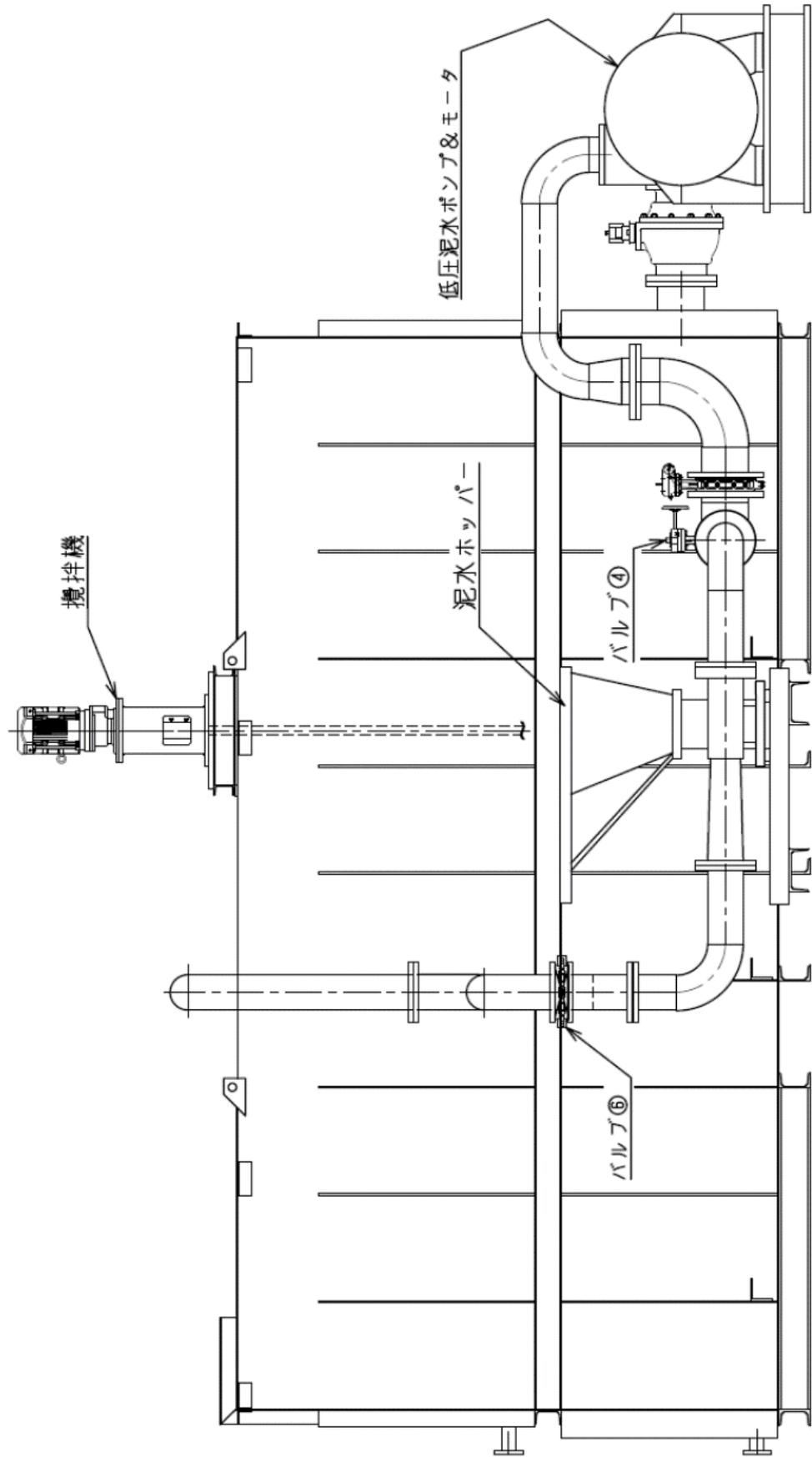


図 43 試験用配管ライン B 計画図

3.6 試験装置製作

3.5 の設計をもとに、試験装置の製作を実施した。試験装置の構成機器および完成した試験装置を次に示す。



図 44 試験用タンク（容量 20m³、防錆塗装した SS400 使用）



図 45 電磁流量計



図 46 バタフライ弁

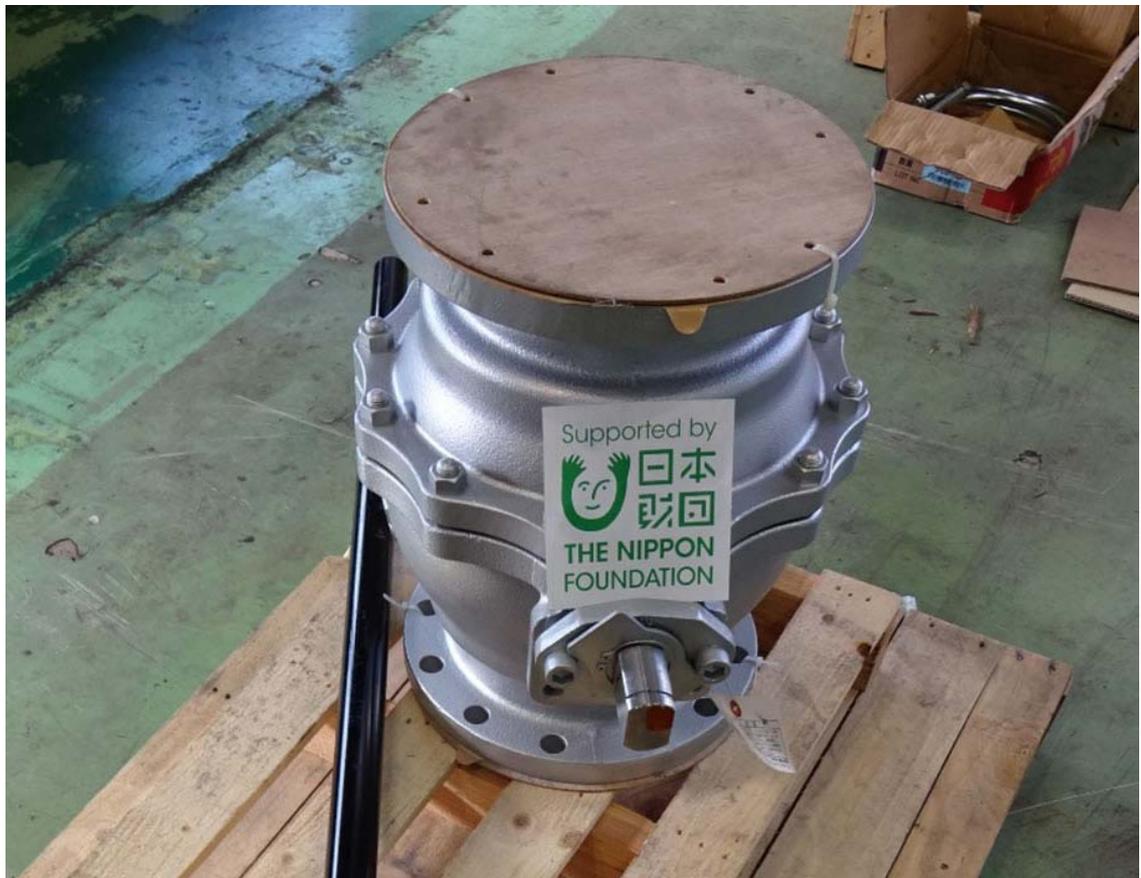


図 47 ボールベアリング (JIS 10K 200A)



図 48 泥水ホッパー



図 49 フレキシブルチューブ



図 50 攪拌機 (動力 3.7kW、回転数 310min^{-1})



図 51 試験装置全体

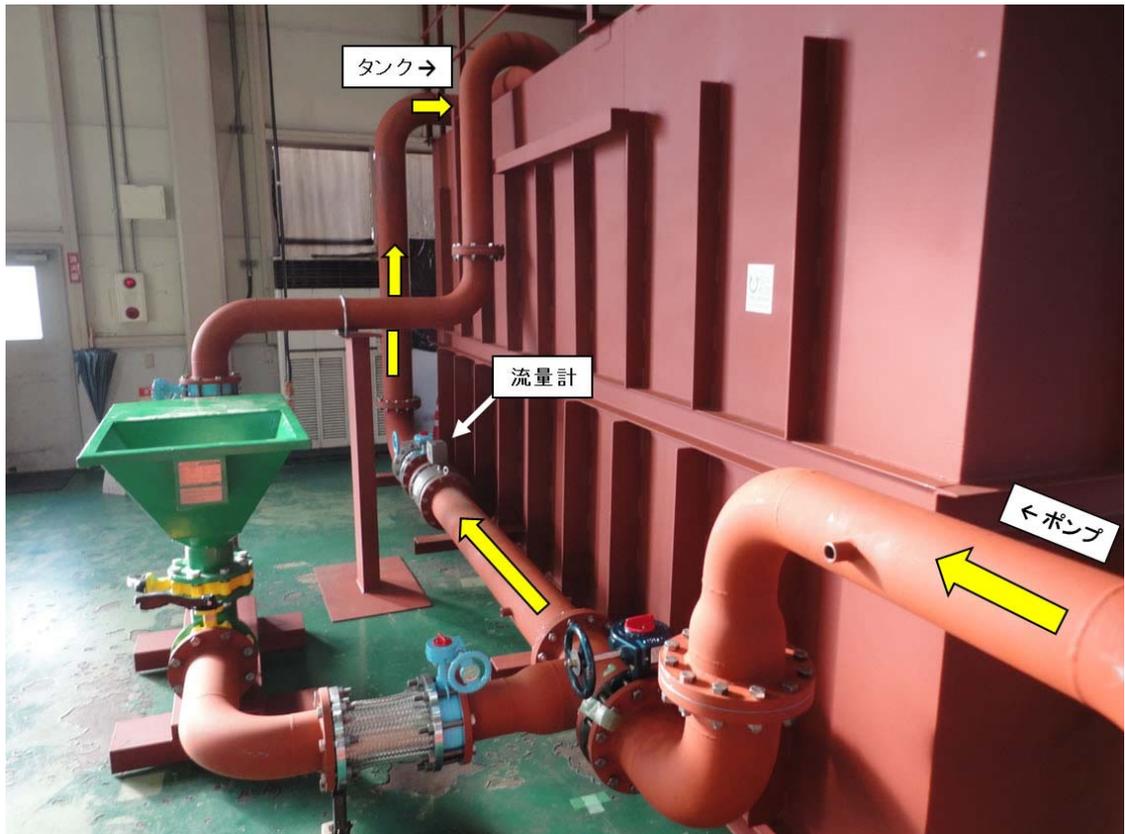


図 52 試験用配管ライン A

(清水/泥水を使用した試作ポンプの性能試験および泥水に対する耐久試験を実施。)



図 53 試験用配管ライン B (試験用泥水の作液および調整を実施)

4. 目標の達成状況

【H28年度の目標】

I 試作ポンプおよび I 試作ポンプの検証を行うための試験装置の設計/製作を行う。

【目標の達成状況】

今年度は、摩耗する箇所を配管からポンプを外すことなく容易に交換が可能な「二重ケーシング構造」と軸封部の信頼性を向上させる「専用設計の軸封部」の2つの機構を組み込んだ I 試作ポンプの設計・製作を実施し、I 試作ポンプを計画通り完成させた。また、化学的・物理的に調整された特殊液『泥水』での試験および『泥水』の作液/調整を実施できる専用の試験装置の設計・製作を行い、計画通りに試験装置を完成させた。以上より、平成 28 年度の事業の目標を達成することができた。

5. 今後の予定

今後の予定として、次年度のスケジュールを図 54 に示す。

実施項目	平成 29 年度			
	1/4	2/4	3/4	4/4
1) I 試作ポンプ試験	←→			
2) I 試作ポンプ 試験データ評価	←→			
3) II 試作ポンプ 計画設計		←→		
4) II 試作ポンプ 流体解析		←→		
5) II 試作ポンプ 詳細設計		←→		
6) II 試作ポンプ製作		←→		
7) II 試作ポンプ試験			←→	
8) II 試作ポンプ 試験データ評価			←→	
9) 報告書作成				←→

図 54 平成 29 年度の開発スケジュール

上記スケジュールに従い、29 年度初旬に「I 試作ポンプ試験」を実施し、I 試作ポンプの性能試験および『泥水』での運転に対する各 부품の機能確認を行い、I 試作ポンプの評価を行う。そして、評価結果を設計/流体解析にフィードバックし、製品のベースとなる II 試作ポンプの設計、製作を実施し、29 年度上期に II 試作ポンプの製作を完了させる。29 年度下期には、II 試作ポンプの性能試験および『泥水』での運転に対する各 부품の機能確認に加えて、『泥水』を使用した長時間運転を実施し、本事業の目標として掲げている内部ケーシング、インペラ、軸封部（メカニカルシール）の交換周期の評価を行う。

商品化への取組予定として、平成 29 年度中に開発を完了させ、平成 30 年度より製品展開および営業活動を開始、平成 31 年度の受注開始を目指す。

最後に本開発に関して公益財団法人日本財団からモーターボート競走共益資金による補助金を受けて実施しており、ここに記して厚く感謝申し上げます。

第Ⅱ部 平成29年度

6. 平成29年度の実施内容

6.1 I 試作ポンプ試験

本項では、「①清水を用いた性能試験」、「②異なる比重の泥水を用いた性能試験」、「③接液部品と軸封部の機能確認を目的とした泥水を用いた連続運転試験」の3種類の運転試験をI 試作ポンプで実施した。試験に使用した泥水を下記に示す。下記の泥水は28年度に製作した試験設備を用いて作液および調整作業を実施した。

泥水の種類・・・KCL ポリマー泥水（掘削工事で標準的に使用される泥水）

比 重・・・性能試験時

比重 1.03（低深度等の掘削工事の初期段階で使用される比重）

比重 1.62（掘削工事で使用される一般的な比重）

比重 2.20（大深度掘削時等の地層圧が高い状況で使用される比重）

連続運転試験時

比重 2.00（掘削現場で長時間使用される高比重の泥水と同程度）

6.1.1 清水での性能試験評価

平成28年度に製作したI試作ポンプの清水での性能試験結果を図55、56に示す。図55はインペラの翼枚数が5枚のモデルの試験結果、図56は翼枚数が3枚のモデルの試験結果で、28年度に実施した流体解析の予想性能曲線を合わせて示している。

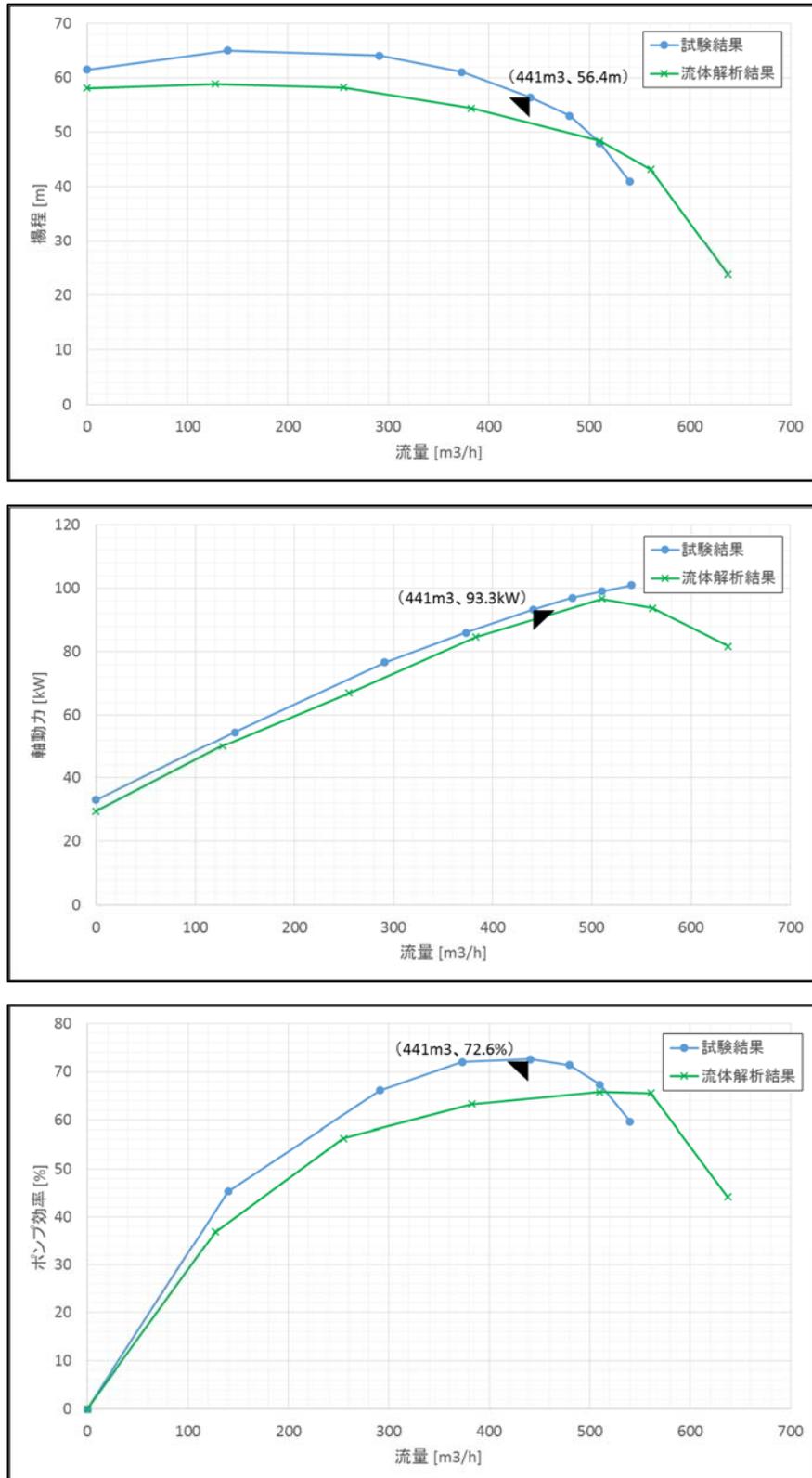


図55 5枚羽根モデルでの性能曲線（青）および流体解析での予想性能曲線（緑）

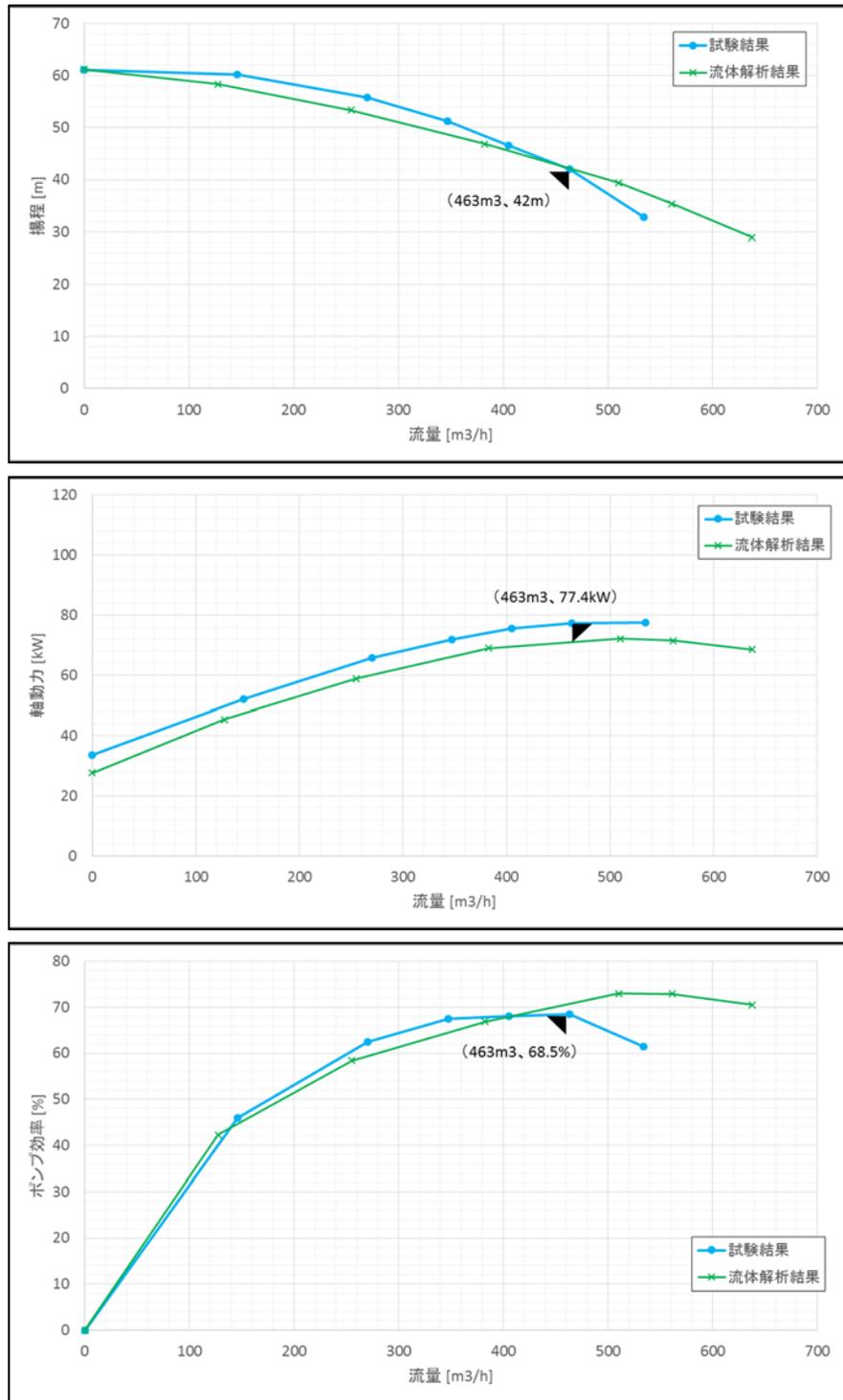


図 56 3枚羽根モデルでの性能曲線（青）および流体解析での予想性能曲線（緑）

I 試作ポンプの試験結果と流体解析での予想性能曲線を比較したところ、5枚羽根と3枚羽根のどちらのモデルにおいても低流量域で流体解析結果に比べて試験結果の揚程が高くなった。

低流量域での揚程の違いは、軸方向の荷重緩和を目的としたインペラ背面側の裏羽根を解析モデルに反映しなかったためと考えられる。裏羽根によってインペラ背面部に負圧状態を形成して軸方向荷重を緩和させるが、このような負圧状態は数値解析における計算の不安定性の原因となることがある。また、裏羽根の主な役割が軸方向荷重の緩和であり、流体輸送に積極的に関与しないことから、I 試作ポンプの解析モデルに裏羽根を反映しなかった。後述するが、II 試作ポンプの流体解析で裏羽根をモデルに反映したところ、流体解析による性能予想と実際の試験結果でこの差が確認されなかったことから、裏羽根の有無が原因と考えられる。

次に、I 試作ポンプで製作した2種類のインペラモデルにおける試験結果の比較を図57に示す。図57の数値は、設計点である510m³/hにおけるそれぞれのインペラモデルの揚程、軸動力、ポンプ効率である。

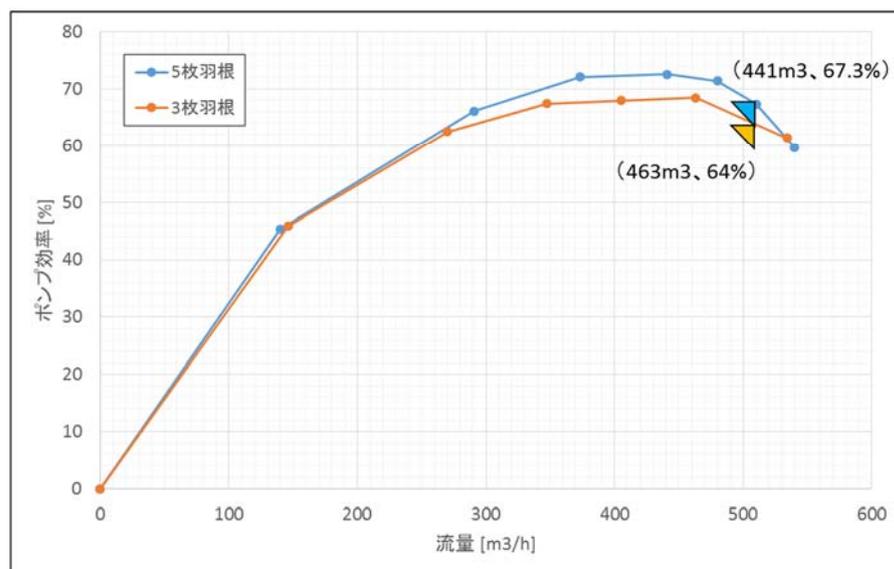
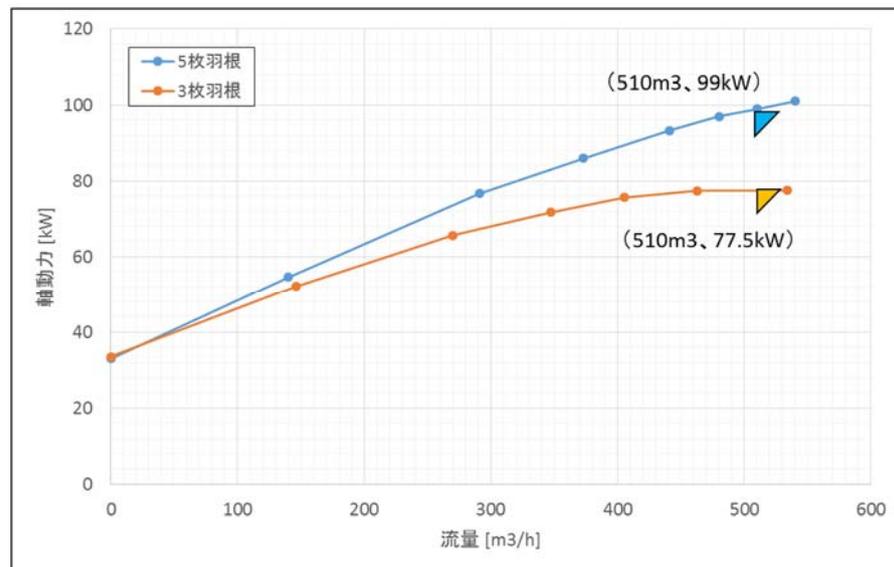
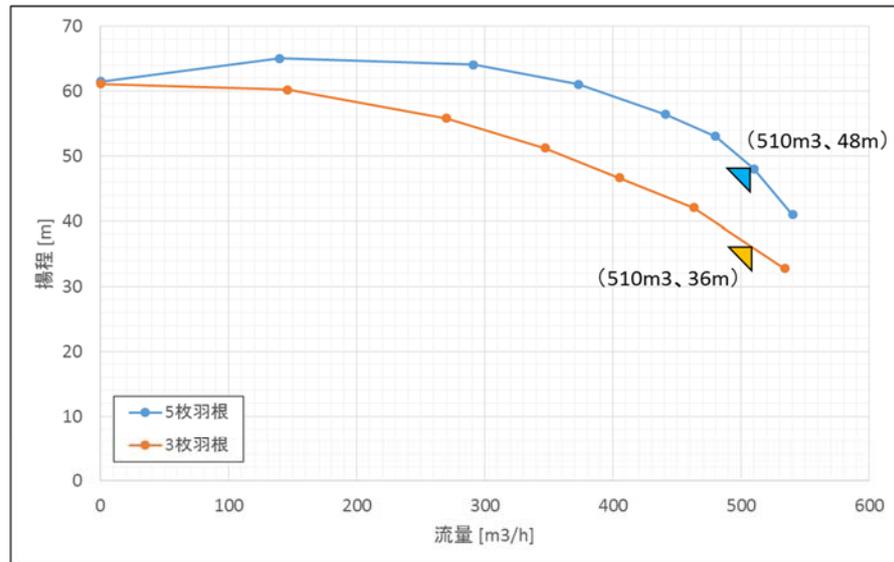


図 57 5枚羽根モデル（青）と3枚羽根モデル（橙）の性能比較（設計点：510m³/h、56m）

平成28年度実施のⅠ試作ポンプ流体解析では、摩耗性の高い泥水による局所的な摩耗を低減するために流路内の流れ形状の最適化を優先したため、流体解析によるⅠ試作ポンプの性能予想の段階で目標としていた設計点（流量：510m³/h、揚程：56m）を下回る結果となっており、実際の測定結果も流体解析と同様に設計点を下回る結果となった。今回得られたⅠ試作ポンプの性能試験結果を改善できるように、製品ベースとなるⅡ試作ポンプの設計に反映させた。

2つのモデルの性能比較より、5枚羽根モデルのほうが揚程、ポンプ効率ともに優れていたため、Ⅱ試作ポンプの基本形状にはⅠ試作ポンプの5枚羽根モデルを採用した。また、泥水での性能試験ならびに連続運転試験に関しては、Ⅱ試作ポンプの基本形状に採用した5枚羽根モデルのみ実施した。

6.1.2 泥水での性能試験評価

5枚羽根モデルのI試作ポンプの泥水での性能試験結果を図58に示す。試験に使用した泥水の比重は、1.03、1.62、2.2の3種類である。

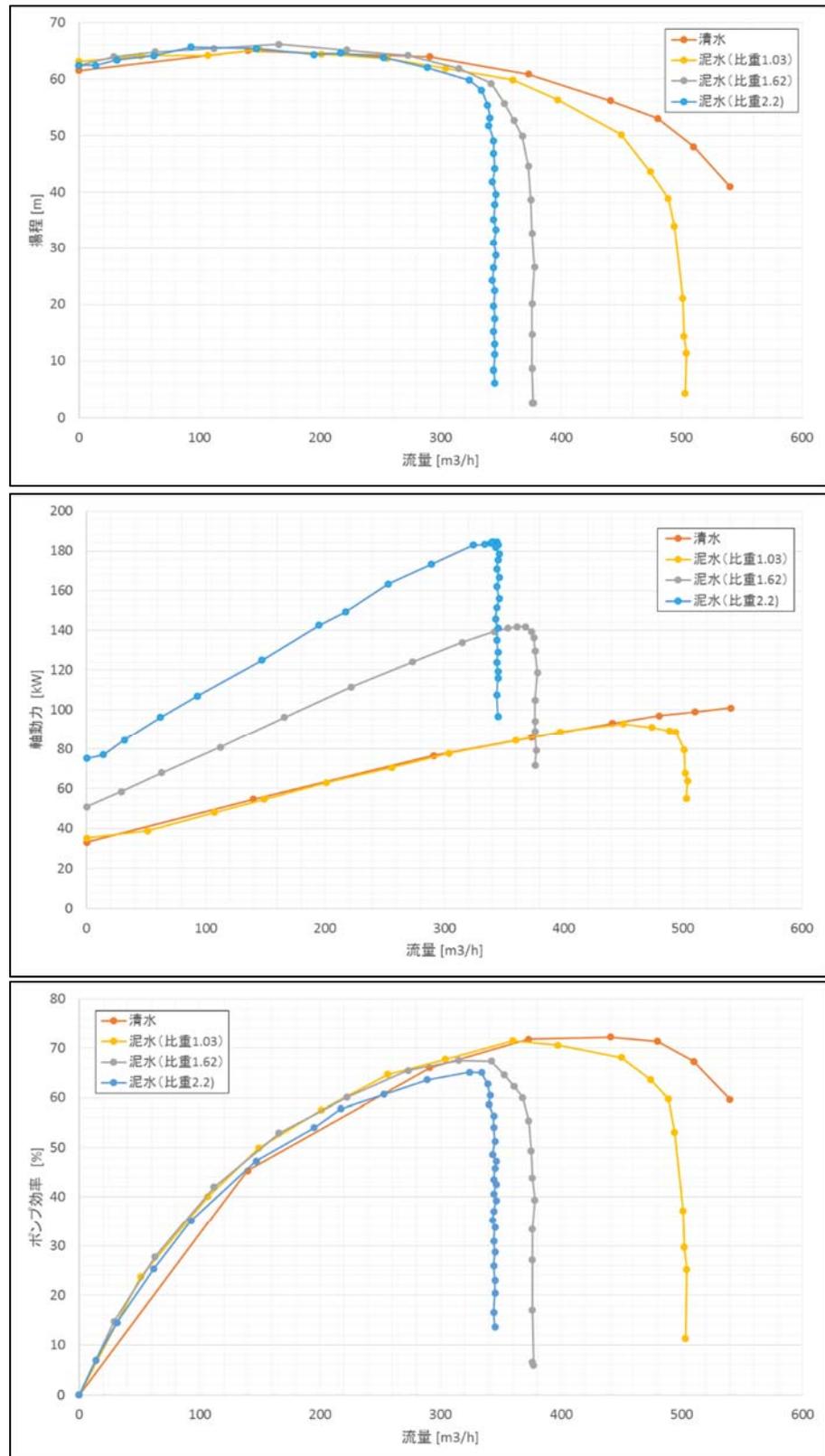


図 58 5枚羽根モデルでの泥水における性能曲線

図 58 より、比重の違いによる性能への影響として、低流量域では揚程はほぼ同じ値を示し、比重が高くなるほど少ない流量で揚程が低下する傾向が確認された。これは、比重の高い泥水は粘度も同様に高く調整してあるため、高比重の泥水ほど粘性による吸込抵抗が大きくなり、低流量でもキャビテーションが発生しやすくなったためと考えられる。また、軸動力は比重が高いほど大きくなっているが、ポンプ効率は揚程が急落するまでは清水の試験結果と同程度となることが分かった。ポンプ効率の若干の差については、泥水の性状を比重で管理していたため、粘性等のその他性状変化に影響されたと推測する。

6.1.3 接液部品および軸封部品の評価

I 試作ポンプの接液部品および軸封部品について、泥水を用いた連続運転試験を実施した。日本海洋掘削(株)殿へのヒアリング結果から、実際の掘削現場における高比重で長時間使用された泥水を想定して、比重 2.0 の泥水を使用流体とし、運転時間は 65 時間（年間運転時間の 2%程度）とした。評価対象は、接液部であるケーシング流路の大部分を構成する「内ケーシング」、吐出し口付近の流路を形成する「吐出しノズルスリーブ」、「インペラ」の 3 点と泥水専用軸封部とした。運転終了後に I 試作ポンプを分解し、接液部品の寸法計測と外観確認を実施した。また、軸封部は本事業の協力者である日本ピラー工業(株)殿にて分解評価を行った。

6.1.3.1 内部ケーシング部品の摩耗評価

はじめに、泥水での連続運転試験前後の外観確認の一例として、泥水を用いた連続運転試験前後の内ケーシングの外観を図 59 に示す。

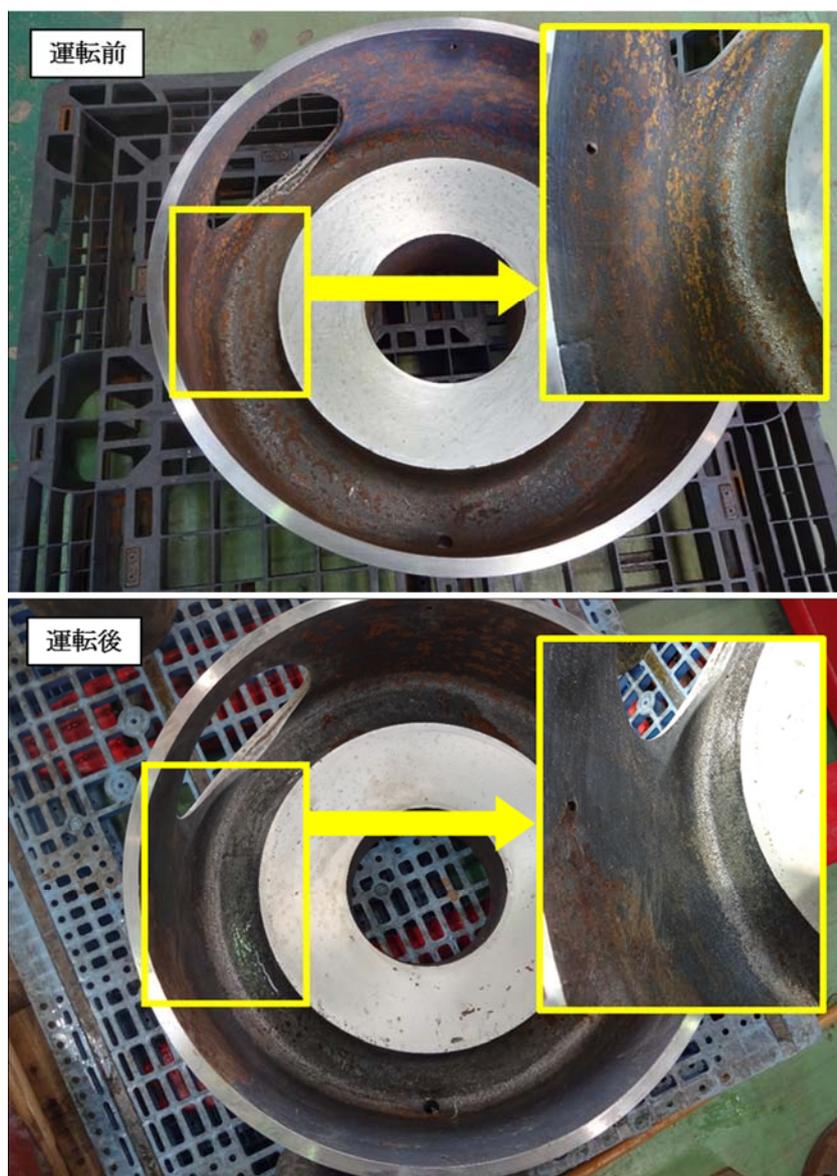


図 59 運転前後の内ケーシングの外観

流路円周部および流路フロント面の外観は連続運転前後で表面の黒皮や錆が薄くなっており、目視における摩耗が確認された。また、I 試作ポンプ流体解析で流れ形状解析を実施した周回流路の隅部が特に薄くなっていたことから、流れの変化が大きいところほど摩耗の進行が早い傾向があることが確認できた。

また、内部ケーシングを構成する「内ケーシング」と「吐出しノズルスリーブ」の寸法計測、評価を行った。内ケーシングと吐出しノズルスリーブの測定には、キャリパーゲージ（アーム形の肉厚計）と超音波肉厚計を使用した。内ケーシングの肉厚測定箇所を図 60 に示す。内ケーシングの肉厚測定箇所は、流路円周部と流路フロント面、フロントライナー面、吸込口である。

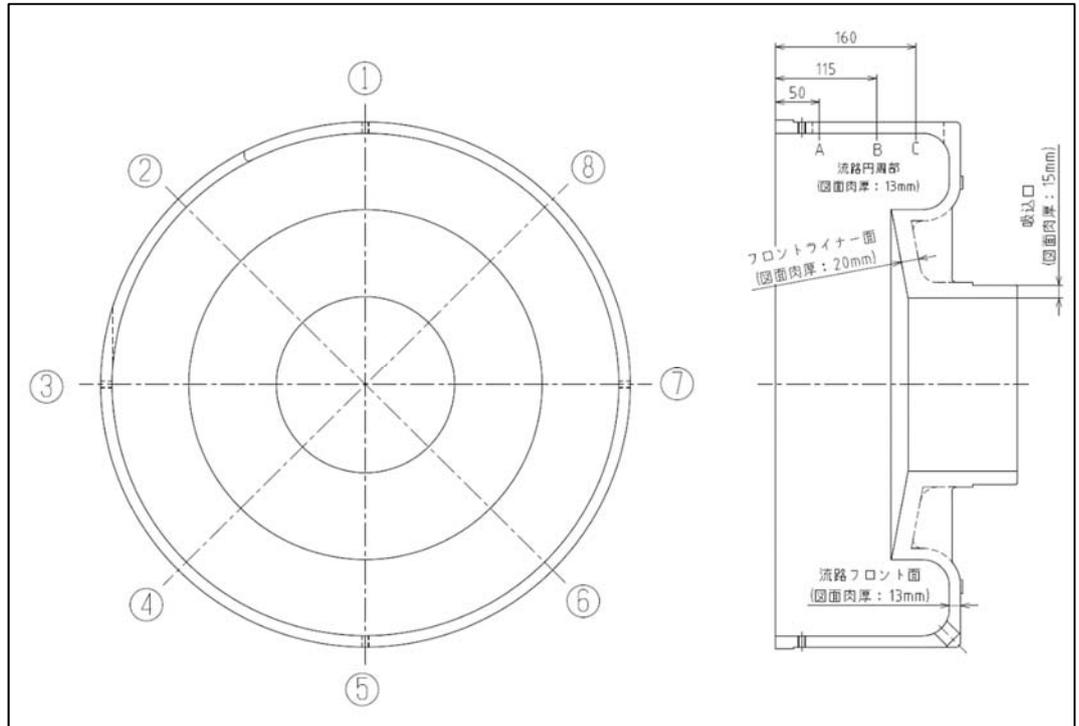


図 60 内ケーシングの肉厚測定箇所

図 61 に流路円周部、図 62 に流路フロント面、図 63 にフロントライナー面、図 64 に吸込口の肉厚測定結果を示す。また、それぞれの測定結果およびその詳細は次のとおりである。

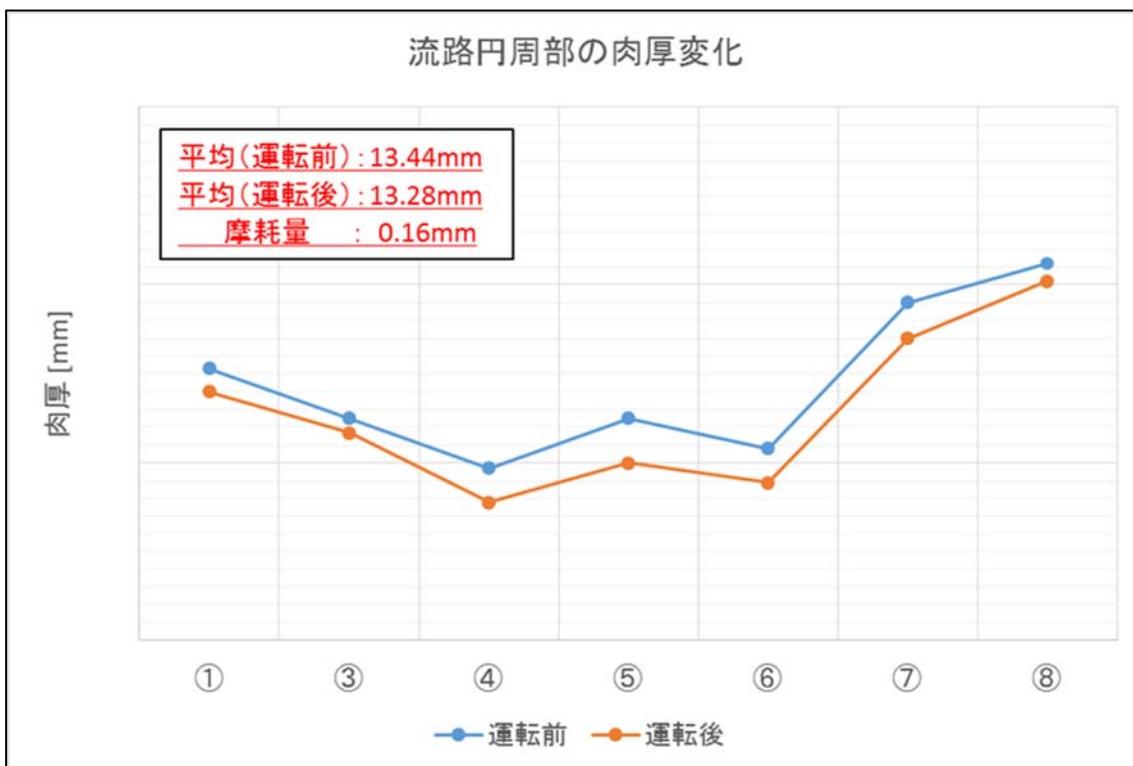


図 61 流路円周部の肉厚計測結果
(流路円周部②は開口部のため測定値なし)

流路円周部の肉厚測定では、各円周位置の測定箇所 A、B、C での測定値の平均をそれぞれの円周位置における肉厚とした。図 61 より、連続運転試験前後で流路円周部には肉厚の変化が確認され、測定位置に対して摩耗量に傾向が見られなかったため、摩耗量の平均である 0.16mm から目標交換周期における摩耗量の推定を行った。スラリー摩耗はアブレイブ摩耗の一種と考えられていることから、この摩耗量が時間に比例して促進すると仮定した場合、ケーシング部品の目標交換周期である 4 年間（年間運転時間：3300 時間）での摩耗量が 32.5mm 程度になると推定され、摩耗量が流路円周部の設計肉厚である 20.7mm より大きくなる結果となった。しかしながら、当初計画した運転時間後の目視確認で表面の一部に黒皮が残っており、鋳肌面の表面粗さのばらつきや計測位置のずれなどが計測値に大きく影響している可能性がある。そのため、本試験結果では摩耗量の定量的評価による判断は行わず、より長時間での泥水運転試験を実施する II 試作ポンプ試験で摩耗量評価で判断を行う。

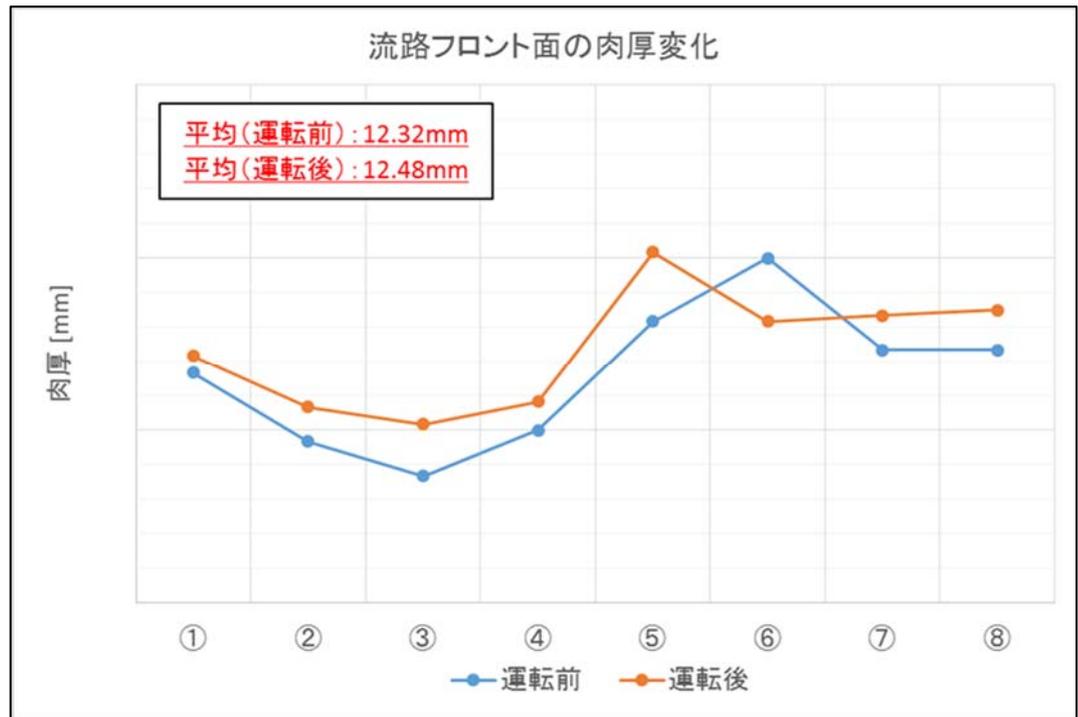


図 62 流路フロント面の肉厚計測結果

流路フロント面の肉厚測定結果として、各円周位置で複数回測定した肉厚の平均値を図 62 に示す。流路フロント面の肉厚計測結果では、連続運転試験前後の計測値が逆転する結果となった。原因として、鑄肌面の表面粗さのばらつきや計測位置のずれによる計測値のばらつきに対して、摩耗量が微小であったため、有意な摩耗が確認できなかったと考えられる。そのため、本計測結果は参考値として交換周期の評価を実施せず、より長時間の泥水運転を実施するⅡ試作ポンプ試験で再評価を実施する。

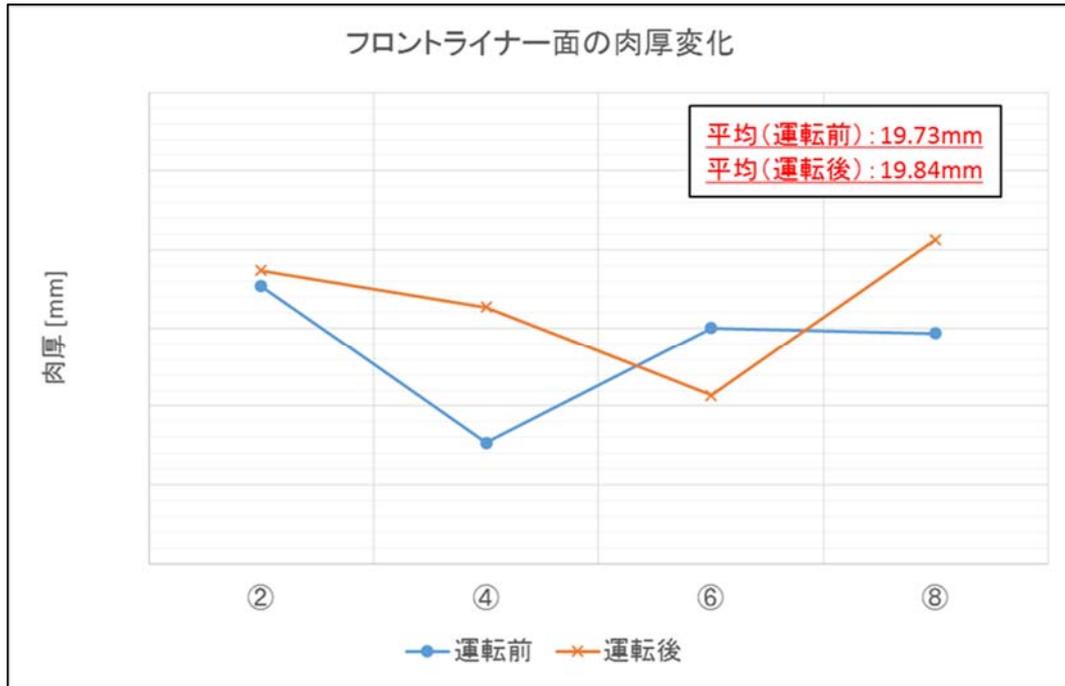


図 63 フロントライナー面の肉厚計測結果
(図 59 の②④⑥⑧の 4 箇所を計測)

フロントライナー面の肉厚計測結果でも、流路フロント面の肉厚計測結果と同様に試験前後で肉厚が増加する結果となった。原因として、鋳肌面の表面粗さのばらつきや計測位置のずれによる計測値のばらつきに対して、摩耗量が微小であったため、有意な摩耗が確認できなかったと考えられる。そのため、本計測結果は参考値として交換周期の評価を実施せず、より長時間の泥水運転を実施するⅡ試作ポンプ試験で再評価を実施する。

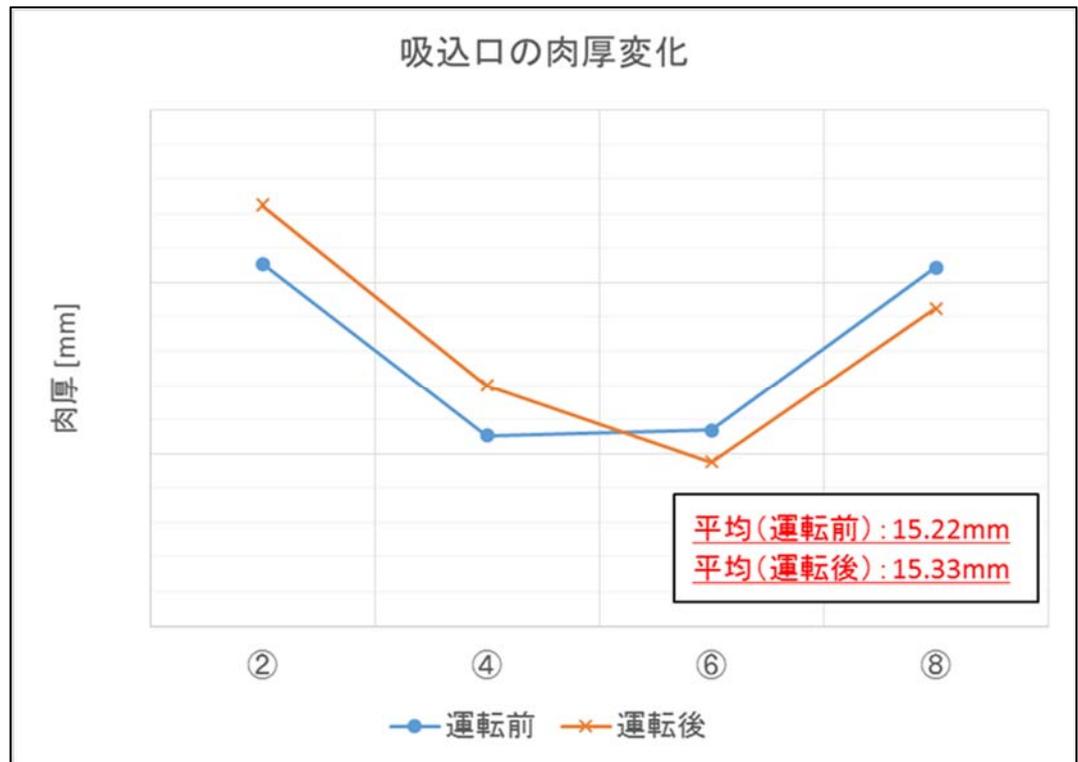


図 64 吸込口の肉厚計測結果
(図 60 の②④⑥⑧の 4 箇所を計測)

吸込口の肉厚計測結果でも、流路フロント面の肉厚計測結果と同様に試験前後で肉厚が増加する結果となった。原因として、鋳肌面の表面粗さのばらつきや計測位置のずれによる計測値のばらつきに対して、摩耗量が微小であったため、有意な摩耗が確認できなかったと考えられる。そのため、本計測結果は参考値として交換周期の評価を実施せず、より長時間の泥水運転を実施するⅡ試作ポンプ試験で再評価を実施する。

次に、スリーブの肉厚測定箇所と測定結果を図 65、66 に示す。図 66 は各番号における測定値の平均（①：A～E の平均、②④：A～C の平均、③：A、B の平均）を示したもので、赤字はすべての測定値の平均を示している。

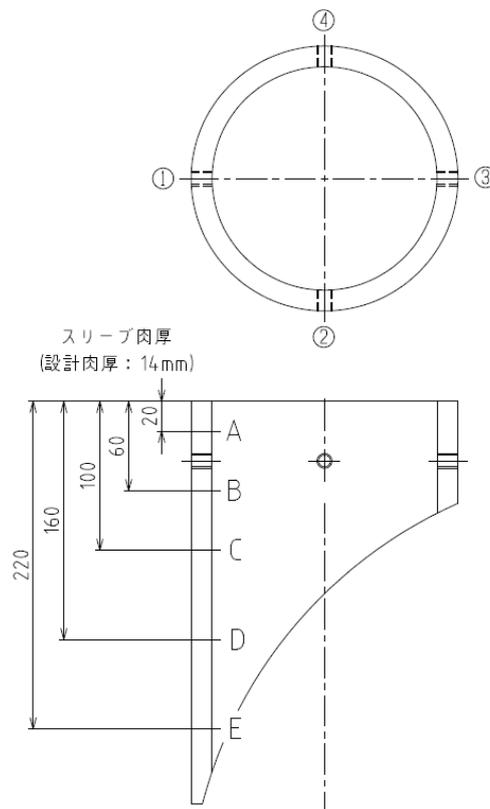


図 65 吐出しノズルスリーブの肉厚計測箇所

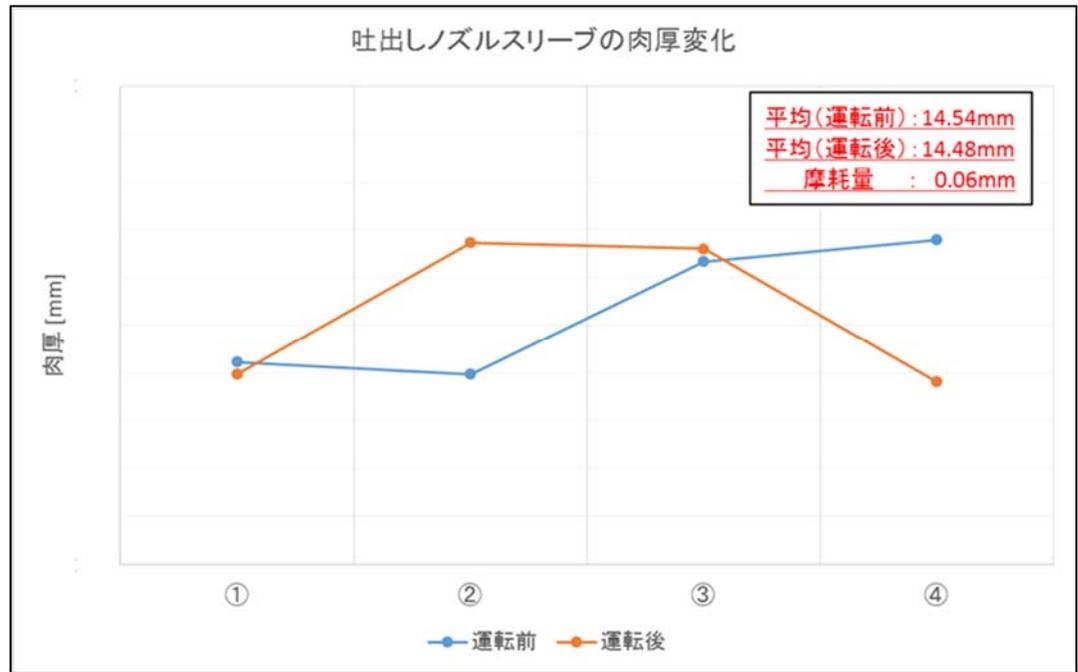


図 66 吐出しノズルスリーブの肉厚計測結果

運転前後の測定結果より、吐出しノズルスリーブには 0.06mm の摩耗量が確認された。この摩耗量より、目標交換周期である 4 年間 (年間運転時間: 3300 時間) での摩耗量は 12.2mm 程度になると推定できる。吐出しノズルスリーブの設計肉厚が 14mm であることから、目標交換周期における肉厚は 2.8mm 程度となり、部品の大部分が摩耗した状態になると予想される。しかしながら、流路円周部での摩耗評価と同様に、接液部分が鋳肌であることから、組成の異なる表面部と内部では摩耗の進行に違いが生じることが考えられるため、より長時間での泥水運転試験を実施する II 試作ポンプ試験で再度摩耗による交換周期評価を実施する。

6.1.3.2 インペラの摩耗評価

インペラ羽根の形状計測を泥水の連続運転試験前後に実施し、インペラの摩耗評価を行った。インペラの測定には門型3次元測定器を使用した。インペラの形状計測箇所を図67に示す。

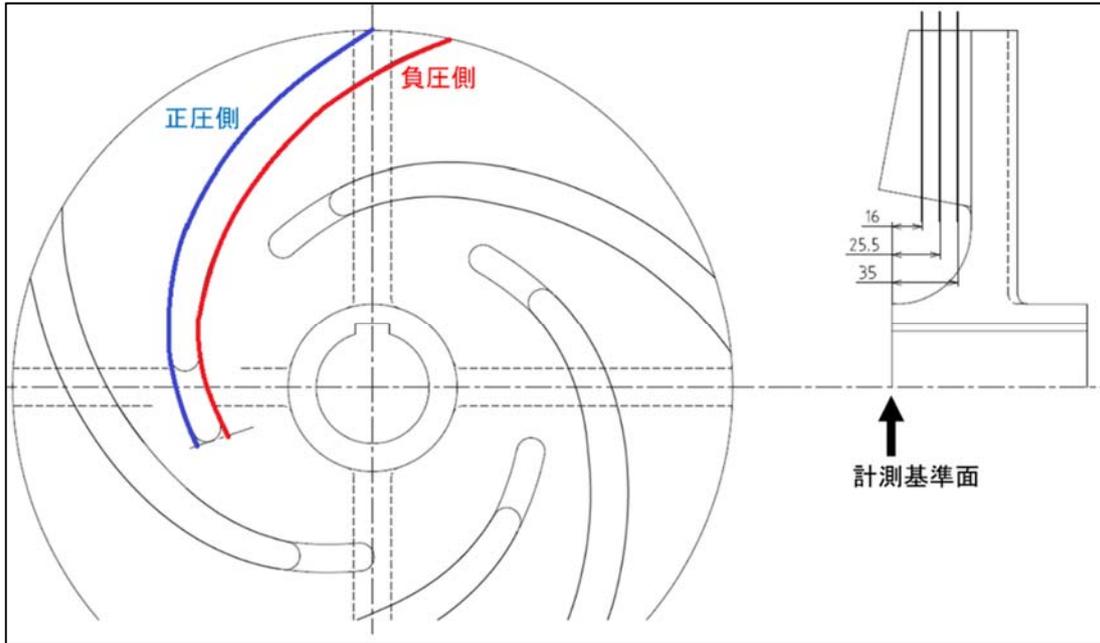


図 67 インペラ羽根の形状計測箇所

連続運転試験実施前後の計測結果から算出したインペラの摩耗量を図 68、69、70 に示す。図 68、69、70 は、連続運転試験前後のインペラ羽根の形状計測結果の比較から摩耗量を算出したものである。

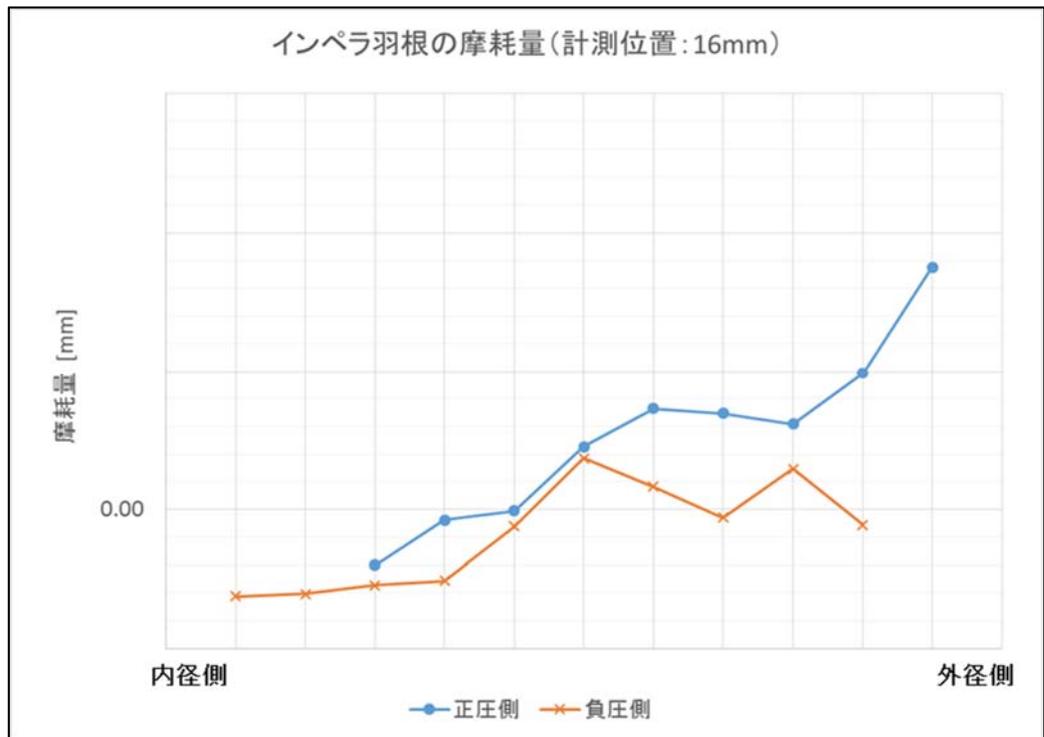


図 68 インペラ羽根の摩耗量 (計測位置 : 16mm)

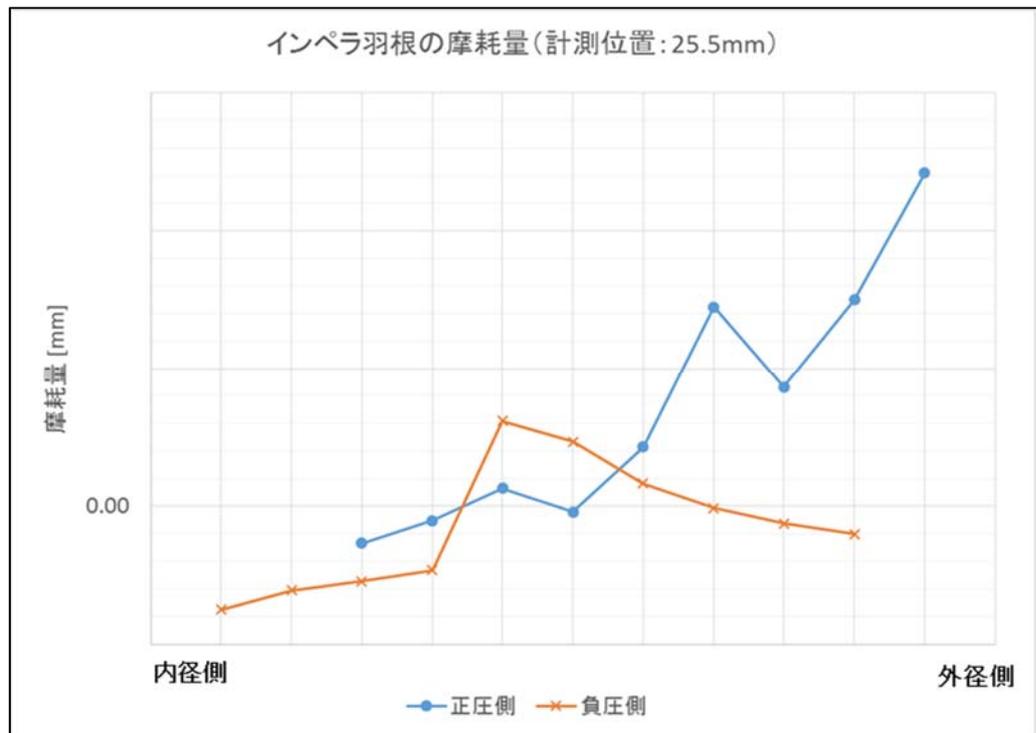


図 69 インペラ羽根の摩耗量 (計測位置 : 25.5mm)

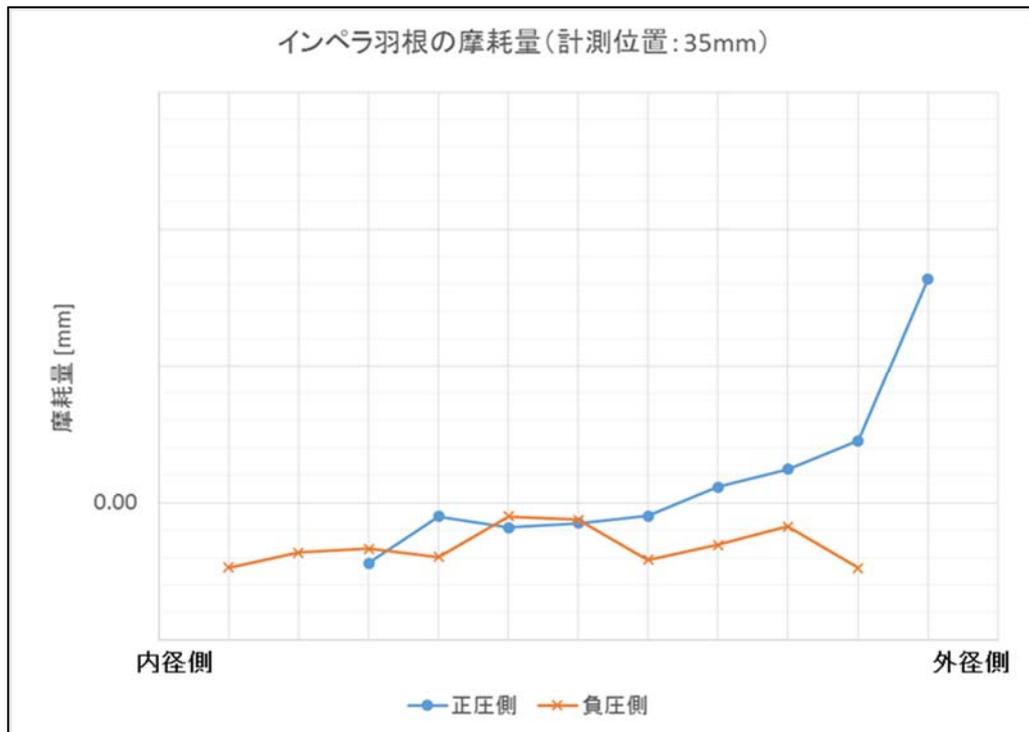


図 70 インペラ羽根の摩耗量 (計測位置 : 35mm)

図 68、69、70 より、インペラ羽根形状の正圧側は外周部になるほど摩耗量の増加傾向が見られたが、負圧側には特別な傾向は見られなかった。摩耗量がマイナスになっている部分については、鋳肌面の計測による計測位置のずれ等が原因と考えられる。今回の測定では肉厚の変化量がマイナスになった部分が多いことから、これらの測定結果は参考値として交換周期の評価を実施しなかった。

以上のとおり、接液部品に関する摩耗評価を実施したが、当初予定していた運転時間では接液部品に顕著な摩耗は確認できなかった。また、性能面に関しても運転期間内にポンプの挙動に変化が確認されなかったため、交換周期に関する検討は実施できなかった。そのため、Ⅰ試作ポンプのインペラの摩耗評価結果は参考程度と考え、Ⅱ試作ポンプでは定量的な摩耗が確認できるようにより長時間の運転試験を実施し、接液部品の交換周期の評価を行う。

6.1.3.3 泥水専用軸封部の評価

軸封部に関しては、本事業の協力者である日本ピラー工業(株)にて連続運転試験後の軸封部品の分解評価を実施した。今回の運転期間では軸封部からの漏れは確認されず、日本ピラー工業(株)の調査結果より、シール端面に若干の摩耗が見られたが、大きな損傷は確認されなかった。摺動部の摩耗量の調査結果を図 71 に示す。摺動部の隙間に入った泥水のスラリー分によって摩耗が生じたとすると、この摩耗はアブレシブ摩耗(摩耗面間に介在する異物の接触によって生じる摩耗)の一種とみなすことができる。65 時間の泥水運転で $5\mu\text{m}$ の摩耗が発生したため、アブレシブ摩耗による摩耗の進行傾向から摩耗量が時間に比例すると仮定すると、軸封部の交換周期である 6600 時間での推定摩耗量は $508\mu\text{m}$ 程度になると予想される。日本ピラー工業(株)より、「初期高さに対して $700\mu\text{m}$ 以上の摩耗」が摺動材の交換目安のひとつであることから、正常な運転状況を維持することで軸封部は目標交換周期を達成できると判断した。

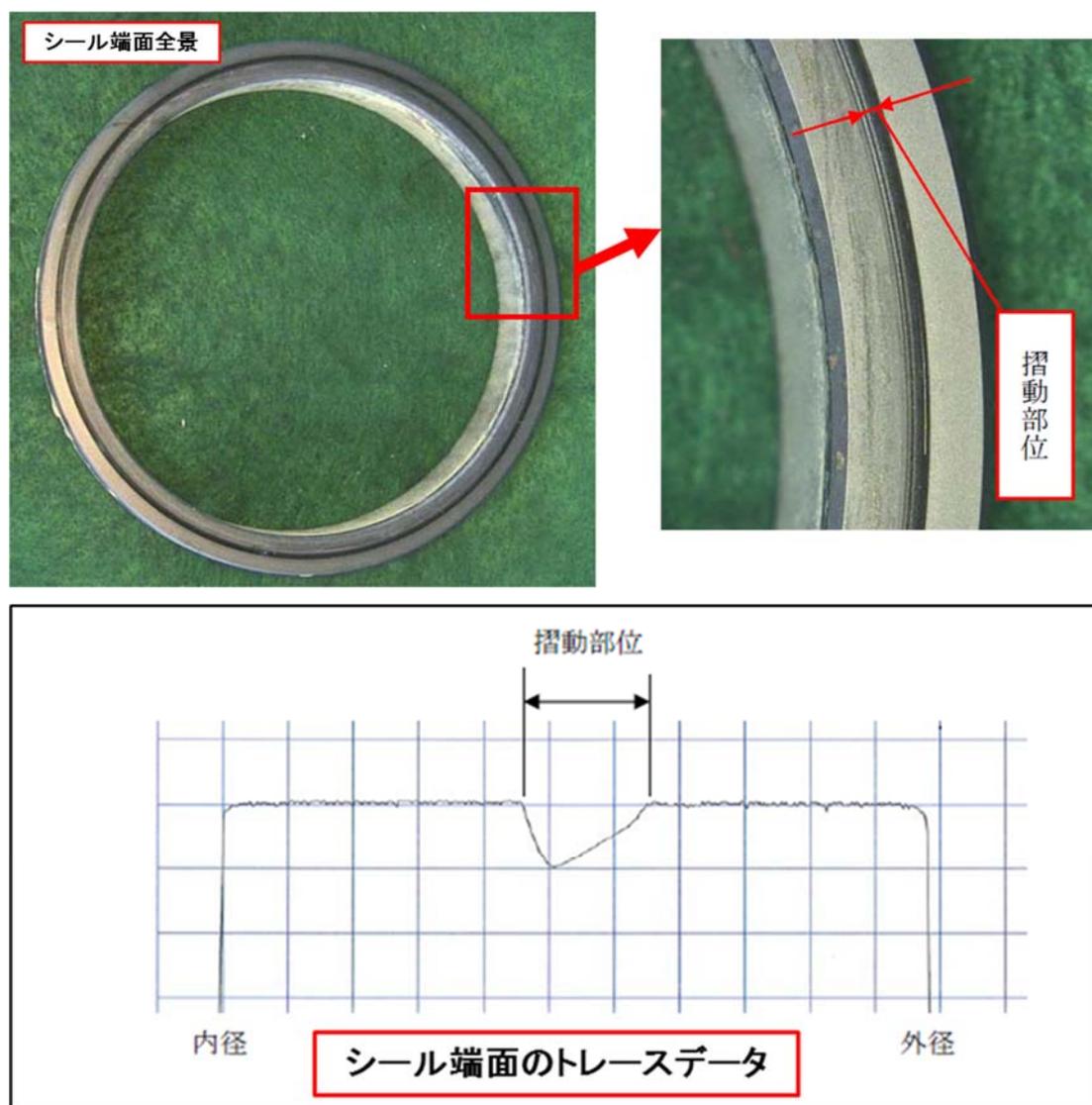


図 71 摺動材の摩耗状況

また、図 72 に示すようにフラッシング出口付近のシールリング外周部にエロージョンが確認された。これは、性能試験実施前の確認運転の際にスタッフィングボックスの圧力が負圧になることを確認したため、ドライ運転状態にならないように輸送液である泥水を用いたスルーフラッシング構造を採用したことが原因と考えられる。フラッシング流路は、摺動部の冷却を効率的に行うためにフラッシング液が摺動部に当たるように設計されており、摩耗性の高い泥水が衝突したことで部分的なエロージョンが発生したと考えられる。また、スルーフラッシング構造を採用した場合でもボックス圧がわずかに負圧になっていたことが確認された。ボックス圧の負圧の原因は、軸方向の荷重軽減のために裏羽根によって形成されたインペラ背面の負圧状態が影響したと考えられる。メカニカルシールの使用圧力条件が正圧であるため、負圧での運転は摺動部の潤滑不良に繋がる懸念されるが、インペラの裏羽根は軸方向の荷重軽減の役割があるため、高比重の泥水運転の際に不可欠な構造である。また、フラッシングによるエロージョンの対策として、フラッシングの流量を落としてフラッシング流速を下げるのが考えられるが、流量を落とすことでボックス圧の低下や摺動部の潤滑、冷却機能の低下が予想される。今回の連続運転試験ではシール端面に若干の摩耗が確認されたが、大きな損傷も確認されなかったことから、現状のモデルをベースとしたメカニカルシールで今回より長時間の運転試験を実施し、泥水による摩耗や損傷の確認、評価を行うこととした。



図 72 シールリングの外観

6.2 II 試作ポンプ計画設計

本項目では、前述の I 試作ポンプの性能試験結果および連続運転試験による接液部品等の評価結果に加えて、I 試作ポンプの組立／分解作業から確認したメンテナンス性を考慮して構造の再検討を実施した。I 試作ポンプで確認された問題点と改善策を次の①～③に示す。

① インペラ表羽根端面および内ケーシングライナー部の形状変更

図 73 は、I 試作ポンプのインペラ表羽根端面および内ケーシングのライナー面の構造を示したものである。加工精度に加えて高クロム鋳鉄の難切削性のため、インペラ表羽根端面のテーパ形状と内ケーシングライナー面のテーパ形状に差異が生じ、これがインペラと内ケーシングの隙間調整を難しくさせていることが分かった。

改善策として、II 試作ポンプでは同箇所の形状をテーパ形状からストレート形状への変更を検討した。形状変更による利点として、ユーザー視点では組立作業性の向上につながるるとともに、製造者視点では加工性向上による加工精度の維持、工数削減およびコスト低減が期待できる。

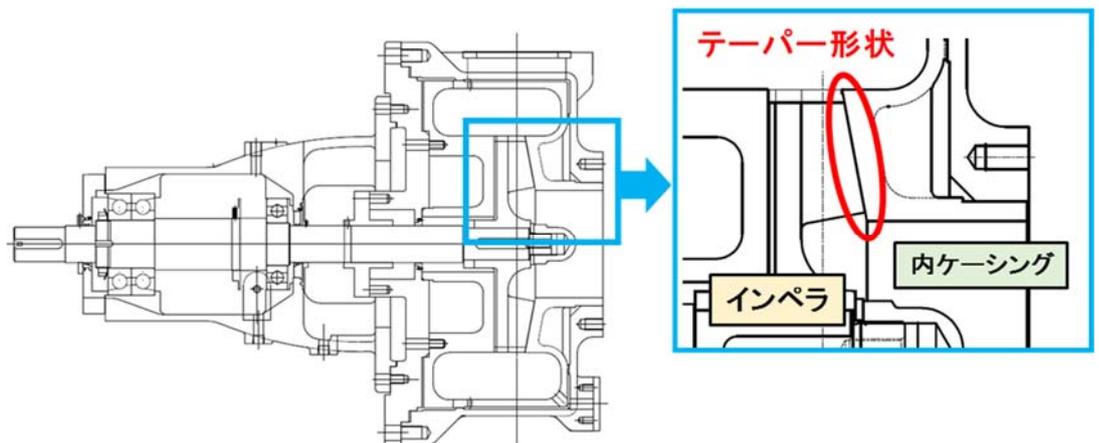


図 73 I 試作ポンプのインペラ表羽根端面および内ケーシングのライナー面

② 内部ケーシングの取付け構造の変更

図 74 は、Ⅰ 試作ポンプの 2 重ケーシング構造を示したものである。Ⅰ 試作ポンプの内ケーシングは、お椀形状に吸込口と吐出口に接続するための開口部を設けた鋳物部品で、これを共通台板に設置した外ケーシングに挿入、内側から外ケーシングに固定する構造になっている。2 重ケーシング構造を構成するために内ケーシングを前述のような形状にする必要があったため、吐出口を用いて内ケーシングを吊り上げて取付けを行う構造としたが、Ⅰ 試作ポンプの分解／組立作業から泥水運転後の内ケーシング取り外しの作業性が悪いことが分かった（図 75）。加えて、現状の構造では内ケーシング挿入後に内ケーシングの開口部と外ケーシングの吐出口の位置調整を行う必要がある。これらのⅠ 試作ポンプの問題点をもとに、Ⅱ 試作ポンプでは「内部ケーシングの取り付け／取り外しが容易」で「内ケーシング開口部と外ケーシング吐出口の位置あわせが不要」となるようにケーシング構造の検討を行った。

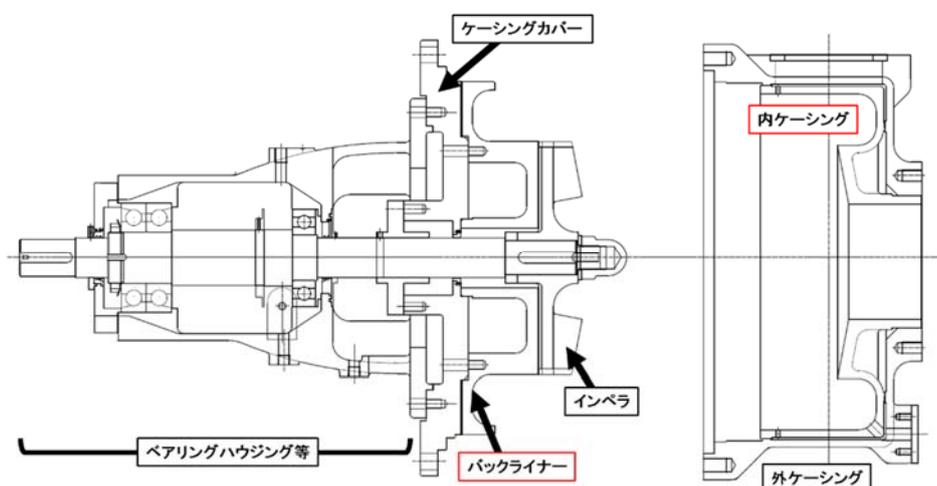


図 74 Ⅰ 試作ポンプの 2 重ケーシング構造



図 75 内ケーシングの吊り上げ作業

③ インペラ取付け部のシール構造の追加

I 試作ポンプの泥水試験実施後の分解作業において、インペラとシャフトの嵌合部（図 76 の蛍光部）に泥水の固形分が浸入しており、インペラを取り外す際に支障をきたした。今回は取りはずすことができたが、長期間泥水で運転した場合にインペラとシャフトの嵌合部に浸入した泥水が固着し、インペラが取り外せないことが危惧される。そこで、II 試作ポンプの基本設計としてインペラとシャフトの隙間に泥水が浸入しないようにインペラ嵌合部周辺にシール構造の追加を検討した。

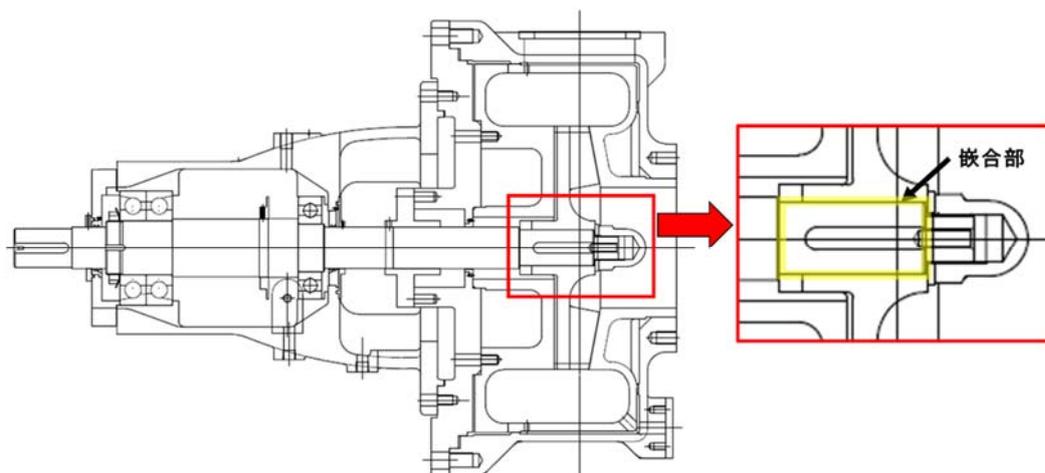


図 76 I 試作ポンプのインペラ嵌合部

6.3 II 試作ポンプ流体解析

I 試作ポンプの泥水による連続運転後の評価より、I 試作ポンプの流路は泥水による局所的な摩耗や損傷が確認されなかったため、II 試作ポンプでは I 試作ポンプの形状と II 試作ポンプ基本設計であげた改善策をもとに、要求性能を満たす流路形状の検討を行った。流路形状の検討に活用した流体解析は、事業の協力者である㈱ソフトウェアクレイドル殿協力のもとで実施した。図 77 は、流体解析を用いた II 試作ポンプの予想性能曲線である。性能予想では、II 試作ポンプの最高効率点は、流量 $580\text{m}^3/\text{h}$ 、揚程 53m 、ポンプ効率 56.5% 、設計点である流量 $510\text{ m}^3/\text{h}$ での揚程は 56m となり、目標性能を満たすモデルとなった。設計点に対して、解析結果の最高効率点が大流量側にずれたが、目標とした揚程を満たしており、ポンプ内部での漏れ、フラッシングに起因する還流等による損失の影響に対する余裕として、最高効率点が大流量よりになった流路モデルで II 試作ポンプの設計を進めることにした。また、I 試作ポンプに対してポンプ効率が低下した原因として、裏羽根の羽根高さを高くしたことによる軸動力の増加が考えられる。裏羽根による軸動力のバランス力は、「羽根高さ」と「背面隙間」の比率で決まるが、II 試作ポンプではシャフトのたわみ等に起因するインペラとケーシングライナー部の接触を避けるように「背面隙間」を大きくとり、それに伴って I 試作ポンプと同程度のスラスト軽減効果を持たせるために「羽根高さ」も大きくした。裏羽根自体は流体輸送に積極的に関与せず、羽根高さを高くするほど余分な動力が必要となることから軸動力が増加し、I 試作ポンプに比べてポンプ効率が低下したと考えられる。

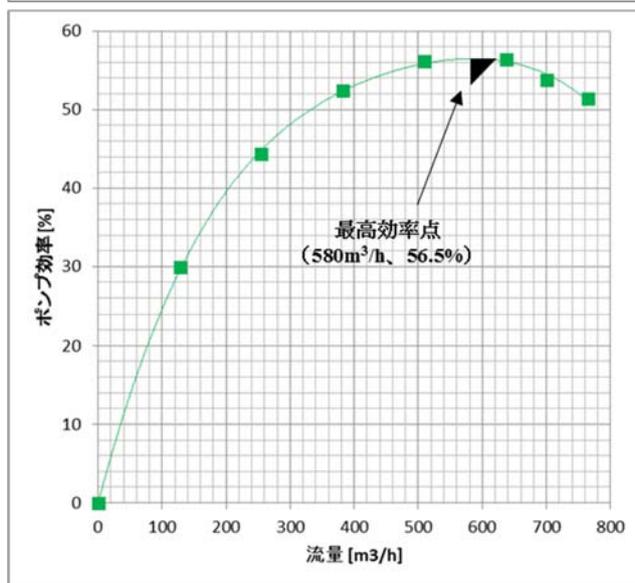
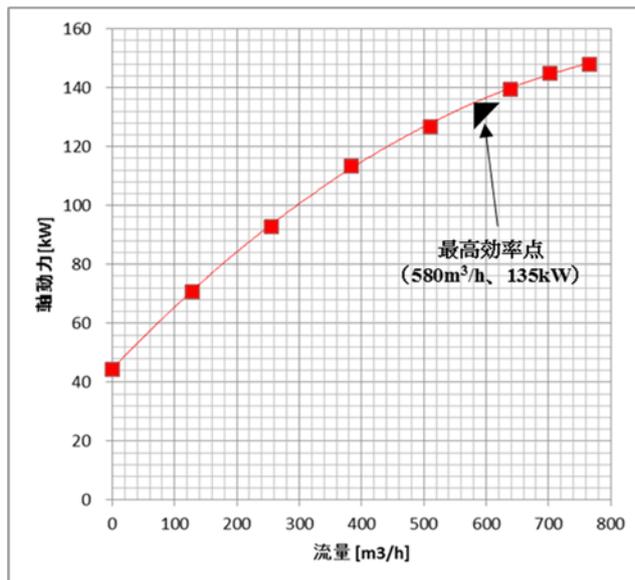
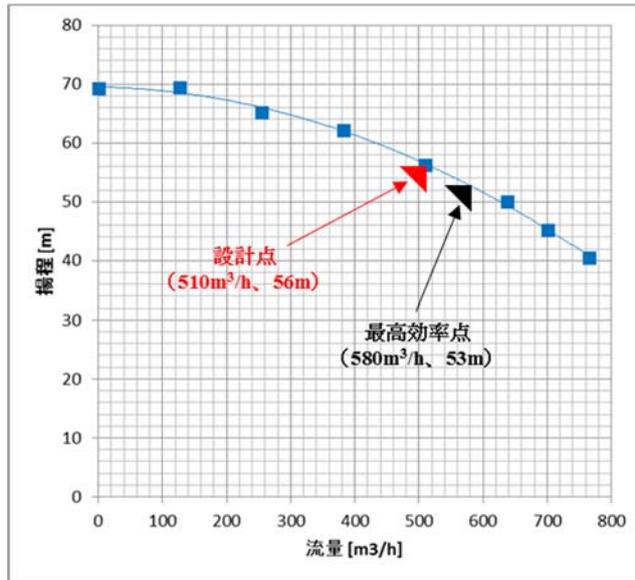


図 77 II 試作ポンプの予想性能曲線

6.4 II 試作ポンプ詳細設計

本項では、前項のII 試作ポンプ計画設計およびII 試作ポンプ流体解析をもとにII 試作ポンプ詳細設計を実施した。計画設計で挙げたI 試作ポンプの問題点および改善策をまとめたものを表3に示す。

表3 I 試作ポンプの問題点および改善策とその利点

	I 試作ポンプの問題点	改善策	効果
①	テーパ形状によってインペラ端面と内ケーシングのライナー面の隙間調整の作業性が悪い。	インペラ端面と内ケーシングのライナー面をテーパ形状からストレート形状に変更	<ul style="list-style-type: none"> ・組立／分解の作業性向上 ・形状の簡素化による加工性向上 ・工数削減によるコスト低減
②	内ケーシング取り付け／取り外し時の作業性が悪い。	2重ケーシング構造の改良を実施	内部ケーシング部品の分解／組立の作業性向上
③	インペラとシャフトの嵌合部に泥水が浸入、固着し、インペラの取り外しが困難になる可能性がある。	泥水の浸入を防ぐために、嵌合部周辺にシール構造を追加	嵌合部への泥水の浸入、固着によるインペラの取り外し不全の防止

6.4.1 インペラ羽根端面および内ケーシングライナー部の形状変更

図 78 は、Ⅰ試作ポンプとⅡ試作ポンプのインペラフロント面および内ケーシングのライナー面の構造図で、前述のようにインペラフロント面および内ケーシングのライナー面をテーパ形状からストレート形状に変更した。形状変更による利点として、ユーザー視点では組立作業性の向上につながるるとともに、製造者視点では加工性向上による加工精度の維持、工数削減およびコスト低減が期待できる。

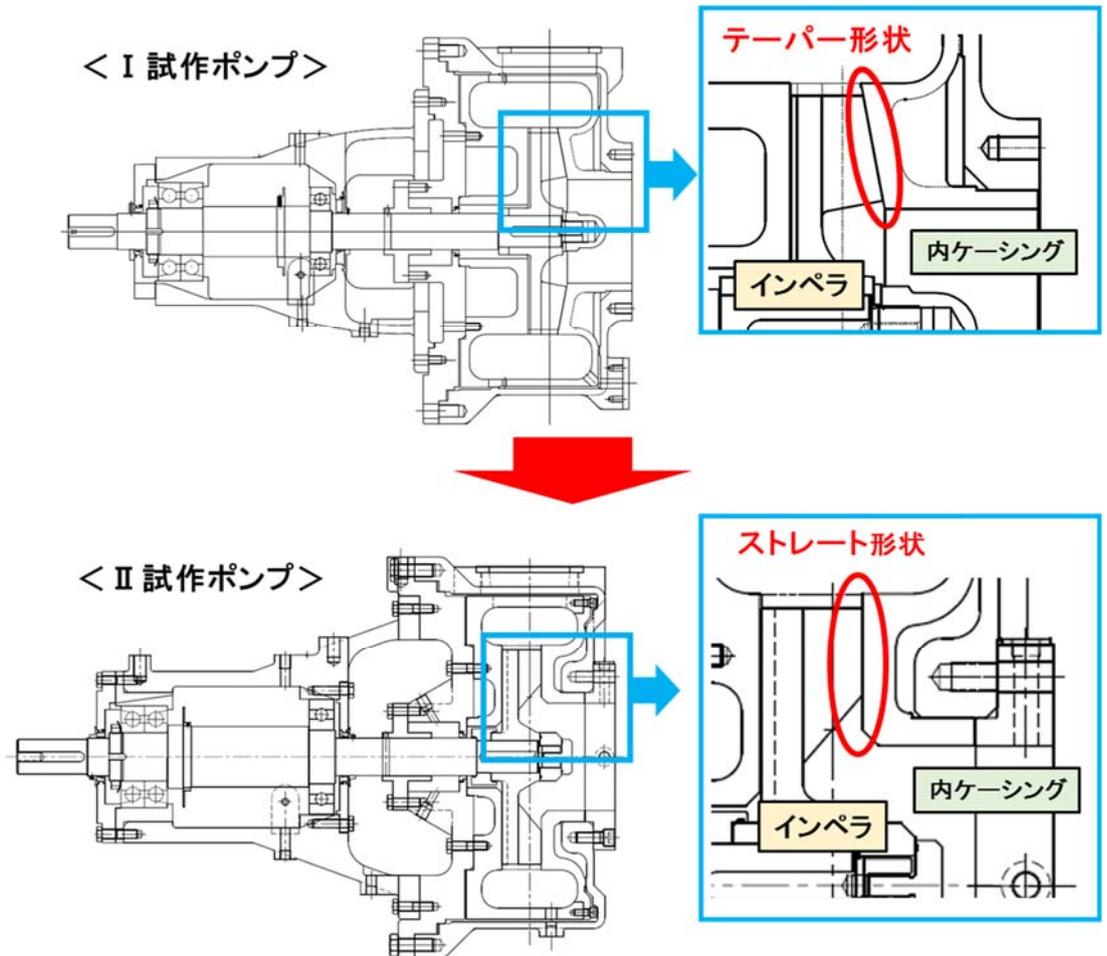


図 78 インペラフロント面および内ケーシングのライナー面の形状比較

6.4.2 内部ケーシングの取付け構造の変更

図 79 は、Ⅰ試作ポンプとⅡ試作ポンプの構造を比較したものである。Ⅰ試作ポンプの 2 重ケーシング構造は、はじめに外ケーシングに内ケーシングを取付け、続いてベアリングハウジングにケーシングカバーとバックライナー部品を取付けた一体部品を取付ける構造となっていたが、Ⅱ試作ポンプはベアリングハウジングにケーシングカバーと内ケーシングを構成するバックケーシング、フロントケーシングを取付けた一体部品を外ケーシングに取付ける構造となっている。このような構造にすることで、接液部品の交換作業時にベアリングハウジングの吊りボルトを使用でき、作業性を改善できるとともに、ボルトピッチによって内部ケーシングの位置決めができるため、吐出し口の位置調整も不要となる。加えて、接液部品や軸封部、ベアリング等の交換対象となる部品を 1 組の交換ユニットとすることで、配管に接続した状態の外ケーシングに対して交換ユニット部分を入れ替えるだけで部品交換を完了することができる。また、Ⅰ試作ポンプでは、ポンプの組立後にインペラとケーシングの隙間調整を実施していたが、Ⅱ試作ポンプは交換ユニット単位でインペラとケーシングの隙間を調整できる構造となっているため、作業性向上が実現できる。

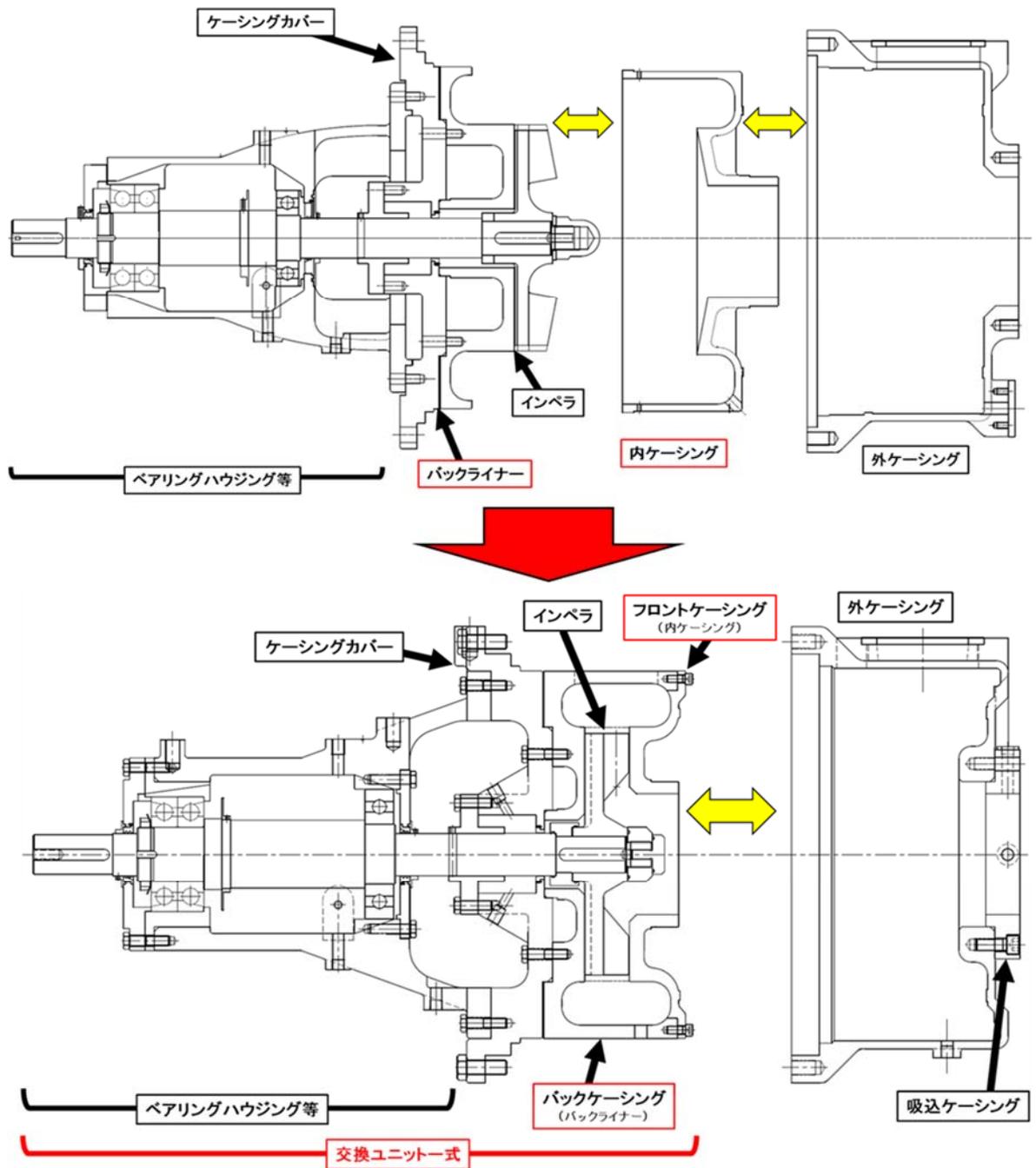


図 79 I 試作ポンプと II 試作ポンプの 2 重ケーシング構造の比較

6.4.3 インペラ取付け部のシール構造の追加

Ⅱ試作ポンプのインペラ嵌合部の詳細を図 80 に示す。インペラの正面側はインペラを固定するインペラナットに O リングを設置し、背面側は位置調整用のスペーサーに O リングを設置することでインペラとシャフトの隙間に泥水が浸入しない構造となっている。このような構造にすることで、嵌合部への泥水の浸入および固着を防止することができ、スラリー分の多い泥水での運転後のメンテナンス性向上が実現できる。

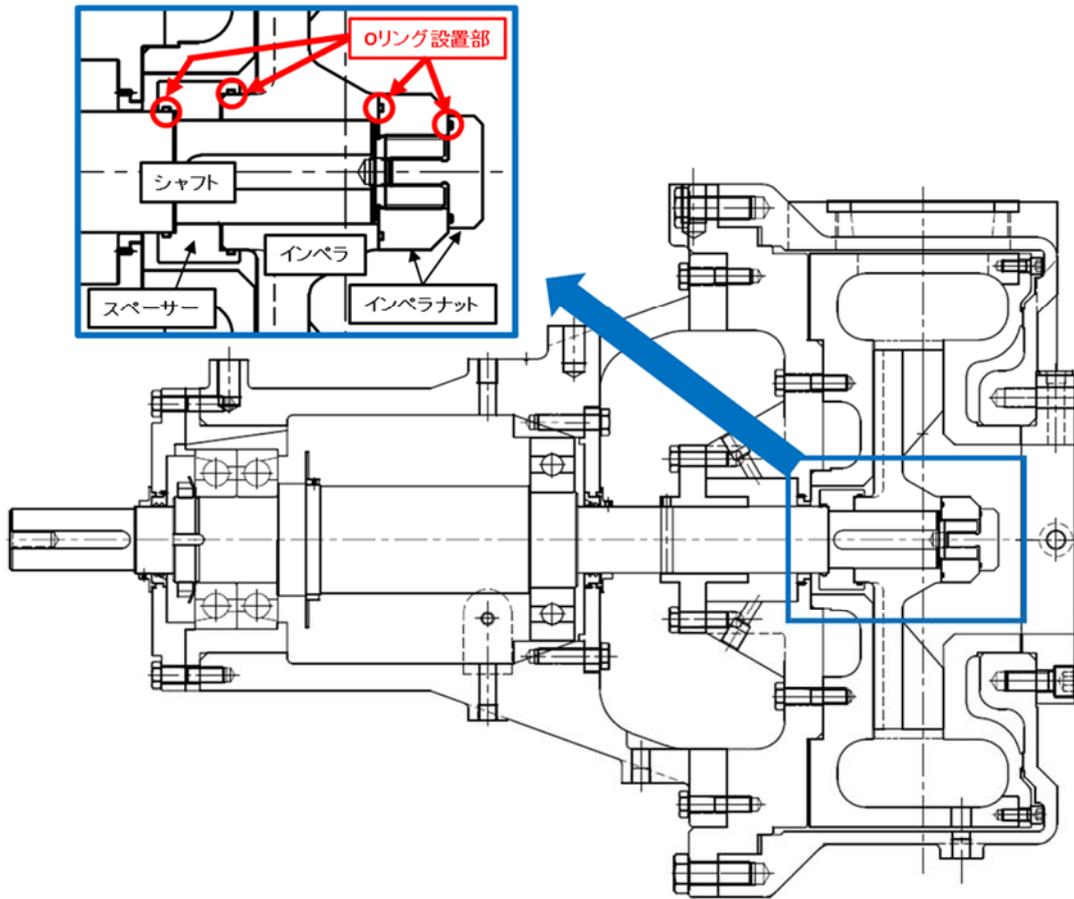


図 80 シール構造を追加したインペラ嵌合部の詳細

6.4.4 II 試作ポンプ概要

図 81 に II 試作ポンプの構造図、図 82 に共通台版、モータを含む全体図を示す。加工性やメンテナンス性を考慮して各部品の形状等に変更点があるが、基本構造は I 試作ポンプと同様に API610 に準拠した設計を行い、ベアリングの潤滑方式はオイルバス方式、ラジアル軸受は深溝玉軸受、アキシャル軸受はアンギュラ玉軸受の BDB 方式（背面合せ）、軸受部のシール部にはラビリンスシールを採用している。また、カップリングはスペーサーカップリングを使用した。

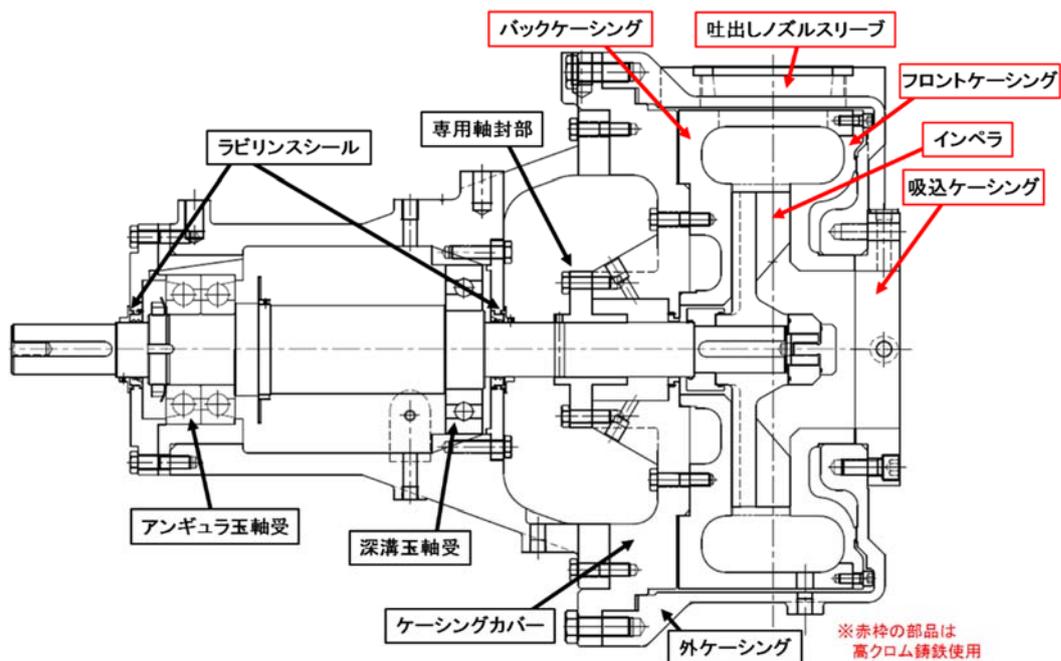


図 81 II 試作ポンプ本体の構造（赤枠部品は高クロム鋳鉄使用）

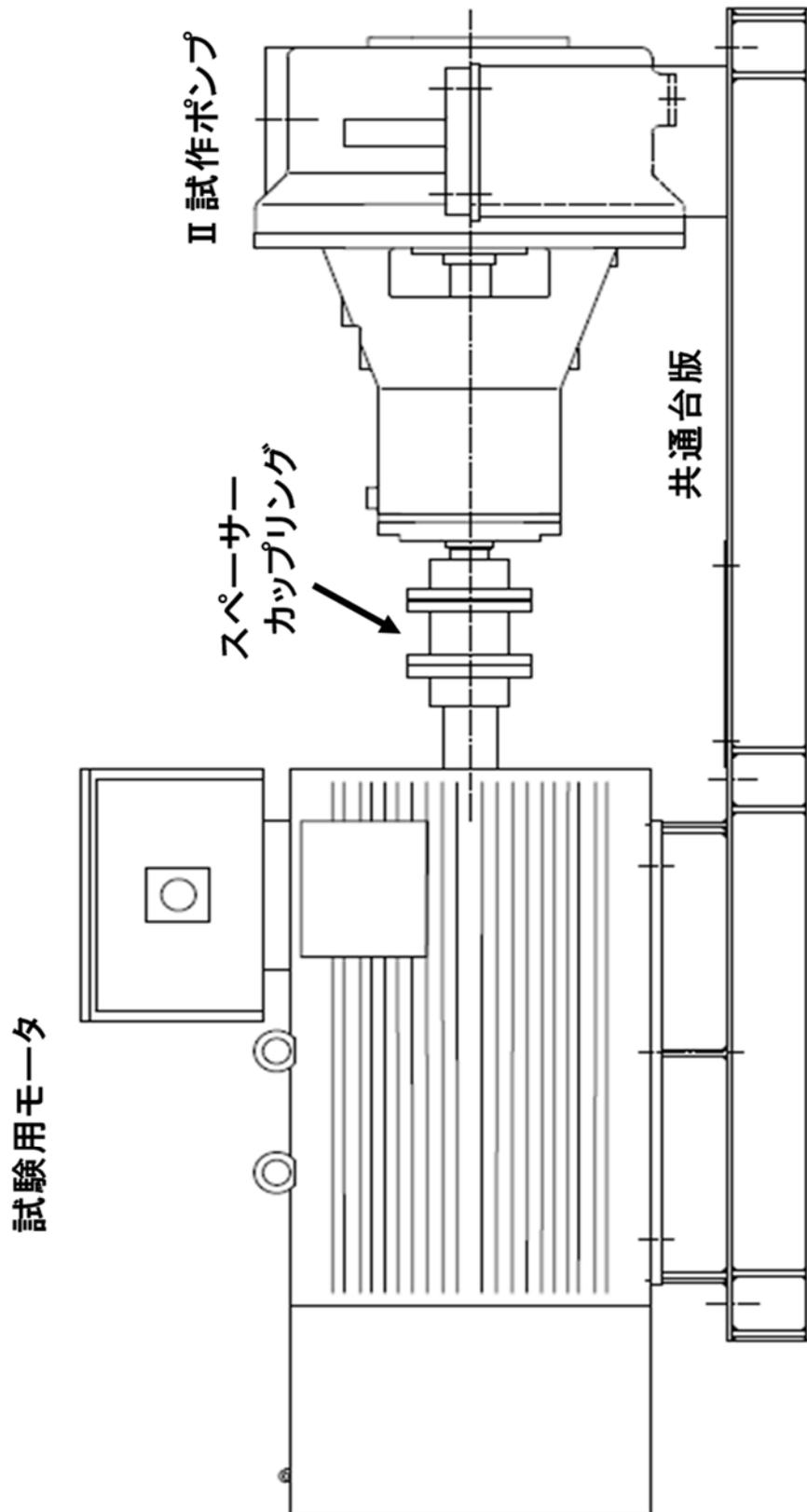


図 82 II 試作ポンプ全体（全長：2880mm、幅：940mm、高さ：1280mm 程度）

6.5 II 試作ポンプ製作

前述の詳細設計をもとに、II 試作ポンプの製作、組立を実施した。また、本項目実施時に 2 重ケーシングの組立およびインペラとケーシングの隙間調整の作業性確認も実施し、I 試作ポンプと比較して作業性の向上を確認した。接液部となる「フロントケーシング」、「バックケーシング」、「吸込ケーシング」、「吐出しノズルスリーブ」、「インペラ」、「吸込ケーシング」には、I 試作ポンプと同様に耐摩耗性の高い高クロム鋳鉄を使用する。2 重ケーシングを構成する部品および主要部品を図 83～92、ポンプ外観を図 93 に示す。

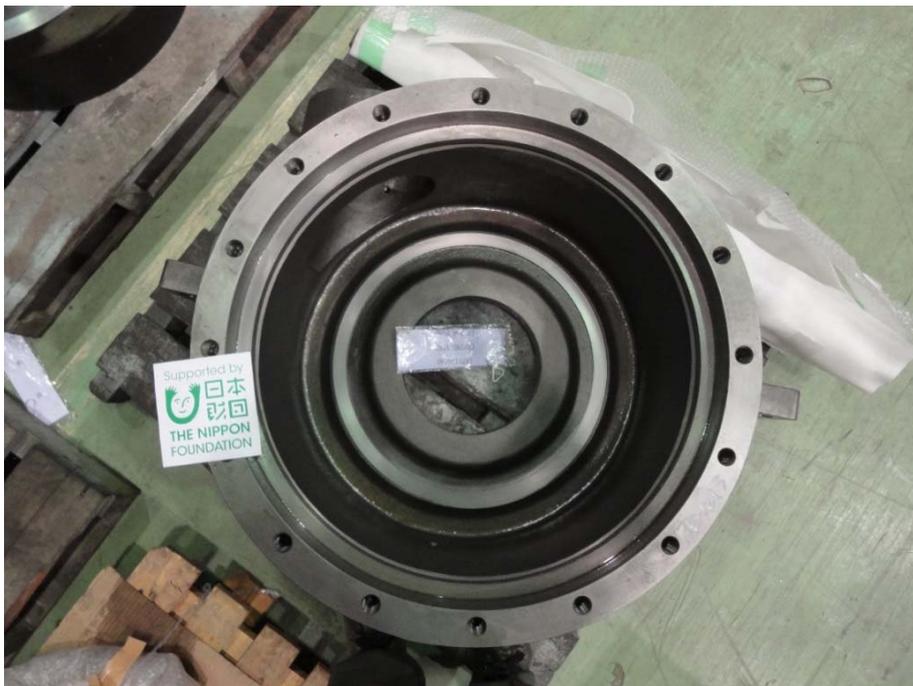


図 83 外ケーシング（ダクタイル鋳鉄使用）

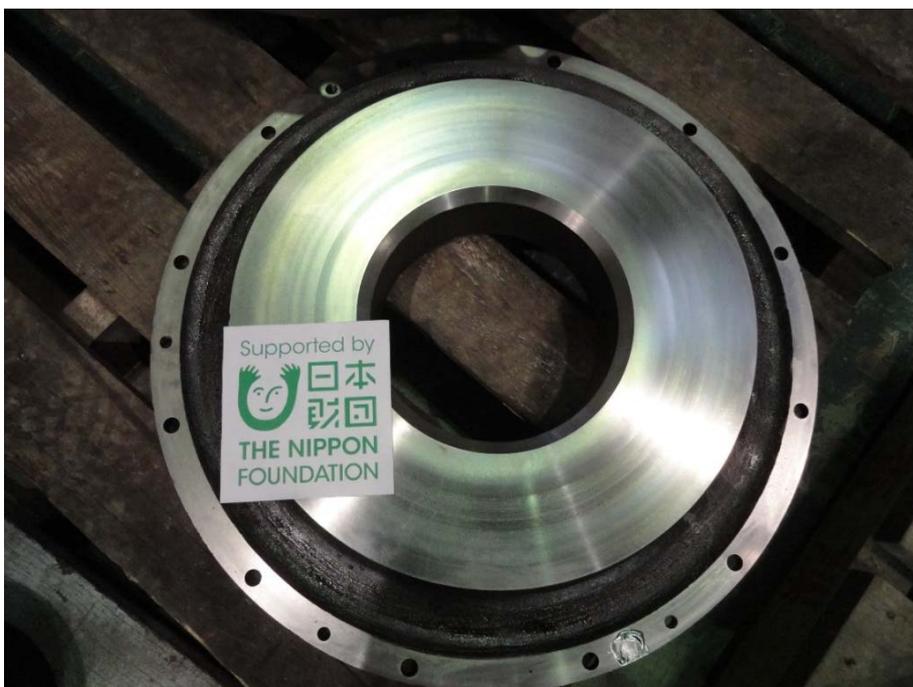


図 84 フロントケーシング（高クロム鋳鉄使用）

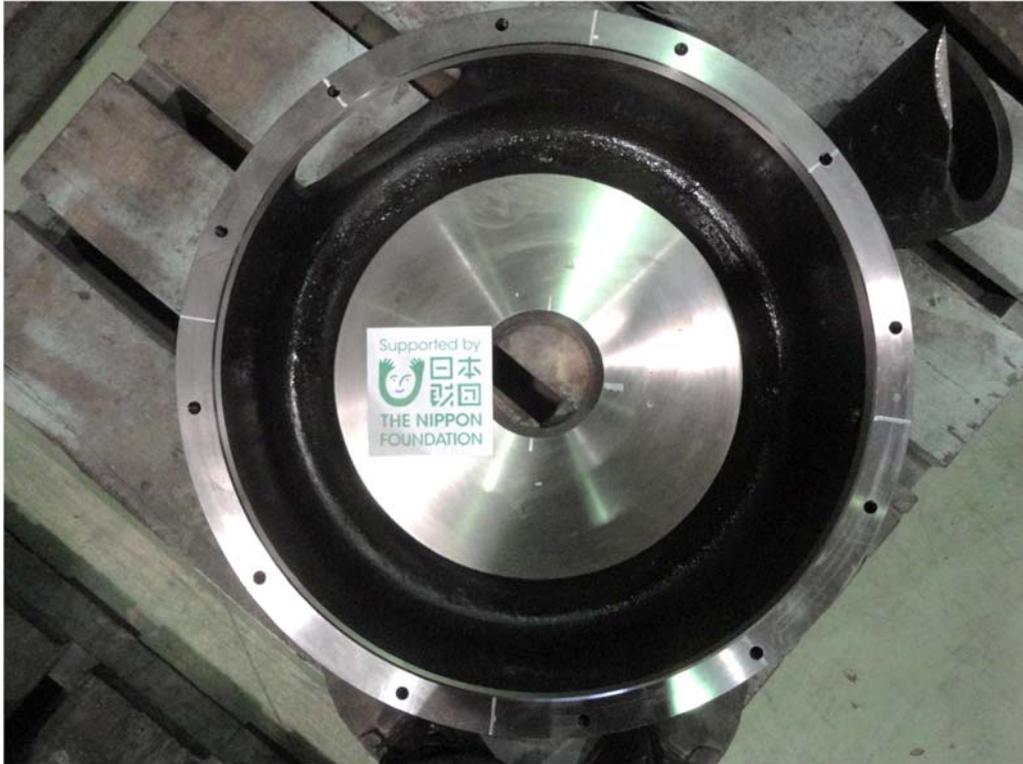


図 85 バックケーシング（高クロム鋳鉄使用）

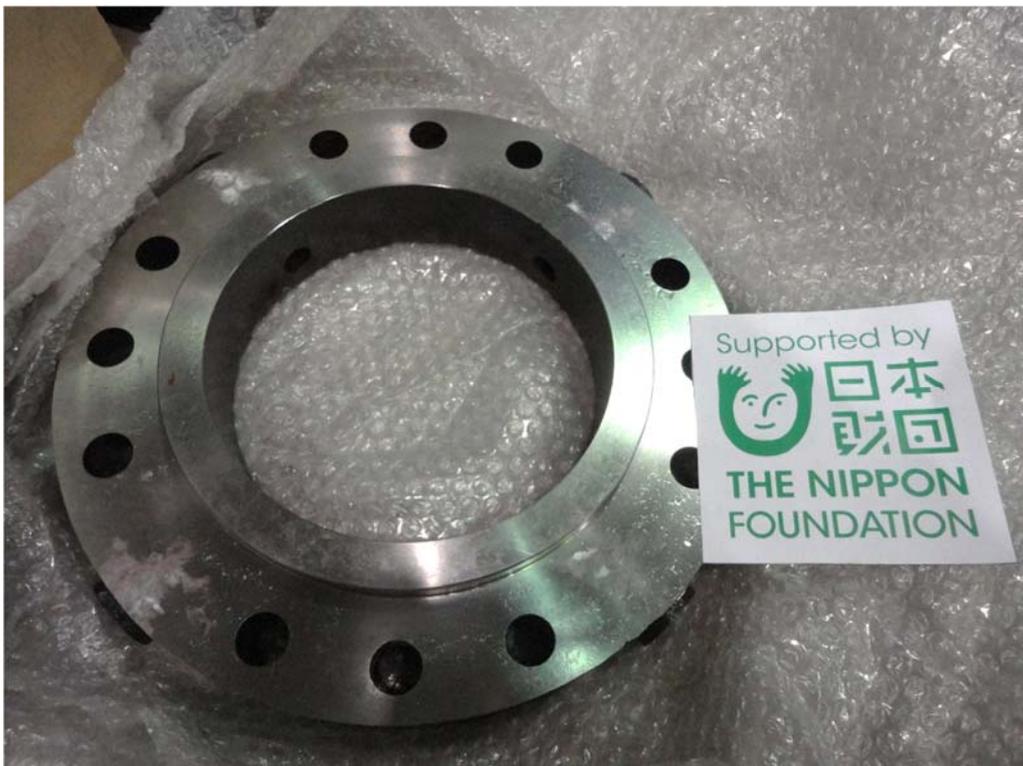


図 86 吸込ケーシング（高クロム鋳鉄使用）



図 87 吐出しノズルスリーブ（高クロム鋳鉄使用）



図 88 II 試作ポンプインペラ（高クロム鋳鉄使用）

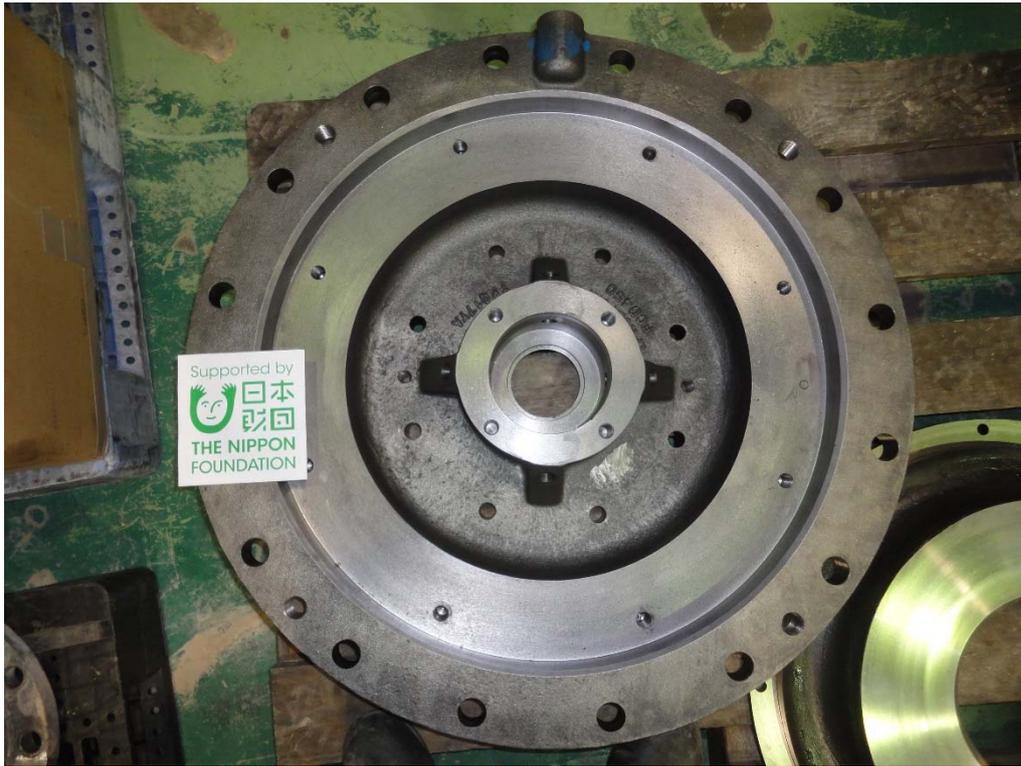


図 89 ケーシングカバー（ダクタイル鋳鉄使用）

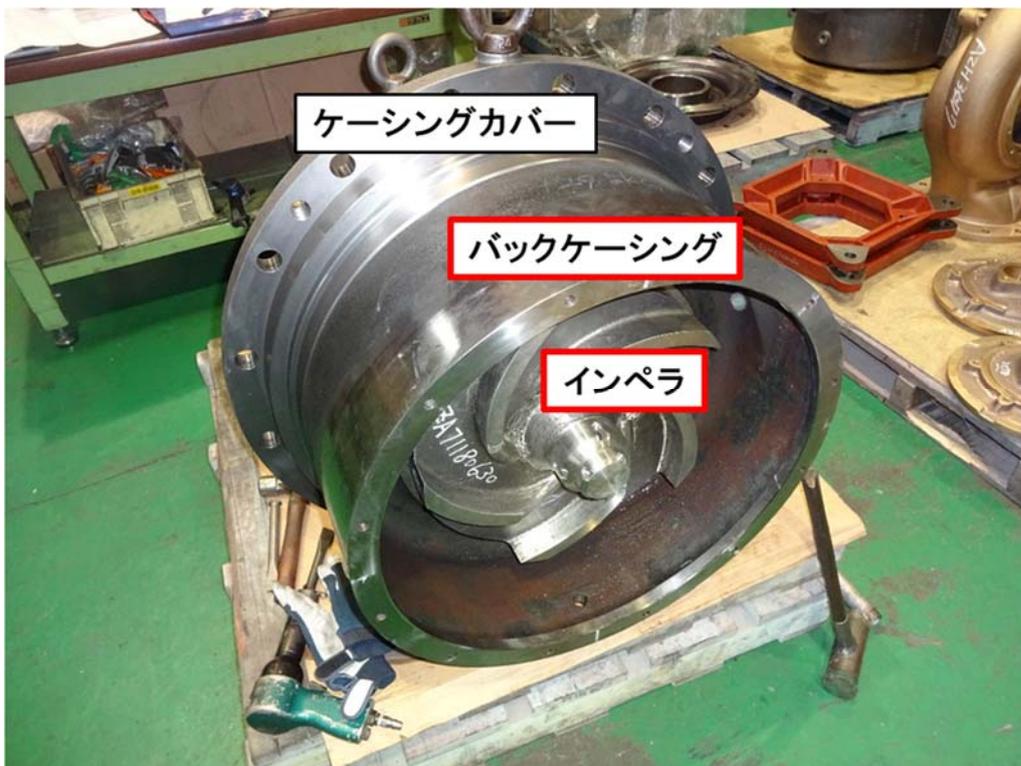


図 90 内部ケーシング組立

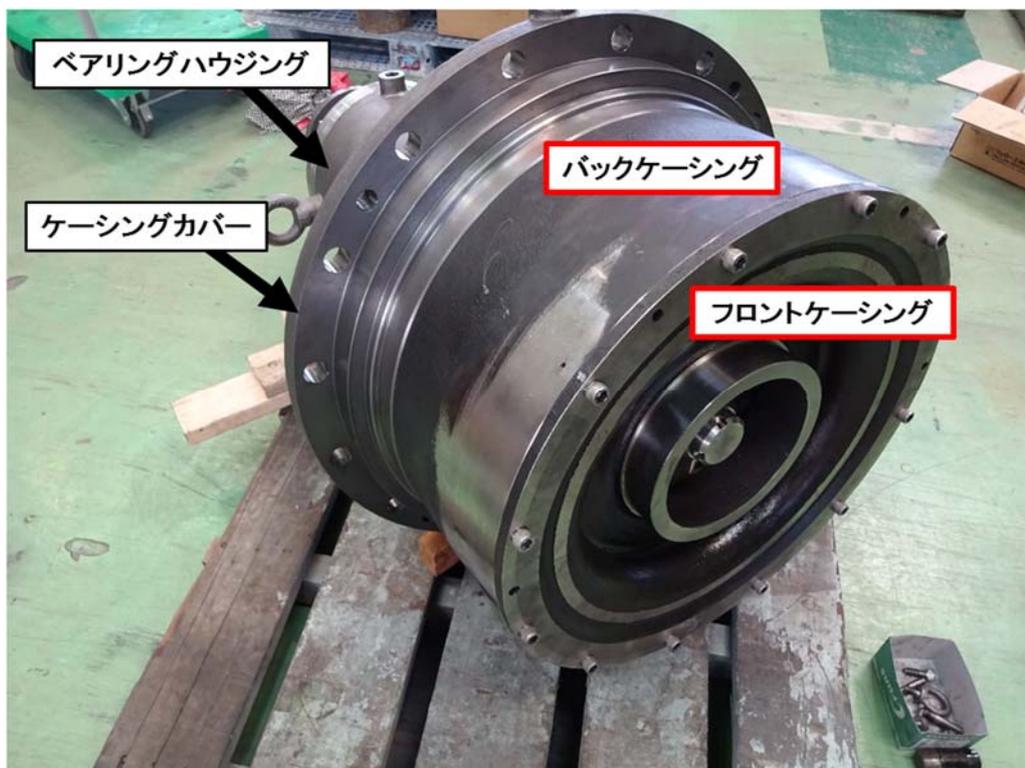


図 91 内部ケーシング外観

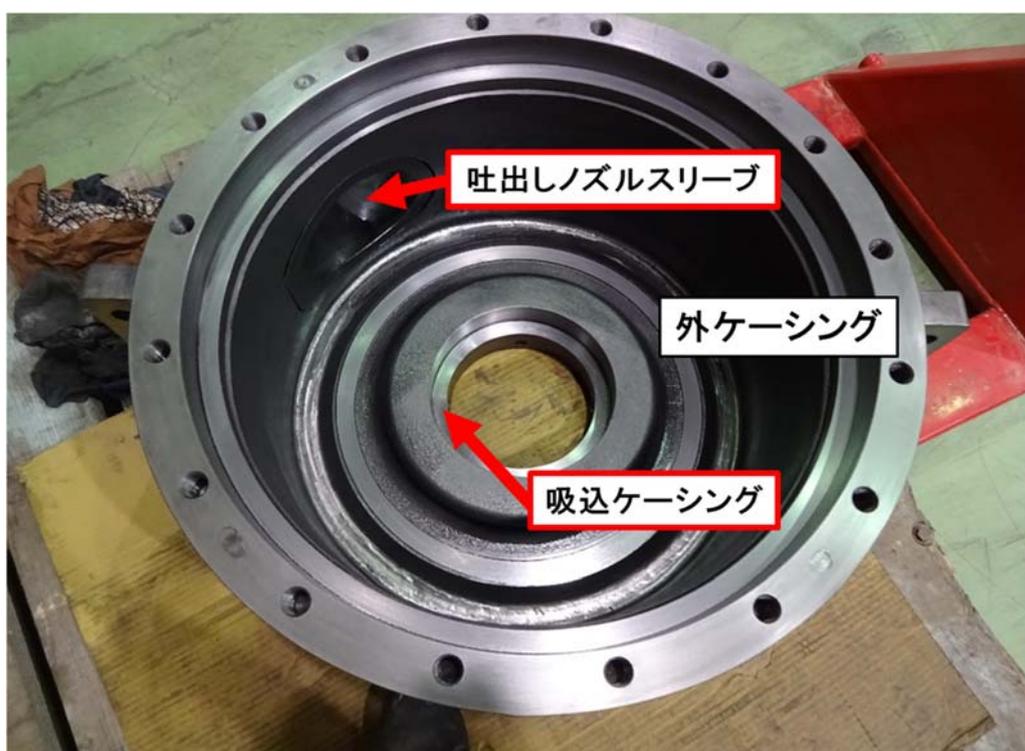


図 92 外ケーシング内部



図 93 II 試作ポンプ外観

6.6 II 試作ポンプ試験

本項では、「①清水を用いた性能試験」、「②異なる比重の泥水を用いた性能試験」、「③接液部品と軸封部の機能確認を目的とした泥水を用いた連続運転試験」の3種類の運転試験をII 試作ポンプで実施した。試験に使用した泥水の性状は、I 試作ポンプの試験と同様に下記のとおりである。

泥水の種類・・・KCL ポリマー泥水（掘削工事で標準的に使用される泥水）

比 重 ・ ・ ・ 性能試験時

比重 1.03（低深度等の掘削工事の初期段階で使用される比重）

比重 1.62（掘削工事で使用される一般的な比重）

比重 2.20（大深度掘削時等の地層圧が高い状況で使用される比重）

連続運転試験時

比重 2.00（掘削現場で長時間使用される高比重の泥水と同程度）

6.6.1 清水での性能試験評価

Ⅱ 試作ポンプの清水試験結果と流体解析による予想性能曲線の比較を図 94 に示す。

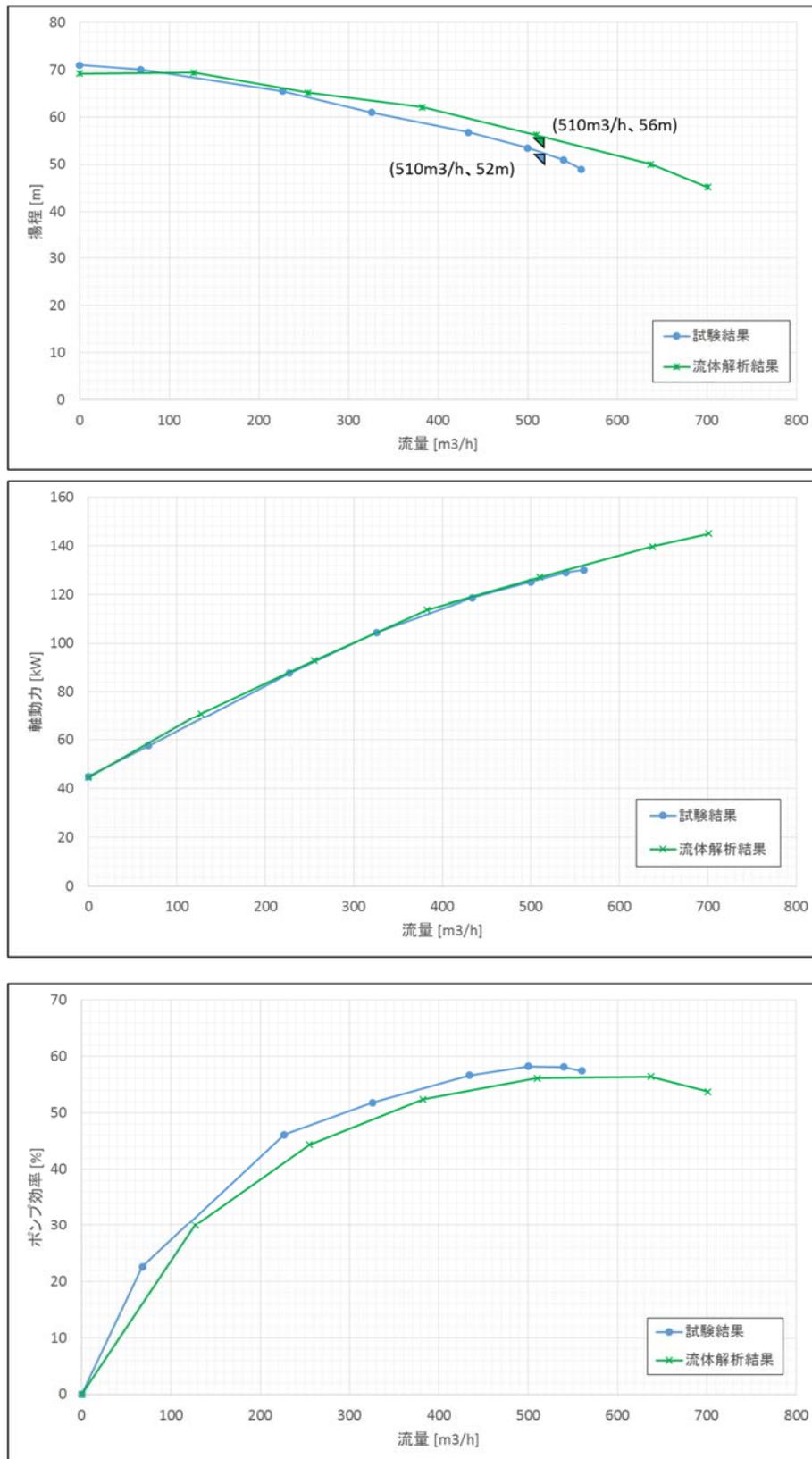


図 94 Ⅱ 試作ポンプの清水試験結果（青）および流体解析での予想性能曲線（緑）

図 94 より、大流量域では流体解析の予想性能曲線と比べて大流量域で揚程の低下が見られたが、Ⅰ試作ポンプにおける測定結果と流体解析結果の比較で確認された低流量域での揚程の違いは確認されなかった。これは、Ⅱ試作ポンプの流体解析では軸方向の荷重軽減を目的としたインペラ背面の裏羽根を解析モデルに反映したためと考えられる。Ⅱ試作ポンプの最高効率点は流量 $500\text{m}^3/\text{h}$ 、揚程 53.5m 、ポンプ効率 58.3% 、設計点である $510\text{ m}^3/\text{h}$ での揚程は 52m となった。設計点 ($510\text{m}^3/\text{h}$ 、 56m) との差異は、容積効率、漏れ量等に起因すると考えると、流体解析の性能予想と概ね一致し、Ⅱ試作ポンプは競合製品と同程度の性能を有する結果となった。また、インペラ外径を大きくすることで設計点を達成することが可能である。

また、Ⅱ試作ポンプとⅠ試作ポンプの性能比較したものを図95、設計点における性能比較を表4に示す。

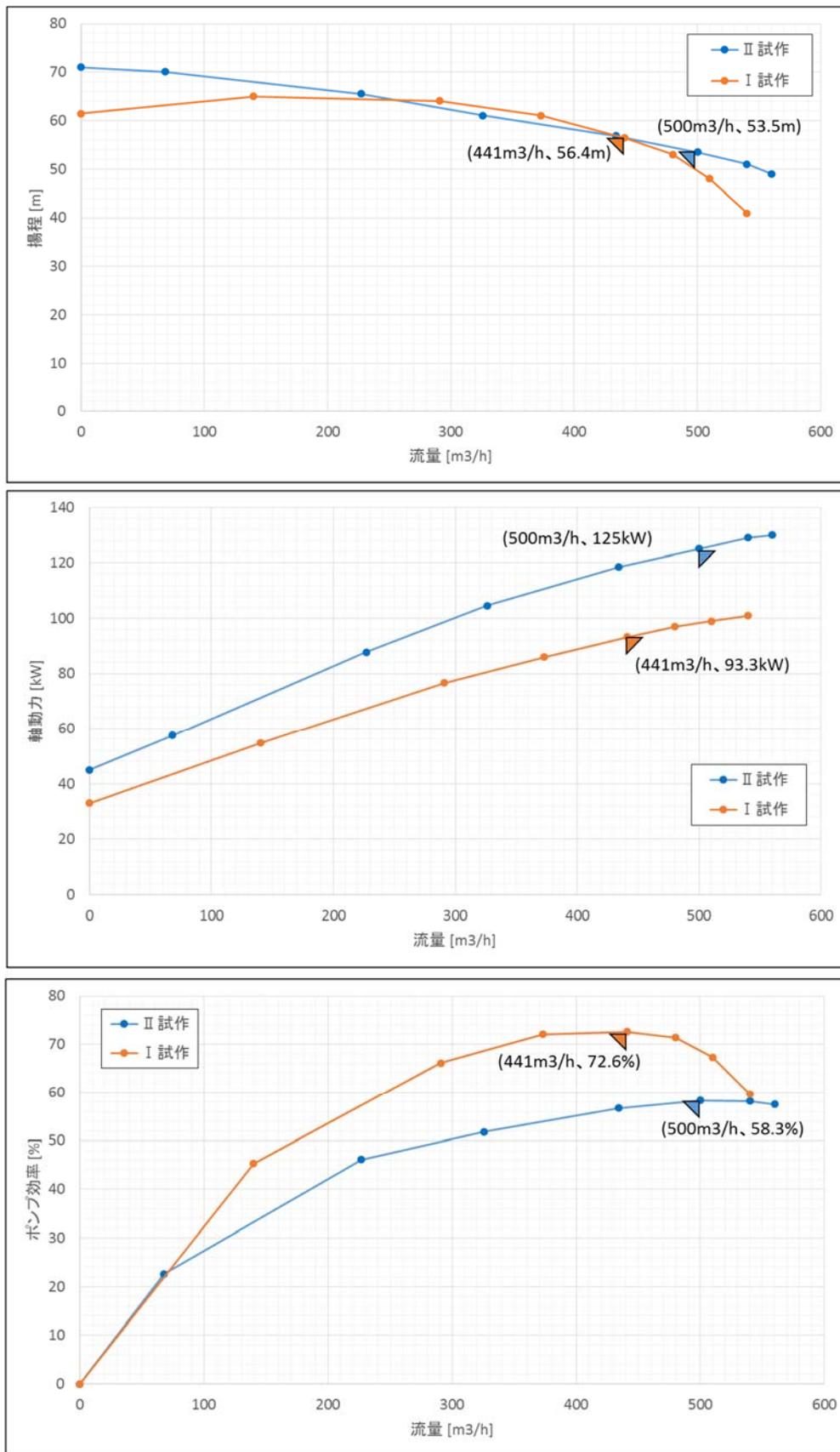


図95 Ⅱ試作ポンプ（青）とⅠ試作ポンプ（橙）の性能比較

表4 設計点における性能比較（設計点：510m³/h、56m）

	流量 [m ³ /h]	揚程 [m]	ポンプ効率 [%]
Ⅱ 試作ポンプ	510	52	58.2
Ⅰ 試作ポンプ	510	48	67.3

揚程に関して、Ⅰ 試作ポンプと比較して締切りでの圧力が上昇し、全体的に右肩下がりの曲線形状になった。その結果、設計点である 510 m³/h での揚程が 52m となり、目標とした 56m を下回ったもののⅠ 試作ポンプの 4m 程度揚程の改善が見られた。一方で、Ⅰ 試作ポンプと比べて軸動力が大きくなり、ポンプ効率の低下が見られた。これは、裏羽根の羽根高さを高くしたことによる軸動力の増加が原因と考えられる。裏羽根による軸方向荷重の軽減効果は、「羽根高さ」と「背面隙間」の比率で決まるが、Ⅱ 試作ポンプではシャフトのたわみ等に起因するインペラとケーシングの接触を避けるために「背面隙間」を大きくとり、それに伴ってⅠ 試作ポンプと同程度の軸方向荷重の軽減効果を持たせるために「羽根高さ」も高くした。裏羽根自体は流体輸送に関与しないが、羽根高さを高くするほど余分な動力が必要となりうるため、Ⅱ 試作ポンプのポンプ効率がⅠ 試作ポンプに比べて低下したと考えられる。裏羽根の寸法変更が軸動力とポンプ効率の変化に対する大きな要因であることから、Ⅱ 試作ポンプの裏羽根をⅠ 試作ポンプと同様のものに変更することで軸動力の低減ならびにポンプ効率の改善が期待できるため、製品化の際はこの部分の修正を実施し、最適化を図る。

6.6.2 泥水での性能試験評価

Ⅱ試作ポンプの泥水での性能試験結果を図96～98に示す。泥水での性能試験ではⅠ試作ポンプ試験と同様に比重1.03、1.62、2.2の3種類の泥水を使用した。

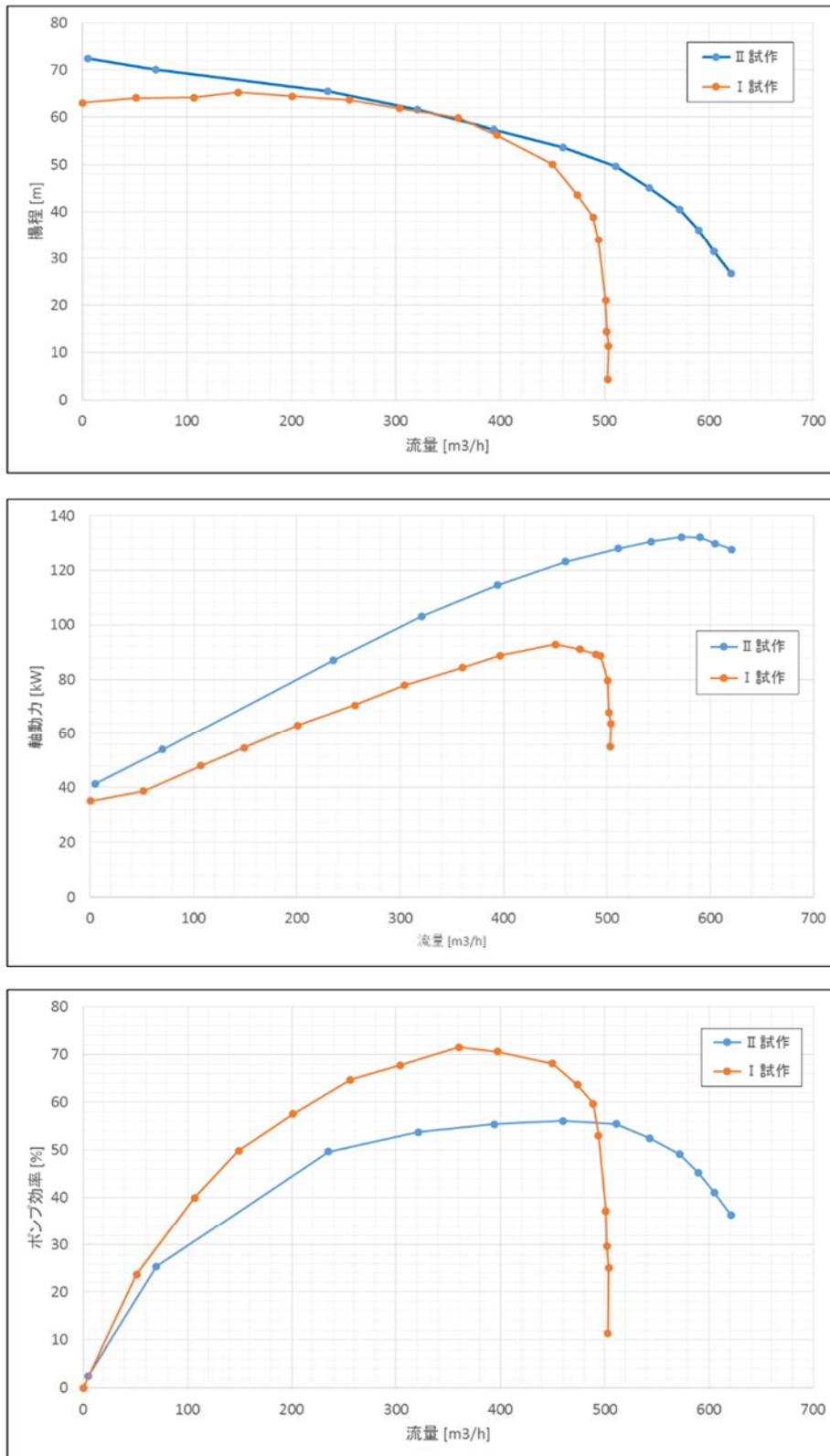


図96 泥水試験結果の比較 (比重 1.03)

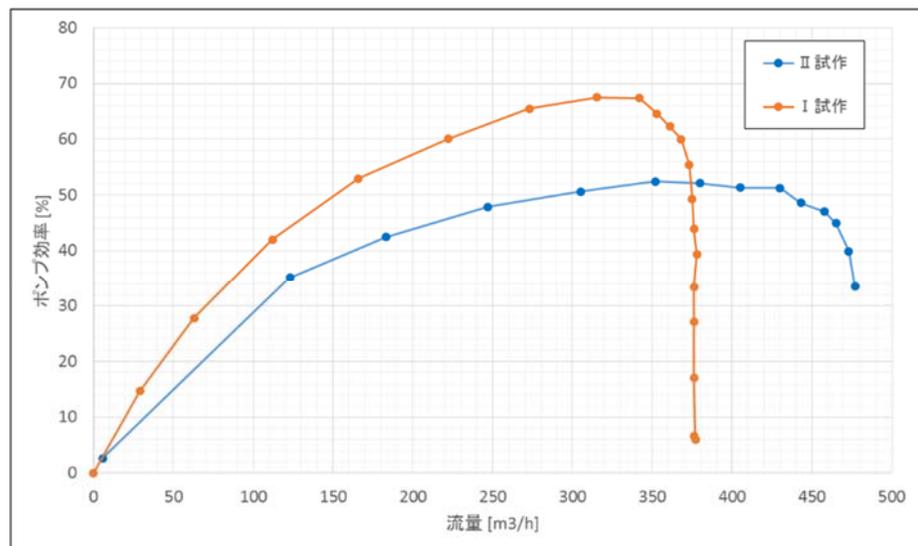
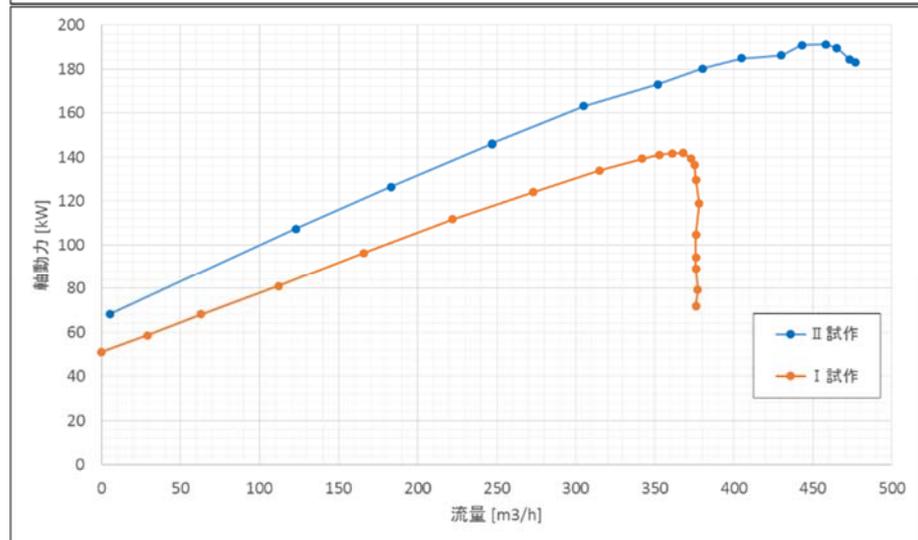
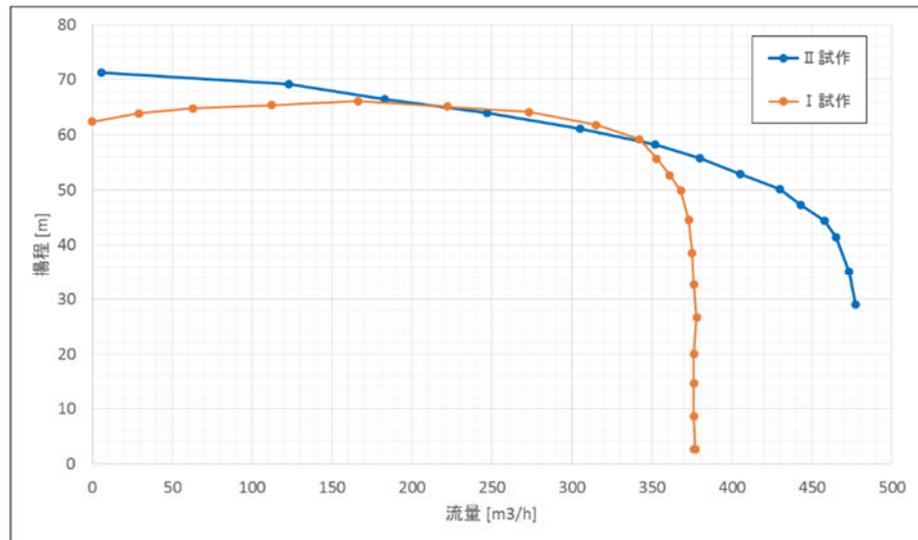


図 97 泥水試験結果の比較 (比重 1.62)

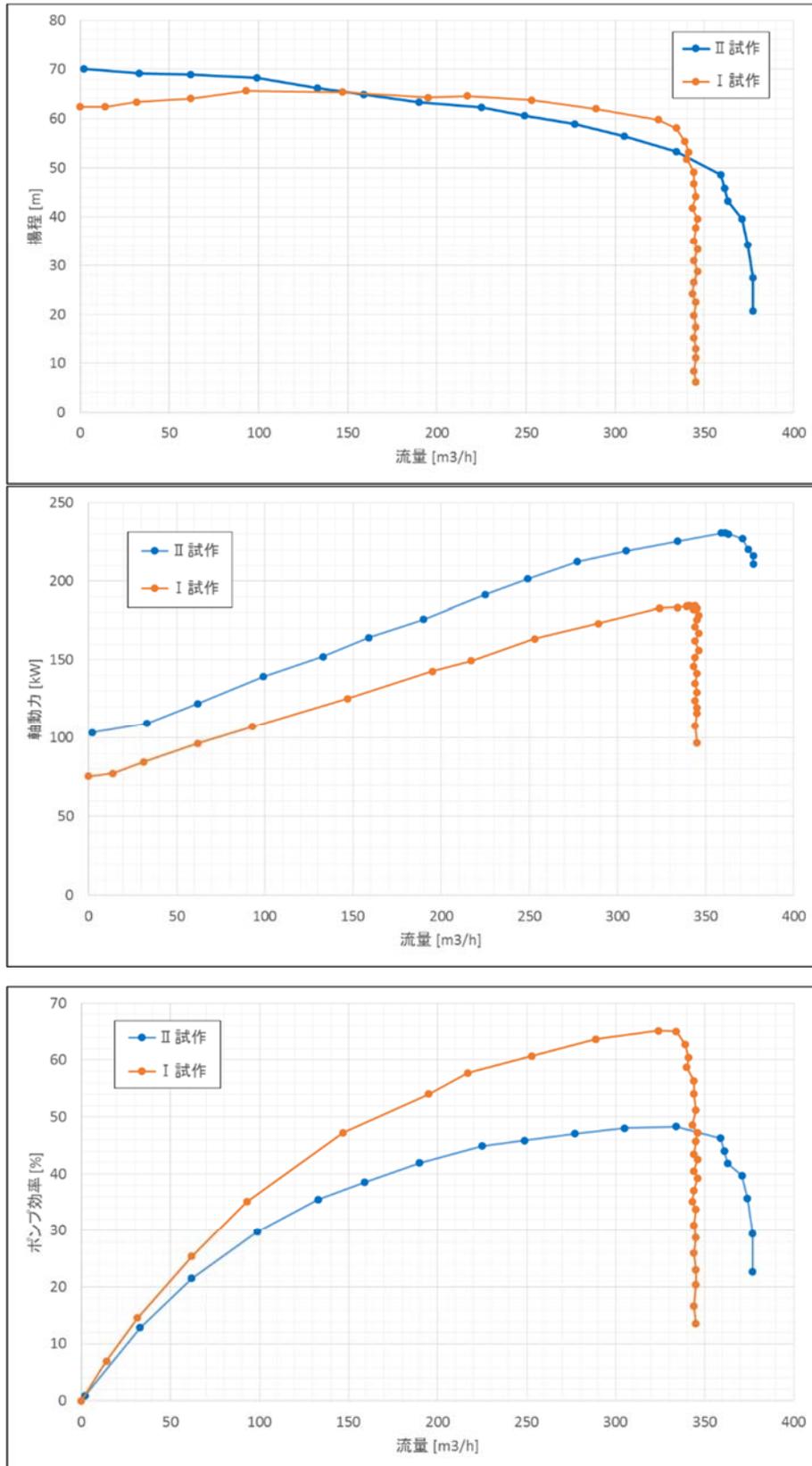


図 98 泥水試験結果の比較 (比重 2.2)

Ⅱ 試作ポンプとⅠ 試作ポンプの泥水試験結果の比較より、すべての比重において最大流量の増加が確認された。ポンプ効率に関しては、清水試験で述べたように裏羽根高さの変更による軸動力の増加が原因と考えられるため、この部分の修正を行うことでポンプ効率の改善が期待できる。

6.6.3 接液部品および軸封部品の評価

Ⅱ試作ポンプの接液部品および軸封部品について、泥水を用いた連続運転試験による評価を実施した。連続運転試験では、Ⅰ試作ポンプの連続運転試験と同じ比重 2.0 の泥水を使用した。運転時間は、年間運転時間 3300 時間の 15%程度となる 500 時間とした。連続運転試験終了後にⅡ試作ポンプを分解し、接液部品は寸法計測、外観確認を行った。また、軸封部に関しては本事業の協力者である日本ピラー工業(株)殿にて分解調査を行った。接液部品は、ケーシング流路を構成する内部ケーシング部品の「バックケーシング」、「フロントケーシング」、「吐出しノズルスリーブ」と「インペラ」の4点の測定、評価を行った。また、連続運転試験期間内のⅡ試作ポンプの性能に関しては、図 99 に示すように同条件の泥水における性能曲線と比較して大きな変化が見られなかったことから、500 時間程度の運転では摩耗による性能低下は確認されなかった。また、部品の目視確認では、Ⅰ試作ポンプの連続試験後の外観とは異なり、部品表面は摩耗により黒皮が除去され、光沢のある高クロム鑄鉄の素地表面が現われている状態であった。そのため、Ⅰ試作ポンプに比べて鑄肌面の表面粗さのばらつきなどによる計測への影響は小さく、表面全体が摩耗していると判断して、摩耗に対する定量的な評価を実施した。

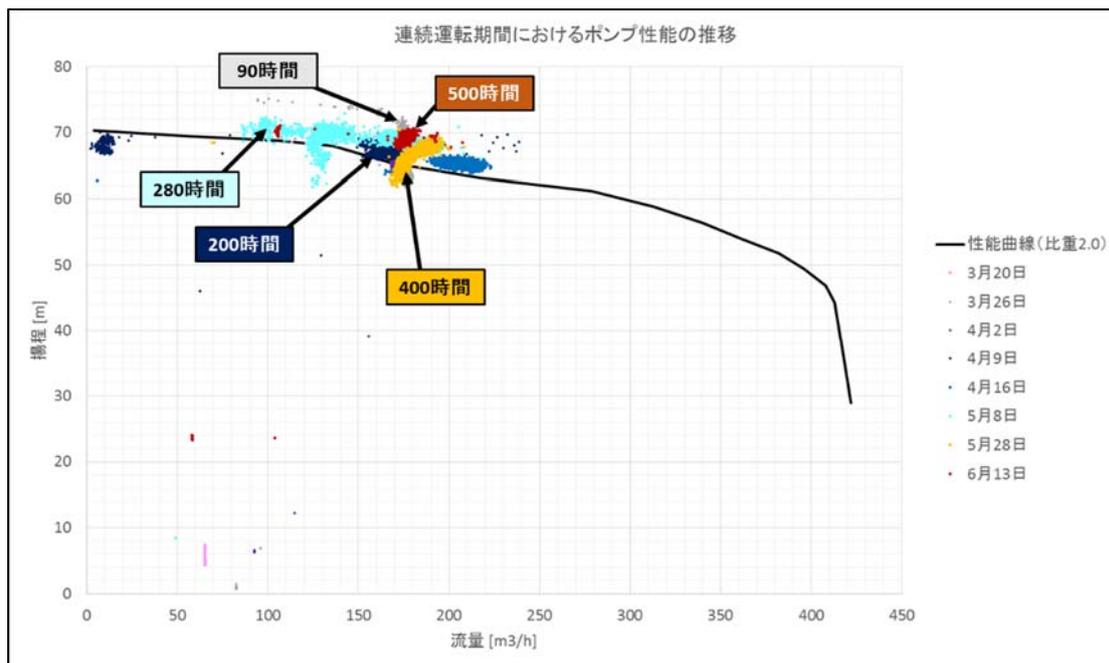


図 99 連続運転試験期間でのポンプ性能の変化

6.6.3.1 内部ケーシング部品の摩耗評価

本項では、内部ケーシングを構成する「バックケーシング」、「フロントケーシング」、「吐出しノズルスリーブ」の評価を行った。

はじめに、ケーシング流路を形成する「バックケーシング」の測定箇所を図 100 に示す。バックケーシングの肉厚測定箇所は、流路円周部と流路リア側である。

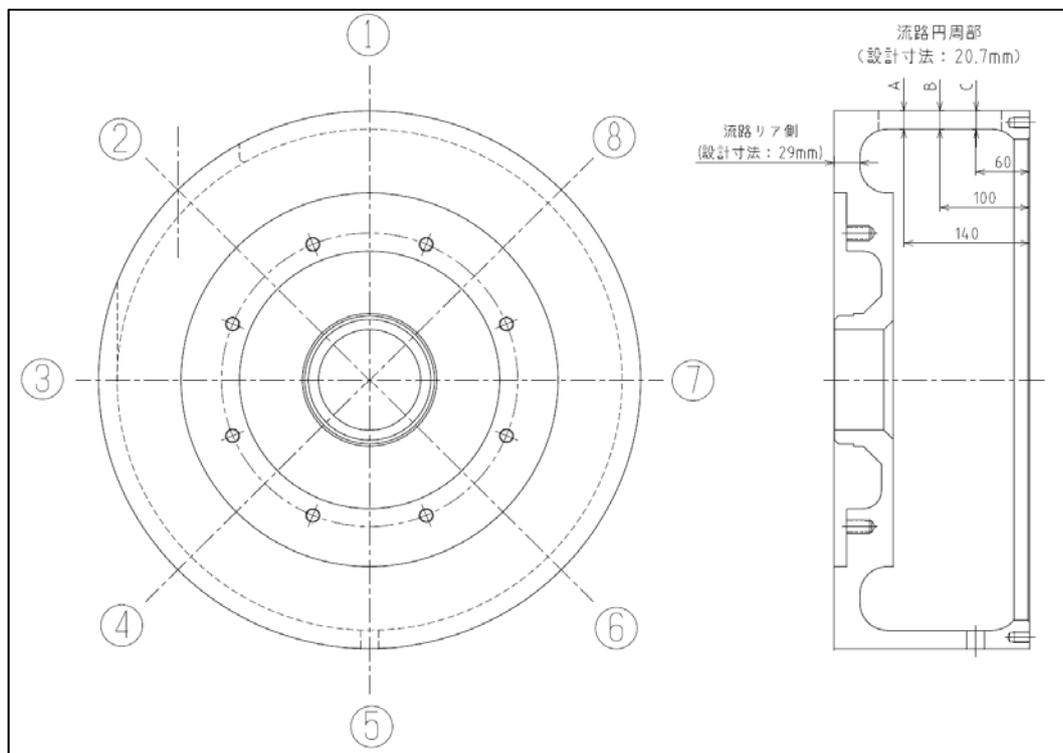


図 100 バックケーシングの肉厚測定箇所

図 101 に流路円周部の肉厚測定結果、図 102 に流路リア側の肉厚測定結果を示す。また、それぞれの測定結果の詳細は次のとおりである。

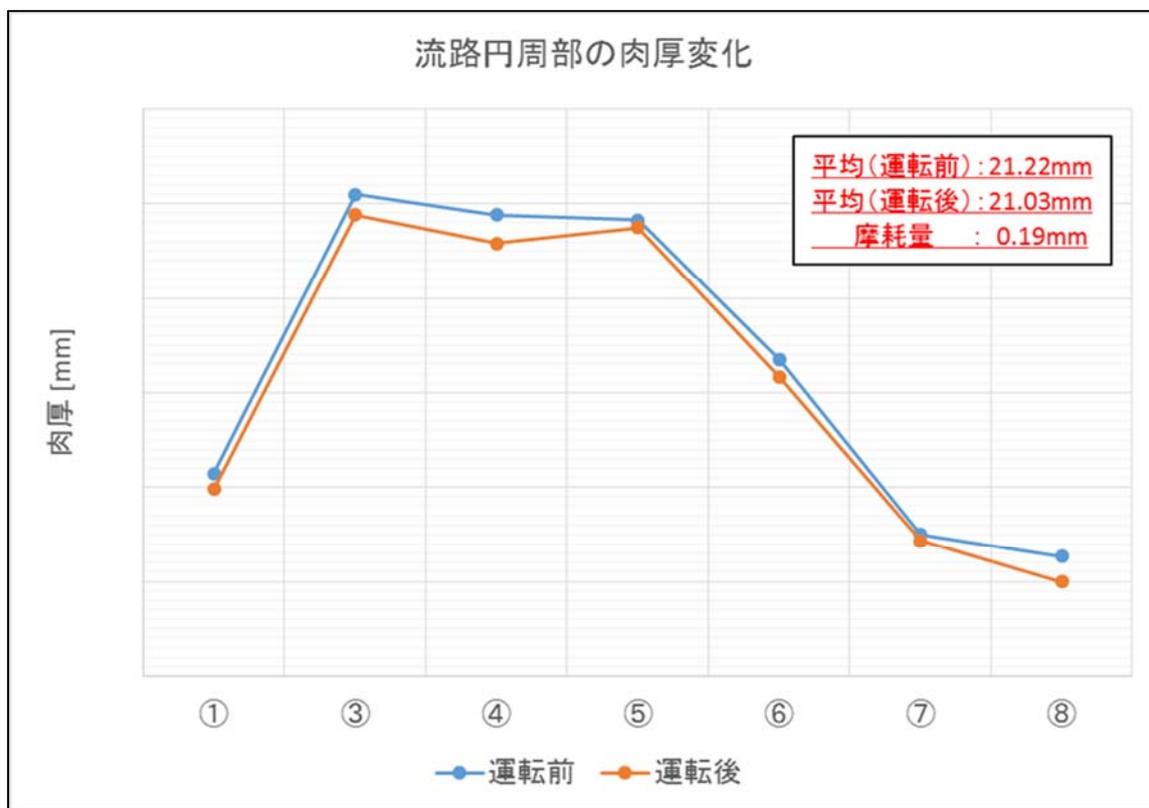


図 101 バックケーシング円周部の肉厚測定結果
(流路円周部②は開口部のため測定値なし)

図 101 は流路円周部の肉厚の測定結果を示したもので、各円周位置での肉厚は測定箇所 A、B、C での測定値の平均である。測定位置に対して摩耗量に傾向が見られなかったため、摩耗量の平均値である 0.19mm から目標交換周期における摩耗量の推定を行った。スラリー摩耗はアブレイブ摩耗の一種と考えられていることから、この摩耗量が時間に比例して促進すると仮定した場合、ケーシング部品の目標交換周期である 4 年間（年間運転時間：3300 時間）での摩耗量が 5.0mm、流路円周部の設計肉厚が 20.7mm であることから 4 年間の運転実施後の肉厚が 15.7mm 程度になると推定できる。内部ケーシング部品（バックケーシング、フロントケーシング、吐出しノズルスリーブ）は、鋳物製作における最小肉厚や摩耗等に対する腐れ代を考慮した肉厚になっている。本試作ポンプは、外ケーシングを圧力容器と想定しており、内部ケーシング部品は圧力容器として想定していないが、不測の事態において内部ケーシング部品にも圧力が加わったことを想定し、圧力容器として必要な最小肉厚を内部ケーシング部品の交換目安とした。低圧泥水ポンプの運転圧力に対して必要とされる最小肉厚が 4.8mm であるため、今回の測定結果に従って部品交換周期まで摩耗が進行した場合でも最小肉厚を満たすことができる。

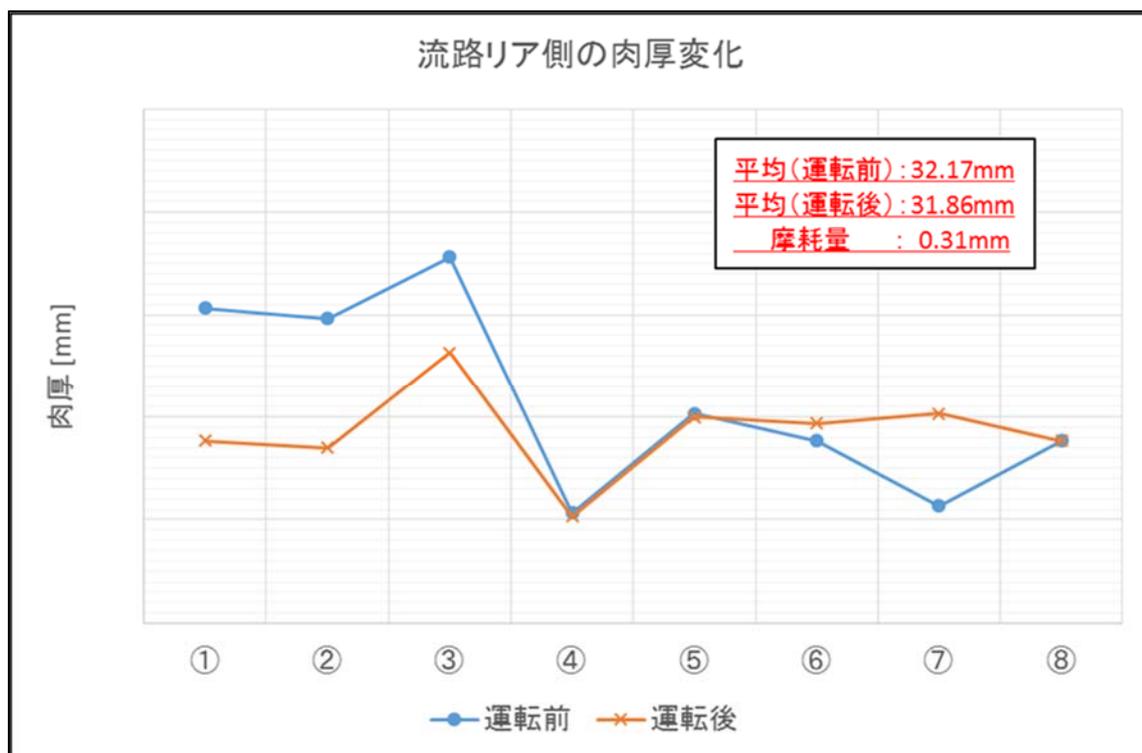


図 102 流路リア側の肉厚測定結果

図 102 は各円周位置で複数回測定した流路リア側の肉厚の平均値を示したものである。バックケーシング円周部の測定結果と同様に測定位置に対して摩耗量に傾向が見られなかったため、摩耗量の平均値である 0.31mm から目標交換周期における摩耗量を推定した。目標交換周期である 4 年間の推定摩耗量が 8.18mm 程度となり、流路リア側およびケーシング中心において面对称となる流路フロント側の設計肉厚がそれぞれ 29mm、13mm であることから、交換周期である 4 年後の肉厚はそれぞれ 20.82mm、4.82mm となったため、前述の最低肉厚 4.8mm を満たすことができる。

以上の摩耗評価から、バックケーシングは目標交換周期である 4 年を達成できると判断した。

次に、ケーシング流路を形成する「フロントケーシング」の測定箇所を図 103 に示す。フロントケーシングの肉厚測定箇所は、フロントライナー面と吸込口である。

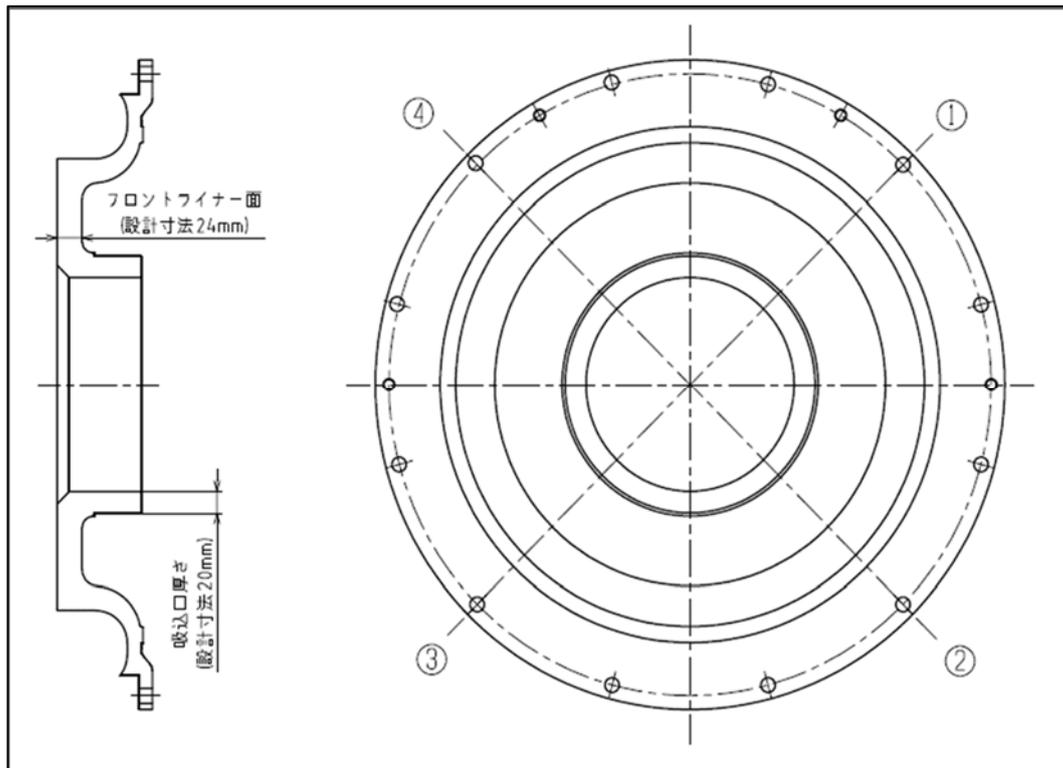


図 103 フロントケーシングの肉厚測定箇所

図 104 にフロントライナー面の肉厚測定結果、図 105 に吸込口の肉厚測定結果を示す。また、それぞれの測定結果の詳細は次のとおりである。

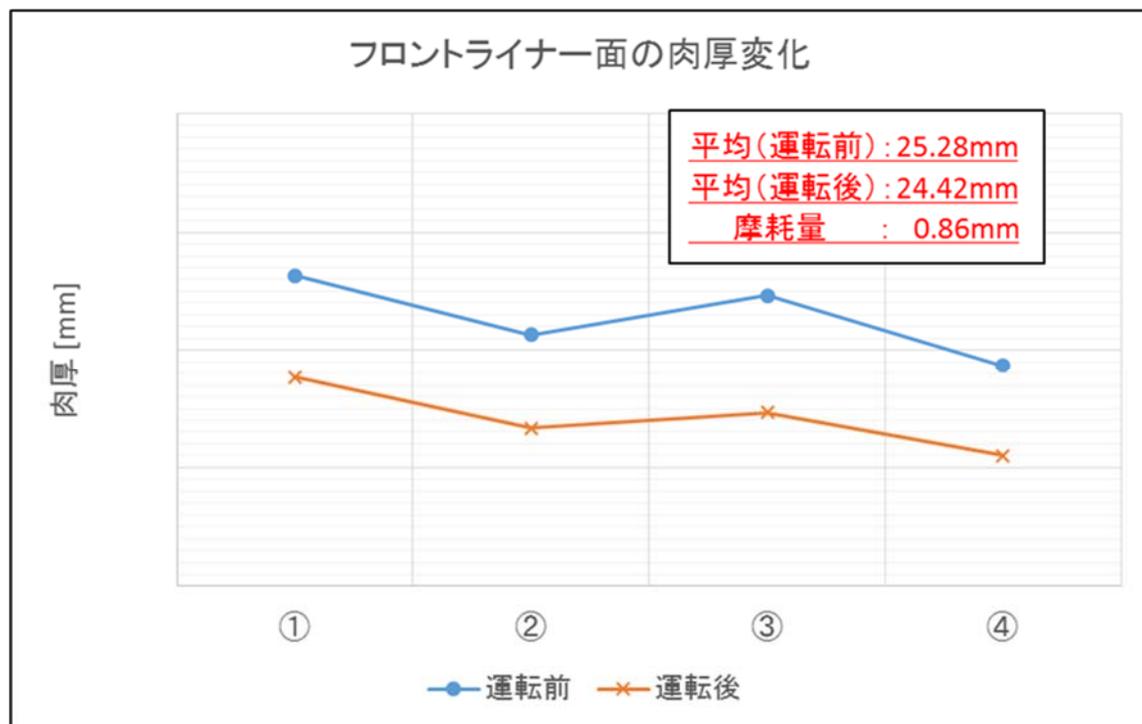


図 104 フロントライナー面の肉厚変化

図 104 の測定結果より、運転前後でフロントライナー面の肉厚の変化を確認した。測定位置に対称性があることから摩耗量の平均値で交換周期の評価を行い、時間に比例して摩耗が促進すると仮定した場合、500 時間運転での平均摩耗量 0.86mm から目標交換周期 (4 年間) における摩耗量は 22.7mm になると推定できる。設計肉厚が 24mm であることから、目標交換周期でのフロントライナー面の肉厚は 1.3mm となるため、許容値である 4.8mm に対する不足分 3.5mm を設計肉厚に加えて設計肉厚を 27.5mm とすることで目標交換周期を達成することができると判断した。

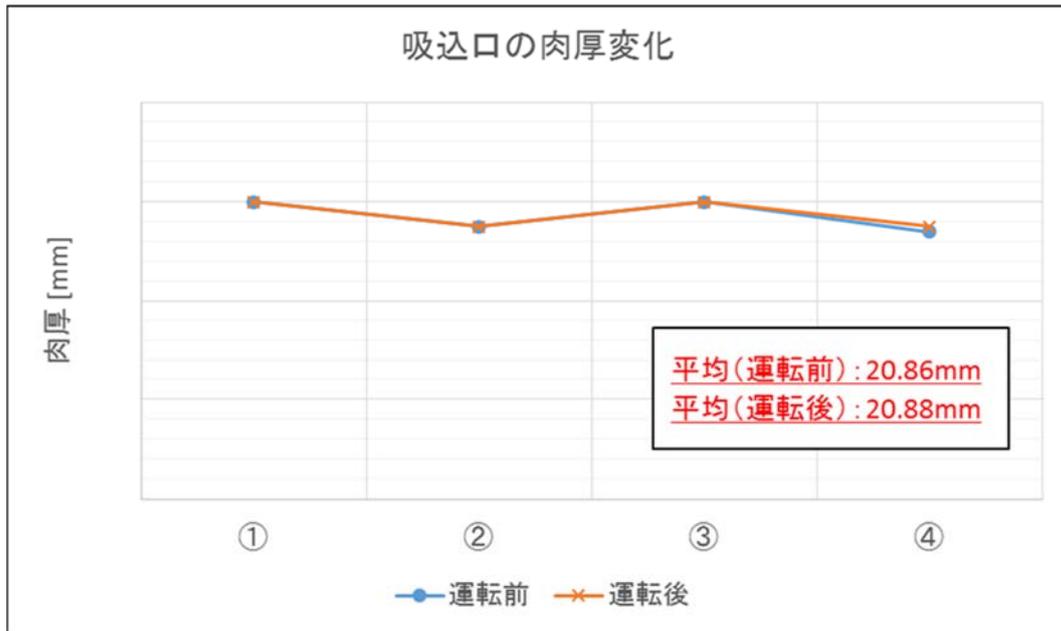


図 105 吸込口の肉厚変化

吸込口の肉厚変化については、図 105 の測定結果から分かるように定量的な摩耗が確認されなかったため、吸込口付近の形状は目標交換周期を達成できると判断する。

以上の摩耗評価から、フロントケーシングはライナー面の設計肉厚を増やすことで目標交換周期である 4 年を達成できると判断した。

最後に吐出しノズルスリーブの肉厚測定箇所を図 106、測定結果を図 107 に示す。
 図 107 の①については、A、B、C の位置での測定値の平均、②と④は A の位置、③は
 D の位置での測定値である。また、赤字は測定箇所全体の平均値とその標準誤差を示
 したものである。

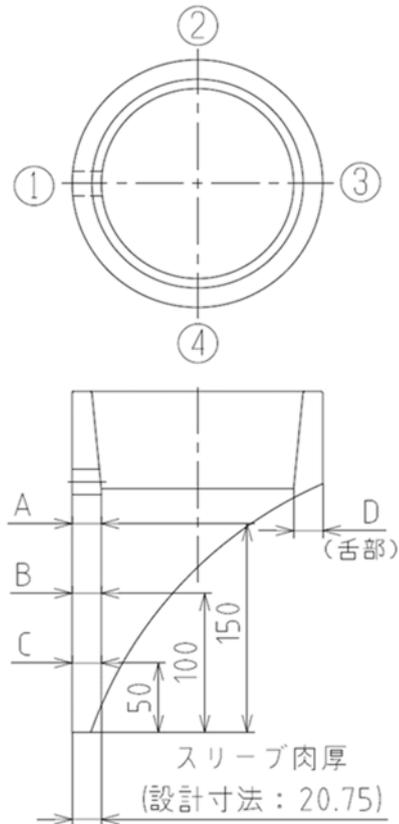


図 106 吐出しノズルスリーブの肉厚測定箇所

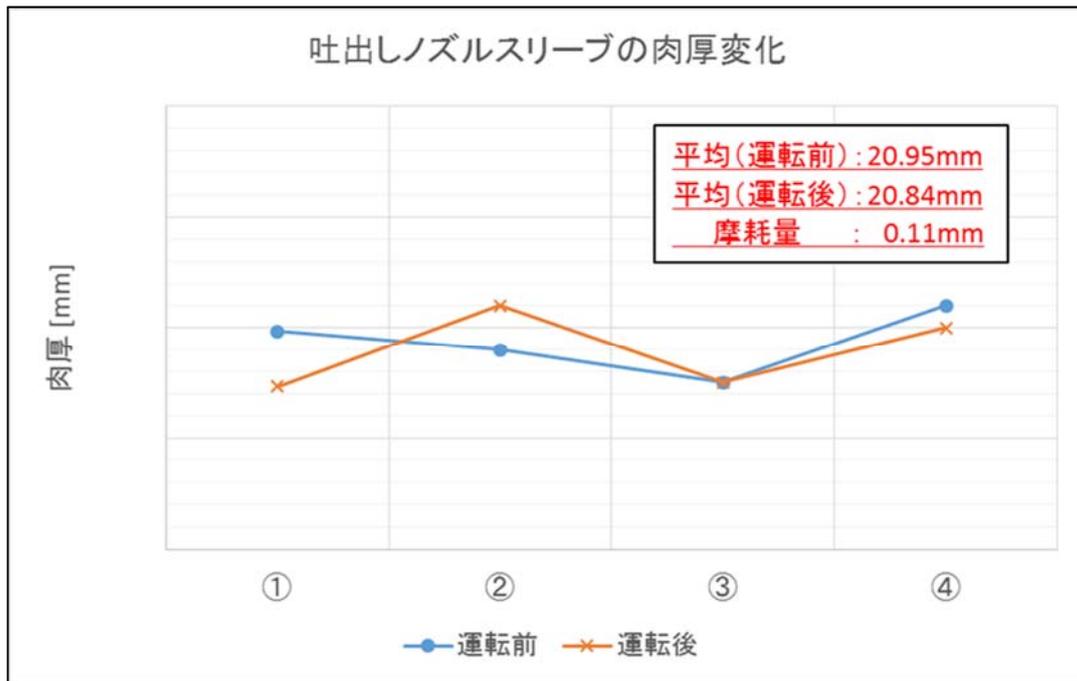


図 107 : 吐出しノズルスリーブの肉厚測定結果

図 107 より、運転前後の肉厚測定から算出した摩耗量 0.11mm を用いて目標交換周期である 4 年間の運転を実施した場合、時間比例で摩耗が進行すると仮定して 2.9mm 程度の摩耗量になると推定できる。設計肉厚 20.75mm を初期肉厚とすると、交換時のスリーブの肉厚は 17.85mm となり、内部ケーシングの許容肉厚 4.8mm を満たすことから、吐出しノズルスリーブは目標交換周期を達成できると判断した。

6.6.3.2 インペラの摩耗評価

インペラの摩耗測定箇所は、I 試作ポンプと同様に連続運転試験前後のインペラ羽根の形状計測を実施した。インペラの形状計測箇所を図 108 に示す。

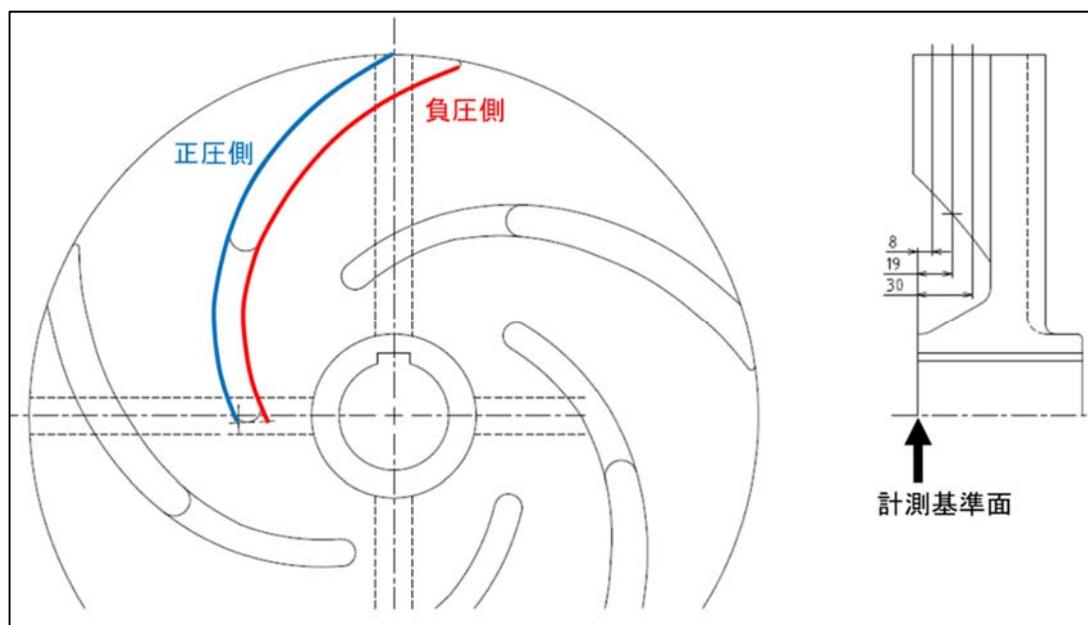


図 108 インペラ羽根の形状計測箇所

連続運転試験実施前後の計測結果から算出したインペラの摩耗量を図 109、110、111 に示す。図 109、110、111 のプロット点は測定を実施した 5 枚の羽根における平均である。

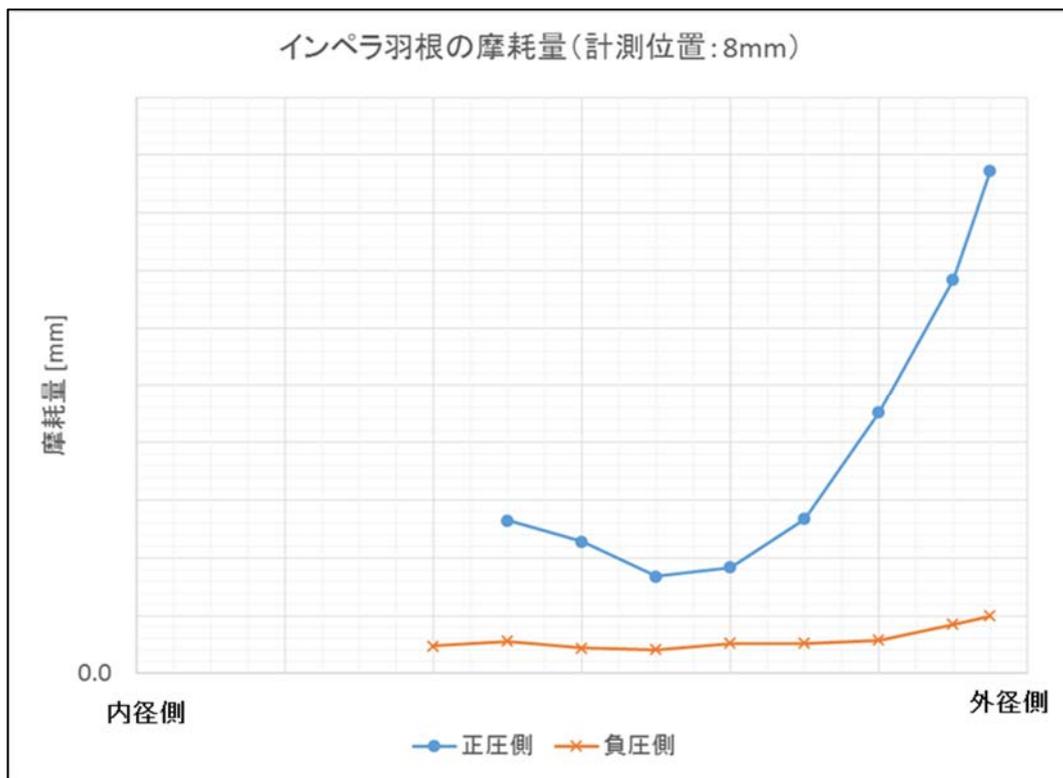


図 109 インペラ羽根の摩耗量 (計測位置 : 8mm)

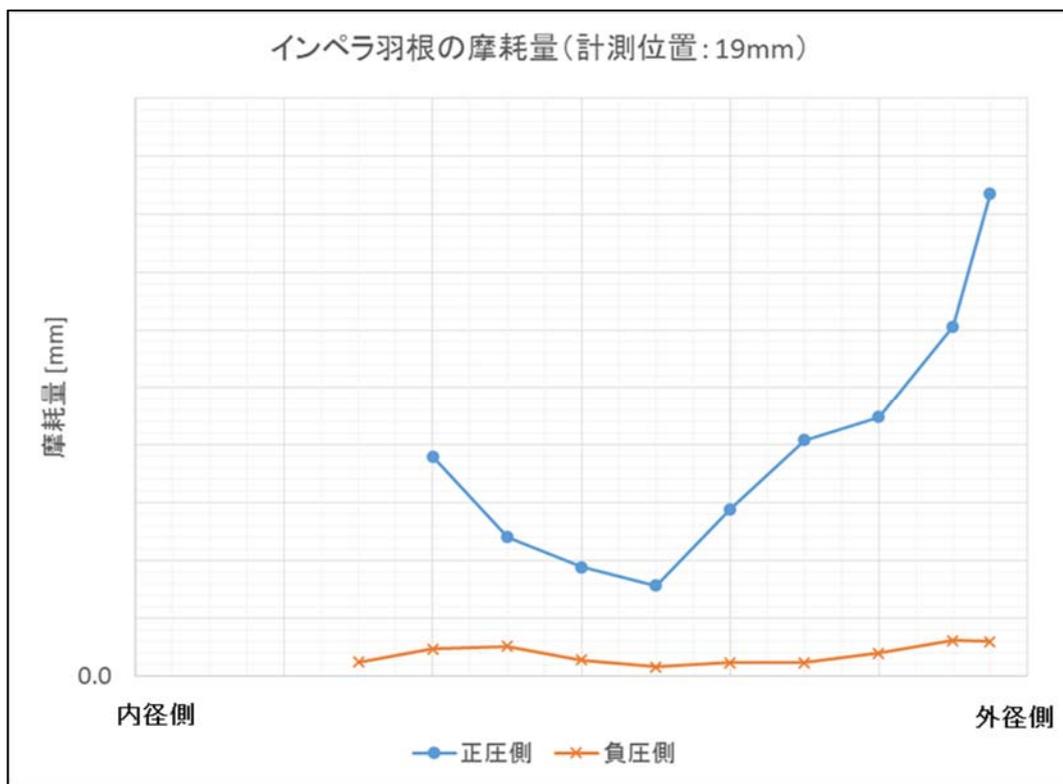


図 110 インペラ羽根の摩耗量 (計測位置 : 19mm)

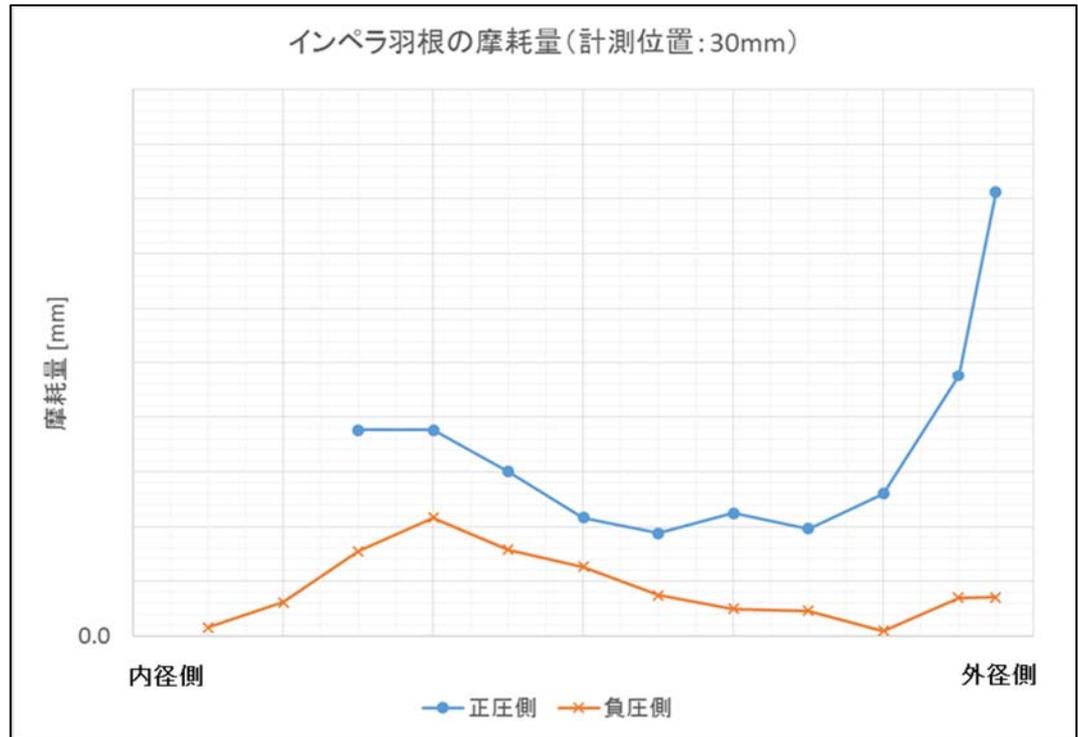


図 111 インペラ羽根の摩耗量 (計測位置 : 30mm)

図 109、110、111 より、インペラ羽根の正圧側は外周になるに従って摩耗量が増加し、負圧側は測定位置によらず一様に摩耗していることが分かった。インペラ羽根の肉厚は内周から外周にかけて徐々に増加する形状になっており、最小 15mm、最大 20mm となっていることを加味し、摩耗量に偏りが見られた正圧側は各径における摩耗量、摩耗量が一樣だった負圧側は摩耗量の平均値をもとに目標交換周期である 2 年 (年間運転時間 : 3300 時間) におけるインペラ羽根の摩耗量の推定を行った。図 112 に目標交換周期におけるインペラ羽根の推定厚さを示す。

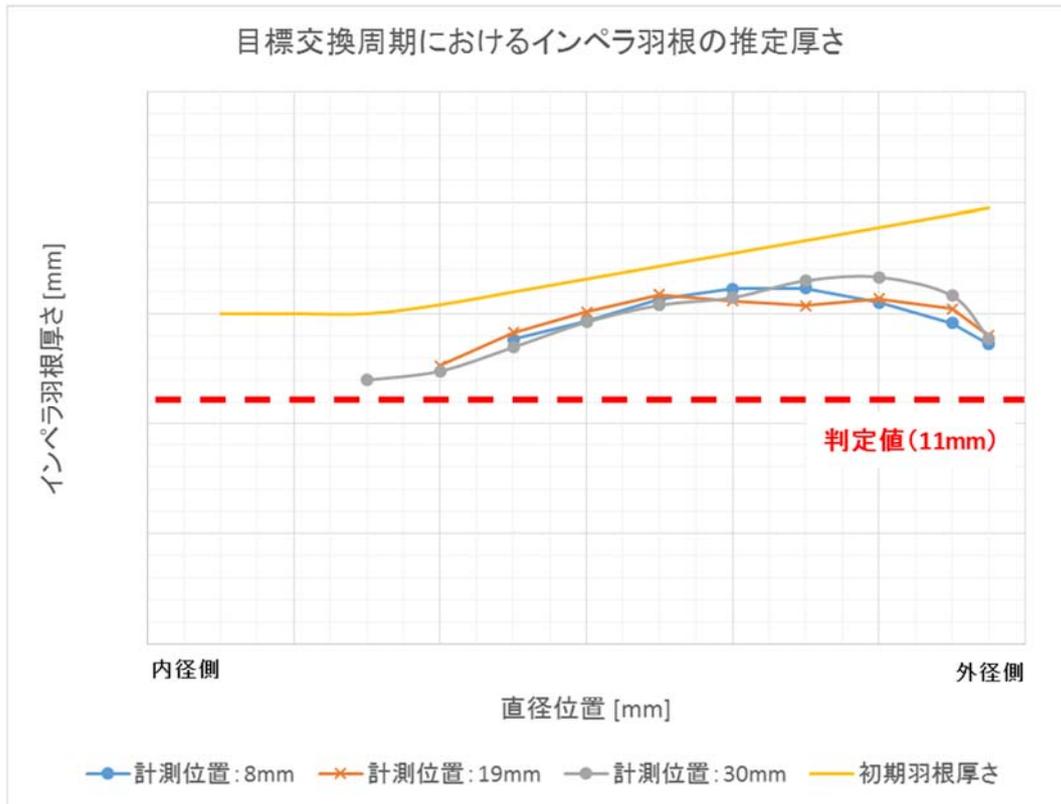


図 112 目標交換周期におけるインペラ羽根の推定厚さ

当社設計指針より、低圧泥水ポンプと同サイズの遠心ポンプのインペラ羽根厚さを11mm程度としていることから、低圧泥水ポンプの設計ではスラリーによる摩耗代を考慮してこの肉厚の1.5~2倍程度で肉厚でインペラの設計を行い、この値を羽根厚さの判定値とした。図112より、どの位置においても目標交換周期における推定肉厚が羽根厚さの判定値を満たしたため、インペラにおいても目標交換周期を達成できると判断した。

6.6.3.3 泥水専用軸封部の評価

接液部品の耐摩耗性の確認および軸封部品の機能確認を目的とした500時間の連続運転試験において、334時間経過時に摺動部から液漏れが発生した。この連続運転試験は、ケーシング等接液部品の摩耗確認も目的としていたため、液漏れ発生後も運転を継続し、500時間運転後に軸封部品の分解評価を実施した。軸封部品の分解評価は、I試作ポンプと同様に日本ピラー工業株式にて実施した。

泥水による連続運転試験実施後の軸封部の調査結果から、シール端面に約 $270\mu\text{m}$ の摩耗が見られ、一部摺動材の割れが確認された(図113)。また、図114で確認できるように摺動材を取り付けるシールリングの外径部に局所的なエロージョンが見られた。

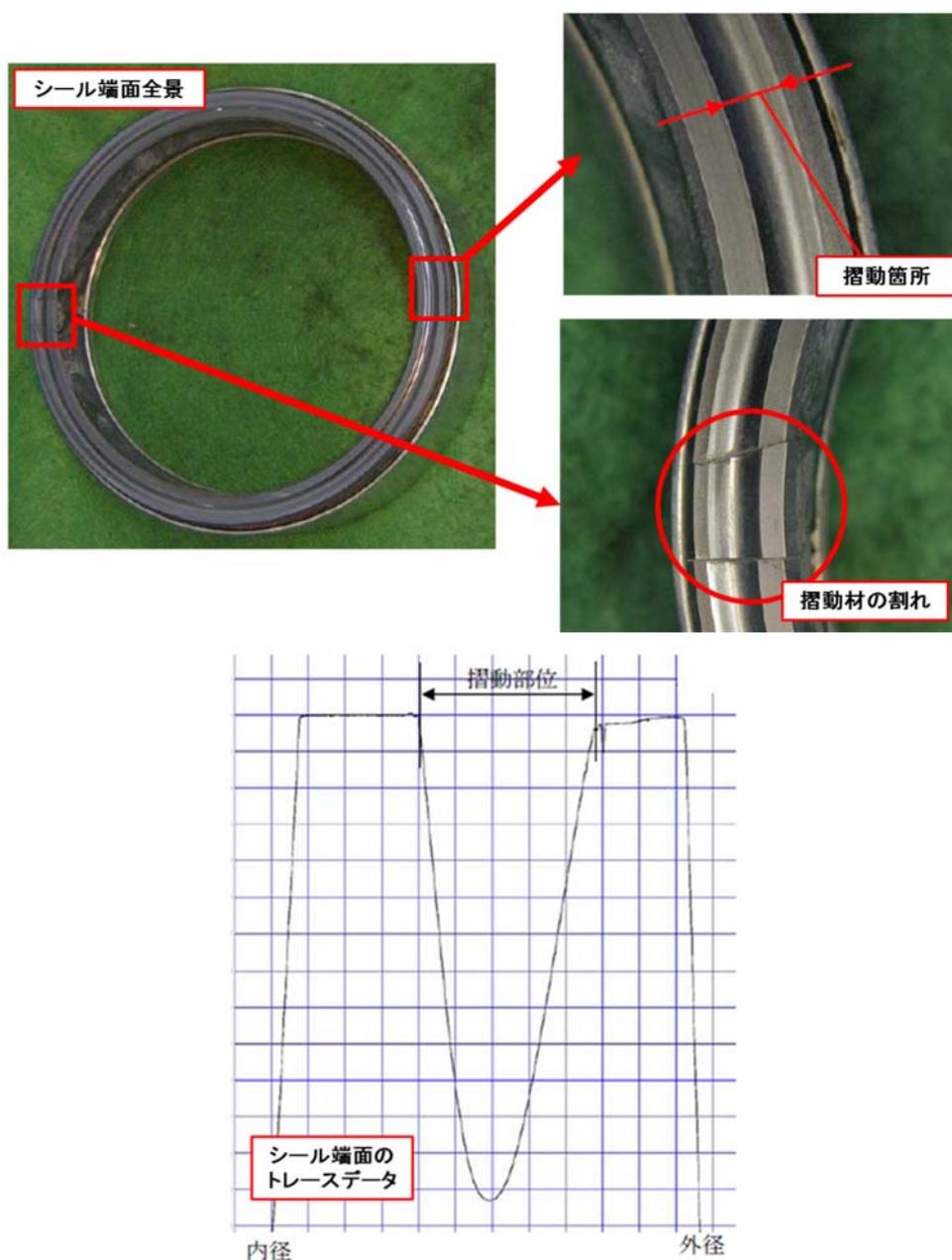


図 113 摺動材の摩耗状況



図 114 シールリングの破孔部

泥水による連続運転試験後のメカニカルシールの状況から、液漏れが発生した原因として次の3点が考えられる。

- ①摺動材の割れ
- ②摺動面の摩耗による面開き
- ③エロージョンによるシールリングの歪み

①と②は、摺動部の潤滑不良に起因する過大トルクと摺動熱が原因と推測される。これは、ボックス圧が負圧状態で運転したことによって、摺動部を介して外部から空気を吸い込みやすい状況となり、それに伴って摺動部周辺がドライ環境となって潤滑不良につながったと推測される。また、摺動面が研磨されたように摩耗していたことから、泥水に含まれる微細なスラリー分によって摺動材の摩耗が促進されたことが推測される。③は、I 試作ポンプでも確認されたフラッシング液の衝突による局所的なエロージョンが進行して、金属製シールリングに破孔が生じたと考えられる。この損傷によってシールリングが歪み、摺動面同士の面開きが発生、液漏れにつながった可能性もある。

摺動材の割れ、摩耗の対策として、ボックス圧を正圧かつ低圧状態にすることで改善が期待でき、フラッシングによる局所的な摩耗は、フラッシング流量を少なくして流速を下げる、あるいはフラッシングの流路を変更してシールリングに当たらないようにすることで対応できるが、これまでに述べたようにボックス圧の負圧状態の原因となるインペラの裏羽根はインペラの軸方向荷重の軽減に不可欠であり、フラッシングの流量および流路調整はフラッシング効果の低下につながるものが危惧される。また、フラッシングには輸送流体である泥水を使用しているため、泥水の性状によって流動性も変化し、高粘度の泥水の場合はフラッシング液の流れが悪化してボックス内の負圧化を助長する原因にもなりうる。そこで、軸封部品の分解評価をもとに日本ピラー工業(株)殿より、軸

封部の改良案を提案していただき、両社で目標交換周期を達成できる改良軸封部の検討を実施し、前述した漏れの直接的な原因と考えられる「ドライ運転による潤滑不良」と「フラッシング液によるエロージョン」を防止することで目標交換周期が達成できると判断した。

改良軸封部では、現状のシングルメカニカルシールにメンテナンスフリーな2次シールを加えた構造から、外部クエンチ（シール中間部への清浄な流体の導入）を行うことのできる構造に変更した。図115、116は、2次シールとして汎用メカニカルシールを使用した改良軸封部およびクエンチ用タンクの概略である。クエンチ液の導入は、軸封部より高い位置に小型タンクを設置し、その水頭圧によってシール中間部に加圧しながら注液を行う。改良による効果は次のとおりである。

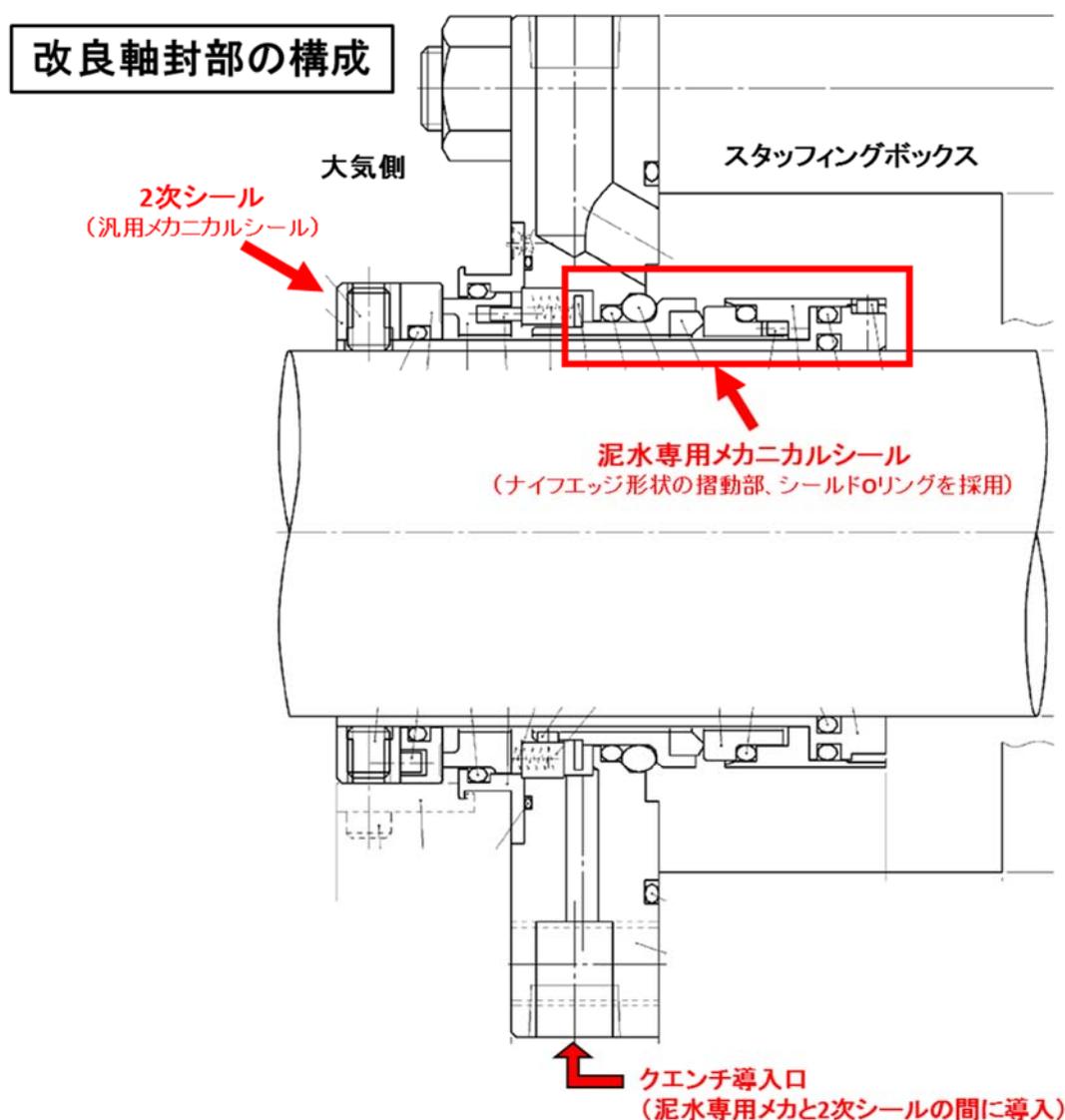


図 115 改良軸封部の概略（軸封部品本体）

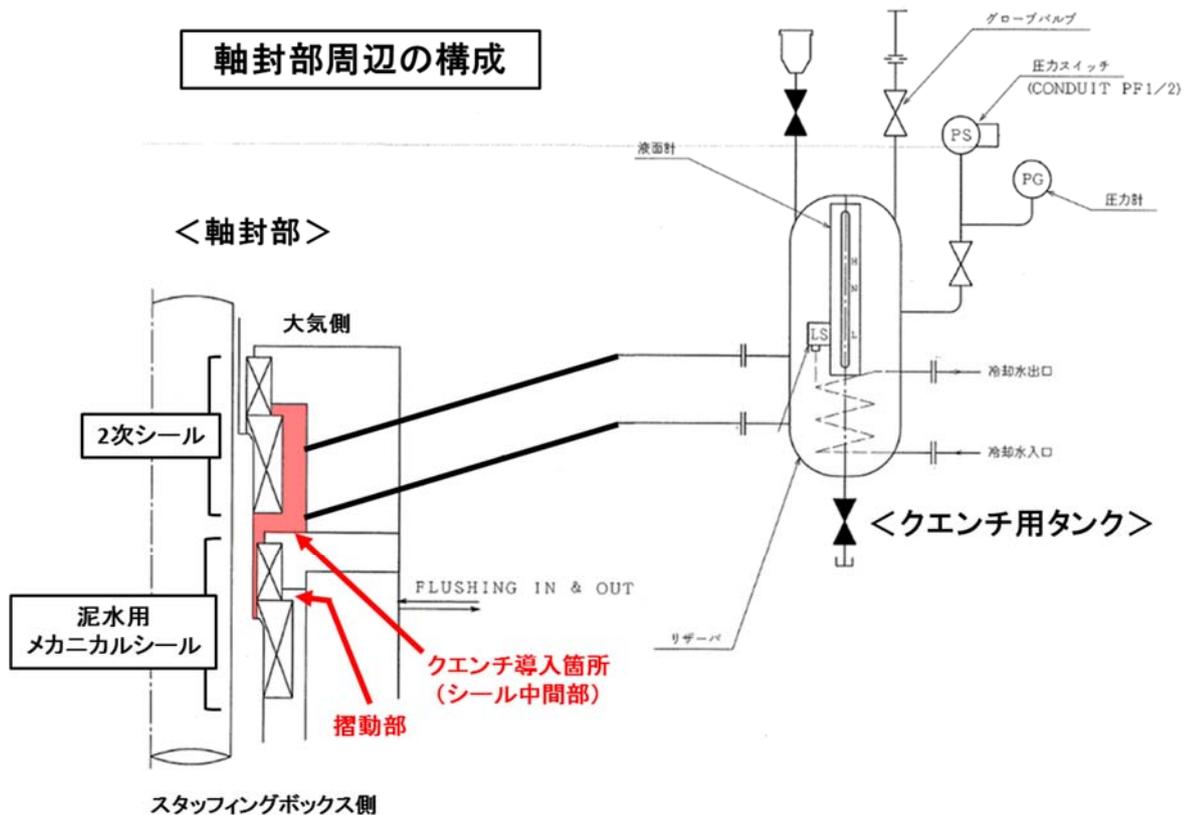


図 116 改良軸封部の概略（軸封部周辺）

<改良による効果>

- ・摺動部のドライ環境の改善による摺動部の発熱低減、潤滑不良の防止
- ・清浄なクエンチ液による潤滑膜形成によるスラリー分に対する摺動部の保護
- ・フラッシング口の位置変更による局所的な摩耗の回避

外部クエンチを実施することで、インペラ裏羽根によってボックス内部が負圧状態になった場合に空気ではなく注入したクエンチ液が摺動部に浸入、潤滑膜を形成するため、摺動部はドライ状態にならず、ドライ状態による発熱および潤滑不良を防ぐことができる。加えて、スラリー分が豊富な泥水ではなく清浄なクエンチ液によって積極的に摺動部の潤滑膜を形成されるため、スラリー分による摺動部摩耗の低減も期待できる。また、クエンチ液による摺動部の冷却作用が付加されることで、フラッシングラインの主な役割を摺動熱によって温められたボックス内の液の交換とし、摺動部にフラッシング液が直接衝突しない構造に改良することで、エロージョンおよびそれに起因する液漏れを防ぐことができる。スルーフラッシングについては、ボックス圧の負圧状態を低減するために新規構造でも採用を検討する。

以上に示す軸封部の改良によって、摺動材の損傷リスクを低減できる。I 試作ポンプ試験での軸封部の評価結果より、泥水専用軸封部は正常な運転環境を維持することで目標交換周期達成が見込まれる。さらに、本試験評価で検討を行った上記改良策を付加することで、目標交換周期を達成できると判断する。

7. H29 年度の目標および達成状況

H29 年度目標である「1) II 試作ポンプの開発」、「2) 泥水を用いた II 試作ポンプの性能試験／連続運転試験実施とその評価」、「3) 内ケーシング、インペラ、軸封の交換周期の達成」に対する達成状況を以下に示す。

1) II 試作ポンプの開発

H28 年度に製作した I 試作ポンプおよび試験設備を用いた試験を実施、その評価結果をもとに II 試作ポンプの開発を完了した。

2) 泥水を用いた II 試作ポンプの性能試験／連続運転試験実施とその評価

II 試作ポンプに対して、泥水を用いた性能試験および連続運転試験を実施し、II 試作ポンプの性能評価および接液部品、軸封部の摩耗状況の確認、機能評価を実施した。

3) 内ケーシング、インペラ、軸封の交換周期の達成

連続運転試験の評価より、「内部ケーシング部品」と「インペラ」は目標交換周期の達成を確認した。軸封部は、連続運転試験の評価結果から検討を行った改良軸封部によって目標交換寿命を達成できると判断した。以上より、「内部ケーシング」、「インペラ」、「軸封部」は目標交換周期を達成できる結果となった。

8. 目的達成度の自己評価

H28 年より 2 ヶ年で実施した「海洋掘削リグの泥水処理用ポンプの技術開発」に関して、助成事業の延長期間を考慮した自己評価では、いずれの項目も達成できた。各項目の実施内容を次に示す。

1) I 試作ポンプ計画設計

掘削リグのオーナー、ユーザーの要求事項の調査及び他社製品の技術調査により抽出した開発要件と、摩耗性の高い揚液を扱う自社製品のポンプの特徴を基に、泥水処理用ポンプの流路形状や構造、材質の検討を行い、I 試作ポンプの計画設計として本開発で採用する形状の候補を 2 案決定した。

2) I 試作ポンプ流体解析

I 試作ポンプ計画設計で決定した構造案に対して流体解析を実施し、ポンプ接液部（ポンプケーシングの内側等）の形状、二重ケーシング構造を実現するためのポンプ構造の最適化を行った。

3) I 試作ポンプ詳細設計

前項の流体解析で最適化したポンプ接液部の形状および二重ケーシング構造を持ち、なおかつ、微粒子や固形物を含む『泥水』の性状に対応した軸封部を有する I 試作ポンプの詳細設計を行った。

4) I 試作ポンプ製作

I 試作ポンプ詳細設計を基にケーシング、インペラ、軸封部構成部品の製作を行った。ちなみに試作したポンプ本体の大きさは、縦 1090×横 885×高さ 750mm、重量は 790kg である。モータ、共通台板等の周辺機器を含めた場合、縦 2890×横 970×高さ 1280mm、重量 2640kg である。

5) 試験装置設計

試作ポンプの検証を行うためのタンクや配管等の試験装置の設計を行った。試験装置は、化学薬品であり摩耗性の高い『泥水』の性状に対応した流量計、バルブ等の機器選定、比重の高い『泥水』の荷重に対応したタンクの設計を実施し、調泥（泥水の作液および調整）作業を実施できる設備を有するものとした。製作した試験装置の大きさは、縦 3980×横 6450×高さ 3680mm 程度である。

6) 試験装置製作

試験装置設計を基に、試験に使用する『泥水』に対応したタンク、配管等、試験に必要な環境を整備し、試験装置を製作した。

7) I 試作ポンプ試験

初年度に製作した I 試作ポンプおよび試験装置を使用し、清水および泥水での性能試験を実施した。また、接液部品および軸封部品の機能確認を目的とした泥水での連続運転試験（65 時間）を実施した。

8) I 試作ポンプ試験データ評価

7) で実施した清水および比重調整を行った泥水での性能試験の評価を実施した。また、泥水を用いた連続運転試験実施後にポンプを分解し、ポンプ内部の状態確認、接液部品および泥水専用軸封部の評価を実施した。

9) II 試作ポンプ計画設計

清水での性能試験結果をもとに、I 試作ポンプで製作した 2 種類のインペラから、II 試作ポンプに採用するモデルを決定した。また、泥水を使用した連続試験後の I 試作ポンプの状況確認および分解／組立作業から、構造面での改善・問題点の抽出を行い、それらを反映させた II 試作ポンプの基本構造の設計検討を行った。

10) II 試作ポンプ流体解析

I 試作ポンプの試験結果から、インペラ形状の改善点を検討し、流体解析をもとに要求性能を満たす流路形状を決定した。

1 1) II 試作ポンプ詳細設計

9) で検討したII 試作ポンプの構造、1 0) で決定した流路形状をもとにII 試作ポンプ構成部品の設計を行った。また、軸封部は日本ピラー工業㈱殿に依頼し、泥水試験後の評価をもとに設計を実施した。

1 2) II 試作ポンプ製作

1 1) をもとにII 試作ポンプの製作を行った。昨年度使用した鋳物業者で製作の目処が立たず、発注業者の選定が急遽必要となったため、助成期間延長の申請を行い、延長期間内に発注業者の選定、部品製作、組立を実施し、II 試作ポンプを完成させた。

1 3) II 試作ポンプ試験

1 2) の遅延に伴い、本事業初年度に製作したI 試作ポンプを用いて耐摩耗材料および泥水専用軸封部の連続運転試験を実施したところ、泥水の摩耗性によって試験装置が破損したため、対策案の検討および試験装置の改造を実施、II 試作ポンプの試験を完了させた。試験内容は7) と同様で、連続運転試験の運転時間のみI 試作ポンプの連続運転試験より長く、500 時間と設定して試験を実施した。

1 4) II 試作ポンプ試験データ評価

1 3) で実施した清水および比重調整を行った泥水での性能試験の評価を実施した。また、泥水を用いた連続運転試験実施後にポンプを分解し、ポンプ内部の状態確認、接液部品および泥水専用軸封部の評価を実施した。

9. 低圧泥水ポンプの今後の取り組み

- 1) 製品ベースとなる「II 試作ポンプ」のブラッシュアップを実施し、製品展開を進めていく。
- 2) 平成 30 年度下期から平成 31 年度上期の期間で製品展開を実施し、平成 31 年度下期の製品化、販売開始を目指す。
- 3) 開発製品の実績作りを目的した、実際の掘削現場におけるテスト運用の検討・調整を進める。

最後に、本開発に関して公益財団法人日本財団からモーターボート競走共益資金による補助金を受けて実施しており、ここに記して厚く感謝申し上げます。

「この報告書は BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて作成しました」

(一社)日本船用工業会

〒105-0001

東京都港区虎ノ門一丁目13番3号(虎ノ門東洋共同ビル)

電話：03-3502-2041 FAX:03-3591-2206

<http://www.jsmea.or.jp>