

クリーム冷却保持槽における特殊形状アンカー翼が
冷却過程に及ぼす影響に関する研究

**A Study of the Effects of a Specially Shaped Anchor Impeller
on the Cooling Process in a Cream Cooling Storage Tank**

2013年12月

横浜国立大学大学院工学府
機能発現工学専攻

宮本 哲夫

目 次

第1章 緒 論	1
1.1 本論文の目的と概要	1
1.2 本論文の構成と各章の概要	2
1.3 既往の研究	5
1.4 本論文を構成する参考資料リスト	7
1.5 参考文献	9
第2章 攪拌ストレスによるクリームの粘度上昇現象	17
2.1 緒言	17
2.2 実験装置および方法	18
2.3 結果と考察	20
2.3.1 ストレスによるクリームの粘度上昇	20
2.3.2 クリーム粘度上昇への温度影響	21
2.3.3 クリーム粘度上昇へのせん断速度影響	22
2.3.4 実タンクへの適用	23
2.4 結言	25
2.5 使用記号	25
2.6 参考文献	26
第3章 CFDを用いた冷却保持槽の流動状態および冷却過程の解析	40
3.1 緒言	40
3.2 実験装置および方法	41

3.3	数値解析	43
3.3.1	基礎方程式	43
3.3.2	有限体積法	43
3.3.3	乱流モデル	44
3.3.4	メッシュの移動	45
3.3.5	解析条件	45
3.4	結果と考察	46
3.4.1	現状の把握	46
3.4.2	翼形状改良の検討	48
3.4.3	改良翼の冷却実験による検証	49
3.5	結言	49
3.6	使用記号	49
3.7	参考文献	51
 第4章 特殊形状アンカー翼が冷却過程に及ぼす影響の実験的検討		67
4.1	緒言	67
4.2	実験装置および方法	68
4.3	結果と考察	70
4.3.1	実験結果	70
4.3.2	結果のまとめと考察	71
4.4	結言	73
4.5	使用記号	74
4.6	参考文献	74

第5章 特殊形状アンカー翼が冷却過程に及ぼす影響に関する	
CFD解析	89
5.1 緒言	89
5.2 数値解析	89
5.3 結果と考察	92
5.3.1 A翼の正転と逆転の比較解析結果	92
5.3.2 下翼の取り付け方向による影響の比較	96
5.3.3 上下翼の位相差影響の比較	99
5.3.4 翼形状および回転方向影響の定量的な比較	100
5.4 結言	101
5.5 使用記号	102
5.6 参考文献	103
第6章 改良翼のクリーム冷却保持槽への応用と効果の検証	147
6.1 緒言	147
6.2 数値解析	148
6.3 実験方法	149
6.3.1 改良型実機冷却保持槽による冷却能力検証実験方法	149
6.3.2 改良型実機冷却保持槽によるクリーム試験製造および物性確認方法	150
6.4 結果と考察	151
6.4.1 CFDシミュレーション	151
6.4.2 改良型実機冷却保持槽における検証実験結果と考察	153
6.4.3 クリームによる物性確認結果	154
6.5 結言	154

6.6 使用記号	155
6.7 参考文献	156
第7章 総括	173
謝辞	176

第1章 緒論

1.1 本論文の目的と概要

本研究の対象となるクリームは、牛乳から遠心分離などにより脱脂乳を除去した結果得られる、乳脂肪分リッチなO/W型エマルジョンの液状食品である。また、砂糖や香料を加えて泡立てると洋菓子に使用されるホイップクリームとなり、さらに激しいストレスを与えると相転換が起こりW/O型エマルジョンのバターになるという不安定な性質を持っている^{25,26,27)}。したがってクリーム製造工程においては、クリームに極力ストレスを与えないことが重要なポイントの一つとなっている。なかでも最終工程である攪拌冷却保持工程は、エージングと呼ばれる脂肪球を安定化させる工程であり、冷却による脂肪球内の脂肪分の再結晶化⁴⁴⁾や、脂肪球皮膜の安定化¹⁾がおこなわれる、クリームの品質を決める重要な工程のひとつである^{52,53,56)}。

クリームの品質劣化のひとつとしては、クリーム中の脂肪球凝集による粘度上昇を挙げることができるが、この脂肪球の凝集は、ストレスを受ける時間が長く、強度が強く、温度が高い(5~15°C)ほど多い傾向がある^{5,6,22,32,33,34,41,42,43,52)}。したがってよりよい品質のクリームを得るためには、冷却保持槽内を均一にかつ速やかに冷却することと、攪拌によってクリームに与えるストレスを極力抑えることの2点が重要な管理点となる。

この冷却保持槽において粘性液を緩やかにかつ均一に攪拌するためには、ヘリカルリボン翼や、最近に見られる大型翼^{2,3,4,7,18,20,21,23,24,28,29,40,45,48,49,51)}を用いた低速回転での攪拌が好ましいとも考えられるが、殺菌後の乳製品が入る最終工程の冷却保持槽には高い衛生性を保つために、スプレー洗浄方式などでの容易な洗浄性を要求され、洗浄性・殺菌性などの懸念から、複雑な大型翼は採用されていない。

したがって現在までのクリーム冷却保持槽には、洗浄性や空気の巻き込み抑制も考慮に入れ、伝熱性能を優先させた邪魔板無しのアンカータイプ翼が用いられてきた。また、タンク形状も製品回収率と洗浄性、および冷却を考慮して、底部にも冷却ジャケットが付いているコニカル底槽の採用が多い。しかしながらクリーム品質に与える影響を恐れるばかり、現在までこの翼形状や運転条件などの改良の検討は、なされてこない状況にあった。

アンカー翼については、所要動力^{8,17,19,36,46,47)}や、流動状態^{12,31,39)}、伝熱の研究^{14,16,30,38,50)}がなされているが、翼の取り付け角度が垂直ではなく、上下に位相差があり、かつコニカル底槽の特殊アンカー翼の研究は見られてない。

そこで本研究では、不安定でダメージを受けやすいクリームの冷却保持工程に対して、攪拌によるストレスがクリームの品質に悪影響を及ぼさない範囲での、冷却効率と槽内均一性の向上を目的とした特殊アンカー翼形状の改良とスケールアップを目指し、クリームの擬似液と小型実験槽を用いて流動・冷却速度に及ぼす影響を測定し、新たな評価指標を用いて最適翼とその回転方向を決定している。さらに、攪拌流動解析に実績を挙げている数値流体力学（CFD: Computational Fluid Dynamics）解析^{9,10,11,12,13,14,15)}を用いて本現象の解明に取り組み、翼形状と回転方向による、冷却速度や槽内の均一性および製品クリームが受けるダメージへの影響などを考察した。これら小型槽による実験およびCFD解析の結果を、実製造タンクの改良へ応用し、製品品質および生産効率の向上につながる改善となることを明らかとした。

1.2 本論文の構成と各章の概要

本論文は全7章からなり、各章の概要は以下の通りである。Fig.1.1には本論文の研究の流れをフローシートとして記した。

[第1章] 緒論

本論文の背景と研究の目的および概要について述べている。

[第2章] 攪拌ストレスによるクリームの粘度上昇現象

クリームは攪拌時などに受けるストレスによって粘度が上昇することが知られている。この現象を定量的に捉えるため、回転二重円筒型粘度計を用いて、ストレス下でのクリームの粘度上昇現象のオンライン測定をおこなった。

粘度上昇に対する温度依存性や、せん断速度の影響の測定をおこなった結果、5～15°Cの条件下では、やはり温度が高いほど粘度上昇速度が速く、一定温度下においての粘度上昇は、攪拌所要動力の積算値である投入動力量との相関で纏められ、クリームが受けたストレス量に応じて、不可逆なダメージが蓄積することを明らかにした。また、この結果から実製造槽における冷却保持中のストレス量の評価もおこなうことができた。

[第3章] CFDを用いた冷却保持槽の流動状態および冷却過程の解析

本章では、クリーム冷却保持槽の冷却特性を解析し、改良翼を検討するために小型コニカル底槽を用いた攪拌冷却実験とCFD解析を併せて実施し、改良翼の効果の検証をおこなっている。

試験液としてカルボキシルメチルセルロース（carboxymethylcellulose、CMC）水溶液にて粘度を調整したクリーム擬似液を用い、攪拌翼には、実製造に使用している翼⁵⁵⁾の1/10モデルとして、上部に槽壁面を掻き取る翼（上翼）を、下部には底部を掻き上げる翼（下翼）を持つ特殊アンカー翼を用いた。

改良翼としては、混合を促進させるために、上翼の前進角を小さくしたり、翼幅を広げたりすることによって、回転方向に対する投影面積を大きくした

翼を検討した。CFD解析からは、予想通りに半径方向速度成分の増加が見られ、冷却速度に対しても改善効果が期待される結果となった。冷却速度の促進効果は実験結果との一致で検証することができた。また、測定が困難なせん断応力分布の評価もCFD解析によって可能となり、攪拌時のストレス量の評価予測がおこなえることを確認した。本結果により、CFDを用いた改善翼の検討手法は有効であることを明らかにした。

[第4章] 特殊形状アンカー翼が冷却過程に及ぼす影響の実験的検討

本章では、クリームへの物性影響を変えずに、冷却効率を上げる改良翼を小型実験装置にて検討した。攪拌翼は実製造に使用されているタイプで、上部に槽壁面を搔き取る翼、下部には底部を搔き上げる翼を持つ特殊アンカー翼を基本とした。改良翼としては、現行翼の個々の翼形状はそのままとして、各翼の取り付け角度や位相角を変更した4種類を検討することとし、回転方向も含めて、冷却速度に及ぼす影響を測定することによって、改良効果の検証をおこなった。冷却速度と槽内の均一性の評価には、平均温度履歴指標 I_{TP} と、上下温度差履歴指標 I_{DTP} を定義しこれを用いた。この結果、上翼は押し付け、下翼は搔き上げで、上下翼の位相差が 90° の翼の優位性を見出している。

また、この改良翼の攪拌所要動力は、他の翼と同等もしくは若干低い傾向にあり、クリームに与えるストレス量も同等もしくは低い翼であることが期待された。

[第5章] 特殊形状アンカー翼が冷却過程に及ぼす影響に関するCFD解析

本章では、第4章で明らかとなった現象についてCFDによる解析を試み、その流動と伝熱の特性を明らかにしている。

まず、冷却シミュレーションにより実験値との一致を確認し、本解析方法の妥当性を確認した。さらにこの解析結果を精細に検討することにより、逆転時の上翼に生じる壁面への押し付け方向の流れが熱流束を増大させていることや、上翼の下端で発生する下降流と下翼の翼端で発生する上昇流が槽内の均一性を向上させていることが明らかとなった。また攪拌の上下翼に位相差をつけることによって、攪拌所要動力や製品が受けるせん断応力が抑えられる傾向も見出すことができた。

[第6章] 改良翼のクリーム冷却保持槽への応用と検証

本章では、前章までの結果により得られた知見を実製造タンク設計に反映させ、回転方向の比較についての CFD 解析と実機テストを実施した結果を述べている。改良翼を用いた実製造タンクにて、上翼の押し付け方向（逆転）を採用することによって、冷却速度が向上し、製品品質も向上する結果となった。これらは小型実験槽での結果や数値シミュレーションから予測される結果であり、製品品質および生産効率の向上が期待できる改善となった。

[第7章] 総括

本研究の総括を述べている。

1.3 既往の研究

本研究の対象は、中粘度液を対象とした攪拌レイノルズ数 $Re < 1000$ の層流から遷移域での、特殊アンカー翼を用いた邪魔板無しの攪拌操作であるとともに、槽壁面をジャケット冷却する伝熱操作である。

対象となる液体は、乳脂肪球が高密度で分散する O/W 型エマルションであ

るが、脂肪球の浮上速度は遅いために均相液と近似して扱うことが可能である。また、植物性脂肪などを使用した合成クリームは非ニュートン性を示すが、本対象の生乳から分離した本来のクリームは、低せん断速度域（少なくとも 40s^{-1} 以下）ではニュートン流体として扱うことが可能である。

均相液の攪拌所要動力については永田ら³⁷⁾によって、翼長、翼幅対槽径からの動力推算式がまとめられており、さらに高粘度流体に対しての攪拌のアンカー翼については、高橋ら^{46,47)}や、亀井ら⁸⁾の動力推算式が提案され、その利用は有意義である。また、CFD解析結果から、翼面における回転軸に対しての粘性抵抗モーメントと圧力モーメントの合算から回転トルクを算出することによって、攪拌所要動力を求めることも可能であるが、その精度は解析の条件に依存することとなる。

攪拌伝熱に関しては、一般の伝熱操作と同様に、その伝熱特性を理解するには熱伝達係数 h を求めることが重要であり、 h の一般的な推算手法としてはヌッセルト数 $Nu = hD/\lambda$ を考えることとなる。流動状態を表す無次元数である攪拌レイノルズ数 $Re = d^2 n \rho / \mu$ 、流体の熱物性値を表す無次元数プラントル数 $Pr = C_p \mu / \lambda$ 、およびバルク流体と伝熱面近傍流体の粘度比 $Vis = \mu / \mu_w$ を用いて次式のような相関式にまとめられている。

$$Nu = K Re^\alpha Pr^\beta Vis^\gamma$$

K は装置形状を表す係数である。永田ら³⁷⁾はアンカー翼について $K = 1.5$, $\alpha = 1/2$, $\beta = 1/3$, $\gamma = 0.14$ とまとめているが、槽内の温度のばらつきや経時的な変化が大きいために熱伝達係数の評価が難しいことも述べている。また、 $10 < Re < 100$ の範囲において、 $K = 2.15$, $\alpha = 1/3$, $\beta = 1/3$, $\gamma = 0.18$ とまとめられるという報告もなされている⁵⁴⁾。

一方、低レイノルズ数域の非定常伝熱操作においては、槽内広く温度分布が存在するために、バルク流体温度の決定も難しい問題となる為、局所熱伝

係数を求めて分布として捉える研究もおこなわれている^{18,50)}。また、最近CFD解析にて、温度境界層の厚みよりメッシュ刻みを細かくすることによって、温度境界層の厚みを求める手法も報告されている¹⁴⁾。

低レイノルズ数域においては、伝熱面での温度境界層が厚くなり、壁面付近の液体の更新が重要となるため、翼先端と槽壁面のクリアランスが小さいアンカー翼などが効果的である。しかしながら、食品工業にて使用されるアンカー翼付きタンクはサニタリー性（衛生性、洗浄性）が重視され、接液部については、研磨されたステンレスの溶接一体構造としているために、翼の形状変更についても、安易にはおこなうことができず、製作の容易さや、軸ブレ時の安全性を優先するために大きなクリアランスを持ったタンクが使用される場合が多い。

CFD解析を用いた低せん断で効率の良い攪拌については、培養槽への応用³⁵⁾や、ビール酵母タンクへの応用²¹⁾などの報告がある。ビール酵母タンクに関しては、フルゾーン翼によって槽内を均一に冷却し、かつビール酵母へのダメージを抑えることに成功した興味深い報告である。しかしながら、クリーム用のタンクにおいては、使用状況によって日々液量が変化し、液表面からのエア噛みが致命的なダメージとなる問題があるため、最近の大型翼の採用は難しく、実際には液量が低レベルでも表面での波立ちが比較的小さいアンカータイプ翼を採用している場合が多くみられる。

このように、食品工業においては最適化を検討されずに使用されているアンカータイプの攪拌翼が多くみられるが、特に翼の取り付け角度が垂直ではなく、上下に位相差があり、かつコニカル底槽の特殊アンカー翼の研究は見られてない。

1.4 本論文を構成する参考資料リスト

<本論文を構成する査読論文>

- 1) “A Study of the Effects on Cooling Rate of Impeller Shape with the Aim of Scaling up a Cream Storage Tank,”

Miyamoto, T., H. Shidara, K. Inagaki, K. Nishi, R. Misumi and M. Kaminoyama; *J. Chem. Eng. Japan*, 46, 181–186 (2013)

- 2) “特殊アンカー翼を用いたクリーム冷却保持槽における翼形状と回転方向が冷却速度におよぼす影響の CFD 解析”

宮本 哲夫、稲垣孝二、仁志 和彦、三角 隆太、上ノ山 周
化学工学論文集，第 39 卷，第 5 号，pp.413–419，2013

<国際学会発表>

- 1) “A Study of the Effects on Cooling Rate of Impeller Shape with the Aim of Scaling up a Cream Cooling Storage Tank”,

T. Miyamoto, H. Shidara, K. Inagaki, K. Nishi, R. Misumi, M. Kaminoyama;
International Workshop on Process Intensification 2012, Nov. (Seoul, Korea)

<国内学会発表>

- 1) 「クリームのホイッピング速度の解析」

宮本哲夫、柳原憲邦、菊池基和、神崎幹雄、松本繁
化学工学会第 23 回秋季大会、金沢(1990)

- 2) 「CFD を用いたクリーム冷却保持槽における翼形状が流動・混合状態に及ぼす影響の検討」

宮本哲夫，設楽英夫，江口祐晶，仁志和彦，三角隆太，上ノ山周
化学工学会札幌大会，札幌(2011)

- 3) 「クリーム冷却保持槽における攪拌翼形状が冷却速度に及ぼす影響」

宮本哲夫，設楽英夫，仁志和彦，三角隆太，上ノ山周
化学工学会第44回秋季大会，仙台(2012)

1.5 参考文献

- 1) Darling, D. F.; “Recent Advances in the Destabilization of Dairy Emulsions;” *J. Dairy Res.*, 49, 695–712 (1982)
- 2) Fuchigami, Y., M. Nagai and T. Sugiyama; “Study on Mixing in Scale-up of Stirred Tank Reactor for Continuous Bulk Polymerization,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 22, 264–269 (1996)
- 3) Fuchigami, Y., T. Inami, Y. Kobayashi and A. Hashimoto; “Study on Heat Transfer in Scale-up of Stirred Tank Reactor Using Maxblend^R Impeller for Continuous Bulk Polymerization,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 22, 480–487 (1996)
- 4) Furukawa, H., Y. Kato, T. Kato and Y. Tada “Power Correlations and Mixing Patterns of Several Large Paddle Impellers with Dished Bottoms;” *J. Chem. Eng. Japan*, 46, 255–261 (2013)
- 5) Hinrichs, J., H. G. Kessler, “Fat Content of Milk and Cream and Effects on Fat Globule Stability;” *J. Food Sci.* 62, 992–995 (1997)
- 6) Ihara, K., K. Habara, Y. Ozaki, K. Nakamura, H. Ochi, H. Saito, H. Asaoka, M. Uozumi, N. Ichihashi, and K. Iwatsuki; “Influence of Whipping Temperature on the Whipping Properties and Rheological Characteristics of Whipped Cream,” *J. Dairy Sci.*, 93, 2887–2895 (2010)
- 7) Imanaka, T.; “Gas absorption Characteristics from liquid surface of FULLZONE reactor,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 41(2), 37–46 (1998)
- 8) Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, S. Kuwabata, Y. S. Lee, T.

- Yamaguchi, and S. T. Koh; “Development of Power Correlations for Various Impellers in an Agitated in Laminar Region Based on Numerical Analysis of 2-D Flow,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 20(5), 595–603 (1994)
- 9) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Three-Dimensional Flow Behavior of a Pseudoplastic Liquids in a Stirred Vessel with Turbine Impellers,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 14, 786–793 (1988)
- 10) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Flow Analogy of a Pseudoplastic Liquid in Geometrically Similar Stirred Vessels Based on Numerical Analysis,” *J. Chem. Eng. Japan*, 23, 214–221 (1990)
- 11) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Mixing Process for High Viscosity Pseudoplastic Liquids in Mixers with Various Plate Types of Impeller,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 16(4), 820–829 (1990)
- 12) Kaminoyama, M., K. Akabane, K. Arai, F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis on Flow Behavior of Bingham Fluid an Anchor Impeller Mixer,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 16(5), 939–945 (1990)
- 13) Kaminoyama, M., K. Arai and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Power Consumption and Mixing Time for a Pseudoplastic Liquid in Geometrically Similar Stirred Vessels with Several Kinds of Plate-type Impellers,” *J. Chem. Eng. Japan*, 27, 17–24 (1994)
- 14) Kaminoyama, M., M. Watanabe, K. Nishi and M. Kamiwano; “Numerical Simulation of Local Heat Transfer Coefficients in Stirred Vessel with Impeller for Highly Viscous Fluids,” *J. Chem. Eng. Japan*, 32(1), 23–30 (1999)
- 15) Kaminoyama, M., K. Nishi, R. Misumi, T. Inoue and H. Takeda; “Numerical Analysis of Mixing Process for a Heterogeneously Viscous System of High

- Concentration Slurry Liquids in a Stirred Vessel,” *J. Chem. Eng. Japan*, 40(8), 645–651 (2007)
- 16) Kamiwano, M., M. Kaminoyama, K. Yamamoto; “Trial Manufacture of a Real Time and Multi-Point Temperature Measuring Instrument—Application for measuring the heat transfer condition of high viscous fluids in a stirred vessel—,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 21(4), 760–765 (1995)
- 17) Kamiwano, M., M. Kaminoyama, K. Nishi and Y. Suzuki; “Power Consumption Diagram for Various Kneader Mixers Dealing with Wet Particles-In the case that rheological properties for wet particles cannot be measured-,” *J. Chem. Eng. Japan*, 33, 489–498 (2000)
- 18) Kamiwano, M., M. Kaminoyama, K. Nishi and A. Mizushima; “Method of Thermally Determining the Flow and Stagnant Regions of a Slurry Fluid in a Stirred Vessel Equipped with Paddle Impellers ,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 26(5), 669–674 (2000)
- 19) Kato, Y., N. Kamei, Y. Toda, N. Kato, T. Kato, T. Ibuki, H. Furukawa and Y. Nagatsu; “Power Consumption of Anchor Impeller over Wide Range of Reynolds Number,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 37, 19–21(2011)
- 20) Katsura, H. and Y. Syatani; “Introduction of ST Liquefied Rice Fermentation,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 40(2), 75-81 (1997)
- 21) Kawamura, K., M. Wakaura, E. Jinbo, Z. Okazaki, T. Imanaka, H. Itoh and Y. Okamoto; “A New Beer Yeast Tank with a Low-shear Impeller, FULLZONE,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 43(1), 99–105 (1999)
- 22) Kessler, H. G.; “Food and Bio Process Engineering – Dairy Technology, ” Fifth Edition, Verlag A. Kessler (Publishing House A. Kessler), 385–407 (2002)
- 23) Kikuchi, M., K. Takata, H. Itoh, E. Satoh and Y. Murakami; “The

- Development of Highly Efficient Mixing Impeller “FULLZONE”,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 35(1), 6–11 (1991)
- 24) Kikuchi, M., K. Takata, H. Itoh; “Flow Structure and Mixing Characteristic in a Vessel Stirred with FULLZONE Impeller,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 35(3), 6–9 (1991)
- 25) Kikuchi, M., H. Endo, K., Inagaki, M. Kanzaki and S. Matsumoto; “Cycling Phenomenon in Continuous Whipping of Cream,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 16, 867–874 (1990)
- 26) Kikuchi, M., T. Miyamoto, N. Yanagihara, M. Kanzaki and S. Matsumoto; “Analysis of Whipping Rate of Cream”, *Kagaku Kogaku Ronbunshu* 18, 136–138 (1992)
- 27) Kikuchi, M., M. Endo., T. Yoshioka, R. Watanabe and S. Matsumoto; “Modelling and Dynamic Analysis of Continuous Whipping System,” *Milchwissenschaft*, 50, (3), 129–134 (1995)
- 28) Kobayashi, T.; “New Liquefying Equipment with FULLZONE Impeller for “Polished Rice Grains”,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 38(2), 1–5 (1994)
- 29) Kuratsu, M., H. Nishimi, M. Mishima and T. Kamota; “New Type Mixing Vessel MAXBLEND[®],” *Sumitomo Juukikai Gihou*, 35(104), 74–78 (1987)
- 30) Kuriyama, M., M. Ohta, K. Yanagawa, K. Arai and S. Saito; “HEAT TRANSFER AND TEMPERATURE DISTRIBUTIONS IN AN AGITATED TANK EQUIPPED WITH HELECAL RIBBON IMPELLER,” *J. Chem. Eng. Japan*, 14, 323–330 (1981)
- 31) Kuriyama, M., H. Inomata, K. Arai and S. Saito; “Numerical solution for the flow of highly viscous fluid in agitated vessel with anchor impeller,” *AIChE Journal*, 28, 385–391 (1982)

- 32) Langley, K. R.; “Changes in viscosity of processed creams during storage at 5 °C,” *Journal of Dairy Research* 51, 299–305 (1984)
- 33) Matsumura, Y.; “Interactions of Proteins at Oil Droplet Surface in food Emulsions,” *Japan J. Food Eng.*, 2, 87–95 (2001)
- 34) Mulder, H. and P. Walstra; “The milk fat globule”, p.103
- 35) Murakami, S., S. Harada and S. Yamamoto; “Fermenter scale-up methods,” *Japan J. Food Eng.*, 2, 53–61 (2001)
- 36) Nagata, S., M. Nishikawa, H. Tada and S. Gotoh; “Power Consumption of Mixing Impellers in Pseudoplastic Liquid,” *J. Chem. Eng. Japan*, 4(1), 72–76 (1971)
- 37) Nagata, S.; “Mixing –Principles and applications–,” p.35, 101, Kodansha (1975)
- 38) Nishikawa, M., N. Kamata, and S. Nagata; “Heat Transfer for Highly Viscous Liquids in Mixing Vessel,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 1(5), 466–471(1975)
- 39) Ohta, M., M. Kuriyama, K. Arai, and S. Saito; “A Two-Dimensional Model for the Secondary Flow in an Agitated Vessel with Anchor Impeller,” *J. Chem. Eng. Japan*, 18(1), 81–84 (1985)
- 40) Omoto, S., H. Ogasawara and K. Nakamura; “Stirring and mixing technologies being advanced Aiming at production of high-quality and high added products. “Sun meller”, a general-purpose stirring vessel,” *Kagaku Souchi*, 36, 59–64 (1994)
- 41) Palfreyman, K. R.; “An evaluation of mixing performance and fat globule damage in cream crystallizing silos, ” *New Zealand journal of dairy science and technology* 23, 373–384 (1988)
- 42) Rajah, K. K. and K. J. Burgess; “MILK FAT, ” The Society of Dairy

- Technology, 7–16 (1991)
- 43) Rothwell, J.; “Studies on the effect of heat treatment during processing on the viscosity and stability of high-fat market cream, ” *J. Dairy Res.*, 33, 245–254 (1966)
 - 44) Segall, K. I. and H. D. Goff; “Secondary Adsorption of Milk Proteins from the Continuous Phase to the Oil–water Interface in Dairy Emulsions,” *Int. Dairy J.*, 12, 889–897 (2002)
 - 45) Shimada, T., S. Omoto, H. Ogasawara and K. Nakamura; “Development of Unsymmetrical Shape Mixing Impeller,” *Mitsubishi Heavy Industries, LTD. Technical Review*, 31, 337–340 (1994)
 - 46) Takahashi, K., K. Arai and S. Saito; “POWER CORRELATION FOR ANCHOR AND HELICAL RIBBON IMPELLERS IN HIGHLY VISCOUS LIQUID,” *J. Chem. Eng. Japan*, 13, 147–150 (1980)
 - 47) Takahashi, K., K. Arai and S. Saito; “AN EXTENDED POWER CORRELATION FOR ANCHOR AND HELICAL RIBBON IMPELLERS,” *J. Chem. Eng. Japan*, 15, 77–79 (1982)
 - 48) Takata, K., H. Ito, M. Kikuchi and Y. Okamoto; “Flow and Mixing Characteristics in a Stirred Tank with Dual Wide Paddles, ” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 25(2), 253–258(1999)
 - 49) Tokuoka, H.; “Application of “FULLZONE”,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 38(1), 11–14 (1994)
 - 50) Yamamoto, K., M. Kaminoyama, K. Nishi and M. Kamiwano; “Relation of Polymer Properties and Local Temperature Distribution in a Stirred-Type Batch Reactor using Several Types of Impellers,” *Kagaku kogaku ronbunshu*, 22, 882–890 (1996)

- 51) Yamamoto, K., K. Abe, A. Tarumoto, K. Nishi, M. Kaminoyama and M. Kamiwano; “Development and Evaluation of Large-Scale Impeller Generating Strong Circulation Flow Suitable for Wide Viscosity Range in Reactor with Cooling Coil,” *J. Chem. Eng. Japan*, 31, 355–365 (1998)
- 52) 伊藤肇躬、“乳製品製造学”、光琳 p.136–200、p.303–322 (2004)
- 53) 上野川修一ら編集、“ミルクの事典”、朝倉書店、p.116–125(2009)
- 54) 化学工学会編 “化学工学便覧（改訂六版）”、丸善、p.449 (1999)
- 55) 上和野満雄 監修、設楽英夫、“高粘度流体を中心とした攪拌トラブル対策と最新用途展開、第2編 第9章 均一な混合と攪拌による食品の美味しさ向上”、技術情報協会、p.357–374 (2005)
- 56) 山内邦男、横山健吉 編集、“ミルク総合事典”、朝倉書店、p.167–184 (1992)

クリーム冷却保持槽における特殊形状アンカー翼が 冷却過程におよぼす影響に関する研究

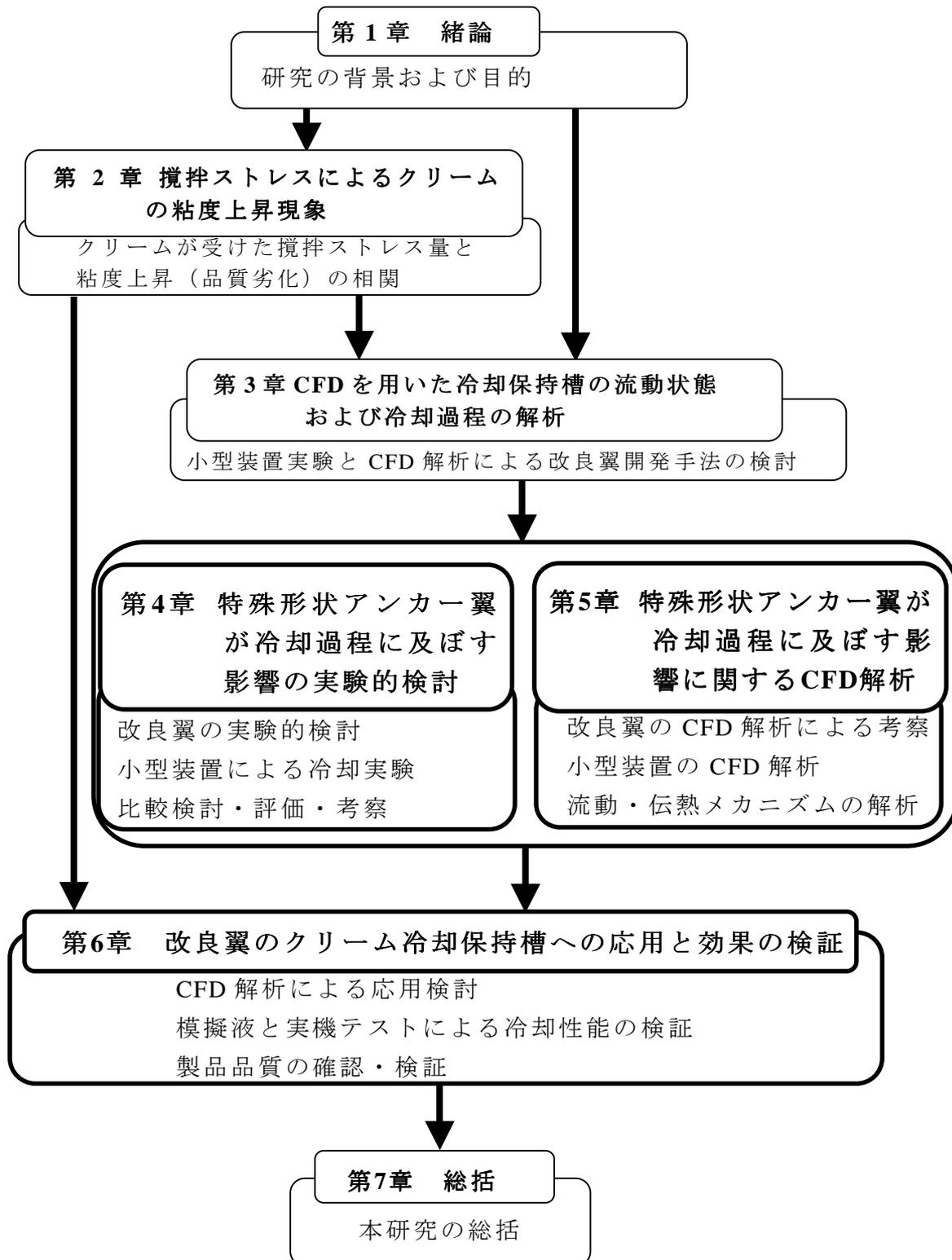


Fig.1.1 Flow scheme of this study

第2章 攪拌ストレスによるクリームの粘度上昇現象

2.1 緒言

クリームとは、乳等省令(乳及び乳製品の成分規格等に関する省令)にて、「生乳、牛乳又は特別牛乳から乳脂肪分以外の成分を除去したもの」と定義されている、乳漿と呼ばれる水相部に脂肪球が分散している O/W 型エマルジョンである。市販のホイップ用クリームには、本来のクリーム以外にも、クリームに植物油脂などを加えたものや、乳脂肪を含まず植物油脂のみで作られた合成クリームもあり、これらには乳化剤や安定剤などが添加されて、比較的安定な性状となっている。しかしながら、本来のフレッシュクリームは添加物が一切認められないために、製造工程中のストレスによってもダメージを受けやすく、ホイッピングなどの激しいストレスを過剰に加え続けると、エマルジョンの相転換が起こり W/O 型エマルジョンのバターになるといった不安定な性質を持っている^{8,9,10)}。

Fig.2.1にクリームのSEM写真を、**Fig.2.2**に粒度分布測定結果を示した。脂肪球の平均粒径は3~4 μm で、脂肪球同士が近接している様子が見て取れる。脂肪率40%のクリーム内の脂肪球間距離は、脂肪球平均径の0.16倍しか離れていない¹³⁾と言われているほど接近しているため、せん断などのストレスにより、脂肪球同士の衝突や凝集、合一が生じ、この結果が粘度上昇や、エマルジョンの不安定化に繋がることが知られている²⁾。この脂肪球の凝集は、ストレスを受ける時間が長く、強度が強く、温度が高い(5~15°C)ほど多い傾向がある^{2,3,7,11,12,13,15,16,17)}。

また、ケーキなどに用いるホイップクリームは、クリームを砂糖や香料などとともに泡立てることによって使用されるが、このクリームのホイッピング現象においては、気泡の形成と微細化によって、気泡界面での脂肪球の凝

集が促進されることが知られており、これがホイッピングの速度増大の大きな要因となっている¹³⁾。

このように、クリームは製造工程や輸送中の物理的なストレスや、気泡の抱き込みなどによってダメージを受ける不安定な性状であり、研究対象であるエージング工程のような、液面からの空気の抱き込みを起こさせないような緩やかな攪拌中においても、粘度上昇やバター粒の発生などの品質劣化トラブルが起こる恐れを秘めている。そこで本章では、冷却保持槽の設計の目安として、エージング中の攪拌によるストレスがクリームに与える影響を定量的に捉え、品質劣化が顕在化するストレスレベルを明らかにすることを目的として、気泡の影響が無い状況での、クリームが受けるストレスと粘度上昇との相関について、二重円筒型粘度計を用いて計測し、考察した結果を以下に報告する。

2.2 実験装置および方法

粘度測定には、HAAKE社の粘度計VT550を用い、二重円筒のローターとカップはセンサーMV-DIN⁴⁾を使用した。**Fig.2.3**に粘度計の概観とセンサー形状を示した。

本粘度計においては、センサーの形状、大きさによって異なるシステムファクター f および M という定数を、ローター長さ L [m]、ローター半径 R_i [m]、カップ半径 R_a [m]を用いて以下の通り定義している⁴⁾。

$$f = \frac{1}{2\pi L R_i^2} \quad (2.1)$$

$$M = \frac{4\pi R_a^2}{R_a^2 - R_i^2} \quad (2.2)$$

このシステムファクターを用いることによって、粘度計にて測定したトルク T [Nm]と回転数 n [s⁻¹]から、共軸二重円筒型回転粘度計のせん断応力 τ [Pa]、せん断速度 $\dot{\gamma}$ [s⁻¹]および粘度 μ [Pa·s]は以下の通り算出されることが知られている。

$$\tau = f \cdot T \quad (2.3)$$

$$\dot{\gamma} = M \cdot n \quad (2.4)$$

$$\mu = \frac{f \cdot T}{M \cdot n} \quad (2.5)$$

クリームは脂肪分48%の分離クリームを用い、ローター・カップセンサーとともに恒温水槽にて十分に恒温化した後、粘度計に同様の恒温水を循環させることによって、恒温条件化での測定をおこなった。

粘度計は設定したせん断速度下において経時的に粘度の測定がおこなえるため、連続的にストレスを受け続けるクリームの粘度がどのように変化していくのかを同時に測定することができる。

測定中はせん断速度を一定で実施し、以下のテストを実施した。

- ・ 温度 15°C にて、せん断速度 400s⁻¹のストレスを与え続けた場合の、クリームの粘度変化の計測をおこなう。
- ・ せん断速度 200s⁻¹、温度 10°C にて、間欠運転時（360s の回転と 3600s の停止）の粘度変化の不可逆性確認テストをおこなう。
- ・ せん断速度 400s⁻¹一定下においての、クリームの粘度変化の温度依存性を 5,10,15°C にて計測する。

- ・ 温度 10°C にて、せん断速度を 50,100,200s⁻¹ と変化させて、粘度上昇への影響の測定をおこなう。
- ・ 温度 5°C にて、せん断速度を 50,100,200s⁻¹ と変化させて、粘度上昇への影響の測定をおこなう。

2.3 結果と考察

2.3.1 ストレスによるクリーム粘度上昇

測定結果の一例として、せん断速度400s⁻¹、温度15°Cでのテスト結果を **Fig.2.4**に示した。ローター回転開始から、一旦粘度が低下し、その後上昇を始め、一度は増粘が止まるが、さらに上昇し、最後には粘度が低下する状況が観察された。

この現象は、脂肪球同士の凝集・合体形態概念図¹³⁾から、以下の現象が起こっていると説明される。

- ・ 静置されたクリーム中の脂肪球同士の弱い結合 (a: 接着凝着塊状態) がせん断応力により切断されて、再分散化されることによって、最初は粘度が低下する。
- ・ せん断応力により脂肪球同士が衝突し、比較的強い結合・凝集(b: クラスタ状態)や、脂遊離脂肪 (肪球内の脂肪分の流出) が発生し粘度が上昇する。
- ・ さらにせん断応力を受け続けると、脂肪球同士の合一 (c: 癒合脂肪粒) の発生や脂遊離脂肪の発生も多くなり、さらに粘度が上昇する。
- ・ 最後にはバター粒 (c: 癒合脂肪粒の大型化) の発生・相転換が起こることによって、油分と水分が分離した結果として測定粘度が低下する。

次に、せん断速度200s⁻¹、温度10°Cで、360sの回転と3600sの停止を繰り返した間欠測定テスト結果を **Fig.2.5**に示す。上のグラフは元のデータであり、

下のグラフは連続測定テストの結果と合成した結果である。間欠テスト結果の時間軸に重複部分を持たせることによって、連続テストの結果との一致を見ることができる。すなわち、初期の粘度低下部分はまだダメージをそれほど蓄積していない可逆的な部分を多く含んだ現象であり、粘度上昇開始後は不可逆的でダメージが蓄積されている状況であると考えられた。

このように粘度上昇現象は、脂肪球の受けた不可逆的なダメージの蓄積結果であり、クリーム品質の劣化であると言えることができる。つまり、同組成のクリームであれば、粘度の低いクリームほど品質が良いということもできる。

また製造工程においては、Fig.2.4に見られるような粘度上昇すなわち品質劣化が顕在化しないように、冷却保持中の攪拌ストレスを極力抑える必要があり、実際もその範囲で製造がおこなわれている。

2.3.2 クリーム粘度上昇への温度影響

次に測定温度を5,10,15°Cと変化させたテスト結果をFig.2.6に示す。温度が高いほど粘度の上昇開始時期が早く、上昇速度も速いことが見て取れる。同様の現象は、クリームのホイッピング現象にも見ることができ、速度論的な解析もおこなわれている⁹⁾。

天然物であるクリームの脂肪は、分子量や不飽和度が異なる脂肪酸と、グリセリンが結合してできたグリセリドである。その融点は脂肪酸組成により広範囲に及んでいるため、5°Cから15°Cの間でも温度が高いほど脂肪球内の液体脂肪割合が高い状態となっている。そこで脂肪球同士の衝突時には、温度が高いほど変形が起こりやすく、脂肪球皮膜の損傷にともなって脂肪球外にしみ出る液体脂肪（遊離脂肪）も多くなる。この流出した液体脂肪が脂肪球の外側を包み、疎水性の粘着剤となってさらに凝集が進むと考えられている。

したがってエージング時には、脂肪球の結晶化熱を速やかに取り除き、脂肪球内の固体脂肪割合を上げ、脂肪球を安定化させることが重要となっている。

2.3.3 クリーム粘度上昇へのせん断速度影響

クリーム温度を10°Cに固定し、せん断速度を50~200s⁻¹に変化させたテストの結果を**Fig.2.7**に示した。せん断速度が速いほど粘度上昇時期が早く、粘度上昇速度の速いことが見て取れる。これは、投入動力量に対応して脂肪球の衝突、変形、皮膜の損傷、液体脂肪の流出が進み、脂肪球同士の凝集が進んだものと考えられている。

そこで、クリームの受けたストレス蓄積量と、粘度計がおこなった仕事量を等しいもの考え、この結果が粘度に現れるとの仮説をたて、クリーム単位質量当たりの粘度計動力の積算値(投入動力量)を横軸としたグラフを**Fig.2.8**に示した。この結果、どのせん断速度においても、単位質量当たりの積算動力が200J/kgを超えると粘度上昇が始まる結果となり、クリームが受けたダメージ量は、クリームが受けた仕事量で評価できることがわかった。

同様にクリーム温度を5°Cに調整し、せん断速度を50~200s⁻¹に変化させたテストの結果を**Fig.2.9**に示した。10°Cの場合と比べると粘度上昇までの時間は長く、粘度上昇速度も遅くはなっているが、やはりせん断速度が速いほど粘度上昇時期が早く、粘度上昇速度の速いという同様の傾向であった。そこで10°Cと同様に、クリームの単位質量当たりの粘度計積算動力値である投入動力量を横軸とし、粘度を縦軸にとると**Fig.2.10**の通りとなる。この結果どのせん断速度についても単位質量当たりの積算動力が約800J/kgを超えると粘度上昇が始まる結果となり、異なる温度条件でも、一定温度下においてクリームが受けたダメージ量は、クリームが受けた仕事量で評価できることがわ

かった。

2.3.4 実タンクへの適用

先の間欠テストの結果から、粘度上昇開始後は不可逆的でダメージが蓄積されていることが明らかであるため、実際の製造用保持槽においても、エージング終了時までの単位質量当たりの積算動力は200J/kg以下であるべきである。

そこで、**Fig.2.11**¹⁸⁾に示すような実際の5000kgクリーム保持槽を想定し、攪拌所要動力からクリーム品質への影響を考察することとした。設楽ら¹⁸⁾は本クリーム保持槽にて回転数を変えた保持テストを実施し、回転数 $n = 0.033\text{s}^{-1}$ (2rpm)では良好であるが、 $n = 0.05\text{s}^{-1}$ (3rpm)ではクリーム品質の劣化がみられることを確認している。

アンカー翼の攪拌所要動力を推算するには、亀井らのアンカー翼の動力相関式であるEq.(2-7)^{5,6)}が有用であるが、本式は永田の式であるEq.(2-6)¹⁴⁾の層流項である第1項についての2次元数値解析から開発された式であり、乱流についての考慮がなされない。しかしながら実際の5000kgクリーム保持槽での本条件下では、攪拌レイノルズ数 $Re = 1000 \sim 1600$ 程度となるため、亀井のアンカー翼の式にしても、永田の式のパドル翼幅をそのまま広げて対応させるにも、誤差が大きくなってしまうという問題があった。一方、アンカー翼を大きなパドル翼とみなせば、亀井らのパドル翼にて相関できるとの報告⁶⁾もあるが、今回は上翼と下翼が独立し、それぞれが特徴をもった特殊形状のアンカー翼ということで、以下のように推算することとした。後に第6章にてその妥当性を確認している。

下翼に関してはパドル翼として邪魔板無しの永田の式 Eq.(2.6)にあてはめ、上翼に関しては亀井らのアンカー翼の動力相関式 Eq. (2.7)にて、下翼がないもの（下翼幅 $w' = 0\text{m}$ ）として計算することとした。特殊アンカー翼形状を若

干簡略化し、槽形状および攪拌条件は以下の通りとした。

槽内径 $D = 1.85\text{m}$ 、翼径 $d = 1.8\text{m}$ 、下翼幅 $w = 0.25\text{m}$ 、

下翼取り付け角度 $\theta = \pi \times (90-22)/180$ 、

上翼長さ $h = 1.45\text{m}$ 、上翼幅 $b = 0.2\text{m}$ 、上翼枚数 $n_p = 2$ 枚、

回転数 $n = 0.033\text{s}^{-1}$ 、液深さ $H = 2.42\text{m}$ 、

液密度 $\rho = 1000\text{kg/m}^3$ 、液粘度 $\mu = 0.1\text{Pa}\cdot\text{s}$

永田の式（邪魔板なし）

$$N_p = \frac{A}{Re} + B \left(\frac{10^3 + 1.2 Re^{0.66}}{10^3 + 3.2 Re^{0.66}} \right)^p \left(\frac{H}{D} \right)^{(0.35 + w/D)} (\sin \theta)^{1.2} \quad (2.6)$$

$$A = 14 + (w/D) \{ 670 (d/D - 0.6)^2 + 185 \}$$

$$B = 10 \{ 1.3 - 4(w/D - 0.5)^2 - 1.14 (d/D) \}$$

$$p = 1.1 + 4(w/D) - 2.5(d/D - 0.5)^2 - 7(w/D)^4$$

亀井らアンカー翼の動力相関式

$$N_p Re = 8n_p + 75.9 z n_p^{0.85} (h/d) / [0.157 + \{ n_p \ln(D/d) \}^{0.611}] \quad (2.7)$$

$$z = w'/h + 0.684 [n_p \ln \{ d/(d-2b) \}]^{0.139}$$

$$P = N_p \cdot \rho n^3 d^5 \quad (2.8)$$

回転数 $n = 0.033\text{s}^{-1}$ (2rpm) のとき、攪拌所要動力は合計で約0.46Wとなる。製

造において、最大48時間攪拌され続け、攪拌翼と壁面の間の1000kgが主にせん断応力を受け続けたとしても単位質量当たりにクリームが受けるダメージ量積算は約80J/kgであり、今回のテストから得られた臨界値200J/kgからみると、実際の製造条件は2倍程度の安全率があると考えられる。

しかしながら、回転数 n を 0.050s^{-1} (3rpm)に上げただけで攪拌所要動力は約1.3Wとなり、ダメージ量の積算は約225J/kgとなるため、クリームの品質劣化に繋がるレベルとなると予測され、設楽らのテスト結果¹⁸⁾との一致をみる事ができた。

2.4 結言

攪拌時などに受けるストレスによってクリームの粘度が上昇する現象を定量的に捉えるため、回転二重円筒型粘度計を用いたオンラインの測定実験をおこなった。この結果、クリームの粘度上昇に対する温度依存性や、せん断速度の影響について明らかにすることができ、一定温度下においては、粘度上昇は攪拌所要動力積算値との相関で纏められることがわかった。これにより、単位質量当たりにクリームが受けるストレス量積算値の許容量の目安を把握することができた。この結果を元に、現在稼動しているクリーム冷却保持槽の運転条件を検証してみると、安全域であることがわかったが、回転数 n などの小変更によるクリーム品質への影響を推測できることもわかり、今後の保持槽設計へ生かせる知見を得た。また、この粘度上昇現象は、気泡の混入により著しく促進される特徴があり^{8,10)}、実際の運転条件の決定時には、液面からの空気の抱き込みも十分考慮に入れなければならない。

2.5 使用記号

b	= width of the upper blade	[m]
D	= tank diameter	[m]
d	= impeller diameter	[m]
H	= height of liquid	[m]
h	= height of the upper blade	[m]
L	= length of the rotor	[m]
N_p	= power number	[—]
n	= rotational speed	[s ⁻¹]
n_p	= number of impeller blade	[—]
P	= power requirement for stirring	[W]
Ra	= radius of outer cylinder	[m]
Re	= Reynolds number	[—]
Ri	= radius of outer cylinder	[m]
r	= radial direction	[m]
T	= shaft torque	[N·m]
t	= time	[s]
w	= width of the lower blade	[m]
$\dot{\gamma}$	= shear rate	[s ⁻¹]
μ	= viscosity	[Pa·s]
ρ	= density	[kg/m ³]
τ	= shear stress	[Pa]

2.6 参考文献

1) Darling, D. F.; “Recent Advances in the Destabilization of Dairy Emulsions,” *J.*

- Dairy Res.*, 49, 695–712 (1982)
- 2) Hinrichs, J., H. G. Kessler; “Fat Content of Milk and Cream and Effects on Fat Globule Stability, ” *J. Food Sci.* 62, 992–995 (1997)
 - 3) Ihara, K., K. Habara, Y. Ozaki, K. Nakamura, H. Ochi, H. Saito, H. Asaoka, M. Uozumi, N. Ichihashi, and K. Iwatsuki; “Influence of Whipping Temperature on the Whipping Properties and Rheological Characteristics of Whipped Cream,” *J. Dairy Sci.*, 93, 2887–2895 (2010)
 - 4) Instruction Manual Viscotester® VT550,p22,23,37,38
 - 5) Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, S. Kuwabata, Y. S. Lee, T. Yamaguchi, and S. T. Koh; “Development of Power Correlations for Various Impellers in an Agitated in Laminar Region Based on Numerical Analysis of 2-D Flow,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 20, 595–603 (1994)
 - 6) Kato Y., N. Kamei, Y. Tada, N. Kato, T. Kato, T. Ibuki, H. Fukawa and Y.Nagatsu; “Power Consumption of Anchor Impeller over Wide Range of Reynolds Number,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 37, 19–21 (2011)
 - 7) Kessler, H. G.; “Food and Bio Process Engineering – Dairy Technology, ” Fifth Edition, Verlag A. Kessler (Publishing House A. Kessler), 385–407 (2002)
 - 8) Kikuchi M., H. Endo, K., Inagaki, M. Kanzaki and S. Matsumoto; “Cycling Phenomenon in Continuous Whipping of Cream,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 16, 867–874 (1990)
 - 9) Kikuchi, M., T. Miyamoto, N. Yanagihara, M. Kanzaki and S. Matsumoto; “Analysis of Whipping Rate of Cream”, *Kagaku Kogaku Ronbunshu* 18, 136–138 (1992)
 - 10) Kikuchi, M., M. Endo., T. Yoshioka, R. Watanabe and S. Matsumoto; “Modelling and Dynamic Analysis of Continuous Whipping System,”

- Milchwissenschaft*, 50, (3), 129–134 (1995)
- 11) Langley, K. R.; “Changes in viscosity of processed creams during storage at 5 °C,” *Journal of Dairy Research* 51, 299–305 (1984)
 - 12) Matsumura Y.; “Interactions of Proteins at Oil Droplet Surface in food Emulsions,” *Japan J. Food Eng.*, 2, 87–95 (2001)
 - 13) Mulder, H. and P. Walstra; “The milk fat globule”
 - 14) Nagata, S., M. Nishikawa, H. Tada and S. Gotoh; “Power Consumption of Mixing Impellers in Pseudoplastic Liquid,” *J. Chem. Eng. Japan*, 4, 72–76 (1971)
 - 15) Palfreyman K. R.; “An evaluation of mixing performance and fat globule damage in cream crystallizing silos, ” *New Zealand journal of dairy science and technology* 23, 373–384 (1988)
 - 16) Rajah, K. K. and K. J. Burgess; “MILK FAT, ” *The Society of Dairy Technology*, 7–16 (1991)
 - 17) Rothwell, J.; “Studies on the effect of heat treatment during processing on the viscosity and stability of high-fat market cream, ” *J. Dairy Res.*, 33, 245–254 (1966)
 - 18) 上和野満雄 監修、設楽英夫 “高粘度流体を中心とした攪拌トラブル対策と最新用途展開、第2編 第9章 均一な混合と攪拌による食品の美味しさ向上”、技術情報協会 357–374 (2005)

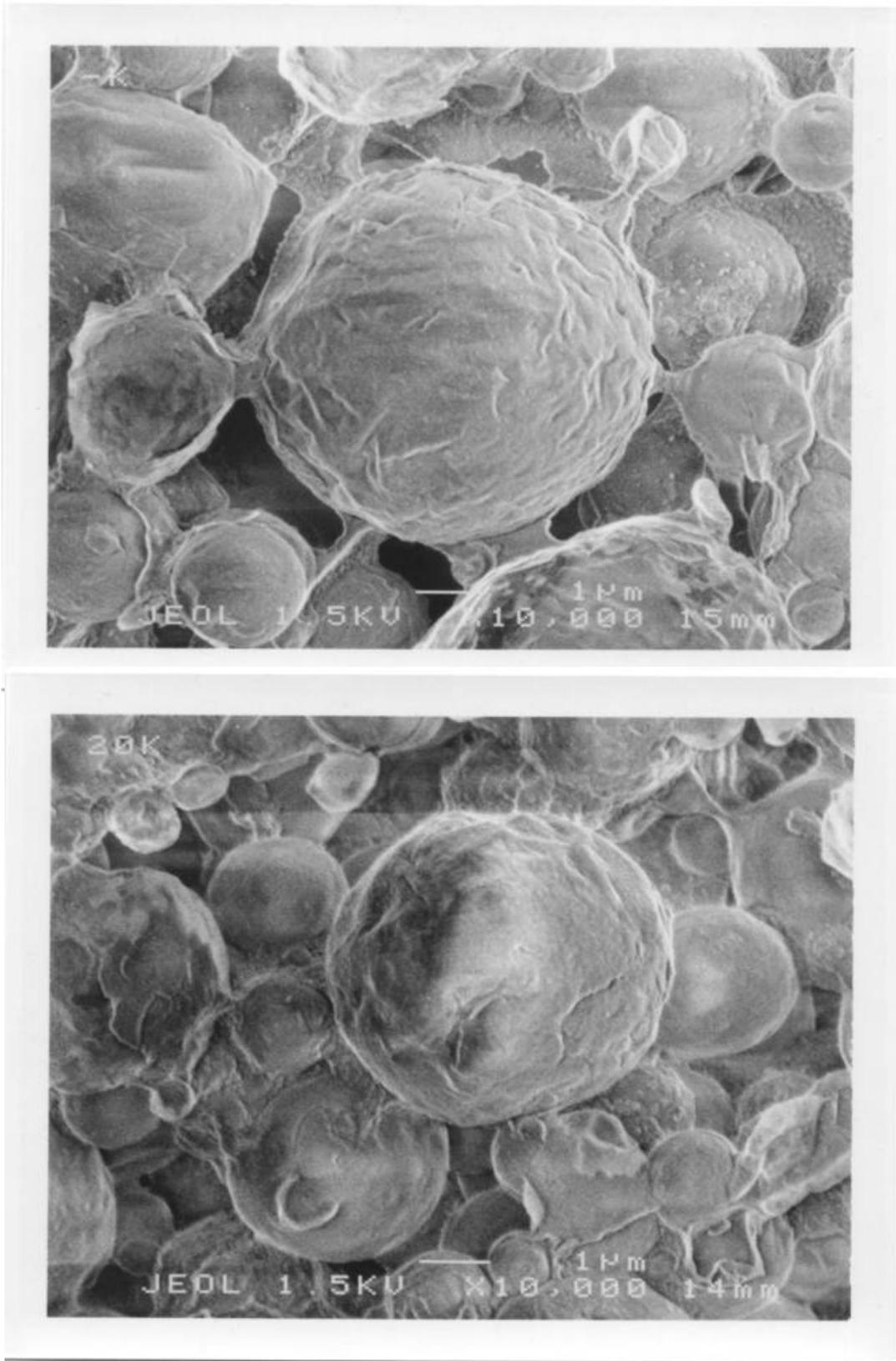


Fig.2.1 Fat globules in cream

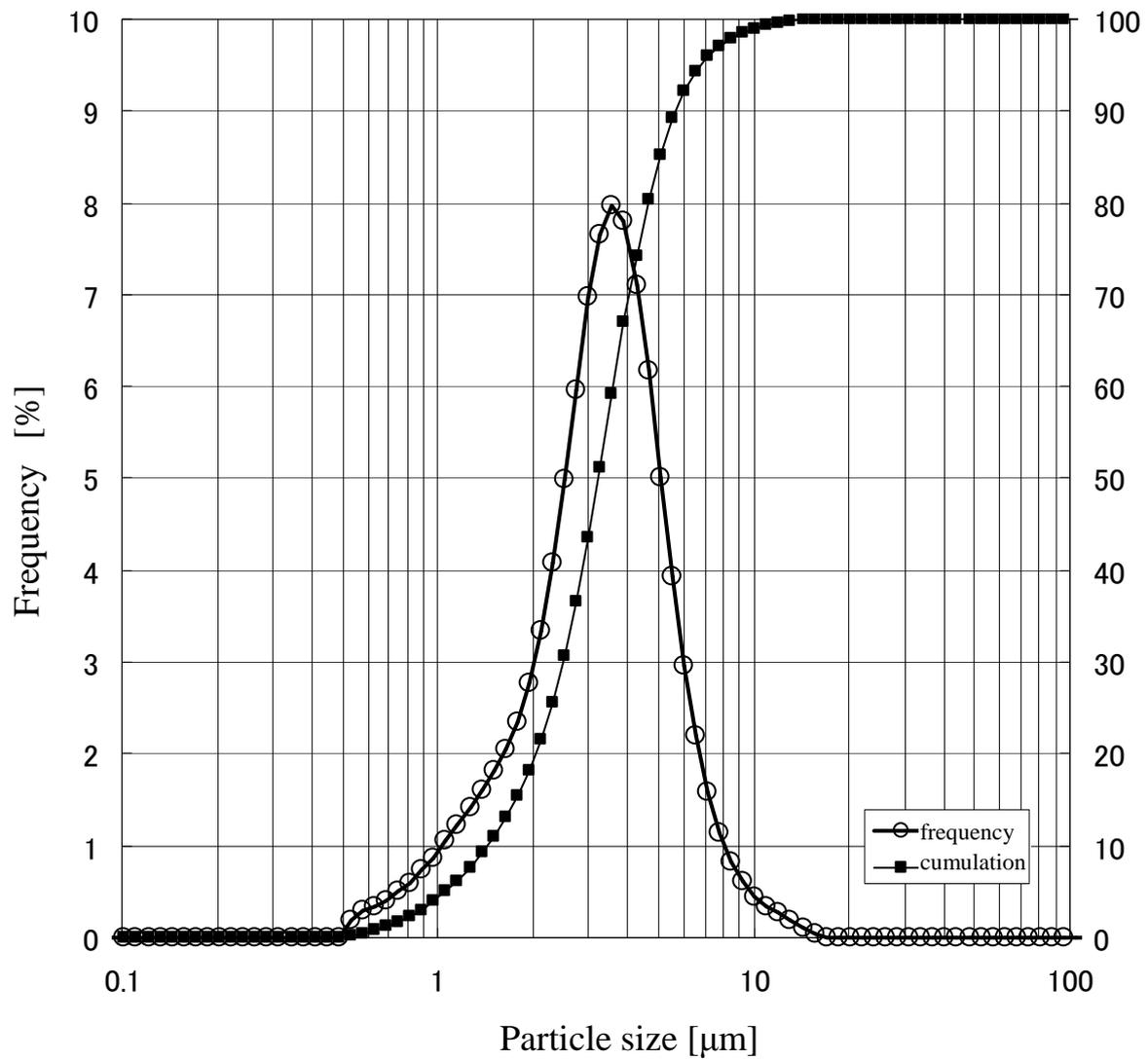
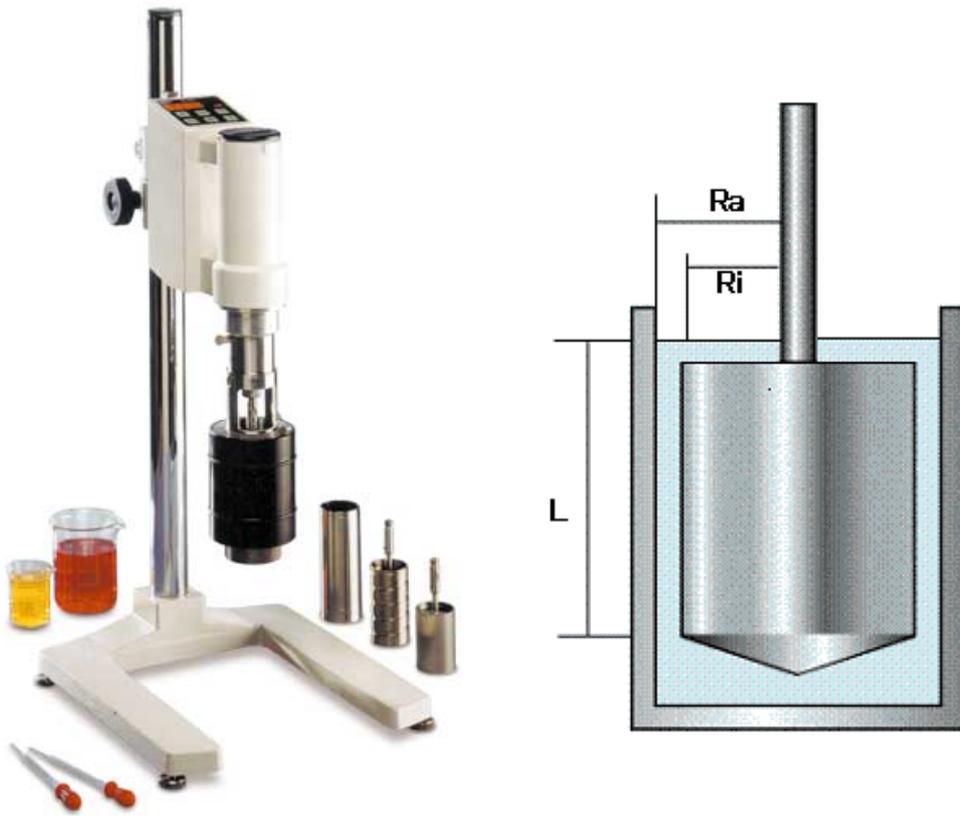
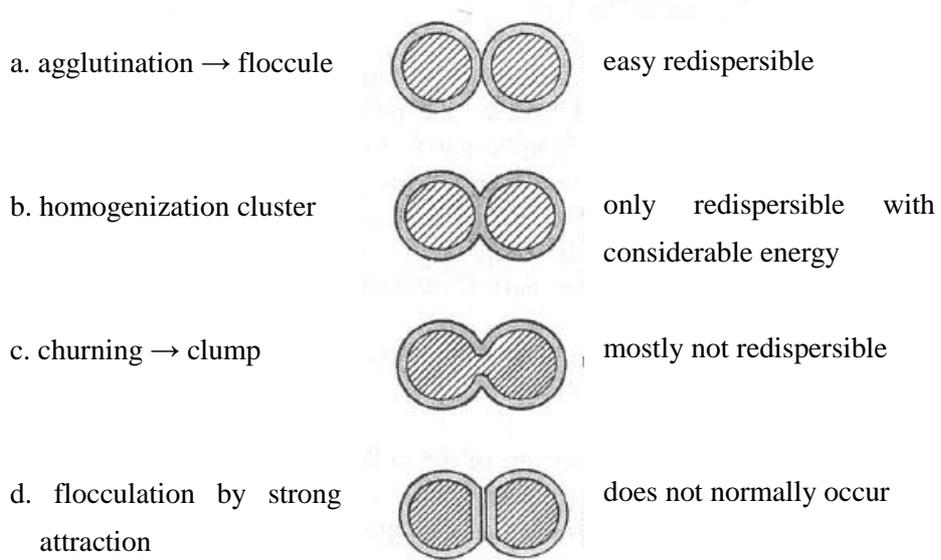


Fig.2.2 Particle size distribution of fat globules in cream



Inner Cylinder (Rotor)		
Radius R_i	[m]	0.01936
Height L	[m]	0.05808
Outer Cylinder (Cup)		
Radius R_a	[m]	0.02100
Sample Volume	[m ³]	0.000046
System Factors		
f	[Pa/Nm]	6140
M	[-]	77.40

Fig. 2.3 Viscometer VT550



Two fat globules, aggregated in different ways, very schematic. Fat hatched; membrane or surface layer gray, but not to scale. (The milk fat globule, p.103)

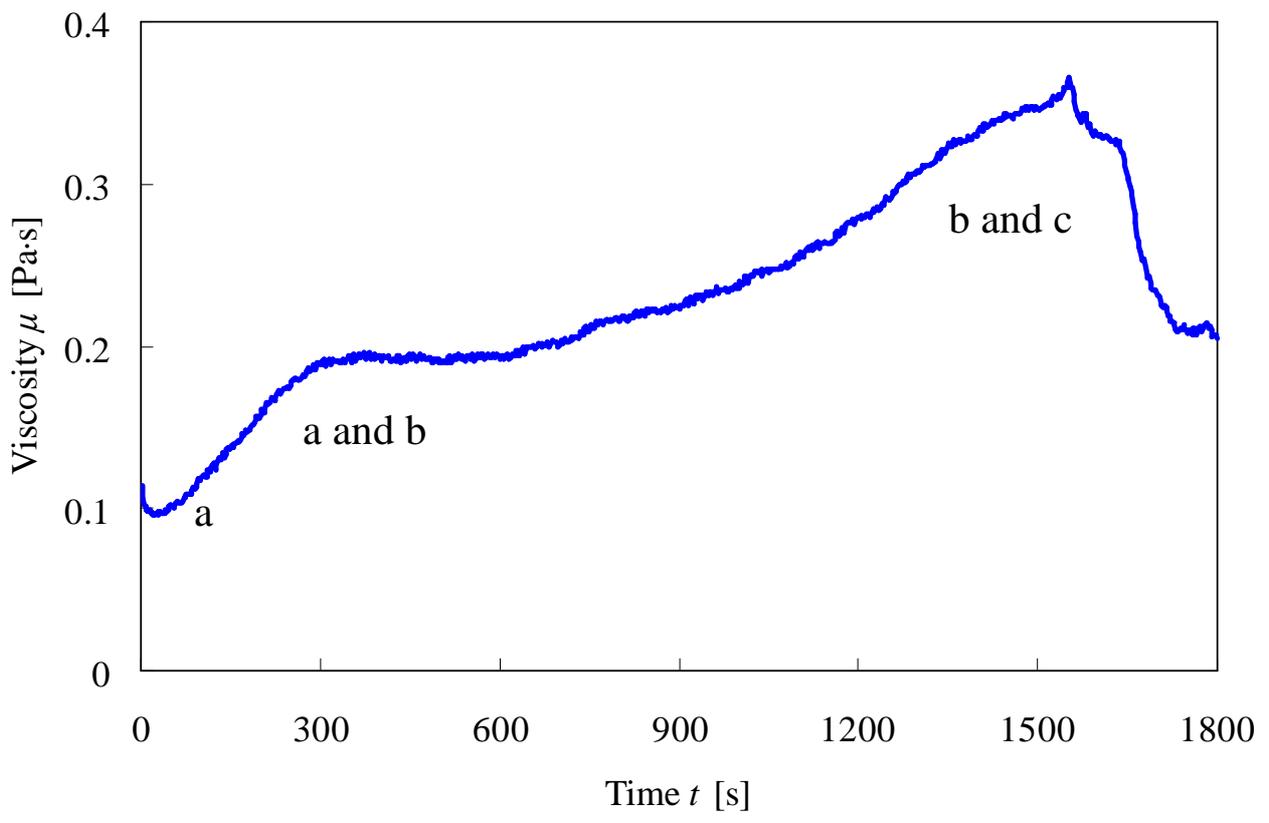


Fig. 2.4 Variation of viscosity during measurement (15°C, 400s⁻¹)

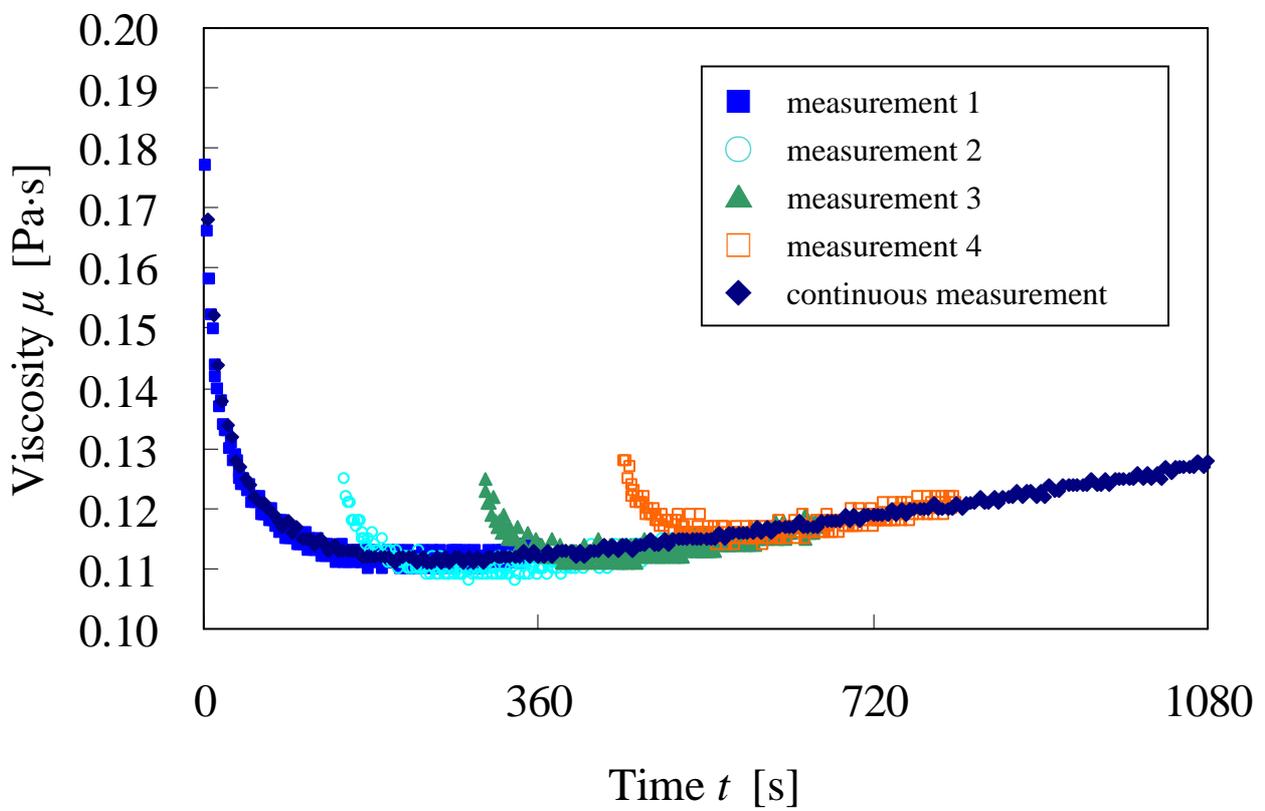
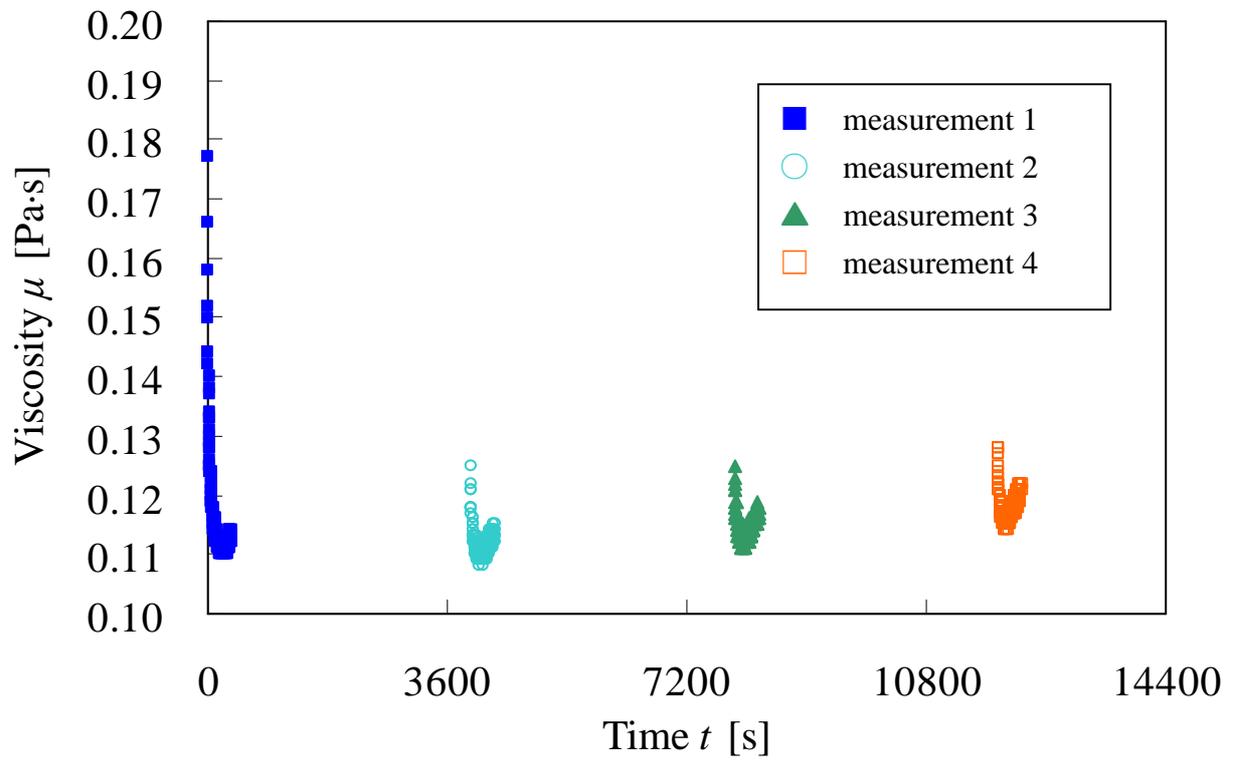


Fig. 2.5 Variation of viscosity during intermittent measurement (10°C , 200s^{-1})

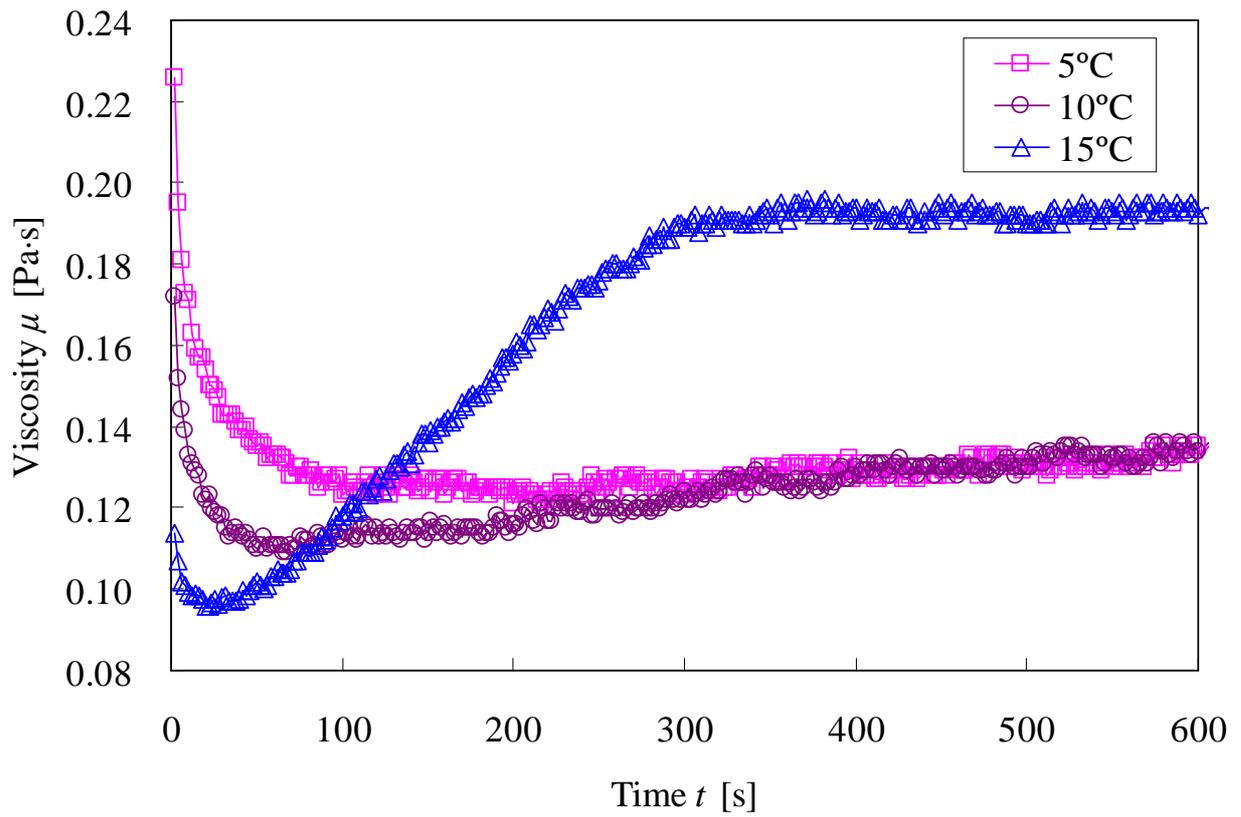


Fig. 2.6 Effect of temperature on variation of viscosity (400s^{-1})

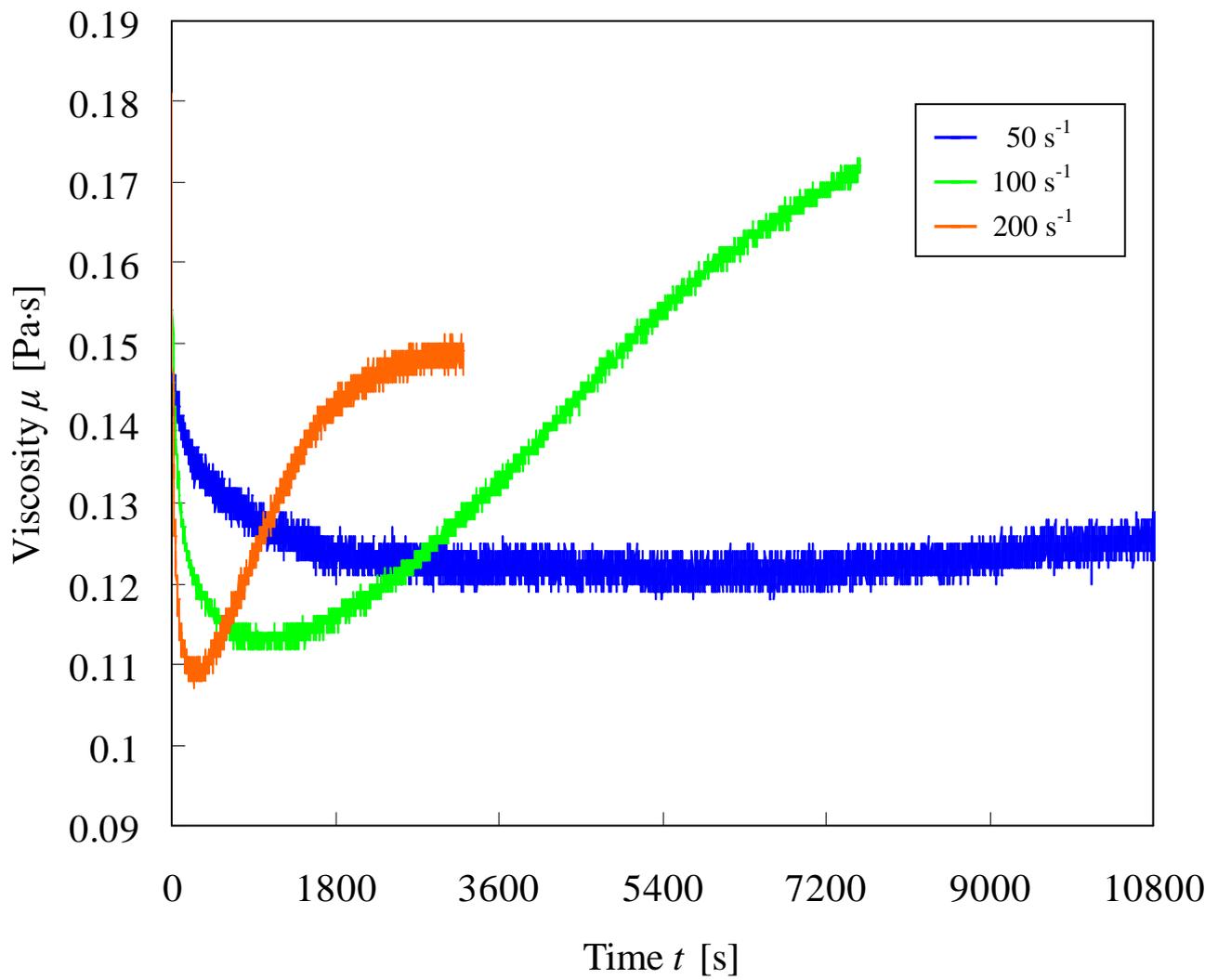


Fig. 2.7 Effect of shear speed on variation of viscosity (10°C)

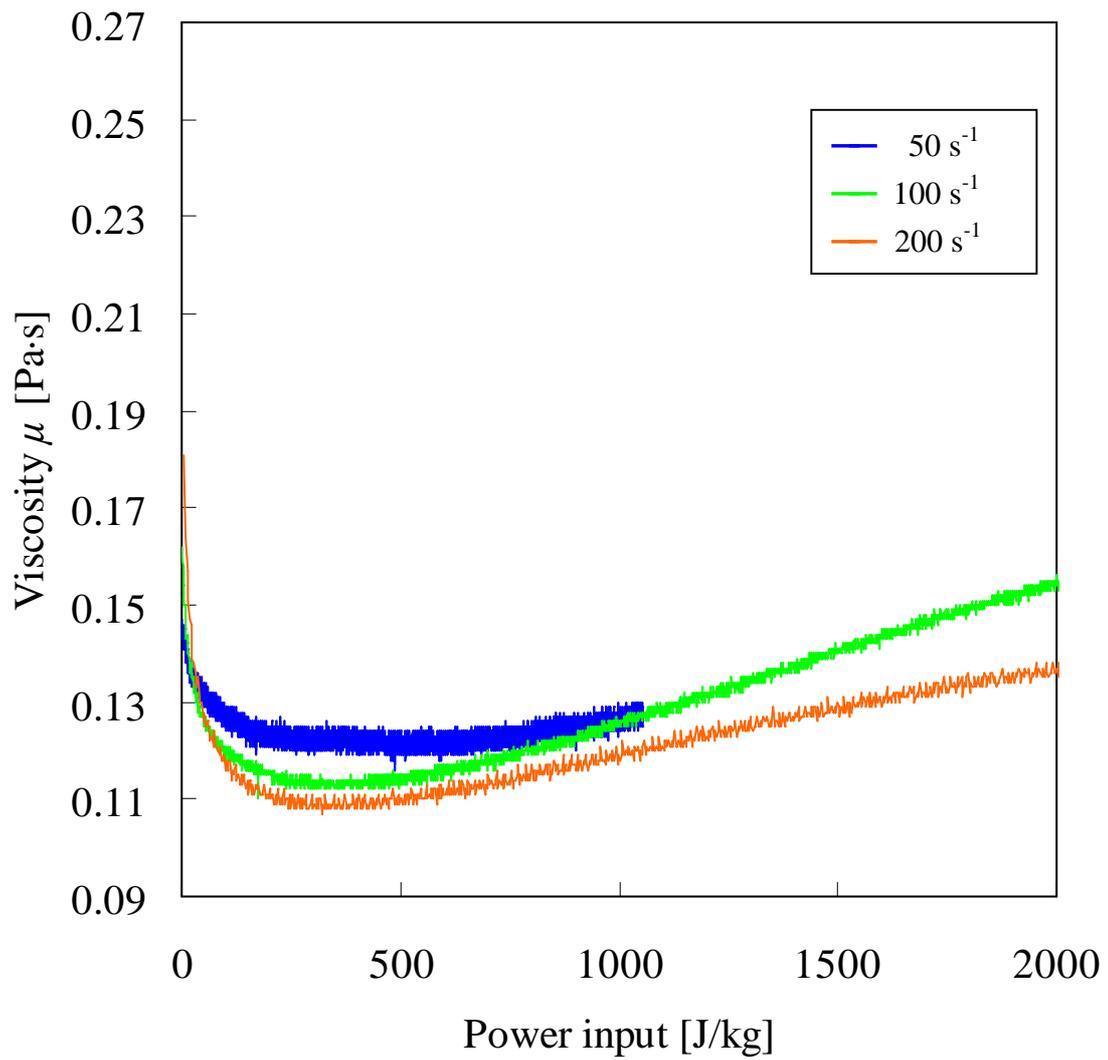


Fig. 2.8 Relationship between integral power input and viscosity (10°C)

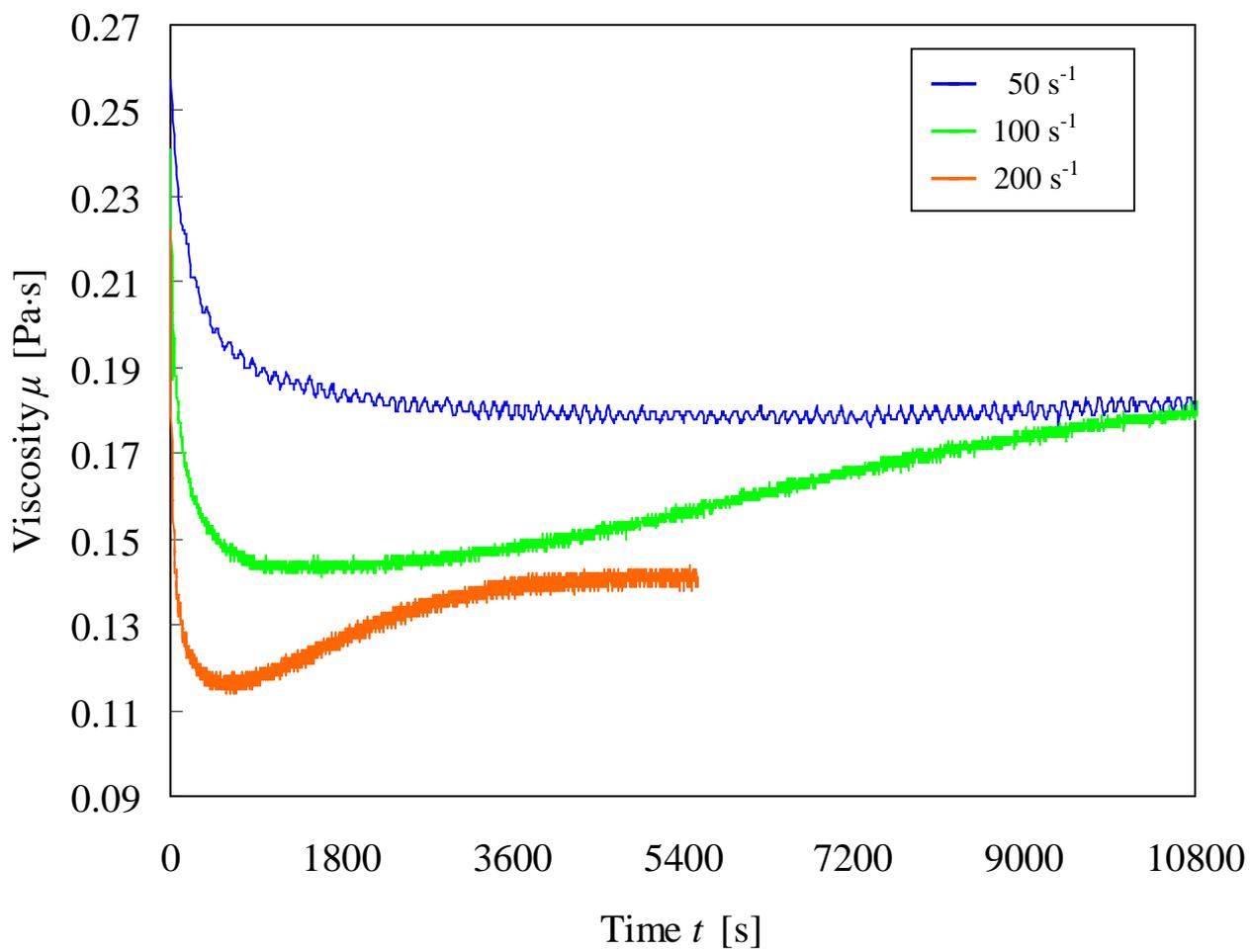


Fig. 2.9 Effect of shear speed on variation of viscosity (5°C)

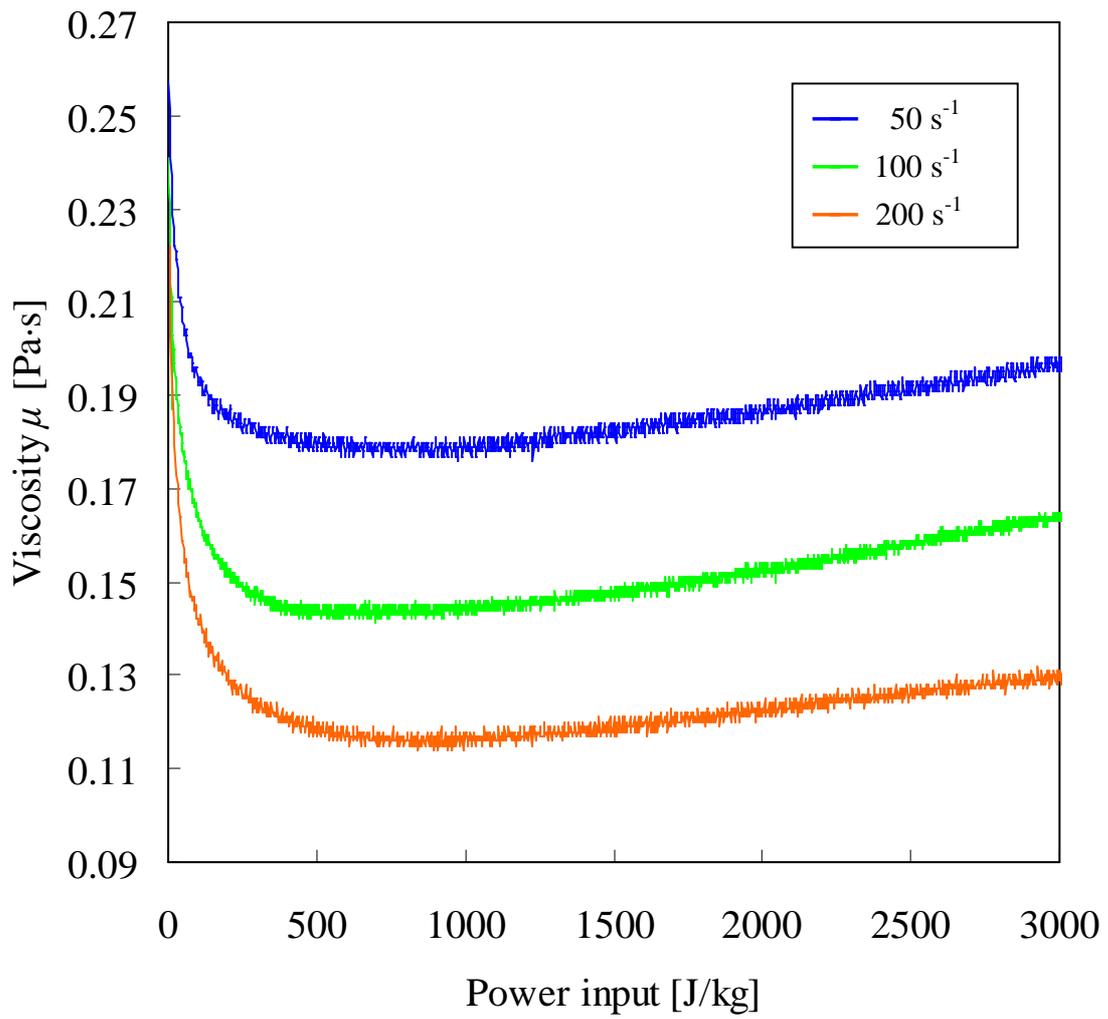


Fig. 2.10 Relationship between integral power input and viscosity (5°C)

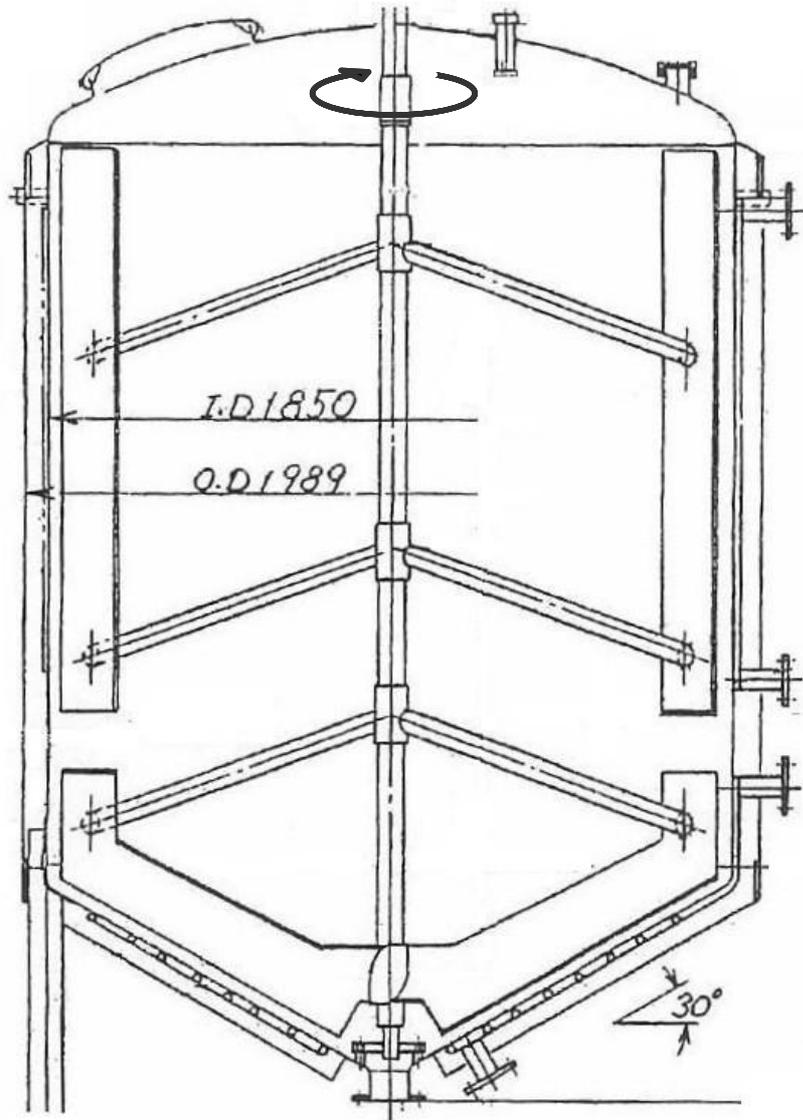


Fig. 2.11 Schematic diagram of the actual cooling storage tank
(5 m³)

第3章 CFDを用いた冷却保持槽の流動状態および冷却過程の解析

3.1 緒言

クリームの工業的な製造工程は **Fig. 3.1** に示す通りで、牧場で集乳されて来た生乳を、遠心分離などにより脱脂乳を取り除いたものがクリームと呼ばれ、加熱殺菌・冷却工程の後、充填や輸送がおこなわれる前に、冷却保持タンクにて数時間から十数時間程度冷却保持する最終工程がある。この工程はエージングと呼ばれる重要な工程であり、第2章でも述べたとおり均一に速やかに冷却することが求められるが、激しい攪拌をおこなえないという、相反する問題を抱えている。実際の製造においても、運転条件によっては、クリーム粘度の上昇や、脂肪球の凝集によるバター粒の発生などのトラブルも発生している。したがって、このようなクリームの品質への悪影響を懸念するばかり、攪拌翼の改良、運転条件の改善などは進まない状況にあった。

本章では、クリーム冷却保持槽の冷却特性を解析し、改良翼を検討するために小型コニカル底槽を用いた攪拌冷却実験を実施するとともに、近年大型翼による攪拌流動解析に実績を挙げている数値流体力学(CFD: Computational Fluid Dynamics)解析^{1,2,3,4)}を併せて実施し、改良翼の効果の検証をおこなった。

CFD を利用することにより、一般的に以下にあげるような多くのメリットが期待できる。

- ・ 実験に掛かる時間・コストの低減
- ・ 検討量（シミュレーション量）の増大
- ・ 測定が困難なせん断応力分布の把握
- ・ 解析結果の可視化

しかしながら、解析手法（モデル・仮定）による結果の不確かさを払拭しきれない問題を持っているので、まずは実際の実験と合わせて検証することが必要である。これにより現状の攪拌状態について、CFD 解析の妥当性を確認した後、改良翼の検討をおこなうこととした。

試験液としてカルボキシルメチルセルロース（carboxymethylcellulose、CMC）水溶液にて粘度を調整したクリーム擬似液を用い、攪拌翼には、実製造に使用している、上部に槽壁面を掻き取る翼（上翼）、下部には底部を掻き上げる翼（下翼）を持つ特殊アンカー翼を用いた。

改良翼としては、混合を促進させるために、前進角を小さくし、かつ翼幅を広げることによって縦翼の回転方向に対する投影面積を大きくした上翼を検討した。結果としては、予想通り攪拌性能が上がり、冷却性能も上がる改善効果を得ることができ、このときのクリームへのダメージ度合いも確認することができた。本結果により、今回の CFD を用いた改良翼の検討手法は有効であることを明らかにした。

3.2 実験装置および方法

小型実験装置は現状まで実際に使用されている 5m³ 冷却保持槽の 1/10 スケールを基本とし、攪拌槽には槽径 $D = 0.20\text{m}$ のジャケット付きのコニカル底槽を用いた。Fig. 3.2 に装置概略と各幾何形状の記号を示す。

攪拌翼は伝熱を促進させること、緩やかに攪拌すること、洗浄性を考慮したシンプルな形状とすることなどを勘案したアンカータイプの大型翼となっており、液面からの気泡の巻き込み防止のため、邪魔板無しとなっている。

攪拌翼には前進角 $\theta_v = 60^\circ$ 、翼幅 $b = 0.020\text{m}$ 、翼径 $d = 0.18\text{m}$ の壁面掻き取りタイプの上翼と、底面掻き上げタイプの下翼を持つ特殊アンカー翼（①翼）を基本とした。この現在実績のある①翼の改良翼として、2 種の翼形

状変更の検討をおこなった。

①翼：現行設備 5m^3 の 1/10 スケール。

②翼：①翼の上翼の前進角を 45° とした翼。

③翼：①翼の上翼の前進角を 45° とし、翼幅を 0.030m とした翼。

回転方向は上部から見て時計回りとし、回転数は実機の翼端速度と同様として 0.33s^{-1} を基本とした。

温度は上下翼サポートシャフトの P1、P2 の 2 箇所に測温抵抗体を固定し、スリップリングを介して測定した。

攪拌液にはクリームの擬似液としては、約 $1.2\text{wt}\%$ の CMC 溶液を 7°C にて $0.100\text{Pa}\cdot\text{s}$ になるよう調整したものをを用いた。第2章で測定をおこなっているせん断速度 ($50\text{--}400\text{s}^{-1}$) にくらべ、攪拌槽内でのせん断速度は小型槽で翼まわりが 20s^{-1} 程度、槽全体の平均で 3.5s^{-1} 程度、実機大型タンクでは翼まわりが 2s^{-1} 程度、槽全体の平均で 0.5s^{-1} 程度と、とても小さい値であり、少なくともせん断速度 40s^{-1} 以下ではクリームはニュートン流体として扱えることもわかっている。一方、CMC 水溶液も高粘度においては擬塑性流体であることが知られているが、本実験の $1.2\text{wt}\%$ で $0.100\text{Pa}\cdot\text{s}$ においては、東京計器(株)の B 型粘度計を用いて測定した結果、実験範囲内のせん断速度による粘度変化は 10% 以内であり、ニュートン流体として扱うことができる。したがって、本研究の範囲においてはクリームも CMC 水溶液をもちいた擬似液もニュートン流体として扱うこととした。

冷却はジャケットに 2°C の冷却水を流量 0.4kg/s で通水した。流量は伝熱速度に対して十分であり、入出口の温度差は 0.1°C 以内となっていた。

実験は各条件につき 3 回実施し、その平均を実験結果とした。実験手順は以下の通りである。

1. ジャケットに冷却水を通水し、十分に冷却する。

2. 10°Cに温度調節した擬似液を投入する。
3. 攪拌冷却をおこなう。
4. 冷却中の温度はスリップリングを介した測温抵抗体にて測定する。

3.3 数値解析

3.3.1 基礎方程式

CFD 解析には、熱流体解析ソフト：SCRYU/Tetra(V8)を使用した。

熱流体解析をおこなうにあたり基本的な基礎方程式は、非圧縮性流体として以下のものを使用している。

【質量保存式】

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

【運動量保存式（Navier-Stokes の式：ニュートン流体）】

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho g_i \beta (T - T_0) \quad (3.2)$$

【エネルギー保存式】

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho C_p T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} k \frac{\partial T}{\partial x_j} + \dot{q} \quad (3.3)$$

本解析においては、流体は非圧縮性のニュートン流体とし、温度変化による密度変化も無い(浮力を考慮しない)ものとして扱っている。

3.3.2 有限体積法

コンピューターにて基礎方程式を解くためには、有限の格子点上で微分方程式を代数方程式に置き換える離散化という手法が必要となる。代表的な手法としては、有限差分法 (FDM – Finite Difference Method)、有限体積法 (FVM – Finite Volume Method)、有限要素法 (FEM – Finite Element Method) がある。歴史的に最も古い差分法は、微分方程式の微分項をテイラー級数展開にて表現する方法であり、高次精度化が容易であるが、形状の制約が大きいことや、粗い格子では質量・運動量・エネルギーの保存則が難しいなどの問題もある。そこで、微分方程式を積分した形の保存方程式を用いることによって、保存則を満足させる方法が有限体積法である。計算領域を六面体や四面体などの要素に分割し、積分した基礎方程式を要素ごとに差分法で解くこととなる。現在産業界で最も多く利用されている方法である。

3.3.3 乱流モデル

乱流域においては、様々なスケールの渦運動が存在するが、レイノルズ数が大きくなるにしたがって最小の渦運動はどんどん小さくなり、運動も早くなる。この現象を数値的に捉えるためにはメッシュ要素と計算の時間刻みを非常に小さくする必要が生じ、膨大な計算量となるため、小規模なコンピューターでは現実的ではない。また、微少な渦運動は一般の工業問題の興味対象ではない。そこで、乱流による流速の変化を時間平均値と変動分とに分け、変動分による粘性応力を乱流の効果として解く方法が **RANS** (Reynolds-averaged Navier-Stokes) モデルであり、計算コストの面から、現時点で最も一般的に用いられる乱流解析手法である。なかでも乱れのエネルギーの生成と逸脱から乱流による粘性力を計算する方法を **k-ε** モデルと呼ぶ。本解析においては、非線形低レイノルズ型 **k-ε** モデルを用いている。

3.3.4 メッシュの移動

本解析においては、攪拌翼の回転を取り扱うために、ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) という手法を用いて、攪拌翼および攪拌翼回りの流体のメッシュを移動させることとした。メッシュの移動による影響を静止座標系の式に追加することになり、具体的には基礎方程式Eq.(3.1)とEq.(3.2)の左辺第2項の u_i を (u_i-v_i) に、Eq.(3.3)の左辺第2項の u_j を (u_j-v_j) に置き換えこととなる。

また、槽壁面上のメッシュを移動させると伝熱計算上の問題が生じたため、壁面近傍のメッシュは固定とした。

3.3.5 解析条件

解析対象は流体のみとし、槽壁面は厚みの無い伝熱パネルとして扱い、熱伝達係数を実験結果とのフィッティングから仮定することとした、物性値は **Table 3.1** の通りとした。計算格子 (メッシュ) 図を **Fig. 3.3** に示す。メッシュ数は、約 180 万要素。全般的には 1 辺約 3mm のテトラ(三角錐)メッシュ、槽壁面、攪拌翼面の近傍は約 1mm の境界層用プリズム (三角柱) メッシュを挿入した。

流れ場と温度場の非定常計算については、合理的な時間で解析を遂行するため、以下の通りの解析手順とした。

- ① 流れ場についてのみ、定常解析 (非線形低レイノルズ $k-\epsilon$ 乱流モデル) をおこなう。
- ② 定常解析にて得られた流れ場を用いて、温度場について非定常解析をおこなう。

境界条件としては、翼表面は滑らかな面としてメッシュとともに回転数 $n = 0.33\text{s}^{-1}$ で回転する移動面、槽内壁面は滑らかな静止壁とした。槽壁の外側は 2°C の冷却水が流れる熱伝達係数 $500\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ での伝熱面とした。液面は

水平なフリースリップ面とし、外気温度 20°C で熱伝達係数 10W/(m²·K)の伝熱を考慮した。初期条件としては、流体と攪拌翼温度を 10°C、タンク温度を 3°C とした。

尚、攪拌所要動力 P は、翼面に掛かる圧力と粘性の抵抗トルク値から算出し、せん断応力 τ はせん断速度の代表値 $\sqrt{(A:A)/2}$ と液体粘度から算出した¹⁾。

3.4 結果と考察

3.4.1 現状の把握

まずは現状の把握として、①翼の流動状態のCFD解析を試みた。本条件下にて、CFD解析より算出した攪拌所要動力値は $P = 0.0135\text{W}$ であった。これに対し、小型実験装置を用いて別途測定した同条件の攪拌所要動力値は $P = 0.0138\text{W}$ であり、CFD解析との一致から、本CFD解析手法にて十分な精度で流れの解析がおこなえると判断した。

Fig. 3.4に冷却実験結果とCFD非定常解析を示す。プロットは実験にて測定したP1、P2の2箇所の温度平均値であり、実線はCFD解析結果である。良い一致が得られ、伝熱解析も十分におこなえると判断した。

Fig. 3.5にはCFD解析により得られた r - z 断面、 r - θ 断面の速度ベクトルの解析結果を示した。ベクトルの色と長さが流速の大きさを表している。また、**Fig. 3.6**には周方向速度 V_θ の大きさのコンター図を示した。これら2つの図をみると、本解析対象の流れは、周方向速度 V_θ が支配的であり、特にアンカー縦翼部分で大きい。壁面付近や中心付近の流速は低く、ほとんどの流れが同心円上の回転運動であることが見て取れた。

これに対して **Fig. 3.7** に示した r - z 断面、 r - θ 断面における半径方向速度 V_r の大きさのコンター図をみると、上翼の内側に中心方向に向かう弱い流れ

が見られるものの、周方向速度 V_θ にたいして V_r はとても小さい流動であることがわかる。

次に r - z 断面、 r - θ 断面における高さ方向速度 V_z の大きさのコンター図を **Fig. 3.8** に示した。上翼の上部内側と下翼の翼端上部に僅かな上昇流が見られ、槽内中心部に僅かな下降流が見られるが、これもやはり周方向速度 V_θ にと比較すると、 V_z の大きさはとても小さい流動であることがわかる。つまり、層内の混合・均一性能は低いということができた。

しかしながら、本攪拌装置の混合均一性能および伝熱性能は、半径方向速度 V_r や高さ方向速度 V_z の大きさと分布によると考えられたため、ここでは上翼と V_r に着目してもう少し詳細に見ることとし、**Fig. 3.9** に r - z 断面、 r - θ 断面における半径方向速度 V_r の大きさの詳細コンター図を示した。青い部分が中心に向かう流れ成分の大きい場所であり、赤い部分は外側（壁面側）に向かう流れの成分が大きい場所である。上翼の前進方向先端部に赤い外側に向かう流れが見られるとともに、掻き取り効果によって翼の内側に中心部側に向かう V_r の大きな部分が見られた。このような可視化をおこなうことにより、この掻き取り効果を大きくすることによって槽内の混合均一性が上がると推測することができた。

次に **Fig. 3.10** にせん断応力分布について示した。せん断応力は製品となるクリームに与えるストレスにあたる重要な要素であり、低い値のほうが好ましいといえる。 r - θ 断面でタンク底部から 0.05m の高さについては平均で 0.35Pa であり、速度勾配の大きい攪拌翼の前面と背面から壁面にかけてのせん断応力が高いことがわかる。底部から 0.14m の高さについてもやはり同様に上翼の前面と背面から壁面にかけてのせん断応力が高いことが見てとれた。ここでの平均値は 0.29Pa で、これは擬似液全体のせん断応力の平均値と一致していた。攪拌翼表面の平均値は、 1.31Pa であった。

3.4.2 翼形状改良の検討

混合を促進させ、冷却速度と槽内の均一性を向上させるために V_r を増大させる試みとして、翼の回転方向に対する投影面積を大きくした翼について検討した。夫々の翼について、上翼の回転方向に対する投影面積のイメージを **Fig. 3.11** に示した。せん断応力が大きく変わらないように翼径を変えず、前進角と翼幅を変えることとした。①→②→③の順で上翼の回転方向に対する投影面積が増えていることがわかる。

これら 3 種の翼に対して、同条件でメッシュを作成し、同条件での CFD 解析をおこなった。 r - θ 断面の V_r の分布を **Fig. 3.12** に示す。前進角の変更、および翼幅の拡大によって翼の掻き取り効果が増大し、翼の内側の中心方向に向かう流れが大きくなっていることが見てとれた。また、この中心へ向かう流れの増大に伴って、翼の通過後の外側に向かう流れも大きくなっていることが見てとれた。改良翼に期待したとおり、①翼 $\theta_v=60^\circ$ の場合に比べ、②③の改良翼の V_r が大きくなるのが CFD 解析の可視化によって確認でき、効果的な均一性向上と冷却の促進が期待できる結果となった。

Fig. 3.13 には同様に r - θ 断面のせん断応力の分布を示す。速度勾配の大きい攪拌翼まわりと壁面近傍のせん断応力が比較的高い値を示し、その他は比較的低い値であることが見て取れる。①②③翼ともほぼ同程度のレベルであるが、全体的には①②③の順で高くなり、翼表面では逆に①②③の順で低くなっている。③翼ではせん断応力が局所的に高くなることはなく、全般的に高くなっている様子が伺えた。

流動状態からは、周方向速度 V_θ が支配的であり、ほとんどの流れが攪拌翼との供回りであることわかっている。したがって、上翼近傍のクリームは比較的高いストレスを受け続ける可能性が高いので、全体が受けるストレス

の平均値だけでは製品品質を判断できないとも言えることができる。このように、CFD解析を用いるメリットとして、測定は困難であるが重要な要素である、製品に与えるせん断応力(ストレス)を把握しながら流動・混合状態の改良を検討できることを確認できた。

3.4.3 改良翼の冷却実験による検証

Fig. 3.14 に改良翼の小型槽による冷却実験結果を示す。プロットは実験結果、実線は CFD 解析結果である。良い一致が見られるとともに、CFD の流動解析結果から予測されたとおり、標準翼①翼に比べて改良翼の方が②翼、③翼の順で冷却速度が上がることを確認できた。

3.5 結言

クリーム冷却保持槽の翼形状の改良を目指して、まずはCFDによる標準翼の流動状態の解析と小型実験装置による冷却テストを実施し、CFD解析計算精度の検証をおこなったのち、解析結果を分析し、攪拌翼形状を改良する糸口を見つけることができた。さらに考案した改良翼の改善効果をCFD解析にて確認した上でテスト装置に反映させ、改良翼が効果的に槽内の均一性と冷却速度を上げる知見を得ることができた。また、CFD解析を用いることによって、測定が困難であるが重要なせん断応力の局所的な変化を確認しながら改善作業がおこなえることがわかった。

3.6 使用記号

b = width of the upper blade [m]

C_p = specific heat at constant pressure [J/(kg·K)]

D	= tank diameter	[m]
d	= impeller diameter	[m]
g	= acceleration	[m/s ²]
H	= height of liquid	[m]
h	= height of the upper blade	[m]
k	= thermal conductivity	[W/(m·K)]
N_p	= power number	[—]
n	= rotational speed	[s ⁻¹]
n_p	= number of impeller blade	[m]
P	= power requirement for stirring	[W]
p	= pressure of liquid	[Pa]
\dot{q}	= heating value	[W/m ³]
Re	= Reynolds number	[m]
r	= position in radial direction	[m]
T	= temperature	[°C]
t	= time	[s]
u	= velocity	[m/s]
V_r	= velocity in radial direction	[m/s]
V_z	= velocity in axial direction	[m/s]
V_θ	= velocity in tangential direction	[m/s]
w	= width of the lower blade	[m]
x	= position coordinate	[m]
z	= position in axial direction	[m]
β	= coefficient of cubical expansion	[K ⁻¹]
$\dot{\gamma}$	= shear rate	[s ⁻¹]

Δ	= rate of deformation tensor	[s ⁻¹]
θ	= angle in the circumferential direction	[°]
θ_v	= sweep-forward angle	[°]
θ_1	= phase difference angle	[°]
μ	= viscosity	[Pa·s]
ρ	= density	[kg/m ³]
τ	= shear stress	[Pa]

3.7 参考文献

- 1) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Three Dimensional Flow Behavior of Pseudoplastic Liquid in a Stirred Vessel with Turbine Impellers,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **14**, 786–793 (1988)
- 2) Kaminoyama, M., K. Akabane, K. Arai, F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis on Flow Behavior of Bingham Fluid an Anchor Impeller Mixer,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **16**, 939–945 (1990)
- 3) Kaminoyama, M., M. Watanabe, K. Nishi and M. Kamiwano; “Numerical Simulation of Local Heat Transfer Coefficients in Stirred Vessel with Impeller for Highly Viscous Fluids,” *J. Chem. Eng. Japan*, **32**, 23–30 (1999)
- 4) Tanaka, K., H. Ito, M. Kikuchi and Y. Okamoto; “Flow and Mixing Characteristics in a Stirred Tank with Dual Wide Paddles,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **25**, 253–258 (1999)

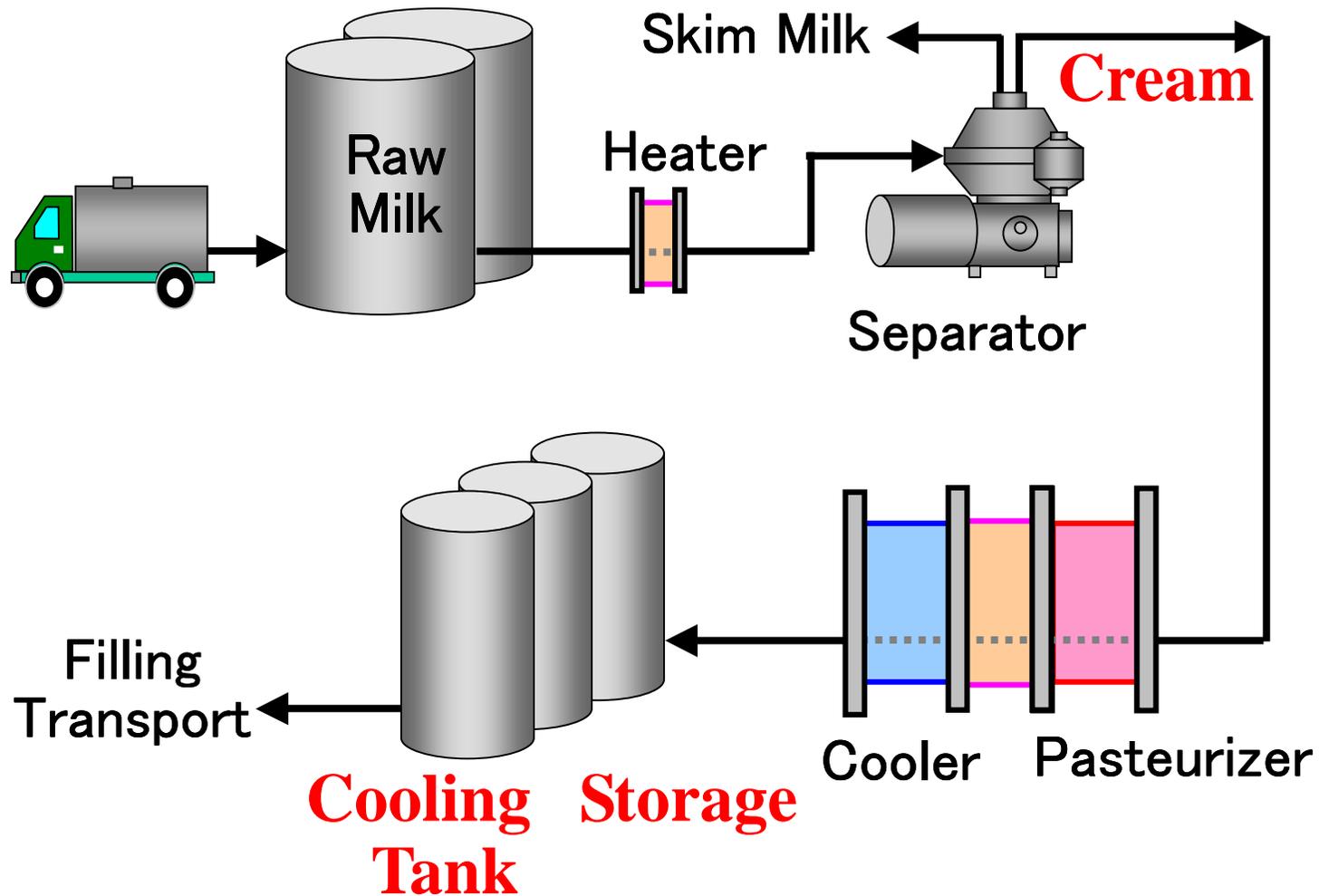


Fig.3.1 Schematic diagram of a cream manufacturing process

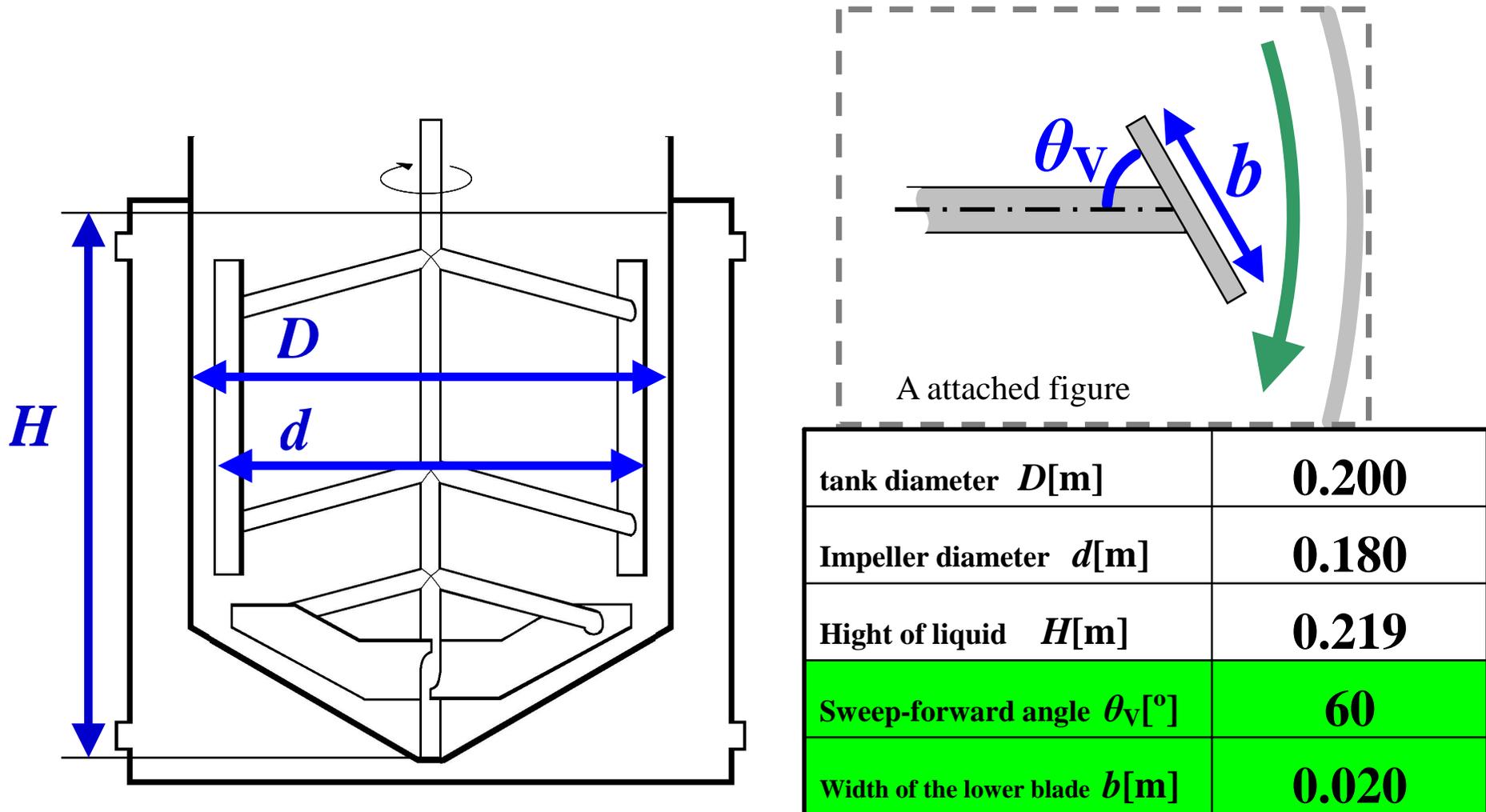


Fig.3.2 Schematic diagram of experimental equipment

Table 3.1 The physical properties of a cream-like liquid

		Fluid
Viscosity	[Pa·s]	0.100
Density	[kg/m ³]	998.2
Specific heat	[J/(kg·K)]	4183
Thermal conductivity	[W/(m·K)]	0.5991

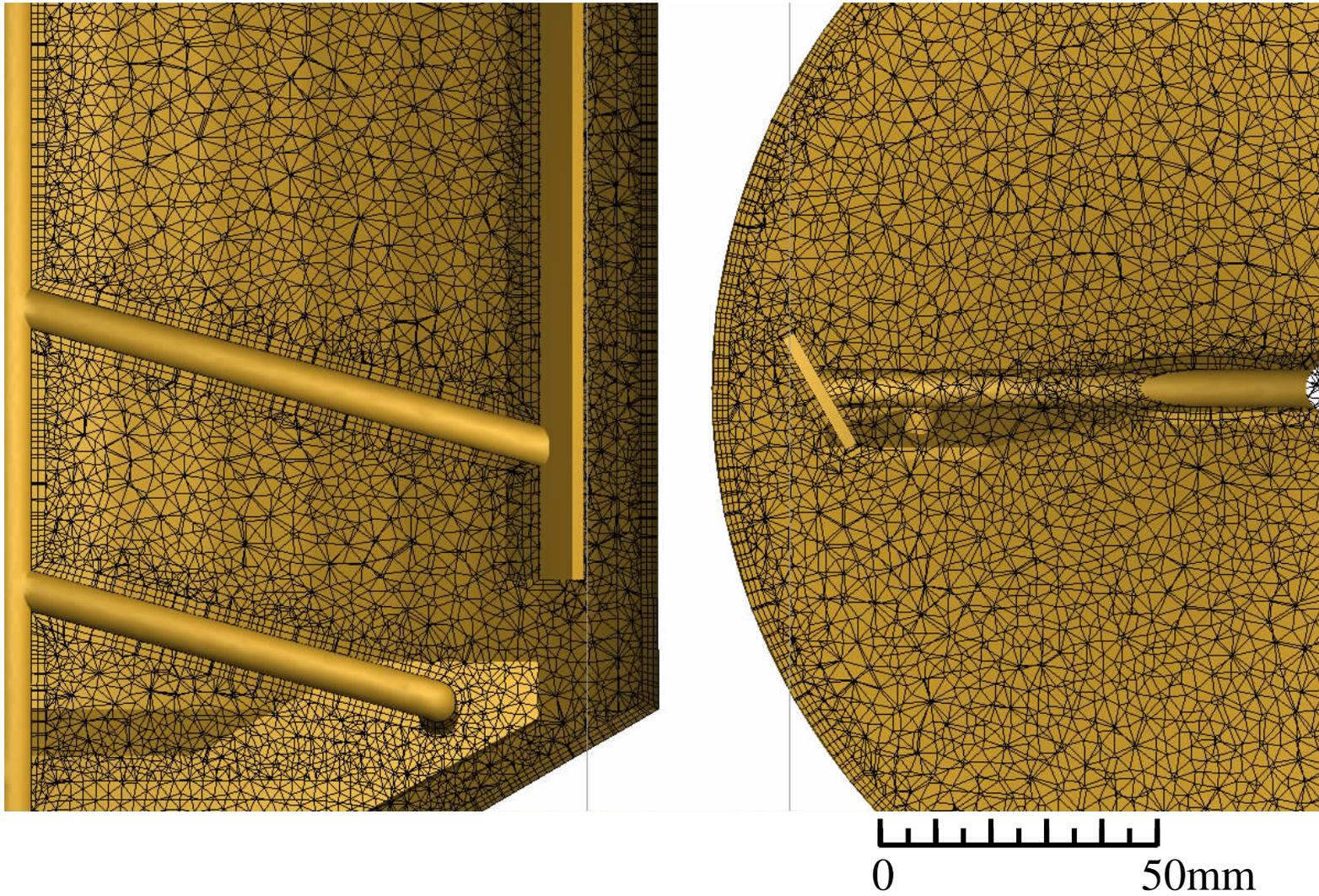


Fig.3.3 The shape of the tank and mesh

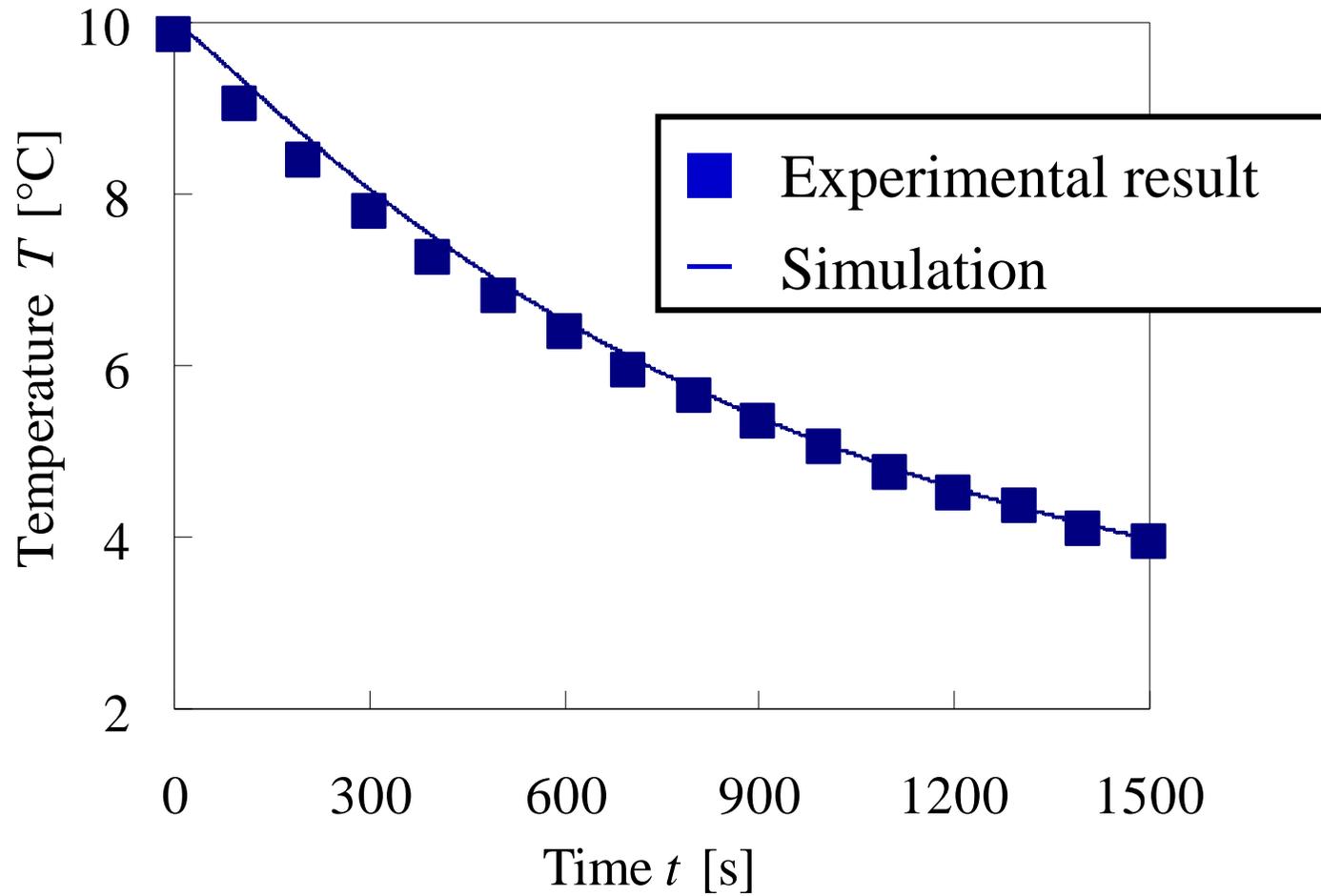


Fig.3.4 Results of cooling experiment and simulation

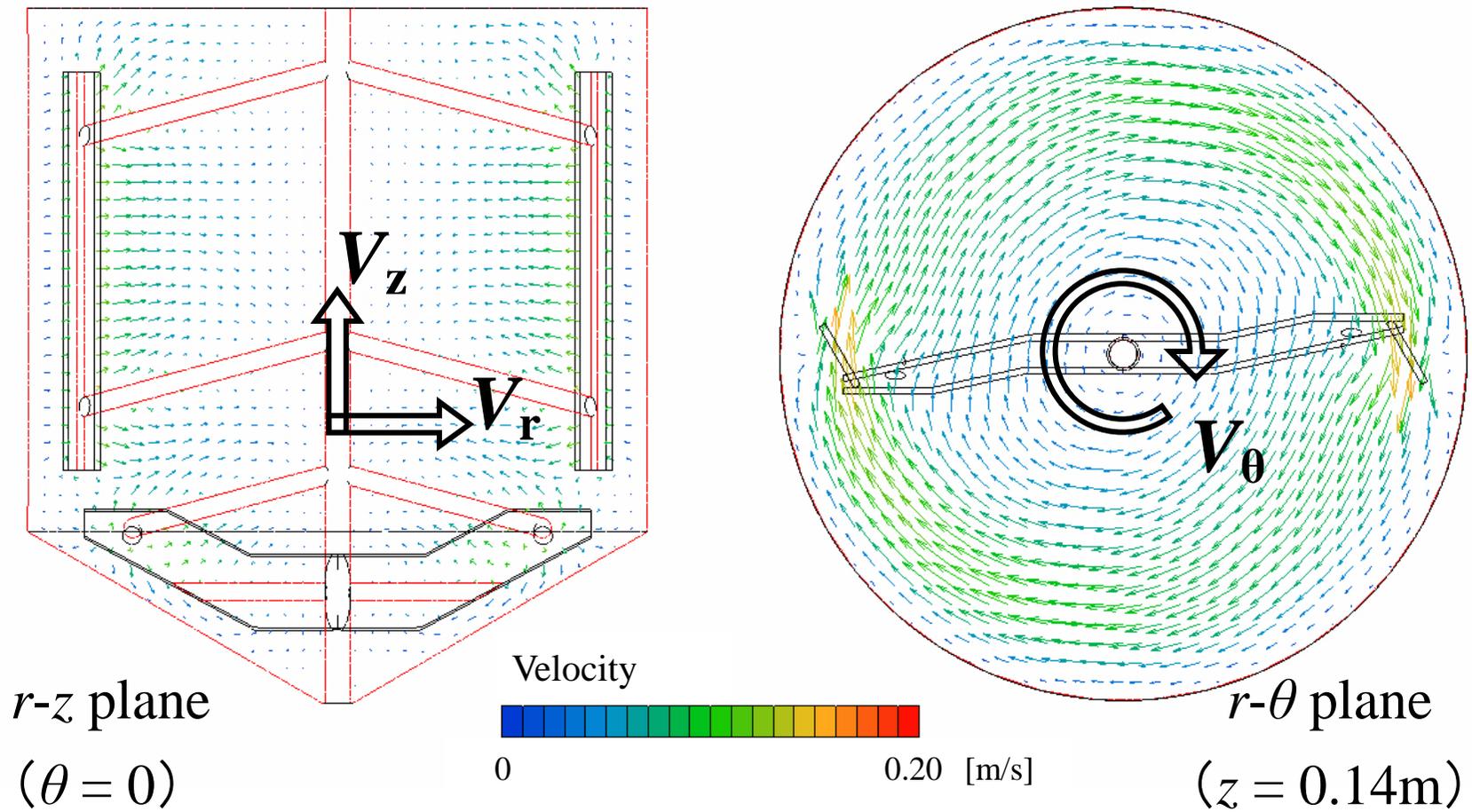


Fig.3.5 Velocity vector distributions of r - z plane and r - θ plane

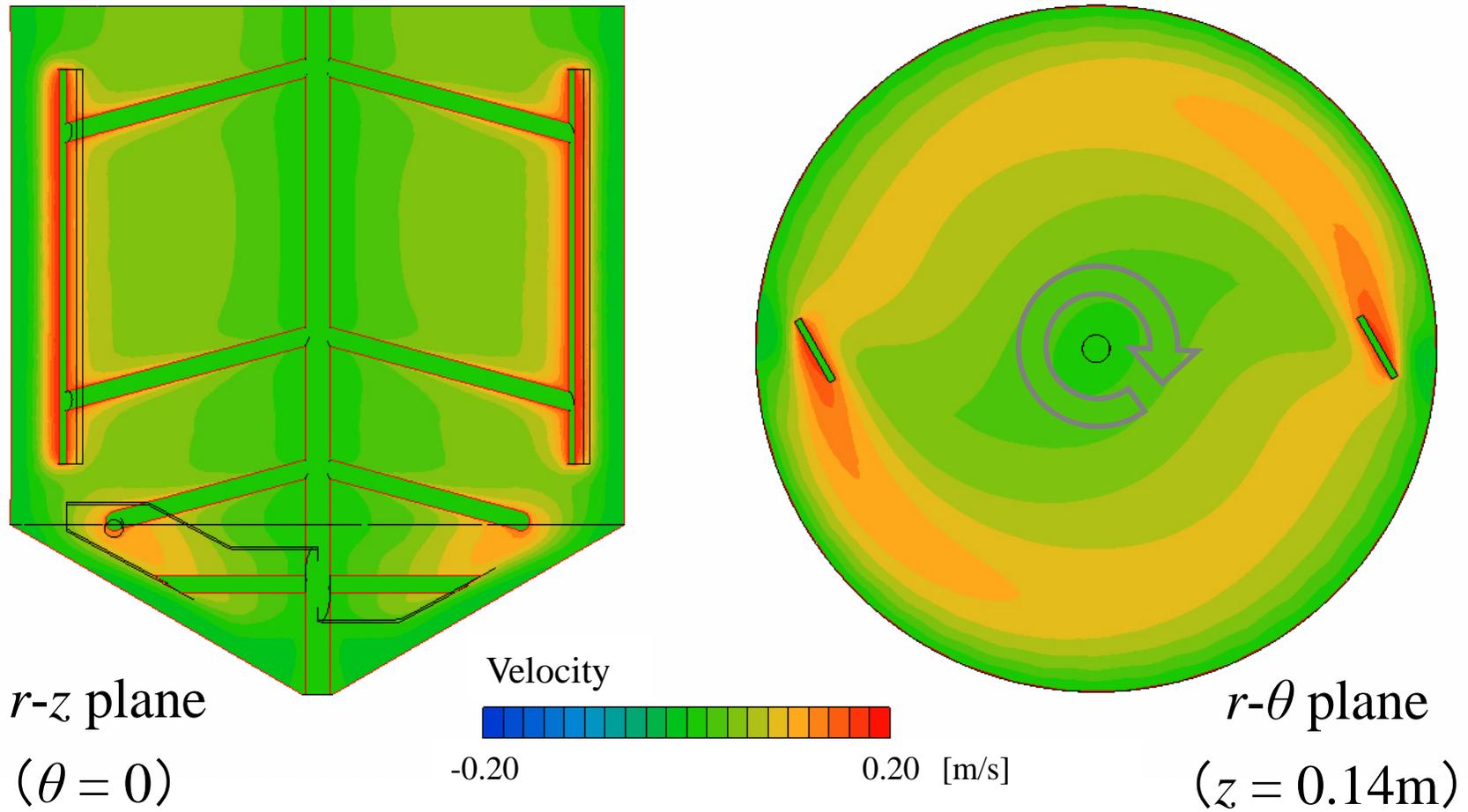


Fig.3.6 V_θ distributions of r - z plane and r - θ plane

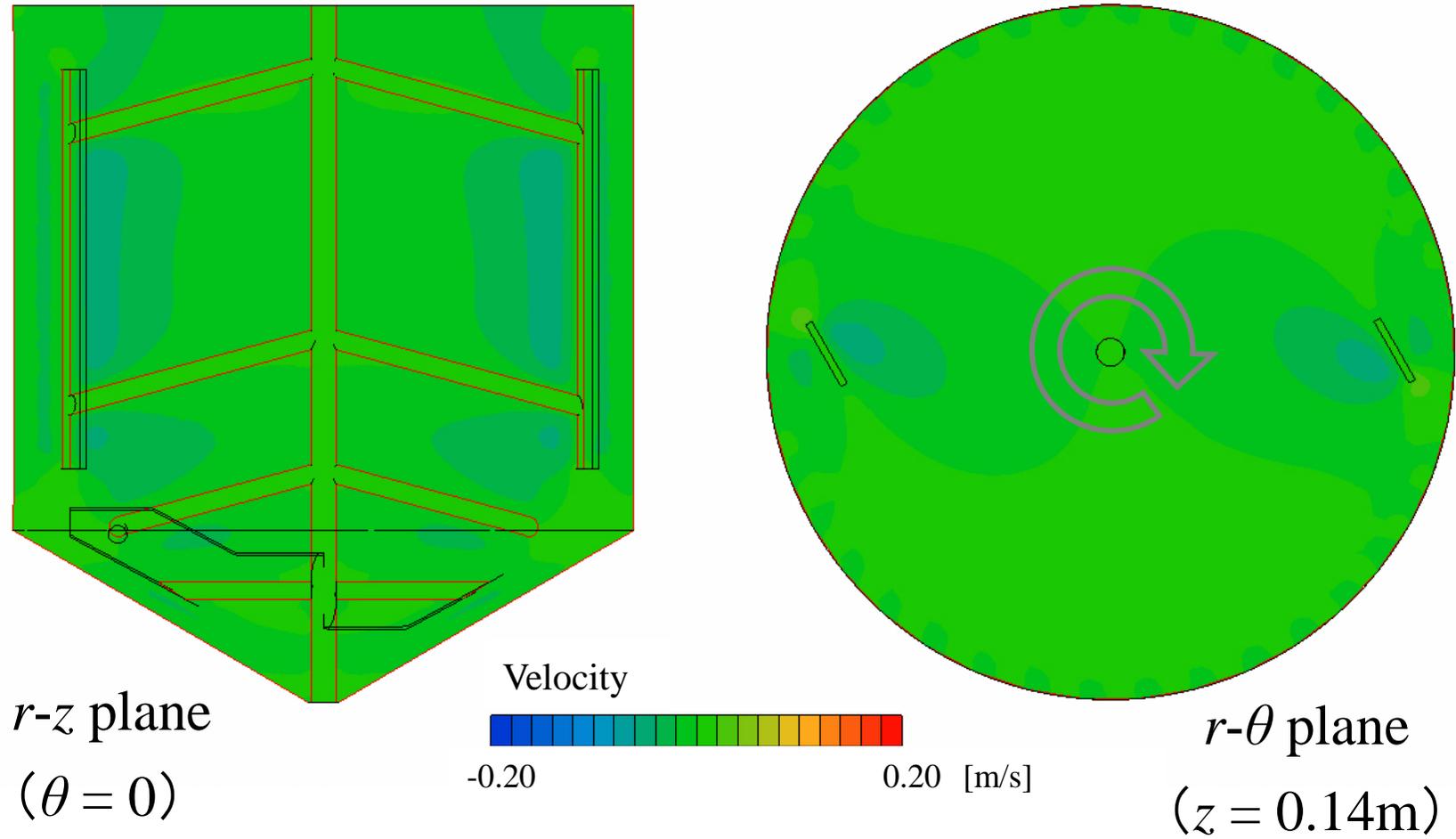


Fig.3.7 V_r distributions of $r-z$ plane and $r-\theta$ plane

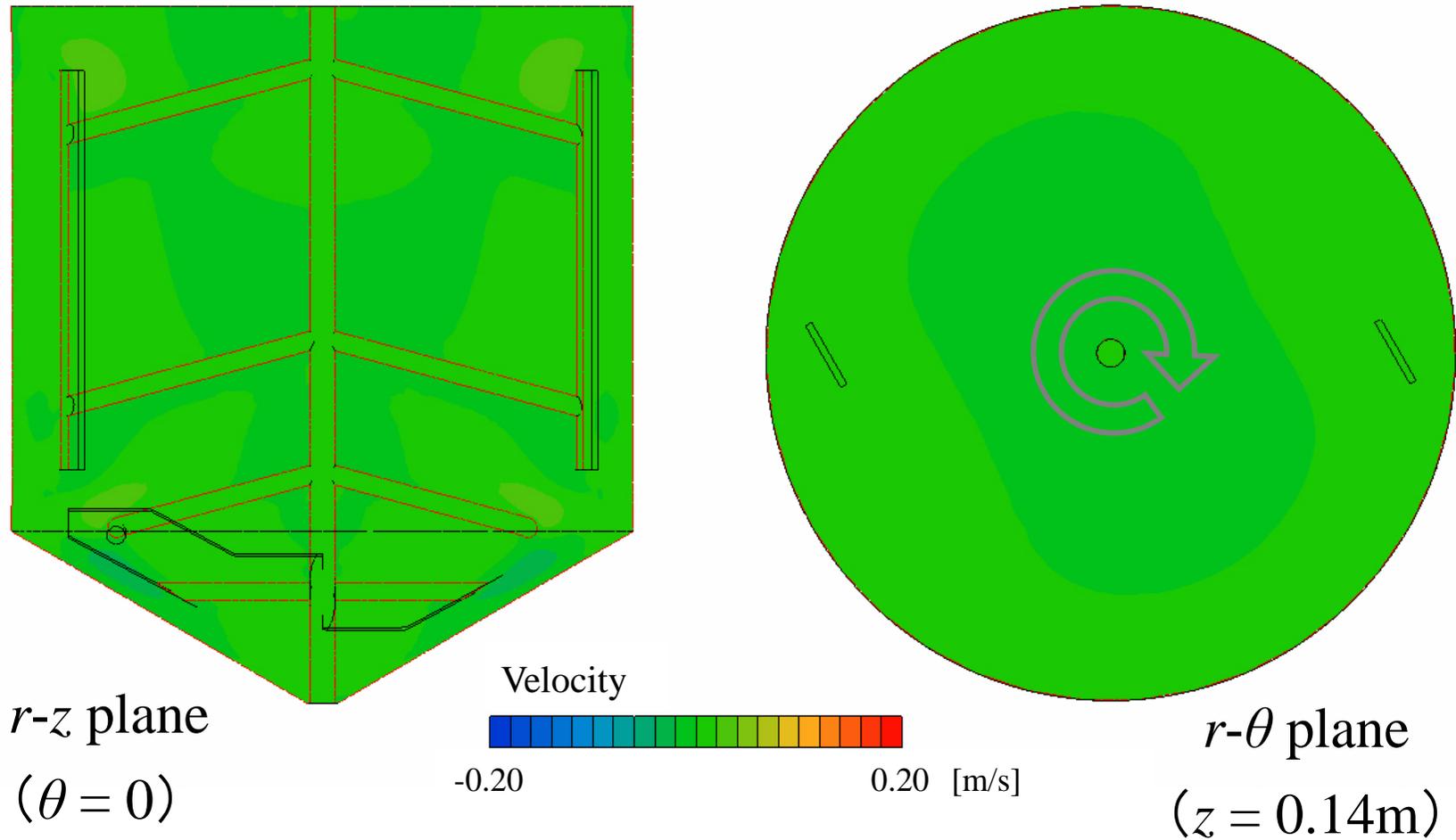


Fig.3.8 V_z distributions of $r-z$ plane and $r-\theta$ plane

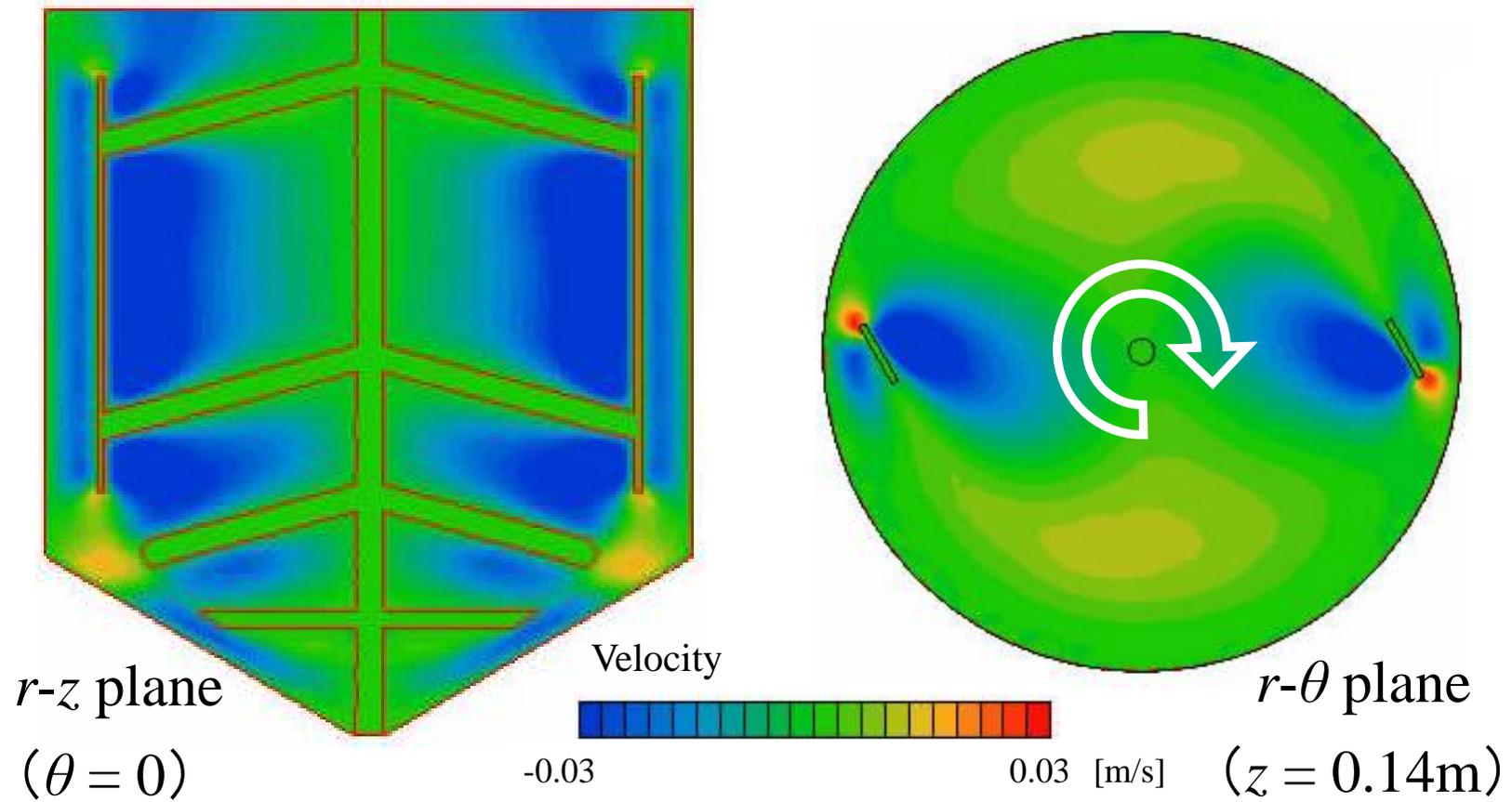


Fig.3.9 V_r distributions of $r-z$ plane and $r-\theta$ plane

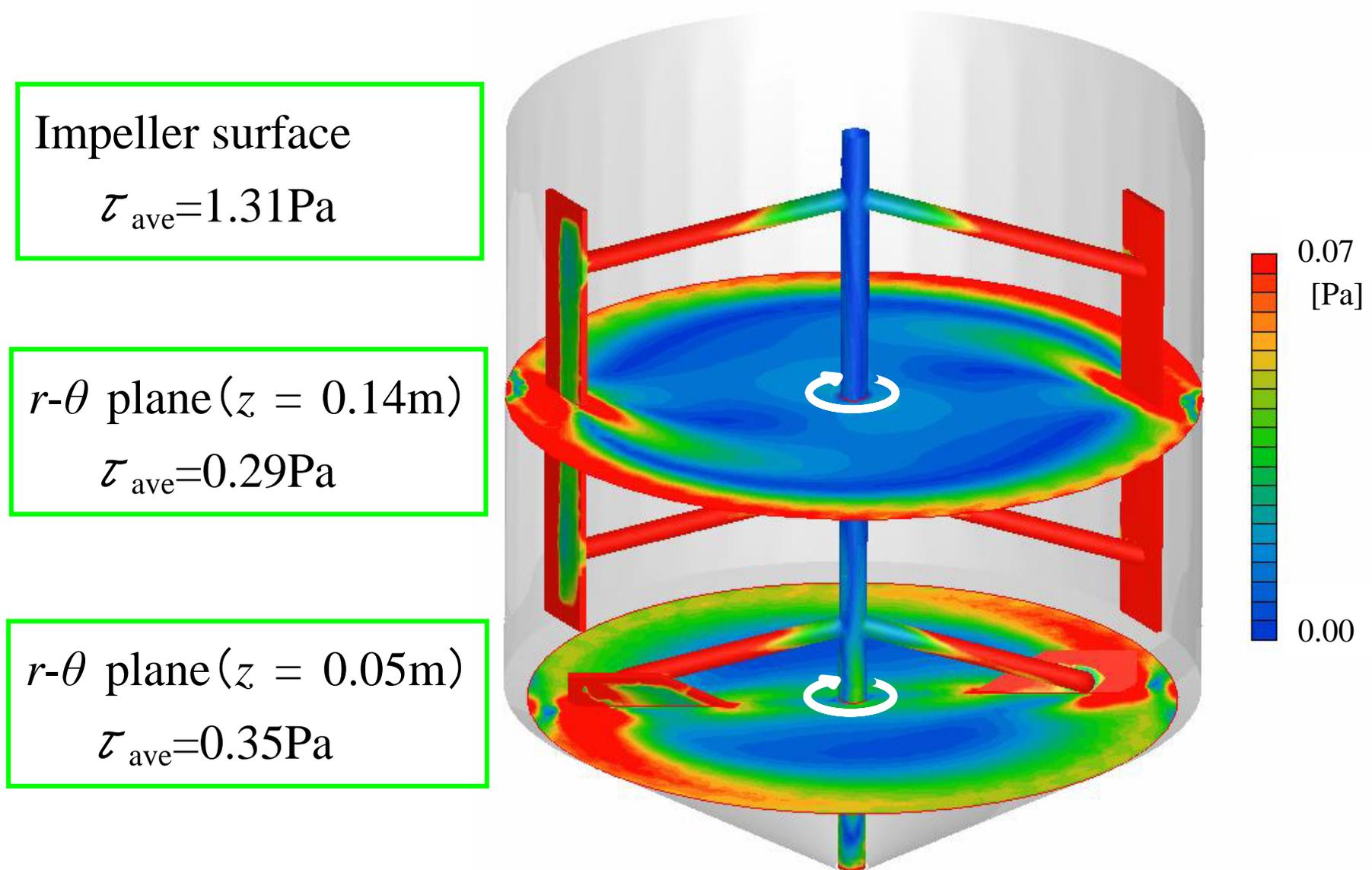


Fig.3.10 Shear stress distributions of the impeller surfaces and $r-\theta$ planes

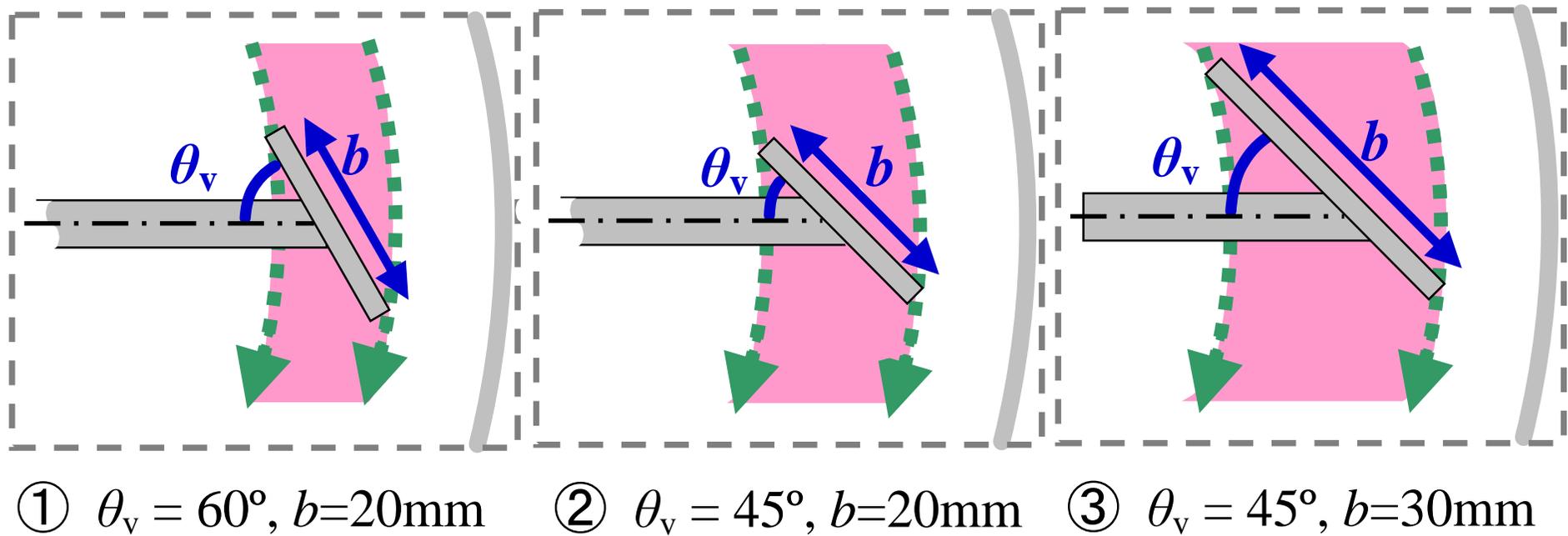


Fig.3.11 schematic diagram of improved impellers

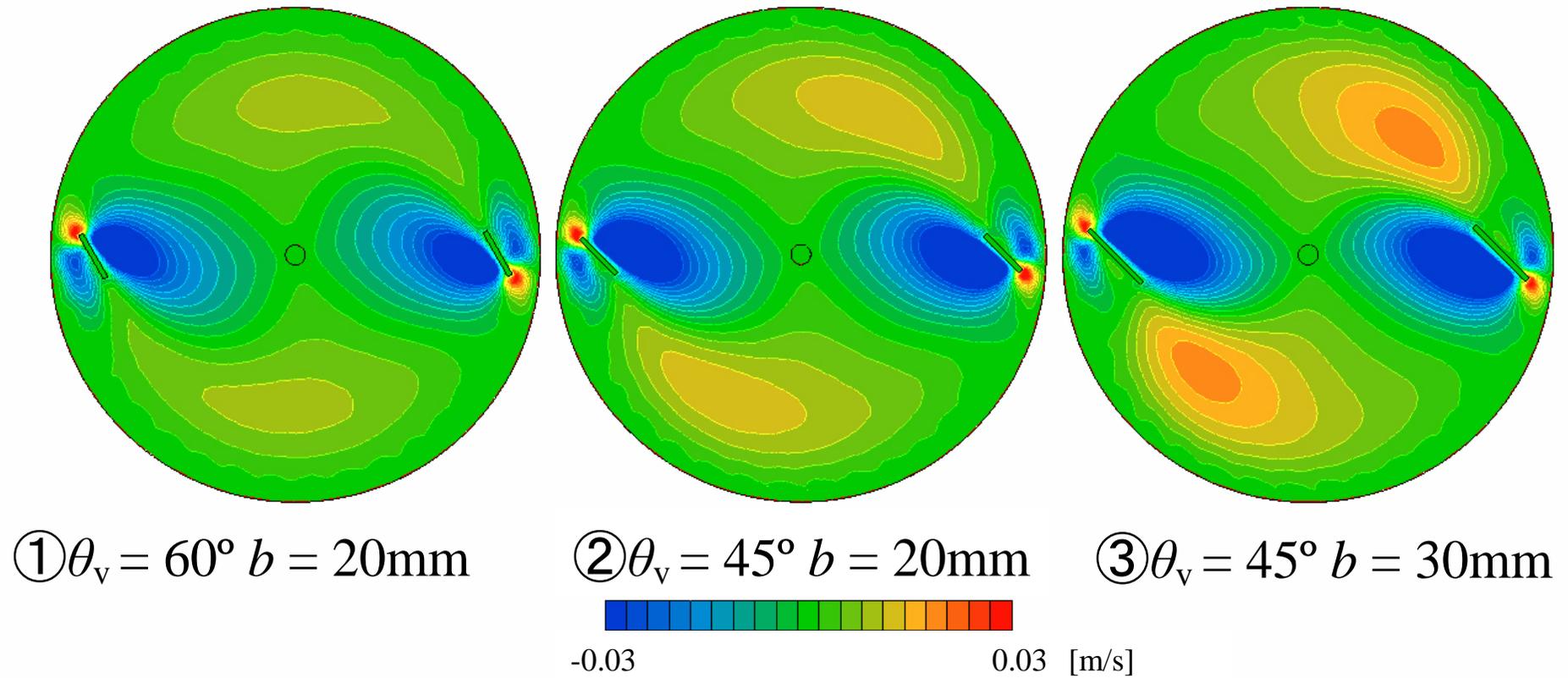


Fig.3.12 V_r distributions of r - θ planes ($z = 0.14\text{m}$)

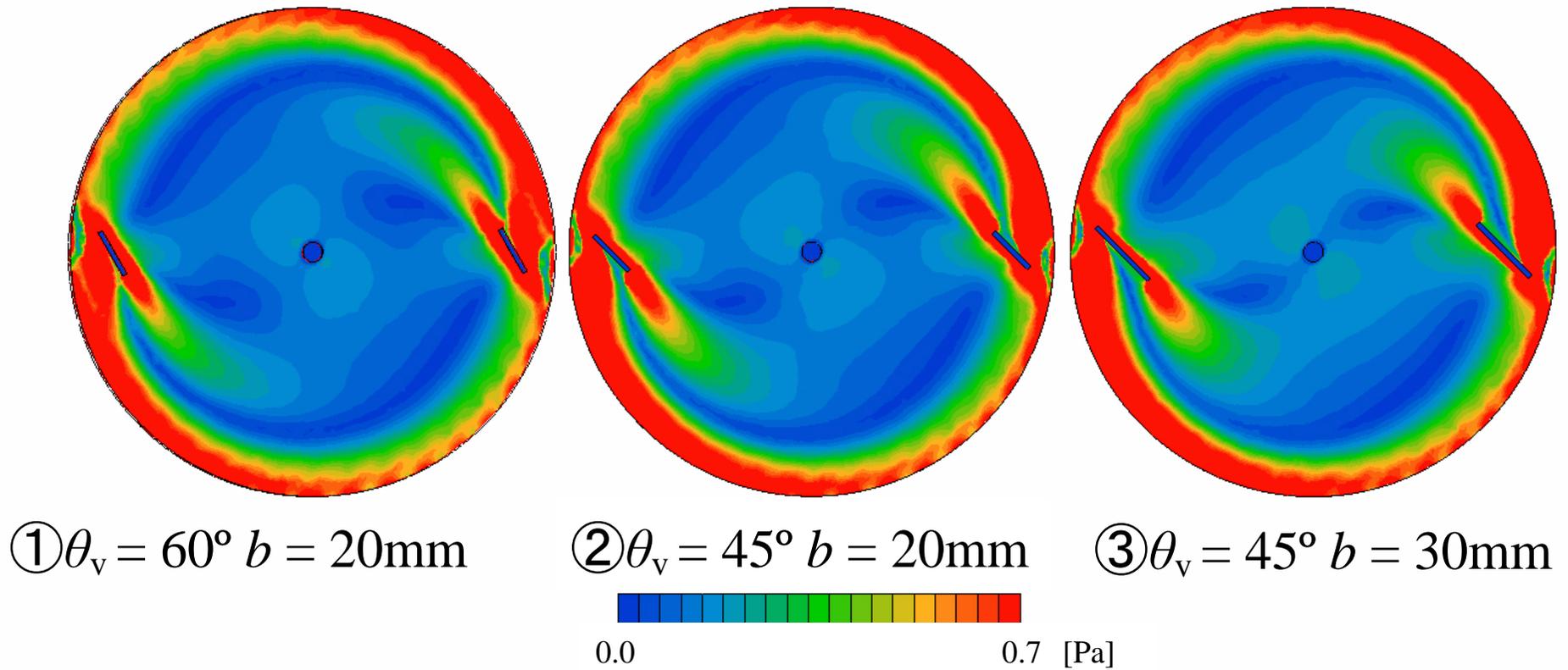


Fig.3.13 Shear stress distributions of r - θ plane ($z = 0.14\text{m}$)

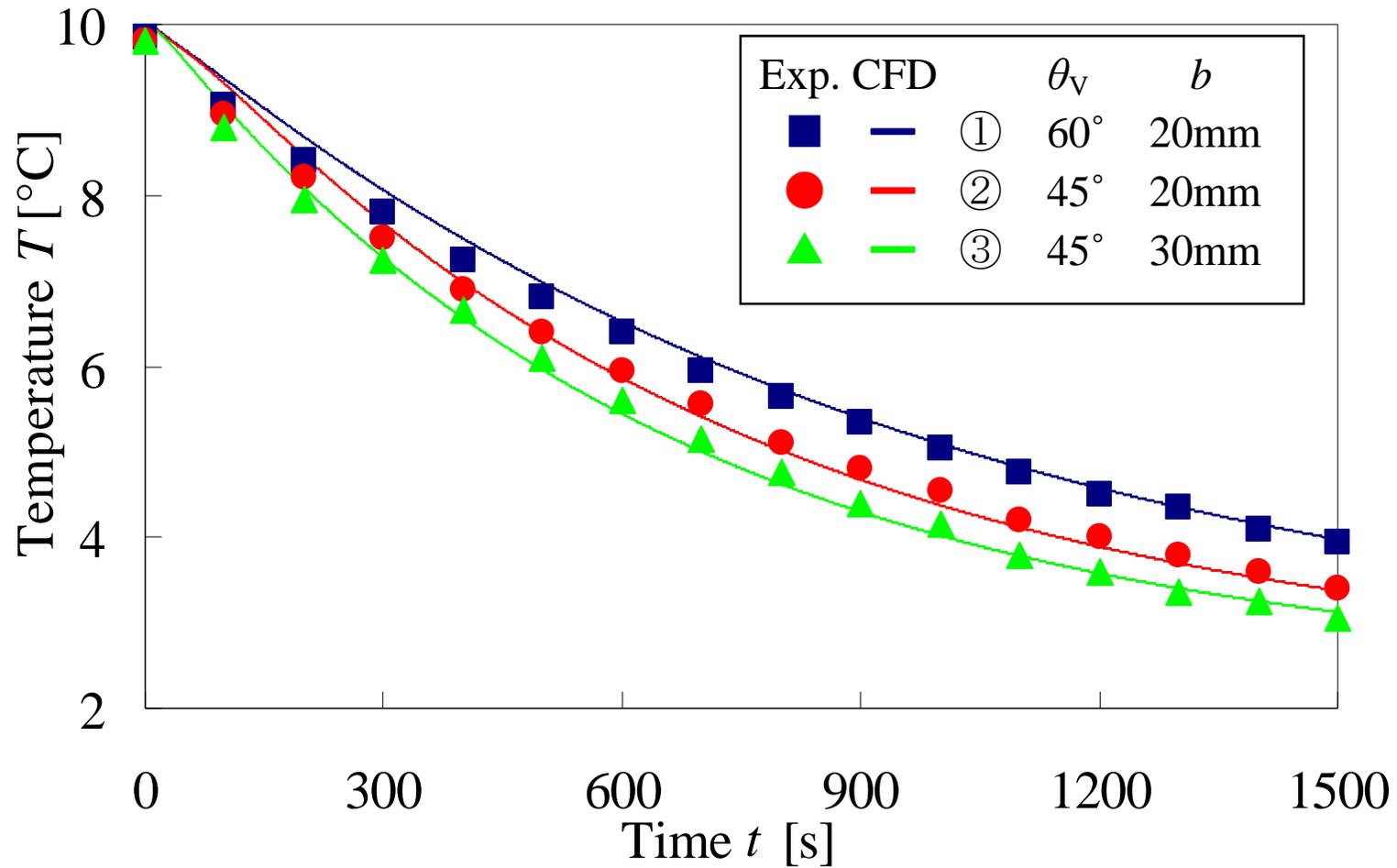


Fig.3.14 The comparison of cooling rate about each impeller
(Plot: Experimental result, Line: CFD result)

第4章 特殊形状アンカー翼が冷却過程に及ぼす影響の実験的検討

4.1 緒言

第3章において、クリーム冷却保持槽の流動状態や冷却過程の解析をおこない、特殊アンカー翼形状の改良についても検討した結果、冷却効率向上の可能性を確認することができたが、同時に動力アップにもつながるものとなった。第2、3章でも述べたとおり、冷却による脂肪球内の脂肪分の再結晶化²³⁾や、脂肪球皮膜の安定化¹⁾が終了していない冷却保持工程中のクリームはとも不安定なエマルションであり、この製造最終工程でのストレスの増加は、クリームにとって重大な劣化に繋がる恐れがあるため、動力アップとなる改良翼の採用には慎重にならざるを得ない。

この冷却保持槽において粘性液を緩やかにかつ均一に攪拌するためには、ヘリカルリボン翼や、最近にみられてきたマックスブレンド翼^{2,3,16)}、フルゾーン翼^{5,11,12,13,14,15,27,28)}、サンメラ翼^{22,24)}といった大型翼^{4,30)}による低速回転での攪拌が好ましいとも考えられるが、殺菌後の乳製品が入る最終工程の冷却保持槽には高い衛生性を保つために、スプレー洗浄方式などでの容易な洗浄性を要求され、洗浄性・殺菌性などの懸念から、複雑な大型翼は採用されていない。

したがって現在までのクリーム冷却保持槽には、洗浄性や空気の巻き込み抑制も考慮に入れ、伝熱性能を優先させた邪魔板無しのアンカータイプ翼が用いられて来た。また、タンク形状も製品回収率と洗浄性、および冷却を考慮して、底部にも冷却ジャケットが付いているコニカル底槽の採用が多い。しかしながら、クリーム品質に与える悪影響を増やさないことを最優先してきたために、現在までこの翼形状や運転条件などの改良の検討はなされてこ

ない状況にあった。

アンカー翼については、所要動力^{6,9,10,19,25,26)}や、流動状態^{7,18,21)}、伝熱の研究^{8,17,20,29)}がなされているが、翼の取り付け角度が垂直ではなく、上下に位相差があり、かつコニカル底槽の特殊アンカー翼の研究は見られてない。

そこで本章においては、クリーム品質に悪影響を及ぼさない範囲での、特殊アンカー翼形状の改良を検討した。

改良翼検討の前提としては、クリームへのストレス増加に繋がる動力アップとならないように上下翼それぞれの形状および翼径は変更しないものとし、上下翼の取り付け方向や回転方向の変更によって、翼の掻き取り・押し付け方向が入れ替わることの影響や、上下翼に位相角をつけることによる影響について、4種類の翼形状の流動や冷却過程への改善効果の検討をおこなった。

実験には第3章と同様にクリーム擬似液としてのCMC水溶液と小型実験槽を用いることとした。これにより改良翼の攪拌所要動力および冷却速度に及ぼす影響を測定し、得られた実験結果を新たな評価指標を用いて考察した。その結果、4種類の改善翼の中から最適翼とその回転方向を決定することができたので報告する。

4.2 実験装置および方法

小型実験装置は第3章と同様に、現状まで実際に使用されている5m³冷却保持槽の1/10スケールを基本とし、攪拌槽には槽径 $D = 0.20\text{m}$ のジャケット付きのコニカル底槽を用いた。**Fig.4.1**に装置概略と各幾何形状の記号を示す。

攪拌翼には前進角 $\theta_v = 60^\circ$ 翼幅 $b = 0.020\text{m}$ 、翼径 $d = 0.18\text{m}$ の壁面掻き取りタイプの上翼と、底面掻き上げタイプの下翼を持つ特殊アンカー翼(A翼)を基本とした。この現在実績のあるA翼とともに、以下3種の翼形状の

比較検討をおこなった。

A 翼：現行設備 5m^3 の 1/10 スケールの翼。

B 翼：A 翼の下翼取り付け角を逆にした翼。

C 翼：A 翼の上下翼の位相差 θ_1 を 90° とした翼。

D 翼：A 翼の下翼取り付け角を逆にし、上下翼の位相差を 90° とした翼。

各改良翼の形状を **Fig.4.2** に示すとともに、これら各翼の回転方向と流れ方向を **Table4.1** に示す。回転方向は上部から見て時計回りを正転とし、回転数は実機の翼端速度を同様として 0.33s^{-1} を基本とした。一例として D 翼の概略図に示した通り、正転において翼は黒矢印の方向に回転する。すなわち正転において下翼は水色の矢印のように液を押し下げ、上翼は液を掻き取る方向に回転する。

攪拌所要動力の検討においては、インテリジェントスターラ Is600 (株) トリニティラボ) を用いて、回転数 n を変化させてトルクを測定し、攪拌所要動力 P を算出した。

温度は上下翼サポートシャフトの P1、P2 の 2 箇所に測温抵抗体を固定し、スリップリングを介して測定した。これら 2 点は槽径の 1/4 の位置とするとともに、測温抵抗体の設置によって流れを乱さないように、上下翼のサポート上とした。

攪拌液にはクリームの擬似液として、第 3 章と同様に約 1.2wt% の CMC 水溶液を 7°C にて $0.100\text{Pa}\cdot\text{s}$ になるよう調整したものをを用いた。粘度は東京計器 (株) の B 型粘度計を用いて測定した結果、CMC 水溶液のせん断速度による粘度変化は、実験範囲内で 10% 以内であった。冷却はタンク外側のジャケットに 2°C の冷却水を流量 0.4kg/s で通水した。流量は伝熱速度に対して十分であり、入出口の温度差は 0.1°C 以内となっていた。

実験は各条件につき 3 回実施し、その平均を実験結果とした。実験手順は以

下の通りである。

- ① ジャケットに冷却水を通水し、十分に冷却する。
- ② 10℃に温度調節した擬似液を投入する。
- ③ 攪拌冷却をおこなう。
- ④ 冷却中の温度はスリップリングを介した測温抵抗体にて測定する。

4.3 結果と考察

4.3.1 実験結果

攪拌所要動力 P の測定結果から求めた、レイノルズ数 Re と動力数 N_p との関係を**Fig.4.3**に示す。実験範囲の流れの状態は、層流域から遷移域にあることが推察された。他の翼に比べ、D翼は正逆転とも攪拌所要動力 P が比較的小さいように見て取れるが、全ての翼についてほぼ同等であり、製品に与えるストレスも同等と考えられた。

A～D翼の正転、および逆転の攪拌冷却実験結果を**Fig.4.4~7**に示す。 T_1 は位置P1での温度、 T_2 は位置P2での温度ある。

A翼は、Table4.1に示したとおり、正転において上翼は槽壁面の液体を掻き取る方向に回転し、下翼は槽底面の液体を掻き上げる方向に回転する。逆転においては、上翼は槽壁面へ液体を押し付ける方向に回転し、下翼は液体を押し下げる方向に回転する。実験結果から、槽上部に比べ下部の方が早く冷却され、上下に温度差が生じていることがわかった。これは、上方の直胴部よりも、槽容積に対しての伝熱面積比が大きいコニカル底部の方が早く冷却され、かつ上下流の小さい流動状態であるために生じた結果と推測される。そして、正転に比べて逆転の方が、特に上部温度 T_1 の冷却速度が速くなり、上下の温度差も小さい結果となった。したがって、逆転により上下流が促進されて槽内の均一性が向上するとともに、冷却速度も向上することがわかつ

た。

B翼は、Table4.1に示したとおり、正転において上翼は槽壁面の液体を掻き取る方向に回転し、下翼は槽底面の液体を押し下げる方向に回転する。逆転においては、上翼は槽壁面へ液体を押し付ける方向に回転し、下翼は液体を掻き上げる方向に回転する。実験結果から、A翼と同様に冷却速度、槽内の均一性ともに逆転の方が優位であることが判明した。A翼、B翼の逆転に共通するものは、上部縦翼が槽壁面へ液体を押し付ける方向に回転していることである。したがって本条件下においては、上翼は掻き取り方向よりも、押し付け方向の方が良い可能性が示唆された。また、A翼の逆転に比べB翼の逆転の方が冷却速度も均一性も優位であったが、このことは下翼が掻き上げであることに起因すると推察された。

C翼は翼面の傾き方向がA翼と同様であり、正転において上翼は槽壁面の液体を掻き取る方向に、下翼は槽底面の液体を掻き上げる方向に回転し、逆転において上翼は槽壁面へ液体を押し付ける方向に、下翼は液体を押し下げる方向に回転するが、上翼と下翼に90°の位相差をつけた翼である。A翼と比較すると正転においても上下の温度差が小さくなっており、槽内の均一性の向上が見られた。つまり、上翼と下翼に位相差をつけることによって槽内の均一性の向上が図れることが示唆された。また、正転と逆転の比較については、逆転の方が上部下部ともに冷却速度が速くなることがわかった。

D翼は翼面の傾き方向がB翼と同様であり、正転において上翼は槽壁面の液体を掻き取る方向に、下翼は槽底面の液体を押し下げる方向に回転し、逆転において上翼は槽壁面へ液体を押し付ける方向に、下翼は液体を掻き上げる方向に回転するが、上部縦翼と下部翼に90°の位相差をつけた翼である。正転、逆転の双方とも、C翼と同様の傾向にあり、逆転の方が上部下部ともに冷却速度が速くなることがわかった。

4.3.2 結果のまとめと考察

回転方向については、どの翼においても、上翼が押し付け方向に回転する逆転に優位性のあることが見て取れた。

そこで、翼形状の性能を定量的に比較・評価するために、平均温度履歴指標 I_{TP} と、上下温度差履歴指標 I_{DTP} を Eq. (1)、Eq. (2)の通りそれぞれ定義した。

$$I_{TP} = \int_0^{t'} \left\{ (T_1 + T_2) / 2 - T_{SP} \right\} dt \quad (1)$$

$$I_{DTP} = \int_0^{t'} (T_1 - T_2) dt \quad (2)$$

t' : 目標到達時間、 T_{SP} : 目標温度 (5°C)

Fig.4.8 は、A 翼の正転について I_{TP} と、 I_{DTP} を図示したのものである。

クリームは温度が高いほど、かつ攪拌によるダメージを受ける時間が長いほど、物性劣化としての粘度上昇幅が大きいということは、第2章の実験結果からも明らかとなっている。したがって目標温度到達時間が同じであっても、ダメージを受けやすい高温での時間が短いほど、クリームへのダメージは小さく抑えられると言える。また、実製造においては目標温度に到達するまでは連続攪拌で、目標温度到達後の攪拌は間欠とするため、冷却速度が速いほど攪拌時間は短く抑えられ、クリームの品質に対しても、省エネに対しても有利とすることができる。

そこで、 I_{TP} は冷却速度指標であると同時に、製品へのストレスと、攪拌仕事量の指標であり、 I_{TP} が小さいほど製品の品質は良く、省エネであり、かつ生産効率が高いということになる。したがって、 I_{TP} が、最も重要な指

標とすることができる。また、 I_{DTP} は製品の均一性指標であり、これも槽内の製品品質にばらつきが少ないという意味で、小さい方が良好とすることができる。

本指標により4種の翼形状の正逆転を評価した結果を **Fig.4.9** に示す。全ての翼とも正転に比べて逆転の方が良好であり、本条件において上翼は「掻き取り」より「押し付け」方向が優位であると示唆された。重要指標である I_{TP} に注目すると、逆転においては $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D$ の順で小さくなっており、 I_{TP} が最小である **D** 翼の逆転が最良であると考えられた。

4.4 結言

クリーム冷却保持槽の翼形状と回転方向の改良のために、小型コンカル底槽を用いて4種類の特殊アンカー翼形状とその回転方向が、冷却速度に及ぼす影響を測定した。この結果、本条件下では従来効率が良いと考えていた掻き取り方向の攪拌よりも、押し付け方向の攪拌によって冷却効率が向上するという知見を得ることができた。さらに、冷却速度と槽内の均一性の評価には、平均温度履歴指標 I_{TP} と、上下温度差履歴指標 I_{DTP} という新たな評価指標を定義することによって、冷却性能を定量的に比較し、最適翼の決定をおこなうことができた。

また、4種類の特殊アンカー翼について攪拌所要動力を測定した結果では、最適翼と考えられる**D**翼の動力が比較的低くみられるほどで、どの翼もほぼ同等レベルであった。したがって、**D**翼はクリーム物性への悪影響が問題にならない範囲での、最適改良翼と考えられた。

4.5 使用記号

b	= width of blade	[m]
D	= tank diameter	[m]
d	= impeller diameter	[m]
I_{TP}	= the average temperature profile index	[Ks]
I_{DTP}	= the upper/lower temperature difference profile index	[Ks]
N_P	= power number	[—]
n	= rotational speed	[s ⁻¹]
P	= power requirement for stirring	[W]
Re	= Reynolds number	[—]
T_1	= upper temperature (measuring point P1)	[°C]
T_2	= lower temperature (measuring point P2)	[°C]
T_{SP}	= target temperature	[°C]
t	= cooling time	[s]
t'	= time to a target temperature	[s]
θ_V	= sweep-forward angle	[°]
θ_1	= phase difference angle	[°]

4.6 参考文献

- 1) Darling, D. F.; “Recent Advances in the Destabilization of Dairy Emulsions;” *J. Dairy Res.*, 49, 695–712 (1982)
- 2) Fuchigami, Y., M. Nagai and T. Sugiyama; “Study on Mixing in Scale-up of Stirred Tank Reactor for Continuous Bulk Polymerization,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 22, 264–269 (1996)
- 3) Fuchigami, Y., T. Inami, Y. Kobayashi and A. Hashimoto; “Study on Heat

- Transfer in Scale-up of Stirred Tank Reactor Using Maxblend^R Impeller for Continuous Bulk Polymerization,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 22, 480–487 (1996)
- 4) Furukawa, H., Y. Kato, T. Kato and Y. Tada “Power Correlations and Mixing Patterns of Several Large Paddle Impellers with Dished Bottoms; ” *J. Chem. Eng. Japan*, 46, 255–261 (2013)
 - 5) Imanaka, T.; “Gas absorption Characteristics from liquid surface of FULLZONE reactor,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 41(2), 37–46 (1998)
 - 6) Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, S. Kuwabata, Y. S. Lee, T. Yamaguchi, and S. T. Koh; “Development of Power Correlations for Various Impellers in an Agitated in Laminar Region Based on Numerical Analysis of 2-D Flow,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 20(5), 595–603 (1994)
 - 7) Kaminoyama, M., K. Akabane, K. Arai, F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis on Flow Behavior of Bingham Fluid an Anchor Impeller Mixer,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 16(5), 939–945 (1990)
 - 8) Kaminoyama, M., M. Watanabe, K. Nishi and M. Kamiwano; “Numerical Simulation of Local Heat Transfer Coefficients in Stirred Vessel with Impeller for Highly Viscous Fluids,” *J. Chem. Eng. Japan*, 32(1), 23–30 (1999)
 - 9) Kamiwano, M., M. Kaminoyama, K. Nishi and Y. Suzuki; “Power Consumption Diagram for Various Kneader Mixers Dealing with Wet Particles-In the case that rheological properties for wet prticles cannot be measured-,” *J. Chem. Eng. Japan*, 33, 489–498 (2000)
 - 10) Kato, Y., N. Kamei, Y. Toda, N. Kato, T. Kato, T. Ibuki, H. Furukawa and Y. Nagatsu; “Power Consumption of Anchor Impeller over Wide Range of Reynolds Number,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 37, 19–21(2011)

- 11) Katsura, H. and Y. Syatani; "Introduction of ST Liquefied Rice Fermentation," *Sinko Pantec Engineering Report*, 40(2), 75–81 (1997)
- 12) Kawamura, K., M. Wakaura, E. Jinbo, Z. Okazaki, T. Imanaka, H. Itoh and Y. Okamoto; "A New Beer Yeast Tank with a Low-shear Impeller, FULLZONE," *Sinko Pantec Engineering Report*, 43(1), 99–105 (1999)
- 13) Kikuchi, M., K. Takata, H. Itoh, E. Satoh and Y. Murakami; "The Development of Highly Efficient Mixing Impeller "FULLZONE"," *Sinko Pantec Engineering Report*, 35(1), 6–11 (1991)
- 14) Kikuchi, M., K. Takata, H. Itoh; "Flow Structure and Mixing Characteristic in a Vessel Stirred with FULLZONE Impeller," *Sinko Pantec Engineering Report*, 35(3), 6–9 (1991)
- 15) Kobayashi, T.; "New Liquefying Equipment with FULLZONE Impeller for "Polished Rice Grains"," *Sinko Pantec Engineering Report*, 38(2), 1–5 (1994)
- 16) Kuratsu, M., H. Nishimi, M. Mishima and T. Kamota; "New Type Mixing Vessel MAXBLEND[®]," *Sumitomo Juukikai Gihou*, 35(104), 74–78 (1987)
- 17) Kuriyama, M., M. Ohta, K. Yanagawa, K. Arai and S. Saito; "HEAT TRANSFER AND TEMPERATURE DISTRIBUTIONS IN AN AGITATED TANK EQUIPPED WITH HELECAL RIBBON IMPELLER," *J. Chem. Eng. Japan*, 14, 323–330 (1981)
- 18) Kuriyama, M., H. Inomata, K. Arai and S. Saito; "Numerical solution for the flow of highly viscous fluid in agitated vessel with anchor impeller," *AIChE Journal*, 28, 385–391 (1982)
- 19) Nagata, S., M. Nishikawa, H. Tada and S. Gotoh; "Power Consumption of Mixing Impellers in Pseudoplastic Liquid," *J. Chem. Eng. Japan*, 4(1), 72–76 (1971)

- 20) Nishikawa, M., N. Kamata, and S. Nagata; "Heat Transfer for Highly Viscous Liquids in Mixing Vessel," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 1(5), 466–471(1975)
- 21) Ohta, M., M. Kuriyama, K. Arai, and S. Saito; "A Two-Dimensional Model for the Secondary Flow in an Agitated Vessel with Anchor Impeller," *J. Chem. Eng. Japan*, 18(1), 81–84 (1985)
- 22) Omoto, S., H. Ogasawara and K. Nakamura; "Stirring and mixing technologies being advanced Aiming at production of high-quality and high added products. "Sun meller", a general-purpose stirring vessel," *Kagaku Souchi*, 36, 59–64 (1994)
- 23) Segall, K. I. and H. D. Goff; "Secondary Adsorption of Milk Proteins from the Continuous Phase to the Oil–water Interface in Dairy Emulsions," *Int. Dairy J.*, 12, 889–897 (2002)
- 24) Shimada, T., S. Omoto, H. Ogasawara and K. Nakamura; "Development of Unsymmetrical Shape Mixing Impeller," *Mitsubishi Heavy Industries, LTD. Technical Review*, 31, 337–340 (1994)
- 25) Takahashi, K., K. Arai and S. Saito; "POWER CORRELATION FOR ANCHOR AND HELICAL RIBBON IMPELLERS IN HIGHLY VISCOUS LIQUID," *J. Chem. Eng. Japan*, 13, 147–150 (1980)
- 26) Takahashi, K., K. Arai and S. Saito; "AN EXTENDED POWER CORRELATION FOR ANCHOR AND HELICAL RIBBON IMPELLERS," *J. Chem. Eng. Japan*, 15, 77–79 (1982)
- 27) Takata, K., H. Ito, M. Kikuchi and Y. Okamoto; "Flow and Mixing Characteristics in a Stirred Tank with Dual Wide Paddles, " *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 25(2), 253–258(1999)
- 28) Tokuoka, H.; "Application of "FULLZONE"," *Sinko Pantec Engineering*

Report, 38(1), 11–14 (1994)

- 29) Yamamoto, K., M. Kaminoyama, K. Nishi and M. Kamiwano; “Relation of Polymer Properties and Local Temperature Distribution in a Stirred-Type Batch Reactor using Several Types of Impellers,” *Kagaku kogaku ronbunshu*, 22, 882–890 (1996)
- 30) Yamamoto, K., K. Abe, A. Tarumoto, K. Nishi, M. Kaminoyama and M. Kamiwano; “Development and Evaluation of Large-Scale Impeller Generating Strong Circulation Flow Suitable for Wide Viscosity Range in Reactor with Cooling Coil,” *J. Chem. Eng. Japan*, 31, 355–365 (1998)

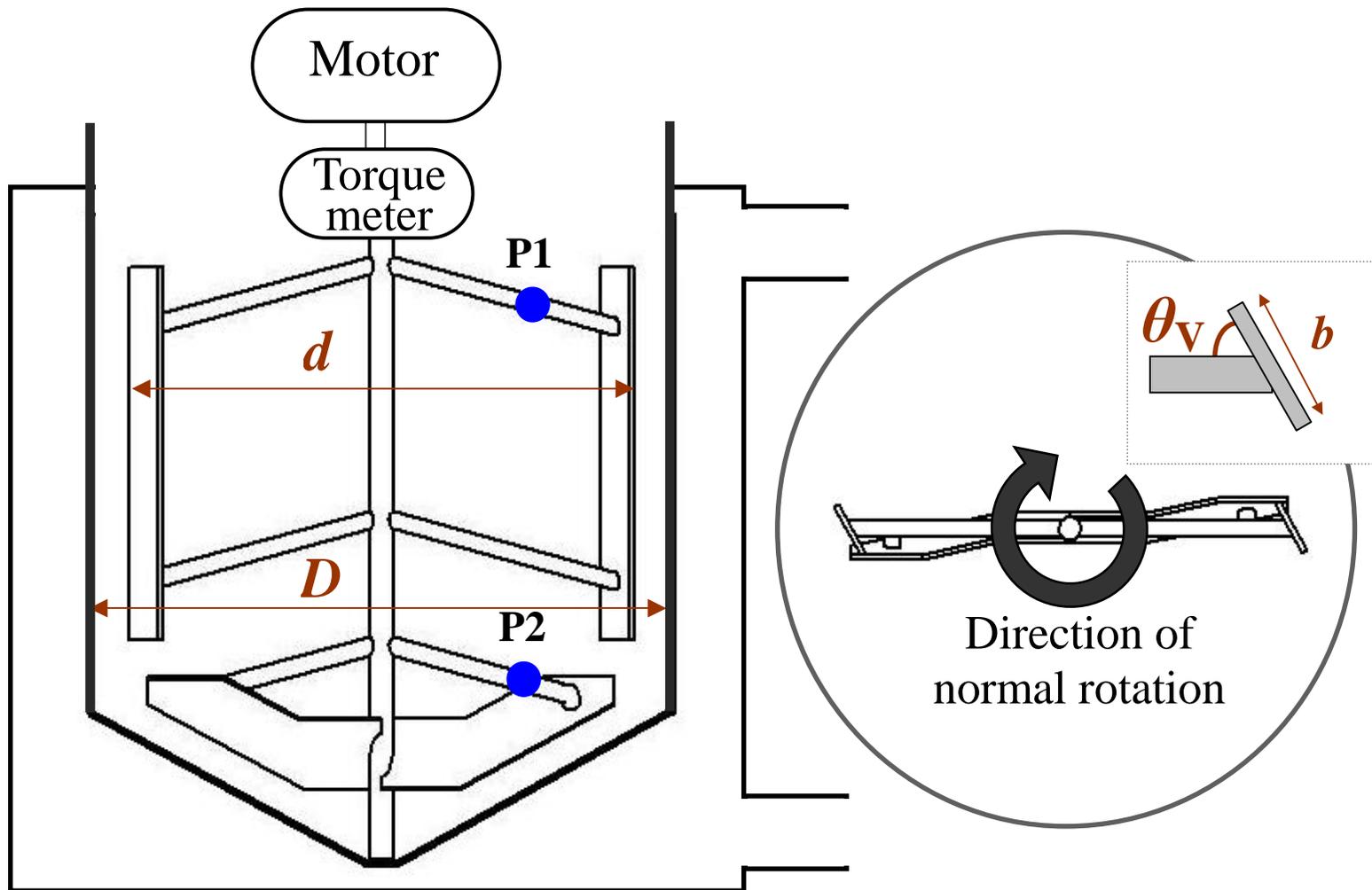


Fig. 4.1 Schematic diagram of Experimental equipment (Impeller A)

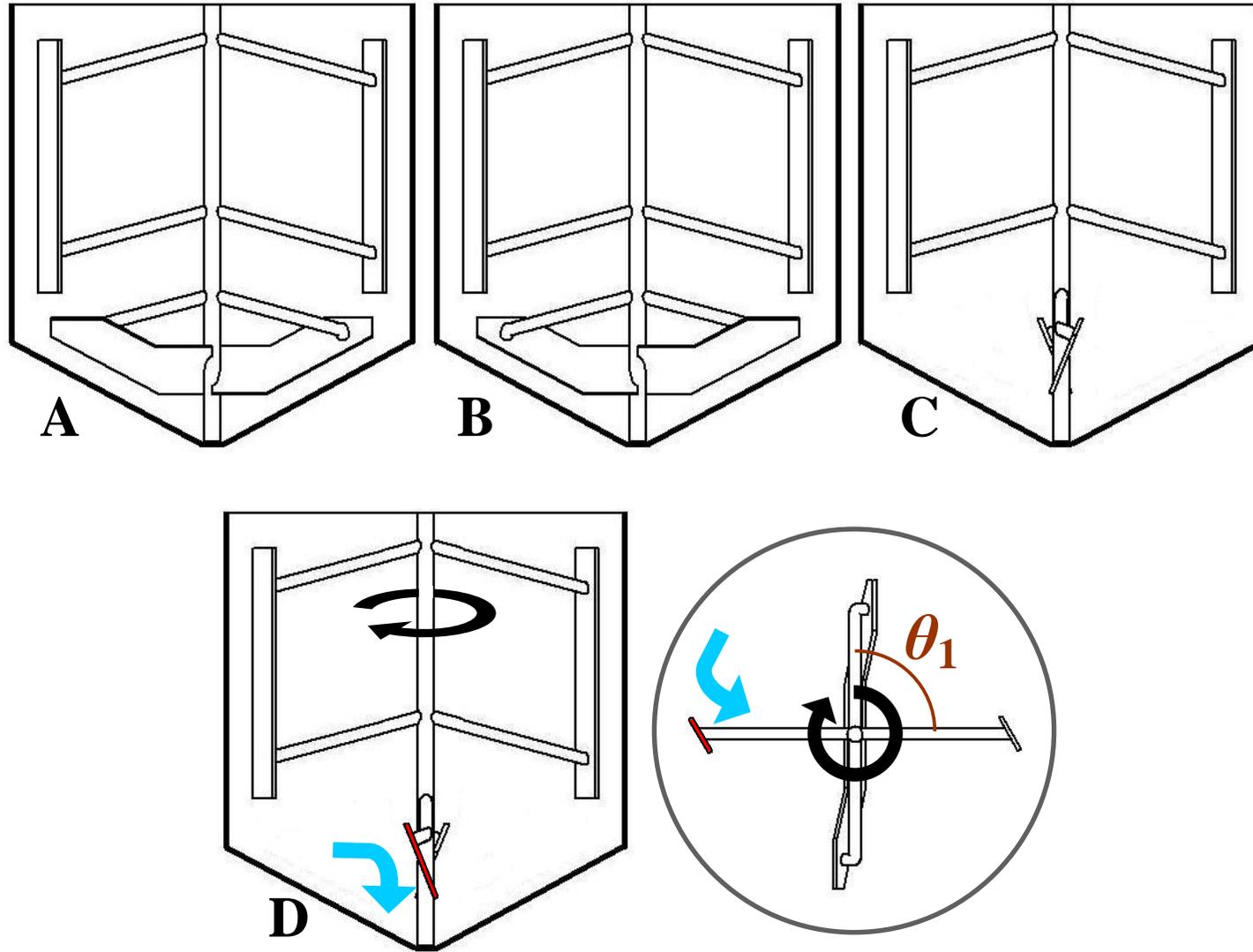


Fig. 4.2 The shape of the impeller A, B, C and D

Table 4.1 Relationship between the flow direction and the rotational direction for the each impeller

Impeller	Rotational direction	θ_1	Lower blades	Upper blades
A	Normal rotation	0°	Scrape up	Scrape off
	Reverse rotation	0°	Press down	Press
B	Normal rotation	0°	Press down	Scrape off
	Reverse rotation	0°	Scrape up	Press
C	Normal rotation	90°	Scrape up	Scrape off
	Reverse rotation	90°	Press down	Press
D	Normal rotation	90°	Press down	Scrape off
	Reverse rotation	90°	Scrape up	Press

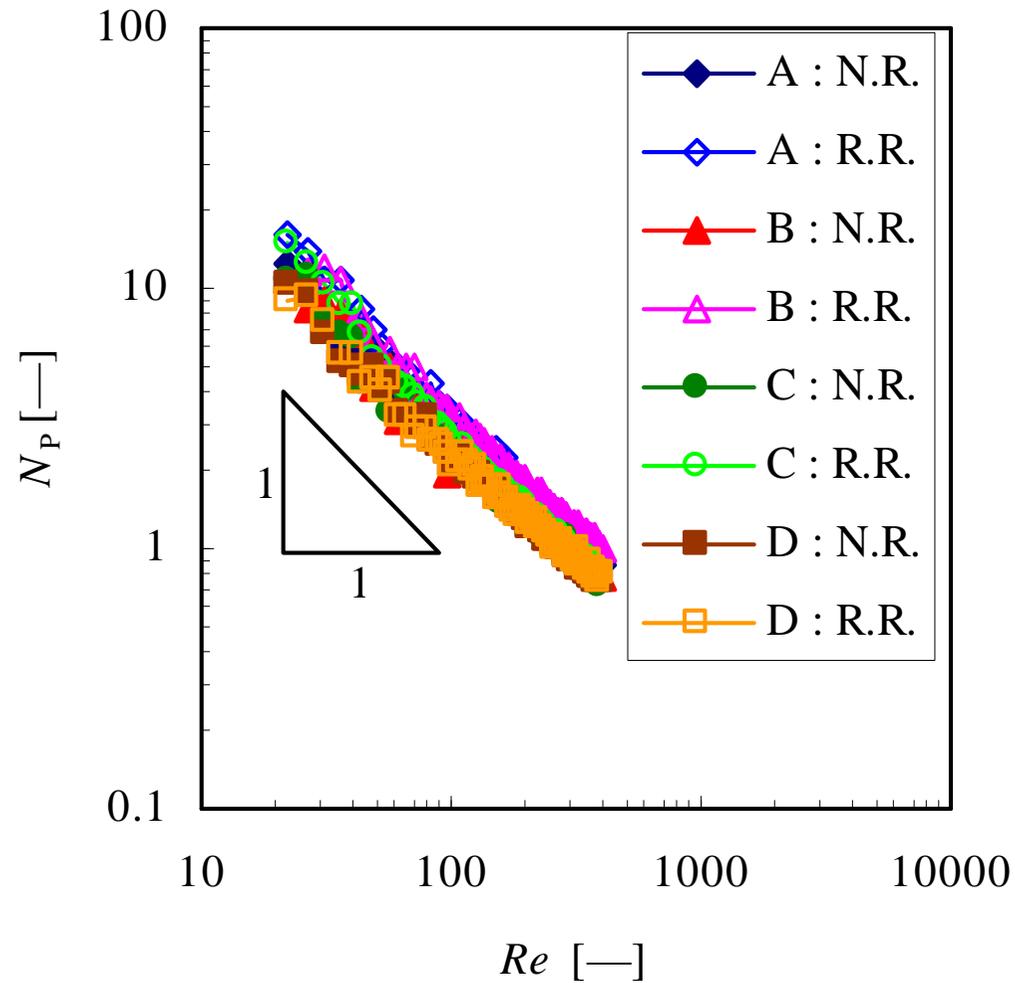


Fig. 4.3 Relationship between Power number and Reynolds number (Normal Rotation: N.R., Reverse Rotation: R.R.)

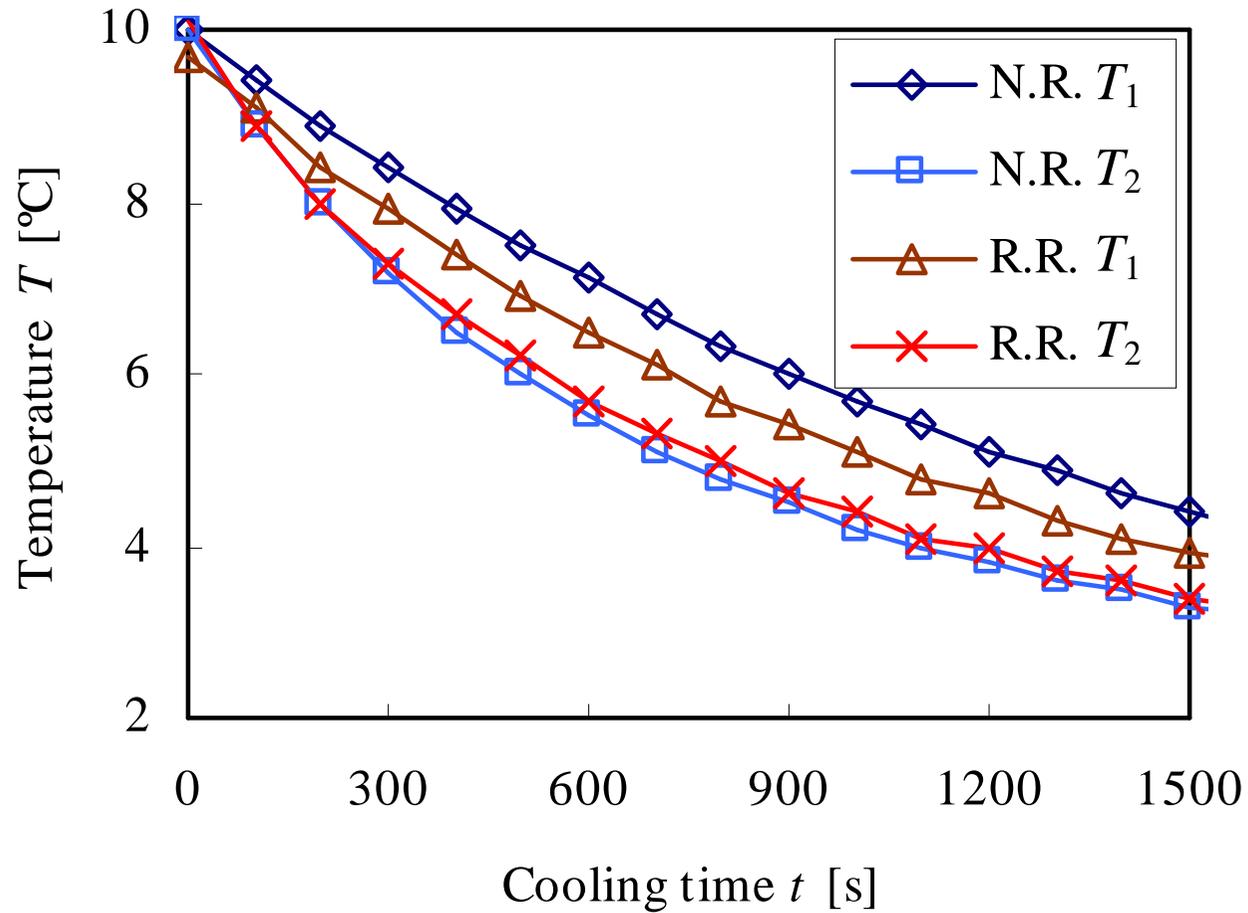


Fig. 4.4 Comparison of rotational directions for impeller A (Normal Rotation: N.R., Reverse Rotation: R.R.)

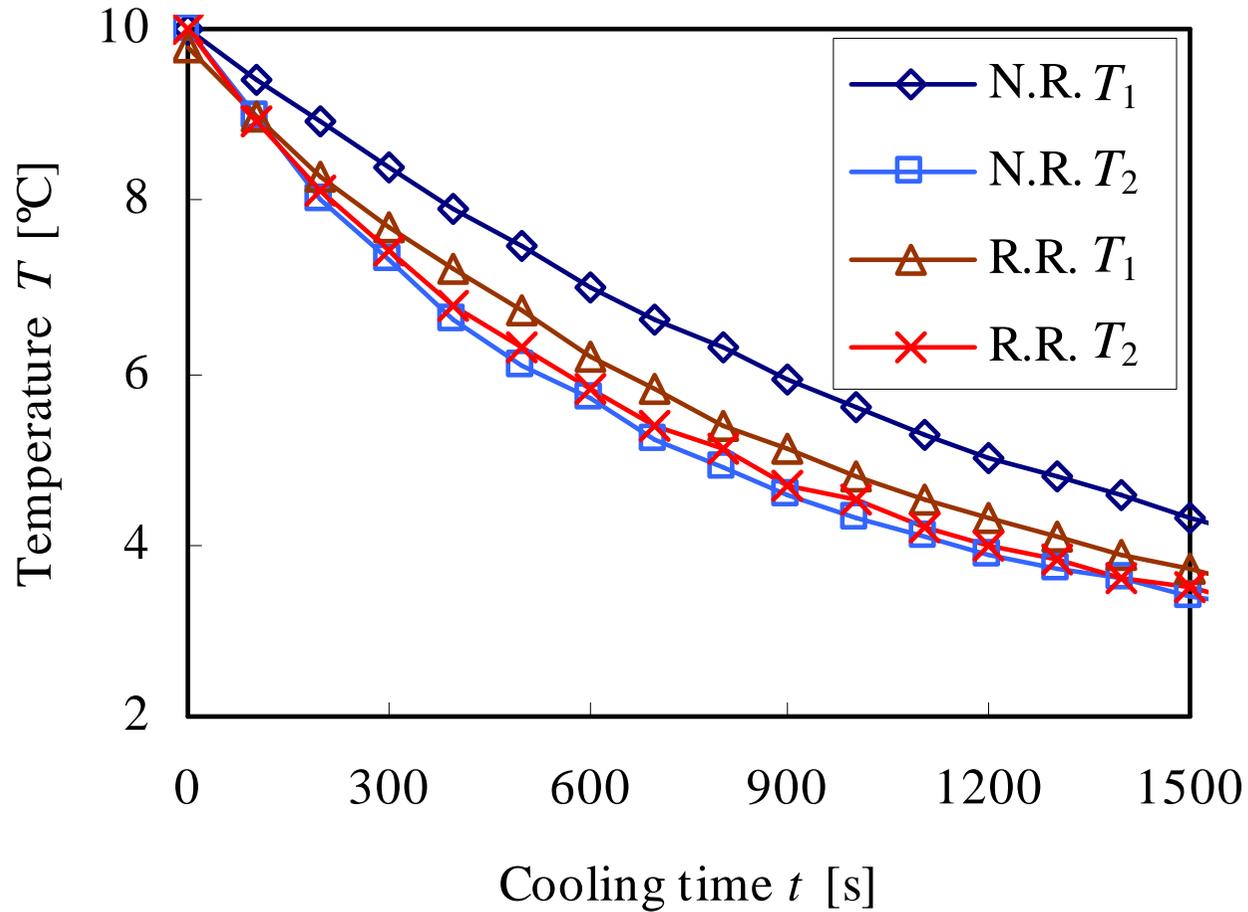


Fig. 4.5 Comparison of rotational directions for impeller B (Normal Rotation: N.R., Reverse Rotation: R.R.)

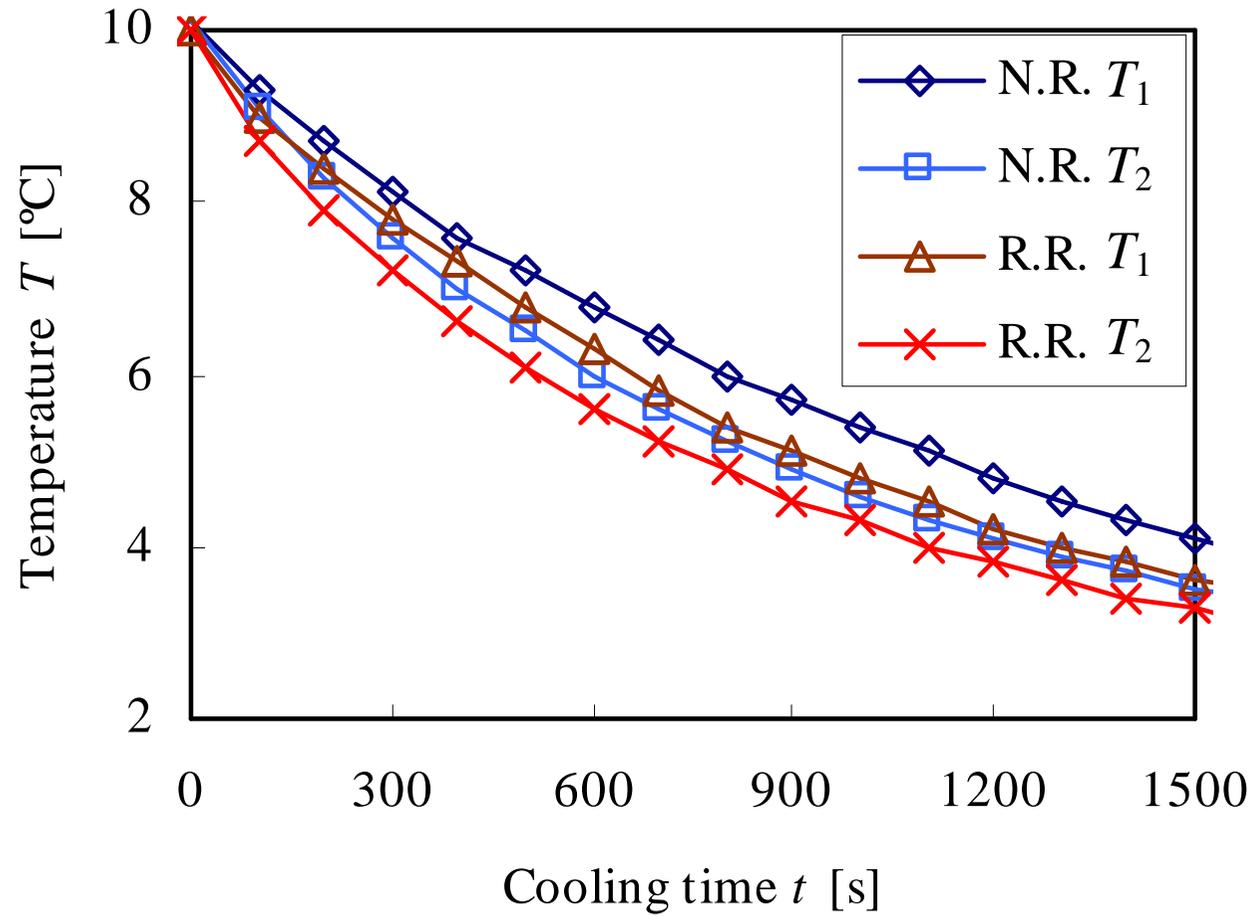


Fig. 4.6 Comparison of rotational directions for impeller C (Normal Rotation: N.R., Reverse Rotation: R.R.)

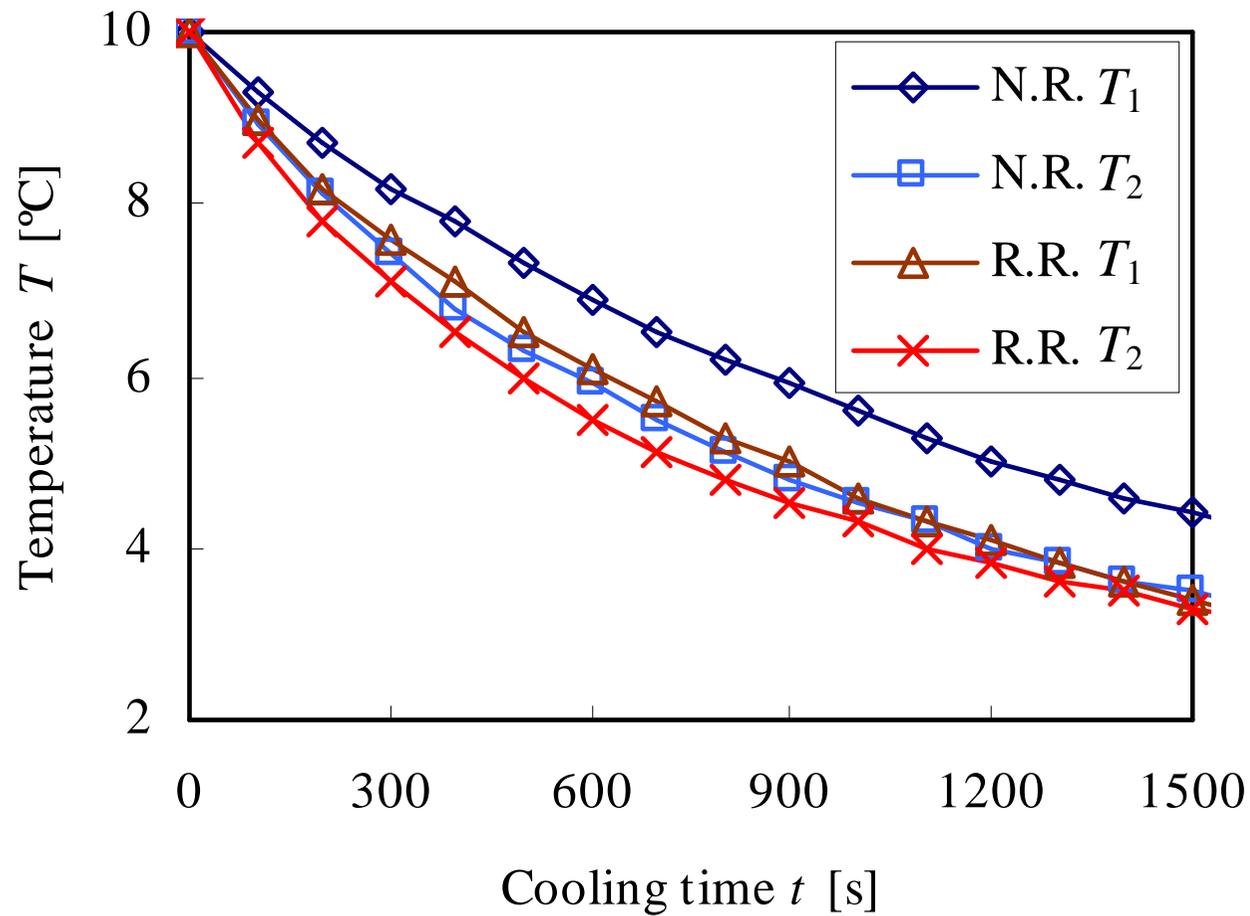


Fig. 4.7 Comparison of rotational directions for impeller D (Normal Rotation: N.R., Reverse Rotation: R.R.)

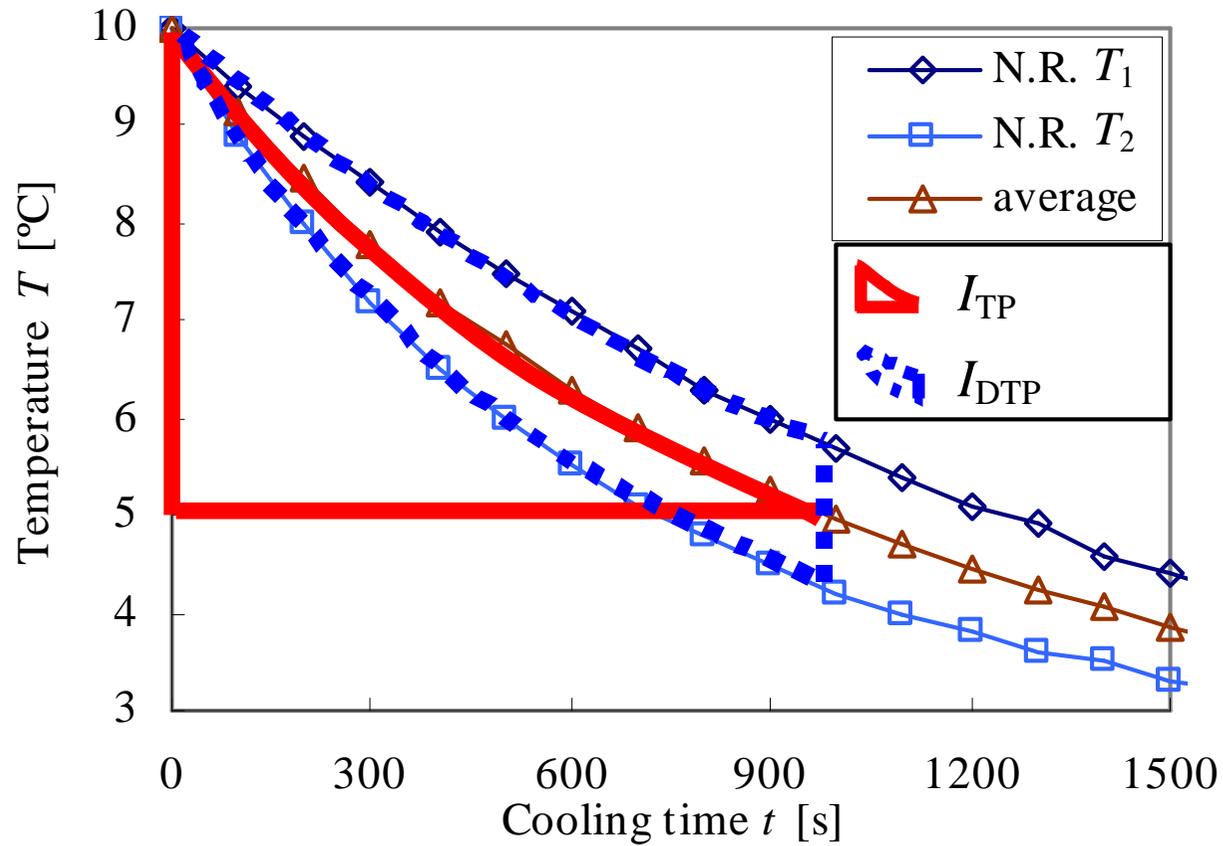


Fig. 4.8 Example of the average temperature profile index I_{TP} and the upper/lower temperature difference profile index I_{DTP}

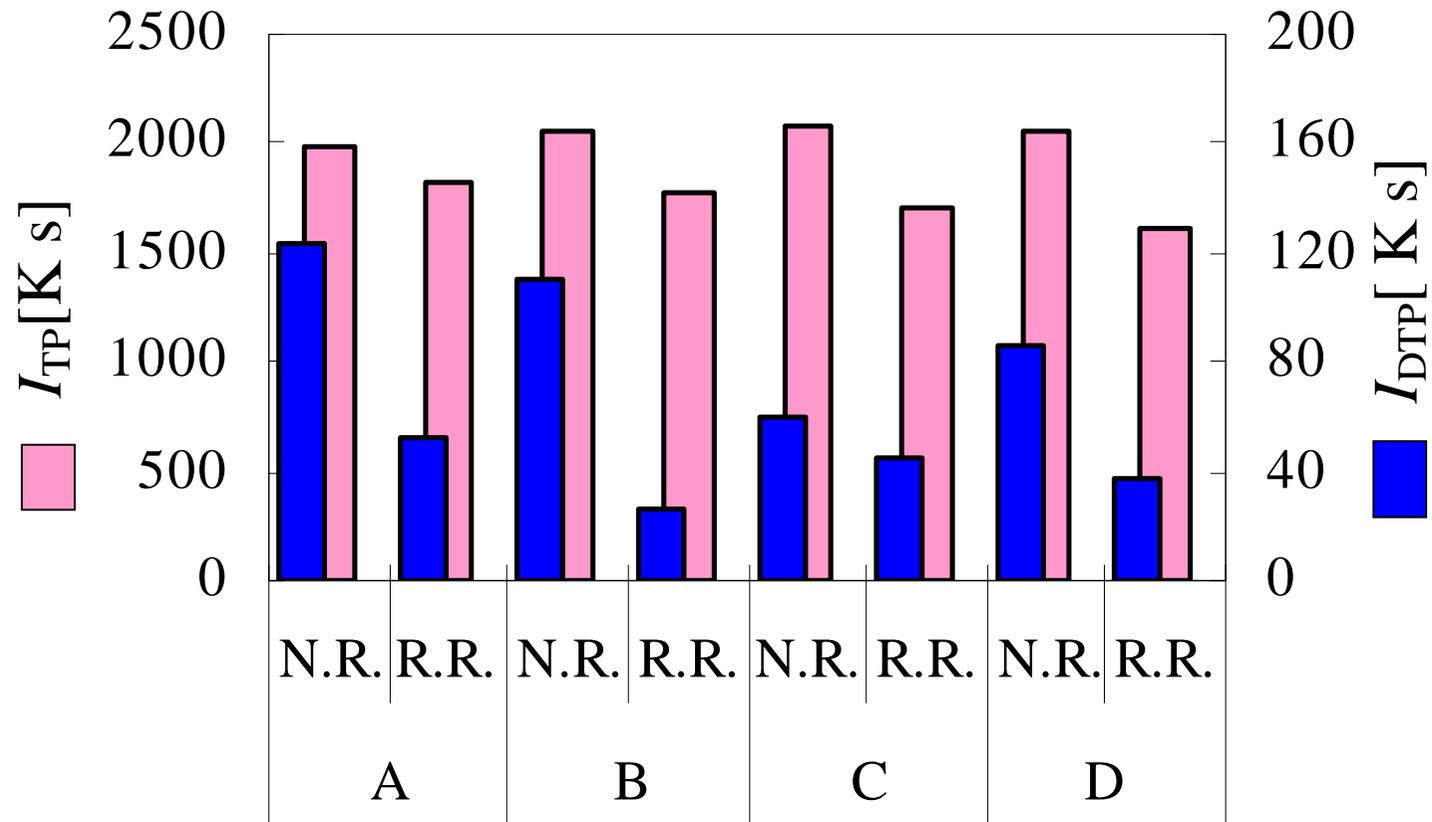


Fig. 4.9 Evaluation of impeller shapes and rotational directions (Normal Rotation: N.R., Reverse Rotation: R.R.)

第5章 特殊形状アンカー翼が冷却過程に及ぼす影響に関するCFD解析

5.1 緒言

第4章においては、クリーム品質に悪影響を及ぼさない範囲での、特殊アンカー翼形状の改良とスケールアップを目指し、CMC水溶液によるクリーム擬似液と小型実験槽を用いて流動・冷却速度に及ぼす影響を測定し、新たな評価指標を用いて最適翼とその回転方向を決定することができた。また、この実験的な検討の中で、本条件下では従来効率が良いと考えていた、上翼の掻き取り方向の攪拌よりも、押し付け方向の攪拌によって冷却効率が向上するという知見や、上下翼の翼端で発生する吐出流が槽内の均一性を左右するといった知見を得ることができた。

第4章でおこなった実験的な検討に対し、数値流体力学(CFD: Computational Fluid Dynamics)解析^{1,2,3,4,5,6,7)}は、フルゾーン^{8,9,10,12)}、サンメラ¹¹⁾といった大型翼の開発にも用いられており、本解析対象である攪拌伝熱問題に対しても、第3章でも確認したとおり有効な手段である。

そこで本章においては、第4章にて得られた知見について、CFD解析を用いた攪拌伝熱現象の解明に取り組むこととした。まず攪拌冷却シミュレーション解析によってCFDによる解析の妥当性を確認した後、CFD解析によって得られた流動特性、伝熱特性を詳細に検討し、翼形状と回転方向の変更による、冷却速度や槽内の均一性および製品クリームが受けるダメージへの影響を考察した結果を述べる。

5.2 数値解析

解析の対象となる小型実験装置は、第4章で使用した装置であり、現状ま

で実際に使用されている 5 m^3 冷却保持槽の 1/10 スケールを基本とした、槽径 $D = 0.20\text{m}$ のジャケット付きのコニカル底槽である。装置概略と各幾何形状の記号は、Fig.4.1 および Fig4.2 に示したものと同様であり、前進角 $\theta_v = 60^\circ$ 、翼幅 $b = 0.020\text{m}$ 、翼径 $d = 0.18\text{m}$ の壁面掻き取りタイプの上翼と、底面掻き上げタイプの下翼を持つ特殊アンカー翼（A 翼）を基本とした。

第 4 章の結果では、A 翼正転→A 翼逆転→B 翼逆転→D 翼逆転の順で優位性が認められた結果となっているため、A、B、D 翼の正転逆転についての比較を実施し、以下の 3 点についての考察をおこなうこととした。

- ①：A 翼の正転逆転の比較によって、上翼の掻き取りと押し付けの違いが冷却速度や槽内の均一性に与える影響を考察する。
- ②：B 翼の正転逆転の比較と A、B 翼それぞれの逆転の比較によって、上下翼の掻き取り、押し付けの組み合わせが冷却速度や槽内の均一性に与えるの影響を考察する。
- ③：B、D 翼それぞれの逆転の比較によって、位相角の有無が冷却速度や槽内の均一性に与える影響を考察する。

A 翼：現行設備 5m^3 の 1/10 スケールの翼。

B 翼：A 翼の下翼取り付け角を逆にした翼。

D 翼：B 翼の上下翼の位相差を 90° とした翼。

CFD 解析には、熱流体解析ソフト：SCRYU/Tetra V10(株式会社ソフトウェアクレイドル)を使用した。解析は基本的に第 3 章と同様であるが、3D モデル形状をできるだけ装置に近づけ、円筒壁面多角形近似を細かく滑らかにし、流動の定常状態解析精度を上げ、伝熱計算誤差を少なくする意味で壁面近傍メッシュは固定、中心部メッシュは回転と領域を分け、メッシュは数値拡散影響を抑えるために細かくし、伝熱壁面も温度境界層厚さよりも細かい

メッシュとして、層流熱伝導条件での計算にするなど、さまざまな改良を試みた。解析対象は流体、攪拌翼、攪拌槽とし、1.2wt%の CMC 水溶液を用いた擬似液の物性値は第 3 章と同様に水と同等として、Table 5.1 の通りとした。冷却水は解析対象とせず、熱伝達係数 h を実験結果とのフィッティングから仮定することとした。解析対象および計算格子（メッシュ）図を Fig.5.1 に示す。メッシュ数は、約 550 万要素。全般的には 1 辺約 2mm のテトラ(三角錐)メッシュとし、槽壁面、攪拌翼面の近傍は約 0.5mm の境界層用プリズム（三角柱）メッシュを挿入した。

流れ場と温度場の非定常計算については、合理的な時間で解析を遂行するため、以下の通りの解析手順とした。

- ① 流れ場についてのみ、定常解析（非線形低レイノルズ $k-\epsilon$ 乱流モデル）をおこなう。
- ② 定常解析にて得られた流れ場を用いて、温度場について非定常解析をおこなう。

境界条件としては、翼表面は滑らかな面としてメッシュとともに回転数 $n = 0.33\text{s}^{-1}$ で回転する移動面、槽内壁面は滑らかな静止壁とし、伝熱条件に関しては温度境界層より細かくメッシュを刻むことにより層流熱伝導条件として扱った。槽壁の外側は 2°C の冷却水が流れる熱伝達係数 $500\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ の伝熱面とした。液面は水平なフリースリップ面とし、外気温度 20°C で熱伝達係数 $10\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ の伝熱を考慮した。初期条件としては、流体と攪拌翼温度を 10°C 、タンク温度を 3°C とした。

尚、攪拌所要動力 P は、翼面に掛かる圧力と粘性の抵抗トルク値から算出し、せん断応力 τ はせん断速度の代表値 $\sqrt{(A:A)/2}$ と液体粘度から算出した³⁾。

5.3 結果と考察

5.3.1 A翼の正転と逆転の比較解析結果

A翼の正転および逆転の攪拌冷却実験結果と CFD 解析結果を **Fig.5.2** に示す。 T_1 、 T_2 は Fig.4.1 に示した位置 P1、P2 の温度で、プロットが実験値、実線が CFD シミュレーション値である。

A翼は正転において、上翼は槽壁面の液体を掻き取る方向に回転し、下翼は槽底面の液体を掻き上げる方向に回転する。逆転においては、上翼は槽壁面へ液体を押し付ける方向に回転し、下翼は液体を押し下げる方向に回転する。実験と CFD の結果は、正転の上部温度 T_1 についてやや開きが認められた。CFD 解析上の問題としては、浮力や粘度の温度依存性やメッシュ形状・サイズについては影響が少ないことを確認していることから、上翼通過時に発生する液表面の微小な波立ちや自由界面の影響などを計算上考慮していないことや、実験開始時に擬似液を投入する際の温度分布の影響などが挙げられる。しかしながら、実験結果および CFD シミュレーション結果は、ともに正転に比べて逆転の方が、冷却速度が速くなり、上下の温度差も小さくなるという同様の傾向を示しており、これらの一致から、本 CFD 解析に妥当性があるものと判断した。

次に CFD 解析によって得られた A 翼正転時の速度ベクトル図を **Fig.5.3** に示す。 r - θ 断面にて、周方向速度 V_θ が支配的な流れになっている様子がみられ、これに対し r - z 断面をみると、半径方向速度 V_r と高さ方向速度 V_z が小さい流動状態であることがわかる。**Fig.5.4** に示した周方向速度 V_θ の分布をみると、特に翼まわりと翼の後ろ側（赤い部分）が攪拌翼と同方向の流速が大きく、中心部は流速が小さい流動状態がみられている。

Fig.5.5 に正転時の半径方向速度 V_r の分布を示した。半径方向の流動が小さいため、カラーバーのスケールは V_θ の 1/4 以下としている。青い部分は

中心方向に向かう流れの部分で、赤い部分は外側の壁に向かう流れの部分である。 $r-\theta$ 断面にて上翼の内側に掻き取られるように中心に向かう流れがあり、上翼の先端にのみ外側に向かう流れがみられた。次に **Fig.5.6** に高さ方向速度 V_z の分布を示した。半径方向と同様に高さ方向の流動も小さいため、カラーバーのスケールは V_r の分布と同様としている。ここでは赤い部分は上昇流を、青い部分は下降流を表している。正転においては上下翼ともに上端に上昇流が発生している様子がみられる。

正転と同様に逆転時の速度ベクトル図を **Fig.5.7** に、周方向速度 V_θ の分布を **Fig.5.8** に示した。速度の大きさとしては正転時と同様に V_θ が支配的な流れになっており、特に翼まわりと翼の後ろ側部分の流速が大きく、中心部は流速が小さい流動状態がみられている。**Fig.5.9** には逆転時の半径方向速度 V_r の分布を示した。正転の時とは異なり、 $r-\theta$ 断面にて上翼の外側に外壁に押し付ける流れがあり、翼の内側にも外壁に向かう流れがみられる。上翼前進方向の先端には青で示される中心に向かう流れもみられた。同様に **Fig.5.10** には逆転時の高さ方向速度 V_z の分布を示した。 $\theta = 0^\circ$ の $r-z$ 断面にて、上翼の吐出流として上端には上昇流、下端には下降流がみられる。

半径方向速度 V_r と高さ方向速度 V_z は正転・逆転双方において小さい流動状態であることがわかったが、それぞれに特徴があり、この流動が槽内の均一性や冷却速度に影響を与えていると考えられたため、 $r-z$ 断面、 $r-\theta$ 断面ともに詳細に見ていくこととした。

Fig.5.11 および **Fig.5.12** に V_r の $r-z$ 断面分布を角度 $\theta = 10^\circ$ 刻みで示した。正転・逆転それぞれの V_r 分布を比較しやすいように、正転の $\theta = 0^\circ \sim 170^\circ$ に、逆転の $\theta = 170^\circ \sim 0^\circ$ を対応させて表示した。

赤い部分は外側に向かう流れ、青い部分は内側に向かう流れを示している。逆転の $\theta = 10^\circ \sim 30^\circ$ (正転の $\theta = 160^\circ \sim 140^\circ$) のあたりは、上翼のサポー

トや下翼が通り過ぎた後に外側に向かう流れが発生し、その他の部分には内側に向かう流れがあるが、この外側に向かう流れの影響は逆転において $\theta = 40^\circ \sim 80^\circ$ あたりまで残り、下翼が通り過ぎたあとの影響は逆転において $\theta = 130^\circ$ 付近まで残っている。その後、逆転の $\theta = 140^\circ \sim 170^\circ$ あたりの攪拌翼が近づく部分については内側に向かう流れが支配的になっている。

Fig.5.13 および **Fig.5.14** に V_r の $r-\theta$ 断面分布を $z = 0.01\text{m}$ 刻みで示した。 $z = 0.17 \sim 0.19\text{m}$ および $z = 0.10 \sim 0.11\text{m}$ 付近は上翼のサポートが通り過ぎた後に外側に向かう流れがみられているが、逆転の方が強く現れているようにみられた。 $z = 0.03 \sim 0.06\text{m}$ 付近は下翼が通り過ぎた後に外側に向かう流れがみられているが、正転と逆転に有意差はあまりみられなかった。 $z = 0.12 \sim 0.16\text{m}$ 付近は、上翼の正転時の掻き取りと、逆転時の押し付けの様子が良くみてとれた。

Fig.5.15 および **Fig.5.16** に V_z の $r-z$ 断面分布を角度 $\theta = 10^\circ$ 刻みで示した。正転・逆転それぞれの V_z 分布を比較しやすいように、正転の $\theta = 0^\circ \sim 170^\circ$ に、逆転の $\theta = 0^\circ, 170^\circ \sim 10^\circ$ を対比して表示した。 $\theta = 0^\circ$ において、逆転については上翼の上下端の外側にそれぞれ上昇流と下降流がみられるが、正転については上翼上端の内側の上昇流しかみられず、上翼下端の内側には、逆に下翼の上昇流がみられている。翼が通る前の正転の $\theta = 10 \sim 20^\circ$ 付近については下翼での上昇流がみられ、翼通過後の逆転の $\theta = 10 \sim 50^\circ$ 付近についても上下翼それぞれの上端から発生した赤い色の上昇流がみられるが、逆転の方が長く影響が残っているように観察された。正転の $\theta = 30 \sim 110^\circ$ 付近では強い上昇流も下降流もみられないが、主に外側に上昇流、内側に下降流があり、緩やかに循環している様子が伺われた。

Fig.5.17 および **Fig.5.18** に V_z の $r-\theta$ 断面分布を $z = 0.01\text{m}$ 刻みで示した。 $z = 0.19 \sim 0.21\text{m}$ 付近では、上翼上端で発生する上昇流とこれに伴って中心部

に発生する下降流がみられているが、この上下流は逆転の方が強く広範囲にわたっている。 $z = 0.12 \sim 0.17\text{m}$ 付近は中心部に緩やかな下降流、外側に緩やかな上昇流がみられた。 $z = 0.06 \sim 0.09\text{m}$ 付近では下翼上端で発生する上昇流と上翼下端で発生する下降流がみられているが、特に $z = 0.07\text{m}$ をみると、逆転においては上翼の下端で発生した下降流が外側にみられ、下翼の上端で発生した上昇流が内側にみられ、独立しているが、正転ではこのそれぞれの流れが同じ場所に発生しようとして抑制されている様子が見られた。この違いによって逆転の方が槽内の均一性が高く、全体として冷却速度を上げていると考えられた。

次に温度場の解析結果から、冷却開始から 600s 後の温度分布を **Fig.5.19** に示した。容積に対しての伝熱面積比が大きいコニカル底部が早く冷却され、かつ V_z の小さい流動状態であるために、下部の温度が低くなり、上部の方が高いという上下温度差が生じると推測される。この温度分布からも、正転よりも逆転において冷却が早く、上下の温度差も少ないことを見て取ることができる。

この現象を解明するために、ジャケットとの伝熱壁面熱流束と槽内の温度分布および流動状態を詳しく見ていくこととする。まずは流体の伝熱壁面熱流束分布を **Fig.5.20** に示す。正転逆転双方において、上下翼の通過時に熱流束が大きくなり、逆転の方が広範囲に大きい様子が見て取れる。この伝熱壁面の表面熱流束分布の様子を $z = 0.14\text{m}$ での $r-\theta$ 断面の流線と 600s 後の温度分布とともに **Fig.5.21** に示す。黒い矢印は翼の回転方向、中抜きのない白い矢印は翼から壁側に向かう流れを示しており、黄色の矢印は熱流束の絶対値が 1050W/m^2 以上の範囲を示している。正転においては、回転方向前方である攪拌翼の先端部分でのみ、中抜きのない白い矢印が示す壁面側に押し付ける流れがあり、この流れによって温度境界層が薄くなり、伝熱が促進された結果、

特に黄色の矢印が示す範囲で熱流束が大きくなっている状況が見られた。

これに対して逆転方向においては、回転方向前方である翼の外側面で、中抜き部の白い矢印が示す壁側に押し付ける流れが発生するために、この流れが比較的広範囲になり、その結果、温度境界層が薄くなる部分も広範囲になり、正転時よりもさらに黄色の矢印が示す広範囲で伝熱が促進されている様子が確認できた。

この壁側に向かう流れを良く見るために、**Fig.5.22**に示した半径方向速度 V_r 分布を見てみると、逆転の方が赤色で示された壁側に向かう流れが広範囲に強くなっていることが確認でき、さらに翼の後ろ側からも比較的温度の高い中心部から壁面側に向かう流れが発生していることによって伝熱が促進されているものだと考えられた。

次に $z = 0.04\text{mm}$ 、 $\theta = 0^\circ$ のコニカル底面に垂直な面の流線および温度分布と、壁面熱流束分布の関係を **Fig.5.23** に示す。垂直面に対する下翼の取り付け角が 22° と小さいためか、正転逆転の流れの大きな違いはみられない。しかしながら逆転の方が壁面近くの温度が高い、これは **Fig.5.38** からわかるとおり、正転においては槽下部のコニカル部に冷却された低温流体が停滞しているが、逆転においては、比較的槽内全体の均一性が高く、コニカル部の温度が比較的高くなっていることによるものと考えられた。

5.3.2 下翼の取り付け方向による影響の比較

次に下翼の取り付け方向に対する影響をみるために、**B**翼の正転と逆転の比較、および**A**翼の逆転と**B**翼の逆転の比較をおこなった。**B**翼は、上翼は**A**翼と同様だが、下翼は取り付け角が**A**翼の逆にした翼のため、正転時に上翼が掻き取り、下翼が押し下げ、逆転時には上翼が押し付け、下翼が掻き上げ方向に回転する翼である。

実験結果からはA翼と同様に、B翼も冷却速度、槽内の均一性ともに逆転の方が優位であることがわかっている。したがってA翼、B翼の逆転に共通する上翼の押し付け方向が重要であり、下翼の取り付け方向の影響は小さいと考えられた。しかしながら、A翼の逆転と比較するとB翼の逆転の方が冷却速度も均一性も若干優位であることもわかっており、下翼の取り付け方向の影響は小さいながらも、上翼と下翼の関係が冷却速度や均一性に影響を与えていると推察された。

Fig.5.24 および **Fig.5.25** に V_r の $r-\theta$ 断面分布を $z = 0.01\text{m}$ 刻みで示した。 $z = 0.12 \sim 0.16\text{m}$ 付近は A 翼と同様に、上翼の正転時の掻き取りと、逆転時の押し付けの様子が良くみてとれた。 $z = 0.17 \sim 0.19\text{m}$ および $z = 0.10 \sim 0.11\text{m}$ 付近も A 翼と同様に、上翼のサポートが通り過ぎた後に外側に向かう流れがみられているが、逆転の方が強く現れているようにみられた。これらの結果は A 翼の場合と同様であり、分布もほとんど同等であることから、 $z = 0.10\text{m}$ より上部においては、下翼の取り付け方向の違いによる影響は小さいと思われた。 $z = 0.03 \sim 0.05\text{m}$ 付近は下翼が通り過ぎた後に外側に向かう流れがみられているが、これも A 翼と同様に正転と逆転に有意差はあまりみられなかった。 $z = 0.06 \sim 0.08\text{m}$ 付近が上翼と下翼の関係の異なる部分であり、A 翼の分布ともやや異なる傾向を示しているが、大きな差異はみられていない。

Fig.5.26 および **Fig.5.27** に V_z の $r-\theta$ 断面分布を $z = 0.01\text{m}$ 刻みで示した。 $z = 0.19 \sim 0.21\text{m}$ 付近では、上翼上端で発生する上昇流とこれに伴って中心部に発生する下降流がみられているが、この上下流は逆転の方が強く広範囲にわたっている。 $z = 0.12 \sim 0.17\text{m}$ 付近は中心部に緩やかな下降流、外側に緩やかな上昇流がみられた。 V_r の $r-\theta$ 断面分布と同様に、 $z = 0.10\text{m}$ 付近より上部については A 翼の分布と大きな差異はみられず、下翼の取り付け方向の影

響は小さいと思われた。 $z = 0.06 \sim 0.09\text{m}$ 付近では下翼上端で発生する上昇流と上翼下端で発生する下降流がみられているが、特に $z = 0.07\text{m}$ の速度分布をみると、逆転においては上翼下端の前側で発生した下降流が、上翼の前方外側にみられ、その翼の後ろ側に発生する上昇流と、下翼の上端で発生した上昇流が相まって、上翼後方の内側部分で強い上昇流となっている様子がみられた。この位置関係を翼形状とともに **Fig.5.28** に示した。正転においては、上翼下端の内側の下降流が発生すべき場所と下翼上端の上昇流が発生すべき場所が接近しており、それぞれの流れが抑制されている様子がみられる。これに対し逆転においては、上下翼それぞれの吐出流が上翼前方内側と下翼前方に独立して発生している。この上下翼の関係が槽内の均一性を向上させている方向であることをみてとれた。

Fig.5.29に伝熱壁面熱流束分布を示す。上部直胴部についてはA翼と同様に逆転の伝熱が良い傾向であり、下部コニカル底部についても逆転の方がやや良い結果となっている様子が見て取れた。

次に $z = 0.04\text{mm}$ 、 $\theta = 0^\circ$ のコニカル底面に垂直な面の流線および温度分布と、壁面熱流束分布の関係を **Fig.5.30** に示す。A翼と同様に正転逆転の流れについては大きな違いはみられないが、温度分布を見ると、逆転の方が壁面近くの温度が高い。これもA翼と同様に600s後の温度分布を示した**Fig.5.31**からも分かるとおり、逆転の方が全体の均一性が高く、コニカル部の温度が高くなっていることが原因であると考えられた。

A翼の逆転とB翼の逆転の比較については、B翼のCFD解析結果から特徴的であった $z = 0.07\text{m}$ の $r-\theta$ 断面の V_z 速度分布について見ることにした。 V_z 速度分布と翼形状との位置関係を **Fig.5.32** に示した。A翼においては下翼の上端で発生した上昇流と、上翼の下端で発生した下降流と、その後ろ側に発生する上昇流がそれぞれ独立に発達しているが、B翼においては、下翼の

上端で発生した上昇流と、上翼下端の後ろ側に発生する上昇流が相まって強い上昇流が発生している。この強い上昇流によって、B翼の逆転はA翼の逆転よりも、若干ながら槽内の均一性が高くなり、その結果、冷却速度も速い結果となっていると考えられた。

これらの解析結果から本条件下においては、上翼は押し付け方向によって冷却速度が向上し、下翼は掻き上げ方向の場合において、上翼下端と下翼先端からの吐出流の位置関係により槽内の均一性が向上し、これに伴って冷却速度も上がる機構を明らかにすることができた。

5.3.3 上下翼の位相差影響の比較

次に上下翼に位相差 90° をつけることによる影響をみるために、B翼の逆転とD翼の逆転の比較解析をおこなった。D翼は翼面の傾きがB翼と同様であるが、上部縦翼と下部翼に位相差 90° をつけた翼である。したがって、双方とも逆転において上翼は押し付け、下翼は掻き上げ方向となる。実験結果では、D翼の逆転の冷却速度が若干速い結果となっている。

これまでと同様に、まずは V_r と V_z の速度分布を詳細に見て行くこととする。**Fig.5.33** および **Fig.5.34** に V_r の $r-\theta$ 断面分布を $z = 0.01\text{m}$ 刻みで示した。 $z = 0.12$ 以上の上部については、B翼、D翼の差はみられなかった。 $z = 0.09 \sim 0.11\text{m}$ 付近にみられる、上翼のサポートが通り過ぎた後に外側に向かう流れは、D翼の逆転の方が顕著にあらわれており、これにより伝熱が促進されていることが推察される。また、 $z = 0.08 \sim 0.09\text{m}$ 付近では上翼前方の内側に向かう流れもD翼の方が強くなっている。これらは $z = 0.03 \sim 0.06\text{m}$ 付近にみられる、下翼が通り過ぎた後に外側に向かう流れとの位相差が 90° あることに起因していると考えられた。しかしながら、この下翼が通り過ぎた後に外側に向かう流れ自体はB翼の方が若干強いように見受けられた。

Fig.5.35 および **Fig.5.36** に V_z の r - θ 断面分布を $z = 0.01\text{m}$ 刻みで示した。 $z = 0.17\text{m}$ 以上の上部では、B、D 翼の差はほとんどみられなかった。 $z = 0.12 \sim 0.17\text{m}$ 付近についても若干の差があるものの、大きな差はみられず、上下翼の位相差による影響は少ないと思われた。 $z = 0.06 \sim 0.10\text{m}$ 付近では下翼上端で発生する上昇流と上翼下端で発生する下降流がみられているが、D 翼の逆転においては上翼下端の後ろ側に発生する上昇流と、下翼の上端で発生した上昇流が広範囲で相互作用をもたらしている様子がみられた。この位置関係を翼形状とともに **Fig.5.37** に示した。B、D 両翼とも上翼と下翼に干渉が無く、良い相互作用を生み出しているように見受けられた。

次に、温度場の非定常解析結果として **Fig.5.38** に B 翼と D 翼の逆転についての壁面熱流束分布を示す。上部直胴部の翼回りについては B、D 翼とも同程度の伝熱速度であった。コニカル底部の熱流束分布をみると、D 翼では上翼の下部に、上翼で発生した下降流による独立した伝熱促進部も見て取れた。一方、B 翼においては上翼で発生した下降流と相俟って下翼部での伝熱がより促進されている様子が伺われ、全体としては同程度の伝熱速度であった。

次に製品に与えるストレス量の指標としてせん断応力分布を **Fig.5.39** に示す。上部直胴部は双方とも上翼の前面側から後方にかけて翼面の回りと壁面にせん断応力の高い部分が見られた。コニカル底部については、D 翼について、翼の回り以外の部分についてせん断応力の低い部分が広い範囲で見られることが特徴的であり、槽全体の平均せん断応力値としては D 翼の方が低い値であった。

5.3.4 翼形状および回転方向影響の定量的な比較

Fig.5.40 に各翼における V_r と V_z の二乗平均平方根、および攪拌所要動力 P と平均せん断応力 τ_{ave} を示した。D 翼の逆転は、 V_z の大きさが一番高いため、

槽内の均一性が高い翼と回転方向であると判断される。また各翼の逆転は、正転に比べ実験での冷却速度が速いため、冷却に要する時間（＝攪拌時間）が少なく、製品に与えるダメージの少ない、好ましい回転方向であると判断される。この逆転の中で、動力およびせん断応力が低い値となっている D 翼は、さらに好ましい翼であると考えられ、実験の結果とも一致していた。

次にそれぞれの翼に対して、温度分布の落ちついた 900s 後の槽内全体の平均温度と壁面温度の温度差、および壁面での伝熱量から熱伝達係数を算出して **Table 5.2** に示した。正転に比べて逆転の冷却性能が高いことが見て取れる。また A 翼の逆転よりも B、D 翼の逆転の方が良い値であることから、下翼の取り付け方向は、上翼とは逆向きの掻き上げ方向が好ましい傾向が見られるが、上下翼の位相差の影響については、ほとんど差が見られない結果となった。

5.4 結言

掻き取り、掻き上げ方向の上下翼を持つ特殊アンカー翼を用いたクリーム冷却保持槽において、攪拌翼の回転方向や上下翼の位相差などが、冷却速度や製品ダメージに及ぼす影響の CFD 解析を試みた。まずは、冷却速度シミュレーションにおいて実験値と良い一致をみせ、CFD 解析結果の信頼性を確認することができた。CFD 解析結果を精細に検討することにより、以下のような結果を得た。

逆転時に上翼に生じる壁面への押し付け方向の流れが、熱流束を増大させることがわかった。また、上翼の下端で発生する下降流と下翼の翼端で発生する上昇流の相互作用が槽内の均一性を向上させていることが明らかとなった。攪拌の上下翼に位相差をつけることについては、冷却速度にはあまり影響を及ぼさないが、位相差をつけた方が動力やせん断応力が抑えられる傾

向にあることを見出した。

5.5 使用記号

b	= width of blade	[m]
D	= tank diameter	[m]
d	= impeller diameter	[m]
n	= rotational speed	[s ⁻¹]
h	= Heat transfer coefficient	[W/(m ² ·K)]
P	= power requirement for stirring	[W]
r	= position in radial direction	[m]
T_1	= upper temperature (measuring point P1)	[°C]
T_2	= lower temperature (measuring point P2)	[°C]
t	= cooling time	[s]
V_r	= velocity in radial direction	[m/s]
V_z	= velocity in axial direction	[m/s]
V_θ	= velocity in tangential direction	[m/s]
z	= position in axial direction	[m]
Δ	= rate of deformation tensor	[s ⁻¹]
θ	= angle in the circumferential direction	[°]
θ_v	= sweep-forward angle	[°]
θ_1	= phase difference angle	[°]
τ_{ave}	= average shear stress	[Pa]

5.6 参考文献

- 1) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Three-Dimensional Flow Behavior of a Pseudoplastic Liquids in a Stirred Vessel with Turbine Impellers,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 14, 786–793 (1988)
- 2) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Flow Analogy of a Pseudoplastic Liquid in Geometrically Similar Stirred Vessels Based on Numerical Analysis,” *J. Chem. Eng. Japan*, 23, 214–221 (1990)
- 3) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Mixing Process for High Viscosity Pseudoplastic Liquids in Mixers with Various Plate Types of Impeller,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 16(4), 820–829 (1990)
- 4) Kaminoyama, M., K. Akabane, K. Arai, F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis on Flow Behavior of Bingham Fluid an Anchor Impeller Mixer,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 16(5), 939–945 (1990)
- 5) Kaminoyama, M., K. Arai and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Power Consumption and Mixing Time for a Pseudoplastic Liquid in Geometrically Similar Stirred Vessels with Several Kinds of Plate-type Impellers,” *J. Chem. Eng. Japan*, 27, 17–24 (1994)
- 6) Kaminoyama, M., M. Watanabe, K. Nishi and M. Kamiwano; “Numerical Simulation of Local Heat Transfer Coefficients in Stirred Vessel with Impeller for Highly Viscous Fluids,” *J. Chem. Eng. Japan*, 32(1), 23–30 (1999)
- 7) Kaminoyama, M., K. Nishi, R. Misumi, T. Inoue and H. Takeda; “Numerical Analysis of Mixing Process for a Heterogeneously Viscous System of High Concentration Slurry Liquids in a Stirred Vessel,” *J. Chem. Eng. Japan*, 40(8),

- 645–651 (2007)
- 8) Kawamura K., M. Wakaura, E. Jinbo, Z. Okazaki, T. Imanaka, H. Itoh and Y. Okamoto, “A New Beer Yeast Tank with a Low-shear Impeller, FILLZONE,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 43(1), 99–105 (1999)
 - 9) Kikuchi M., K. Takata, H. Itoh, E. Satoh and Y. Murakami, “The Development of Highly Efficient Mixing Impeller “FULLZONE”,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 35(1), 6–11 (1991)
 - 10) Kikuchi M., K. Takata, H. Itoh, “Flow Structure and Mixing Characteristic in a Vessel Stirred with FULLZONE Impeller,” *Sinko Pantec Engineering Report*, 35(3), 6–9 (1991)
 - 11) Shimada T., S. Omoto, H. Ogasawara and K. Nakamura, “Development of Unsymmetrical Shape Mixing Impeller,” *Mitsubishi Heavy Industries, LTD. Technical Review*, 31, 337–340 (1994)
 - 12) Tanaka, K., H. Ito, M. Kikuchi and Y. Okamoto; “Flow and Mixing Characteristics in a Stirred Tank with Dual Wide Paddles,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **25**, 253–258 (1999)

Table 5.1 The physical properties of analysis objects

		Fluid	Impeller and tank
Viscosity	[Pa·s]	0.100	-
Density	[kg/m ³]	998.2	7920
Specific heat	[J/(kg·K)]	4183	499
Thermal conductivity	[W/(m·K)]	0.5991	16

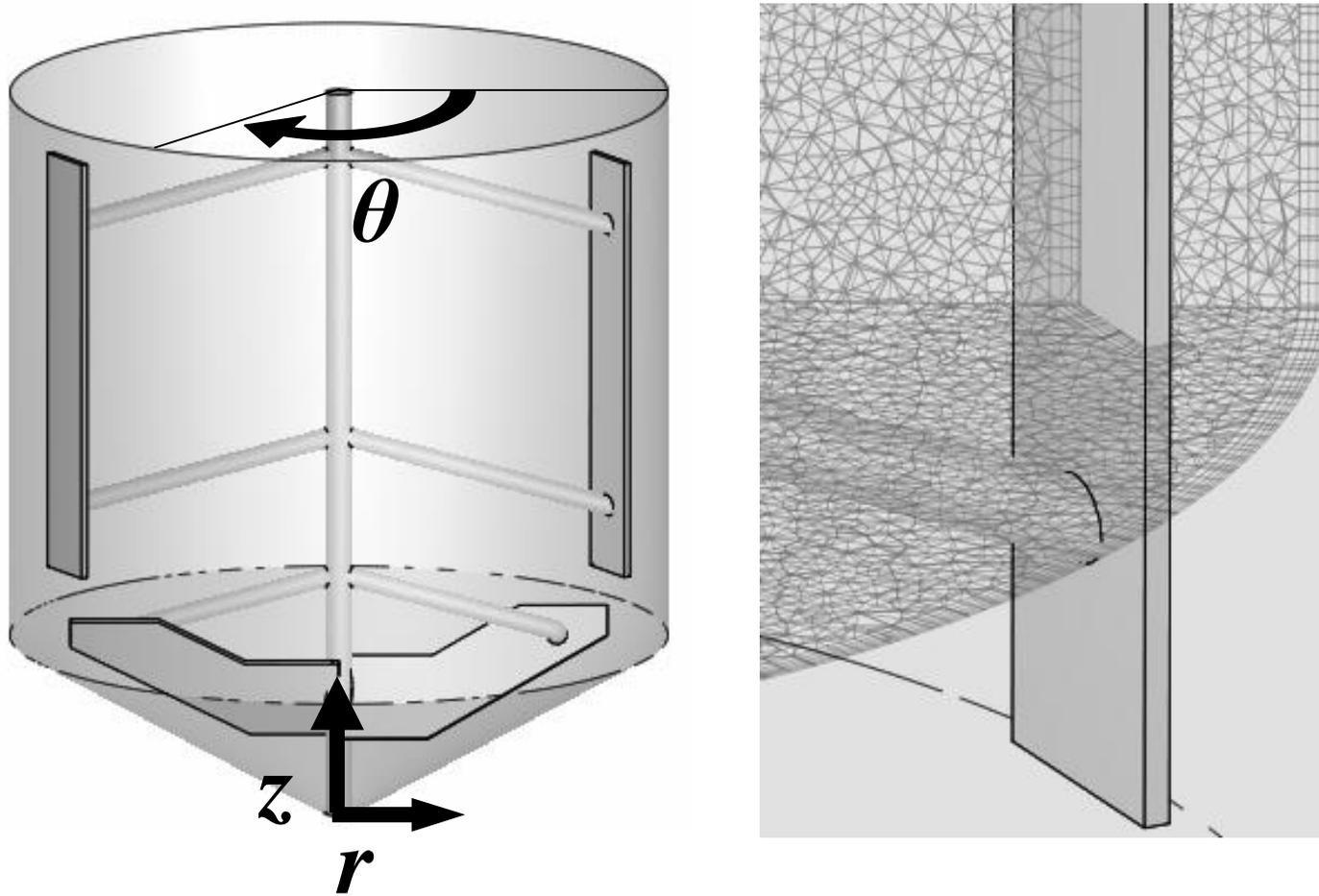


Fig. 5.1 The shape of the tank and mesh

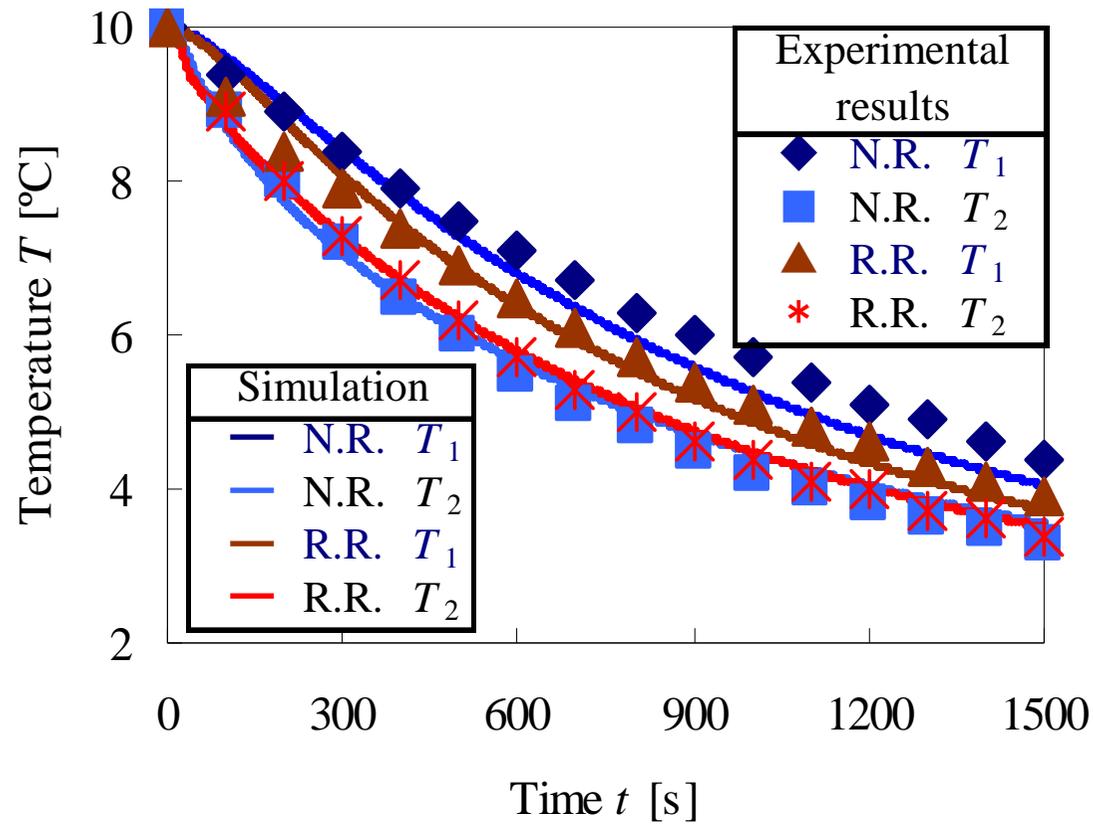


Fig. 5.2 Comparison of rotational directions for impeller A (Plot: Experimental result, Line: CFD result, Normal rotation: N.R., Reverse rotation: R.R.)

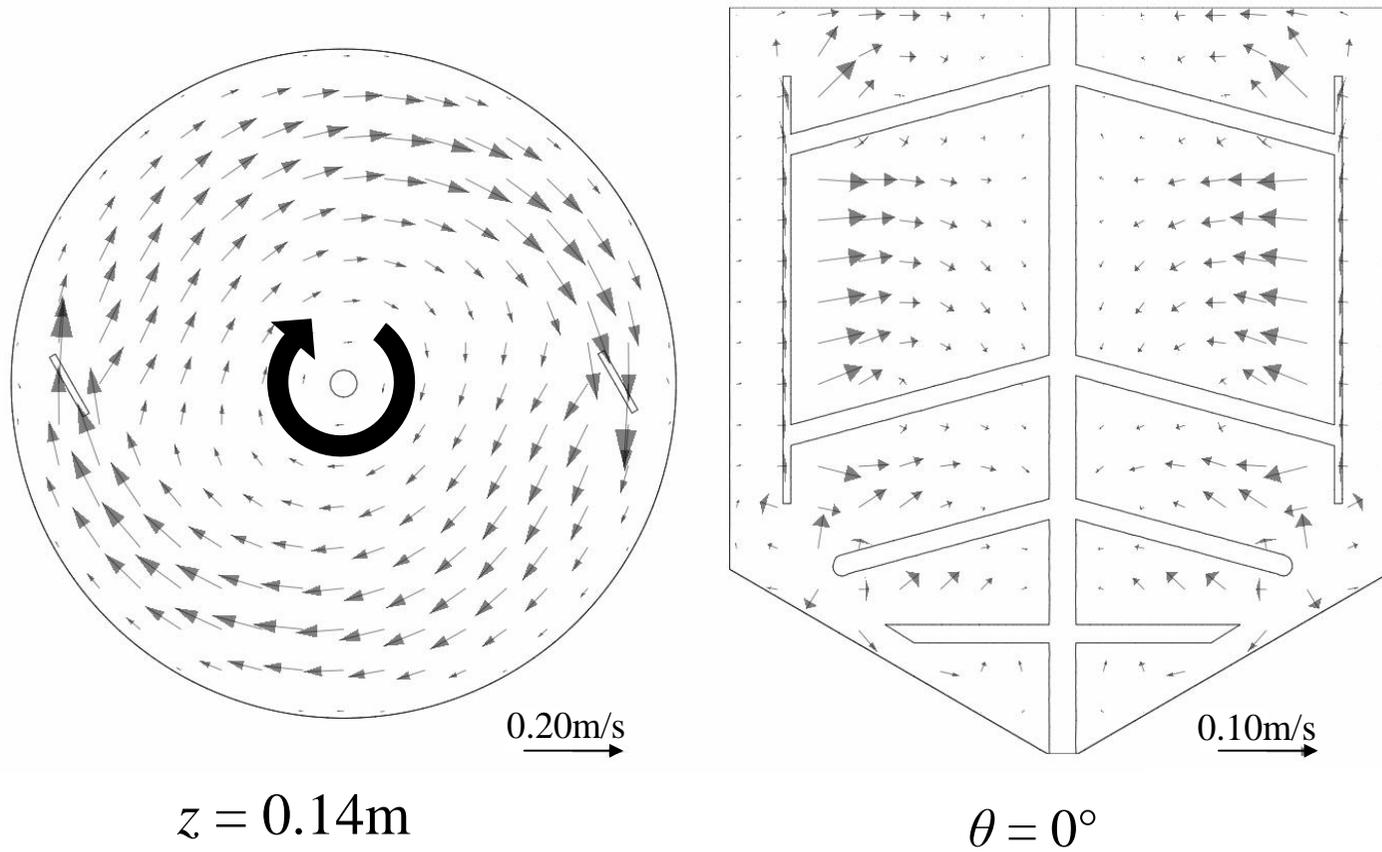


Fig. 5.3 Velocity vector distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane
(Impeller A Normal rotation)

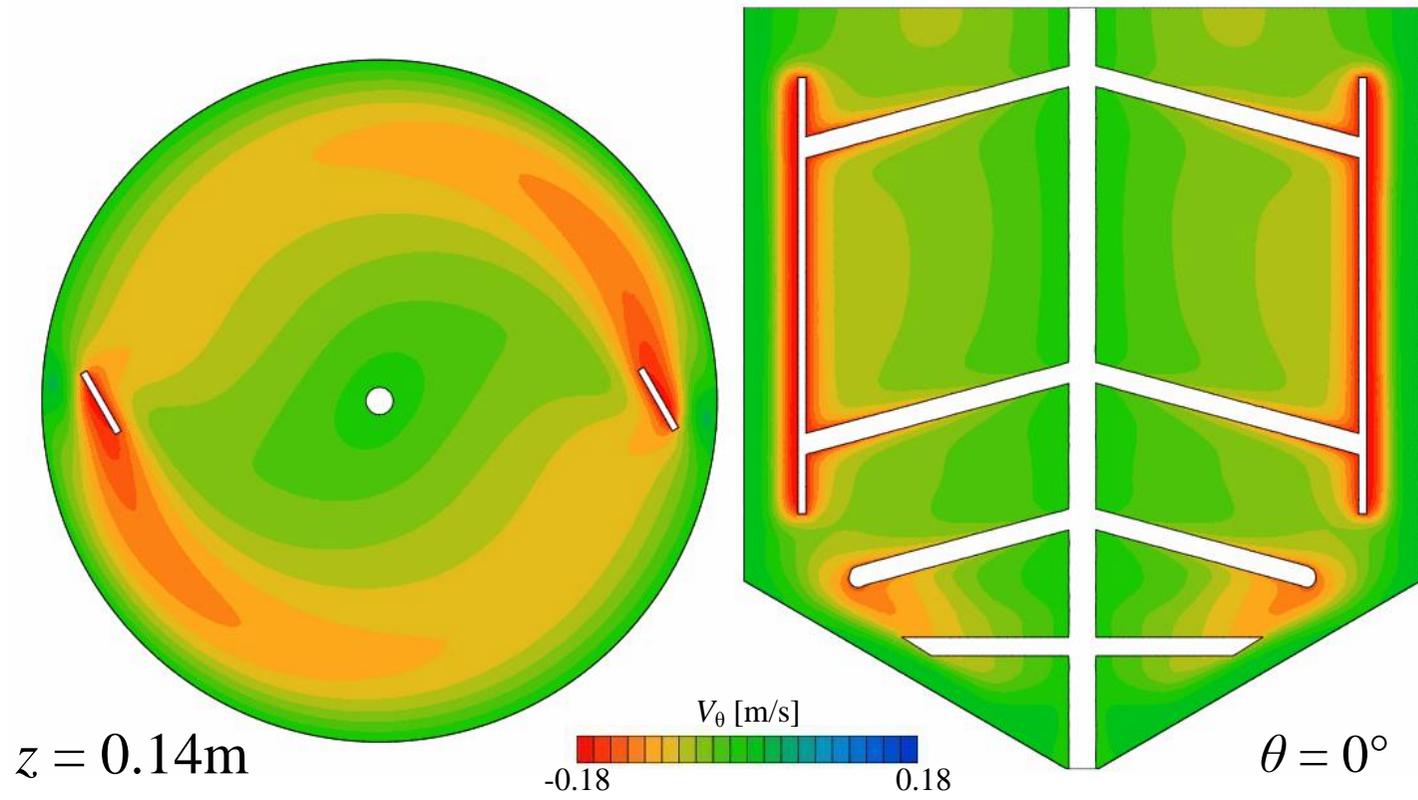


Fig. 5.4 V_θ distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (Impeller A Normal rotation)

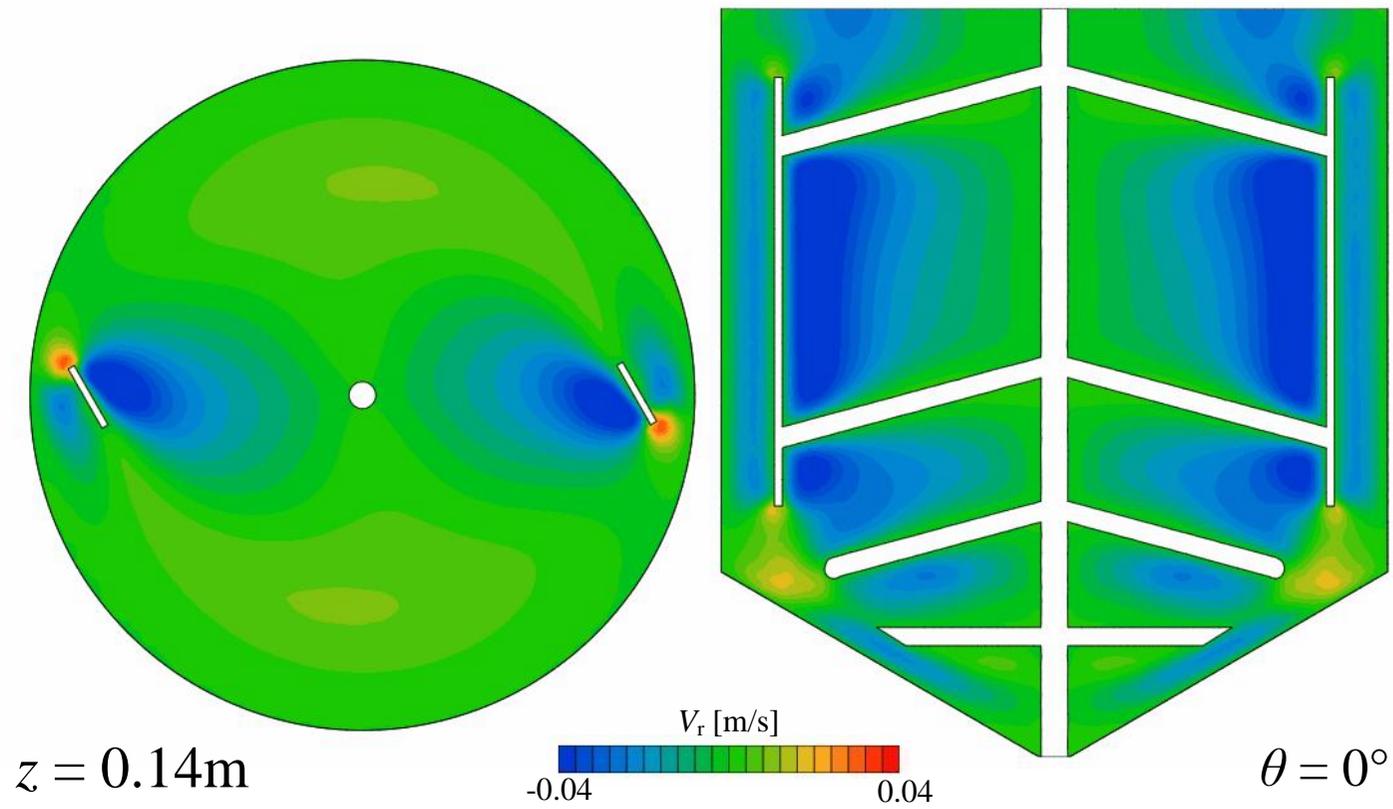


Fig. 5.5 V_r distributions of r - θ plane and r - z plane (Impeller A Normal rotation)

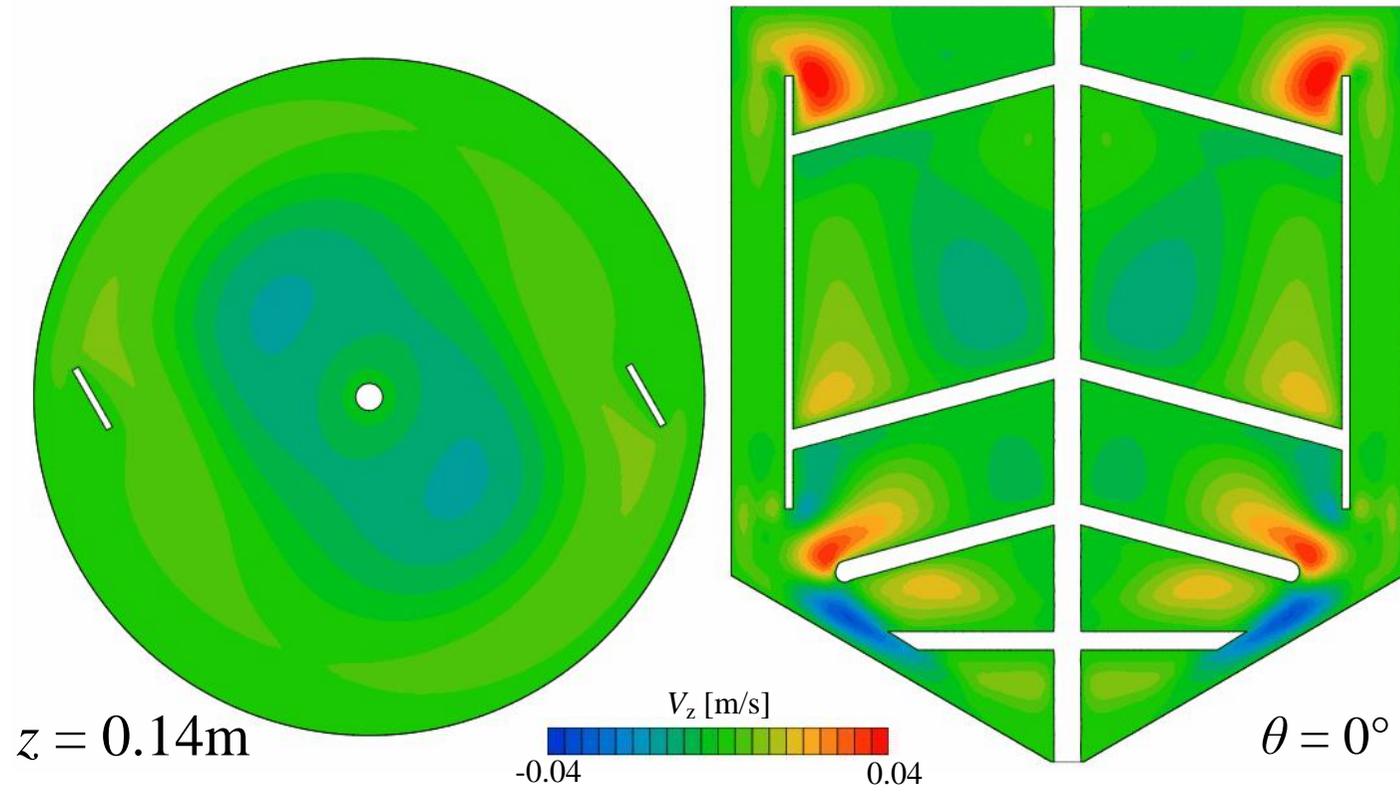


Fig. 5.6 V_z distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (Impeller A Normal rotation)

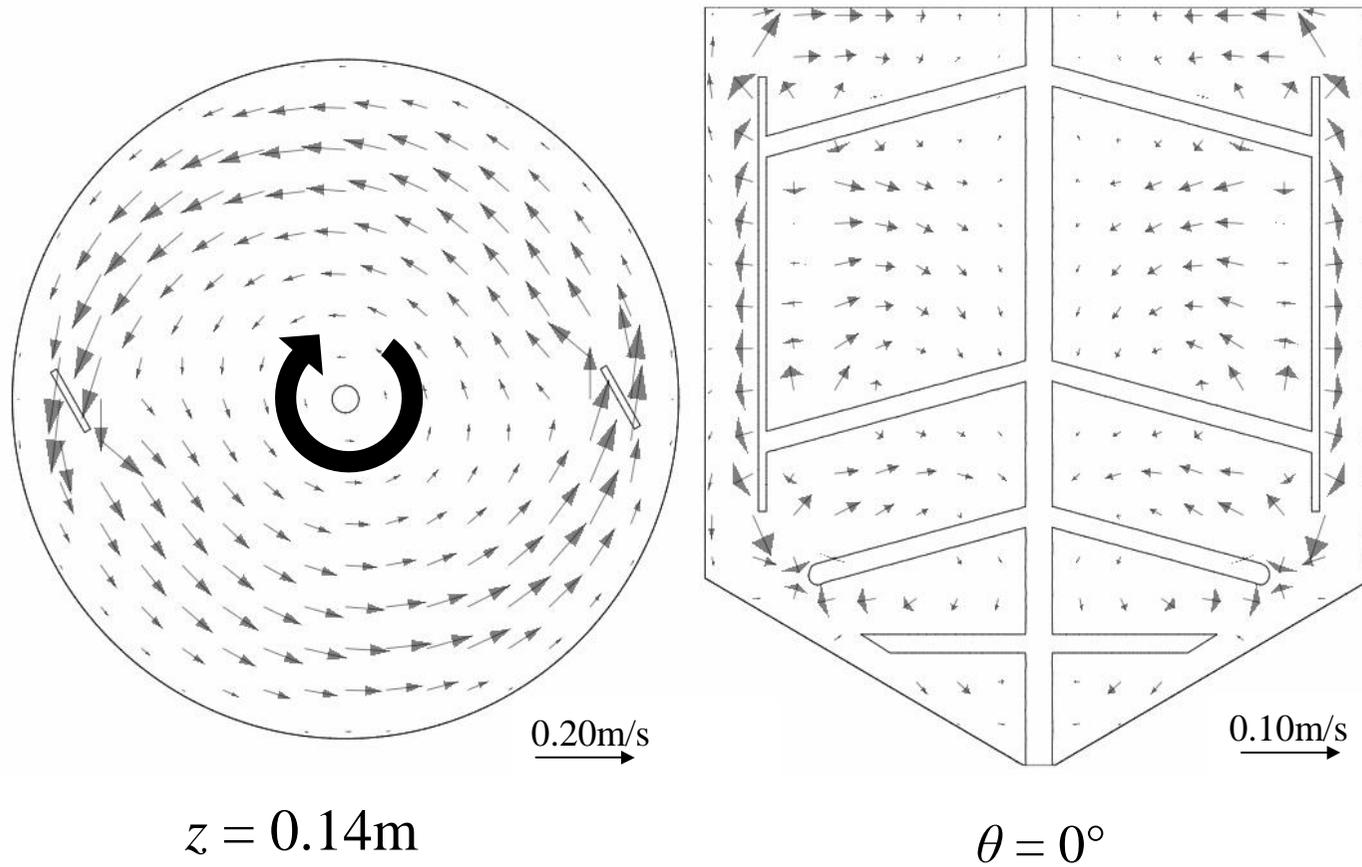


Fig. 5.7 Velocity vector distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane
(Impeller A Reverse rotation)

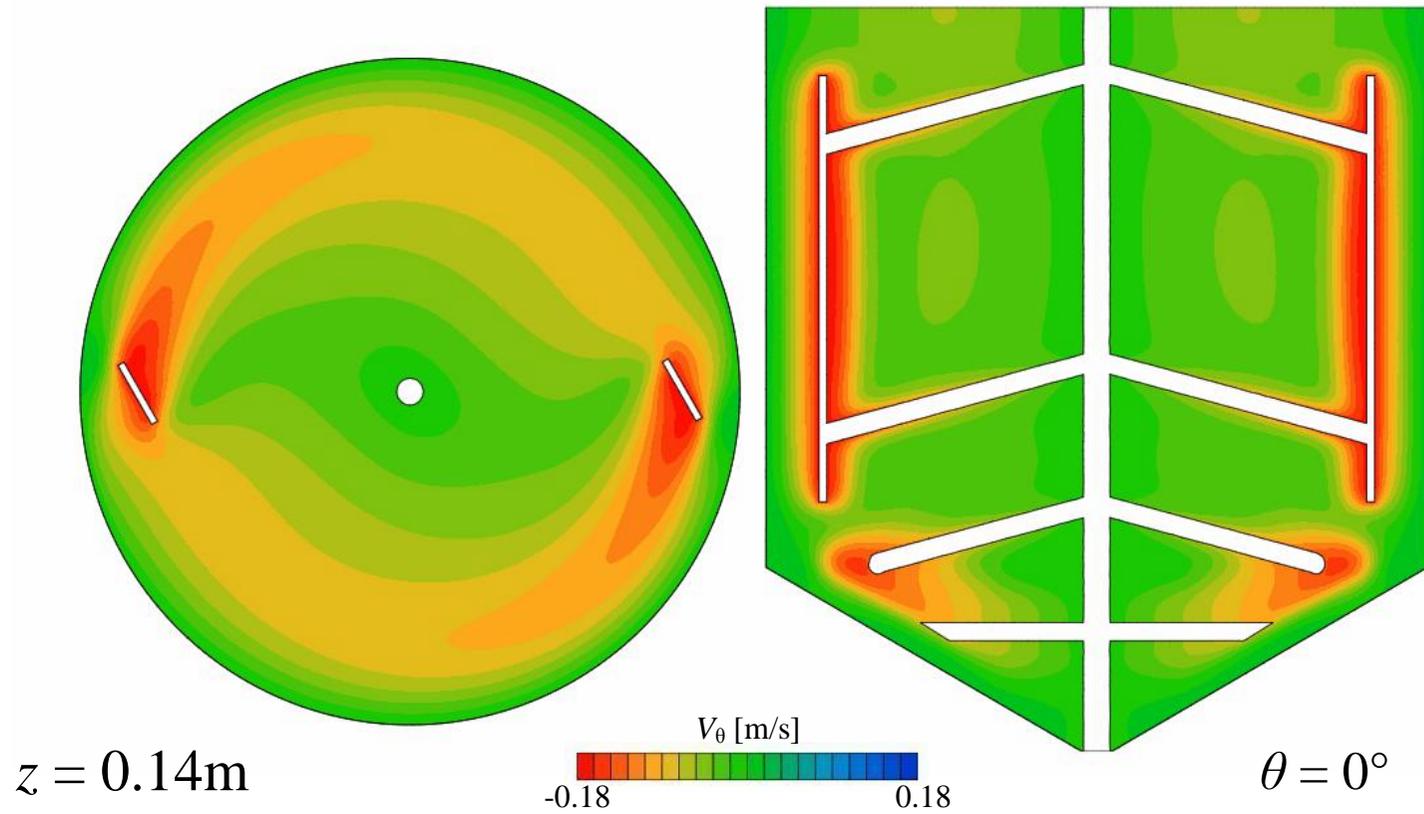


Fig. 5.8 V_θ distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (Impeller A Reverse rotation)

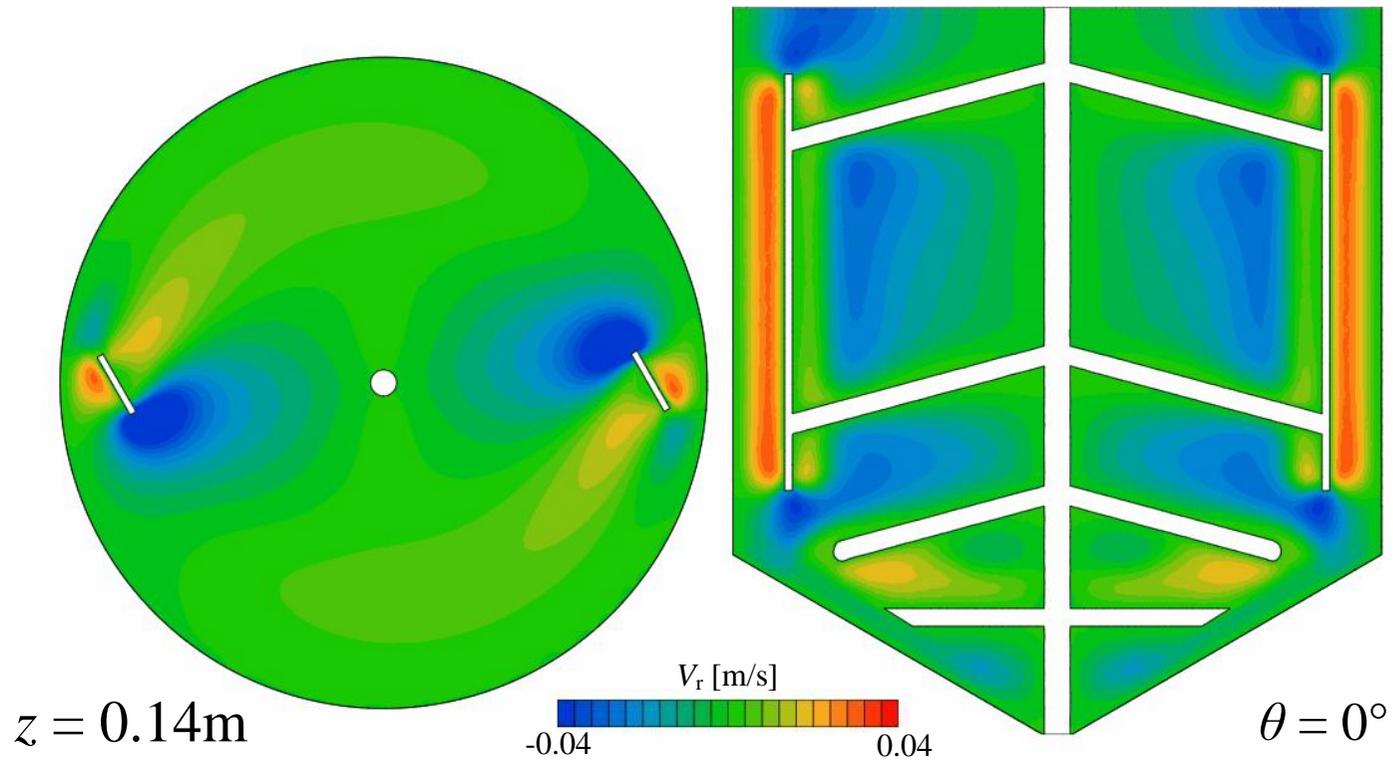


Fig. 5.9 V_r distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (Impeller A Reverse rotation)

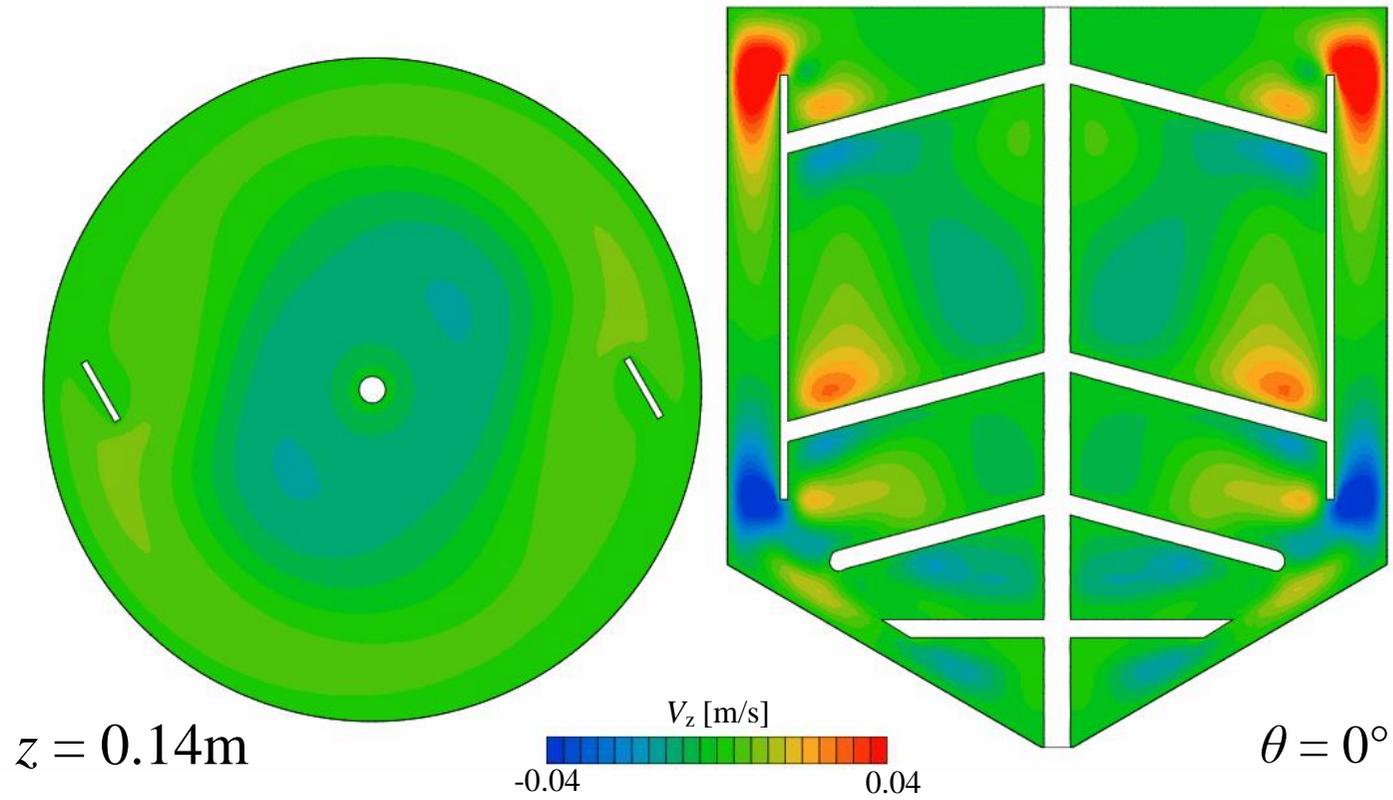


Fig. 5.10 V_z distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (Impeller A Reverse rotation)

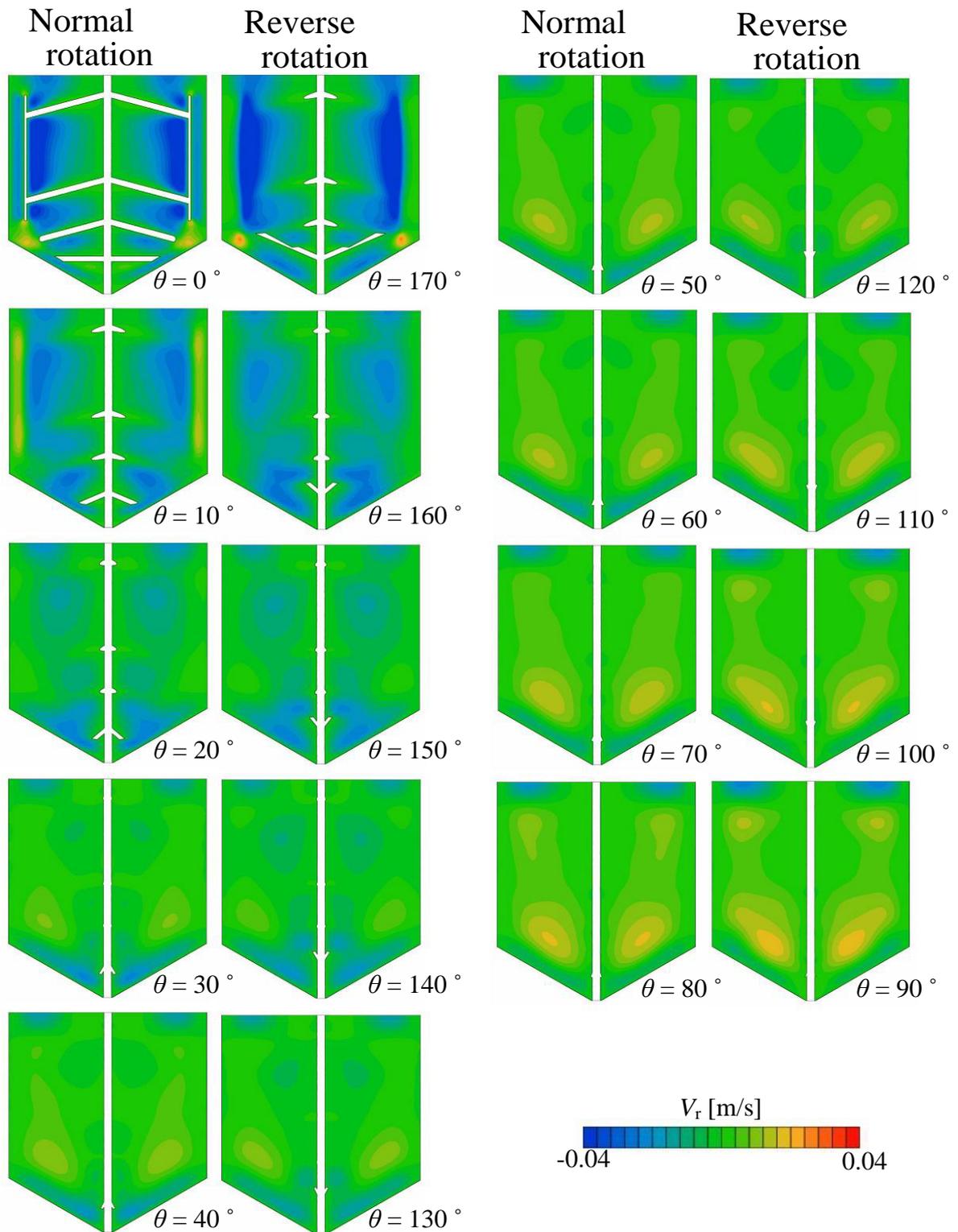


Fig. 5.11 V_r distributions of r - z planes
(Impeller A)

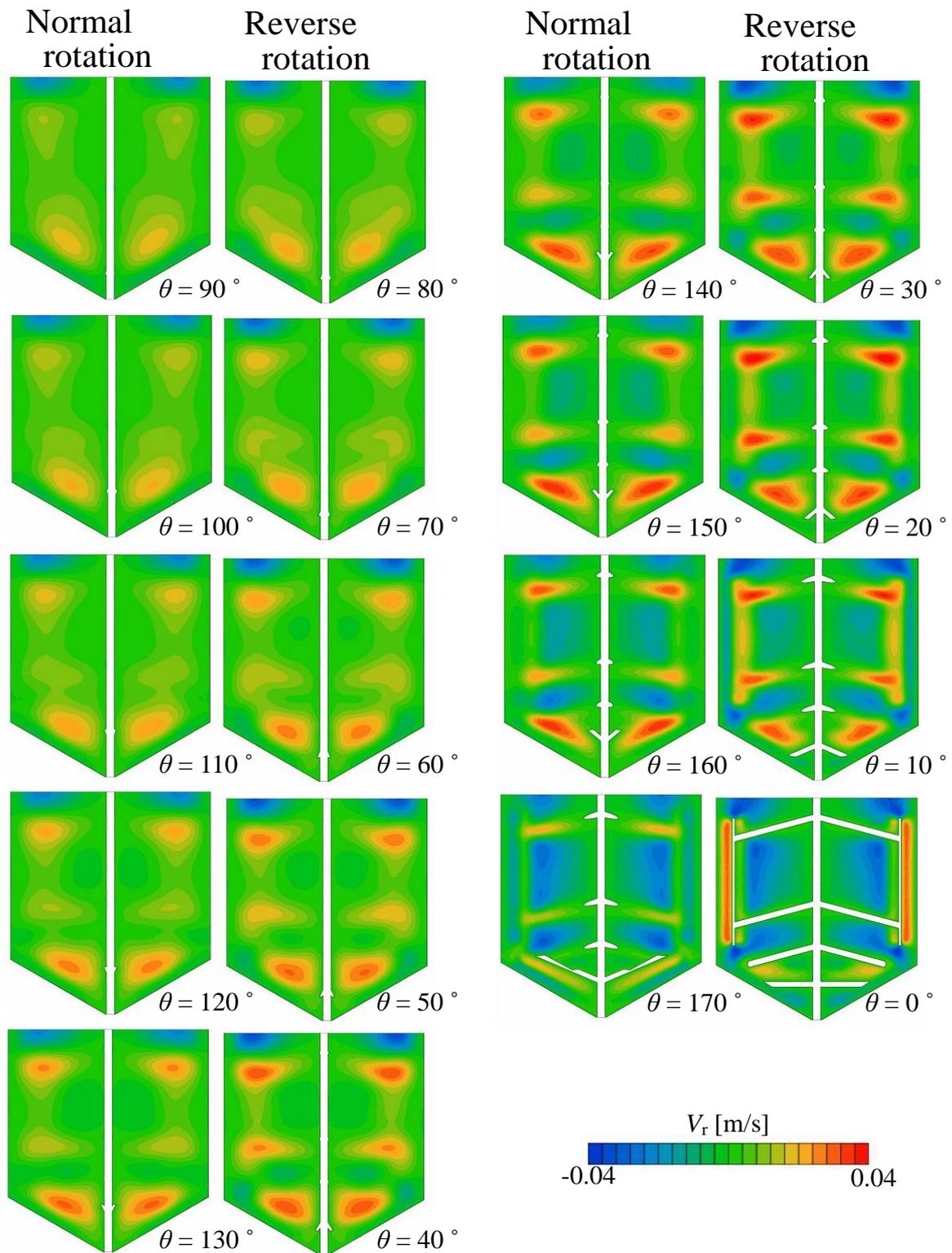


Fig. 5.12 V_r distributions of r - z planes (Impeller A)

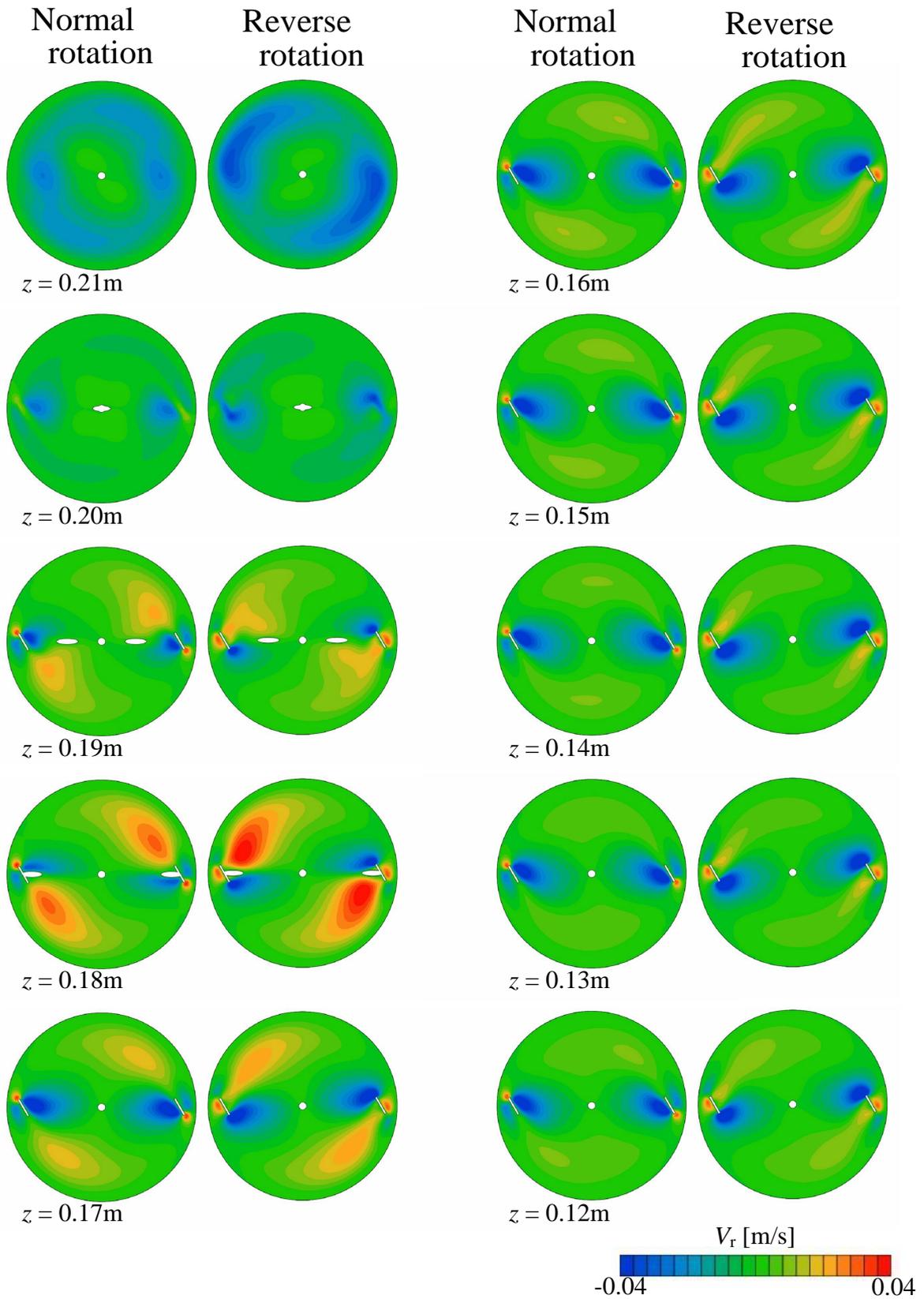


Fig. 5.13 V_r distributions of r - θ planes (Impeller A)

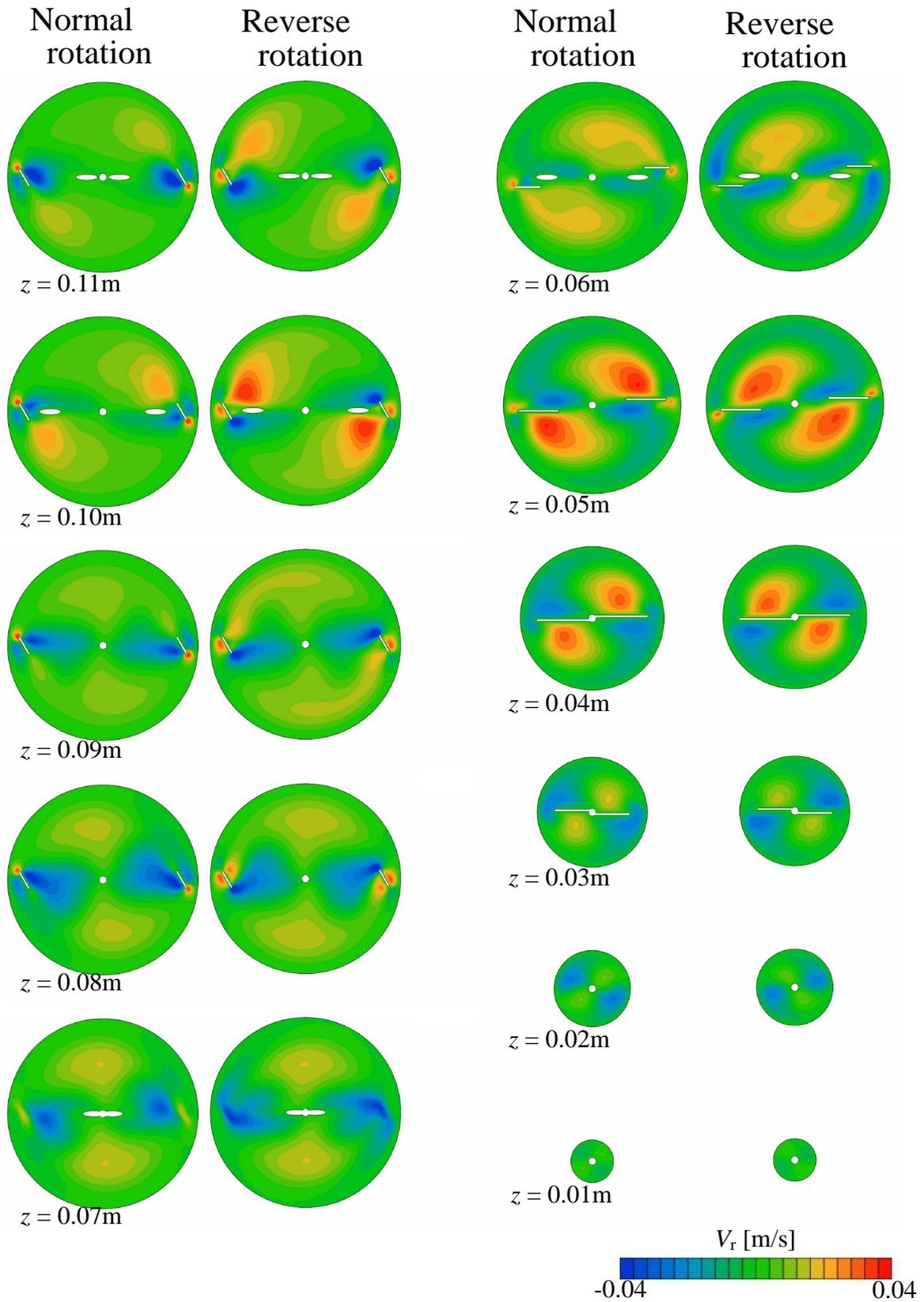


Fig. 5.14 V_r distributions of r - θ planes (Impeller A)

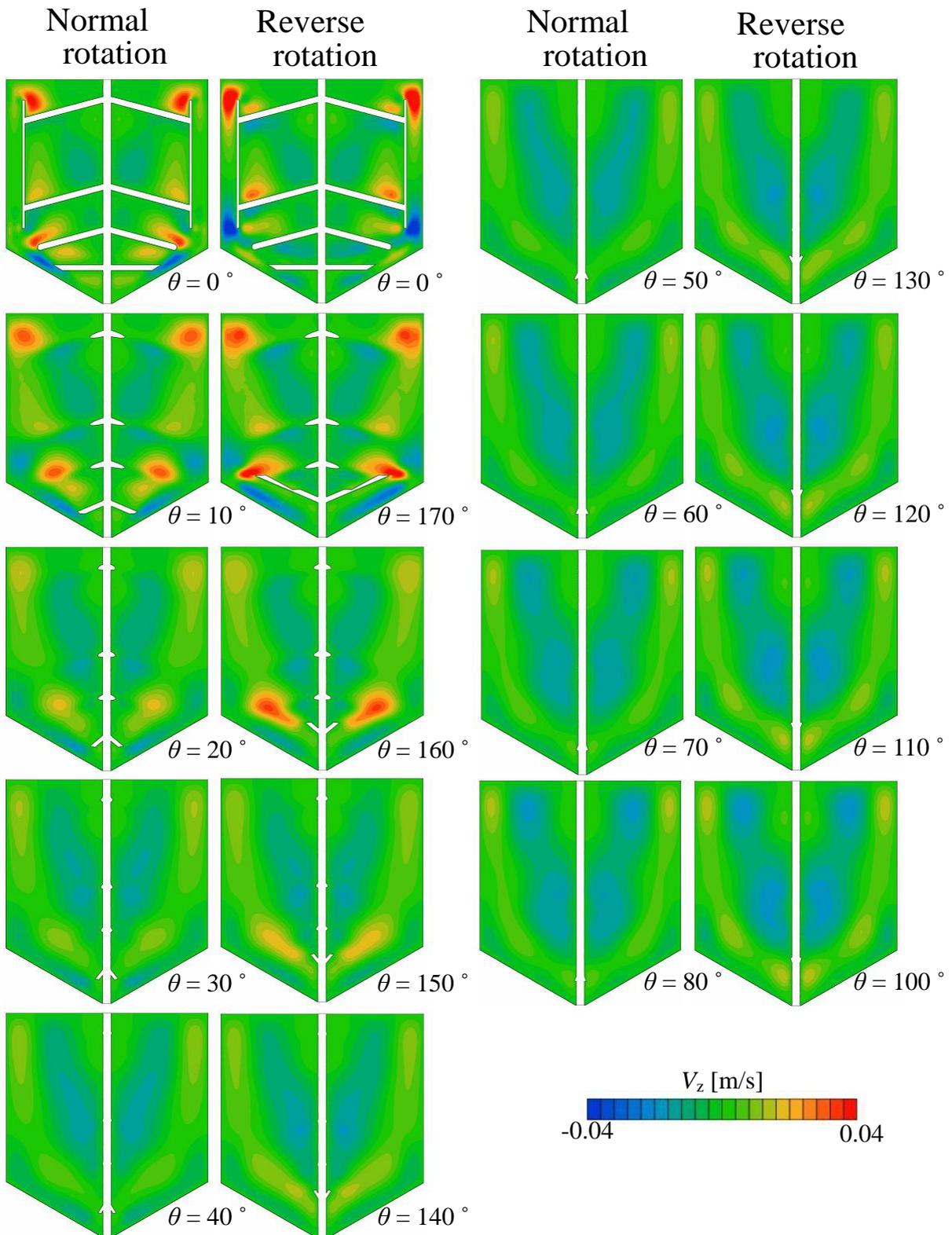


Fig. 5.15 V_z distributions of r - z planes (Impeller A)

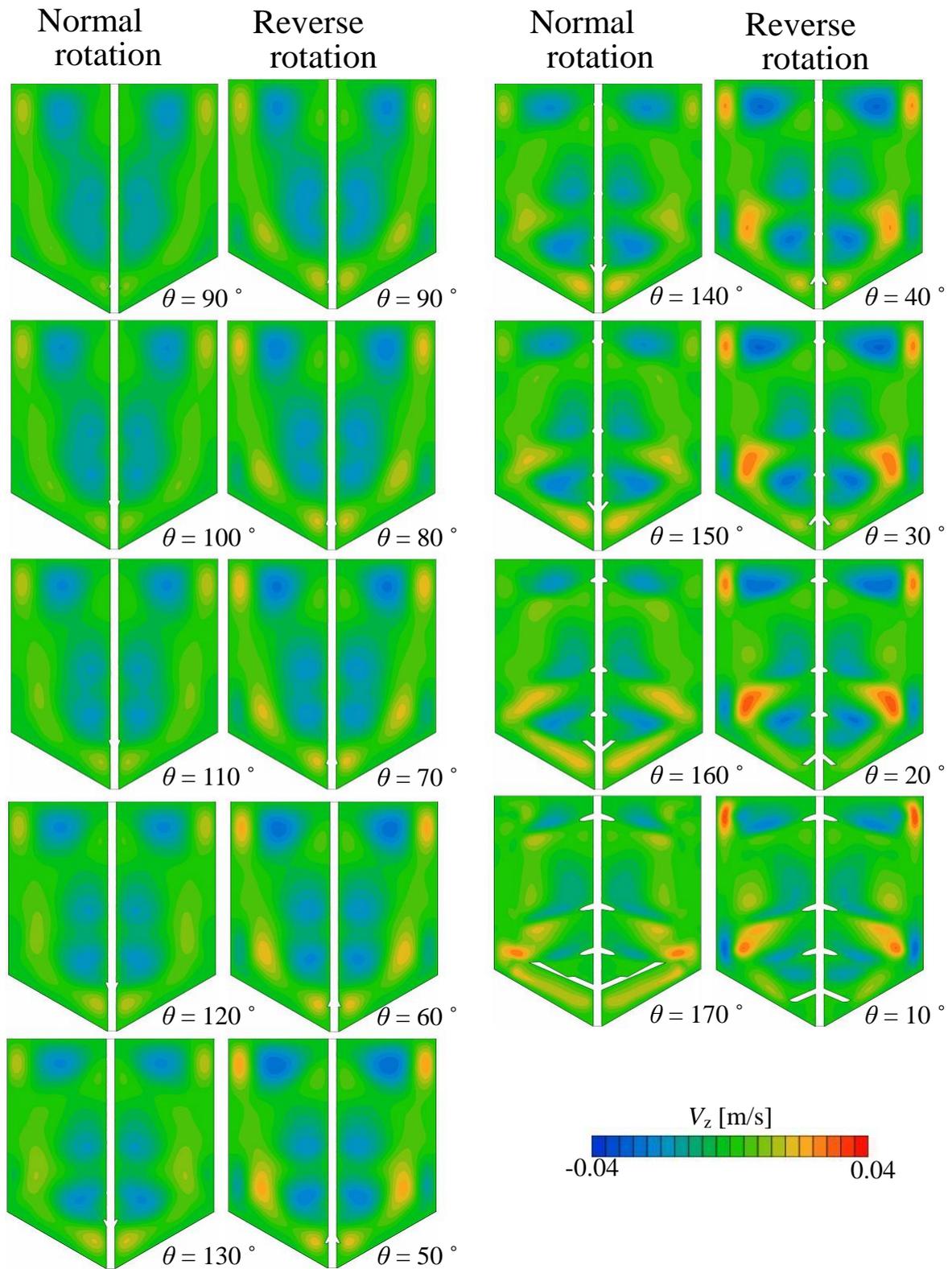


Fig. 5.16 V_z distributions of r - z planes (Impeller A)

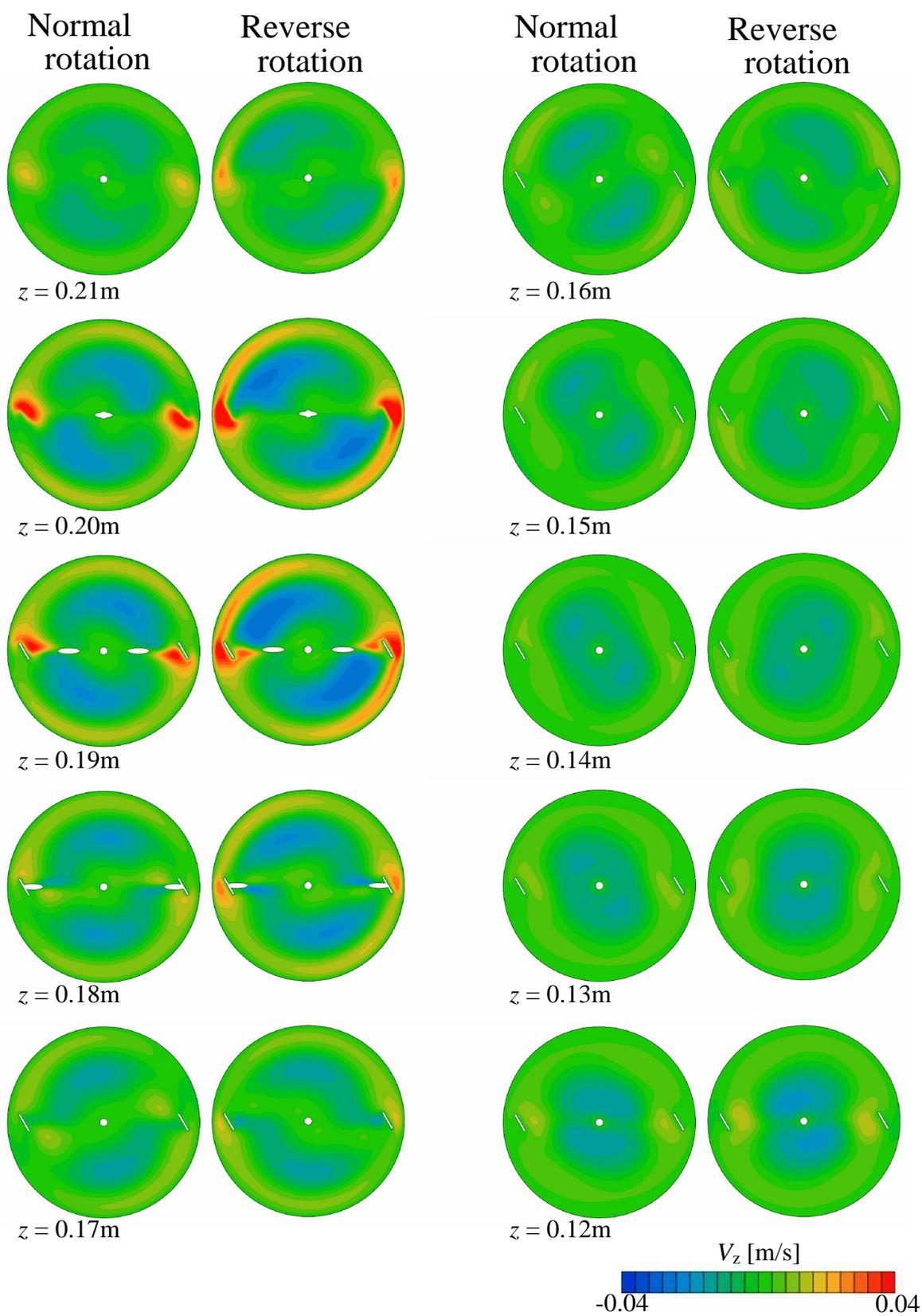


Fig. 5.17 V_z distributions of r - θ planes (Impeller A)

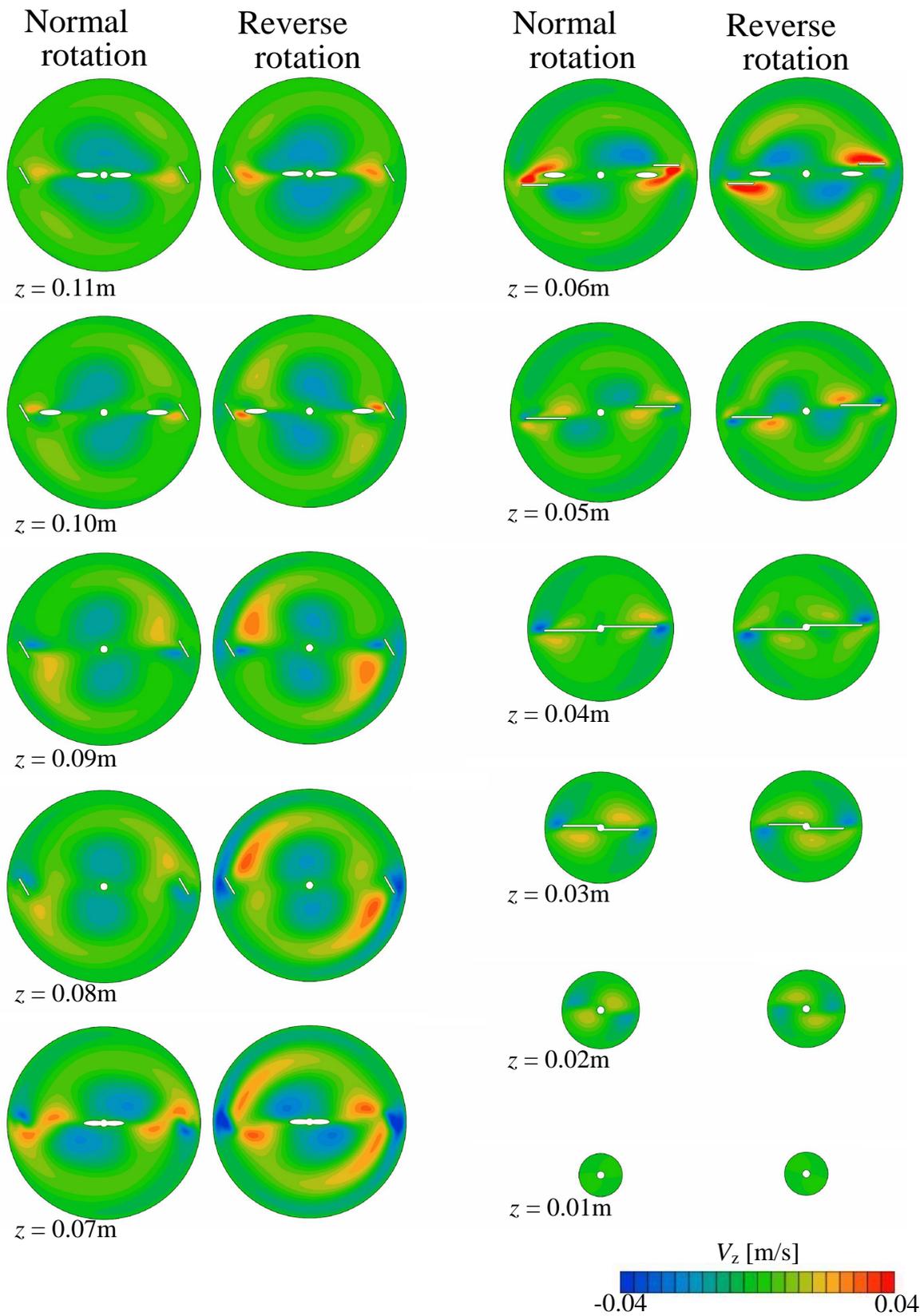


Fig. 5.18 V_z distributions of r - θ planes (Impeller A)

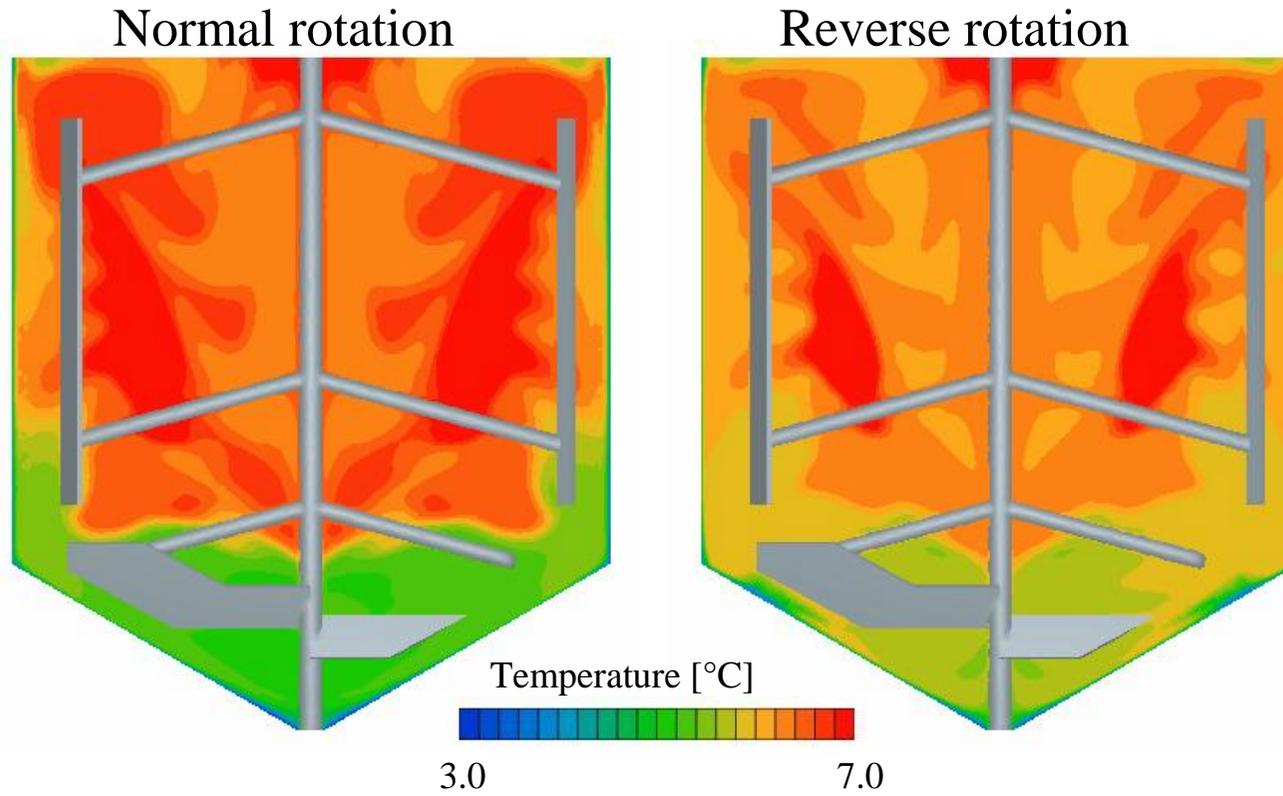


Fig. 5.19 Temperature distributions of r - z planes
(Impeller A, $\theta = 0^\circ$, $t=600s$)

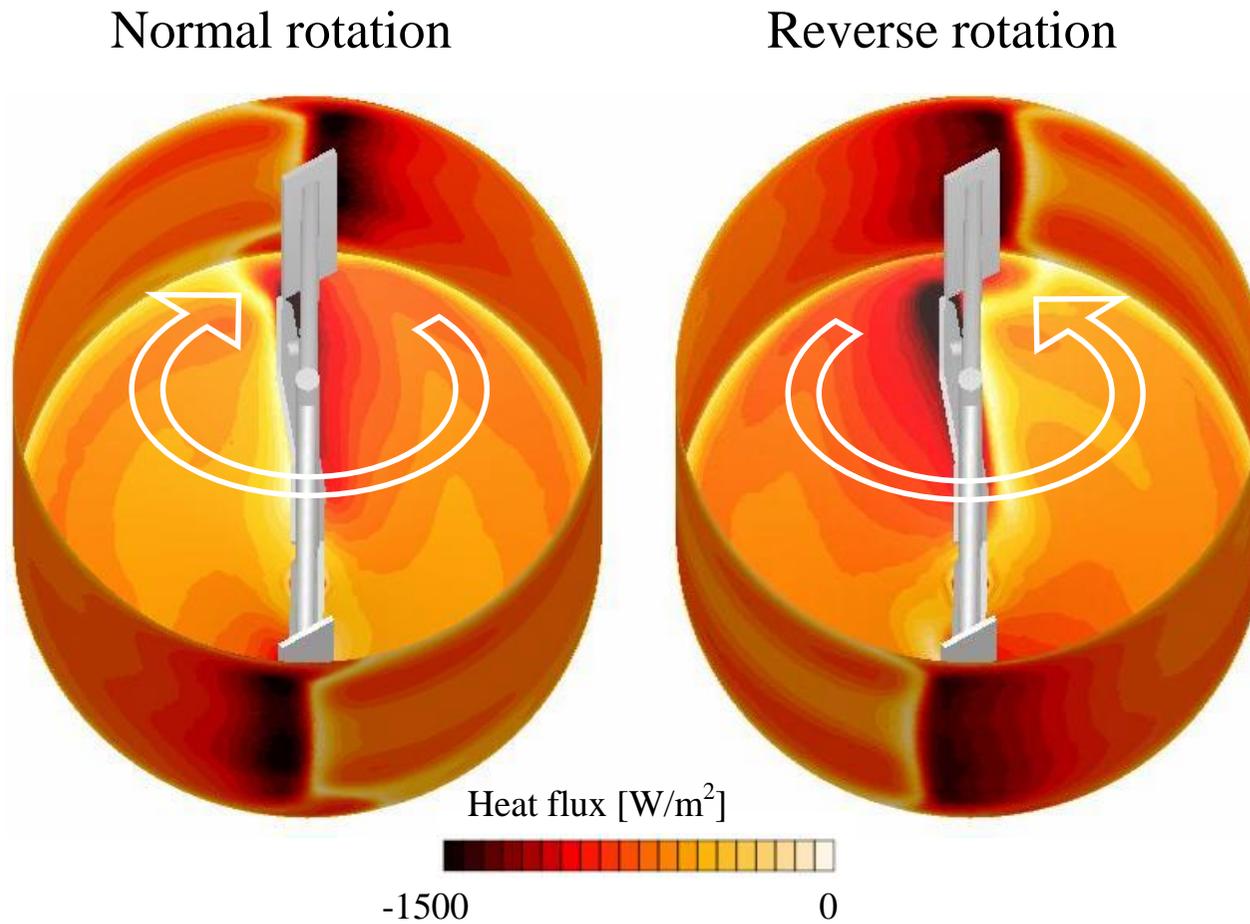


Fig. 5.20 Heat flux distributions of the wall surfaces (Impeller A, $t=600\text{s}$)

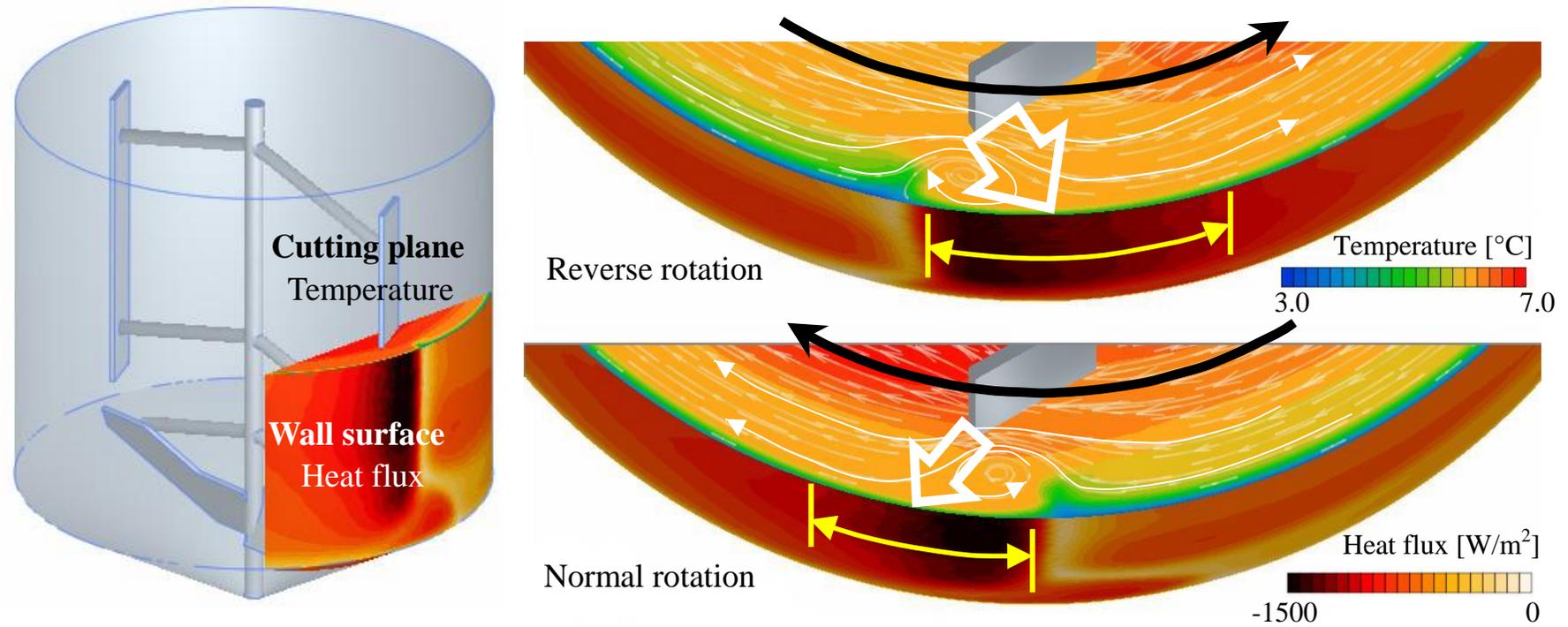


Fig. 5.21 Heat flux distributions of the wall surfaces and temperature distributions of r - θ planes (Impeller A, $z = 0.14\text{m}$, $t = 600\text{s}$)

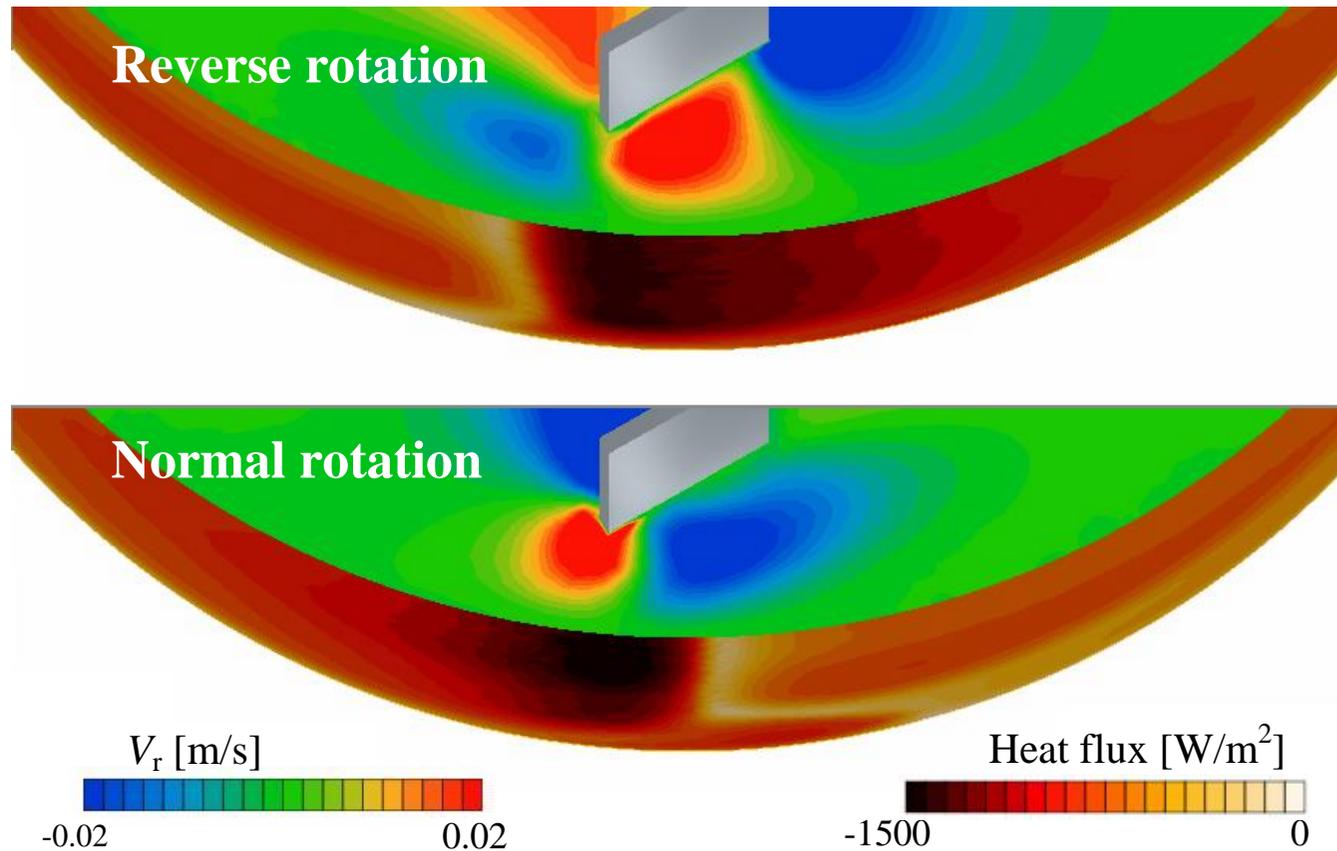


Fig. 5.22 Heat flux distributions of the wall surfaces and V_r distributions of r - θ planes (Impeller A, $z = 0.14\text{m}$, $t=600\text{s}$)

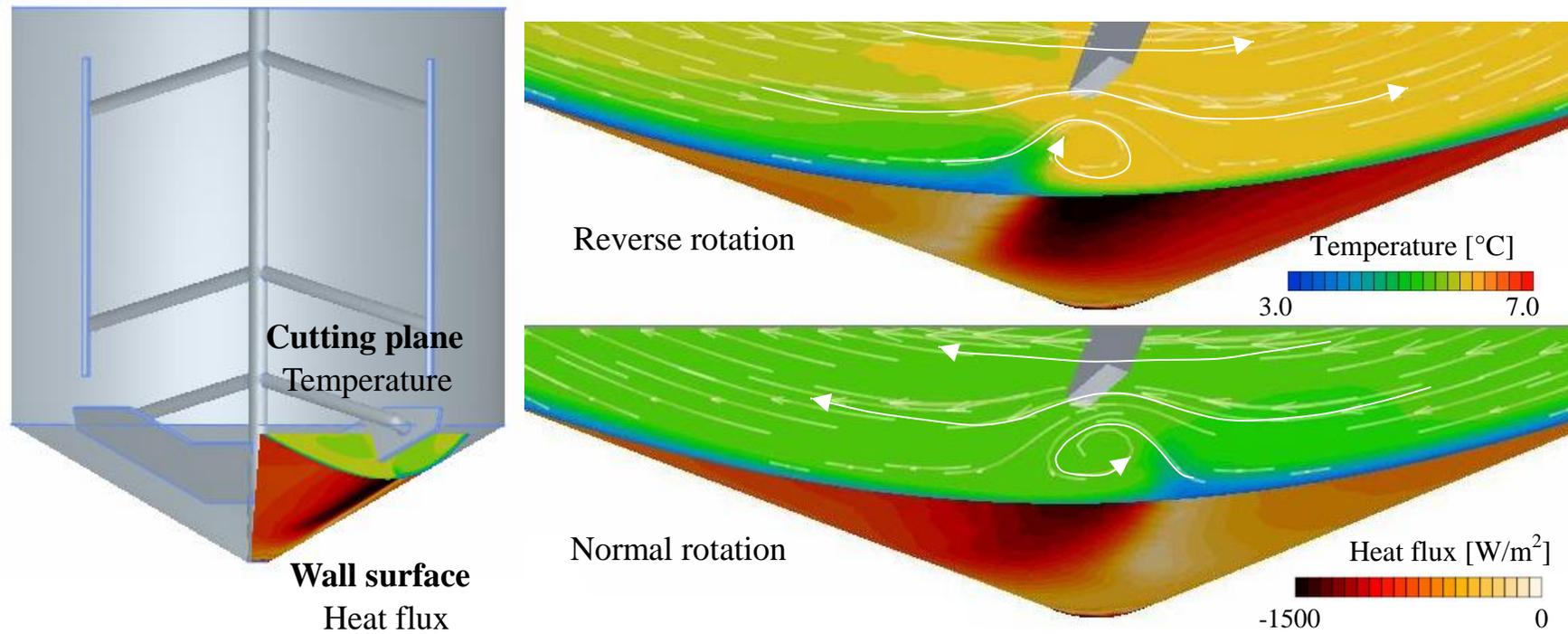


Fig. 5.23 Heat flux distributions of the wall surfaces and temperature distributions of cutting planes (Impeller A, $t=600\text{s}$)

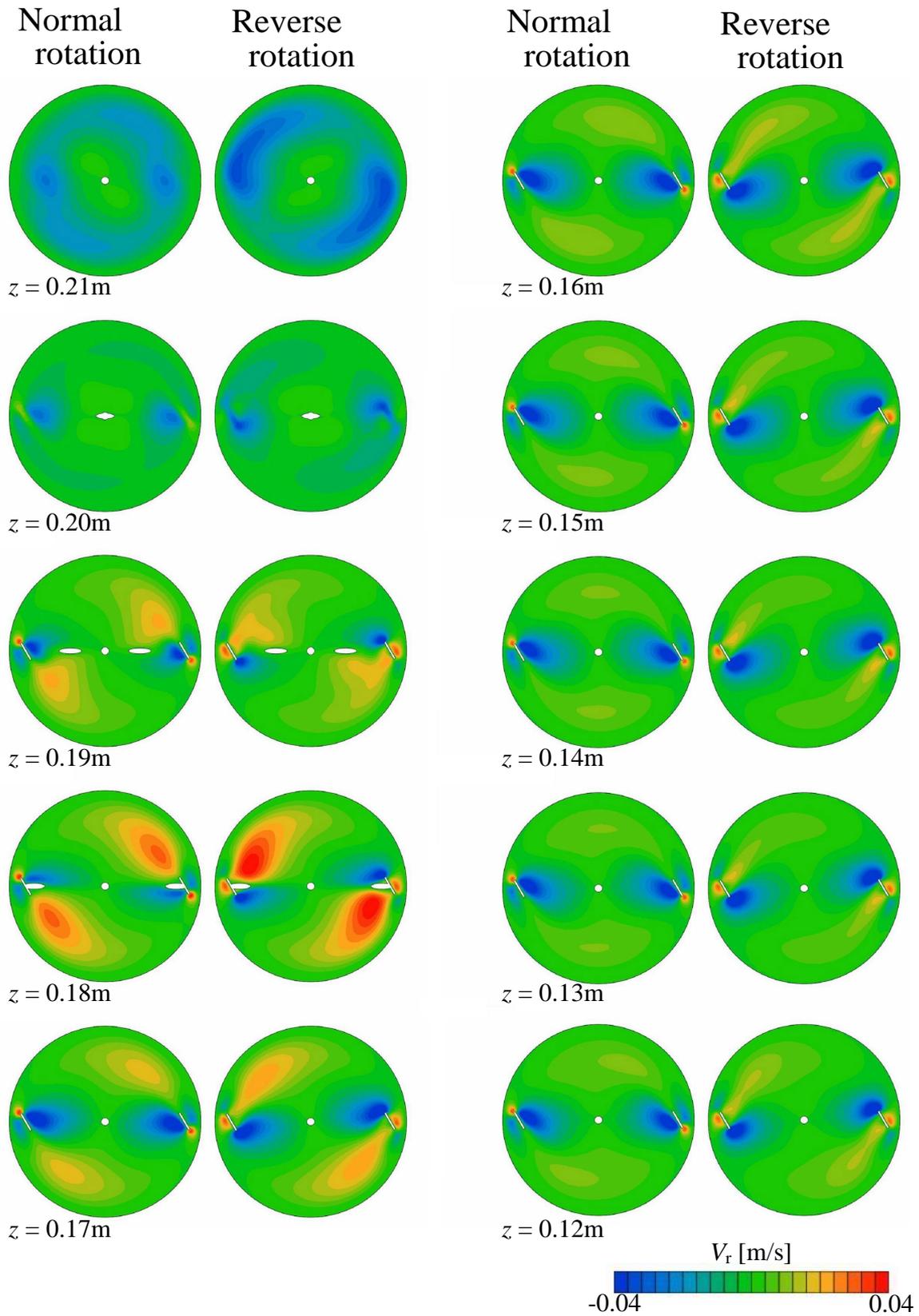


Fig. 5.24 V_r distributions of r - θ planes
(Impeller B)

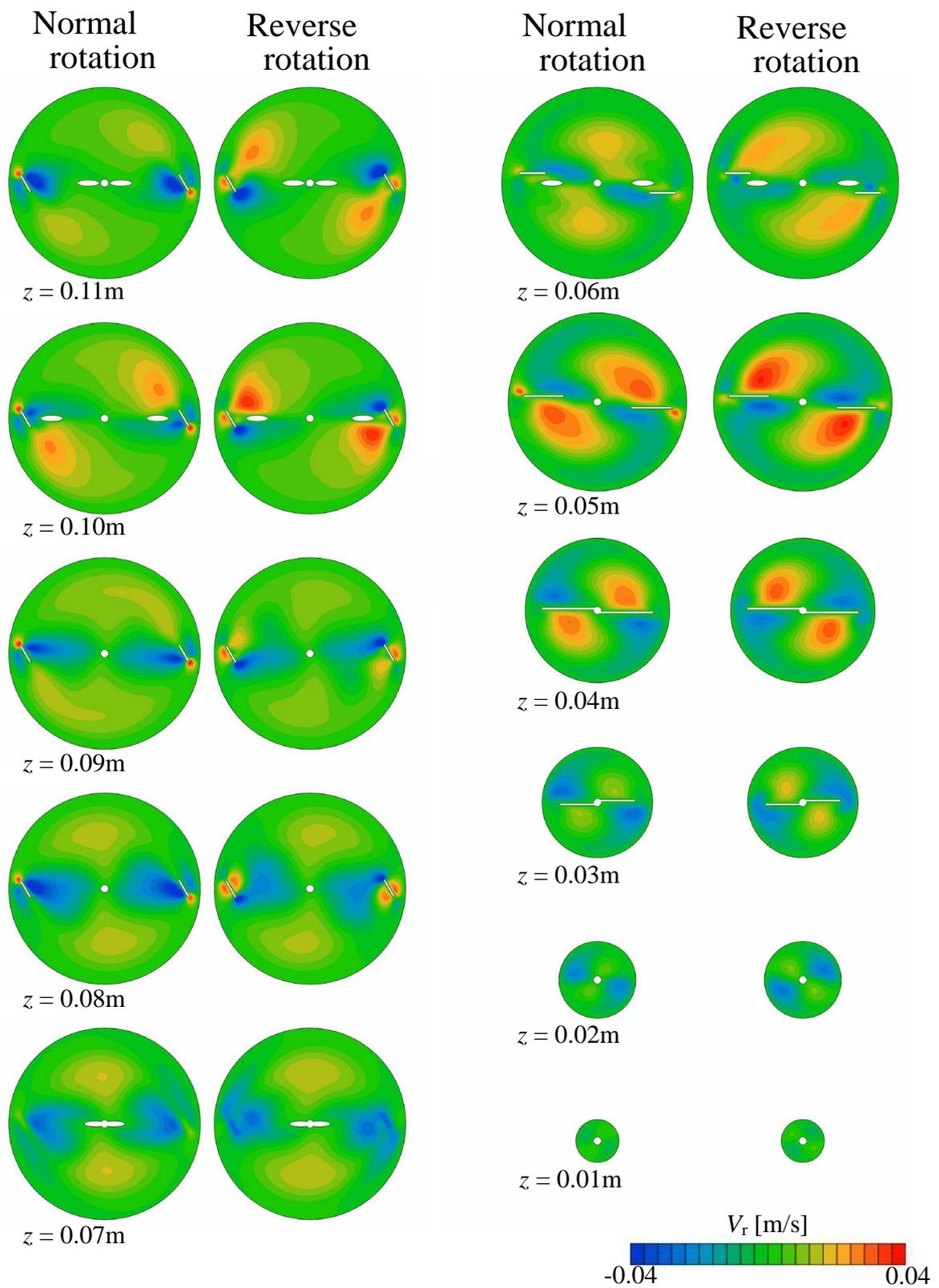


Fig. 5.25 V_r distributions of r - θ planes (Impeller B)

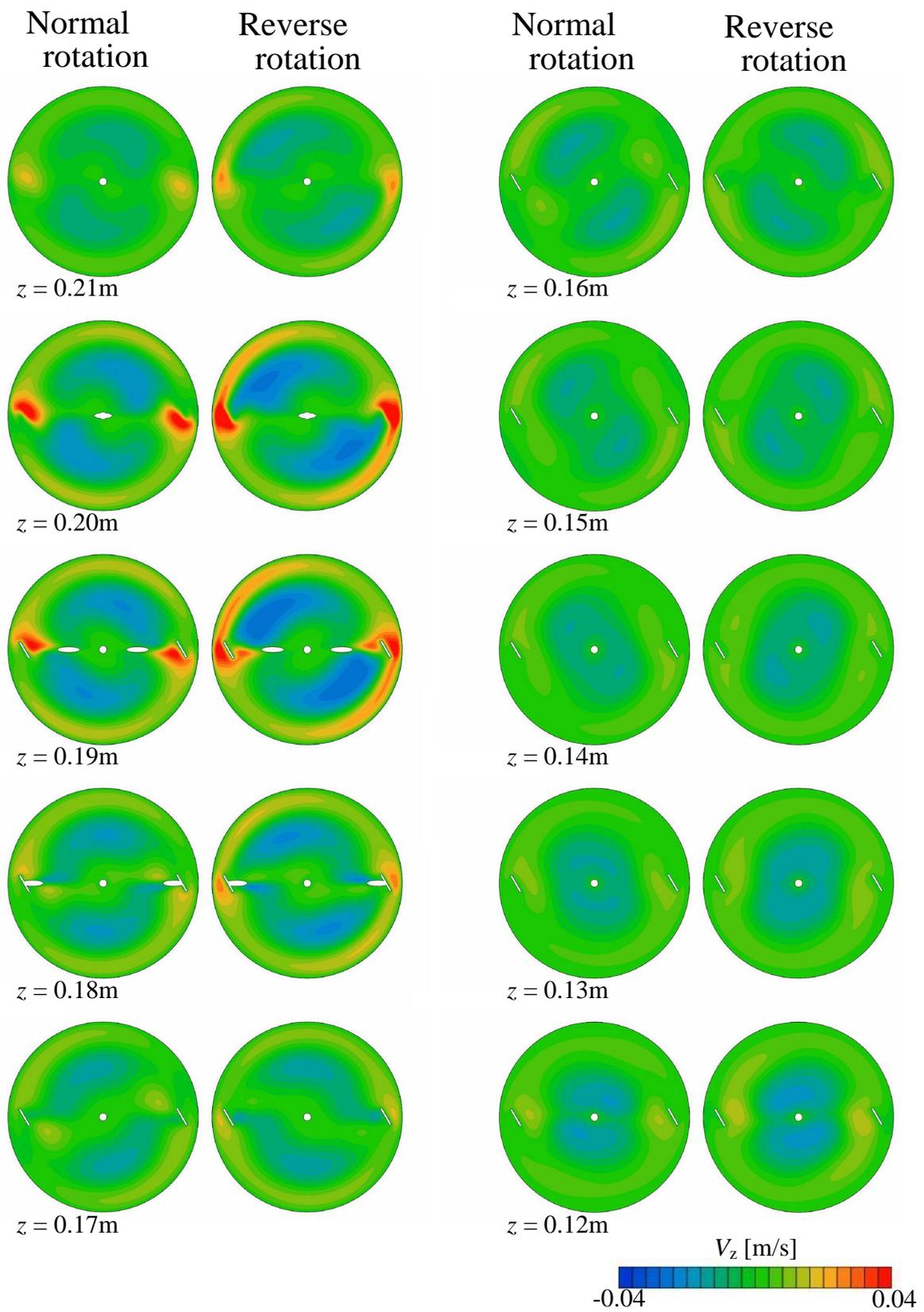


Fig. 5.26 V_z distributions of r - θ planes (Impeller B)

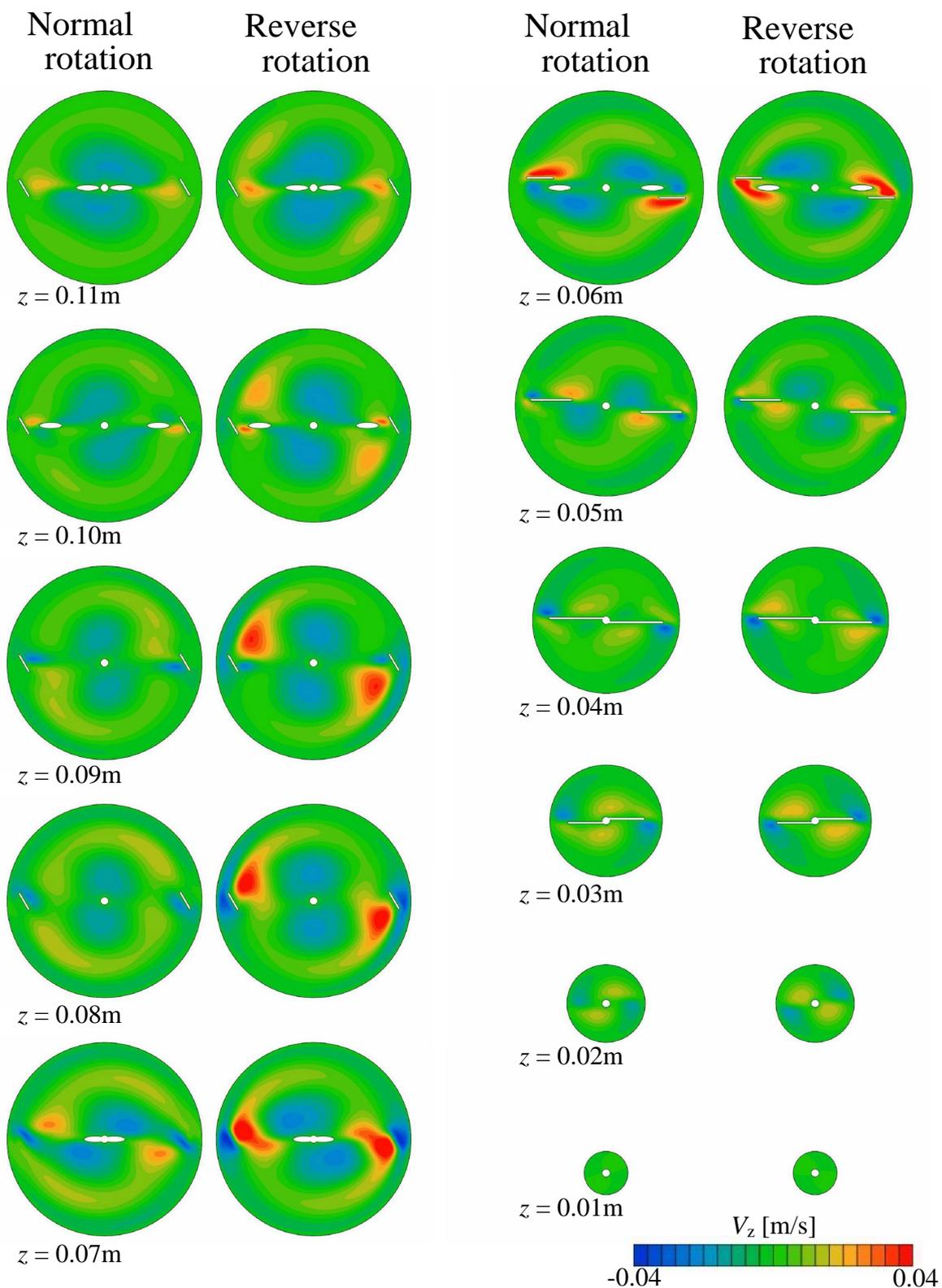


Fig. 5.27 V_z distributions of r - θ planes (Impeller B)

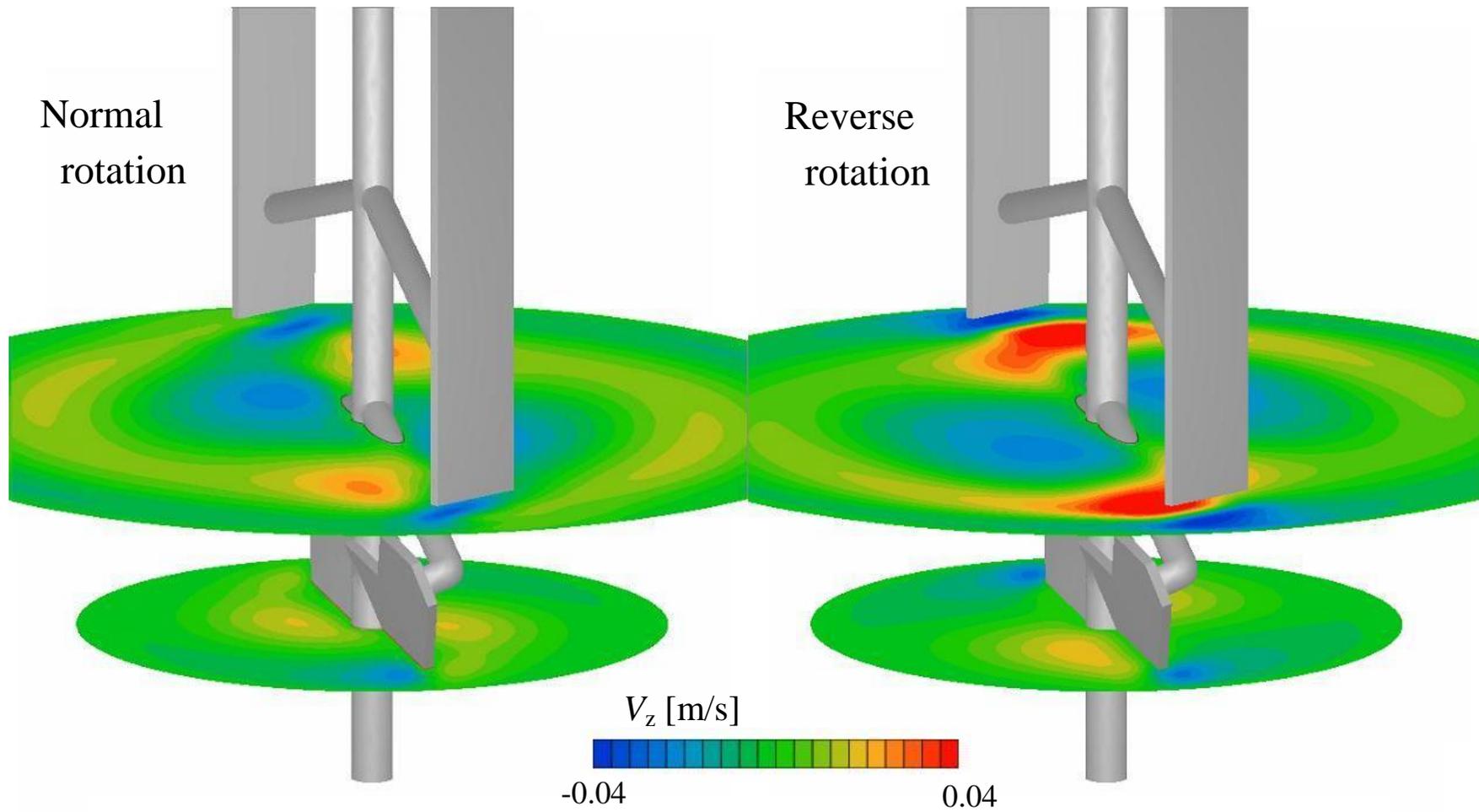


Fig. 5.28 V_z distributions of r - θ planes
(Impeller B, $z = 0.04, 0.07\text{m}$)

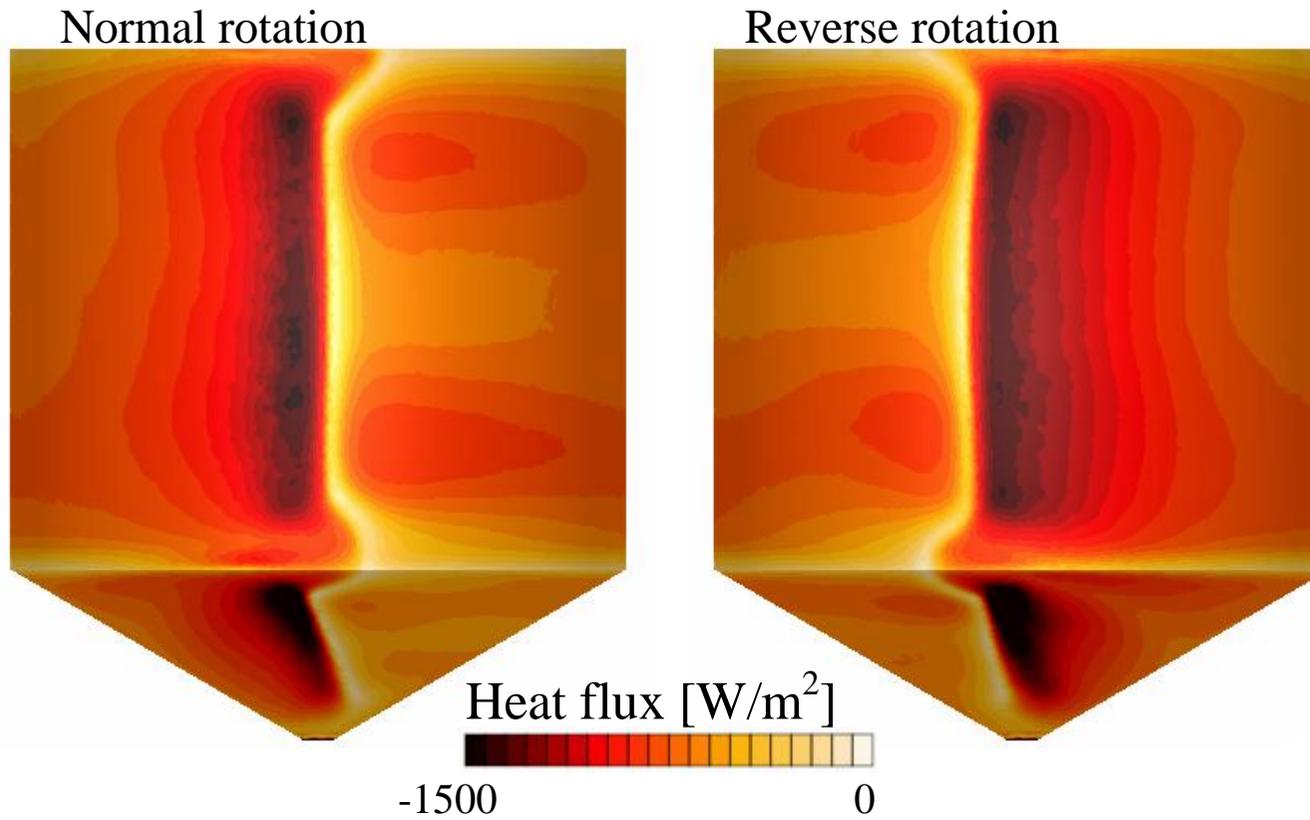


Fig. 5.29 Heat flux distributions of the wall surfaces
(Impeller B, $t=600\text{s}$)

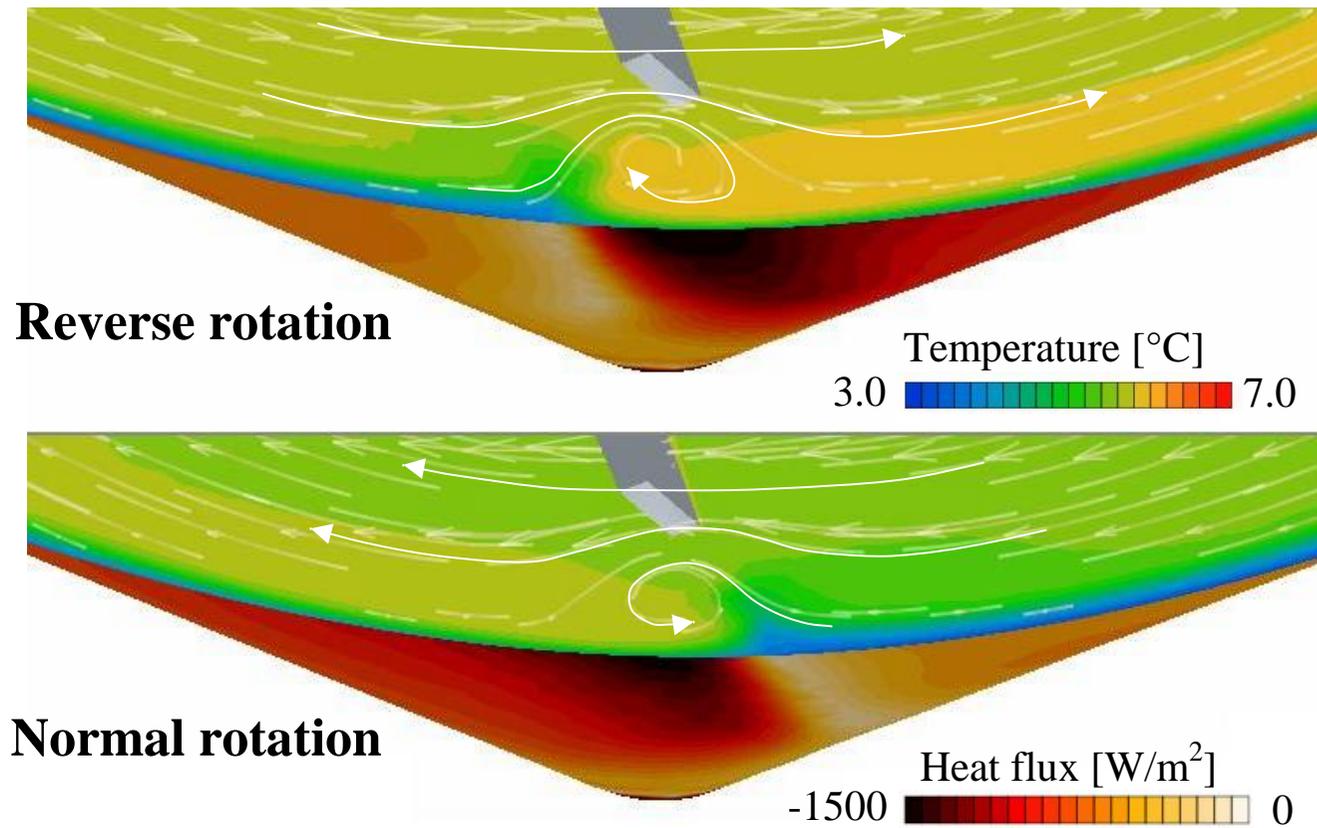


Fig. 5.30 Heat flux distributions of the wall surfaces and temperature distributions of cutting planes (Impeller B, $t=600\text{s}$)

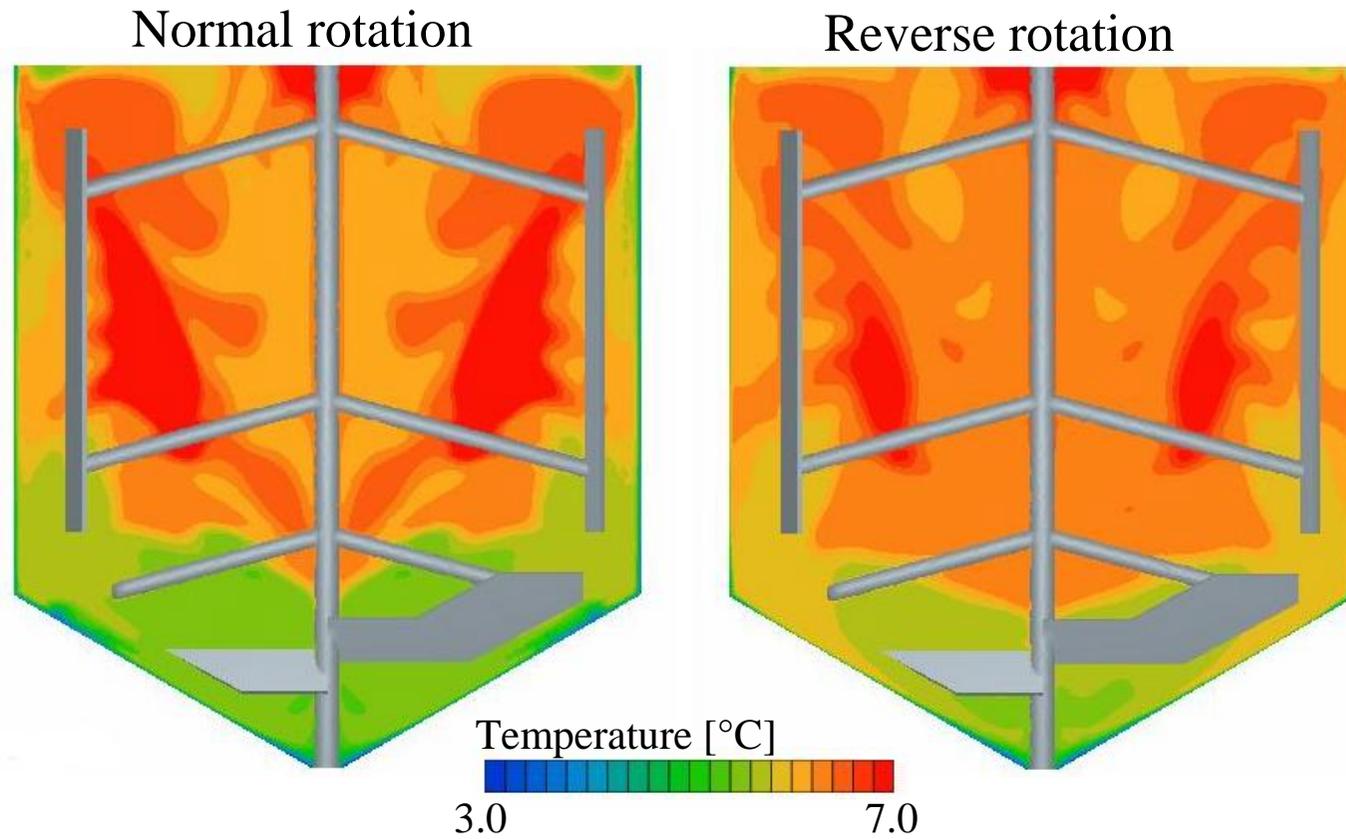


Fig. 5.31 Temperature distributions of r - z planes
(Impeller B, $\theta = 0^\circ$, $t=600\text{s}$)

Impeller A: Reverse rotation

Impeller B: Reverse rotation

137

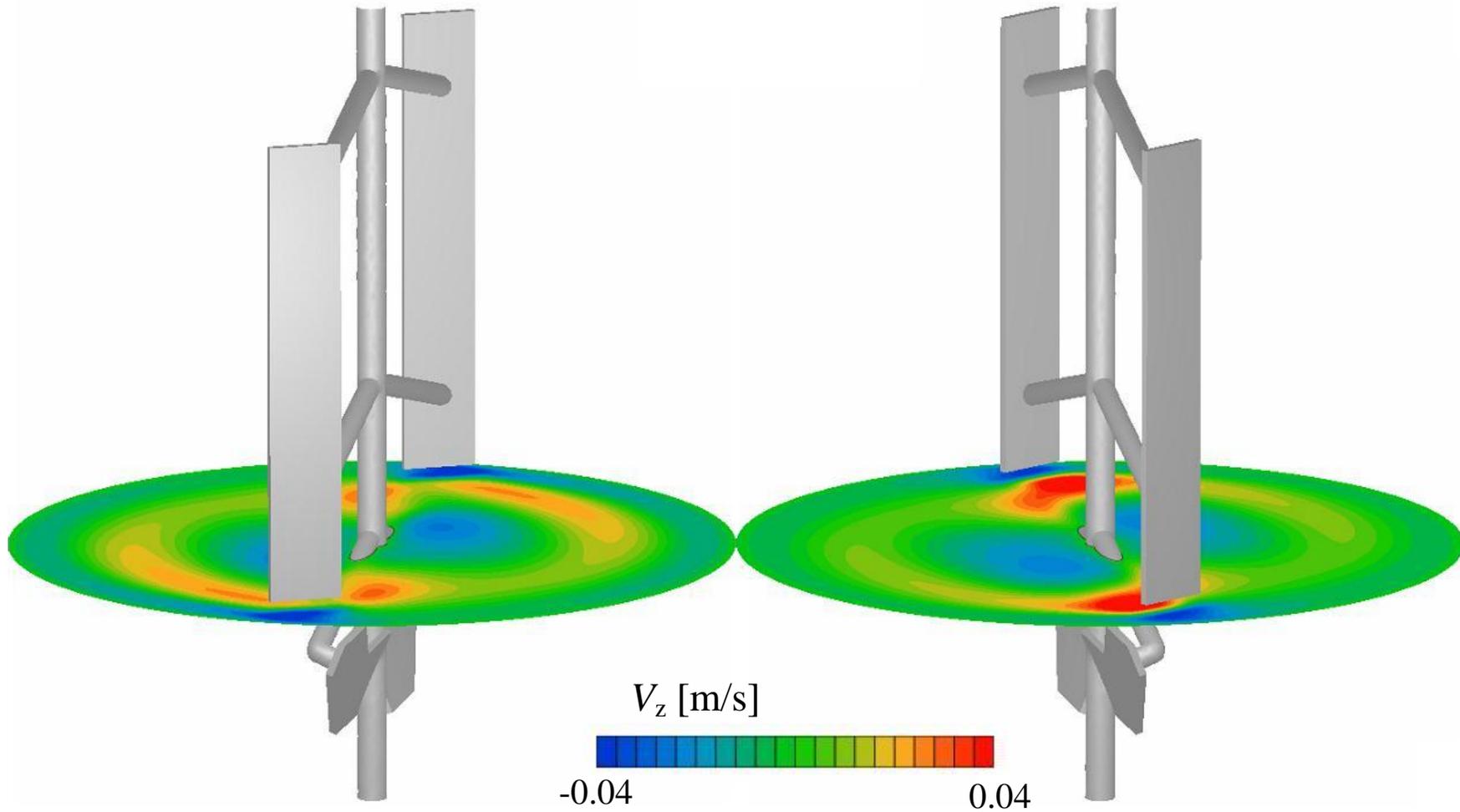


Fig. 5.32 V_z distributions of r - θ plane ($z = 0.07$ m)

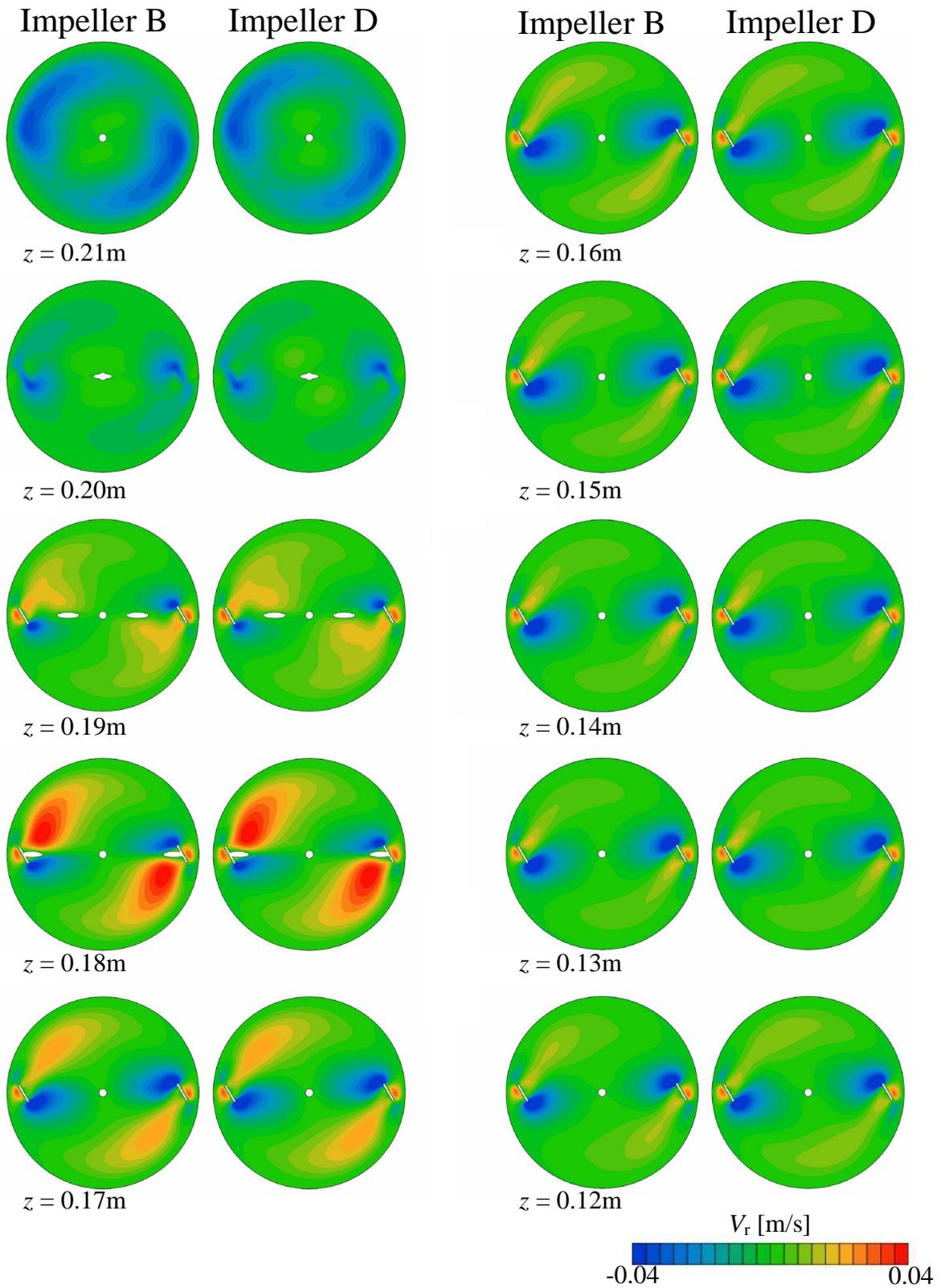


Fig. 5.33 V_r distributions of r - θ planes
(Impeller B and D, Reverse rotation)

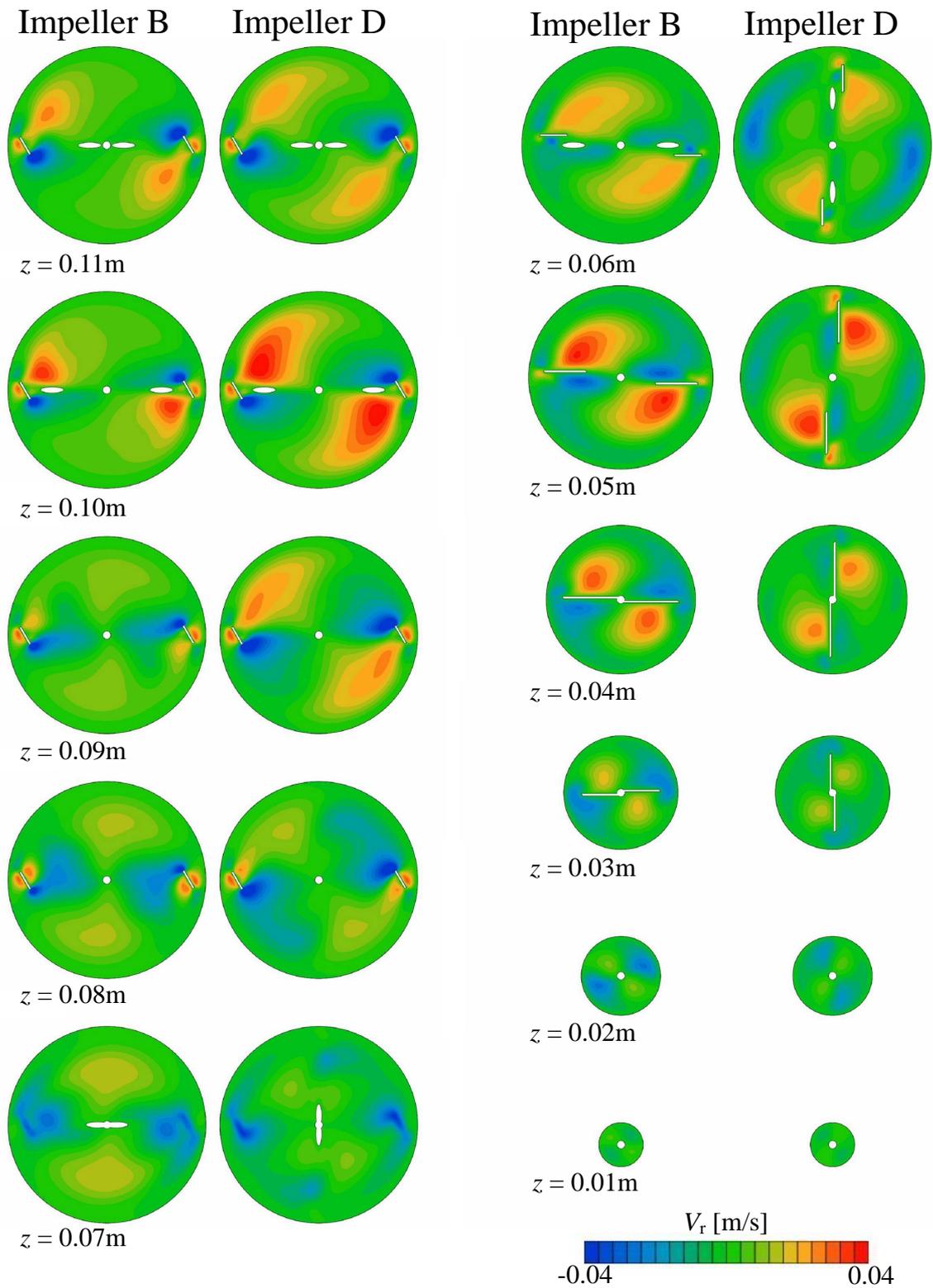


Fig. 5.34 V_r distributions of r - θ planes
(Impeller B and D, Reverse rotation)

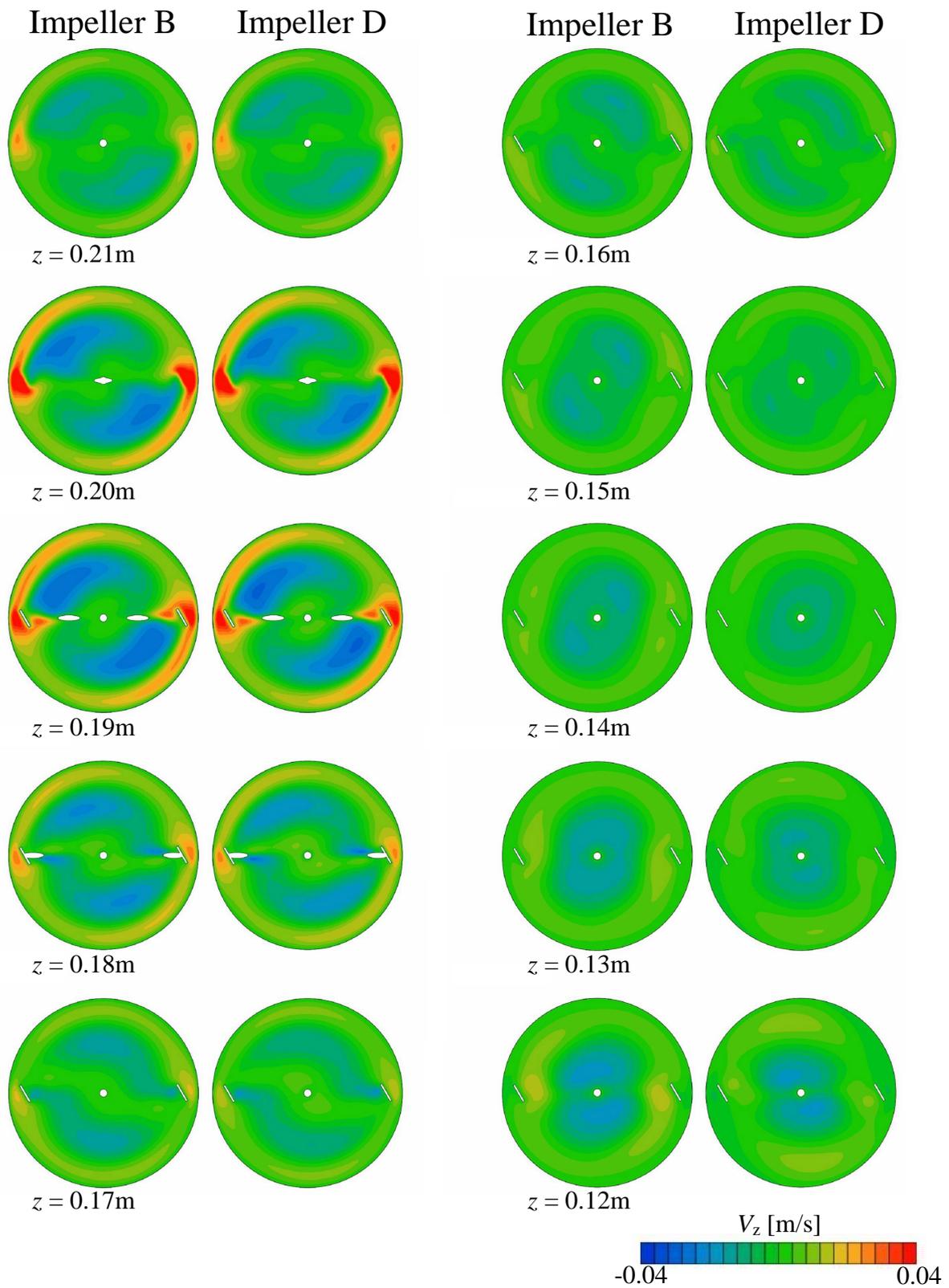


Fig. 5.35 V_z distributions of r - θ planes
(Impeller B and D, Reverse rotation)

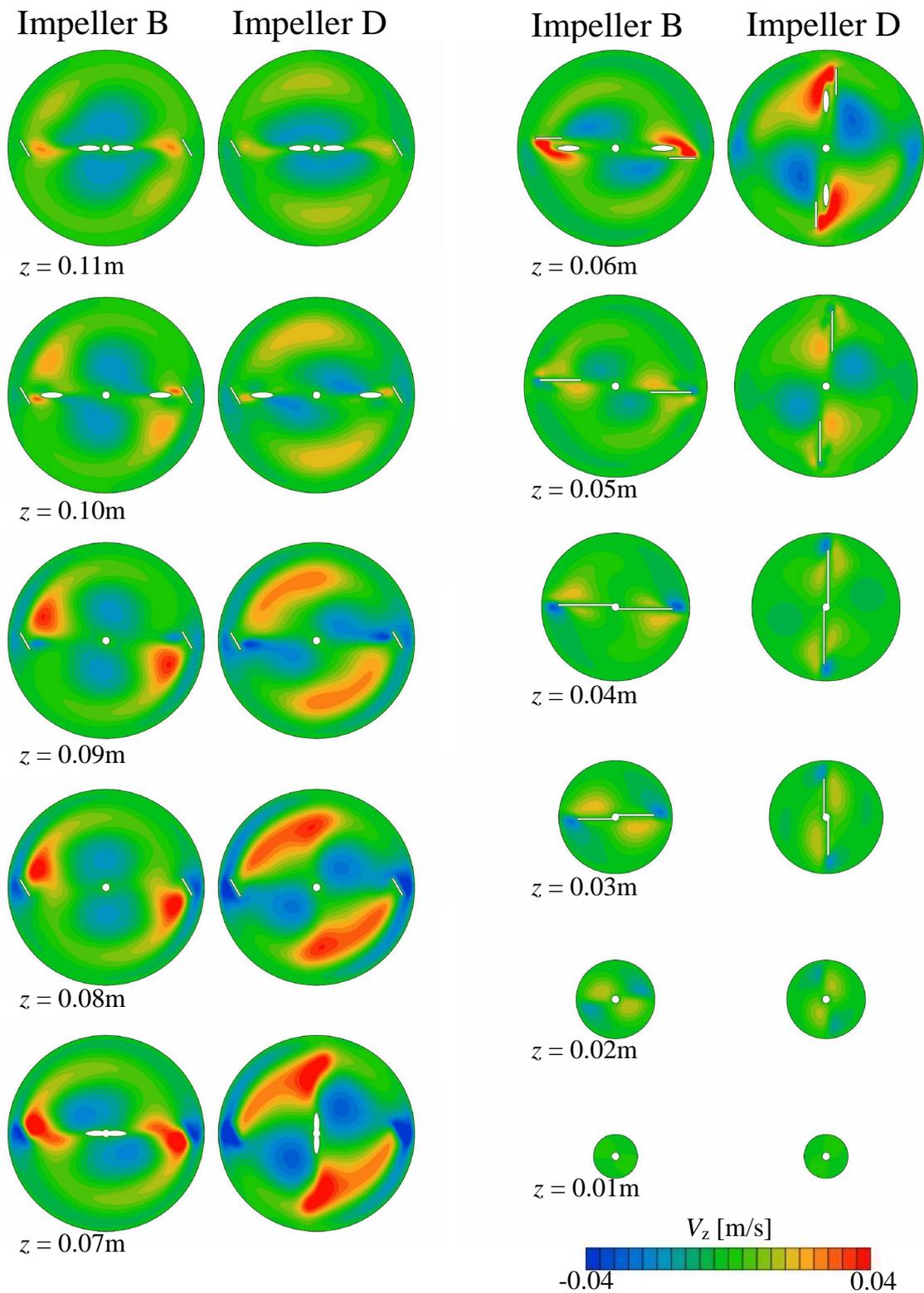
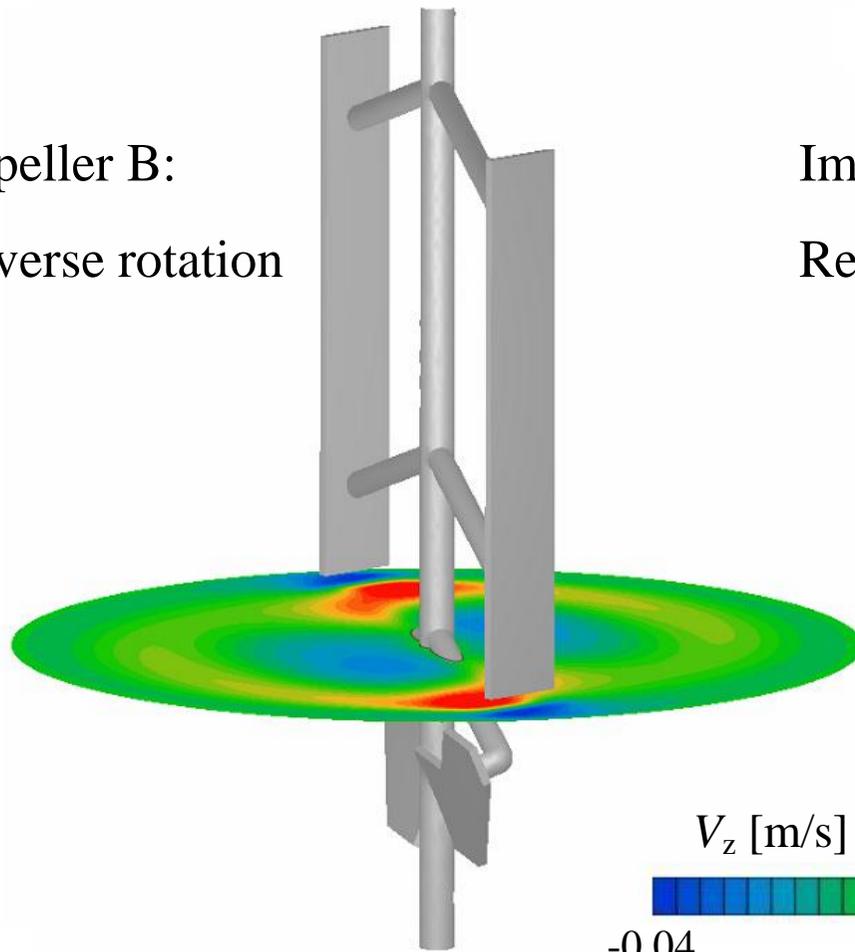


Fig. 5.36 V_z distributions of $r-\theta$ planes
(Impeller B and D, Reverse rotation)

Impeller B:
Reverse rotation



Impeller D:
Reverse rotation

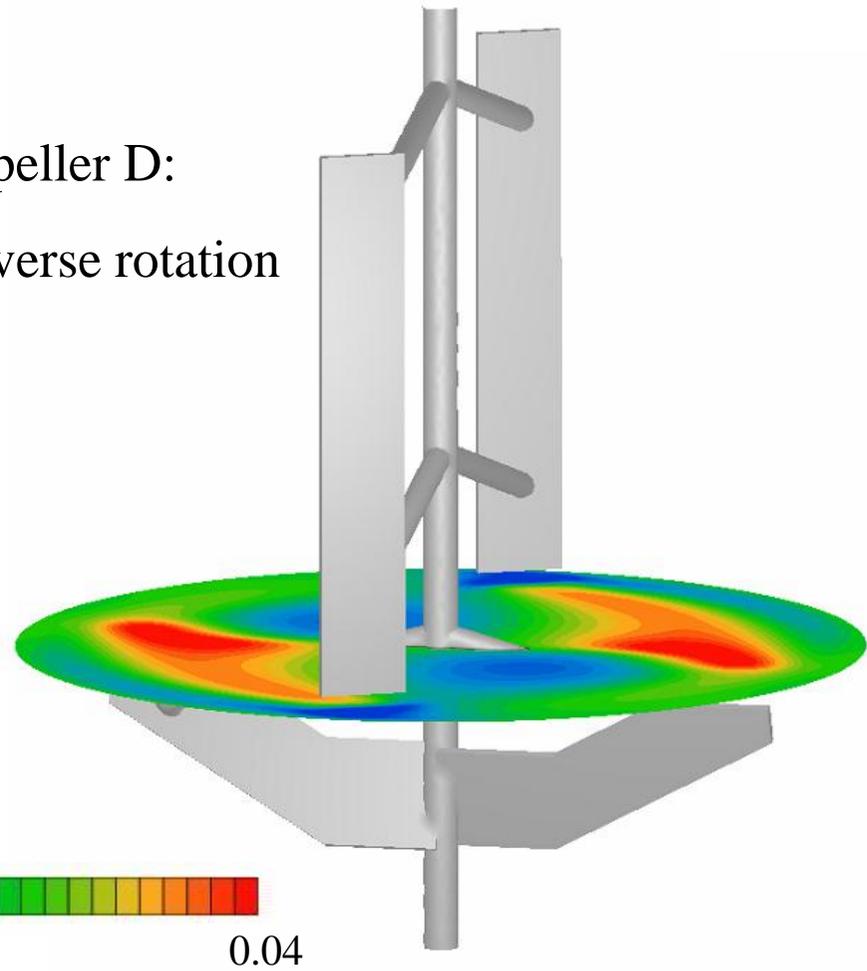


Fig. 5.37 V_z distribution of r - θ plane
(Impeller B and D, Reverse rotation, $z = 0.07\text{m}$)

Impeller B: Reverse rotation

Impeller D: Reverse rotation

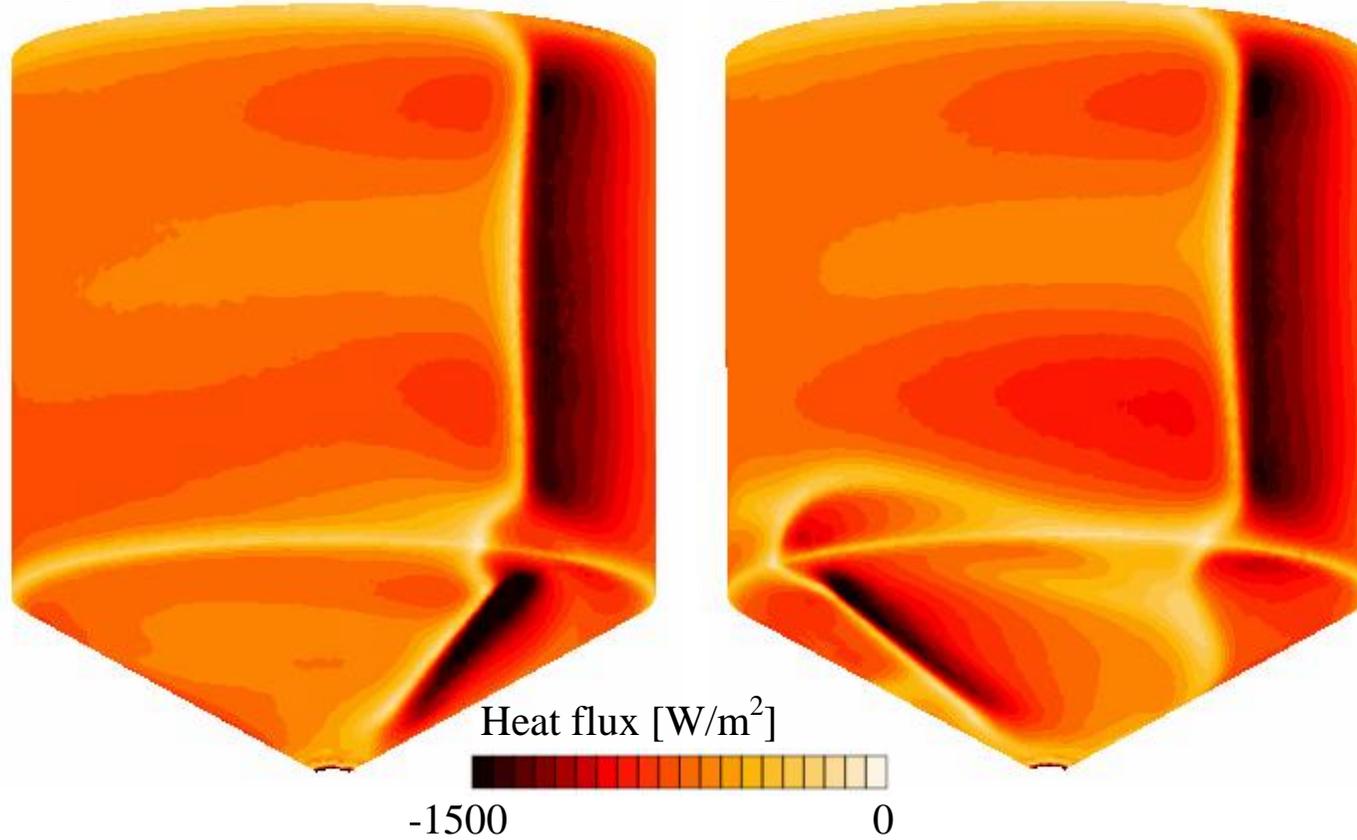


Fig. 5.38 Heat flux distributions of the wall surfaces
(Impeller B and Impeller D, $t = 600\text{s}$)

Impeller B: Reverse rotation

Impeller D: Reverse rotation

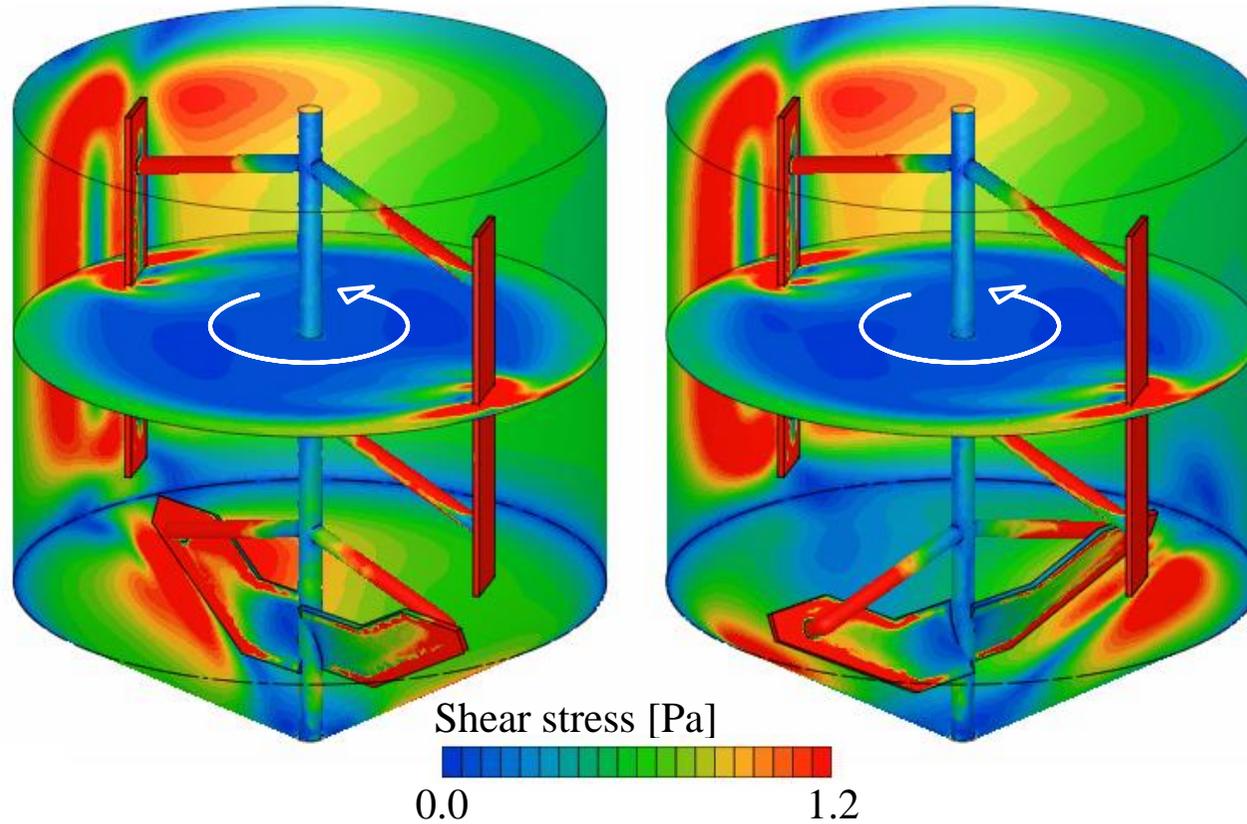


Fig. 5.39 Shear stress distributions of the wall surfaces and r - θ planes (Impeller B and Impeller D)

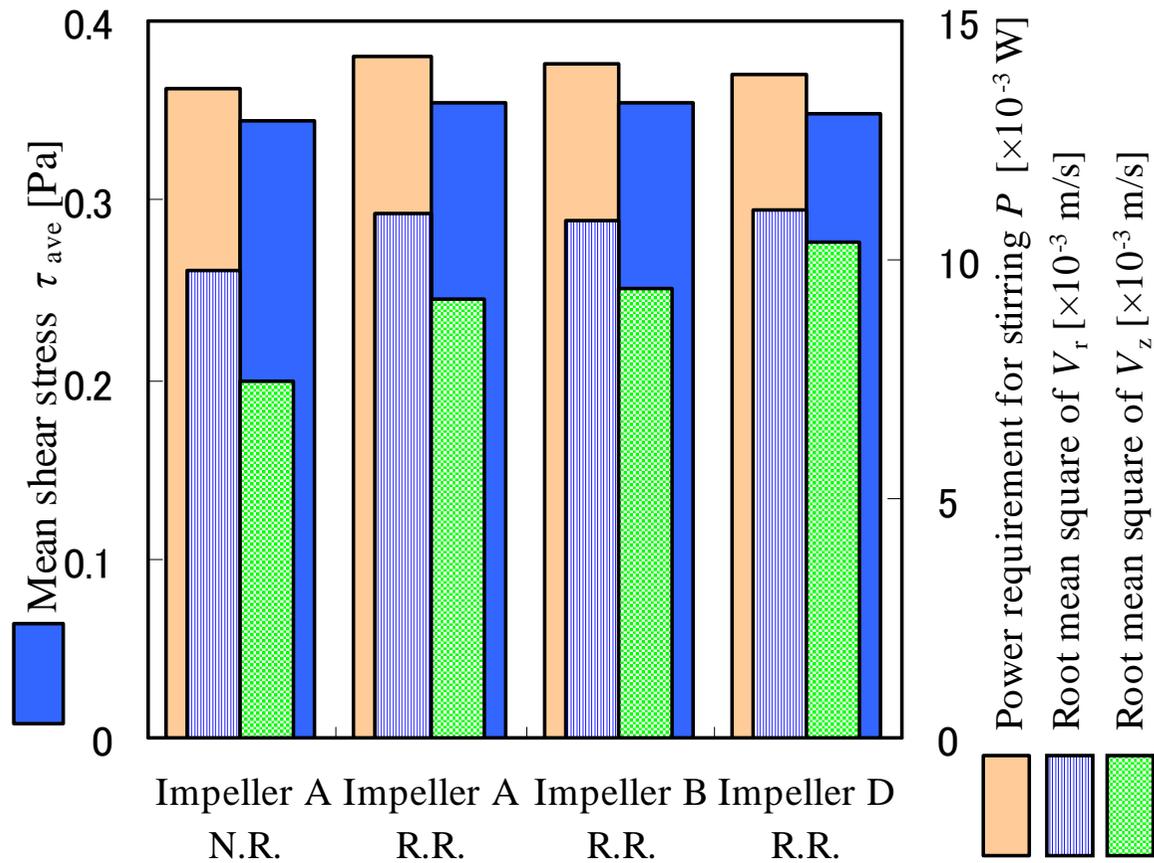


Fig. 5.40 The comparison of V_r , V_z , P and τ about each impeller and rotational direction (Normal rotation: N.R., Reverse rotation: R.R.)

Table 5.2 The comparison of the heat transfer coefficient about each impeller and rotational direction ($t = 900\text{s}$)

Impeller	Rotational direction	Heat transfer coefficient h [W/(m ² ·K)]
A	Normal rotation	271
A	Reverse rotation	303
B	Reverse rotation	309
D	Reverse rotation	309

第6章 改良翼のクリーム冷却保持槽への応用と効果の検証

6.1 緒言

日本の原乳価格は脂肪率が高いほど高価になり、遠心分離などでこの高価な乳脂肪を集めたクリームは、乳業界においては高価な商品とすることができる。また、このクリームの価値はケーキなどの洋菓子の原料として使用される際に評価されるもので、風味、物性などのさまざまな評価指標があるが、フレッシュでダメージを受けていないことは重要な指標のひとつである。このため、クリーム製造の最終工程であるエージングと呼ばれる冷却保持工程でクリームにダメージを与えないこと、その結果、乳化安定性が高く粘度の低いクリームを提供することは、とても重要なテーマのひとつである。

しかしながら、実製造において、重要な製品物性に影響を与える恐れのある設備や運転条件の変更は、容易に採用できない。また、乳業機械としての実製造槽は、サニタリー性（衛生性、洗浄性）が重視され、接液部については、研磨されたステンレスの溶接一体構造としているために、翼の形状変更についても、安易にはおこなうことができない。このように、クリームの物性や微生物的な品質に与える影響を恐れるばかりに、現在までこの翼形状や運転条件などの改良の検討はなされてこなかった状況にあった。

本研究では、第4章、第5章において、擬似液と小型槽による実験とCFD解析^{3,4,5)}をおこない、特殊アンカー翼による流動と冷却特性を解析し、検討した改良翼のうちD翼の逆転における優位性を確認するに至った。

そこで本章においては、D翼タイプの実製造槽設計のためのCFD解析を実施して、その有効性を検証するとともに、D翼を実製造槽に反映して、擬似液を用いた冷却能力検証テストをおこなった。さらにこの結果を受け、実際のクリーム試製造を実施して製品品質への影響の確認を試みた結果を報告す

る。

6.2 数値解析

解析の対象とする実製造槽は、新規クリーム製造ラインに設置するために設計する 2 m^3 の冷却保持槽であり、小型実験装置の 7 倍にあたる槽径 $D = 1.4\text{m}$ 、ジャケット付きのコニカル底槽とした。**Fig.6.1** に装置概略と各幾何形状の記号を示す。

攪拌翼はこれまでに優位性を認めた D 翼の形状を反映して、前進角 $\theta_v = 60^\circ$ 、翼幅 $b = 0.20\text{m}$ 、翼径 $d = 1.32\text{m}$ の壁面掻き取りタイプの上翼に対し、位相角 $\theta_1 = 90^\circ$ をなす底面押し下げタイプの下翼を持つ特殊アンカー翼とした。回転方向は、上翼の掻き取り方向を正転、押し付け方向を逆転とした。上部から見た場合、反時計回りが正転となる。冷却水用のジャケットは、槽脚取付け部への設置が困難なため、コニカル底部と上部直胴部の 2 段に分かれている。CFD 解析には、熱流体解析ソフト:SCRYU/Tetra V10 を使用した。計算負荷を低減させるために解析対象は槽内の流体のみとし、保持槽壁はメッシュを持たないが、 4mm の厚みとステンレスの物性値をもつ仮想パネルとして取り扱った。これらの物性値は Table 5.2 と同様である。冷却水は解析対象とせず、伝熱係数を仮定することとした。

解析対象および計算格子(メッシュ)図を **Fig.6.2** に示す。メッシュ数は、約 725 万要素。全般的には小型実験槽と同等な比率として 1 辺約 15mm のテトラ(三角錐)メッシュを配し、攪拌翼面の近傍は 1mm 程度の境界層用プリズム(三角柱)メッシュを挿入した。伝熱面である槽壁面の近傍は、温度境界層より細かくメッシュを刻むために、約 0.1mm の境界層用プリズム(三角柱)メッシュを挿入した。

流れ場と温度場の非定常計算については、合理的な時間で解析を遂行する

ため、以下の通りの解析手順とした。

- ① 流れ場についてのみ、定常解析（非線形低レイノルズ $k-\varepsilon$ 乱流モデル）をおこなう。
- ② 定常解析にて得られた流れ場を用いて、温度場について非定常解析をおこなう。

境界条件としては、翼表面は滑らかな面としてメッシュとともに回転数 $n = 0.033\text{s}^{-1}$ で回転する移動面、槽内壁面は滑らかな静止壁とし、伝熱条件に関しては温度境界層より細かくメッシュを刻むことにより層流熱伝導条件として扱った。槽壁の外側ジャケット取付け部は 2°C の冷却水が流れる熱伝達係数 $200\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ での伝熱面とした。液面は水平なフリースリップ面とし、断熱条件とした。初期条件としては、流体と攪拌翼温度を 10°C 、タンク温度を 3°C とした。

尚、攪拌所要動力 P は、翼面に掛かる圧力と粘性抵抗によるトルク値から算出し、せん断応力 τ はせん断速度の代表値 $\sqrt{(A:A)/2}$ と液体粘度から算出した³⁾。

6.3 実験方法

6.3.1 改良型実機冷却保持槽による冷却能力検証実験方法

新規クリーム製造ラインに設置するために D 翼形状を採用した 2 m^3 の冷却保持槽によって、クリーム擬似液の冷却テストを実施した。テストに使用した実製造槽は「6.2 数値解析」での記述と同様の、ジャケット付きのコニカル底槽で、装置概略は Fig.6.1 の通りである。実機外形と記憶式温度計を取り付けた下翼部の写真を Fig.6.3 に示した。

クリームの擬似液としては、小型実験と同様に約 $1.2\text{wt}\%$ の CMC 溶液を 7°C にて $0.100\text{Pa}\cdot\text{s}$ になるよう調整したものをを用いた。温度測定部は Fig.6.1 に示し

た上下翼のサポートシャフトのP3、P4の2箇所とした。回転数は 0.033s^{-1} とした。実験手順は以下の通り実施した。

- ①常温約 20°C にて調整した擬似液を投入する。
- ②ジャケットに冷却水を通水し、攪拌冷却をおこなう。
- ③冷却中の温度は記憶式温度計(西華産業社 (Mesa Laboratories,Inc.) の DATATRACE MicropackⅢ)にて測定する。
- ④実工場での外的条件を揃えるため、正転および逆転の実験は2台同時におこなう。

記憶式温度計には西華産業社 (Mesa Laboratories,Inc.) のDATATRACE MicropackⅢを用いた。本体が $18\text{mm}\phi\times 20\text{mm}$ 、 17g の小型軽量でバッテリー駆動のコードレスタイプで、テスト終了後に回収し、PCとの赤外線通信によりデータを取り出すことができる。

6.3.2. 改良型実機冷却保持槽によるクリーム試験製造および物性確認方法

実際のクリーム製造条件において正転、逆転の冷却保持を実施し、クリーム物性（粘度・ホイッピング時間）の確認をおこなった。

粘度は東京計器㈱の B 型粘度計を用いて測定した。第 2 章で触れたとおり、粘度は製造中のストレス量の蓄積であり、粘度が低いほど劣化の少ない良いクリームと言える^{8,9,10)}。

ホイッピング時間^{1,6,9)}は、グラニュー糖 70 g を加えて 7°C に温調した 700g のクリームを、KENMIX 社製ホイップマシン PREMIOR を用いて 180rpm にてホイップをおこなうことによって、ホイップクリームが適正な硬さとなるまでの時間を測定した。このホイッピング時間は、本来のフレッシュクリームにおいては、長いほどクリームの乳化安定性が高いと評価でき、良いク

リームと言える。

6.4 結果と考察

6.4.1 CFD シミュレーション

CFD解析から攪拌所要動力値を算出すると、正転0.140W、逆転0.153Wという結果であった。一方、第2章と同様に、下翼に関してはパドル翼として邪魔板無しの永田の式⁷⁾ Eq.(2.6)にあてはめ、上翼に関しては亀井らのアンカー翼の動力相関式²⁾ Eq. (2.7) にて、下翼がないもの（下翼幅 $w' = 0\text{m}$ ）として動力値の推算を試みた。特殊アンカー翼形状を若干簡略化し、槽形状および攪拌条件は以下の通りとした結果、得られた動力値は0.144Wとなり、CFD解析結果とも一致しており、双方ともに妥当性があると考えられた。

槽内径 $D = 1.40\text{m}$ 、下翼径 $d_1 = 1.15\text{m}$ 、下翼幅 $w = 0.40\text{m}$ 、

下翼取付け角度 $\theta = \pi \times (90-17)/180$ 、

上翼径 $d_1 = 1.32\text{m}$ 、上翼長さ $h = 0.90\text{m}$ 、上翼幅 $b = 0.15\text{m}$ 、

上翼枚数 $n_p = 2$ 枚、回転数 $n = 0.033\text{s}^{-1}$ 、液深さ $H = 1.5\text{m}$ 、

液密度 $\rho = 1000\text{kg/m}^3$ 、液粘度 $\mu = 0.1\text{Pa}\cdot\text{s}$

Fig.6.4 に、正転の速度ベクトル図を示した。 $r-\theta$ 断面にて、周方向速度 V_θ が支配的な流れになっている様子がみられ、これに対し $r-z$ 断面をみると、半径方向速度 V_r と高さ方向速度 V_z が小さい流動状態であることがわかる。

Fig.6.5 に正転時の半径方向速度 V_r の分布を示した。 $r-\theta$ 断面にて上翼の内側に掻き取られるように中心に向かう流れがあり、上翼の先端にのみ、小さな外側に向かう流れがみられた。 $r-z$ 断面においては上翼の下端に発生した中心に向かう流れの下に、回り込むような外側に向かう流れが観察された。次に**Fig.6.6** に高さ方向速度 V_z の分布を示した。正転においては上翼の上端に上昇流が発生している様子がみられ、下端の内側に下降流が、外側に回り込

むような上昇流がみられた。

正転と同様に **Fig.6.7** に逆転時の速度ベクトル図を示した。速度の大きさとしては正転時と同様に V_θ が支配的な流れになっており、特に翼まわりと翼の後ろ側部分の流速が大きく、中心部は流速が小さい流動状態がみられている。**Fig.6.8** には逆転時の半径方向速度 V_r の分布を示した。 $r-\theta$ 断面にて上翼の外側端に外壁に押し付ける流れがあり、翼の裏側にも外壁に向かう流れがみられる。上翼前進方向の先端には青で示される中心に向かう流れもみられた。 $r-z$ 断面においては上翼の上下端に発生した中心に向かう流れの上下内側に、回り込むような外側に向かう流れがみられた。同様に **Fig.6.9** には逆転時の高さ方向速度 V_z の分布を示した。 $r-z$ 断面にて、上翼の吐出流として上端の外側には強い上昇流がみられ、下端の外側には強い下降流がみられており、これにともない回り込むような上昇流が翼の内側にみられている。

基本的には小型実験槽と同様な流れと考えられたが、正転と逆転の比較として、典型的な上翼の中間辺り ($z = 1.10\text{m}$) の半径方向速度 V_r の分布と、小型槽でも顕著な違いがみられた上翼と下翼の間 ($z = 0.55\text{m}$) の高さ方向速度 V_z 分布を翼形状とともに **Fig.6.10** に示した。どちらも逆転の方が比較的に強い流れが広範囲にみられた。

Table 6.1 に CFD 解析から求められた正転・逆転時の V_r と V_z の二乗平均平方根、および攪拌所要動力 P と平均せん断応力 τ_{ave} を示した。**Fig.6.10** の速度分布図からみられたとおり、逆転時の V_r と V_z の方が大きい値となっており、混合性能が高いことが示唆された。しかしながらせん断応力や攪拌所要動力も逆転の方が高い結果となっていた。

Fig.6.11 に正転および逆転の冷却シミュレーションの結果を示す。 T_1 、 T_2 は **Fig.6.1** に示した位置 P3、P4 の温度の計算結果である。小型槽に比較して上下の温度差が少ないが、逆転の方が正転に比べて早く冷却される結果とな

り、実用機レベルでも有効である可能性を見出した。

小型実験槽と同様に伝熱面である壁面の表面熱流束分布の要因を明らかにするために、 $z = 1.10\text{m}$ での $r-\theta$ 断面の流線と 3 時間後の温度分布とともに壁面の熱流束分布を **Fig.6.12** に示す。上翼が通過する際に熱流束が大きくなっている部分は、比較的の温度の高い流体が壁面近傍まで流れ込み、この流れに付随して発生した渦の効果も併せて温度勾配が大きくなっている。逆転においてこの状況が広範囲に及んでいることが見て取れた。

これらの CFD シミュレーションにより、実用機レベルにおいても正転に比べて逆転の方が、 V_r と V_z が大きくなり均一性能が高まることと、上翼通過時の壁面伝熱量が大きくなり冷却性能が向上することが期待される結果となった。

6.4.2 改良型実機冷却保持槽における検証実験結果と考察

小型槽の実験および CFD の結果から、実機 2m^3 冷却保持槽に改良翼 D 翼の形状を採用し、小型実験装置と同様の CMC 水溶液の冷却実験をおこなった。この結果を **Fig.6.13** に示す。やはり正転に比べ、逆転の冷却速度が速く、第 4 章で定義した平均温度履歴指標 I_{TP} が小さいことが確認された。

また攪拌モーター電流値の測定もおこなったが、正転逆転による違いは見られず、動力については同等であると考えられた。攪拌冷却保持工程終了の目標となる 5°C への到達時間を見ても、逆転により約 1.5 時間短縮されている。実製造においてはこの時間分だけ連続攪拌時間が短くなるために、省エネや生産効率向上、およびクリームが受けるストレス量が減ることによる製品品質の向上に結びつく可能性が示唆された。

そこで、第 2 章にて考察した攪拌動力投入量 (= ストレス量) について、本新タンクにおいても検討することとした。エージングによる連続攪拌時間

は 8 時間程度であり、その後、これが今回の改善により 1 時間短縮されたと仮定し、CFD 解析結果から求められた動力値よりクリームに与えられたストレス量を算出する。また、攪拌翼と壁面の間の 400kg が主にせん断応力を受け続けたとすると単位質量当たりにクリームが受けるダメージ量積算は以下の通りとなる。

正転 $0.140 \text{ W} \times 8 \text{ h} \times 3600 \text{ s} / 400 \text{ kg} = 10.1 \text{ J/kg}$

逆転 $0.153 \text{ W} \times 7 \text{ h} \times 3600 \text{ s} / 400 \text{ kg} = 9.65 \text{ J/kg}$

このように、第 2 章で論じられた臨界値よりもはるかに小さいので、製品クリームの品質に悪影響を及ぼすレベルでは無く、逆転による冷却速度の向上によって、クリームへのダメージが抑制され、品質向上の効果があると推察された。

6.4.3 クリームによる物性確認結果

擬似液での良好な結果を受け、これまで正転方向で製造していた実機 2m³ 槽の攪拌を逆転にして、クリーム製造テストをおこなった。この結果得られた製品品質検査の結果を **Table 6.2** に示す。これまでの正転での製造品に比べ、粘度がやや低く、ホイップ時間がやや長くなる結果となった。この結果は、冷却速度が上がり、平均温度履歴指標 I_{TP} を小さくできたことにより、攪拌ストレスによるクリームへのダメージが抑えられた効果であり、粘度上昇が抑えられ、かつ乳化安定性が高かったと考えられ、試製品の品質が現行品に比べやや良好であったということができた。

6.5 結言

クリーム冷却保持槽における翼形状や運転条件などの改良の検討は、クリームの物性や微生物的な品質に与える影響を恐れるばかりに、容易には実施

されない状況にあった。しかしながら本章において、第4章の小型槽による実験的検討と、第5章のCFD解析から得られた結果をもとに、実製造槽の設計に反映させることとし、まずはCFDによる回転方向の比較シミュレーションと、模擬液による実機テストを実施した。双方とも小型槽による実験結果と同様に逆転方向の優位性を確認することができ、生産性や製品品質の向上が期待できる結果となった。

さらにこの結果を受けて、クリームの試験的実製造を実施したところ、逆転による冷却保持により、従来品より製品品質の向上が期待できる結果となった。

6.6 使用記号

b	= width of blade	[m]
D	= tank diameter	[m]
d	= impeller diameter	[m]
n	= rotational speed	[s ⁻¹]
h	= Heat transfer coefficient	[W/(m ² ·K)]
I_{TP}	= the average temperature profile index	[Ks]
P	= power requirement for stirring	[W]
r	= radial direction	[m]
T_1	= upper temperature (measuring point P3)	[°C]
T_2	= lower temperature (measuring point P4)	[°C]
t	= cooling time	[s]
V_r	= Velocity in radial direction	[m/s]
V_z	= Velocity in axial direction	[m/s]

V_{θ}	= Velocity in tangential direction	[m/s]
z	= axial direction	[m]
Δ	= rate of deformation tensor	[s ⁻¹]
θ	= tangential direction	[°]
θ_v	= sweep-forward angle	[°]
θ_1	= phase difference angle	[°]
τ_{ave}	= mean shear stress	[Pa]

6.7 参考文献

- 1) Ihara, K., K. Habara, Y. Ozaki, K. Nakamura, H. Ochi, H. Saito, H. Asaoka, M. Uozumi, N. Ichihashi, and K. Iwatsuki; “Influence of Whipping Temperature on the Whipping Properties and Rheological Characteristics of Whipped Cream,” *J. Dairy Sci.*, 93, 2887–2895 (2010)
- 2) Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, S. Kuwabata, Y. S. Lee, T. Yamaguchi, and S. T. Koh; “Development of Power Correlations for Various Impellers in an Agitated in Laminar Region Based on Numerical Analysis of 2-D Flow,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **20**, 595–603 (1994)
- 3) Kaminoyama, M., F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis of Three Dimensional Flow Behavior of Pseudoplastic Liquid in a Stirred Vessel with Turbine Impellers,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **14**, 786–793 (1988)
- 4) Kaminoyama, M., K. Akabane, K. Arai, F. Saito and M. Kamiwano; “Numerical Analysis on Flow Behavior of Bingham Fluid an Anchor Impeller Mixer,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **16**, 939–945 (1990)
- 5) Kaminoyama, M., M. Watanabe, K. Nishi and M. Kamiwano; “Numerical

- Simulation of Local Heat Transfer Coefficients in Stirred Vessel with Impeller for Highly Viscous Fluids,” *J. Chem. Eng. Japan*, **32**, 23–30 (1999)
- 6) Kikuchi, M., T. Miyamoto, N. Yanagihara, M. Kanzaki and S. Matsumoto, “Analysis of Whipping Rate of Cream”, *Kagaku Kogaku Ronbunshu* 18, 136–138 (1992)
- 7) Nagata, S., M. Nishikawa, H. Tada and S. Gotoh; “Power Consumption of Mixing Impellers in Pseudoplastic Liquid,” *J. Chem. Eng. Japan*, **4**, 72–76 (1971)
- 8) 伊藤肇躬、“乳製品製造学”、光琳 136–200、303–322 (2004)
- 9) 上野川修一ら編集、“ミルクの事典”、朝倉書店 116–125(2009)
- 10) 山内邦男、横山健吉 編集、“ミルク総合事典”、朝倉書店 167–184 (1992)

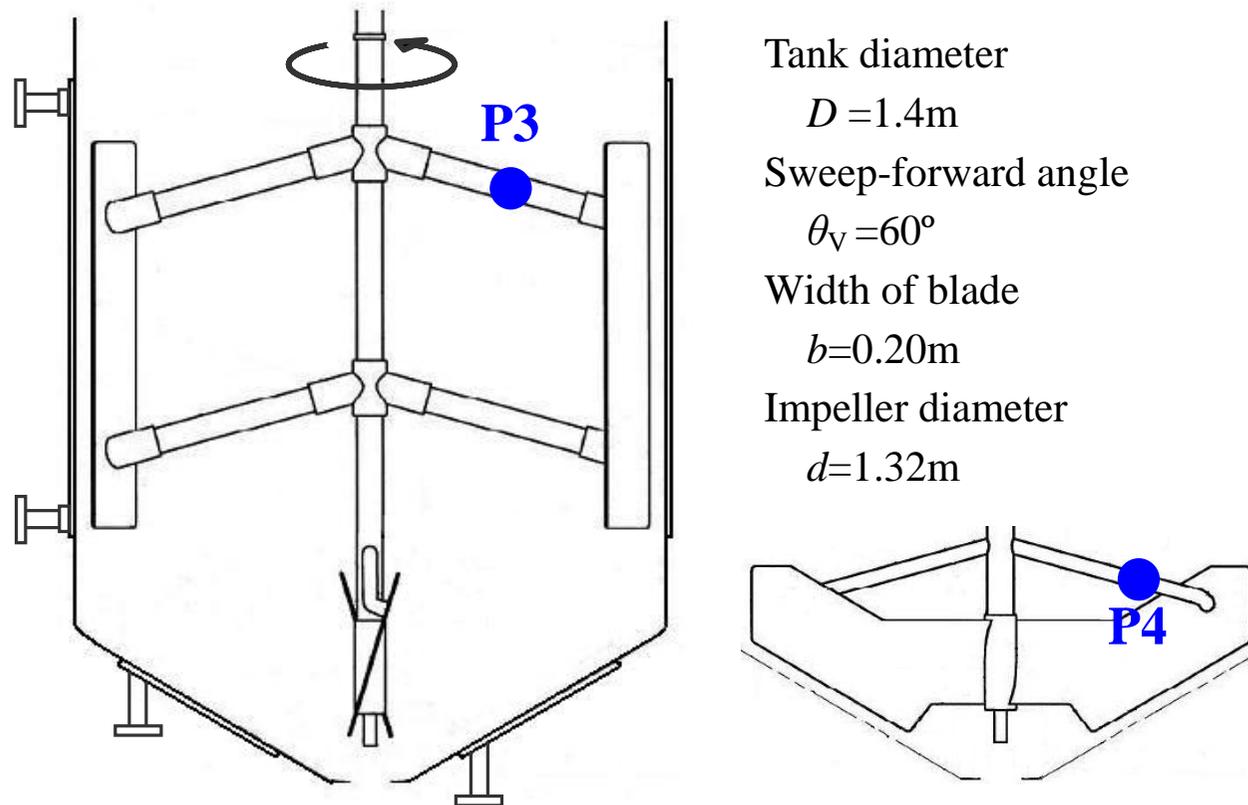


Fig. 6.1 Schematic diagram of the new industrial cooling storage tank (2 m^3)

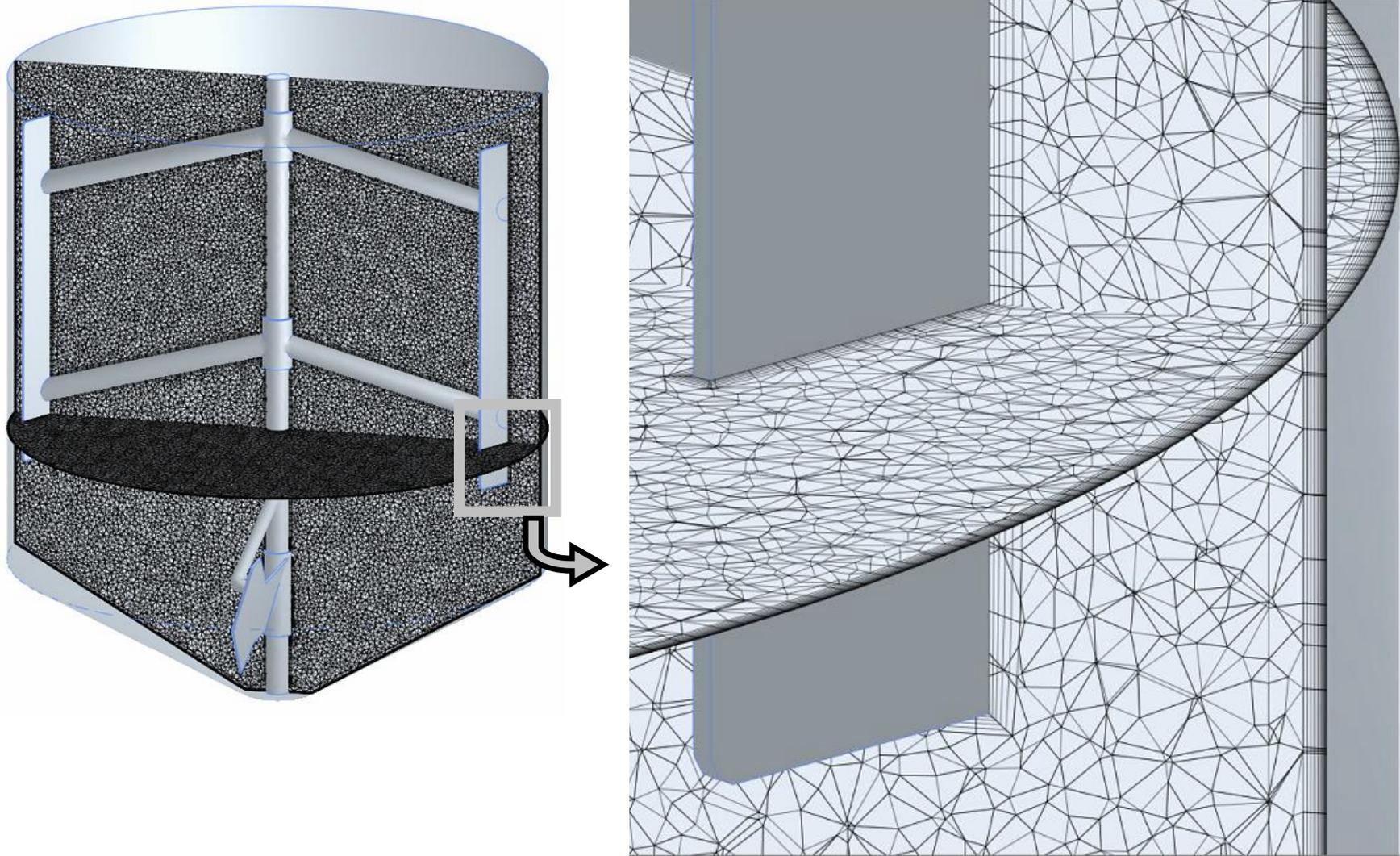


Fig. 6.2 The shape of the new industrial tank and mesh

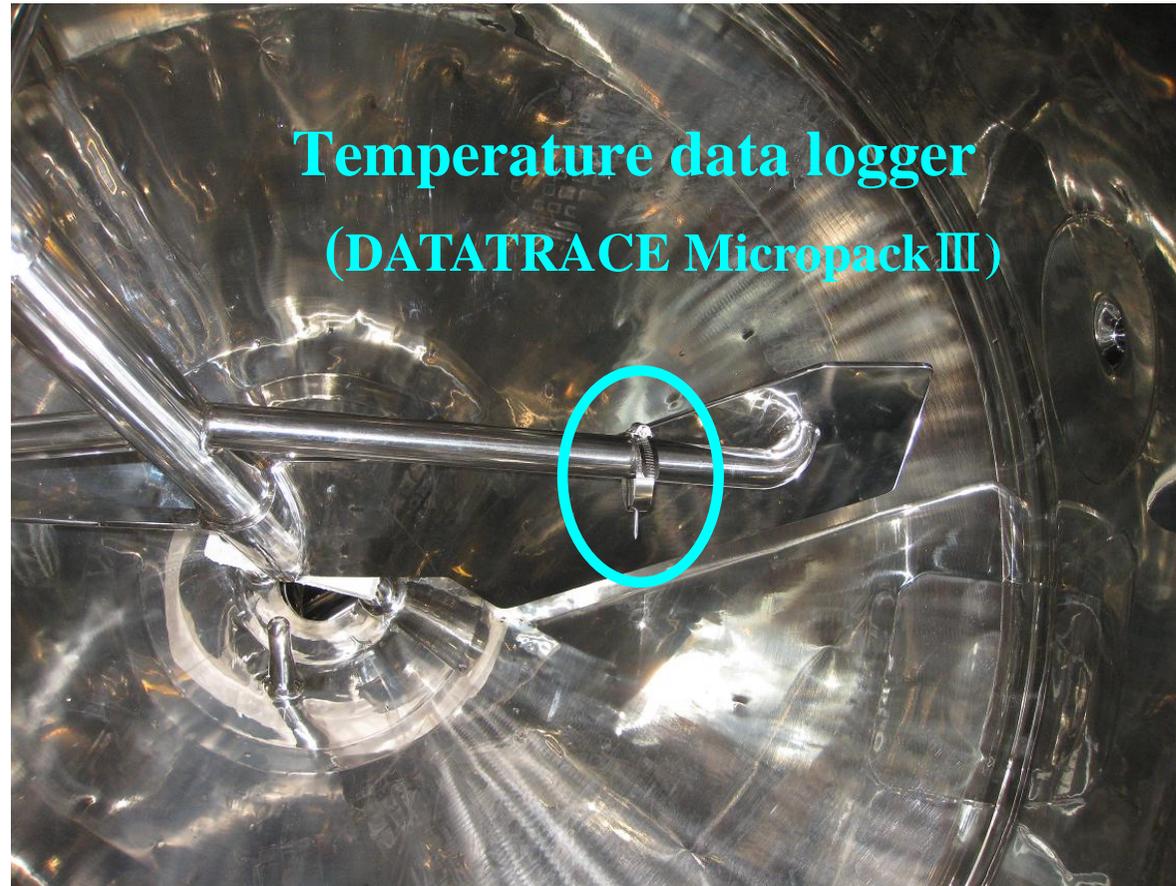


Fig. 6.3 Photograph of the new industrial tank (2m³) and the temperature data logger

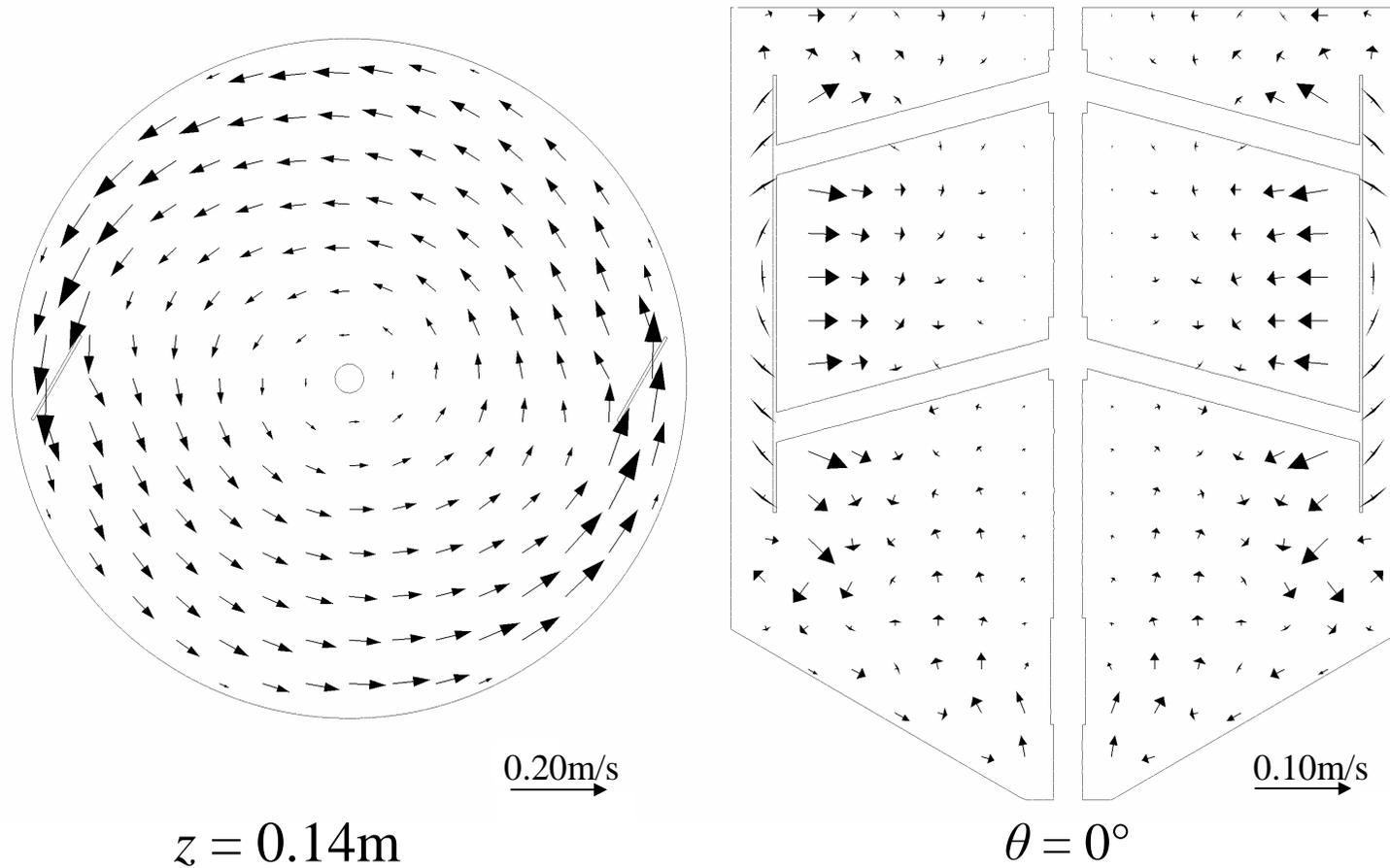


Fig. 6.4 Velocity vector distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (the new industrial tank, Normal rotation)

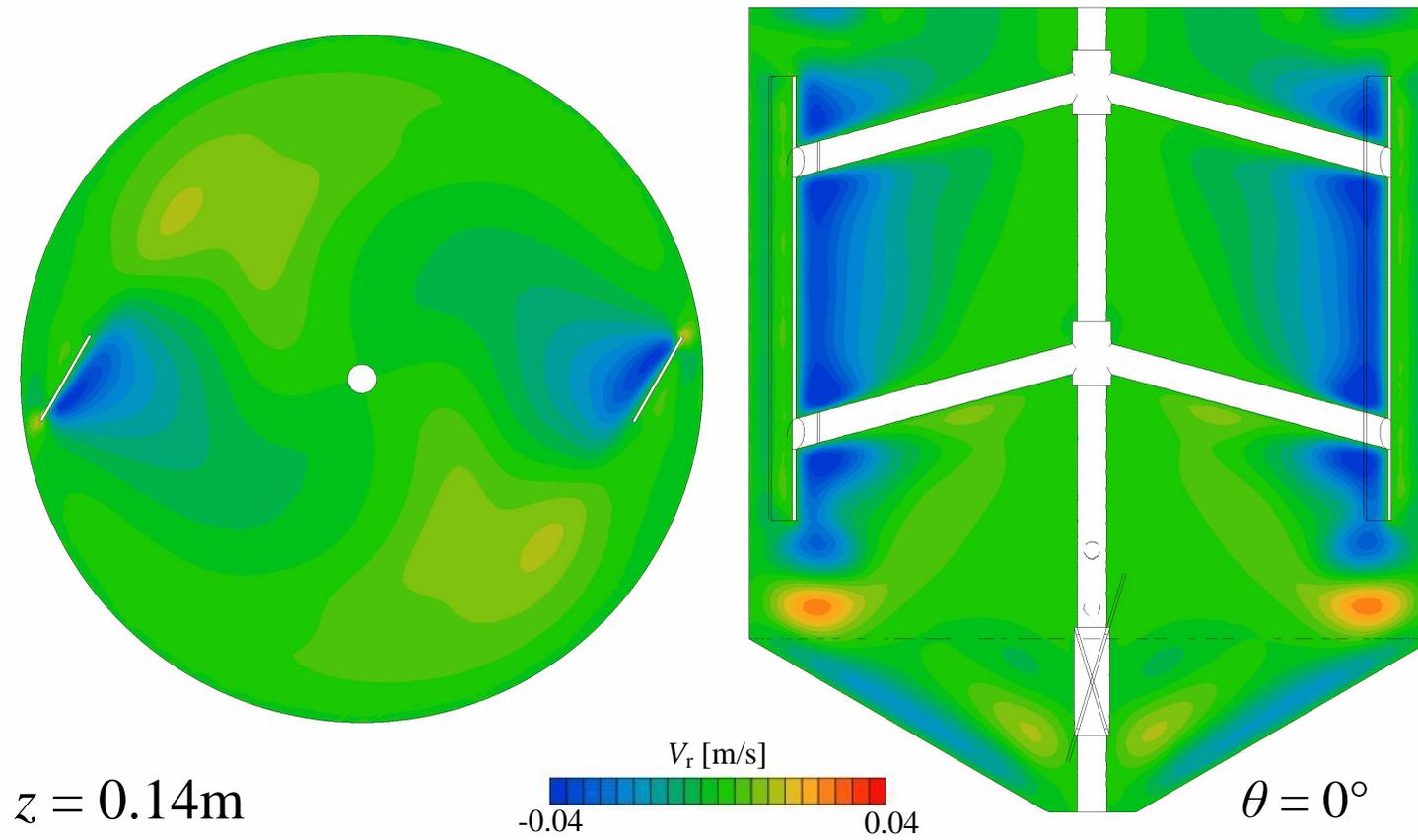


Fig. 6.5 V_r distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (the new industrial tank, Normal rotation)

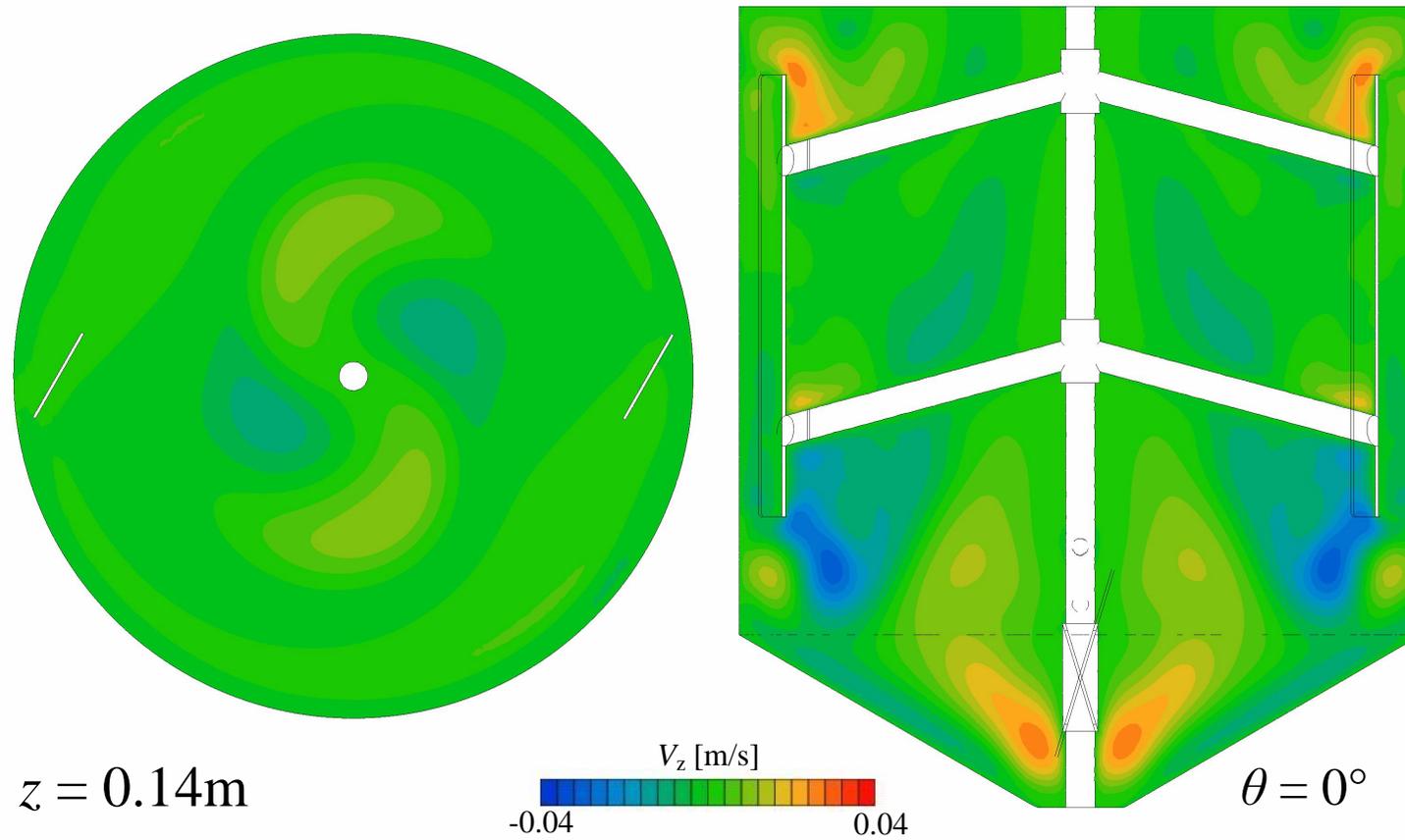


Fig. 6.6 V_z distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (the new industrial tank, Normal rotation)

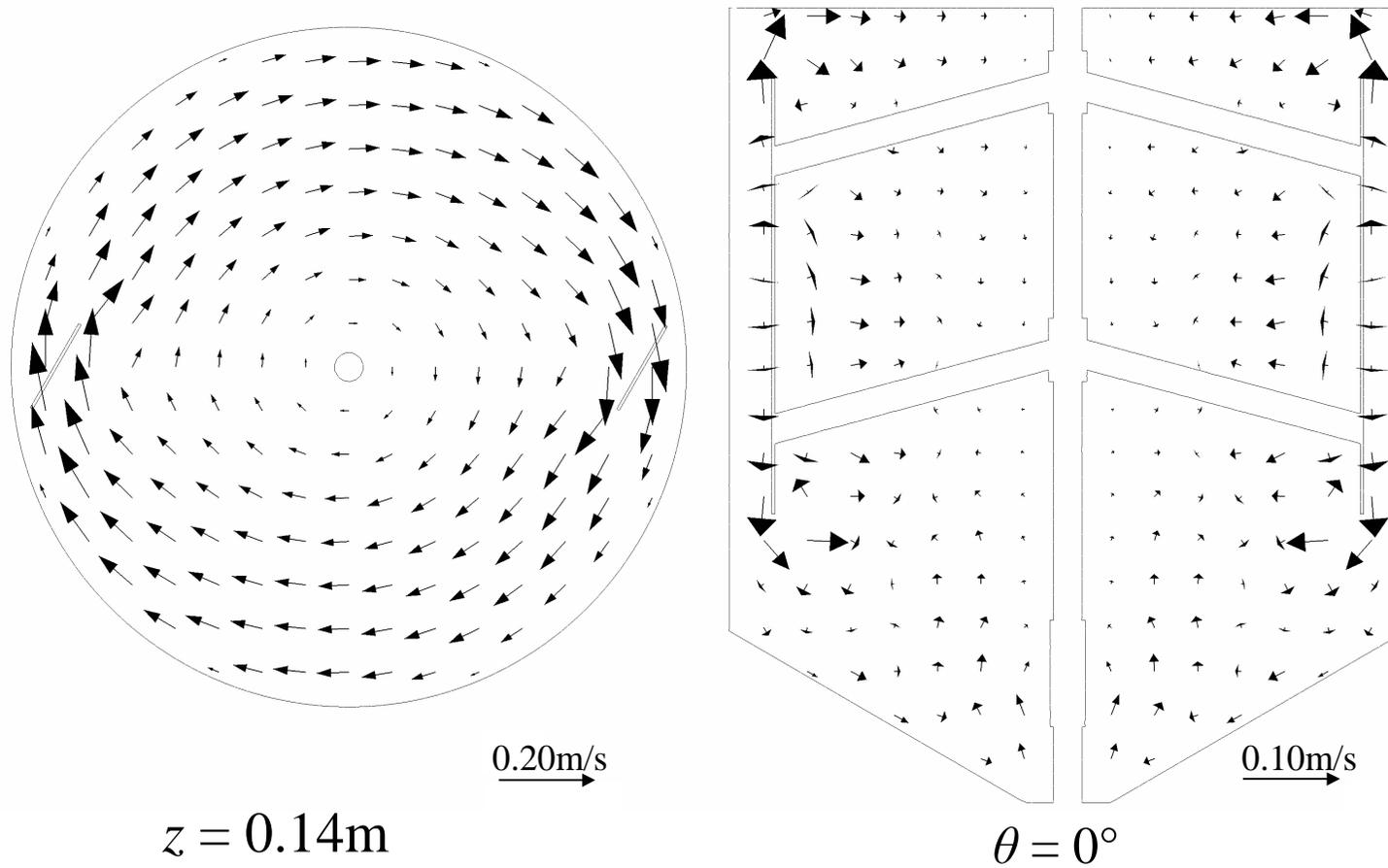


Fig. 6.7 Velocity vector distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (the new industrial tank, Reverse rotation)

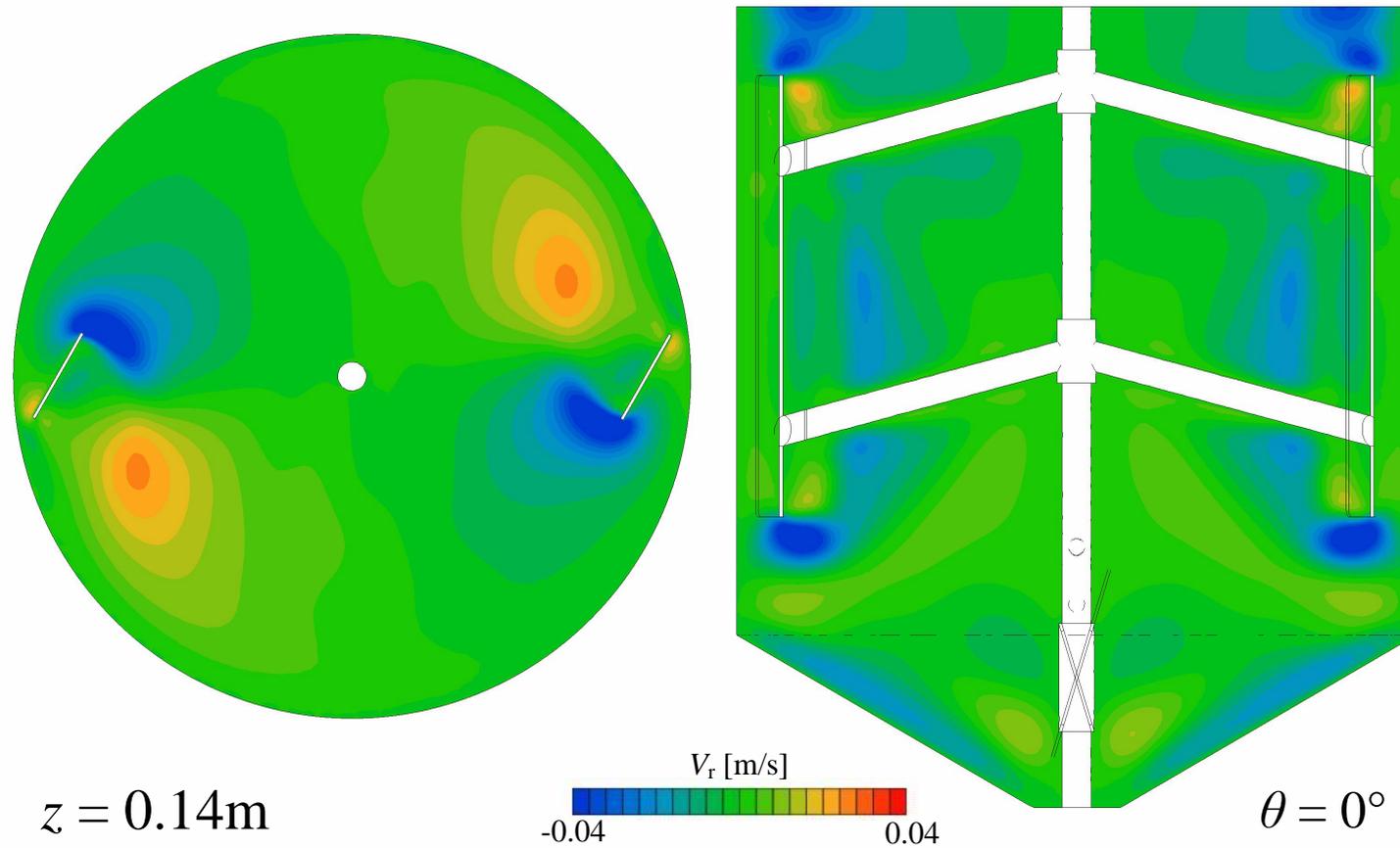


Fig. 6.8 V_r distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (the new industrial tank, Reverse rotation)

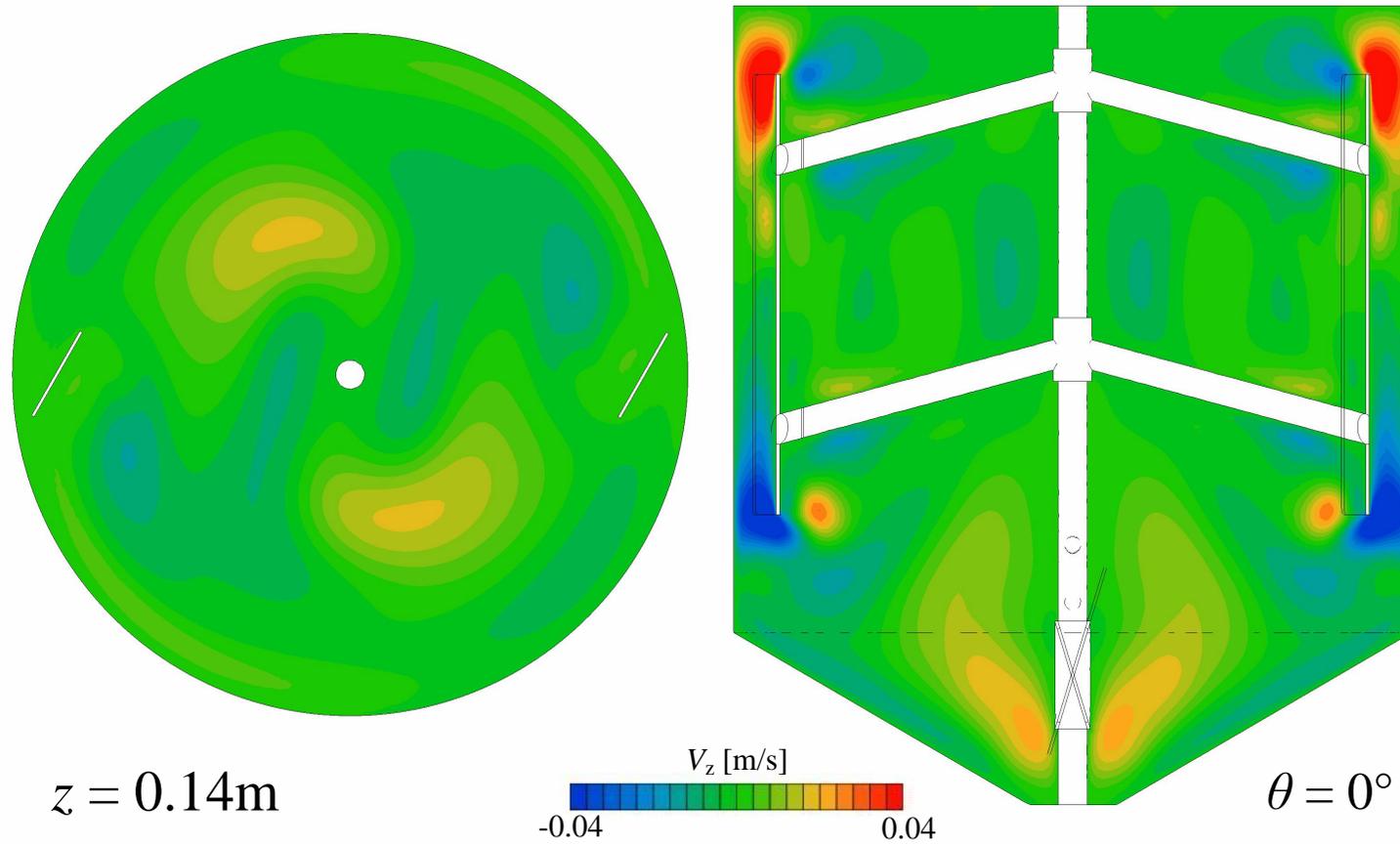


Fig. 6.9 V_z distributions of $r-\theta$ plane and $r-z$ plane (the new industrial tank, Reverse rotation)

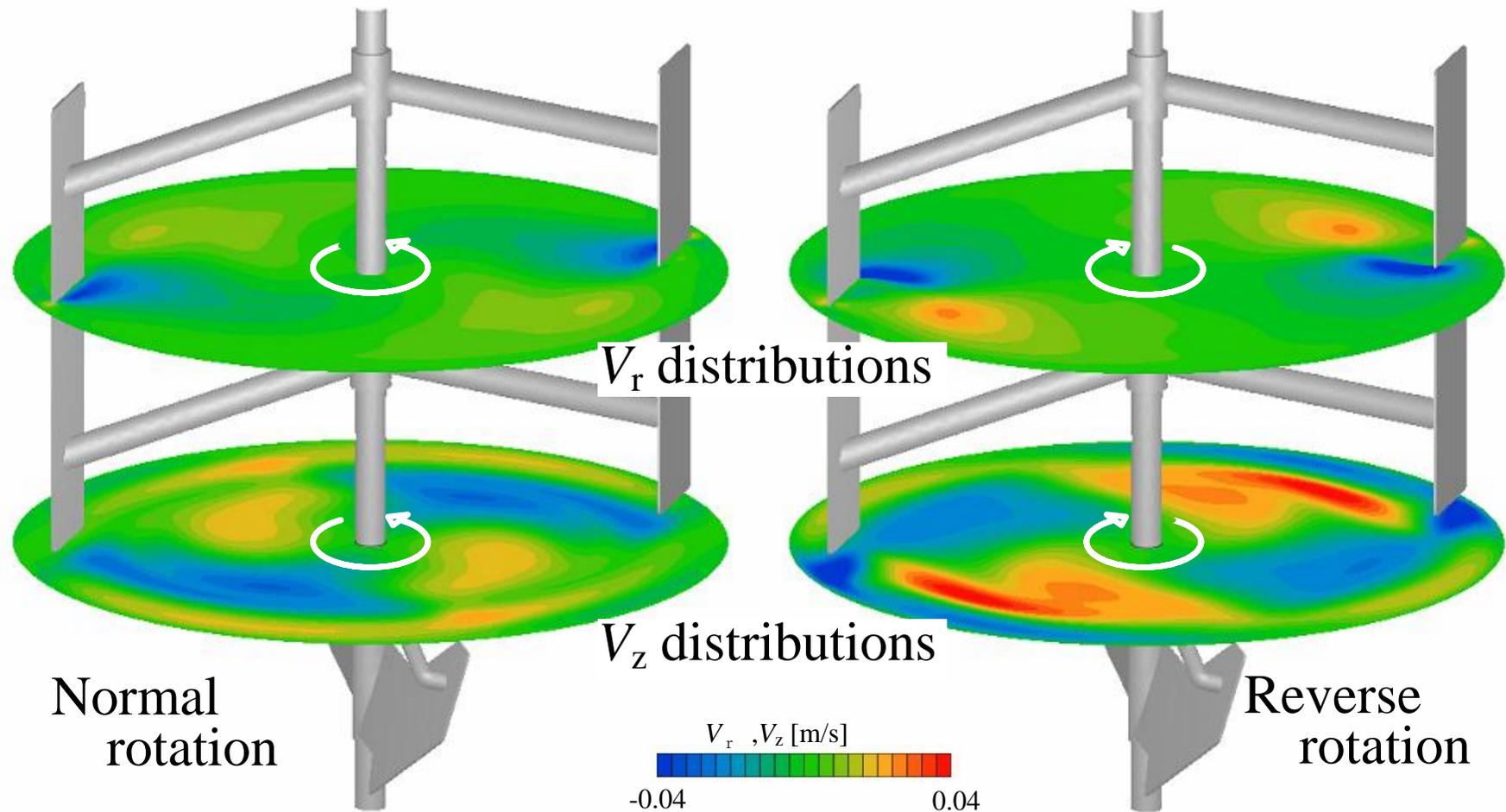


Fig. 6.10 V_r and V_z distributions of r - θ planes
(the new industrial tank, $V_r: z = 1.10\text{m}$, $V_z: z = 0.55\text{m}$)

Table 6.1 The comparison of V_r , V_z , τ and P about rotational direction (The new industrial tank)

	Normal rotation	Reverse rotation
Root mean square of V_r [m/s]	9.01×10^{-3}	10.5×10^{-3}
Root mean square of V_z [m/s]	8.86×10^{-3}	10.4×10^{-3}
Mean shear stress τ_{ave} [Pa]	49.6×10^{-3}	52.8×10^{-3}
Power requirement for stirring P [W]	0.140	0.153

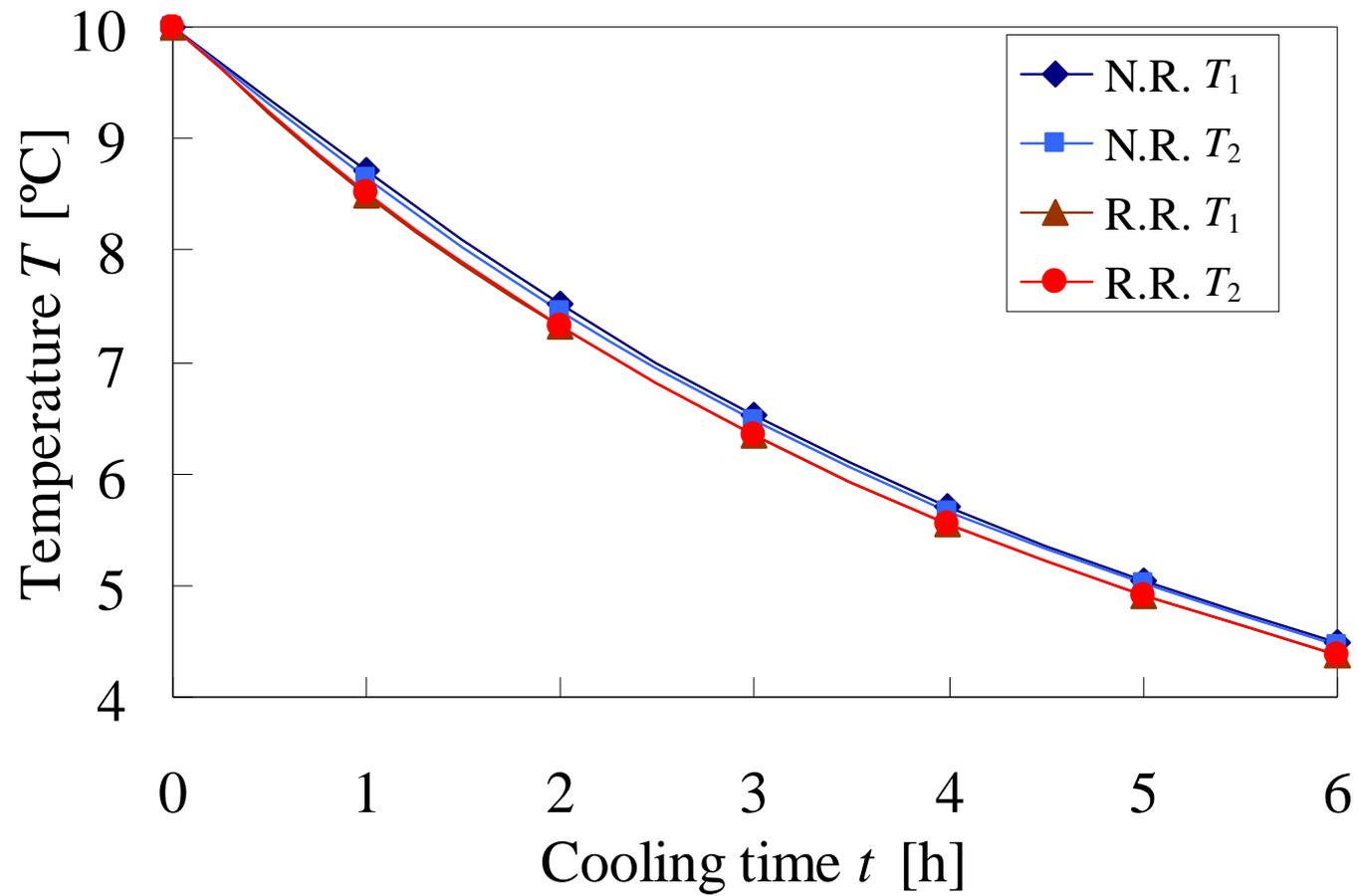


Fig. 6.11 Result of the cooling simulation about the new industrial tank (Normal rotation: N.R., Reverse rotation: R.R.)

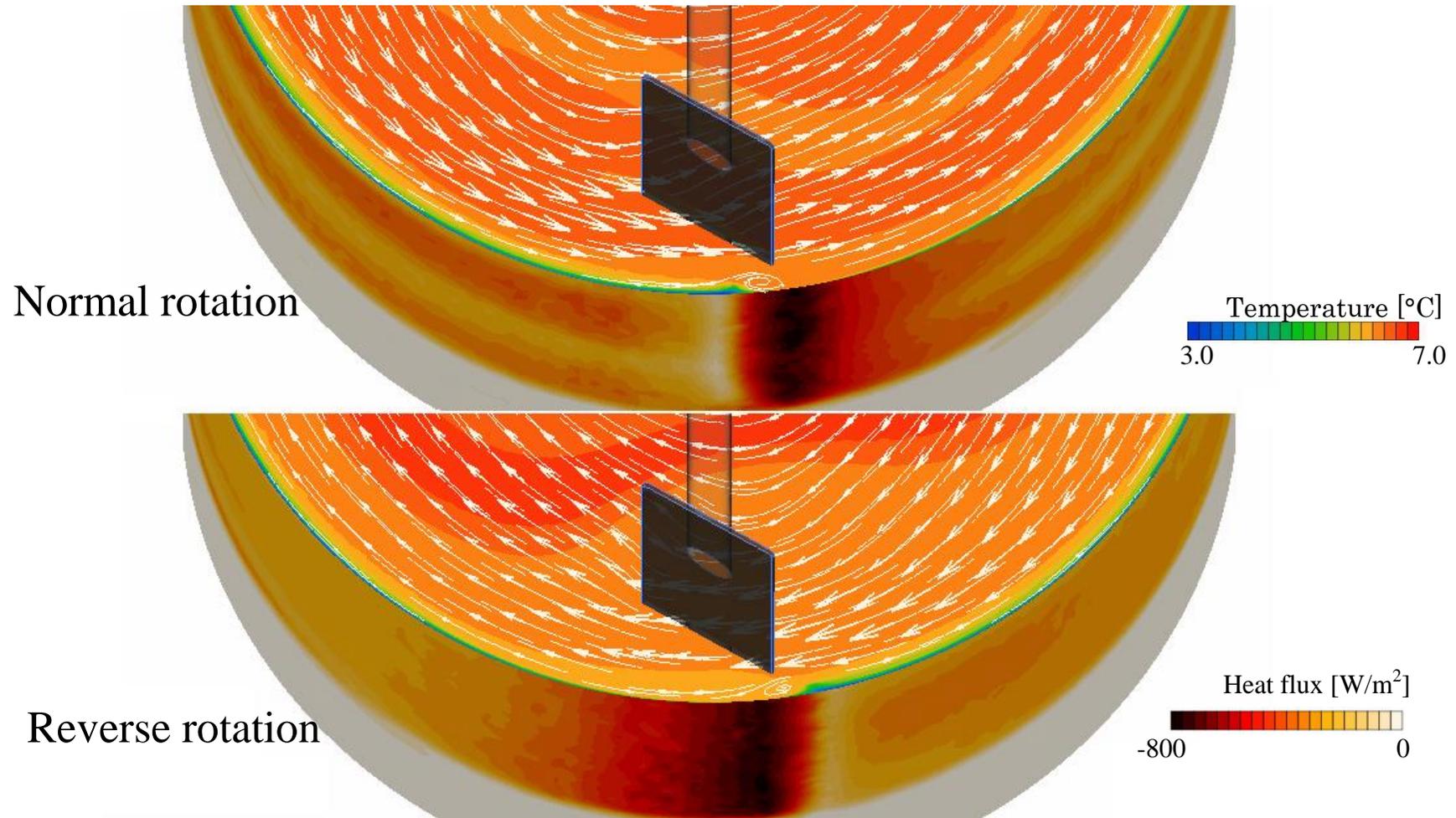


Fig. 6.12 Heat flux distributions of the wall surfaces and Temperature distributions of r - θ planes (The new industrial tank, $z = 1.05\text{m}$, $t = 3\text{h}$)

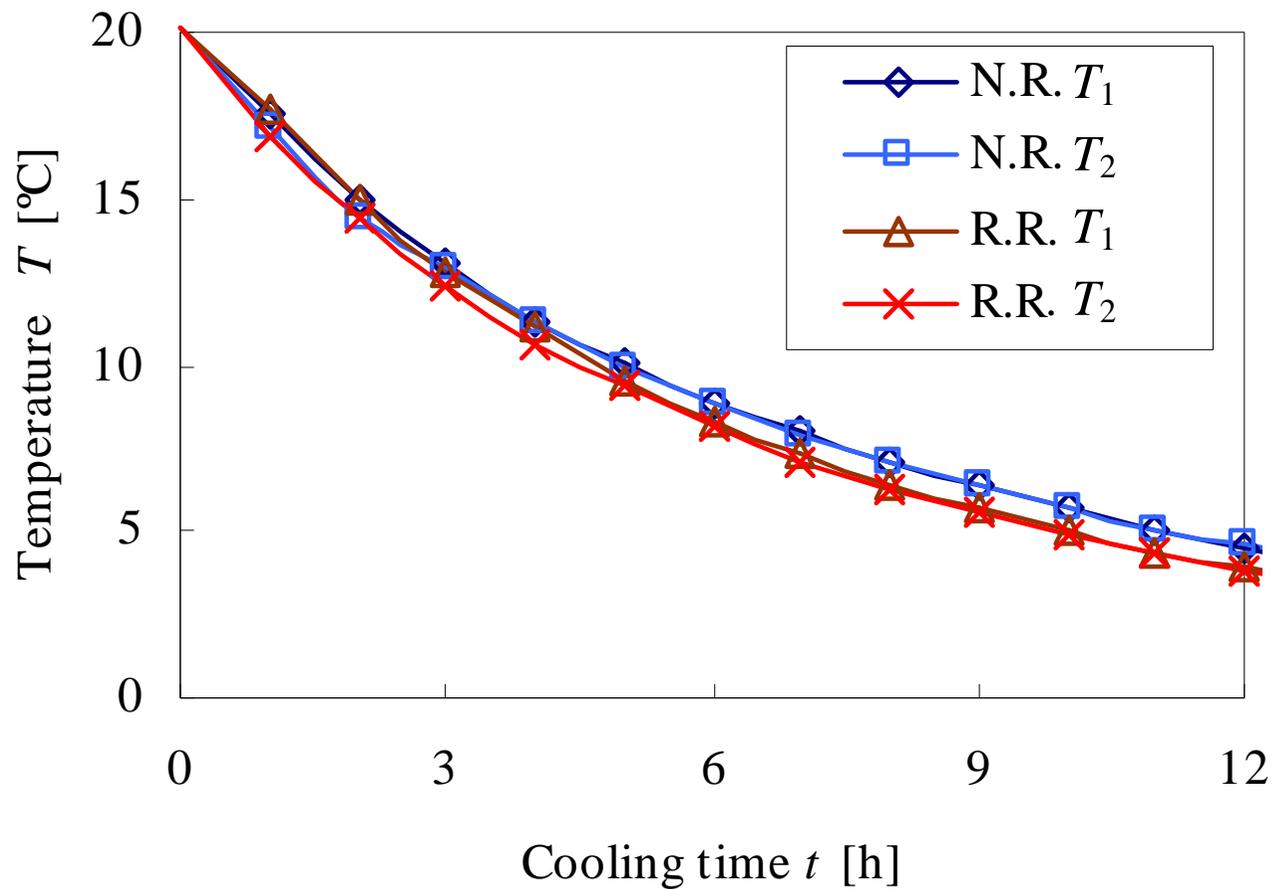


Fig. 6.13 Comparison of rotational directions for industrial cooling storage tanks (Normal rotation: N.R., Reverse rotation: R.R.)

Table 6.2 Effect of rotational directions for industrial storage tanks on cream physical property

	Reverse rotation products	Normal rotation products
Viscosity [mPa·s] (B-type viscometer, rotor No.2)	55	60~80
Whipping time[s]	105	94~102
Cream temperature at end point of whipping[°C]	9.4	9.1~10.7

第7章 総括

本研究では、クリームというダメージを受けやすいエマルジョンを、速やかに冷却したいが攪拌は可能な限り穏やかにしたい、という攪拌伝熱操作としては相反する課題に対して、攪拌によるストレスがクリームの品質に悪影響を及ぼさない範囲で、かつ現状よりもストレスレベルを上げないことを前提に、冷却効率と槽内均一性を向上させることによって、冷却開始から目標温度到達までのトータルとしてのストレスを下げることを目的とした特殊形状アンカー翼の改良を検討した。

まずは、小型装置による実験的検討から、好ましい改良翼とその回転方向を決定するとともに、数値流体力学(CFD)解析を用いて、クリーム保持槽の翼形状と回転方向の変更による、冷却速度や槽内の均一性、および製品クリームが受けるダメージなどへの影響を明らかとした。

さらに、実験およびCFD解析より得られた知見を、実製造タンクの改良へ応用し、製品品質および生産効率の向上につながる改善となることを明らかにした。

第2章では、攪拌ストレスによるクリームの粘度上昇現象に関する実験をおこない、クリーム保持槽における攪拌強度の上限値について考察した。回転二重円筒型粘度計を用いて、ストレス下でのクリームの粘度上昇をオンラインで測定することにより、攪拌によるストレス量（攪拌所要動力の積算値）とクリームの受けたダメージ量(=粘度上昇)を定量的に扱うことができた。本実験によりクリームは温度が高いほどダメージを受けやすく、クリームが受けたストレス量に応じて、不可逆なダメージが蓄積することが明らかになった。また、この結果から実製造槽における冷却保持中のストレス量の評価をおこない、現時点では問題の無いレベルで製造がおこなわれているが、回

転数の小変更により危険域に入る恐れがあることも明らかにし、保持槽の設計と運転条件設定の指標を見出すことができた。

第3章では、クリーム冷却保持槽の冷却特性を解析し、改良翼を検討するために小型コンカル底槽を用いた攪拌冷却実験と CFD 解析を併せて実施し、改良翼の検討をおこなう手法の検証を行っている。CFD 解析により明らかとなった、現状翼での流動状態の問題点を改良翼への指針とし、改良翼のシミュレーションによって効果を探るとともに、実験にて検証していく本手法の有効性を確認することができた。

第4章では、クリームへの物性影響が現行翼と同等な改良翼とすることを前提とし、小型実験装置にて冷却効率の向上を検討した。改良翼としては、クリームへのストレス量を上げないように、現行翼の個々の翼形状はそのままとして、各翼の取り付け角度や位相角を変更した4種類を検討した。この結果、本条件下では従来効率が良いと考えていた掻き取り方向の攪拌よりも、押し付け方向の攪拌によって冷却効率が向上する知見を得ることができた。冷却速度と槽内の均一性の総合評価には、平均温度履歴指標 I_{TP} と、上下温度差履歴指標 I_{DTP} を定義しこれを用いた。この結果、上翼は押し付け、下翼は掻き上げで、上下翼の位相差が 90° の翼の優位性を見出すことができた。また、この改良翼の攪拌所要動力は、他の翼と同等もしくは若干低い傾向にあり、クリームに与えるストレス量も同等もしくは低い翼であることが期待された。

第5章では、第4章で明らかとなった現象について CFD による解析を試み、その流動と伝熱の特性を明らかにすることができた。結果の詳細な解析によって、逆転時の上翼に生じる壁面への押し付け方向の流れが伝熱を促進させていることや、上翼の下端で発生する下降流と下翼の翼端で発生する上昇流の抑制や相乗効果が槽内の均一性に影響を与えていることが明らかとなった。また攪拌の上下翼に位相差をつけることによって、動力やせん断応力が抑え

られる傾向も見出すことができた。CFD解析結果全体としても、実験と同様の最適翼を選定することができ、本手法の有効性を確認することができた。

第6章では、前章までの結果を実製造タンク設計に反映させ、回転方向の比較についてのCFD解析と実機テストにて、改良翼の効果の検証をおこなうことができた。実製造タンクにて逆転を採用することによって、冷却速度が向上し、製品品質も向上する結果となった。これらは小型実験槽での結果や数値シミュレーションから予測される結果であり、製品品質および生産効率の向上が期待できる改善となった。

一切の混ぜ物を許さないクリームというシンプルな素材の製造工程において、新規で複雑な変更・改造は受け入れがたいものである。これに対して本研究においては、小型槽によるテスト、CFDによるシミュレーション、擬似液を用いた実製造槽におけるテストを経て、はじめてクリーム用冷却保持槽の改良設計にたどり着くことができた。

食品工業においては、本件のように早く冷やしたいが攪拌は緩やかにしたいといった相反する問題を抱えている工程が多く存在する。「均一な分散度の適度なマーブル模様の食品を攪拌混合によって商品化する」というような食欲と美的感覚を含むあいまいな課題など、さまざまな課題に対して、本研究と同様の数値流体力学的なアプローチと実験的なアプローチをあわせた手法が有効におこなわれていくものと考えている。

謝 辞

本研究を行うに当たり、終始適切で誠意のこもった御指導と御高配を賜りました横浜国立大学大学院工学研究院 機能の創生部門長、上ノ山周教授に心より感謝申し上げます。

また、本論文のまとめと審査において、多くの御助言と御教示を賜りました横浜国立大学大学院工学研究院 機能の創生部門の羽深等教授、奥山邦人教授、中村一穂准教授に厚く御礼申し上げます。

さらに、研究の遂行および審査にあたり適切な御指導と御助力を頂きました仁志和彦准教授、熱意ある御助言を頂きました三角隆太特別研究教員をはじめ、横浜国立大学大学院工学研究院 機能の創生部門 上ノ山・仁志研究室の方々に深く感謝申し上げます。

本研究の機会を与えて頂き、深い御理解と御支援を頂きました森永乳業株式会社 大野晃会長、宮原道夫社長、および装置開発研究所 稲垣孝二所長、前所長 中島篤様、元主任研究員 設楽英夫様に心より感謝申し上げます。

また、適切な御指導を頂きました諸先輩方を含め、温かいご支援を頂きました森永乳業株式会社装置開発研究所、生産本部エンジニアリング部、食品総合研究所をはじめとした多くの方々に深く謝意を表します。