

超低振動クライオクーラーの開発研究

幾 島 悠 喜

博 士 (工 学) 申 請

総合研究大学院大学

高エネルギー加速器科学研究科

加速器科学専攻

平成 20 年度

— 目 次 —

第 1 章 序 論

第 1 節	クライオクーラーの発展と研究背景	1-1
第 2 節	クライオクーラーの基本原理と構成	1-3
第 1 項	クライオクーラーの基本原理	1-3
第 2 項	クライオクーラーの基本構成	1-5
第 3 節	クライオクーラーの種類	1-6
第 4 節	クライオクーラーの技術課題	1-7
第 5 節	パルス管クライオクーラー	1-9
第 6 節	本論文の構成	1-10

第 2 章 パルス管クライオクーラーの原理と低振動化の課題

第 1 節	パルス管クライオクーラーの概要	2-1
第 2 節	GM 型クライオクーラーの冷凍原理	2-2
第 1 項	冷凍サイクル	2-2
第 2 項	蓄冷器	2-6
第 3 項	サイモン膨張	2-10
第 4 項	位相制御	2-10
第 3 節	パルス管クライオクーラーの冷凍原理	2-11
第 4 節	パルス管クライオクーラーの位相制御方法	2-14
第 5 節	2 段型 4K パルス管クライオクーラー	2-17
第 1 項	2 段型 4K パルス管クライオクーラー	2-17
第 2 項	ロードマップ	2-18
第 6 節	クライオクーラーの振動問題	2-19
第 1 項	クライオクーラーの振動	2-19
第 2 項	重力波検出器の低振動要求	2-20

第3章	低振動パルス管クライオクーラーの設計	
第1節	クライオクーラーの振動メカニズム	3-1
第2節	従来の振動低減策の事例	3-5
第1項	従来の振動低減策	3-5
第2項	Wang の事例の分析	3-8
第3節	低振動クライオクーラーのコンセプト	3-10
第4章	低振動ステージの検討	
第1節	VR ステージのモデル化	4-1
第1項	VR ステージのバネ系モデル	4-1
第2項	VR ステージの熱抵抗系モデル	4-4
第2節	支持ロッドの機械的・熱的特性	4-6
第1項	支持ロッドの材料の検討	4-7
第2項	支持ロッドの構造の検討	4-13
第3項	支持ロッドまとめ	4-15
第3節	ヒートリンクの機械的・熱的特性	4-16
第1項	ヒートリンクの材料の検討	4-16
第2項	純アルミニウム材の熱伝導率測定	4-17
第3項	ヒートリンクの断面形状の検討	4-18
第4項	ヒートリンクの構造の検討	4-20
第5項	ヒートリンクの熱抵抗測定	4-21
第6項	ヒートリンクのバネ定数測定	4-24
第7項	ヒートリンクのまとめ	4-26
第4節	VR ステージの性能推定	4-26
第1項	変位伝達の推定	4-26
第2項	冷凍能力の推定	4-27

第5章 低振動クライオクーラーの製作

第1節 コールドヘッド	5-1
第2節 VR ステージ	5-3
第3節 ベローズ	5-4
第4節 バルブユニットおよびバルブ台	5-6
第5節 製作のまとめ	5-8

第6章 低振動クライオクーラーの試験評価

第1節 振動測定	6-1
第1項 振動測定方法	6-1
第2項 測定ノイズレベル	6-4
第3項 振動測定結果	6-8
第2節 冷凍能力測定	6-15
第1項 冷凍能力測定方法	6-15
第2項 冷凍能力測定結果	6-18

第7章 考 察

第1節 振動低減効果に関する考察	7-1
第1項 振動低減効果の考察	7-1
第2項 振動低減効果の方向性の考察	7-3
第3項 振動レベルに関する考察	7-5
第2節 冷凍能力に関する考察	7-6

第8章 結 論

謝 辞

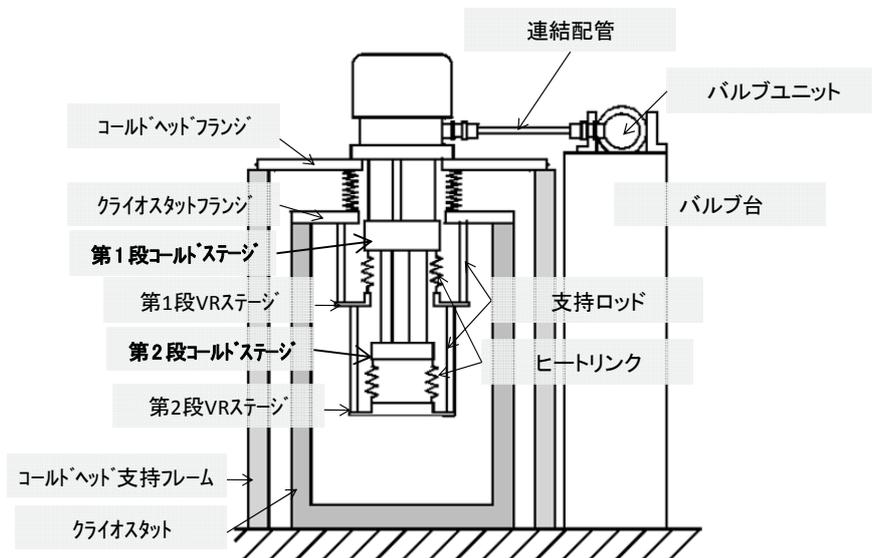
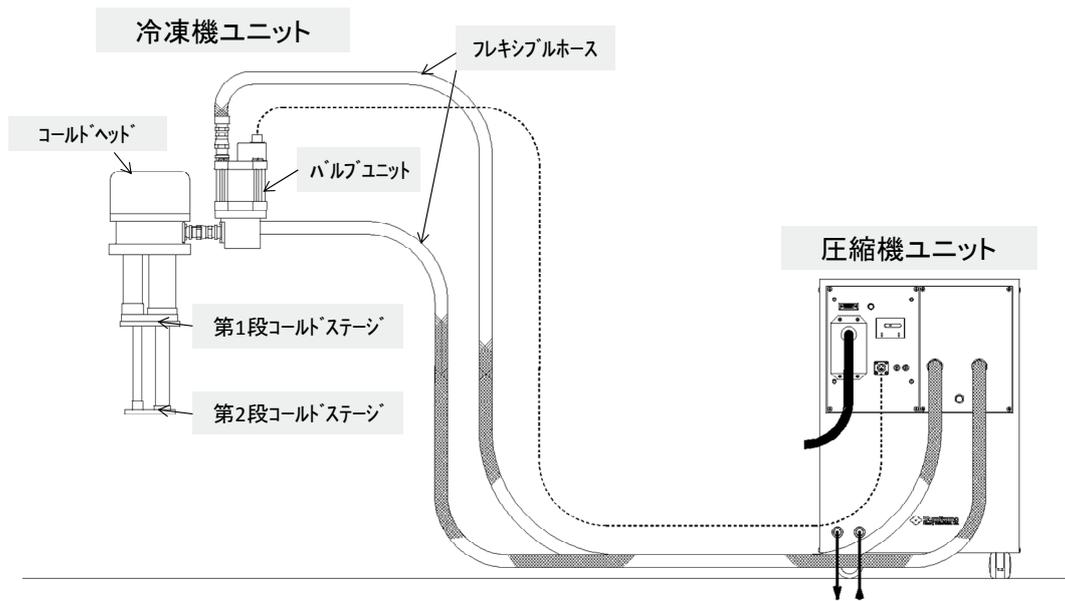
研 究 業 績

Appendix

- | | |
|--------------------|-------------|
| A. ヒートリンクに関する考察 | Appendix -1 |
| B. VR ステージ構造に関する考察 | Appendix -3 |
| C. 振動低減策に関する考察 | Appendix -5 |
| C-1. 振動低減効果の検討方法 | Appendix -5 |
| C-2. 振動低減効果の評価 | Appendix -5 |

用語集

本論文で使用するクライオクーラーを説明する用語をまとめる。



第1章 序論

本研究は、クライオクーラーの低振動化に関するものである。クライオクーラーは、極低温($<120\text{ K}$)の環境を提供する機械であり、産業や先端科学分野で広く使用されている。クライオクーラーにはいくつかの課題があり、そのひとつに振動問題がある。クライオクーラーの振動低減は、低温を必要とする高精度な測定装置や分析機器への導入にとって大変重要な課題である。

本研究は、重力波低温レーザー干渉計に搭載されるクライオクーラーの低振動化に取り組み、世界最高レベルの低振動性能を有するクライオクーラーの開発に関するものである。

本章では、まず、クライオクーラーの利用背景、構成と種類、また、課題について述べたあと、本論文の構成について述べる。

第 1 節 クライオクーラーの発展と研究背景

クライオクーラーが普及する以前では、極低温を得る冷却手段として、液体ヘリウム等の液体寒剤が用いられた。しかし、液体寒剤の取扱いは煩雑な作業であり、凍傷など危険を伴う作業であるため、極低温の利用は低温に関する知識を有した専門家に限られていた。また、 4 K までの冷却に使用される液体ヘリウムは希少な天然資源であるため高価であり、コストの面でも極低温の利用者を限定させていた [1]。

一方、クライオクーラーの利用は、スイッチ一つで極低温が得られることや液体ヘリウムの使用量を減らすことができるといったメリットをもたらし、20世紀後半から低温を必要とする分野に広く使用されるようになってきた。

Fig. 1-1 にクライオクーラーの用途の広がりを示す。クライオクーラーの代表的な使用例のひとつは、クライオポンプである [2, 3]。クライオポンプは、高真空を得ることが可能であることから数十年前より半導体製造装置への導入が行

われてきた。また、超伝導コイルの冷却装置としてクライオクーラーの普及が進んでいる。医療機器である MRI (Magnetic Resonance Imaging) [4, 5] および分析機器 NMR (Nuclear Magnetic Resonance) [6] が代表的な例として挙げられる。特に、MRI が世界中の医療機関に普及した背景には、クライオクーラーの利便性が大きく貢献している。最近では、クライオクーラーで直接冷却したヘリウムフリーマグネット [7, 8, 9] も開発されている。その他の超伝導の応用では、超伝導リニアモーター方式の高速旅客鉄道 [10, 11]、電力貯蔵 [12] や電力伝送 [13] などインフラ技術への超伝導技術の導入が開発途上であり、今後ますますクライオクーラーの活用が期待される。

科学研究の分野では、クライオクーラーは低温物性測定装置や熱雑音の除去を目的として電波望遠鏡などにも使用されており、クライオクーラーを導入して科学的な成果をもたらした研究も既に多く存在する。

このようにクライオクーラーは、極低温を通じ幅広い先進的な分野に使用され、今後もより身近な活用が期待されている冷凍装置である。

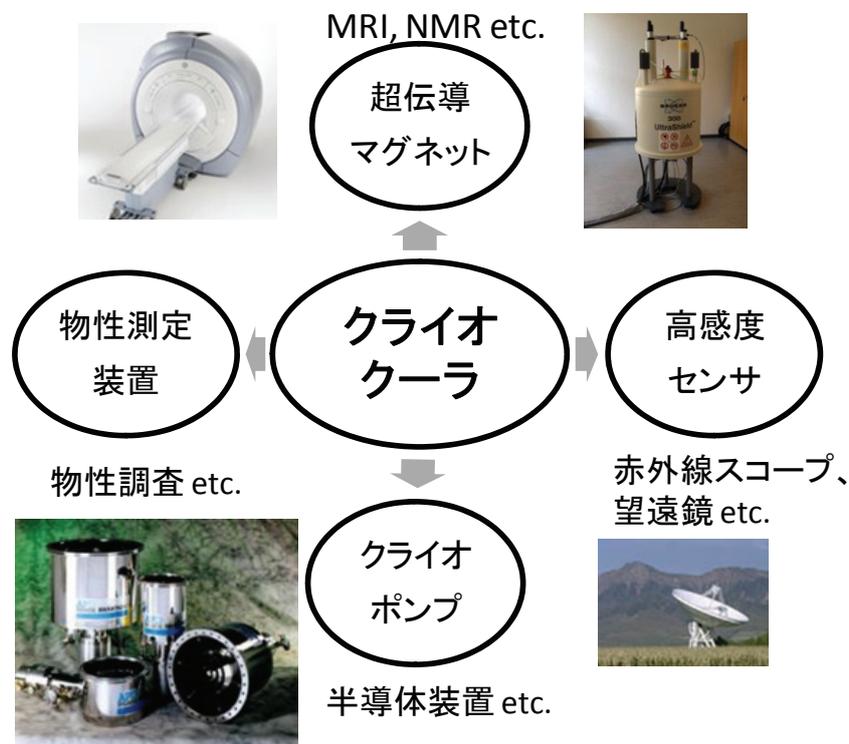


Fig. 1-1 クライオクーラーの用途の広がり

第 2 節 クライオクーラーの基本原理と構成

第 1 項 クライオクーラーの基本原理

クライオクーラーを含む冷凍装置の基本原理は逆カルノーサイクルによって説明される。**Fig. 1-2** に逆カルノーサイクルの温度-エントロピー線図を示す。逆カルノーサイクルでは、ガスの圧縮により温度が上昇し、ガスの膨張により温度が低下する性質を利用し、排熱と吸熱を順序良く行い効率的な熱の汲み上げを行う。以下では逆カルノーサイクルの過程を順番に説明する。

過程 a： 断熱圧縮（状態 1→2）

外部より与えられた仕事 W により、断熱的にガスは圧縮されて温度が上昇する。等エントロピー的圧縮であるため、以下のようなになる。

$$S_1 = S_2 \quad (1-1)$$

過程 b： 等温圧縮（状態 2→3）

温度上昇したガスから高温熱源(環境温度)へ排熱する。この過程では、ガスは圧縮されながら準静的に高温熱源に排熱する。このとき、排熱する熱量 Q_h （排熱のため、負の熱流と定義する）はエントロピーの変化に比例し

$$\Delta S_h = -\frac{Q_h}{T_h} = S_3 - S_2 \quad (1-2)$$

となる。

過程 c： 断熱膨張（状態 3→4）

高温熱源と熱交換しながら環境温度となったガスが膨張器を通じて膨張される。圧縮時と同様に断熱的に行われるため、ガスの膨張は仕事に変換され、ガスの内部エネルギーが低下することによって温度が低下する。この変化は、等エントロピー的な膨張であるため、状態 3 および状態 4 のエントロピーの関係は以下のようなになる。

$$S_4 = S_3 \quad (1-3)$$

過程 d: 等温膨張 (状態 4→1)

低温熱源 (被冷却物) から熱を吸収する。このときの吸熱量 Q_c が冷凍能力となり、以下の式で求められる。

$$Q_c = \Delta S_c T_c = (S_1 - S_4) T_c \quad (1-4)$$

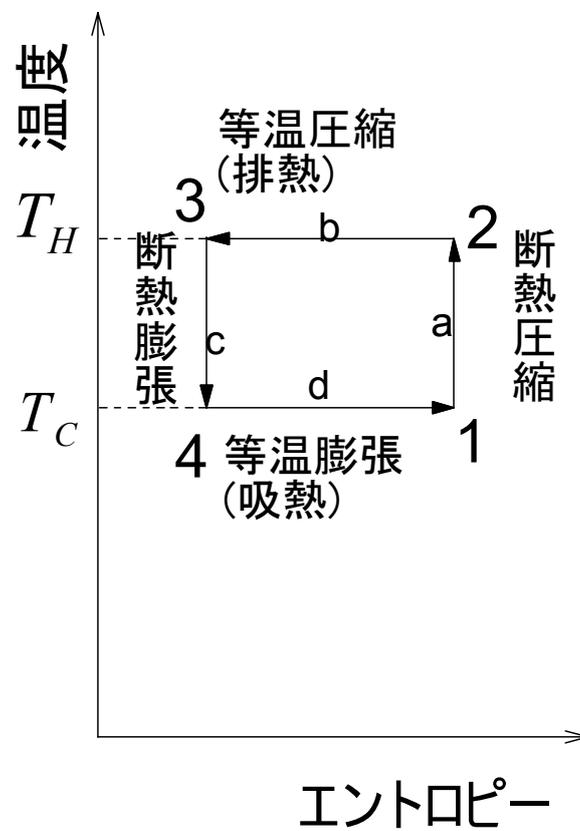


Fig. 1-2 逆カルノーサイクルの T-S 線図

第2項 クライオクーラーの構成

クライオクーラーは、主に圧縮機、膨張機および熱交換器からなり、膨張機において冷却を得る。熱交換器は高温からの熱の侵入を低減し、低温を維持する機能を果たす。実際のクライオクーラーの構成は **Fig. 1-3** のようになる。図は、代表的なクライオクーラーのひとつであるギフォード・マクマホン (GM) ・クライオクーラーの構成の例である。クライオクーラーのシステムは大きく2つのユニットから構成され、それぞれ圧縮機ユニットと冷凍機ユニットからなる。冷凍機ユニットは、コールドヘッドとも呼ばれる。圧縮機ユニットはコールドヘッドへ高圧ガスを供給する部分で、コールドヘッドから低压ガスを回収した後、圧縮して再度コールドヘッドへ高圧ガスとして供給する。作動ガスにはヘリウムガスが用いられる。コールドヘッドは、ガスの膨張により冷却を得る部分である。コールドヘッドの下部にあるコールドステージと呼ばれる部分が冷却される。ここに被冷却物を取付けて冷却する。温度が低いほうのステージを第2段コールドステージ、もう片方の高温となるステージを第1段コールドステージと呼ぶ¹。通常の利用においては、コールドヘッドはクライオスタットの中に取り付けられて使用される。

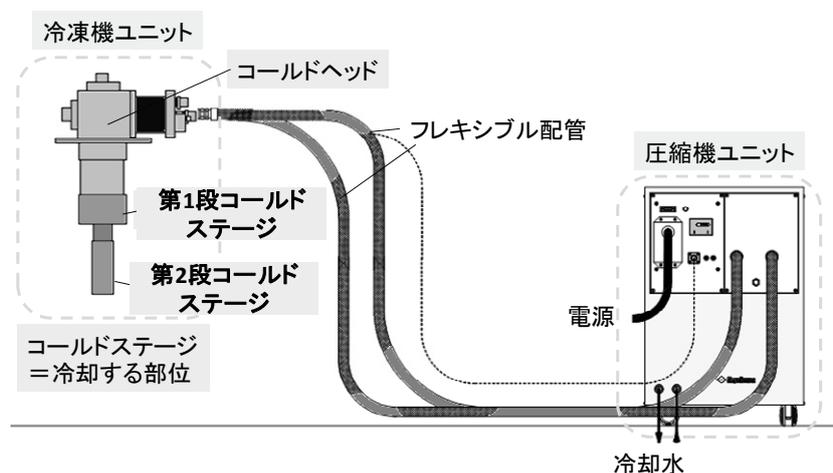


Fig. 1-3 クライオクーラーの構成

¹ 多段型クライオクーラーでは最も高温側のステージから第1段、第2段と名付ける。シリンダ部で最先端となるステージが最も温度が低いステージとなる。3段型クライオクーラーの場合では、第3段ステージが最も低温の部分となる。

第 3 節 クライオクーラーの種類

クライオクーラーの分類表を、**Table 1-1** に示す。表では、クライオクーラーの規模、熱交換器の方式、膨張方式で分類した。クライオクーラーの規模は、冷凍能力によって便宜的に分類されており、4 K において 10 W 以下、80 K において 800 W 以下の冷凍能力をもつ冷凍装置を(小型)クライオクーラーとして扱われている [14]。

これに分類されるクライオクーラーの大半は、蓄熱型熱交換器を有し、膨張方式として等温膨張とサイモン膨張の 2 方式に属する [15]。蓄熱型熱交換器方式は、メッシュ状あるいは粒状の蓄冷材と作動ガス間で熱の吸収・排出を行うもので、限られた容積内でも熱交換効率が低いことが特徴である。等温膨張を利用した代表的なクライオクーラーがスターリング(Stirling)クライオクーラー [16, 17] であり、サイモン膨張を利用した代表例がギフォード・マクマホン(Gifford-McMahon, GM)クライオクーラー [18, 19, 20] である。

スターリング・クライオクーラーの特徴は、小型で効率がよい点であるが、圧縮機の容量が制限されるため、普及しているクライオクーラーとしては比較的高温で小さな冷凍能力に留まるものが多い。

一方、液体ヘリウム温度レベルまで到達可能な冷凍機として、GM クライオクーラー、ソルベイ・クライオクーラー、パルス管クライオクーラー [21, 22, 23] が挙げられる。これらを総称し、エリックソン (Ericsson) 型クライオクーラーと呼ぶ。スターリング型クライオクーラーが圧縮機の容積変化でコールドヘッドを出入りするガスの流れを制御しているのに対し、エリックソン型クライオクーラーは圧力切り替えバルブを用いてコールドヘッドを出入りするガスの流れを制御している。このエリックソン型クライオクーラーが、クライオクーラーとして最も普及している。圧縮機ユニットはコールドヘッドから離れた場所に設置が可能で、大型の圧縮機を利用できる。圧力切換えバルブには、安定して周期的な圧力切換えができるようロータリー式バルブが用いられている。現在、4.2 K において 1 W 程度の冷凍能力を得られるタイプのクライオクーラーが、MRI などに広く使用されている。

Table 1-1 クライオクーラーの分類

装置規模	熱交換器	膨張方式	冷凍機種類	普及
小型	蓄熱型 熱交換器	等温膨張	ウエルエ冷凍機	0.1~1W @4.2 K
			スターリング冷凍機	
		サイモン膨張	GM冷凍機	
			ソルベイ冷凍機	
			パルス管冷凍機	
		向流型 熱交換器	ジュールトムソン膨張 (等エンタルピー膨張)	
クロード冷凍機	10W以上 @4.2 K			
等エンタルピー膨張			ブレイトン冷凍機	
中型~大型				

第 4 節 クライオクーラーの技術課題

クライオクーラーは、液体ヘリウムなどの液体寒剤を使用するのに比べて作業面とコスト面から利用しやすいことは既に述べた。しかし、クライオクーラーにはまだ課題も多く、開発途上にある。クライオクーラーが抱える課題について Table 1-2 に示す。

クライオクーラーの理想像とは、ユーザーに存在を感じさせないこと、つまりトランスペアレントな存在になることである[24]。クライオクーラーはシステムにおいて低温を供給する補助的な役割を担うにすぎない。クライオクーラーがシステムの性能を低下させることや稼働を阻害することがあれば、クライ

Table 1-2 クライオクーラーが抱える課題

課題	現状	目指すべき方向性
成績係数(COP)の向上	COP = 0.02%	カルノー効率
信頼性の向上	10,000~20,000 時間	50,000 時間以上
小型化		どこでも設置可能
低振動化	マイクロメートルレベル	ナノメートルレベル

オクターラーを使用するメリットを損ないかねない。よって、クライオクターラーのより幅広い展開のためには、更にトランスペアレント化を進める必要性がある。現在、クライオクターラーの具体的な課題として挙げられるのは、冷凍効率の向上、長期信頼性の向上、小型化、そして、振動低減である。それぞれの項目について簡単に述べる。

① 冷凍効率の向上

クライオクターラーの開発における興味は、入力した仕事 W からどのくらいの冷凍能力 Q_c が得られるかにあり、成績係数 COP (Coefficient of Performance) により評価される。COP は以下の式で定義されている[25]。

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{W} \quad (1-5)$$

逆カルノーサイクルの場合、可逆過程という理想的サイクルを仮定しているため、COP の上限が得られる。 $W = Q_h - Q_c$ であるため、以下のカルノー効率 (カルノー成績係数) が得られる。

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} = \frac{T_c \Delta S_c}{T_h \Delta S_h - T_c \Delta S_c} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (1-6)$$

実際のクライオクターラーでは、圧縮・膨張の際に生じる仕事の損失、高温・低温熱源における吸排熱する際に存在する熱抵抗、熱侵入、作動ガスの理想気体からのずれなどが、COP を低下させる原因となる。この逆カルノーサイクルの理想性からの乖離を示す指標は、 η で示され、%カルノーと呼ばれる。

$$\text{COP} = \eta \text{COP}_{\text{carnot}} \quad (1-7)$$

300 K の環境から 4.2 K まで冷凍をする場合、カルノー効率 $\text{COP}_{\text{carnot}}$ は僅か 1.4% に過ぎず、さらに実在のクライオクターラーの COP は 0.02% 程度であり、%カルノー η は 1.4% でしかない。冷凍効率の改善は重要な課題の一つである。

② 信頼性の向上

現在、クライオクーラーの平均的なメンテナンス期間は、10,000 から 20,000 時間程度である。冷凍機の信頼性に関する課題として、冷凍機ユニットの摺動部でのシールの摩耗や不純ガスの発生による冷凍能力の低下などがある。故障や性能劣化によるメンテナンスが少ないことは、クライオクーラーのユーザーにとって生産性や稼働率を高めることに直結するため、これを向上させることは重要である。

③ 小型化

クライオクーラーが普及する以前は大型の液化機が中心で、主に液体寒剤の生成を行っていた。しかし、クライオクーラーによって簡便に 4 K レベルまで得られるようになると、MRI などの装置に組み込みが可能になるほどに小型化が進められた。しかし、メンテナンスや取付けのしやすさの観点からは今後更なる軽量化や小型化といった改良が望まれる。

④ 低振動化

高感度センサや高精度計測器の冷却に用いるクライオクーラーでは、その振動が測定感度に影響するため、本研究のテーマである低振動化が重要な課題である。近年、クライオクーラーの低振動化において大きなトピックスがある。4 K パルス管クライオクーラーの実用化である。

第 5 節 パルス管クライオクーラー

パルス管クライオクーラーは 1964 年にギフォードによって発明されたクライオクーラーの一種であり、冷凍機ユニット内部に固体可動部品を用いずにオリフィスとバッファのみを用いて膨張を得るクライオクーラーである。冷凍機ユニット内部に固体可動部品をもたないことから、クライオクーラーの課題であった振動に対し有効な対策になり、これまで振動問題からクライオクーラーの導入が難しいと考えられていた分野での応用が期待されている。本研究では、低振動と期待されるパルス管クライオクーラーをベースとした低振動クライオクーラーの開発を行った。

第 6 節 本論文の構成

本論文の構成は、以下のとおりである。

第 2 章では、パルス管クライオクーラーの冷凍原理について述べる。さらに、クライオクーラーの振動問題について述べた後、本研究の直接的な開発動機である重力波検出器が求める要求性能について述べる。

第 3 章では、過去の振動低減策を検討し、新しい振動低減策のコンセプトについて述べる。

第 4 章では、本研究の低振動化にとって重要な要素である支持ロッドおよびヒートリンクについて形状および材料を検討した結果について述べる。

第 5 章では、開発した実際の冷凍装置について述べ、また全体図や完成写真を示す。

第 6 章では、開発したクライオクーラーの振動性能および冷凍能力試験について述べる。

第 7 章では、本研究で得られた解析および試験結果から考察を行う。

第 8 章では、本研究の実施内容および成果についてまとめる。

【参考文献】

- [1] 小林俊一, 大塚洋一: 物理工学実験 7 低温技術 [第 2 版], 東京大学出版会, pp. 27-28, 67-73 (1995)
- [2] 日本真空工業会: 真空ポケットブック, pp.27 (2005)
- [3] 関 信弘編: 低温環境利用技術ハンドブック—低温・超低温・極低温を活かす技術—, 森北出版株式会社, pp.406-418 (2001)
- [4] R. A. Ackermann et al.: Advanced Cryocooler Cooling for MRI Systems, Cryocoolers 10, Springer (2002)
- [5] 関 信弘編: 低温環境利用技術ハンドブック—低温・超低温・極低温を活かす技術—, 森北出版株式会社, pp.452-458 (2001)
- [6] 関 信弘編: 低温環境利用技術ハンドブック—低温・超低温・極低温を活かす技術—, 森北出版株式会社, pp.463-467 (2001)
- [7] 住友重機械工業: ヘリウムフリー超電導マグネット, カタログ
- [8] 西島 元ら: “小型冷凍機冷却 18 T 高温超伝導マグネットの開発”. 低温工学, Vol. 41, pp.322-327 (2006)
- [9] 渡辺 和雄: “強磁場超伝導材料研究センターと小型冷凍機冷却超伝導マグネット開発”. 低温工学, Vol. 41, pp.302-309 (2006)
- [10] (社)低温工学協会編: 超伝導・低温工学ハンドブック, オーム社, pp.965-975 (1993)
- [11] (財)鉄道総合技術研究所 編: "ここまで来た! 超電導リニアモーターカー -もう夢ではない。時速 500 キロの超世界", 交通新聞社 (2006)
- [12] (財)国際超電導産業技術研究センター、超電導 Web21、2004 年 1 月号
- [13] (財)国際超電導産業技術研究センター、超電導 Web21、2007 年 2, 4, 6, 8, 10, 12 月号
- [14] 松原洋一: 冷凍の基礎, 第 6 回低温工学サマーセミナーテキスト (1996)
- [15] 低温工学協会(編): 低温工学ハンドブック, 内田老鶴圃, pp.160-162 (1982)
- [16] 低温工学協会(編): 低温工学ハンドブック, 内田老鶴圃, (1982) p166-167
- [17] Randall F. Barron: Cryogenic systems second edition, Oxford University press Clarendon press (1985) pp.261-268
- [18] W.E. Gifford and H.O. McMahon: A New Low-Temperature Gas Expansion Cycle –Part II, Advance in Cryogenic Engineering, Vol. 5 (1960) pp.368-372
- [19] 松原 洋一: “クライオクーラー [1]”, 低温工学, Vol. 41, pp.351-358 (2006).
- [20] 松原 洋一: “クライオクーラー [2]”, 低温工学, Vol. 41, pp.420-427 (2006)

- [21] A. Hofmann: "The Development of a Pulse Tube Cooler with More than 1 W at 4.2 K", Adv. Cryo. Eng., Transactions of the Cryogenic Engineering Conference – CEC. AIP Conference Proceedings, Volume **823**, pp.49-58 (2006)
- [22] C. Wang and P.E. Gifford: "Performance Characteristics of a 4K Pulse Tube in Current Applications", Cryocooler **11**, pp.205-212 (2001)
- [23] M. Y. Xu et al.: "Development of a 4 K Two-stage Pulse Tube Cryocooler", Cryocooler **12**, pp.301-307(2003)
- [24] 松原 洋一: クライオクーラー研究の啓蒙, 低温工学 Vol.**38**, No. **2**, pp.49 (2003)
- [25] (社)低温工学協会編: 超伝導・低温工学ハンドブック, オーム社, pp.158-159 (1993)

第 2 章 パルス管クライオクーラーの原理と

低振動化の課題

第 1 節 パルス管クライオクーラーの概要

パルス管クライオクーラーは、近年実用化された 4 K まで到達可能な低振動なクライオクーラーである。パルス管クライオクーラーの特徴は、コールドヘッドの低温部に可動部品（ディスプレイサーやピストン）を持たず、冷却に必要な膨張を作動ガスのみで行うと言う点である。

パルス管クライオクーラーにはスターリング型と GM 型がある。スターリング型パルス管クライオクーラーとは、スターリング冷凍機と同じタイプの圧縮機を用い、圧縮機内で生成される圧力振動ガスを用いて駆動されるパルス管クライオクーラーを指す。一方、GM 型パルス管クライオクーラーとは、圧縮機で一定圧力を生成し、圧力切り替えバルブで高低圧を切り替えて駆動させるパルス管クライオクーラーの一群の総称である。本研究では、GM 型パルス管クライオクーラーのみを対象にしているので、以降の記述では、明記しない限り、すべてこの GM 型のパルス管クライオクーラーを指すこととする。

パルス管クライオクーラーは 1964 年のギフォードによる発明以来、圧力とガス変位の位相制御が難しく、長い間実用化されなかった。位相制御器の改良と磁性蓄冷材の性能向上により、2000 年に入り 4 K まで冷却可能なクライオクーラーが市販化された。現在では振動を嫌うアプリケーションへの導入が進められている。パルス管クライオクーラーのメリットとしては低振動性と耐久性が挙げられる。

パルス管クライオクーラーは、コールドヘッド内部に固体可動部品がないことから低振動であると考えられている。また、ロータリーバルブを分離可能であることから、振動源となるロータリーバルブをコールドヘッドから分離することが可能である点も、低振動性に有利であると考えられる。GM クライオク

ーラーに比べパルス管クライオクーラーの優れた低振動性が実証されている。パルス管クライオクーラーの低振動性の詳細については第3章に後述する。

また、パルス管クライオクーラーは、低温部で可動部品がないため摩耗などによる低温部のシール劣化の恐れが小さい。クライオクーラーの性能劣化の原因はシール劣化によるものが多いため、長期耐久性の向上は大きな利点である。また、常温部にある可動部品であるロータリーバルブがコールドヘッドから分離されていることから、ロータリーバルブの不具合が生じた場合にもロータリーバルブのみを容易に交換が可能であり、メンテナンス性においてもメリットを与える。

低振動性や耐久性の向上といった課題は、機構上の制約や冷凍能力に影響を与えるため、従来のクライオクーラーでは対処が困難であった。パルス管クライオクーラーは、原理面からこれらの課題を解決できるため、応用に対する期待は大きい。

第2節 GM型クライオクーラーの冷凍原理

第1項 冷凍サイクル

パルス管クライオクーラーの冷凍サイクルの説明の前に、GMクライオクーラーのサイクルについて述べる。GMクライオクーラーは現在最も普及が進んだクライオクーラーであり、パルス管クライオクーラーと同じくエリックソン型クライオクーラーの一種であるためロータリーバルブにより圧力切換えが行われる。エリックソン型クライオクーラーは、T-S線図上では冷凍サイクルが同じとなる。パルス管クライオクーラーは作動ガスの位相制御など複雑な概念が含まれるため、比較的単純なGMやソルベイ・クライオクーラーの冷凍サイクルを外観することは理解の上で手助けとなる。

Fig. 2-1にGMおよびソルベイ・クライオクーラーの機構模式図を示す [1]。蓄冷器を持つGMおよびソルベイ・クライオクーラーは、原理的に共通した部分が多く、ソルベイ・クライオクーラーもGMクライオクーラーとして扱われることが多い。GMクライオクーラーの構成は、(1)圧縮機ユニット(図示せず)、(2)高低圧切り替えバルブ、(3)蓄冷器(蓄熱型熱交換器)、(4)ディスプレイサー

(ソルベイ・クライオクーラーではピストン)と(5)コールドステージからなる。以下に構成する各機器の機能を説明する。

- (1) 圧縮機ユニットは、コールドヘッドからの低圧ガスを回収し、それを圧縮後、高圧ガスとしてコールドヘッドに供給する。
- (2) 圧力切り替えバルブは、低圧と高圧の流路を切り替え、コールドヘッドを出入りするガスの流れを制御する。
- (3) 蓄冷器は、シリンダ内に流入する作動ガスの熱を奪い、作動ガスの温度を低下させて低温部に低温高圧ガスを供給する。また、サイモン膨張の後、低温部から流出する作動ガスに熱を与え温度上昇させて低温部の低温を維持する。
- (4) ディスプレーサーは、駆動機構によってシリンダ内で往復運動し、シリンダ低温端の膨脹室の容積を調節する。ディスプレーサーの動作と圧力切換えが同期することで低温において膨脹を得ることが可能となる。ソルベイ・クライオクーラーでは、作動ガスに仕事を受けないディスプレーサーの代わりに、作動ガスから仕事を受けるピストンとなる。
- (5) コールドステージは蓄冷器の低温端やシリンダの低温端に連結された部分で、ここに被冷却物体が取り付けられ、冷却される。

Fig. 2-2 に GM サイクルの T-S (温度-エントロピー) 線図を示す。以下、GM クライオクーラーの冷却過程について述べる。

過程 a: 圧縮機ユニットによる圧縮、排熱 (状態 5→1)

低圧流路に排出されたガスは、圧縮機ユニットに回収され、圧縮される。圧縮されたガスは環境温度より高い温度になるが、空冷または水冷により環境温度まで冷却され、再びクライオクーラー部へ高圧ガスとして供給される。

過程 b: 蓄冷器による等圧的な温度低下(状態 1→2)

高圧バルブより流入したガスは蓄冷器を通過する際に熱が奪われ、温度が低

下していく。低温になった高圧ガスがシリンダの低温部(膨張空間)へ供給される。このとき、ディスプレイサーはシリンダの上部に移動し、低温部の膨張空間を大きくとることで、できる限り多くの作動ガスを流入させるようにしている。

過程 c: サイモン膨張 (状態 2→3)

高圧バルブが閉鎖し、低圧バルブが開放される。クライオクーラー内部にある作動ガスが膨張し、温度低下する。ディスプレイサーはすぐに下降せず、しばらくシリンダの上部に止まる。この膨張はサイモン膨張と呼ばれる。

過程 d: コールドステージ部での吸熱(状態 3→4)

ディスプレイサーがシリンダの下部へ下降し、サイモン膨張により温度低下した作動ガスがシリンダから押し出され、コールドステージにある流路を通過する際に被冷却物体から吸熱する。この過程で作動ガスは、熱交換器の低温端温度 ($T_4 = T_2$) まで温度上昇する。このときに、吸熱できる熱量が冷凍能力となる。

過程 e: 蓄冷器による等圧的な温度上昇変化(状態 4→5)

蓄冷器を再び通過する作動ガスは、蓄熱材から吸熱しながら温度上昇し、状態 5 に戻り、切り替えバルブを通過して低圧流路へ排出される。この時ディスプレイサーはシリンダの下端まで下降し、シリンダ下部の空間を最小にする。これによって、過程 b において、低温部 (シリンダの下端) に高圧ガスが入ってくる際に生じる圧縮熱を最小化することができる。

以上で、GMクライオクーラーの一サイクルが完了する。上記過程 a から過程 e までのステップを繰り返すことにより、GMクライオクーラーは連続的に冷凍を行うことができる。

以上から、GMクライオクーラーの冷凍サイクルのポイントは、蓄冷器による作動ガスとの熱交換、サイモン膨張、並びにガスの流れに同期した位相制御器 (ディスプレイサーやピストン) が挙げられる。

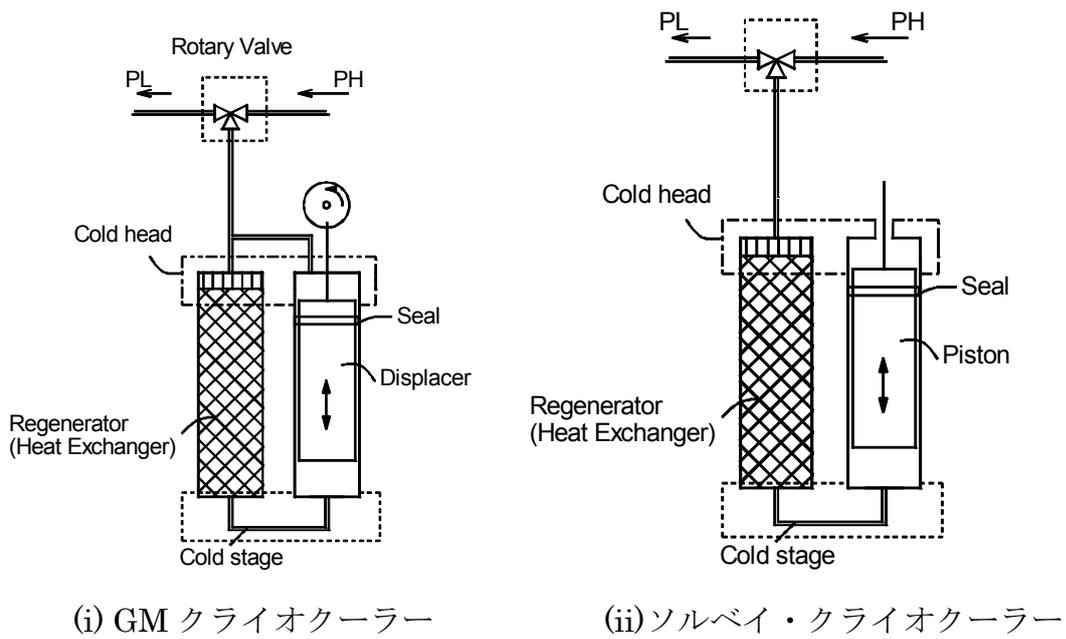


Fig. 2-1 GM クライオクーラーの機構模式図

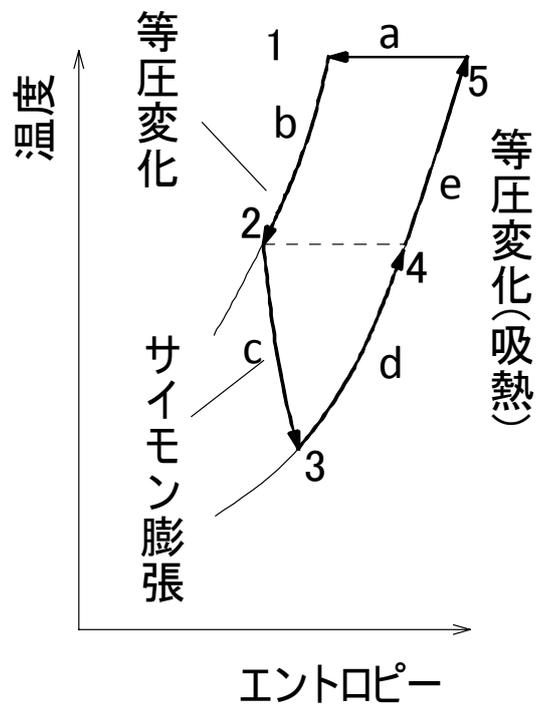


Fig. 2-2 GM クライオクーラーの冷凍サイクル

第2項 蓄冷器

蓄冷器とは小型のクライオクーラーで使用される蓄熱型熱交換器のことである。蓄冷器の機能のひとつは高温部から低温部へ流入するガスの熱を奪い温度低下させ、極低温まで冷却された作動ガスを低温部に供給することであり、極低温に冷却された作動ガスの膨張によって、小さい膨張比でも大きな冷凍能力を得ることが可能となる。もうひとつは、低温部から高温部へ戻るガスに熱を与えて温度上昇させ、コールドヘッド外へ作動ガスの流出とともに排熱を行うことである。

2段型クライオクーラーの場合、第1段蓄冷器には、ステンレスや銅材で作られた金網の積層や鉛玉が使用され、第2段蓄冷器では温度分布に合わせてできるだけ大きな比熱を得るため、何種類かの蓄冷材の多層構造となっている。特に4K冷凍機では、磁性蓄冷材が大きな役割を果たしている。

蓄冷器に求められる特性は、圧力損失が小さいことと熱交換効率が高いことである。圧力損失が大きい場合、低温部で膨張を得るための圧力差が小さくなることからPV仕事が小さくなり冷凍能力の低下をもたらす。また、熱交換効率が悪い場合、作動ガスによって低温部へ輸送される熱量が増加し、また、流出する作動ガスが吸熱する熱量が減り、低温部からくみ上げられる熱量が低減する。

クライオクーラーの中で蓄冷器が果たす役割は、系に対する熱と仕事の出入りおよびエンタルピー流の出入りを用いて説明することができる [2]。

クライオクーラーをひとつの熱機関としてみると、**Fig. 2-3**に示すように圧縮機ユニットから圧力切換えバルブを通して仕事 I_{in} が投入され、外部の系に対し



Fig. 2-3 クライオクーラーに対する熱と仕事の模式図

て仕事 I_{out} をする。クライオクーラー内で熱輸送や損失のため消費された仕事 W は

$$W = I_{in} - I_{out} \quad (2-1)$$

で表わされる。

一方、低温 T_c からの吸熱量は Q_{in} とし、これが蓄冷器などを通して運ばれて、高温 T_h から排熱される熱量は Q_{out} とする。系全体に対するエネルギー保存則（熱力学第1法則）より、定常の運転状態において、

$$I_{in} + Q_{in} = I_{out} + Q_{out} \quad (2-2)$$

$$I_{in} - I_{out} = Q_{out} - Q_{in} = W \quad (2-3)$$

の関係となる。また、(2-3) 式の変形として以下の式も成り立つ。

$$I_{in} - Q_{out} = I_{out} - Q_{in} = H \quad (2-4)$$

この式は、クライオクーラー内に有限なエンタルピーの流れ H があるときには投入した仕事と排熱量の差あるいは低温部での吸熱量と仕事量の差が生じることを示している。理想的な蓄冷器では、エンタルピー流束は完全にゼロとなり、損失がある蓄冷器では有限な値となる。

つぎに蓄冷器に流出入するエントロピー S を考える。**Fig. 2-4** に熱の出入りとエントロピーの関係を示す。低温 T_c で増加するエントロピー S_{in} と高温 T_h で低下するエントロピー S_{out} はエントロピーの定義式から次のようになる。

$$S_{in} = \frac{Q_{in}}{T_c} \quad (2-5)$$

$$S_{out} = \frac{Q_{out}}{T_h} \quad (2-6)$$

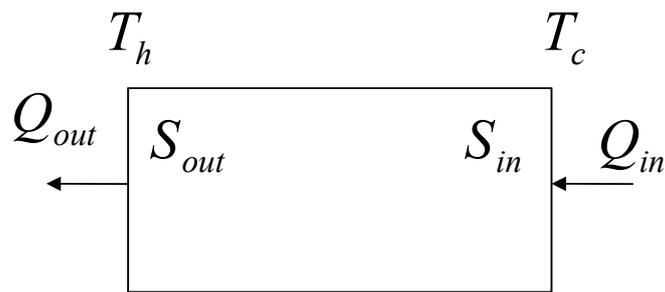


Fig. 2-4 熱の出入りとエントロピーの関係の模式図

エントロピー輸送のプロセスが完全に可逆的に行われる理想的な蓄冷器の場合では

$$S_{out} = S_{in} \quad (2-7)$$

であり、熱量の形に戻すと

$$Q_{out} = \frac{T_h}{T_c} Q_{in} \quad (2-8)$$

である。これから成績係数 $COP (= Q_{in}/W)$ を求めるために、(2-3)、(2-5)、(2-6)、(2-7) 式に注意すれば、

$$COP = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (2-9)$$

が得られる。すなわち、これは逆カルノーサイクルで得られる成績係数 COP_{Carnot} であり、これがクライオクーラーにおいても最高の成績係数となる。また、このような理想的な蓄冷器ではエンタルピー流束がゼロになるため

$$I_{in} = Q_{out} \quad (2-10)$$

$$I_{out} = Q_{in} \quad (2-11)$$

となる。つまり、蓄冷器を有するサイクルで $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ を実現するには、出入りする仕事量が出入りする熱量に一致する条件が必要である。

一方、実際的なシステムを考えてエントロピーの輸送中に不可逆なプロセスがある場合、エントロピーは増大するため、

$$S_{out} > S_{in} \quad (2-12)$$

となり、エントロピー差 ΔS とすると、(2-8)式は

$$Q_{out} = \frac{T_h}{T_c} Q_{in} + T_h \Delta S \quad (2-13)$$

になる。この式を COP の式に代入して以下の式が得られる。

$$\text{COP} = \frac{T_c}{T_h - T_c + \frac{T_c T_h}{Q_{in}} \Delta S} \quad (2-14)$$

この式から、カルノー効率との比である%カルノー η を求めると

$$\eta = \frac{Q_{in}(T_h - T_c)}{Q_{in}(T_h - T_c) + T_c T_h \Delta S} \quad (2-15)$$

となる。すなわち、%カルノーが低下する原因として、次の二つの場合が考えられる。

- (1) 吸熱量 Q_{in} が小さい場合
- (2) エントロピー差 ΔS が大きい場合

実際のクライオクーラーで、低温部における吸熱量 Q_{in} が小さくなる要因は、

環境温度から低温部への熱侵入や、被冷却物体との熱伝達抵抗などが挙げられる。一方、エントロピー差 ΔS の増大は、蓄冷器や熱交換器の非効率性などにより、不要なエントロピーが生成されるためである。

一般に、低温になるに従って蓄冷材となる金属材料の比熱が低下するため、蓄冷器の熱交換効率が低下してしまうという問題がある。近年では、磁性蓄冷材の開発が進み、極低温においても比熱が大きい蓄冷材が存在する。目標とする冷凍能力に合わせて適切に蓄冷材の選定や配合により冷凍能力の向上が図られている。

第3項 サイモン膨張

サイモン膨張とは、ある容器内で高圧ガスが外部に噴き出す際に、容器内に残留するガスから噴出するガスに仕事の移動が生じ、残留ガスの内部エネルギーを低下させることにより温度低下する膨張現象である。

サイモン膨張は流出する作動ガスの仕事分が損失となるが、固定の容積下でも圧力の変化のみで膨張が得られることから膨張比を大きくとることが可能である。また、サイモン膨張を用いたエリックソン型クライオクーラーは、ロータリーバルブを使用するため、外部に圧縮機ユニットを用いることが可能であり、比較的作動ガスの流量を大きくできること、サイモン膨張が可能な温度領域が広いことがメリットとして挙げられる。

第4項 位相制御

膨張を得るための機構としては GM 冷凍機においてはディスプレイサー、ソルベイ冷凍機においてはピストンが使用されている。これらを位相制御器と呼ぶこととする。位相制御器と呼ぶ理由は、ディスプレイサーやピストンが圧力変化と膨張空間の体積の位相を制御するために働くからである。

GM クライオクーラーにおける具体的な位相制御器の動きとしては、高圧弁が開放しシリンダ内部にガス供給される際に、低温部の容積が小さくなるよう位相制御器は下部に配置される。一方、低圧が開放された際、位相制御器は上

部に位置させることで膨張空間を大きくとる。この位相制御器の動きにより、1サイクルを通じて低温部で効率よく膨張を得ることが可能となる。

第3節 パルス管クライオクーラーの冷凍原理

パルス管クライオクーラーでは、これら位相制御器はオリフィスとバッファの組み合わせによって行われる。シリンダ内のガスは圧力に応じてシリンダ内であたかもピストンの様に振動する。そこで、このようなガスを仮想的なガスピストンとみなす[3]。このガスピストンを仮想した場合、パルス管クライオクーラーの動作サイクルは、GM(ソルベイ)クライオクーラーの動作サイクルと対比して説明が可能となる。**Fig. 2-5**にソルベイ・クライオクーラーのピストンおよびパルス管クライオクーラーのガスピストンの動きを冷凍サイクルのステップ毎に対比させた模式図を示す。

過程(a) 高圧開放時

ソルベイ・クライオクーラーのピストンはガスの圧力により膨張空間を広げるようにシリンダ上部へ持ち上げられる。一方、パルス管クライオクーラーの場合は圧力の影響によりガスピストンが圧縮され、その境界面が持ち上げられる。

過程(b) 高圧閉鎖および低圧開放開始

高圧バルブが閉鎖し低圧バルブが開放した直後、ソルベイ・クライオクーラーではシリンダ低温部で急激に圧力低下し温度が低下する。一方、パルス管クライオクーラーではパルス管内で急激に圧力低下することで温度が低下する。このとき、ソルベイ・クライオクーラーのピストンおよびパルス管クライオクーラーのガスピストンの境界面は、位相調整器の働きにより圧力に応じてすぐに動くことなく、シリンダ上部に留まることで膨張効果を最大にする。

過程(c) 低圧開放

低圧バルブの開放中、ソルベイ・クライオクーラーではガス圧力の低下によりピストンが下降する。一方、パルス管クライオクーラーでも同様にガスピス

トンが伸長し、その境界面はパルス管内を下降する。

過程(d) 低圧閉鎖および高圧開放開始

ピストンおよびガスピストンが下降した後、低圧バルブが閉鎖し高圧バルブが開放する。ソルベイ・クライオクーラー内の低温部はピストンにより圧縮空間が狭まっているので、高圧側から供給されるガス量は少量である。パルス管クライオクーラーの場合でも、ガスピストンの下降により圧縮ガスの供給は少量である。このことにより、高圧ガスが低温部に入る際に生じる圧縮熱は最小限に抑制される

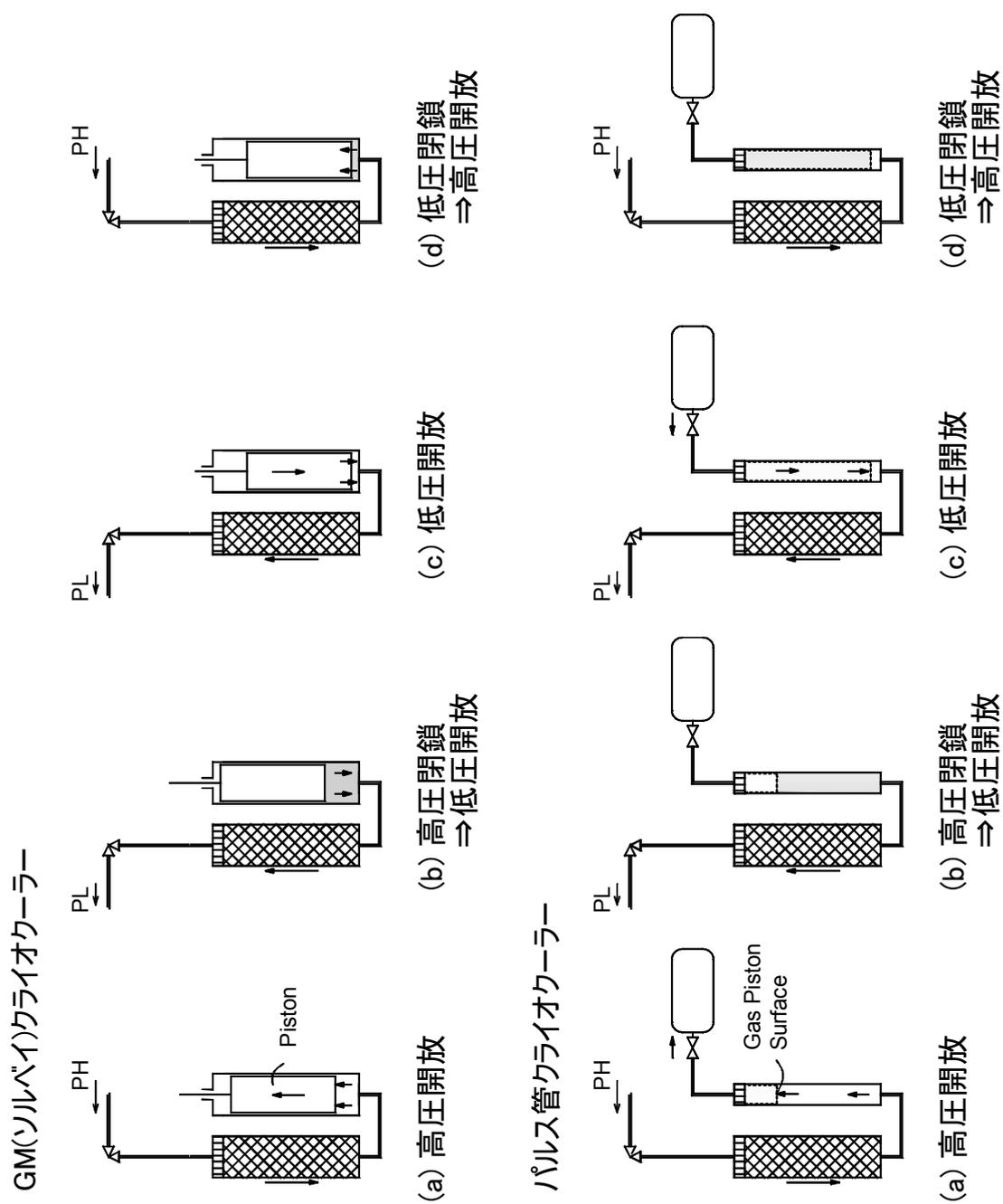


Fig. 2-5 GM (ソルベイ) およびパルス管クライオクーラーの膨張過程の比較

第4節 パルス管クライオクーラーの位相制御方法

過程(b)でも述べたように、パルス管クライオクーラーで大きな膨張を得るためには、圧力変化に対するガスピストン移動の位相のずれ(位相差)を必要とする。

Fig. 2-6 にパルス管クライオクーラーのコールドヘッド内の構成模式図を示す。パルス管クライオクーラーの内部構成は、蓄冷管とパルス管からなる比較的単純な構成である。圧力とガスピストンの変位との位相差は、位相制御部と呼ばれる部分で発生させる。よって、パルス管クライオクーラーの冷凍能力の向上は、位相制御部の改良による効果大きい。

パルス管クライオクーラーの位相制御は、位相差の角度により第1世代から第3世代まで分類されている。**Fig. 2-7** に、パルス管クライオクーラーで採用されている代表的な位相制御方式を示す。

① 第1世代の位相制御

1964年に Gifford によって発明されたパルス管クライオクーラーの原型であり、ベーシック型とよばれる [4]。**Fig. 2-7 (a)** で示すように積極的に位相差を得る機構がなく、パルス管内部で生じる圧力変化とガスピストン移動との間のわずかな位相差(ほぼ 0°)によって冷凍を得ているため、冷凍効率が悪く、到達温度は120 Kに留まっていた。

② 第2世代の位相制御

圧力とガスピストンの変位の位相制御という概念は、1984年に Mikulin によ

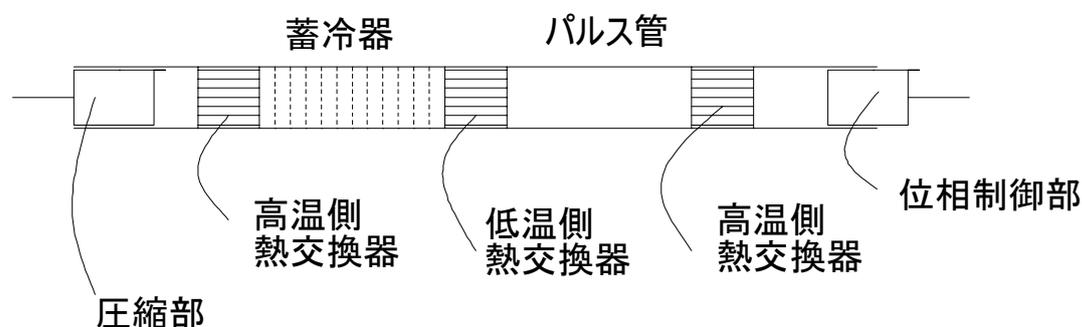


Fig. 2-6 パルス管クライオクーラーの構成模式図

って導入された [5]。Mikulin は **Fig. 2-7 (b)** で示すようなオリフィスとバッファタンクを導入した位相制御方法を発明した。これにより冷凍温度が 100 K を下回るパルス管クライオクーラーが実現した。この位相制御の方法で得られる位相差は最大で 90° である。このタイプのクライオクーラーは、オリフィス型と呼ばれる。

③ 第3世代の位相制御

位相差が 90° 以下となるオリフィス方式では、冷凍能力を向上させるためにはガス流量を増加させる必要がある。しかし、ガス流量の増加は蓄冷型熱交換器の負荷となり、熱交換効率を低下させるため、冷凍能力の向上に限界があった。

その後、位相差を 90° より大きくする方法が検討された。これらの位相制御方法は、第3世代の位相制御と呼ばれる。**Fig. 2-7** に示すように、(c) ダブルインレット方式 [6]、(d) 4バルブ方式 [7]、(e) アクティブバッファ方式 [8] などバルブやバッファを組み合わせた様々な方式が提案されている。これら位相制御は位相差 90° 以上を達成しており、パルス管の PV 特性を改善して、GM クライオクーラーなどに比較しうる効率が得られるようになった。

これら位相制御方法の発達と磁性蓄冷材の開発により 1993 年には Gao が2段のパルス管クライオクーラーで初めて 4 K に到達した [9]。この第3世代型位相制御方法の確立により、4K のパルス管クライオクーラーが実用化されるようになった。

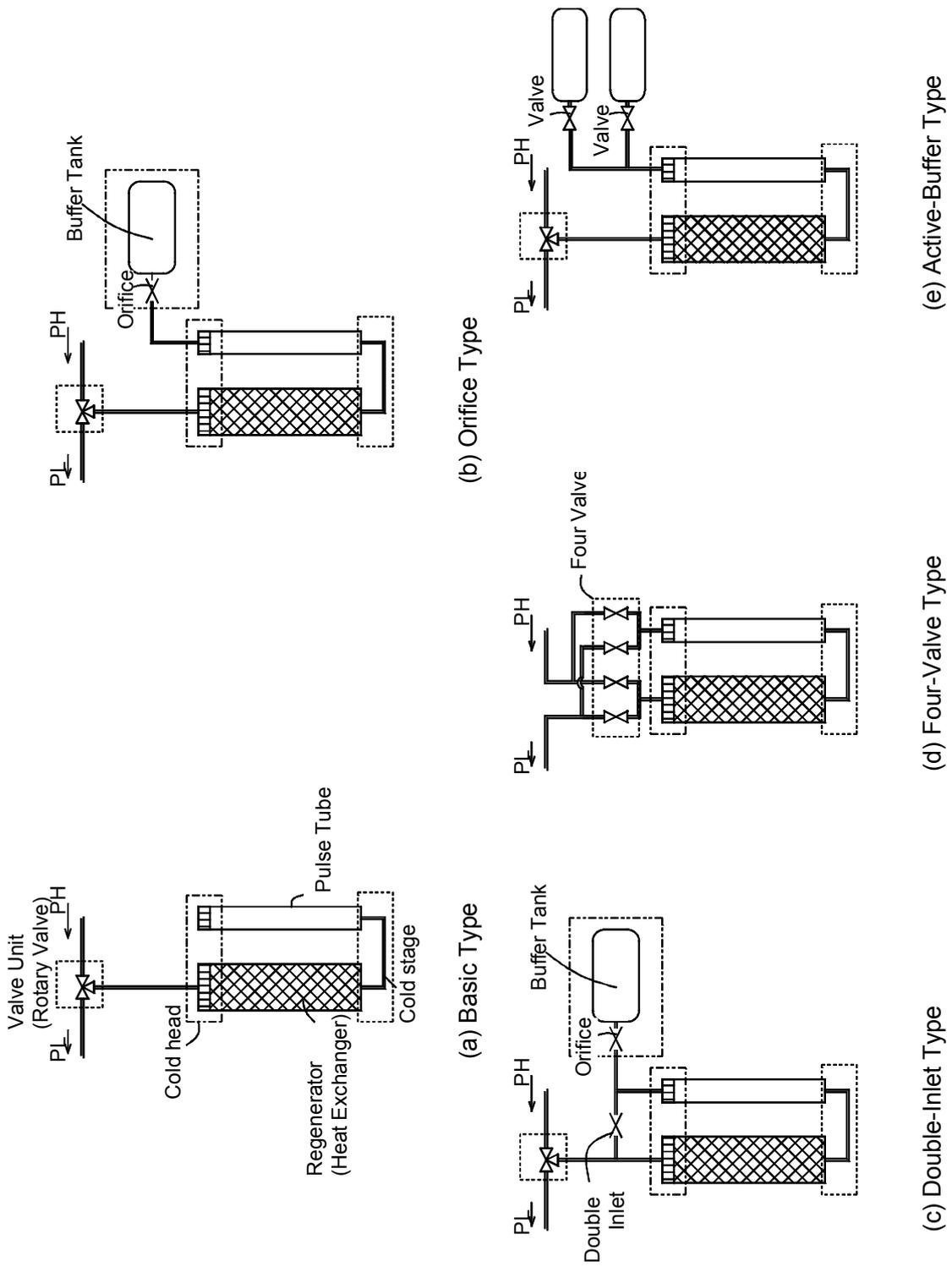


Fig. 2-7 パルス管クライオローラーの位相制御機構

第5節 2段型4Kパルス管クライオクーラー

第1項 2段型4Kパルス管クライオクーラー

現在普及が進む4Kクライオクーラーには、2段型が採用されていることが多い。**Fig. 2-8** に2段型パルス管クライオクーラーの外観図を示す。2段型クライオクーラーは、2つのコールドステージ（第1段および第2段コールドステージ）を有し、それぞれ膨張空間をもち異なる温度レベルでの冷凍能力を有する。第2段コールドステージはシリンダの最先端部にあり、最も温度が低い低温部位(4~10 K)となる。一方の第1段コールドステージは、30~70 Kで使用されることが多く、第2段コールドステージを囲むシールド冷却などに使用される。2段型クライオクーラーを利用するメリットは、シールド冷却のための冷凍能力を得るのみでなく、第1段コールドステージが第2段コールドステージの予冷の働きをすることで、第2段コールドステージの冷凍能力を安定させることも挙げられる。

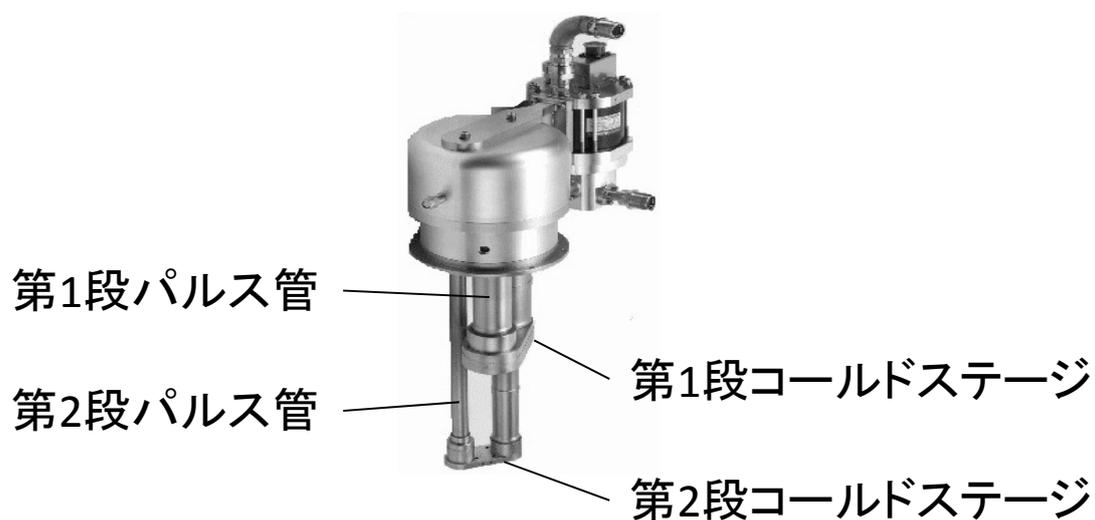


Fig. 2-8 2段型4Kパルス管クライオクーラー外観図

第2項 ロードマップ

2段型クライオクーラーでは、第1段および第2段コールドステージでそれぞれ冷凍能力が得られることから、冷凍能力の図示にはロードマップ (Load Map) というグラフが用いられる。Fig. 2-9 にロードマップのサンプルを示す。横軸に第1段コールドステージ温度、縦軸に第2段コールドステージの温度を表し、ある一定熱負荷における温度の分布を点で図示する。同熱負荷では左下に位置するほうの点が、冷凍能力が高いことを意味する。

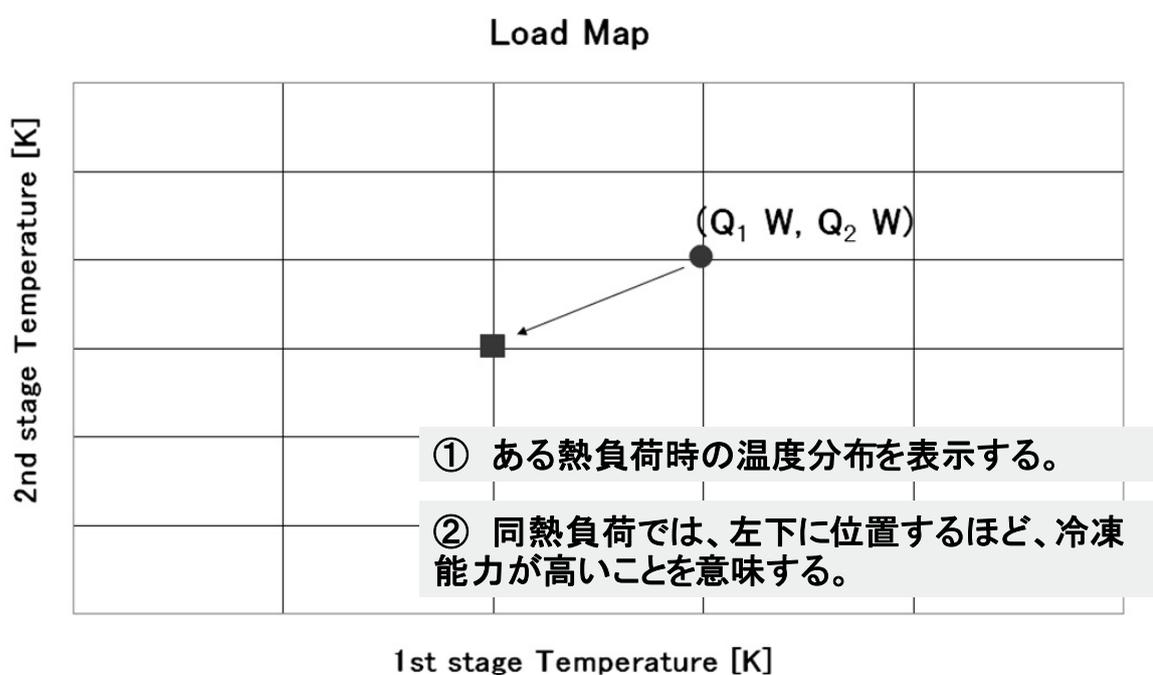


Fig. 2-9 ロードマップのサンプル

第6節 クライオクーラーの振動問題

第1項 クライオクーラーの振動

近年、クライオクーラーは高感度な分析機器に導入されることが多く、クライオクーラーを扱うユーザーからは低振動の要求が高まっている。

クライオクーラーの振動が及ぼす影響として挙げられるのは、取り付けられている分析器や計測器の計測感度の低下である。クライオクーラーの振動の大きさを示す例として、**Fig. 2-10** に高エネルギー加速器研究機構（KEK）および神岡鉱山内における地面振動レベルと4 K PTクライオクーラーを運転した際のコールドステージでの振動レベルを比較したグラフを示す。

クライオクーラーの低振動化に関する目標は、クライオクーラーを運転する際の振動レベルを不可避な環境ノイズである地面振動以下に抑制することである。

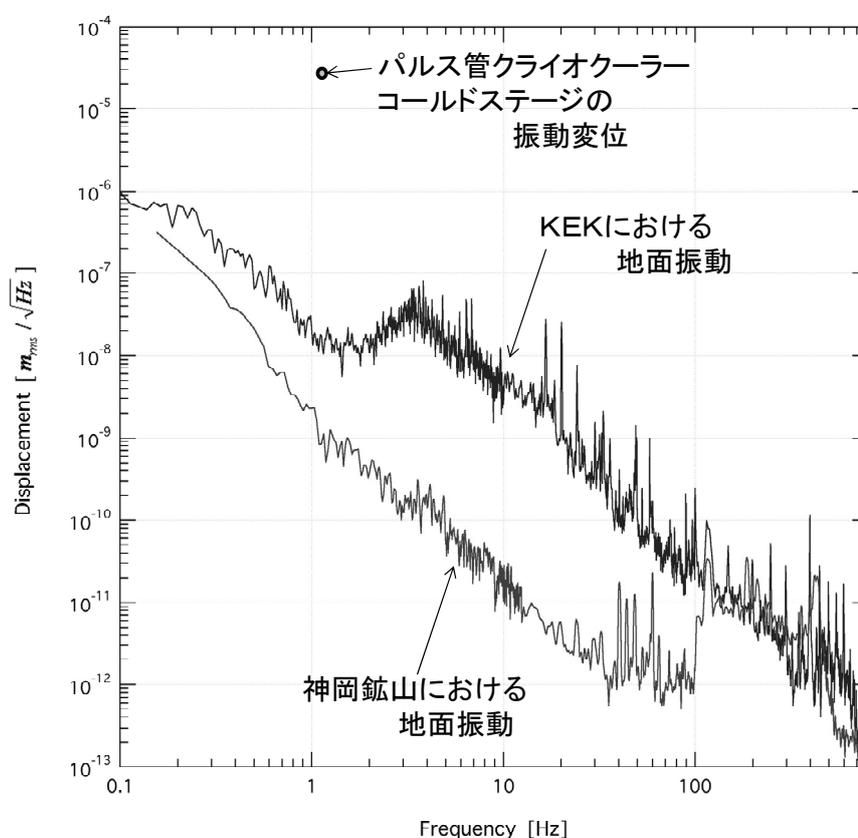


Fig. 2-10 クライオクーラーの振動影響

第2項 重力波検出器の低振動要求

本研究の直接的な目標は、低温干渉計型重力波検出器に搭載する低振動クライオクーラーを開発することである。

重力波は、アインシュタインの一般相対性理論によって予言されているものの、大変微弱な波であるため未だ直接検出されていない。現在、世界各国の先進的な研究プロジェクトが進められ、世界で最初の重力波の直接検出を競っている。日本においては東京大学宇宙線研究所、国立天文台、高エネルギー加速器研究機構らが、大規模な低温干渉計型重力波望遠鏡 LCGT (Large-scale Cryogenic Gravitational wave Telescope)を提案している[10]。本研究で開発する低振動クライオクーラーは、LCGTのプロトタイプとなる CLIO (Cryogenic Laser Interferometer Observatory) に搭載される[11]。

Fig. 2-11 に低温レーザー干渉計 CLIO の概要図を示す。CLIO では感度向上のため2つの試みがされている。ひとつは、地面振動を小さくするために、神岡鉱山の地下サイトへ干渉計を設置すること、もう一つは反射鏡の熱雑音を抑えるための、低温鏡の導入である。本研究のクライオクーラーは、後者の低温鏡を実現するための、冷却手段として用いられる。低振動で冷却する手段として液体寒剤が考えられるが、CLIO において液体寒剤が使用できない理由として、

- (1) 観測が長期間におよび、ヘリウム運搬・注入などの手間とコストがかかること
- (2) 何かしらの原因で液体寒剤の急激な蒸発が生じた場合、坑道内での窒息事故の危険性が考えられること

が挙げられる。クライオクーラーの使用はこれらの液体寒剤を使用することによるデメリットを解消する。しかし、クライオクーラーの振動が干渉計の感度に影響を及ぼすことがあってはならない。そこで、極めて低振動なクライオクーラーが必要となる。

Fig. 2-12 に CLIO の冷却システムの概要図を示し、また CLIO がクライオクーラーに対し求める仕様を **Table 2-1** にまとめる。冷凍能力の要求値は、第2段階で 4.5 K (0.5 W 熱負荷)、第1段階で 50 K (20 W 熱負荷) である。冷却対象の低温鏡は、防振機構を備えたヒートリンクを介して、20 K まで

で冷却される。また、クライオスタットの輻射シールドも冷却する必要がある。この冷凍能力の要求値を満たす2段階ステージ型のクライオクーラーとしては、GMクライオクーラーならびにパルス管クライオクーラーなどが考えられる。

一方、振動に関する要求値は、クライオクーラーのコールドステージの振動振幅で $1\ \mu\text{m}$ 以下である¹。 $1\ \mu\text{m}$ 以下を達成した4Kパルス管クライオクーラーの事例は報告されておらず、新たな低振動化の開発が必要になる。すなわち、世界最高レベルの低振動性を有するクライオクーラーを開発することを意味している。

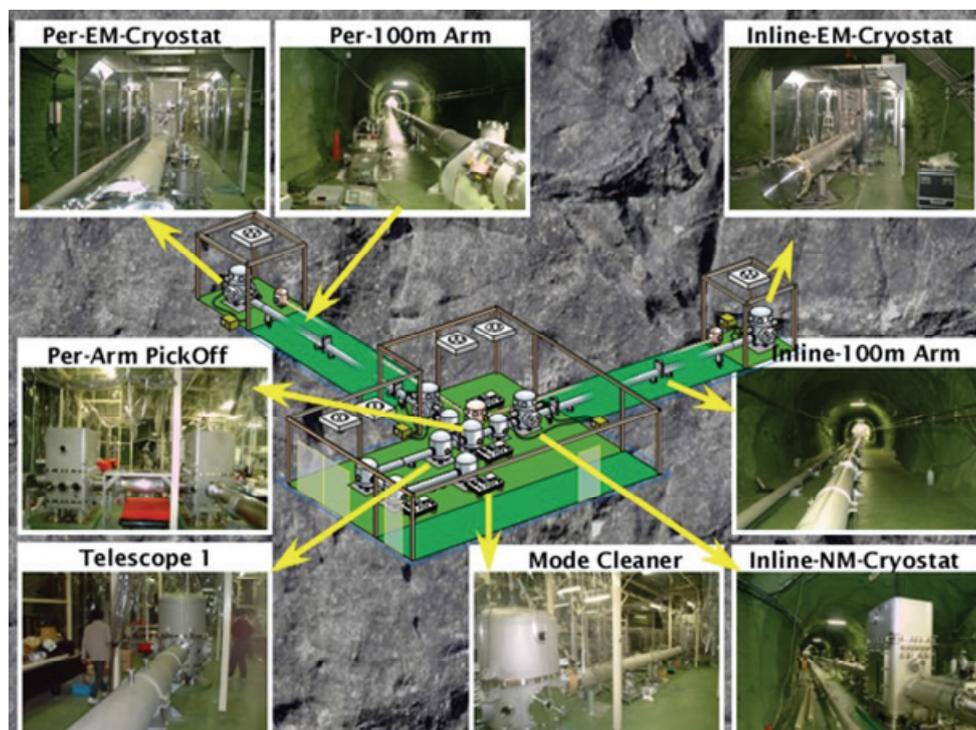


Fig. 2-11 低温レーザー干渉計 CLIO 概要図

¹ クライオスタットに要求される振動は、神岡の地面振動レベル(1 Hz で 10^{-9}m)である。クライオクーラーから主クライオスタットまでは約1mの柔らかいヒートリンクで伝熱冷却され、このプロセスでさらに2桁の振動低減が行われる設計になっている。

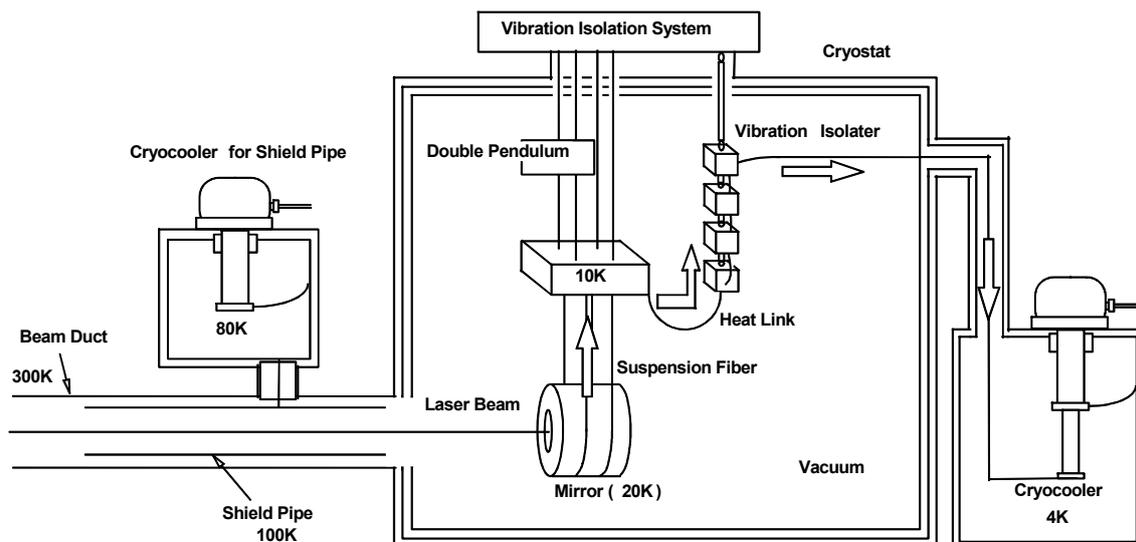


Fig. 2-12 CLIO 冷却システムの概要図

Table 2-1 CLIO 要求仕様

項目	対象	要求値
冷凍能力	第 1 段冷却ステージ	50 K において 20 W 以上
	第 2 段冷却ステージ	4.5 K において 0.5 W 以上
振動値	冷却インターフェース部 ²	1 μm 以下

² 冷却インターフェース部とは、クライオクーラーにおいて被冷却物を取り付ける部位を示す。通常、冷凍機ユニットではコールドステージが相当するが、外部減振機構を設ける場合も想定されるため、冷却インターフェース部と表現することとする。

【参考文献】

- [1] Randall F. Barron, Cryogenic systems second edition, Oxford University press Clarendon press, pp. 270-276 (1985)
- [2] 井上達夫, "熱音響理論とパルス管冷凍", 第 6 回低温工学サマーセミナーテキスト, pp. 35-49 (1996)
- [3] 松原 洋一: "クライオクーラ[5] 一極低温冷凍機の基礎一", 低温工学, Vol. 42, No. 6, pp.188-195 (2007)
- [4] W.E. Gifford and R.C. Longworth: "Pulse-tube refrigeration", ASME paper No. 63-WA-290 presented at Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineering, Philadelphia, Pennsylvania, Nov. pp.17-22 (1963)
- [5] E. I. Mikulin et al.: "Low-temperature expansion pulse tubes", Advances in Cryogenic Engineering 29 pp.629 (1984)
- [6] S. Zhou et al.: "Double inlet pulse tube refrigerators: an important improvement", Cryogenics, Vol. 30, pp.514-520(1990)
- [7] Y. Matsubara and A. Miyake: "An alternative methods of the orifice pulse tube refrigerator", Proceedings of 5th International Cryocooler Conference, Naval Postgraduate School, Monterey, pp.127-135 (1988)
- [8] S. Zhou et al.: "Investigation of active-buffer pulse tube", Cryogenics 37, pp.461-471 (1997)
- [9] 高 金林, 松原 洋一: "3 段パルス管構造による 4 K 冷凍機", 低温工学, Vol. 29, No. 4 , pp.28-32 (1994)
- [10] K. Kuroda et al.: "Large-scale Cryogenic Gravitational Wave Telescope", Int. J. Mod. Phys. D 8 , pp. 557 (1999)
- [11] S. Miyoki et al.: "Status of the CLIO project", Institute of physics publishing Class. Quantum Grav. 21, pp. S1173-S1181 (2004)

第3章 低振動パルス管クライオクーラーの設計

低温レーザー干渉計型重力波検出器プロトタイプ CLIO にとって、極めて低振動なクライオクーラーは不可欠である。CLIO が要求する冷凍能力(0.5 W負荷において 4.5 K 以下)を満たすクライオクーラーとして、パルス管クライオクーラーが考えられる。パルス管クライオクーラーは、コールドヘッド部に可動部品がないことから低振動な冷凍機として知られ、有力な候補である。しかし、パルス管クライオクーラーでもコールドステージ振動が 1 μm 以下である例は報告されていなかった。本研究では、パルス管クライオクーラーに新しい振動低減策を導入することで、1 μm 以下の低振動性能の達成を目指す。

本章では、まず、パルス管クライオクーラーの振動メカニズムとこれまでになされた振動低減の例について述べ、低振動クライオクーラー開発に必要な項目について議論する。次に、新しく開発した低振動パルス管クライオクーラーの構造と特徴について述べる。

第1節 クライオクーラーの振動メカニズム

パルス管クライオクーラーの振動要因は3つ考えられ、圧力切換えバルブの振動、コールドヘッド部の加振力、そして、パルス管の伸縮振動が挙げられる。

Fig. 3-1 にはパルス管クライオクーラーの内部構造の模式図を示す。

① 圧力切換えバルブの振動

Fig. 3-2 にパルス管クライオクーラーで使用される圧力切換えバルブの振動の発生形態について検討した模式図を示す。圧力切換えバルブは、モーターの駆動によりロータリーバルブを回転させる。ロータリーバルブには流路が設けられており、ロータリーバルブが回転することで、蓄冷器へ導入する流路に対し高压流路と低压流路を切り替えることが可能となる。バルブユニットにはモ

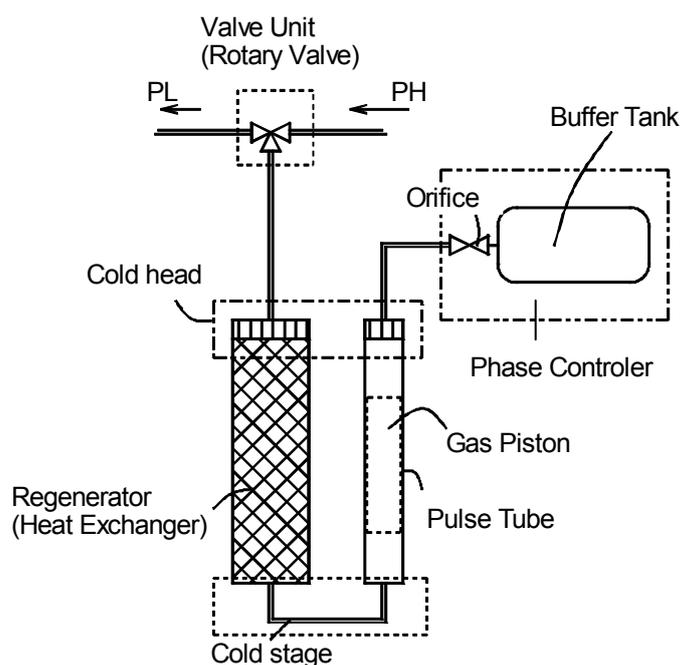


Fig. 3-1 パルス管クライオクーラーの内部構造の模式図

パルス管クライオクーラーは、主に高圧と低圧の圧力振動を供給するバルブユニット、蓄冷器、パルス管、バッファとオリフィスからなる位相制御器で構成される。

ーターが内蔵されており、モーターが回転することによって振動が発生する。また、高圧(2.0~2.5 MPa)と低圧(0.8~1.0 MPa)の1 MPa以上の圧力差の切換えの際に発生する反作用が振動源となる。バルブ部の振動は、バルブ部全体が揺れ、バルブが接続される周辺部品やクラオスタットに伝わる。

② コールドヘッド部の加振力

Fig. 3-3 にパルス管クライオクーラーでコールドヘッド部の加振力の発生形態について検討した模式図を示す。コールドヘッド部において、バルブユニット同様に圧力変動による反作用が生じる。圧力はコールドヘッド内部のあらゆる箇所にかかるため、このコールドヘッドの振動は、コールドヘッド全体が揺れるような振動である。

③ パルス管伸縮振動

Fig. 3-4 にパルス管の伸縮振動の発生形態について検討した模式図を示す。パルス管の伸縮振動は、2つの原因が考えられる。

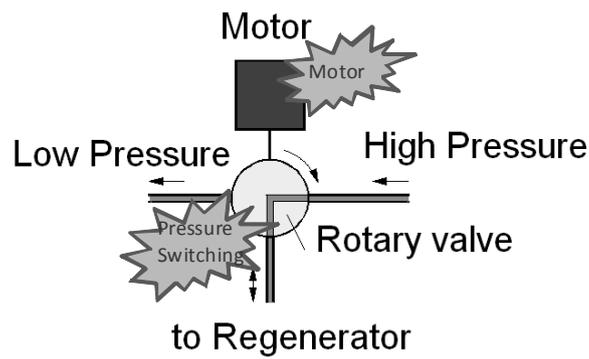


Fig. 3-2 圧力切換えバルブの振動

圧力切換えバルブによる振動は、モーター動作によるもの、圧力の変化に伴う反作用が生じることで生じる。

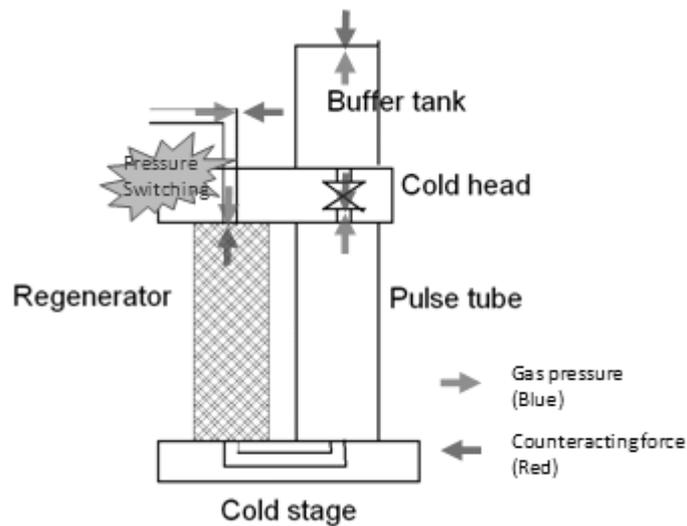


Fig. 3-3 コールドヘッド加振力

圧力の変動によりコールドヘッドの様々な箇所では反作用による振動が生じる。



(a) 圧力変化による伸縮振動



(b) 温度変動による伸縮振動

Fig. 3-4 パルス管の伸縮振動

- (1) パルス管が内部の圧力変化に伴って弾性変形することにより生じる伸縮
- (2) パルス管内の温度変化に伴い熱膨張(熱収縮)することにより生じる伸縮

(2)の熱膨張・収縮による伸縮振動は、材料の熱膨張率から推測すると数 μm 以下と予想される。(1)の圧力変動によるパルス管の弾性変形は、シミュレーションの結果、およそ $10 \mu\text{m}$ 程度と推定されている。この値は、実測によるコールドステージの振動レベルとほぼ一致しており、パルス管の伸縮振動は主として圧力変化に起因すると考えられる。

これらの振動源の発生の元となるのは、パルス管クライオクーラーが冷却を得るのに欠かせない圧力切換えに起因しているため、必然的に生じるものである。

実際のパルス管クライオクーラーの振動レベルは、都丸らによって評価されている。都丸らは CLIO 用の低振動冷凍装置の開発に先立ち、いくつかのクライオクーラーの振動を測定し、解析した [1, 2]。この研究では、クライオクーラーの振動を、コールドヘッドの加振力とコールドステージの変位振動に分けて比較している。この結果を **Table 3-1** に示す。まず、コールドヘッドの加振力については、パルス管クライオクーラーでは 0.1 m/s^2 となり、GM クライオクーラーの 10 m/s^2 に比べて十分に小さい。一方、コールドステージの変位振動については、動作時のガス圧力変動によるパルス管の弾性変形のため、振動変位が GM クライオクーラーと同レベルであることが明らかになった。

このことは、低振動が期待されたパルス管クライオクーラーでも、実はコールドステージの変位については GM クライオクーラーとあまり変わらないということの意味している。したがって、コールドステージ振動の低減が課題となる。

Table 3-1 都丸らの研究による4 K GMクライオクーラーおよび4 K パルス管クライオクーラーの振動比較

パルス管クライオクーラーはGMクライオクーラーに比べてコールドヘッド加振力が小さいが、コールドステージの変位振動はあまり変わらない。

振動の種類	GMクライオクーラー SRDK-408 ^注	パルス管クライオクーラー SRP-052 ^注
コールドヘッド加振力 (加速度)	$\pm 10 \text{ m/s}^2$	$\pm 0.1 \text{ m/s}^2$
コールドステージ振動 (変位)	$\pm 24 \text{ }\mu\text{m}$ (第2段コールドステージ /シリンダ軸方向)	$\pm 16 \text{ }\mu\text{m}$ (第2段コールドステージ /パルス管軸方向)

注) 住友重機械工業製

第2節 従来の振動低減策の事例

パルス管クライオクーラーの低振動化はSQUIDやNMRへの搭載を目的としたいくつかの報告例がある。本節では、これまでに報告されているパルス管クライオクーラーの低振動化の事例について述べる。

第1項 従来の振動低減策

Fig. 3-5 に従来のパルス管クライオクーラーに対する低振動策の概要図を示す。また、**Table 3-2** に各振動低減策の結果をまとめた。

① Lienerth の例 [3]

Lienerth らは、SQUID 搭載を目的として、単段 80 K パルス管クライオクーラーに FRP ロッドで支持された新しい冷却インターフェースである VR(Vibration Reduction)ステージを設け、ヒートリンクでパルス管クライオクーラーのコールドステージと熱的に接続する構造を考案した。これにより、パルス管の軸方向の振動振幅を $6.0 \text{ }\mu\text{m}$ から $0.6 \text{ }\mu\text{m}$ へ 1 桁低減した。

② Fujimoto の例 [4]

SQUID 搭載を目的として、単段 80 K パルス管クライオクーラーに対して Lienerth と同様の方法を用い、0.6 μm の振動低減を達成した。

③ Wang の例 [5]

2 段型 4 K パルス管クライオクーラーに対して Lienerth および Fujimoto らが実施した振動低減策と同様の方法を採用し、振動振幅を 3 μm 以下に低減した。

これらパルス管クライオクーラーの振動低減策では、FRP 製のロッドにサポートされた新しい冷却インターフェースを設けて、この VR ステージが、冷凍機本体のコールドステージと柔軟性のあるヒートリンクで接続される構造を採用している。これまでに触れた 3 つの事例の中で、二段 4 K パルス管クライオクーラーに対する振動低減を行った事例は、Wang の一例である。次項では、Wang の方法の問題点を分析する。

Table 3-2 過去のパルス管クライオクーラーの低振動策の事例

	Lienerth	Fujimoto	Wang
冷凍機種類	単段型 80 K パルス管クライオ クーラー	単段型 80 K パルス管クライオ クーラー	2 段型 4 K パルス管クライオ クーラー
アプリケーション	SQUID	SQUID	
振動振幅(施工前)	6.0 μm	X 1.2 μm Y 1.5 μm Z 1.4 μm	25 μm (z)
(施工後)	0.6 μm	X 0.6 μm Y 0.6 μm Z 0.6 μm	< 3 μm (z)

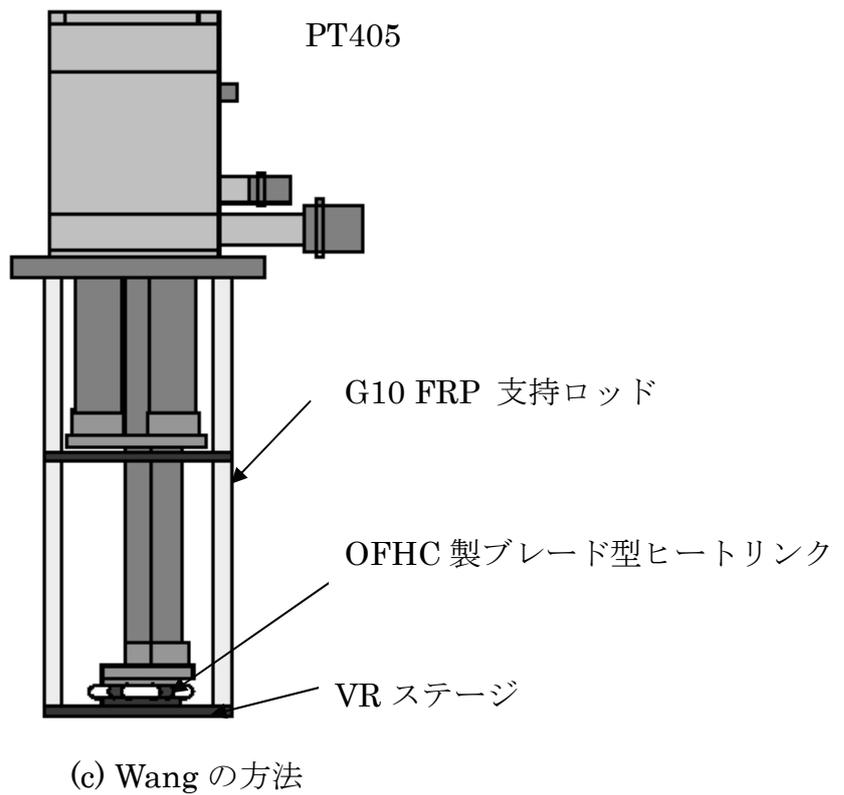
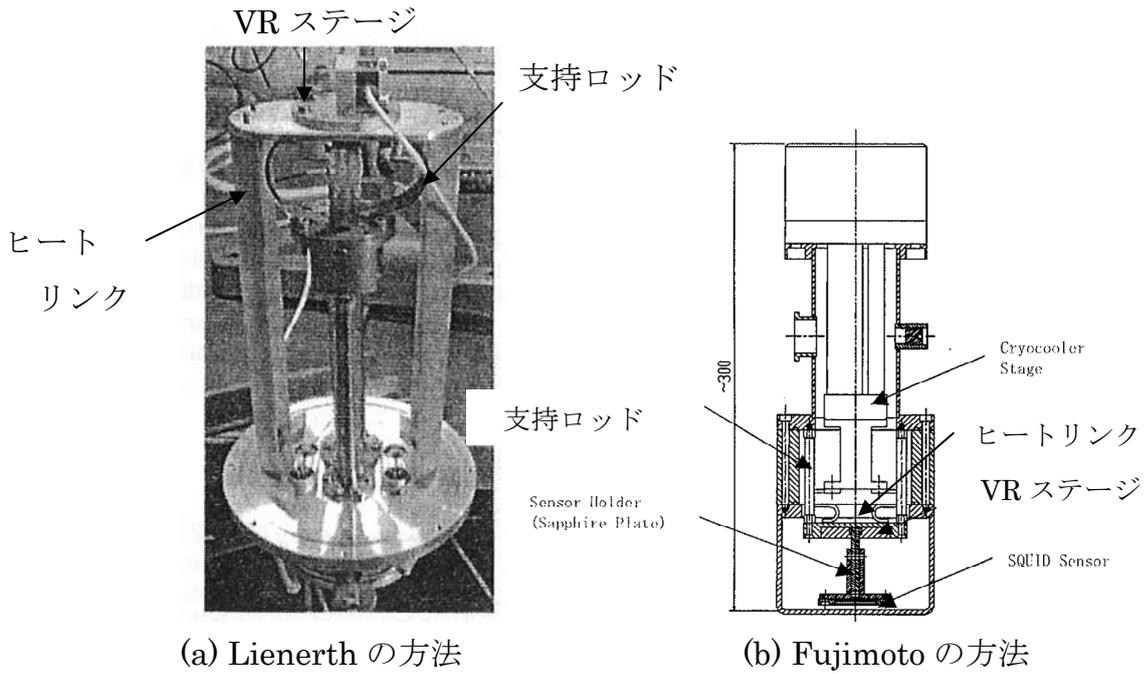


Fig. 3-5 従来の低振動策の事例の概要図

いずれの振動低減策も新たに VR ステージを設けてヒートリンクにより防振する方法が採用されている。

第2項 Wangの事例の分析

Wangの例では、3 μm の振動低減を実現した。しかし、今回の開発目標は、1 μm 以下であるため、更に振動を低減する方法について検討する。

Wangの方法の問題点の分析を**Fig. 3-6**に示す。

① 圧力切換えバルブ振動

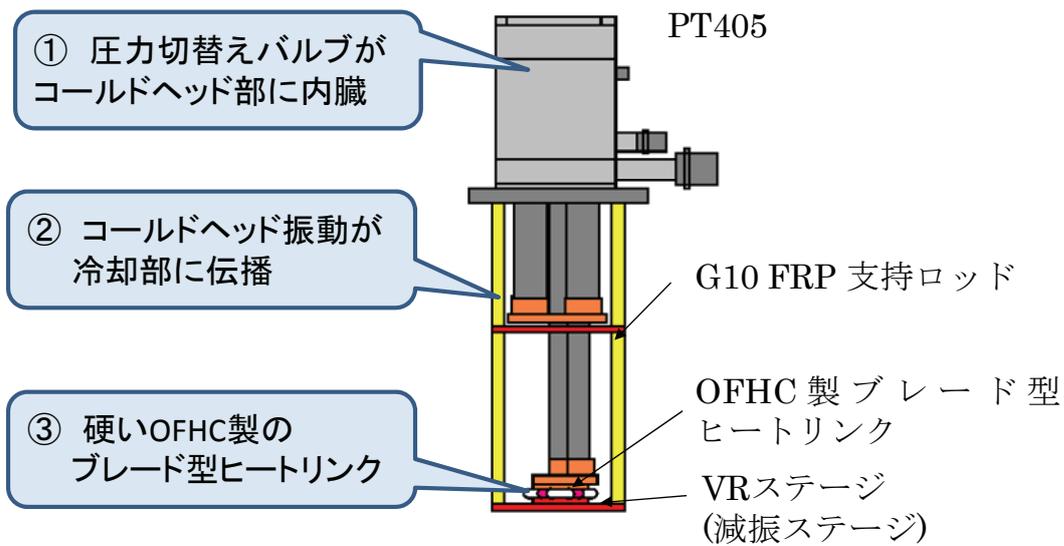
圧力切換えバルブがコールドヘッドに内蔵されており、圧力切換えに伴う加振力がコールドヘッドの振動として伝播すると考えられる。圧力切換えバルブは、大きな加振力を発生することがこれまでの研究で指摘されている。

② コールドヘッド加振力

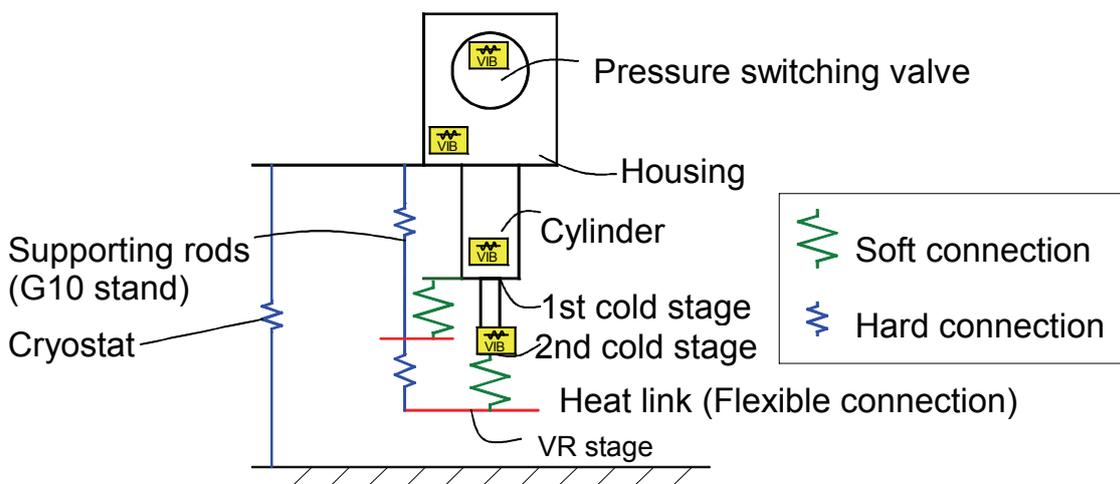
VRステージがコールドヘッドに直接設けられているため、コールドヘッドの加振力がVRステージに直接伝播すると考えられる。

③ パルス管伸縮振動

VRステージはG-FRP製の支持ロッドで支持され、銅製板バネ型のヒートリンクでコールドステージと接続されている。しかし、板バネ型のヒートリンクには振動低減が一軸に限られるという問題がある。



(a) 減振機構の構造と問題点の抽出



(b) バネ系モデルによる分析

Fig. 3-6 Wang の振動低減策の分析

Wang の事例では、振動源と VR ステージとの分離が不十分で、コールドヘッド加振力を VR ステージに伝えてしまうため、減振の効果が十分に発揮されない。

第3節 低振動パルス管クライオクーラーのコンセプト

本節では、第1節から第2節で検討した結果を基に低振動パルス管クライオクーラーのコンセプトをまとめる。基本的な考え方として、振動源の分離・固定と、振動源とVRステージ間に柔軟なヒートリンクを挿入することで、VRステージにコールドヘッドの振動が伝播しないような構造を採用した。**Fig. 3-7**に今回採用した振動低減策のバネ系モデルを示す。以下に、本研究で導入した振動低減策の各項目について詳細に述べる。

① 圧力切換えバルブの振動対策

圧力切換えバルブでは1 MPa以上の圧力変化を生じることから、大きな振動が発生する。幸いパルス管クライオクーラーは、その動作原理からバルブの分離を行うことが可能である。

この対策では、圧力切換えバルブはコールドヘッドより分離し、ステンレス製の強固な固定台に金具で固定する。しかし、バルブを分離したために導入した配管で圧力損失が生じるので、バルブを分離することによる冷凍能力の低下について検討が必要である。

② コールドヘッド加振力対策

コールドヘッドでは圧力変化による反作用で加振力が生じる。これを低減することでクライオスタットを揺らすような振動の低減が可能となるため、このコールドヘッド加振力に対する対策は重要である。

また、VRステージを導入した場合に、コールドヘッド加振力はVRステージに振動させる原因となる。この振動伝播を低減するため、本対策ではベローズを導入した。バネ定数の小さいベローズを用いることで、コールドヘッドとクライオスタットを切り離し、コールドヘッド加振力をクライオスタットに伝播しないようにした。ベローズの両端には、コールドヘッドを支持するフランジとクライオスタットの蓋となるフランジを設けて、コールドヘッド支持フランジとなるフランジはクライオスタットと別に地面にアンカーされた支持フレームによって荷重支持される。

③ VR ステージ機構を構成する部材の高性能化

熱伝導性能がよく、剛性の低いヒートリンクを用いてコールドステージと VR ステージを接続することで、冷凍能力を犠牲にすることなくコールドステージからの振動伝播を抑えることが可能となる。そのための支持ロッドおよびヒートリンクの材質、形状の研究については第4章で検討する。これら振動低減策が、本研究の設計コンセプトである。**Fig. 3-7** から、VR ステージが柔軟な部材により振動源から隔離されていることが明らかである。この構造により十分な VR ステージの振動低減効果が期待される。

Fig. 3-8 に本研究で導入した振動低減策の特徴をまとめた概念図を示す。パルス管クライオクーラーと VR ステージの採用だけでなく、コールドヘッドと VR ステージを分離するベローズの採用、バルブユニットの分離・固定、VR ステージの構成部材の特性改善も大きな特徴として挙げられる。これらの要素によって、冷却インターフェースとなる VR ステージに伝播する振動が小さくなるように設計されている。コールドヘッドと VR ステージを別々に支持することから、独立懸架型振動策と呼ぶ。

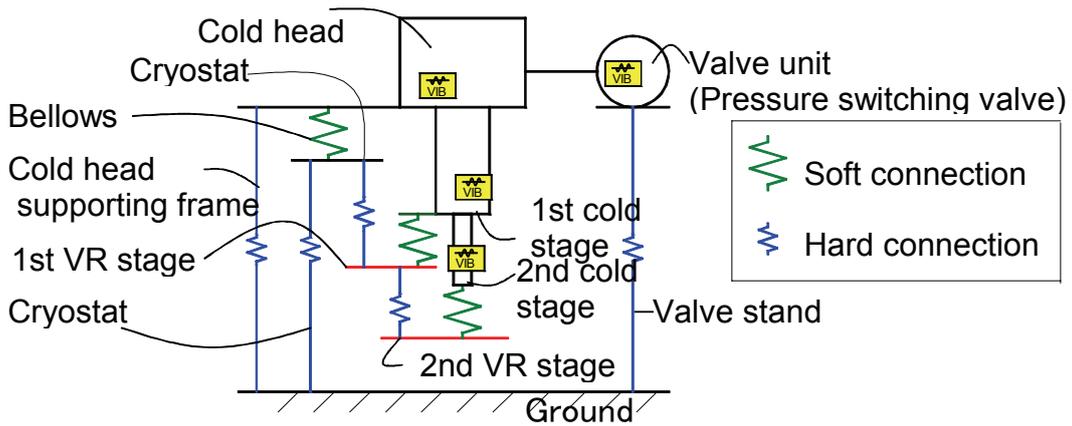


Fig. 3-7 本研究の振動低減策のバネ系モデル

VR ステージとコールドステージは柔軟な部材で接続されていることから振動が伝わりにくく、また、VR ステージとコールドヘッド、バルブユニットを別々に支持していることから振動低減効果が大きいと考えられる。

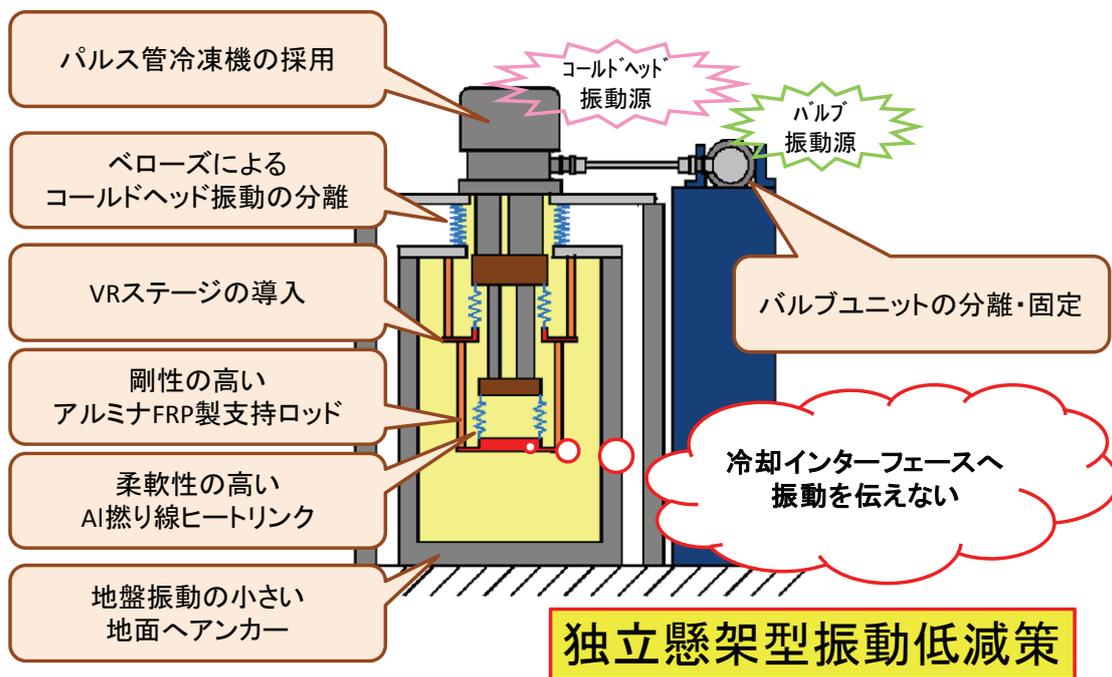


Fig. 3-8 独立懸架型振動低減策の概念図

冷却インターフェースとなる VR ステージに伝播する振動が小さくなるように設計されている。コールドヘッドと VR ステージを別々に支持することから、独立懸架型振動策と呼ぶ。

【参考文献】

- [1] T. Tomaru et al.: "Vibration Analysis of Cryocoolers", *Cryogenics* **44** (2004) 11-34
- [2] T. Tomaru et al.: "Vibration Analysis of Cryocoolers", *TEION KOGAKU* **38** (2003) 693-702 (in Japanese)
都丸隆行ら、「小型冷凍機の振動解析」低温工学 38 (2003) 693-702
- [3] C. Lienerth, G. Thummes and C. Heiden: "Progress in Low Cooling Performance of a Pulse-Tube Cooler for HT-SQUID Operation", *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, Vol. 11 No.1 (2001) 812-814
- [4] S. Fujimoto et al.: "Development of a Low-noise, Single-stage Pulse-tube Cryocooler", *J. Cryo. Soc. Jpn.* Vol. **39-7**, (2004) 322-327 (in Japanese)
藤本修二ら、「低ノイズ単段パルス管冷凍機の開発」低温工学 **39** (2004) 322-327
- [5] C. Wang et al.: "Development of 4K Pulse Tube Cryorefrigerators at Cryomech", CP613 *Adv. Cryo. Eng. : Proceedings of the Cryogenic Engineering Conference* Vol. **47** (2002) 641-648

第 4 章 低振動ステージの検討

本研究で導入した独立懸架方式の振動低減策により目標とする振動値および冷凍能力を達成できるかどうかを検討した。これら性能予測は、振動低減メカニズムの理解や製作した実機による測定結果を考察する上でも、役立つと考えられる。

具体的には VR ステージの検討として、VR ステージのモデル化、支持ロッドおよびヒートリンクの物性測定を含む要素検討、そして測定した物性値を用いた性能予測を行った。本章では、これら実施内容の結果について述べる。

第 1 節 VR ステージのモデル化

VR ステージによる振動低減のためには、支持ロッドにはできるだけ剛性の高い部材、ヒートリンクには柔軟性の高い部材を用いることが好ましい。一方で、支持ロッドおよびヒートリンクには、VR ステージで冷凍能力を確保するための熱的な評価も求められる。本節では、VR ステージの機械的および熱的評価を集中定数モデルによって行う。その結果から、支持ロッドおよびヒートリンクに求められる、形状や材質について検討する。

第 1 項 VR ステージのバネ系モデル

Fig. 4-1 に、VR ステージのバネ系モデルを示す。本研究の対象は 2 段クライオクーラーに対する振動低減であるが、簡単のため単段クライオクーラーで考える。単段型モデルによる検討であっても、VR ステージの共振点より十分低周波領域を考えているため、2 段型パルス管クライオクーラーにそのまま拡張することが可能である。複数本で構成される支持ロッドのバネ定数を k_r 、ヒートリ

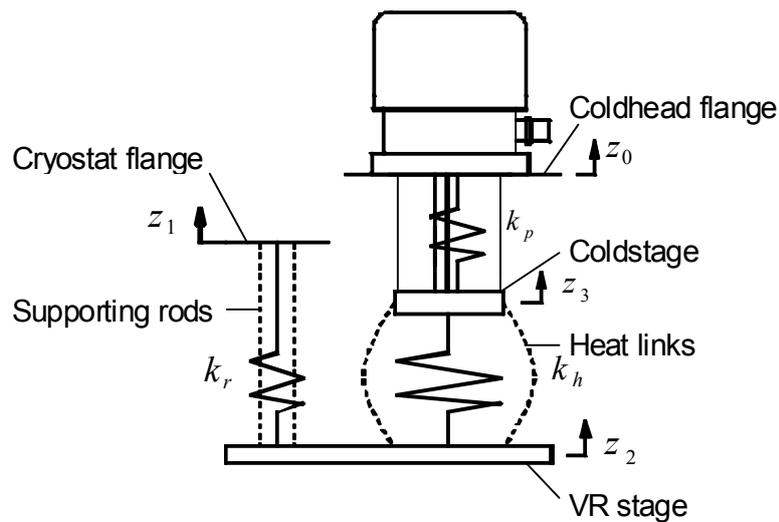


Fig. 4-1 VR ステージのバネ系モデル

支持ロッドのバネ定数を大きくすること、ヒートリンクのバネ定数を小さくすること、クライオスタットフランジの振動（地面振動）を小さくすることで、VR ステージの変位は小さく抑えられる。

リンクのバネ定数を k_h とする。また、コールドヘッドの変位を z_0 、支持ロッドを取付けるフランジの変位を z_1 、VR ステージの変位を z_2 、コールドステージの変位を z_3 とした場合、支持ロッドとヒートリンクの力のつり合いは、

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + k_h(z_2 - z_3) + k_r(z_2 - z_1) = 0 \\ m_3 \ddot{z}_3 + k_h(z_3 - z_2) + k_p(z_3 - z_0) = f_g \end{cases} \quad (4-1)$$

である。ここで、それぞれの記号は以下のとおりである。

- z_0 : コールドヘッドの支持平面の変位 [m]
- z_1 : クライオスタットの変位[m]
- f_g : ガス圧力による加振力 [N]
- k_p : パルス管のバネ定数 [N/m]
- m_3 : コールドステージの質量 [kg]
- z_3 : コールドステージの変位 [m]
- m_2 : VR ステージの質量 [kg]

- z_2 : VR ステージの変位 [m]
 k_r : 支持ロッドのバネ定数 [N/m]
 k_h : ヒートリンクのバネ定数 [N/m]

(4-1)式をフーリエ変換すると

$$\begin{cases} (-m_2\omega^2 + k_h + k_r)z_2 - k_h z_3 = k_r z_1 \\ (-m_3\omega^2 + k_h + k_p)z_3 - k_h z_2 = k_p z_0 + f_g \end{cases} \quad (4-2)$$

行列を用いて表すと

$$\begin{bmatrix} -m_2\omega^2 + k_h + k_r & -k_h \\ -k_h & -m_3\omega^2 + k_h + k_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_r z_1 \\ k_p z_0 + f_g \end{bmatrix} \quad (4-3)$$

よって、逆行列により

$$\begin{bmatrix} z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} -m_3\omega^2 + k_h + k_p & k_h \\ k_h & -m_2\omega^2 + k_h + k_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_r z_1 \\ k_p z_0 + f_g \end{bmatrix} \quad (4-4)$$

$$\Delta = (-m_2\omega^2 + k_h + k_r)(-m_3\omega^2 + k_h + k_p) - k_h^2$$

ここで、ヒートリンクのバネ定数 k_h は、支持ロッドのバネ定数 k_r およびパルス管のバネ定数 k_p より、十分小さいと仮定すれば、

$$\begin{bmatrix} z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{(m_2\omega^2 - k_r)(m_3\omega^2 - k_p)} \begin{bmatrix} k_r x_1 (-m_3\omega^2 + k_p) + k_h (k_p x_0 + f_g) \\ k_h k_r x_1 + (-m_2\omega^2 + k_r)(k_p x_0 + f_g) \end{bmatrix} \quad (4-5)$$

更にクライオクーラーの駆動周波数(1.2 Hz)は、VR ステージおよびパルス管の固有振動数より十分小さいため、 $\omega^2 \ll k_r/m_2$ 、 $\omega^2 \ll k_p/m_3$ とすれば、

$$\begin{bmatrix} z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{k_r k_p} \begin{bmatrix} k_r k_p x_1 + k_h (k_p x_0 + f_g) \\ k_h k_r x_1 + k_r (k_p x_0 + f_g) \end{bmatrix} \quad (4-6)$$

となる。 $(k_p x_0 + f_g)$ の項を消去してやると

$$z_2 = \left(1 - \frac{k_h^2}{k_r k_p}\right) z_1 + \frac{k_h}{k_r} z_3 \quad (4-7)$$

$k_h^2 \ll k_r k_p$ であり、整理すると

$$z_2 = z_1 + \frac{k_h}{k_r} z_3 \quad (4-8)$$

となる。

以上から、VRステージはコールドステージ変位にヒートリンクのバネ定数と支持ロッドのバネ定数の比をかけた変位(コールドステージ変位の振動伝達)と、支持ロッドが支持されるフランジの変位(地面振動)によって決定されることが分かる。このことから、VRステージに求められる要素は、

- ① バネ定数の小さなヒートリンクを選定すること
- ② バネ定数の大きい支持ロッドを選定すること
- ③ 支持ロッドを支持する平面の変位を小さくすること

となる。本モデルを使用した変位量の推定については、第4節で述べる。

第2項 VRステージの熱抵抗系モデル

2段型VRステージの熱抵抗モデルを Fig. 4-2 に示す。このモデルから、第1段VRステージおよび第2段VRステージのそれぞれの熱のバランス式を整理すると以下ようになる。

$$\text{1 段 VR ステージ} \quad 0 = Q_{31} + Q_{21} - Q_{11} - Q_{32} \quad (4-9)$$

$$\text{2 段 VR ステージ} \quad 0 = Q_{32} + Q_{22} - Q_{12} \quad (4-10)$$

ここで、各部位の熱の流れは以下のようになる。

$$\text{1 段ヒートリンク部} \quad Q_{11} = \frac{T_{21} - T_{11}}{R_{11}} \quad (4-11)$$

$$\text{2 段ヒートリンク部} \quad Q_{12} = \frac{T_{22} - T_{12}}{R_{12}} \quad (4-12)$$

$$\text{1 段支持ロッド部} \quad Q_{31} = \frac{T_3 - T_{21}}{R_{31}} \quad (4-13)$$

$$\text{2 段支持ロッド部} \quad Q_{32} = \frac{T_{21} - T_{22}}{R_{32}} \quad (4-14)$$

したがって、VR ステージの冷凍能力を大きくするには、① 支持ロッドの熱抵抗を大きくすること、② ヒートリンクの熱抵抗を小さくすることが要求される。

このバランス式を用いた冷凍能力の推定値は、第4節に述べる。

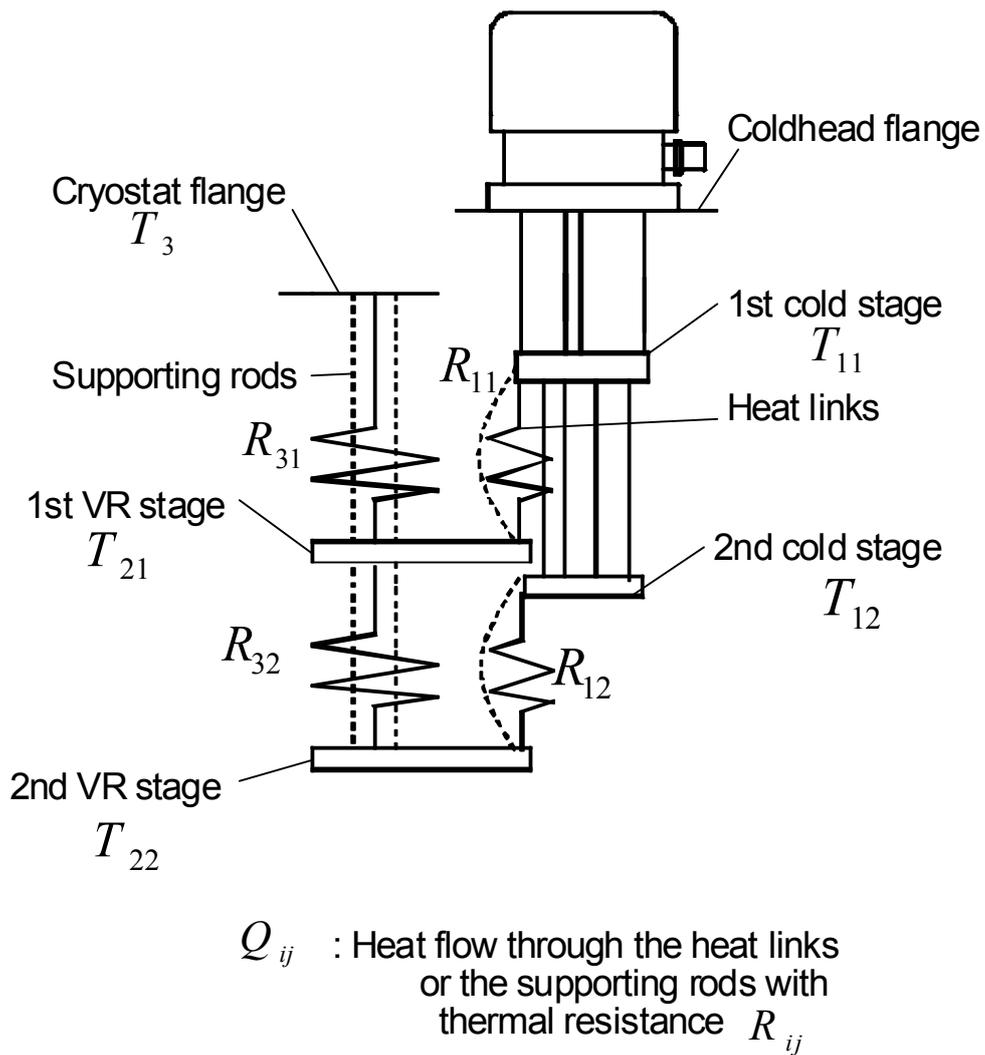


Fig. 4-2 VR ステージの熱伝導解析モデル

支持ロッドおよびヒートリンクを熱抵抗で現わすモデルにより、VR ステージ各部の熱バランスを計算することで VR ステージの冷凍能力を予測する。支持ロッドの熱抵抗を大きくすること、ヒートリンクの熱抵抗を小さくすることが必要である。

第 2 節 支持ロッドの機械的・熱的特性

VR ステージのバネ系モデルを用いた検討により、VR ステージの振動を低減するためには、FRP 支持ロッドのバネ定数が大きい必要があることが分かった。

また、熱抵抗モデルの検討では、VR ステージへの熱侵入を防ぐため、熱抵抗が大きいものがよいことが分かった。従来の低振動策では、G10 FRP が使用されることが多い。しかし、今回の研究では、アルミナ FRP を候補として挙げた。文献では、アルミナ FRP はアルミナ繊維の剛性が高く、熱伝導率は G10 FRP に同程度であることが示されている[1]。このことから、アルミナ FRP は支持ロッド材料として有力な候補となる。

本検討では、アルミナ FRP および G10 FRP について熱伝導率およびヤング率を測定し、G10 FRP との比較を行いアルミナ FRP の有効性を評価する。

第1項 支持ロッドの材料の検討

支持ロッドには、ヤング率が大きく熱伝導率が小さい材料が望ましい。支持ロッドの候補となるアルミナ FRP および G10 FRP の物性値（ヤング率および熱伝導率）を測定し、支持ロッドとしての評価を行った。

(1) FRP のヤング率測定

実際の支持ロッドの FRP はフィラメントワインディング製法で製作されているが、今回のヤング率測定では、短冊状の FRP 片を用いた。アルミナ FRP および G10 FRP の試験片は、いずれも繊維方向が長軸方向になるようにした。測定セッティングおよびヤング率測定のフローを Fig. 4-3 に示す。

測定の方法は、FRP 片をピンハンマーで打撃して振動波形を取得し、FFT アナライザによりスペクトラムへ変換して固有振動数を求めた。これらのセットは、銅製のプレート上に取付けられ、冷凍機で冷却して低温領域における固有振動数も測定できるようにした。固有振動数からヤング率への変換は、サンプルと同寸法のモデルを FEM (Finite Element Method) 解析し、測定で得られた固有振動数と一致するときのヤング率を求めた。

Fig. 4-4 に測定結果を示す。アルミナ FRP のヤング率は、300 K ではおよそ 65 GPa であったが、200 K より低温では 100 GPa 程度となった。G10 FRP のヤング率は 250 K 以下で 30 MPa 程度であるのに比べ、常温付近で 2 倍、低温では 3 倍以上大きなヤング率が期待できることが分かる。これは、低温領域で使用する支持ロッドとして適した特性であると言える。

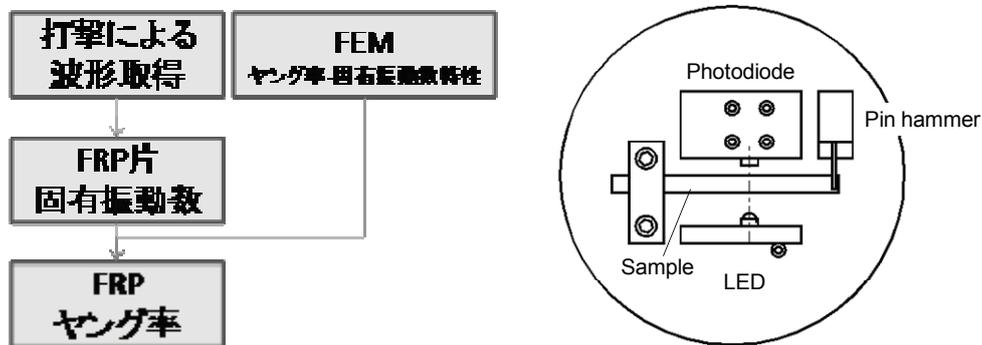


Fig. 4-3 FRP ヤング率測定のための測定フローおよびセットアップ模式図
 ピンハンマーで加振し、FFT アナライザで FRP サンプルの固有振動数を測定する。測定した固有振動数を用いて FEM により解析されたヤング率と固有振動数の関係からヤング率に変換した。

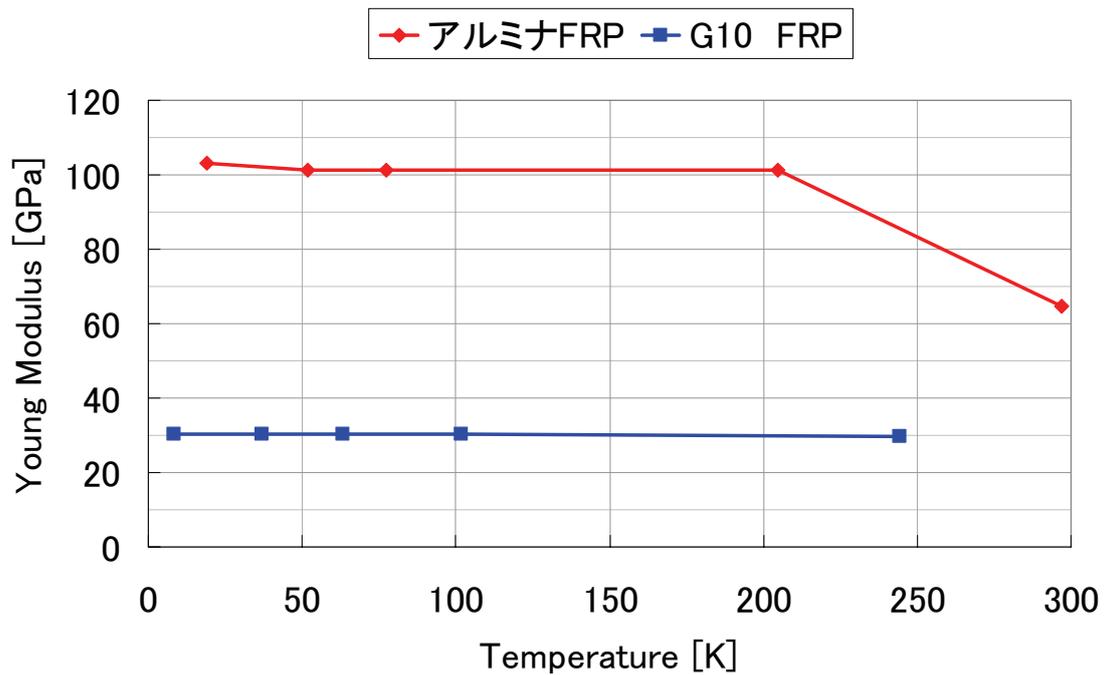


Fig. 4-4 支持ロッド材料 (アルミナ FRP) のヤング率
 アルミナ FRP のヤング率は 200 K 以下では温度依存性が小さく、G10 FRP の 3 倍である。

(2) FRPの熱伝導率測定

VR ステージでの冷凍能力を維持するための重要な支持ロッドの性能として、断熱性が挙げられる。第1段 VR ステージの支持ロッドの両端の温度は 300 K と 50 K、第2段 VR ステージでは 50 K と 5 K である。ここでは支持ロッドの候補として挙げられたアルミナ FRP および G10 FRP の熱伝導率を測定した。

Fig. 4-5 に熱伝導率測定の設定アップの概要図を示す。測定方法には、Longitudinal Heat Flow Method [2]を用いた。熱流によって生じる平衡状態での温度差から熱伝導率を求める方法である。一般に FRP は熱伝導率が小さく測定が難しいため、以下のことに注意した。

Longitudinal heat flow method を用いた計測にあたり、チェンバーのまわりを液体ヘリウムで充てんし、温度制御用ヒーターで温度調整しながら、各温度における熱伝導率を測定した。

計測の誤差を考えた場合、サンプルよりチェンバーのほうの温度が低い場合、サンプルに負荷した熱が引出し線または熱輻射を通じてチェンバーへ流出する可能性が考えられた。また、温度センサおよび熱負荷ヒーターへ電流を流すため、引出し線が有する抵抗による発熱が考えられた。これらの誤差原因が、計測を行うにあたって問題ないレベルまで低減されなければならない。よって、本研究では以下の対策を行った。

① FRP は熱伝導率が小さいため、計測で負荷する熱流が小さいことが考えられる。もし熱流が小さいならば、誤差成分の影響が大きくなり、また精度の高い計測が困難になることが予想される。よって、誤差よりも十分大きい熱流を流すため、十分断面積の大きいサンプルを用いた。

② 熱流出の対策として、引出し線に熱伝導率の小さいマンガニン線の細線を用いた。マンガニン細線の線径は $\phi 0.1$ mm であり、長さ約 100 mm となる。熱流出による熱量の見積もりは、5 K 付近において 2.5 μ W, 10 K 付近において 18 μ W, 30 K 付近において 81 μ W となり、ヒーターによる測定熱負荷の 0.2~0.6% となり測定熱負荷に比べ十分小さい値とした。熱輻射による熱流出では、5 K 付近において 0.3 μ W, 10 K 付近において 10.6 μ W, 30 K 付近において 883 μ W として熱輻射の影響においても小さくなるよう考慮した。

③ 引出し線による発熱対策として、引き出し線で発熱する量を計測に含めないため、熱負荷の四端子法を用いてサンプルに負荷される正味の熱負荷を求め

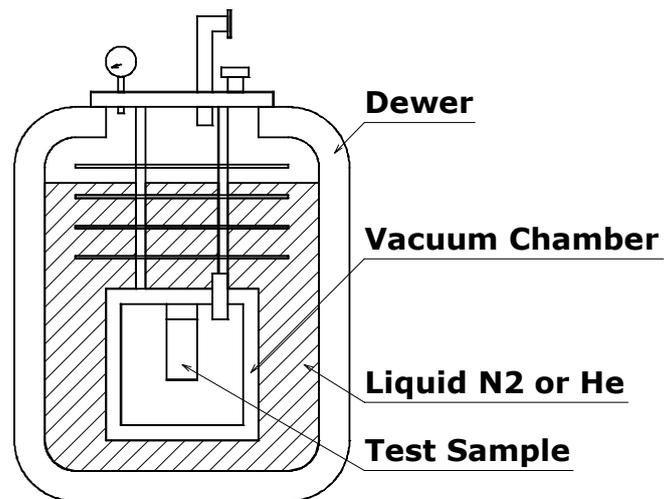
たこと、ヒーターに流す電流値を小さくことに注意した。ヒーターに負荷する電流は、4.5 Kにおいて 3.7 mA、10 Kにおいて 7.2 mA、30 Kにおいて 13.4 mA である。発熱量の見積もりを行った結果、4.5 K 付近の測定時で約 9 μ W、10 K 付近の測定時で約 35 μ W、30 K 付近の測定時で約 120 μ W であり、測定に負荷した熱量の 1%以下となり、測定熱負荷に比べ十分小さい値とした。

④ 温度センサは、シリコンダイオード温度センサを用いた。用いたシリコンダイオード温度センサは校正済みであり、低温での確度が数十 mK と小さいセンサである。また、温度センサは 2 点間の温度計測となる。誤差の小さな計測が求められるが、前述の熱流出および温度センサそれぞれの校正誤差の違いから、わずかに温度差（オフセット）が生じる。熱伝導率測定では、それらの誤差に対し十分大きな温度差とすること、2 点間のオフセット分の温度差を差し引くことで熱流によって引き起こされた温度差を測定した。

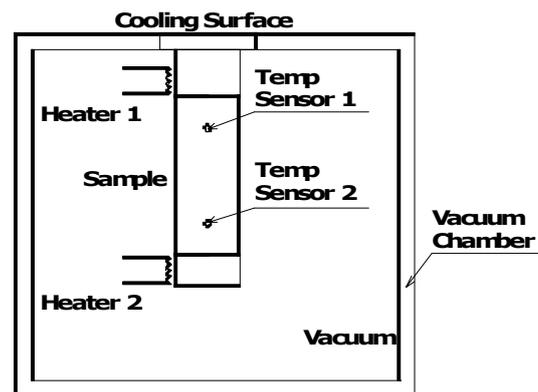
⑤ 取付け金具について Longitudinal Heat Flow Method では、断面の温度が均一になることが前提となるが、サンプルの取付け状況によっては温度の不均一性が生じる可能性がある。今回の測定では、アルミナ FRP の熱伝導率測定に用いたサンプルは軸方向の長さに比べ外径の寸法が大きい円筒となるため、均一性を考慮した取付け金具が必要である。本計測では、円筒となるアルミナ FRP サンプルに合わせて内径に嵌め合いが可能で接触面積を増した高純度アルミニウム製の取付け金具を用いて均一な温度になるよう工夫した。G10 FRP に用いたサンプルに対してもアルミニウム製の取り付け金具を用いた。

Fig. 4-6 に今回測定した FRP のサンプル形状を示す。一般的な FRP では、繊維方向によって熱伝導率が変化することが知られている。今回測定したアルミナ FRP サンプルでは一般的な製法であるフィラメントワインディング法で製作した中空円筒状のものを用いた。寸法は外径 70 mm、肉厚が 4 mm であり、断面積は 829.4 mm² となる。一方、G10FRP では、繊維方向が長軸方向になっている棒状のサンプルを用いた。寸法は外径 20 mm の中実ロッドであり、断面積は 314.2 mm² となる。

これらのサンプルについて熱伝導率を測定した結果を、**Fig. 4-7** に示す。アルミナ FRP および G10FRP とも、温度低下に合わせて熱伝導率が低下する。また、アルミナ FRP の熱伝導率は 30 K 以下において G10-FRP よりも小さくなり、第 2 段階ステージ用として好ましい特性を示している。



(a) テスト用クライオスタット



(b) サンプルセットアップ

Fig. 4-5 Longitudinal Heat Flow Method の概要

既知の一定熱流を流した際に生じる平衡状態での温度差を計測し、熱伝導率および熱抵抗を求める。熱負荷および温度計測に関して、誤差が小さくなるよう考慮した。

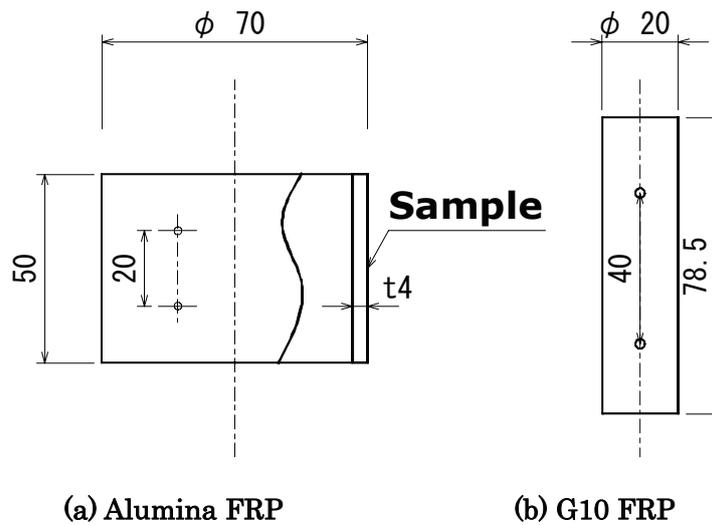


Fig. 4-6 熱伝導率測定に用いた FRP サンプル

(a)のアルミナ FRP の熱伝導率測定には、実際に用いた支持ロッドとフィラメントワインディング製法で製作したものを、(b) G10 FRP サンプルについては、軸方向に繊維方向をもつものを用いた。アルミナ FRP および G10 FRP の熱伝導率測定には、断面での温度均一性を考慮し、アルミニウム製の取付け金具を用いた。

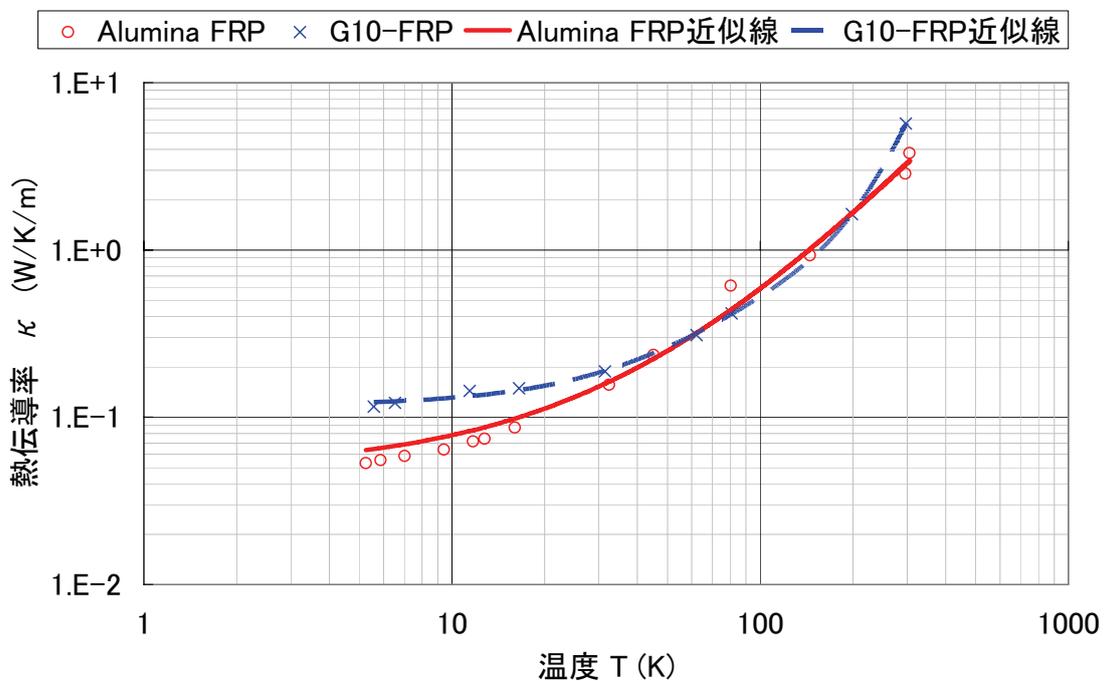


Fig. 4-7 支持ロッド材料 (アルミナ FRP) の熱伝導率
アルミナ FRP の熱伝導率は、30K 以下で G10 FRP より小さい。

第2項 VRステージ構造の検討

VR ステージ構造の剛性を高めることが振動変位の低減に効果があるのは(4-8)式からも明らかである。本検討では、VR ステージの構造を構成する支持ロッドに注目し、その形状と支持形体について検討を行う。

まず、支持ロッドの強度を決める要素のひとつとして、断面2次モーメントが挙げられる。断面2次モーメントは断面形状によって決定されるパラメータであるため、断面形状によってロッドとしての剛性が変化する。また、同じ材質、断面積、長さという条件での断面2次モーメントの変更は、熱伝導性は変化しないため、侵入熱量を増加させずに剛性を向上できる。ここでは、支持ロッドの断面2次モーメントについて、いくつかの形状で検討を行う。

検討した支持ロッドの形状は、中実円柱、中空円柱および長方形である。本検討では、FRP 支持ロッドの形状による VR ステージ構造の剛性の検討として有限要素法(FEM)による固有振動数の解析を行った。一般に構造体の固有振動数は構造の剛性の指標と考えられ、固有振動数が高ければ剛性が高いといえる。したがって、より高い固有振動数となる構造を調べる。FEM による固有振動数の解析にあたり、有限要素法ソフト FEMAP+NASTRAN を用いた。材質に G10-FRP を選定したのは、形状による差異を議論するためであり、この解析結果はアルミナ FRP についても用いることができる。剛性を検討するための計算は支持ロッド単体の剛性ではなく、支持ロッドを VR ステージ構造に導入した状態を模擬したモデルを使用した。Fig. 4-8 に用いたモデルのイメージを示す。今回用いたモデルは8本の長さ 200 mm の支持ロッドを有する VR ステージ構造モデルであり、8本の支持ロッドは PCD 200 mm に等角度に配置されているものとする。また、材質として G10-FRP、VR ステージ部は OFHC 材とした。

FEM 解析結果のまとめを Table 4-1 に示す。1次振動モードの固有振動数が最も高くなったのは中空円柱モデルであり、279 Hz であった。一方、長方形断面の支持ロッドは断面2次モーメントが最も小さくなり、異方性があるためにねじれの振動モードが発生し、54 Hz となった。これにより中空円柱は共振周波数が5倍得られるため、剛性としての評価は25倍程度に大きいと考えられる。

以上の結果から、支持ロッドとしては断面2次モーメントに方向性を持たず、断面2次モーメントの大きくなる中空円柱がよいことがわかった。

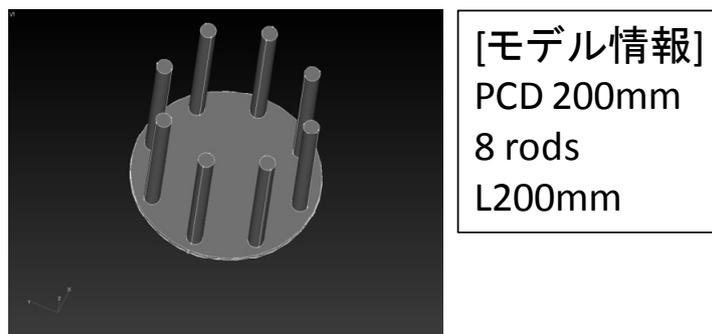


Fig. 4-8 VR ステージを模擬した FEM モデル

Table 4-1 支持ロッドの断面形状 VR ステージ構造の固有振動数

項目	中実円柱	中空円柱	角柱
寸法 [mm]	外径 10	外径 14.2 内径 10	幅 20 厚さ 4
断面積 [mm ²]	78.54	79.83	80.00
断面 2 次モーメント [mm ⁴]	491	1505	長 2667
			短 107
固有値 (1 次) (2 次) [Hz]	207 (曲げ)	279 (曲げ)	54 (ねじれ)
	294 (ねじれ)	410 (ねじれ)	105 (曲げ)

次に、VR ステージの支持構造についてより具体的な検討を行った。VR ステージ構造形体の検討として、支持ロッドの本数を変化させて固有振動数の向上の効果を FEM により検討した。

基本モデルは、2 段型パルス管クライオクーラーの外部に VR ステージを支える G10-FRP を材料とした 4 本の $\phi 10$ 中実ロッドによる支持とした。このとき、VR ステージの材料を OFHC とし、ヒートリンクの質量を模擬するため第 1 段 VR ステージに 5.34 kg、第 2 段ステージに 3.88 kg を付加した。この基本モデルによる固有振動数は、1 次モードは支持ロッド部の曲げ振動で 45.4 Hz、2 次

モードはねじれ振動で 46.6 Hz、3 次モードとしてくねり振動で 93.9 Hz となった。

次に、この基本モデルから中空円柱ロッドに変え、また本数を 8 本にしたときの固有振動数を求めた。条件を変更した場合の固有振動数の計算結果のまとめを **Table 4-2** に示す。また、**Fig. 4-9** には、VR ステージの振動モードを示す。

中空円柱ロッドにすることで、固有振動数が基本モデルの 1.6 倍となり、さらに本数を 4 本から 8 本にすることで 1.3 倍となった。中空円柱ロッドにすることと本数を増やすことで剛性を挙げられることは明らかであるが、製作上の観点から 8 本が限界と考えられる。

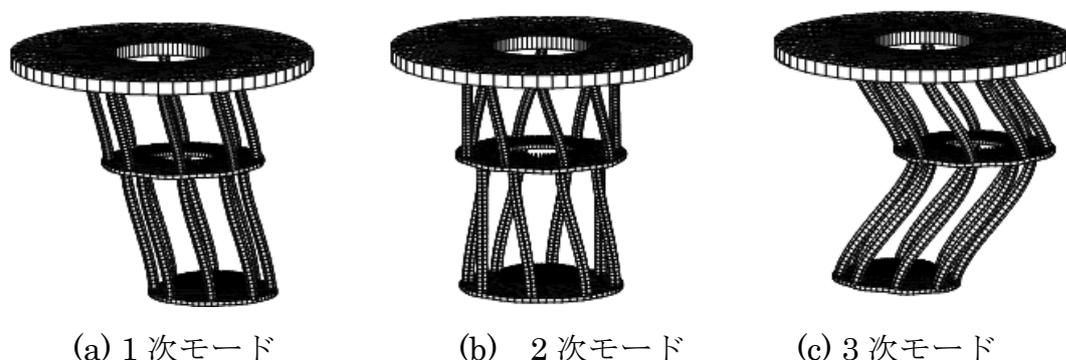


Fig. 4-9 VR ステージの振動モード解析

FEM を用いて振動モード解析を行った結果、1 次モードとして横方向の曲げモードが見られた。

Table 4-2 VR ステージの固有振動数の検討

	モデル	Supporting rods			VR stage	Eigen Frequency		
		材料	数	断面	材料	Mode1	Mode2	Mode3
Case 1	基本モデル	G10 FRP	4	$\phi 8$	OFHC	45.4	46.6	93.9
Case 2	中空 4 本 支持モデル	G10 FRP	4	$\phi 13$ t1.5	OFHC	73.2	75.9	138.4
Case 3	中空 8 本 支持モデル	G10 FRP	8	$\phi 13$ t1.5	OFHC	93.3	104.6	164.5

第3項 支持ロッドのまとめ

測定で得られたヤング率および熱伝導率と、今回用いた支持ロッドの形状および寸法からバネ定数および熱抵抗を求めた。その結果を **Table 4-3** に示す。第1段 VR ステージでは、8本で構成される支持ロッドのバネ定数は 3.45×10^8 N/m となり、熱抵抗は 160 K/W となった。第2段 VR ステージの場合、8本で構成される支持ロッドのバネ定数は 4.31×10^8 N/m となり、熱抵抗は 2190 K/W となった。

Table 4-3 支持ロッドのバネ定数および熱抵抗のまとめ

	第2段 VR ステージ	第1段 VR ステージ
材質	アルミナ FRP	アルミナ FRP
寸法	$\phi 14$ t2 x L150	$\phi 14$ t2 x L200
ヤング率	100 GPa	80 GPa
熱伝導率	約 0.15 W/K/m	約 1.55 W/K/m
1本当たりのバネ定数	0.54×10^8 N/m	0.43×10^8 N/m
8本当たりのバネ定数	4.31×10^8 N/m	3.45×10^8 N/m
1本当たりの熱抵抗	17,520 K/W	1,280 K/W
8本当たりの熱抵抗	2,190 K/W	160 K/W

第3節 ヒートリンクの機械的・熱的特性

第1項 ヒートリンクの材料の検討

柔軟性が高く、熱伝導率の高いヒートリンク材料について調査した。通常、このような伝熱材には、OFHC が使われる事が多い。また、近年では高伝熱材として高純度アルミニウム(Al)材が使われるようになってきており、ここでは両者の比較を行った。

Table 4-4に OFHC材およびAl材について 0 °C(273 K)および -100 °C(173.15 K)での熱伝導率、常温でのヤング率および密度を示す[3]。ヤング率をみると、

OFHC 材では 117 GPa である。一方、Al 材は 69 GPa であり、OFHC 材のヤング率より 40%以上も小さく、柔軟性が期待できる。また密度についても 70%程度の低減が見込まれる。軽量化は固有振動数の向上にも繋がるため、Al 材はヒートリンク材として好ましい。他方、熱伝導率は、0 °C 付近では Al 材は OFHC の約 60%である。しかし、金属の純度が高くなれば低温において熱伝導率が大きくなるので、高純度 Al 材を使用すれば OFHC を超える熱伝導率が期待できる。

Table 4-4 無酸素銅 OFHC と高純度アルミニウムの物性比較

	OFHC 99.96%	Aluminum 99.85%
熱伝導率	403 W/m/K	236 W/m/K
	420 W/m/K	241 W/m/K
ヤング率	117 GPa	69 GPa
密度	8900 kg/m ³	2700 kg/m ³

第 2 項 純アルミニウム材の熱伝導率測定

アルミニウムを含む純金属の熱伝導率は、低温で大きくなることが知られている。本研究では、純度 99.999%の純アルミニウムをヒートリンク材料として候補に挙げた。そこで純アルミニウムのヒートリンクの熱伝導率の測定を行った。測定方法は、FRP 材料と同様に Longitudinal Heat Flow Method である。純アルミニウムは FRP と異なり熱伝導率が高いことが予測されたので、φ0.15 の細い純アルミニウム線を用いた。また、残留ひずみにより熱伝導率が変化することから、アニール処理したサンプルとアニール未処理のサンプルを用意し、その違いを評価した。

Fig. 4-5 に純アルミニウムの熱伝導率の測定結果を示す。純アルミニウムの熱伝導率は、アニールしたサンプルで RRR3000 相当、アニールしなかったサンプルで RRR2000 相当となることがわかった。この測定から 4 K 付近で 8000 W/m/K から 10000 W/m/K の熱伝導率が得られることが分かった。

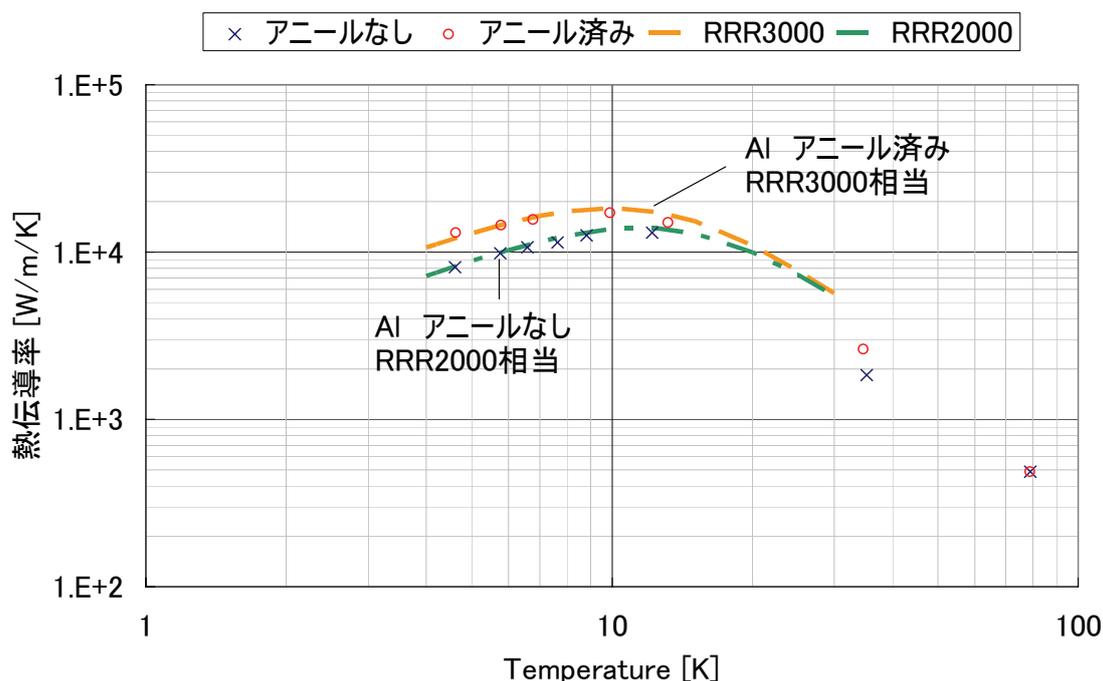


Fig. 4-10 純アルミニウム材の熱伝導率

純度 99.999% のアルミニウムの熱伝導率測定では $\Phi 0.15$ の細線状のアルミニウム線 10 本を用いた。サンプルは測定の前にアニールをしたものとアニールしなかったものを用意した。純アルミニウムの熱伝導率は、アニールしたサンプルで RRR3000 相当、アニールしなかったサンプルで RRR2000 相当となることがわかった。この測定から、4 K 付近において 8000 W/m/K から 10000 W/m/K の熱伝導率が得られた。

第 3 項 ヒートリンクの断面形状の検討

ヒートリンクに対する機械的な要求として、柔軟性が要求される。柔軟性を得るため、バネ定数が小さくなる形状について検討した。バネの候補として Fig. 4-11 で示すような 2 種類のバネ形状を検討した。板バネ、細糸束線である。

(1) 板ばね：

Wang の例では、板ばねが用いられている。特徴として、製作しやすいこと、接続面の接触熱抵抗が小さいことである。一方で、幅方向の剛性が大きくなり、

その方向の振動については減衰効果が期待できない。

(2) 細糸束線：

同一断面積下の条件下では、細糸を沢山用いた方がバネ定数を小さくすることができる。今回のケースでは線径を $\phi 0.15 \text{ mm}$ とした。特徴として、細糸束線とすることでバネ定数の方向性がなくなる。一方で、ステージへの取付けには金具が必要となり、その方法に検討が必要となる。

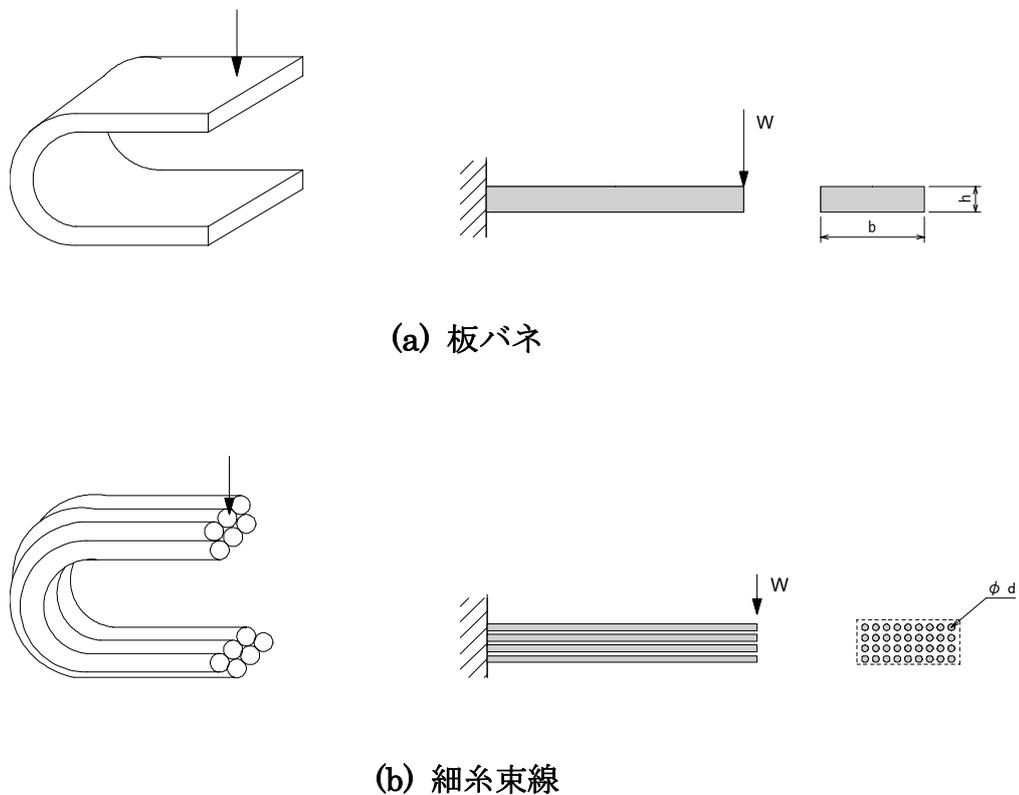


Fig. 4-11 バネ定数検討のためのバネ形状モデル

板バネおよび細糸束線のバネ定数は、片持ち梁のたわみの式[4]から

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (4-18)$$

となる。

紹介した2種類のばねについては面積(20 mm²)、長さ(100 mm)・材料(銅)を同じとした条件とし、比較検討を行った。**Table 4-5**に各形状でのバネ定数の計算結果を示す。この結果、細糸束線モデルのバネ定数はわずかに10 N/mとなることがわかった。これは板バネ(t 1 mm)から比べ98%以上小さい。したがって、細糸束線を用いたヒートリンク形状が、振動低減に効果的であると考えられる。

Table 4-5 バネ形状によるバネ定数の比較

同断面積、同長さ、銅を使用した場合でバネ定数を算出した。板バネおよび細糸束線はカンチレバーのたわみの式を用いて計算した。バネ定数は細糸束線モデルが、板バネモデルより十分小さくなった。

	板バネ	細糸束線バネ
断面寸法	20mm x 1mm	φ0.15mm x 1150 本
長さ	100mm	100mm
断面積	20.0 mm ²	20.3 mm ²
バネ定数	585 N/m	10 N/m
材料	銅 (ヤング率 11.7 GPa, 横弾性係数 40 GPa)	

第4項 ヒートリンクの構造の検討

細糸束線を実際にヒートリンクとして使用するため、撚り線状にし、両端に電気配線で使われる圧着端子を圧着した。**Fig. 4-12**に、本研究で用いたヒートリンクの外観図を示す。また、**Table 4-6**にヒートリンクで用いた撚り線の仕様を示す。

Table 4-6 ヒートリンクに用いた撚り線仕様

本研究で用いた純アルミニウム材撚り線は本研究のために開発された。

	メーカー (型式)	線	素線数 (巻き線構成)	断面積
Pure Al (99.999%以上)	撚線：日立電線 素線：住友化学	φ0.15 mm	833 (17x7x7)	14.7 mm ²

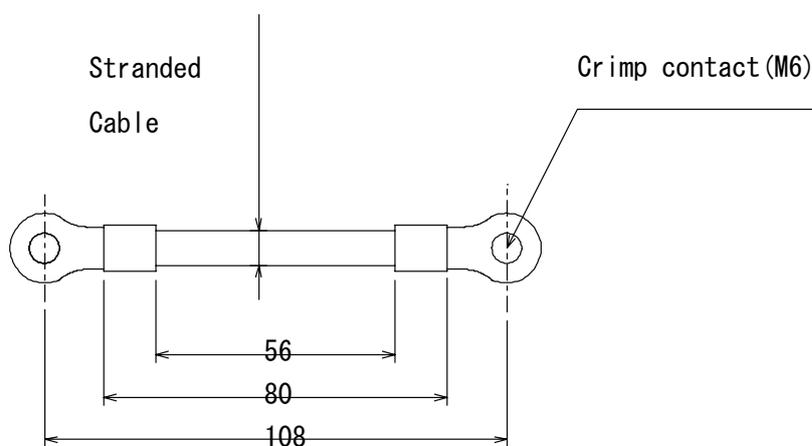


Fig. 4-12 ヒートリンクの模式図

コールドステージおよび VR ステージへの取付け用に、撚り線の両端に圧着端子を取り付けた構造とした。

第 5 項 ヒートリンクの熱抵抗測定

撚り線型のヒートリンクには両端に取り付けようのスリーブが付くため、この部分まで含めたヒートリンクの熱抵抗を測定しておく必要がある。ヒートリンクの熱抵抗測定の模式図を Fig. 4-13 に示す。また、Fig. 4-14 にセットアップの写真を示す。ヒートリンクを、銅ブロックにボルトで締結し、既定の熱負荷を加えて生じた温度差を測定することにより、熱抵抗を求めた。圧着端子部のかしめやステージとの取付けで生じる接触熱抵抗も含めて熱抵抗を測定するため、ヒーターと温度計は端子が取付けられた銅ブロック上に設置した。比較の

ため、OFHC 撚り線を用いたヒートリンクも測定した。

Fig. 4-15 に熱抵抗測定結果を示す。Al 材ヒートリンクは、100 K 以上では OFHC より 2.5 倍以上も熱抵抗があるが、低温になるに従って熱抵抗が小さくなり、30 K 以下では OFHC 材とほぼ同等の性能が得られた。

実際のクライオクーラーで使用される第1段階ステージの温度 50 K では、7.5 K/W である。7 K 以下の測定ができなかったため、第2段階ステージの温度 5 K でのデータは、外挿により 10 K/W と求めた。

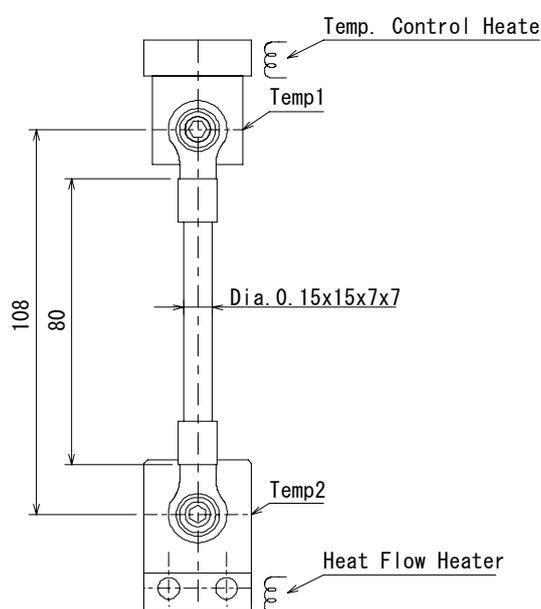


Fig. 4-13 熱抵抗の測定セットアップの模式図

圧着端子部のかしめやステージとの取付けで生じる接触熱抵抗も含めて熱抵抗を測定するため、ヒーターと温度計は端子が取付けられた銅ブロック上に設置した。

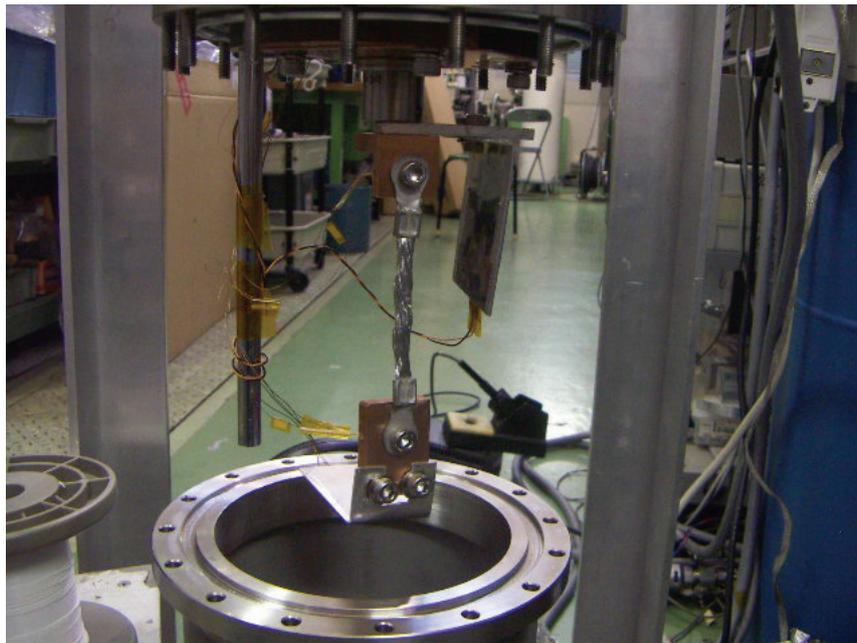


Fig. 4-14 ヒートリンクの熱抵抗測定の写真

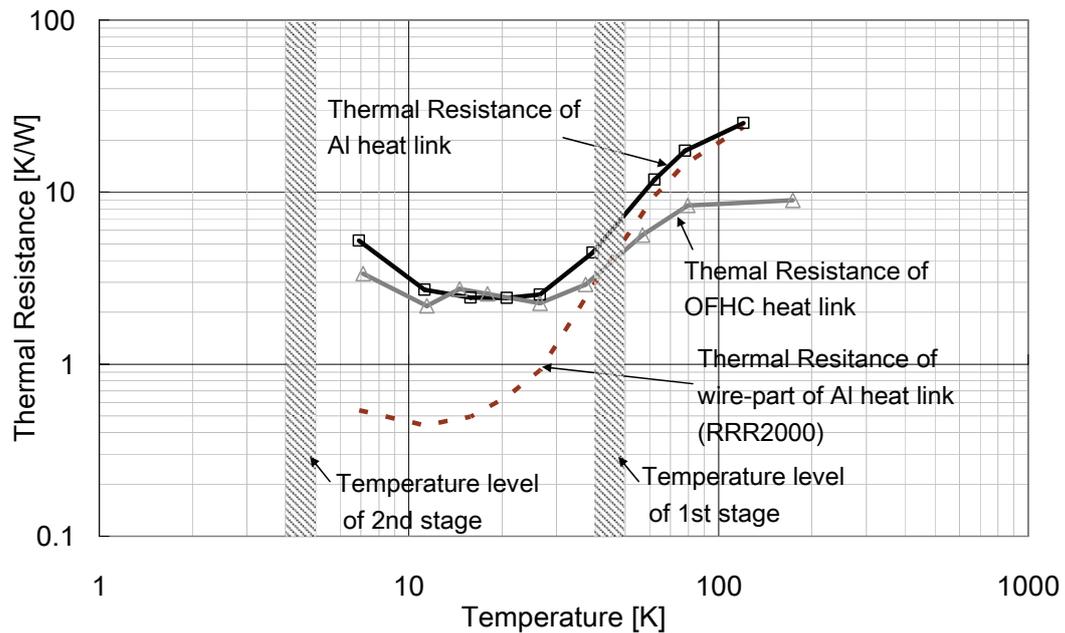


Fig. 4-15 ヒートリンクの熱抵抗の温度特性図

アルミニウム材ヒートリンクの熱抵抗は低温で小さくなり、OFHC材ヒートリンクと同程度の熱抵抗であった。しかし、純アルミニウム材料の熱伝導率から求められる熱抵抗にくらべ大きく、接触熱抵抗の影響が大きいと考えられる。

第 6 項 ヒートリンクのバネ定数測定

Fig. 4-16 にヒートリンクのバネ定数を測定するためのセットアップを示す。ヒートリンクの片側をボルト固定し、もう片方の側には磁石を取り付け、電磁石により加振力を加える。ヒートリンクの片側は加振力によって変位する。LED とフォトダイオードを組み合わせたシャドウセンサによりヒートリンク端部の変位を測定する。今回の試験では加振周波数のスイープによって、最も変位が大きくなる共振周波数を測定した。

先端に質量 m が取付けられたカンチレバーの共振周波数 f は、ヤング率 E 、断面 2 次モーメント I 、長さ l 、カンチレバーの質量 m_b としたとき、

$$f \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{l^3(m+0.23m_b)}} \quad (4-19)$$

となる[5]。この測定では端子部の質量 $m = 7.0 \text{ g}$ 、撚り線部の質量 $m_b = 3.2 \text{ g}$ である。これにより、測定によって求めた共振周波数から次のようにヒートリンクのバネ定数 K_h を求めることができる。

$$K_h = \frac{3EI}{l^3} = 4\pi^2(m+0.23m_b)f^2 \quad (4-20)$$

Fig. 4-17 に、極低温領域でヒートリンクのバネ定数を測定した結果を示す。結果は、200 K 以下の領域において、ヒートリンクのバネ定数は変化せず、13.4 N/m という大変小さい値であった。

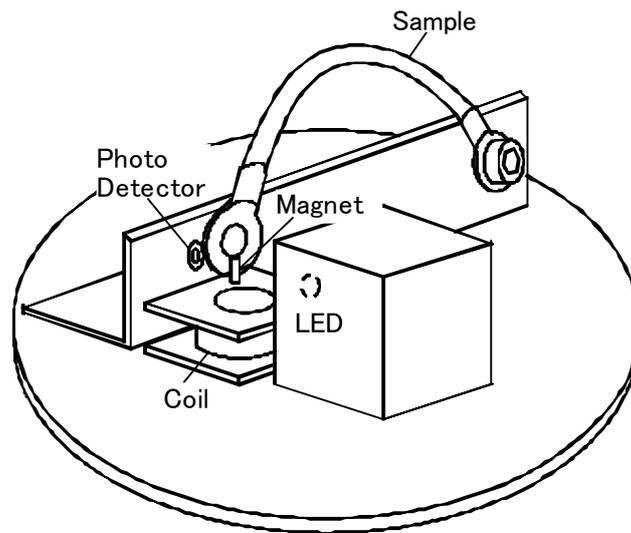


Fig. 4-16 ヒートリンクのバネ定数測定装置の概要

端子質量は 6.7 g、磁石質量は 0.3 g、撚り線部の質量は 3.2 g である。バネ定数の算出には、カンチレバーのバネ定数を求める式(4-20)を用いた。

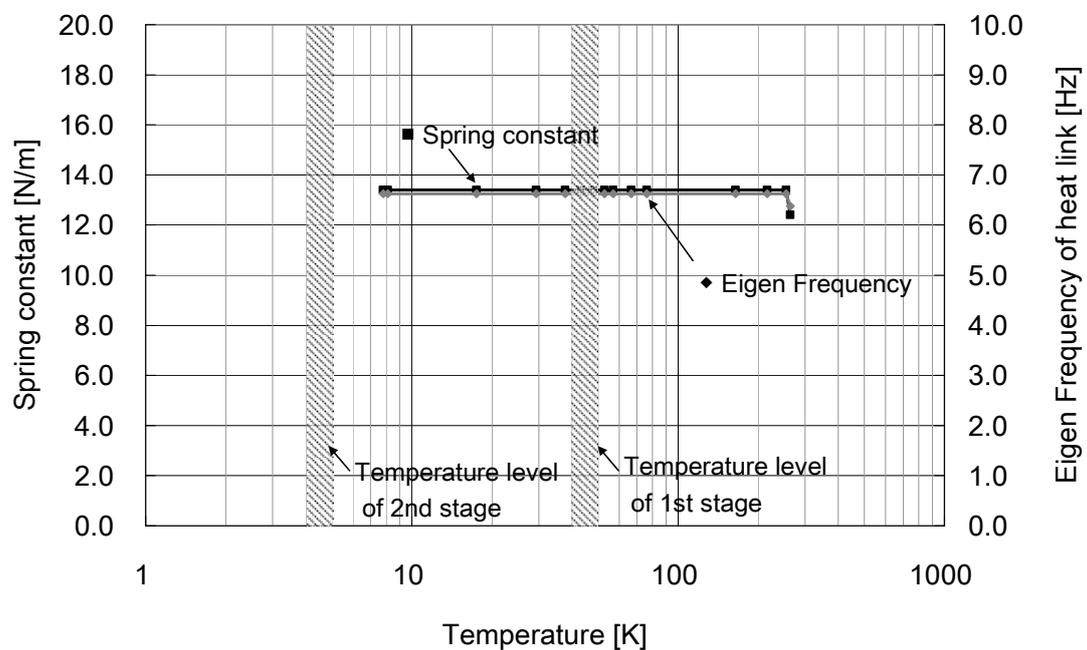


Fig. 4-17 ヒートリンクのバネ定数の温度特性

200K 以下の低温領域ではバネ定数の温度依存性が小さく、13.4 N/m と小さな値であった。

第 7 項 ヒートリンクのまとめ

ヒートリンクのバネ形状および材料について検討及び評価試験を実施した。以上の結果から、ヒートリンクとして適している要素は以下の通りである。

① バネ形状

同じ面積、長さ、材料を条件としたバネ定数の検討から、最もバネ定数の小さい形状は、細糸束線であった。熱伝導性を維持しつつ、柔軟性を求めるヒートリンクには細糸束線を模した撚り線を採用することとした。

② 材料

ヒートリンクに使用する撚り線の材料として OFHC 材と Al 材を比較した結果、Al 材は機械的な特性が OFHC 材より優れている。また、低温での熱伝導率の向上の影響で 50 K の熱抵抗が OFHC 材と同程度である。以上から、Al 材ヒートリンクを採用することとした。

③ ヒートリンク

撚り線を用いたヒートリンクの両端にはボルト締結が可能な圧着端子を取付けた。ヒートリンク 1 本当たりの接触熱抵抗は、4 K 付近で 10 K/W および 50 K 付近では 7.5 K/W となることが分かった。また、バネ定数測定では、200 K 以下の領域において、ヒートリンクのバネ定数は変化せず、13.4 N/m となり大変小さい値となった。

第 4 節 VR ステージの性能推定

第 1 項 変位伝達の推定

第 3 節で得られた支持ロッドおよびヒートリンクのバネ定数を(4-7)式に代入して変位伝達の予測値を求めた。以下に(4-7)式を改めて示す。

$$x_2 = x_1 + \frac{k_h}{k_r} x_3 \quad (4-21)$$

Table 4-7 に計算結果を示す。この計算では、クライオスタットフランジの振動変位は 0 とし、また、第 1 段および第 2 段コールドステージの変位を 20 μm と仮定した。計算の結果、VR ステージの変位は $0.05 \times 10^{-9} \text{ m}$ となった。したがって、今回の目標となる 1 μm 以下の振動変位を十分に下回る結果が予想された。この結果は、神岡鉱山内の地面振動レベルと比べても十分小さい数値である。

Table 4-7 VR ステージの変位振幅の予測

計算では、第 1 段および第 2 段コールドステージの変位を 20 μm と仮定した。この検討ではクライオスタットフランジの変位を 0 m としているため、第 2 段 VR ステージの変化はコールドステージからの変位伝達のみを示す。変位伝達成分は 0.05 nm となり、今回の目標となる 1 μm 以下の振動変位を十分に下回る結果が予想された。この結果は、神岡鉱山内の地面振動レベルと比べても十分小さい数値である。

項目		数値	単位	
バネ定数	FRP	第 1 段ステージ	4.31×10^8	N/m
		第 2 段ステージ	3.45×10^8	N/m
	ヒートリンク	第 1 段ステージ	643.2	N/m
		第 2 段ステージ	402	N/m
変位	クライオスタットフランジ		0	m
	第 1 段コールドステージ		20.0×10^{-6}	m
	第 1 段 VR ステージ		0.03×10^{-9}	m
	第 2 段コールドステージ		20.0×10^{-6}	m
	第 2 段 VR ステージ		0.05×10^{-9}	m

第 2 項 冷凍能力の推定

変位の予測同様に、第 3 節で得られた支持ロッドおよびヒートリンクの熱抵

抗を(4-8)および(4-9)式に代入し、VR ステージにおける冷凍能力の推定を行った。

Fig. 4-18 に計算結果を示す。計算にあたっての仮定として、コールドステージの冷凍能力は、第1段コールドステージで 45 K において 20 W、第2段コールドステージで 4.2 K において 0.5 W とした。計算の結果、VR ステージにおける冷凍能力の予測値は、第1段 VR ステージが 48.4 K (20 W 負荷) であり、第2段 VR ステージが 4.29 K (0.5 W 負荷) となった。この値は、CLIO 用低振動クライオクーラーの要求値を満たしており、設計上では要求値を達成することが示された。

ヒートリンクの熱抵抗による VR ステージとクライオクーラーのコールドステージの温度差は、第1段 VR ステージで約 3.4 K (20 W 負荷)、第2段 VR ステージで 0.09 K (0.5 W 負荷) となった。また、支持ロッドからの熱侵入は、第1段 VR ステージでは 1.57 W、第2段 VR ステージでは 0.02 W となった。

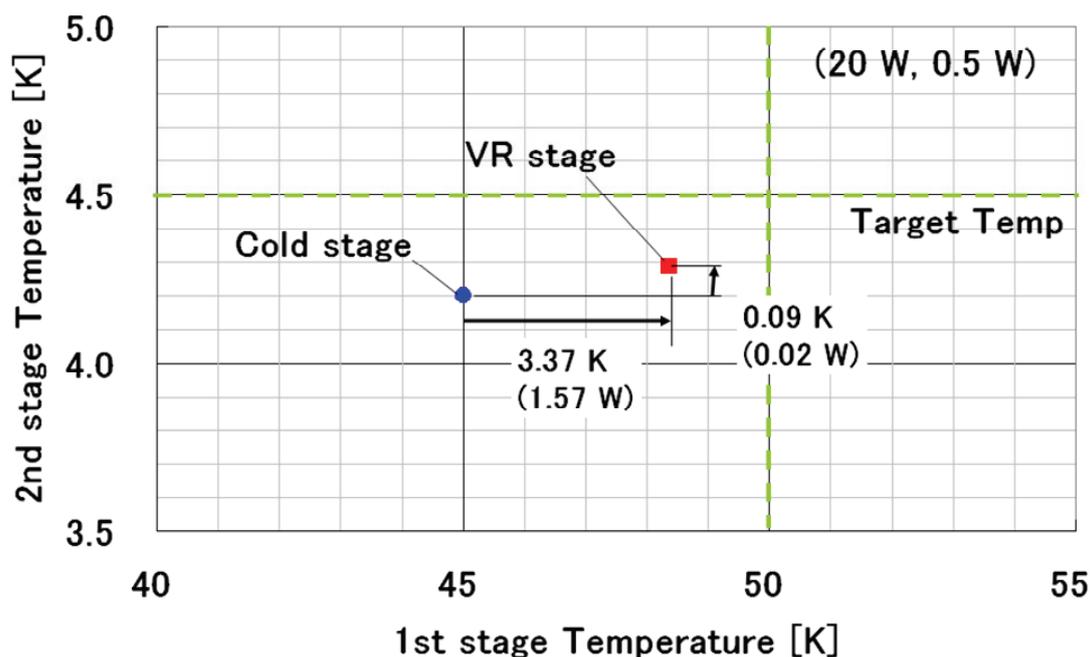


Fig. 4-18 VR ステージの冷凍能力予測結果ロードマップ

コールドステージにおける冷凍能力は、第1段コールドステージで 45 K (20 W 負荷)、第2段コールドステージで 4.2 K (0.5 W 負荷) を仮定した。グラフ中括弧内の数字は支持ロッドからの熱侵入量の予測を示す。VR ステージにおける冷凍能力は、目標値を達成すると考えられる。

【参考文献】

- [1] 低温工学協会(編): 低温工学ハンドブック, 内田老鶴圃, (1982) p166-167
- [2] Y. S. Touloukian, et al.: "Metalic elements and alloys," IFI-Plenum, New York-Washington (1970)
- [3] 国立天文台編: "理科年表 2002 年", 丸善
- [4] 萩原国雄:"材料力学 考え方解き方", 東京電機大学出版局(1994)
- [5] Cyril M. Harris and Charles E. Crede: "Shock and vibration handbook 2nd edition", New York, McGraw-Hill (1976)

第 5 章 低振動クライオクーラーの製作

前章では、低振動クライオクーラーの要点となる VR ステージについての検討を行った。実際にクライオクーラーを製作するにあたり、できるだけ振動低減効果を高める工夫を加えてある。本章では、低振動クライオクーラーを構成する主な部位を紹介し、製作上の工夫点などについて述べる。

第1節 コールドヘッド

本研究で製作した低振動クライオクーラーのベースとして、住友重機械製 SRP-052A を用いた。振動低減策の導入にあたっては、内部構造を変更せずに以下の改造を実施した。

① ヒートリンクの取付け

コールドステージへ直接ヒートリンクを接続できる形状とするため、コールドステージにボルト穴を設けた。取付け可能なボルト数は、第 1 段ステージで 24 個、第 2 段ステージで 15 個である。ヒートリンクは、ボルト一箇所につき最大 2 本取付け可能である。

② トップフランジの肉厚強化

SRP-052A の標準機のトップフランジは、ボルト取付け部の肉厚が 5 mm であり M4 のボルトで取り付けられるようになっていたが、コールドヘッドの支持強化を目的として、今回は肉厚を 15 mm とし、M6 のボルトを採用した。

③ バルブ分離

バルブユニットの分離のため、連結配管を導入した。外径 $\phi 9.52$ mm、肉厚 t 1 mm、長さ 30 cm のステンレス製配管とした。

こうして設計されたコールドヘッドは、SRP-052VR と呼ぶこととした。Fig. 5-1 に、製作した SRP-052VR のコールドヘッドの外観図を示す。

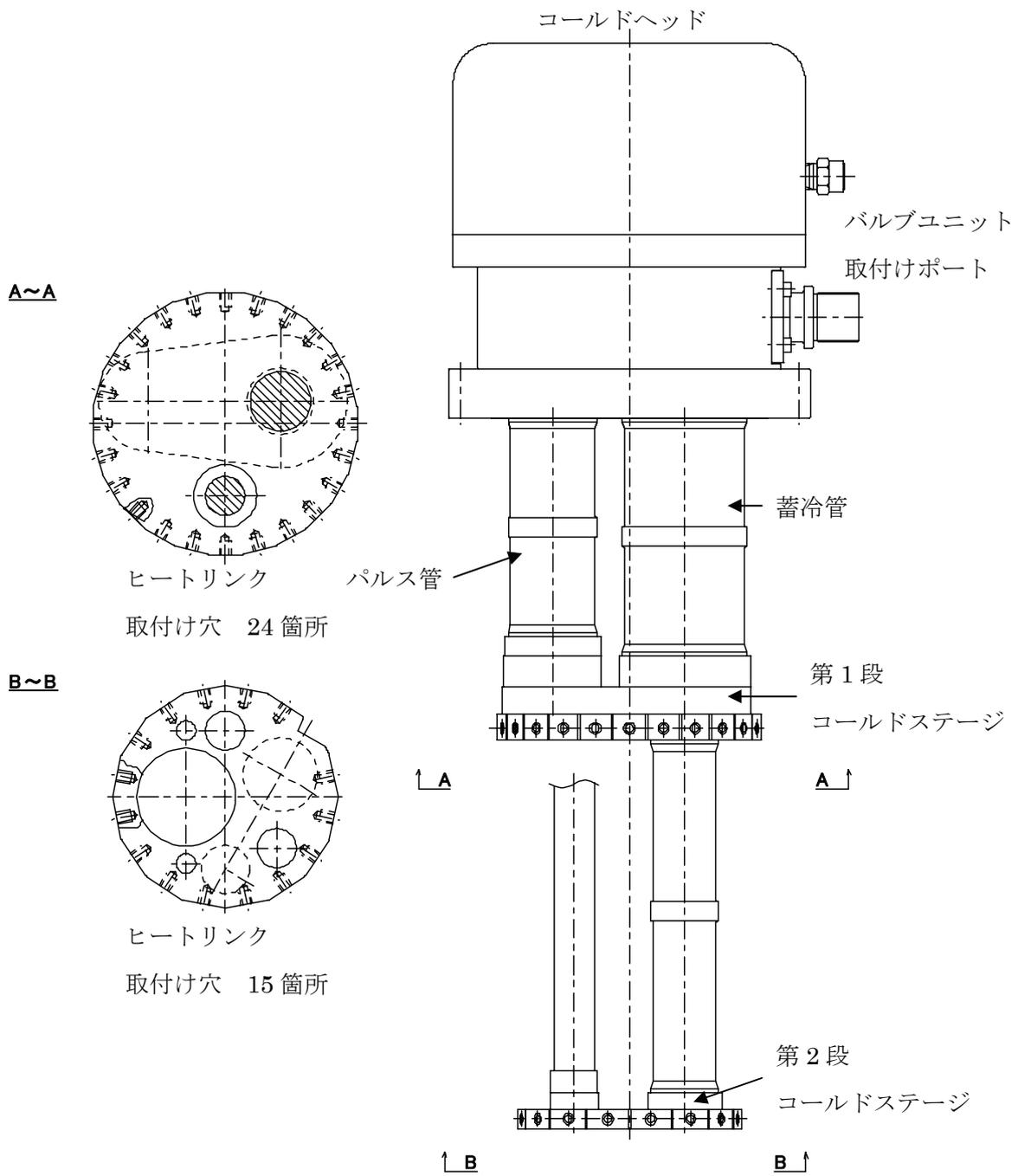


Fig. 5-1

SRP-052VR コールドヘッド

第2節 VR ステージ

Fig. 5-2 に、SRP-052VR の第1段および第2段 VR ステージの外形図をそれぞれ示す。

VR ステージの外形寸法は、ヒートリンクおよび支持ロッドがボルトによって取付け可能な空間を有し、できるだけ小さくなるように決定した。SRP-052VR の第2段ステージは、第1段と第2段の支持ロッドが干渉しないように1段ステージに比べて一回り小さい外径とした。また、ヒートリンクの取付け用のボルト穴は、コールドステージのボルト穴と対応するよう設けた。

また、VR ステージの軽量化を目的として、ステージの伝熱や強度に影響を与えないと考えられる個所に穴を設けた。VR ステージを軽量化することで、VR ステージ構造の共振周波数を高くすることが出来る。これにより、3.0kg から 2.4 kg となり、20%の軽量化が実現した。

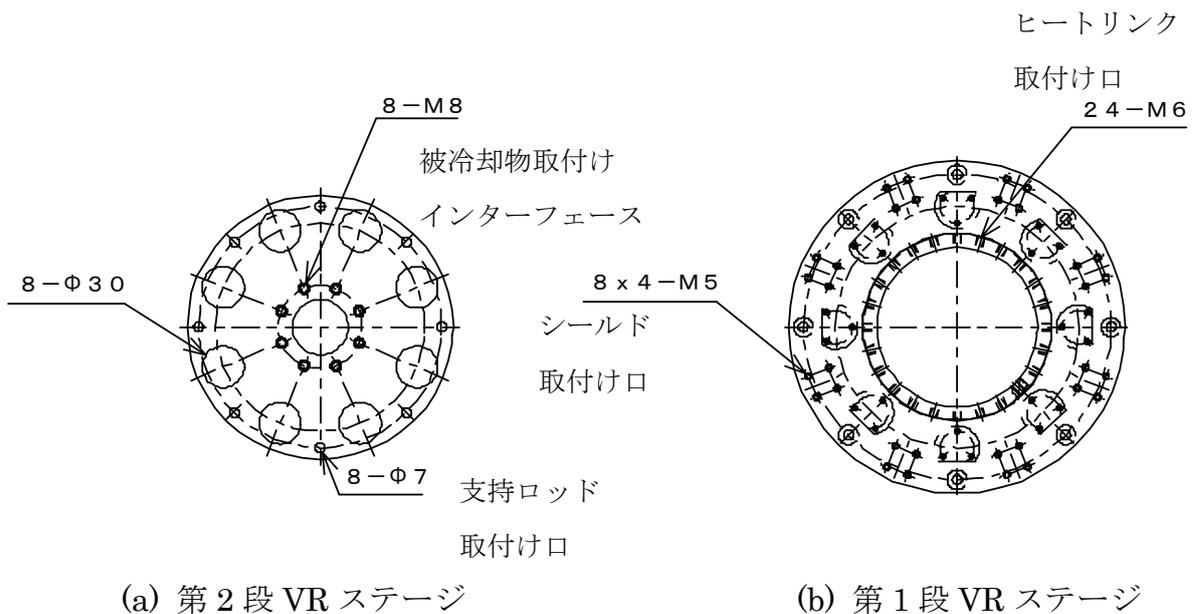


Fig. 5-2 VR ステージの外形図

VR ステージには軽量化を図るため、数か所穴を設けた。これにより VR ステージ構造の共振周波数を高めることが期待できる。

第3節 ベローズ

パルス管クライオクーラーの場合、コールドヘッドの加振力は圧力切換えによって生じ、振動加速度 0.1 m/s^2 程度となる。これは、GM 冷凍機に比べ $1/100$ という低振動性である。しかし、VR ステージの設計でも述べたように支持ロッドを支持するクライオスタットフランジの振動振幅は、VR ステージの振幅に影響を与える。本研究の振動低減策では、コールドヘッドとクライオスタット間に柔らかい溶接ベローズを導入した。Table 5-1 に今回製作した低振動クライオクーラーに採用したベローズの仕様を示す。また、Fig. 5-3 にベローズの外観図も示す。

Table 5-1 ベローズの仕様

部位	項目	寸法および数量	備考
ベローズ	種類	溶接ベローズ	
	材質	SUS316L	
	内径	$\phi 160$	
	外径	$\phi 210$	
	自由長	L 67	
	バネ定数	6.09 N/mm 71.8 N/mm	
コールドヘッド ・フランジ	材質	SUS304	
	フランジ径	$\phi 520$	
	ボルトサイズ	M16	
	ボルト数	12本	
	PCD	$\phi 490$	
	フランジ厚さ	t20	
	質量	30 kg	
クライオスタット ・フランジ	材質	SUS304	
	フランジ径	$\phi 450$	
	ボルトサイズ	M12	
	ボルト数	12本	
	PCD	$\phi 420$	
	フランジ厚さ	t20	
	質量	21 kg	

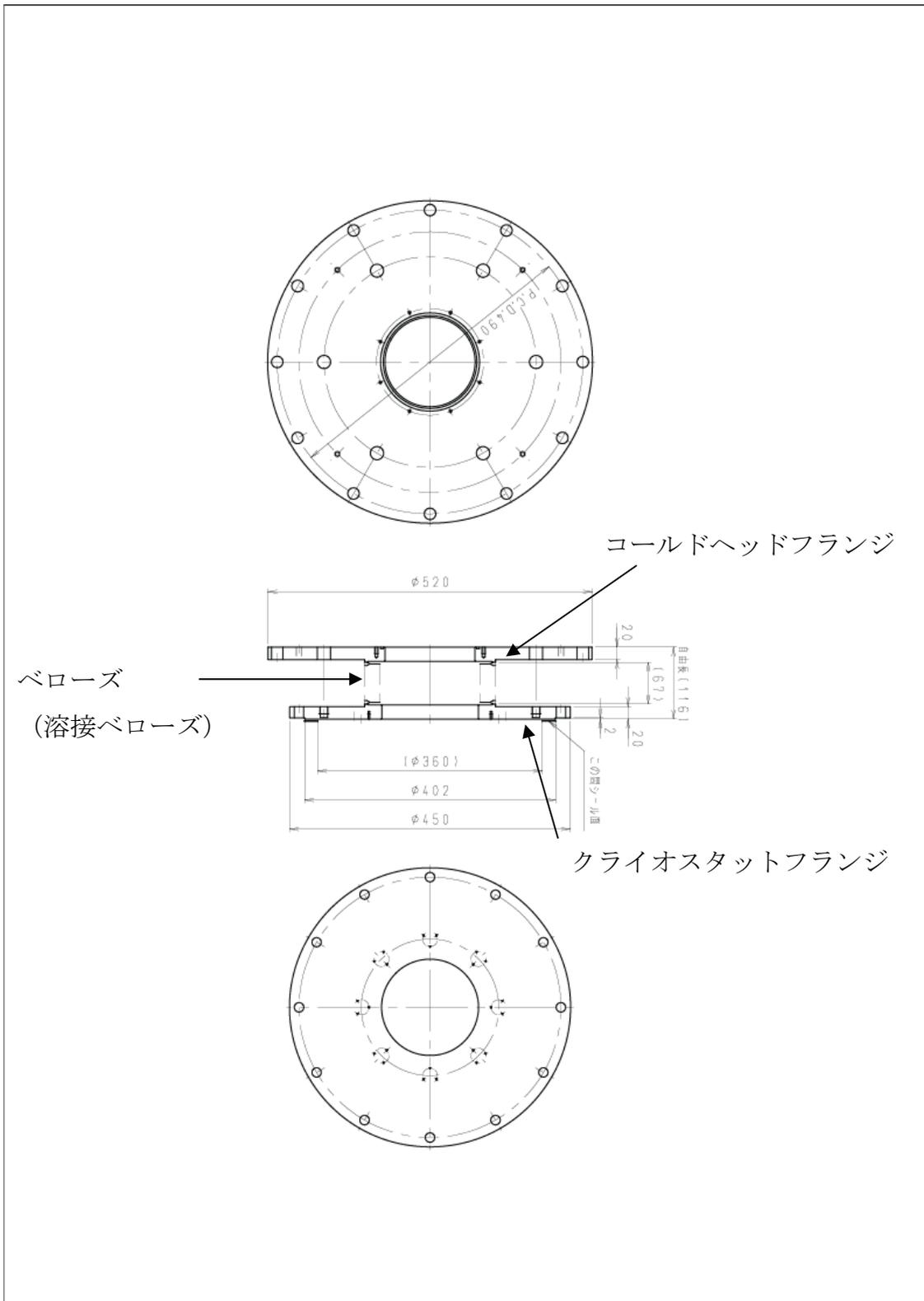


Fig. 5-3 ベローズ付きフランジ

第4節 バルブユニットおよびバルブ台

バルブユニットの振動は、内部のモーターの回転や、圧力切換えの際にガス流が堰き止められることによる反作用によって生じると考えられる。既に述べているように、今回の開発では振動源となるバルブユニットをコールドヘッドから分離し、バルブユニットから発生する振動が伝わらないような構造とした。

Fig. 5-4 には、バルブユニットおよびバルブ台の外形図を示す。また、冷凍機のコールドヘッドへ伝搬する振動源としては、圧縮機ユニット、フレキシブルホースが考えられる。バルブ台はこれらを抑える役割も果たす。バルブユニットとフレキシブルホースの接続部にはステンレス製の固定配管を用い、しっかりとバルブ台に固定することにより振動を抑えた。

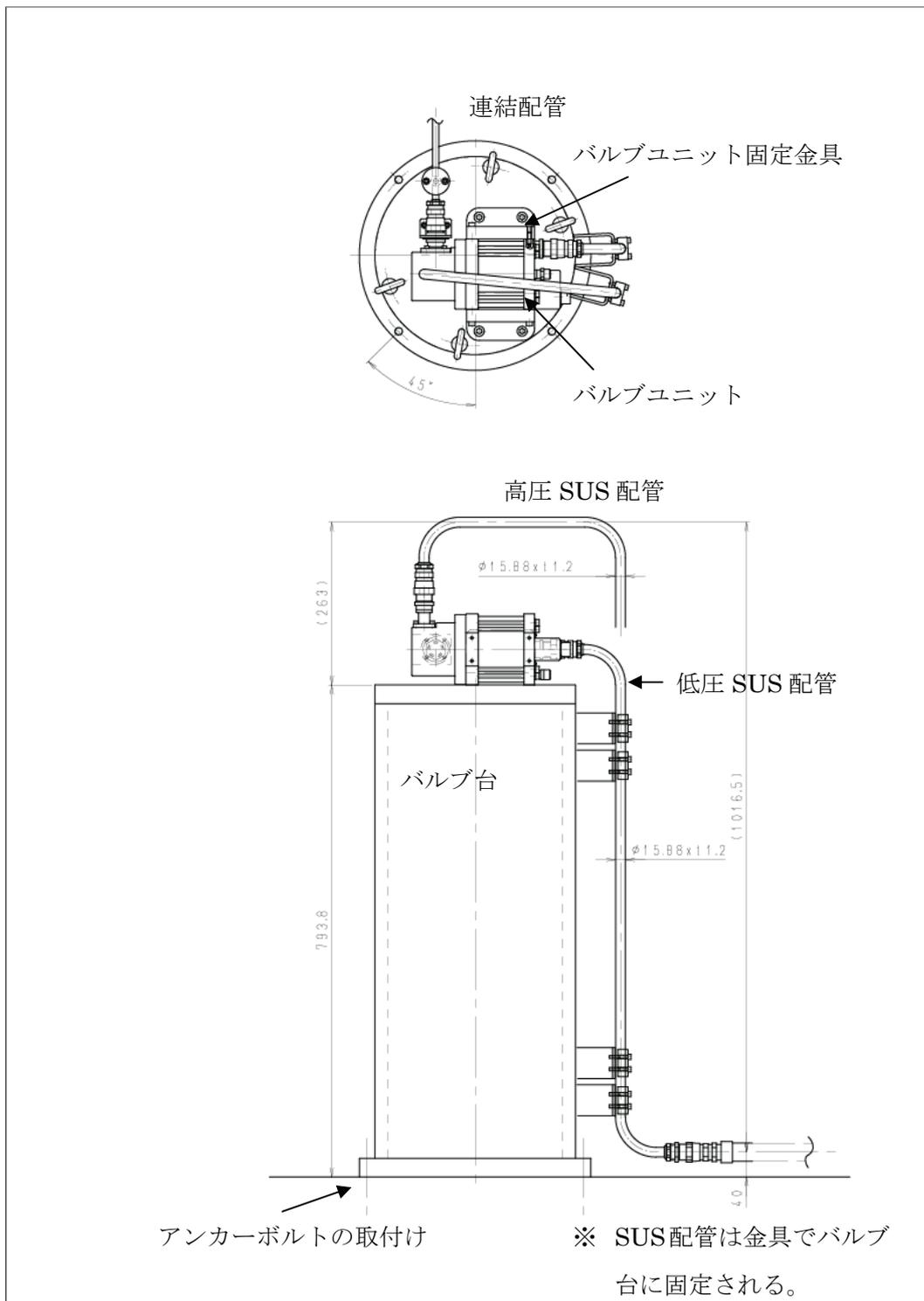


Fig. 5-4 バルブユニットおよびバルブ台

第5節 製作のまとめ

まとめとして実際に製作したクライオクーラーの構成および外観を示す。

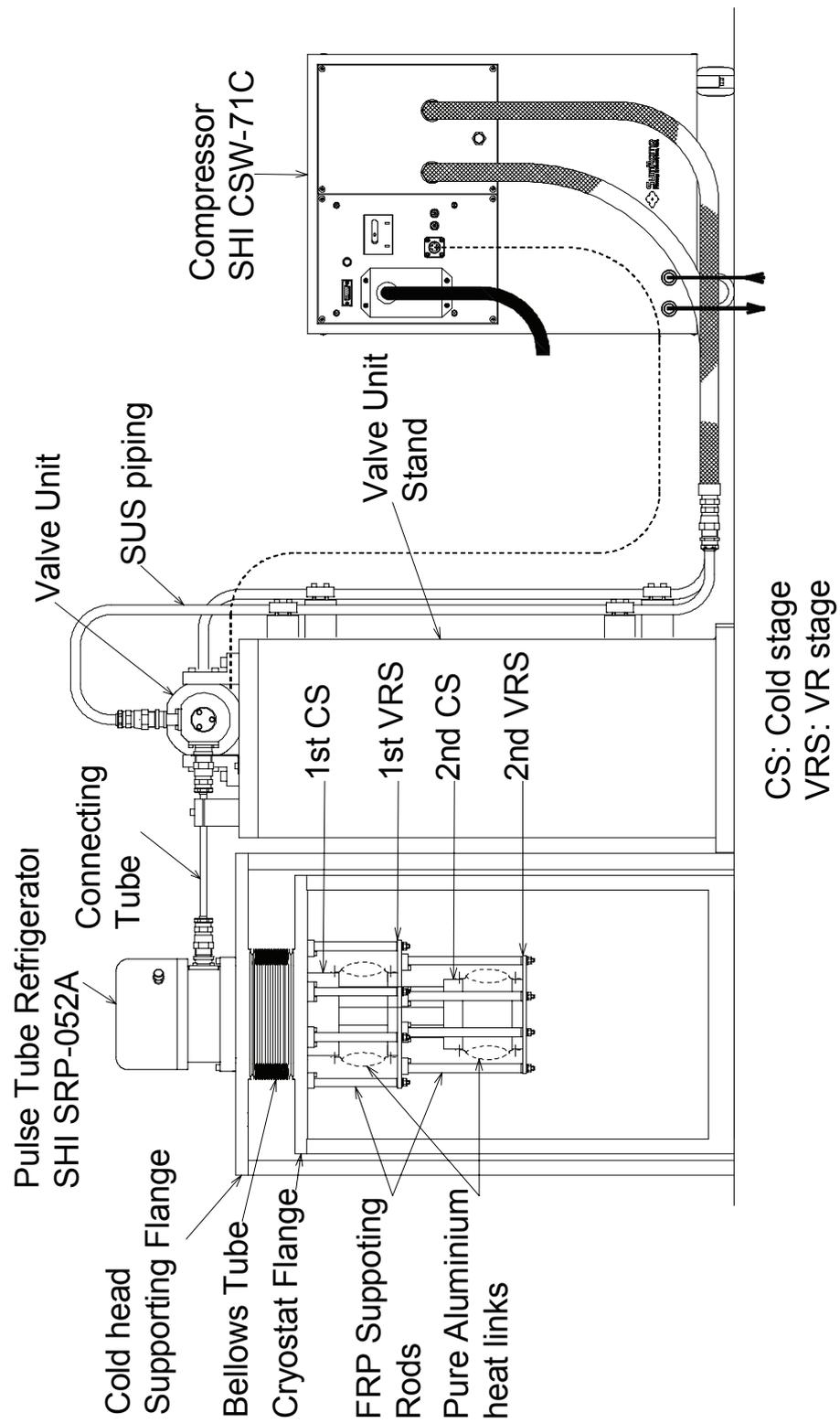
Fig. 5-5 に製作した冷凍装置の外観図を示す。外観図上には各部位の名称を示す。

クライオクーラーの設置は、CLIO に予め設けられているコールドヘッド支持フレームおよびクライオクーラー用のクライオスタットに取り付けられる。コールドヘッド支持フランジおよびクライオスタットは、それぞれ坑道内の地面にアンカーされており、クライオクーラーの振動低減効果を発揮できる条件を満たすようになっている。

冷凍機ユニットから連結配管によって連結されたバルブユニットおよびバルブ台についても地面にアンカーされている。圧縮機ユニットとバルブユニットを連結する配管についても、フレキシブルホースでは揺動するような振動が考えられるため、バルブユニットに導入する部分にSUS配管を用いてバルブ台にしっかりとアンカーできるようにした。

圧縮機ユニットについては振動源となる恐れがあるため、フレキシブルホースによりクライオスタットより離れた場所に設置され、できるだけ振動影響が小さくなるように設置される。

製作した低振動クライオクーラーの外観写真を **Fig. 5-6** ～ **Fig. 5-9** に、冷凍能力測定および振動測定の試験風景についてはそれぞれ **Fig. 5-10** および **Fig. 5-11** に示す。

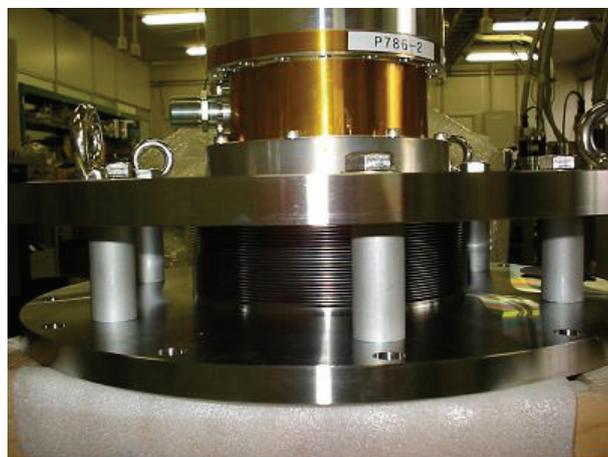


低振動 P T 冷凍装置の概要図

Fig. 5-5



(a) パルス管



(b) ベローズ



(c) ヒートリンク

Fig. 5-6 低振動クライオクーラー部品



(a) 圧縮機ユニットおよびクライオクーラー



(b) クライオクーラー

Fig. 5-7 低振動クライオクーラーの外観写真



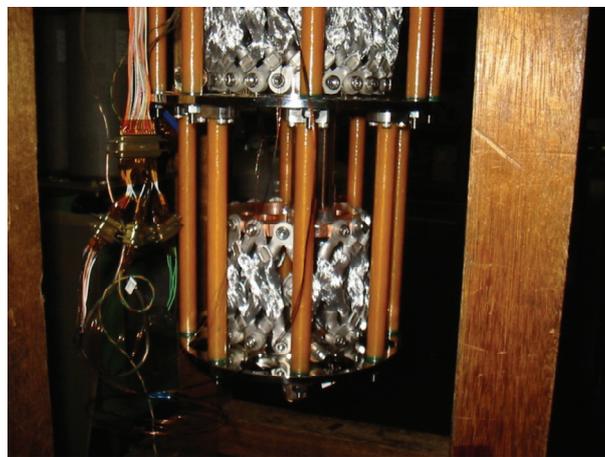
Fig. 5-8 バルブユニットおよびバルブ台



Fig. 5-9 VR ステージ



(a) バルブ分離条件試験



(b) VR ステージ冷凍能力測定

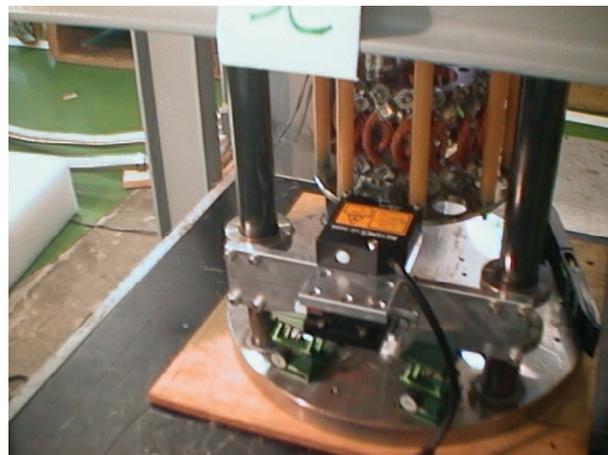


(c) VR ステージ冷凍能力測定

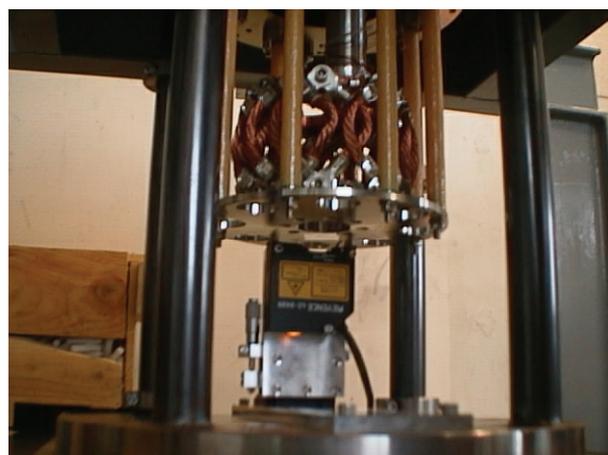
Fig. 5-10 VR ステージ冷凍能力測定風景



(a) 振動測定装置全体



(b) x 軸変位計測



(c) z 軸変位計測

Fig. 5-11 振動試験風景

第 6 章 低振動クライオクーラーの試験評価

本開発研究の低振動クライオクーラーが設計通りの低振動性能および冷凍性能を有するかどうかを調べるため、実機を製作し、試験することによって評価した。

本章では、振動測定および冷凍能力測定について、測定方法、試験結果とその考察について述べる。

第 1 節 振動測定

本研究の目的は、100 ナノメートルの低振動性能を有するパルス管クライオクーラーの開発である。100 ナノメートルを達成するために導入された振動低減策は、設計段階の評価では十分に有効であることが予測された。

本節では、導入された機構がどう機能しているかを、振動測定実験と解析により評価する。

第 1 項 振動測定方法

Fig. 6-1 に振動測定装置の模式図を示す。本測定装置の特徴は以下のとおりである。

① 地面振動対策

本研究の振動低減策では、第 4 章 (4-7) 式で示したように地面振動からの振動伝播がバックグラウンドノイズとなりうる。測定を実施する工場内では、工場が発生する様々な振動が存在し、バックグラウンドノイズとなることが予測され

た。よって、クライオスタットフランジの支持フレームは、エアダンパーの上に設置し、地面振動の影響を小さくした。バックグラウンドノイズに関しては、次項に調査結果を述べる。

② 計測器

測定で用いたレーザー変位計およびデータレコーダーの主な仕様を **Table 6-1** に示す。また、**Fig. 6-2** にレーザー変位計およびデータレコーダーを用いた測定系の構成を示す。レーザー変位計には、Keyence LC-2420 を用いた。LC-2420 は、反射型レーザー変位計であるため、非接触計測が可能である。分解能は $0.01 \mu\text{m}$ であり、 $1 \mu\text{m}$ 以下の計測が可能である。サンプリング周期は 50 kHz であり、約 1 Hz の振動変位に対し十分高速性である。出力信号の直線性はフルスケール値の 0.05% であるため、 $0.01 \mu\text{m}$ である。

また、測定面とセンサー間の距離は約 10 mm であり、測定のダイナミックレンジは $\pm 200 \mu\text{m}$ である。

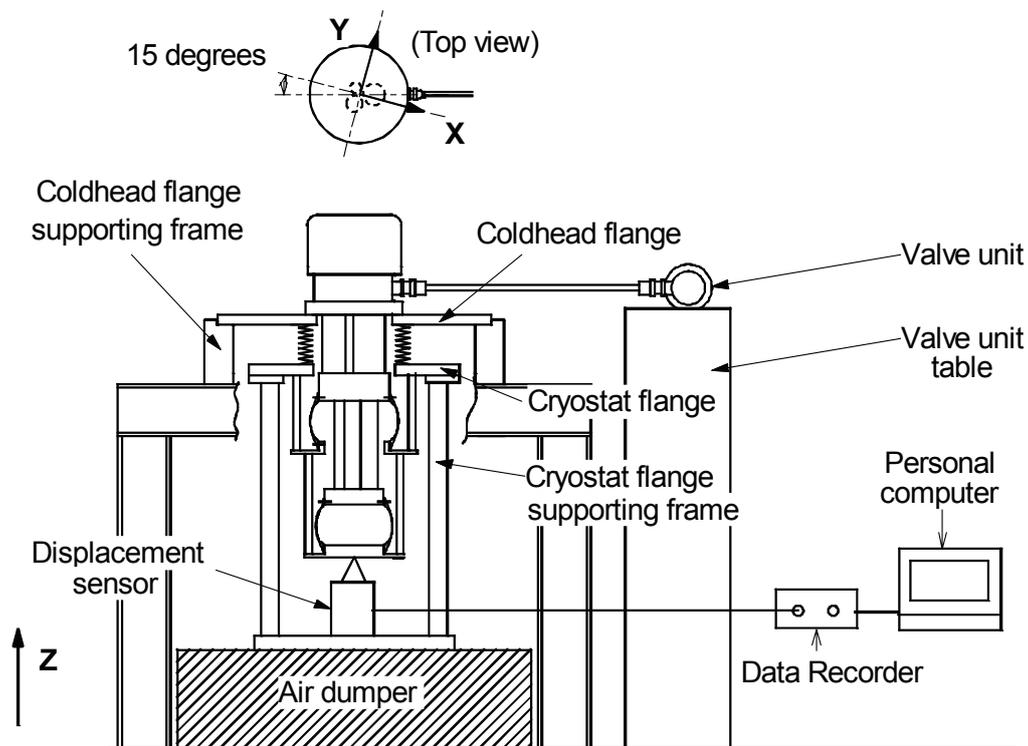


Fig. 6-1 振動測定装置の模式図

波形取得のためのレコーダーには Oros OR24 を用いた。OR24 は、入力信号のフルスケールに対し 16 bit の分解能を有する。このレコーダーの最大サンプリング周波数は、FFT 分析を行った場合で 40 kHz である。測定時には時系列波形とスペクトラムを同時に取得した。スペクトラムには、フラットトップ窓関数を用いて FFT 変換をおこなった。スペクトラムは 200 Hz までの周波数範囲で、変位振幅は RMS 値で表示する。サンプリング周期は 1.95 ms とした。

③ 大気中における振動計測

測定で用いたレーザー変位計は真空中で使用できない。よって、VR ステージの変位振幅測定を大気中で行った。クライオスタットフランジは、フレーム構造の支持台でエアダンパーの上に設置した。また、コールドステージおよび VR ステージは冷却されると結露するため、クライオクーラーの起動直後のコールドステージおよび VR ステージが冷却されない条件で変位振幅測定を行った。実際の使用条件と異なるが、これまでの経験から動作開始時の振動の方が熱平衡状態より大きいことが分かっており [1]、振動の上限値を得ることが可能である。この大気中、常温における変位振幅測定に関しては、次項において考察を述べる。

④ 測定座標軸

VR ステージの振動性能については、方向性も評価する必要があるため、3 方向からの変位測定を実施した。この測定で定義した座標軸を Fig. 6-1 に図示する。鉛直方向、すなわちクライオクーラーのシリンダ軸方向を z 軸と定義した。それに直角面内に x, y 軸を定義した。連結配管の軸方向から 15°時計回りに回転した軸を x 軸方向とし、その直角方向を y 軸とした。

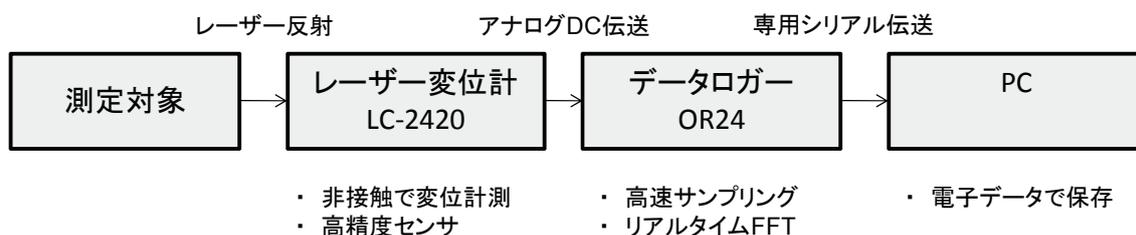


Fig. 6-2 測定系の構成

Table 6-1 計測器仕様

計測器	型式	仕様
レーザー変位計	Keyence LC-2420	計測精度 0.01 μm 直線性 $\pm 0.05\%$ of Full Scale 測定範囲 ± 0.2 mm 応答時間 100 μs 外部信号出力 2.5 $\mu\text{m} / \text{V}$
データロガー	Oros OR-24	最大サンプリング周波数 40 kHz 分解能 16 bit of Full Scale FFT 機能 あり 窓関数 フラットトップ

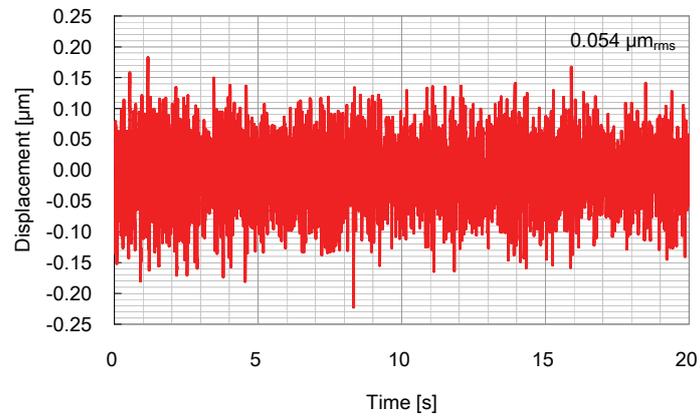
第 2 項 測定ノイズレベル

測定は、住友重機械工業(株) 田無製造所内(東京都西東京市)で行った。工場内では振動発生源が多くあり、(4-7)式で示したように設置した床の地面振動が振動測定結果のノイズとなりうる。そこで、クライオクーラーの停止時のバックグラウンドノイズ測定を行った。

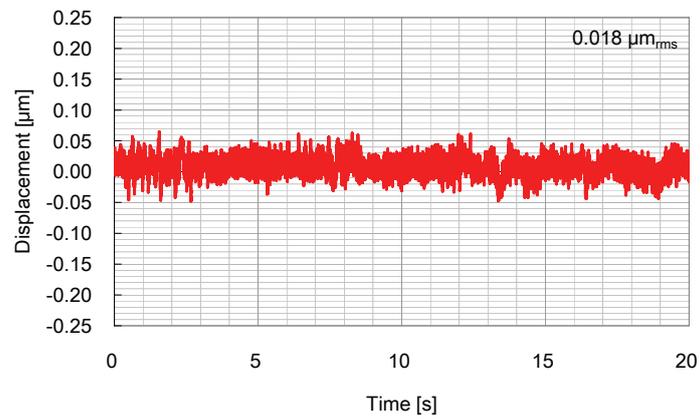
バックグラウンドノイズ測定の結果を、時系列波形として Fig. 6-3 に、スペクトラムとして Fig. 6-4 に示す。Fig. 6-3 の時系列波形の結果から、x 軸方向のバックグラウンドノイズは RMS 値で約 0.05 μm_{rms} となり、y 軸のバックグラウンドノイズは約 0.02 μm_{rms} 程度となった。また、z 軸のバックグラウンドノイズは 0.005

μm_{rms} 程度となった。どの軸方向のバックグラウンドノイズについても 100 ナノメートル以下であることが分かり、100 ナノメートルの変位振幅の測定に十分適用できると考えられる。

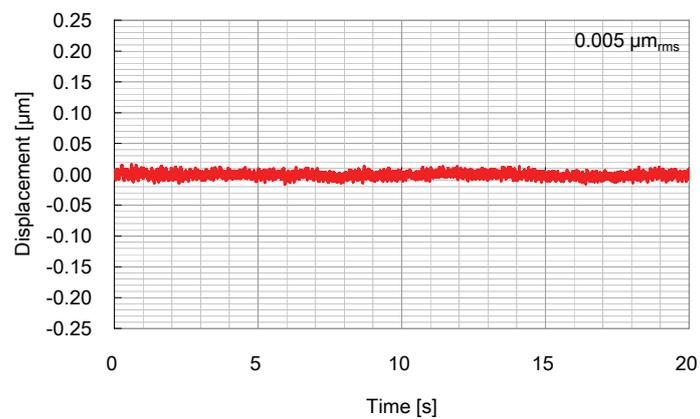
Fig. 6-4 のスペクトラムを見ると、圧力切換え周波数の 1.2 Hz 付近では、いずれの軸方向でも 10^{-9} m レベルの感度が得られた。



(a) x 軸

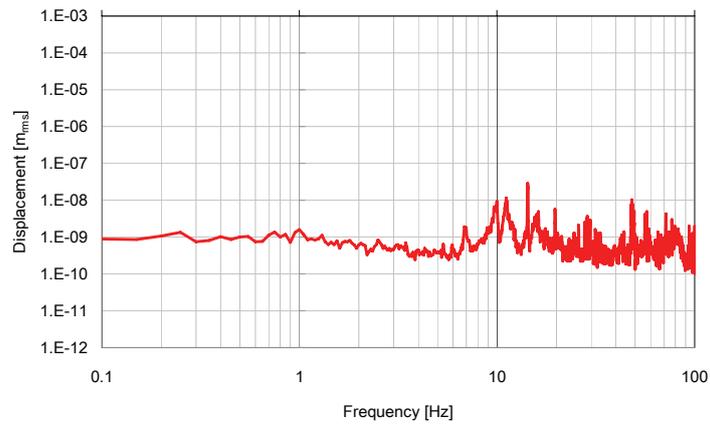


(b) y 軸

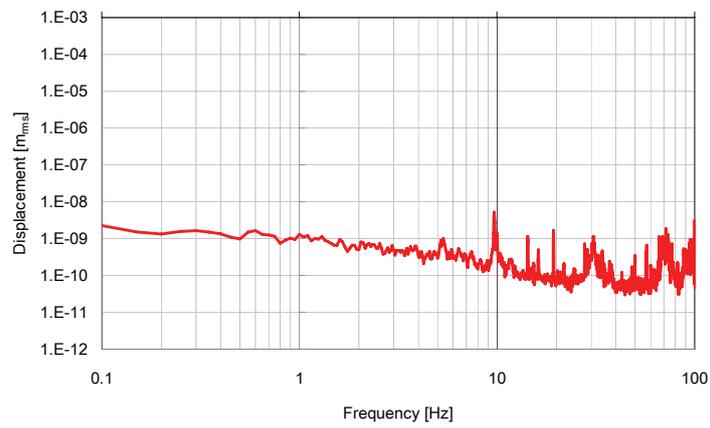


(c) z 軸

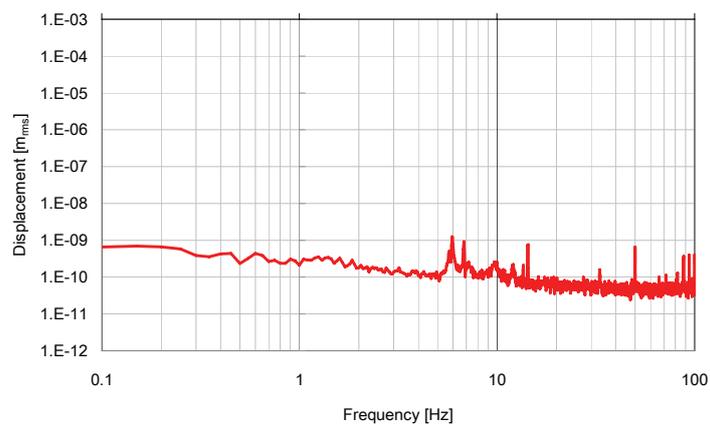
Fig. 6-3 VR ステージのバックグラウンドノイズ(時系列波形)



(a) x 軸



(b) y 軸



(c) z 軸

Fig. 6-4 VR ステージのバックグランドノイズ測定(スペクトラム)

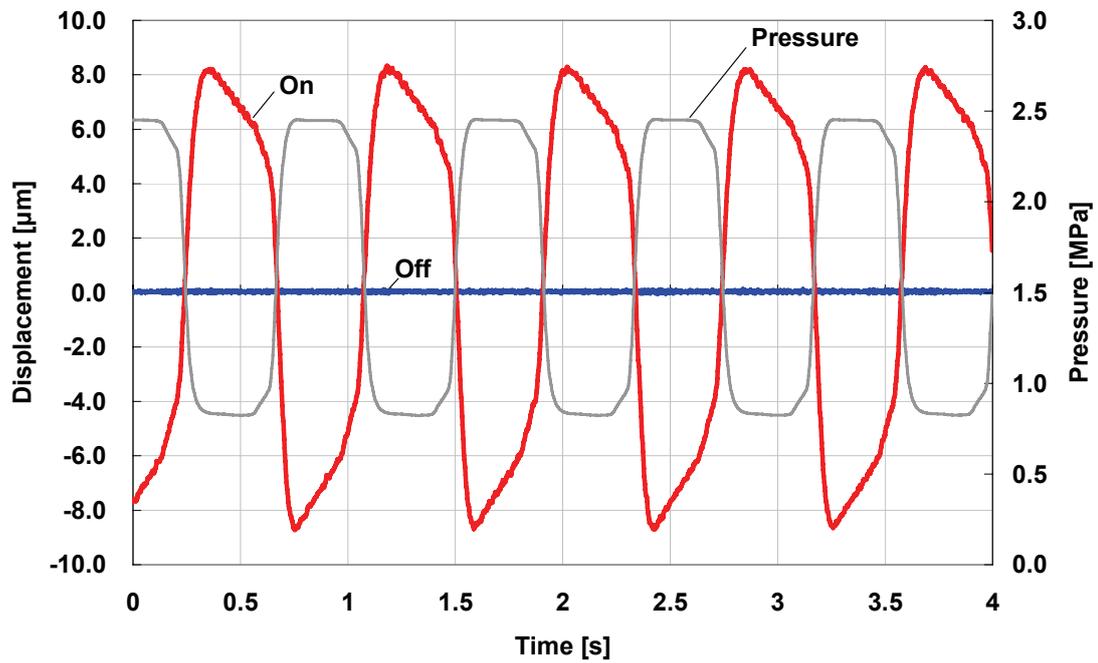
第 3 項 測定結果

① コールドステージの変位振幅

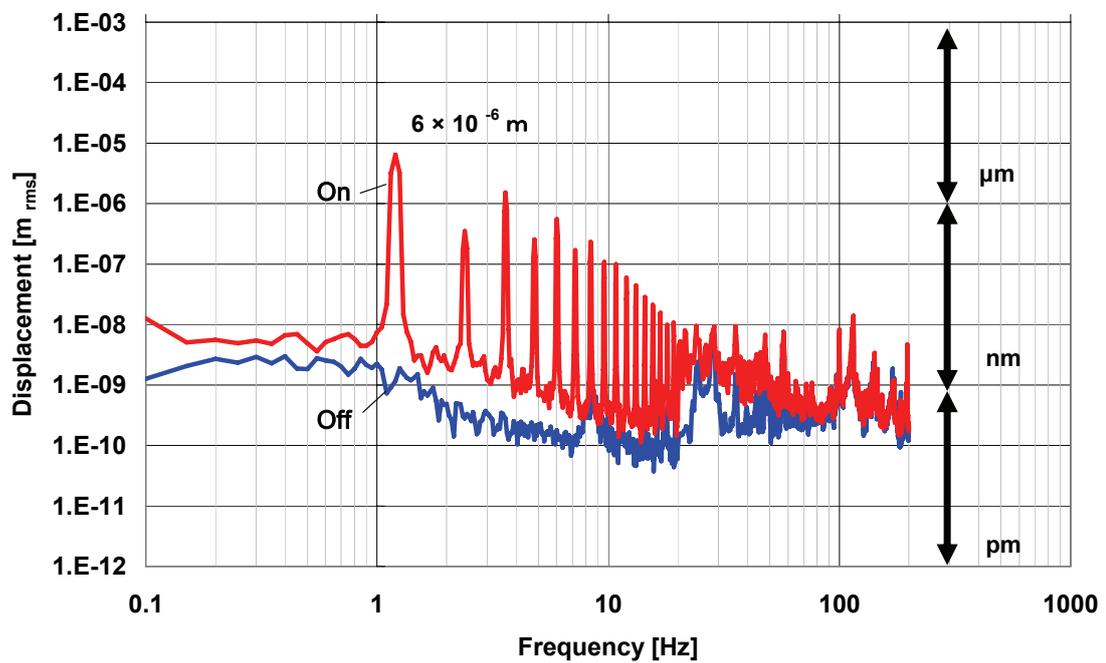
まず、VR ステージ導入前の第 2 段コールドステージの変位振幅を測定した。コールドステージ変位振幅(z 軸)の測定結果を **Fig. 6-5** に示す。

本研究で用いたパルス管クライオクーラーのコールドステージ変位振幅は、x, y 軸方向で、約 $\pm 5 \mu\text{m}_{\text{rms}}$ 、z 軸方向で $\pm 6.4 \mu\text{m}_{\text{rms}}$ であることが分かった。圧力振幅との比較でも同期している様子が見られ、圧力振幅に伴って生じる変位振幅であることは明らかである。

また、振動データをスペクトラムで見ると、圧力切換えの基本周波数である 1.2 Hz を最大とし、その高調波成分が現われているが、それ以外には特に大きな成分は見られなかった。



(a) 時系列波形



(b) スペクトラム

Fig. 6-5 コールドステージの変位振幅測定結果(z 軸)

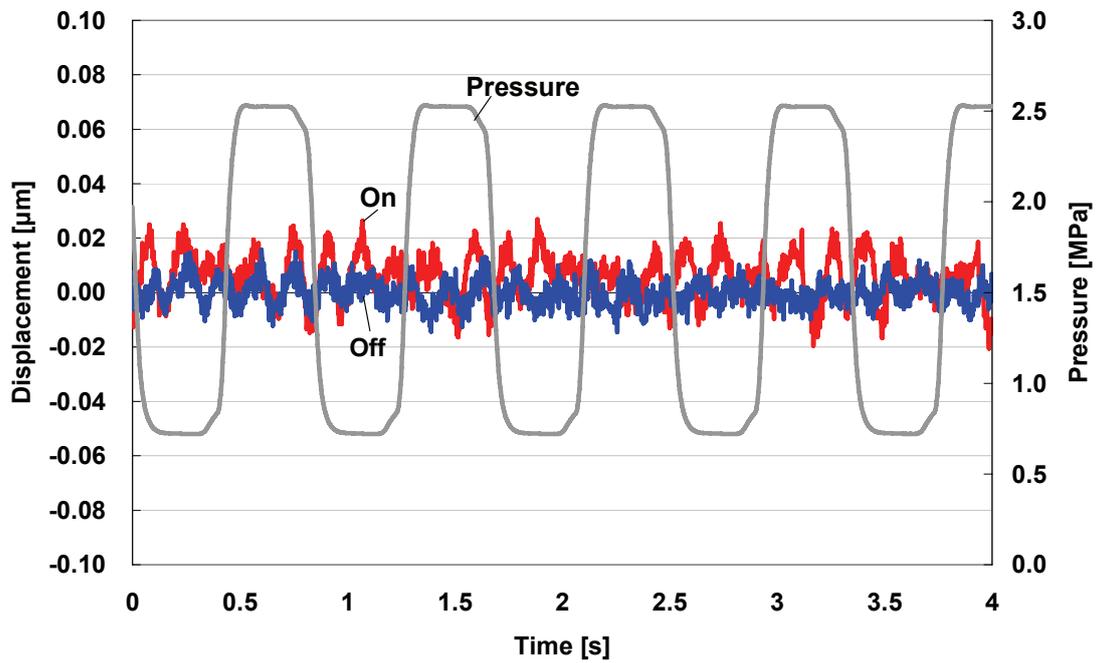
② VR ステージの変位振幅

VR ステージにおける変位振幅の測定結果を **Fig. 6-6** に示す。また、**Fig. 6-7** に VR ステージおよびコールドステージの変位振幅を比較したスペクトラムを示す。ヒートリンクには Al 材ヒートリンクを用いている。

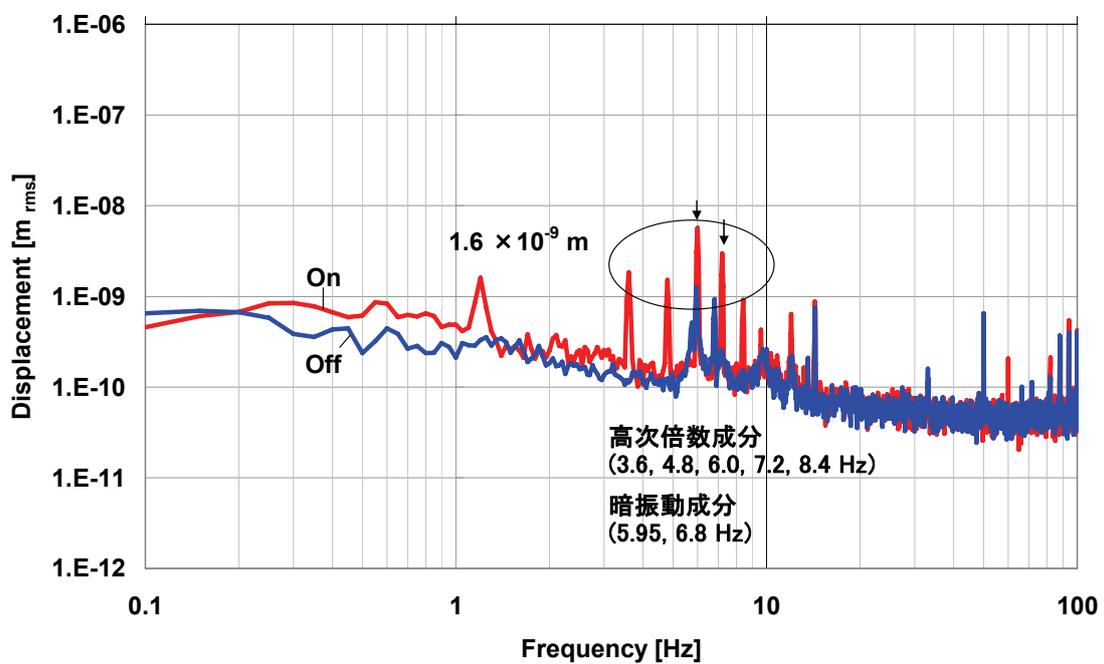
VR ステージの z 軸方向の変位振幅は、RMS 値で $0.01 \mu\text{m}_{\text{rms}}$ であった。これは VR ステージ導入前のコールドステージの変位振幅 $\pm 6.4 \mu\text{m}_{\text{rms}}$ の約 0.2% であり、およそ 3 桁の振動低減を実現した。また、スペクトラムにおいても 1.2 Hz におけるピークは $2 \times 10^{-9} \text{ m}_{\text{rms}}$ となった。この結果は、十分に CLIO の要求仕様である 100 ナノメートル以下を満たしていると言える。

また、今回測定した z 軸方向の変位振幅は、6.0, 7.2 Hz 成分が最も大きい結果となった。これら成分は 1.2 Hz の倍数であることから圧力切換え周波数の高次倍数成分と考えられるが、バックグラウンドノイズのスペクトラムでも 5.95, 6.8 Hz にピークがあり、この共振によりクライオクーラーの振動が増大したと考えられる。この周波数帯に共振成分を持ちうる構造体としては、エアダンパーあるいはヒートリンクが挙げられる。

また、コールドステージの変位測定では、15~80 Hz 周波数帯にかけて変位振幅の盛り上がりが見られるが、VR ステージの変位測定では見られない。これは、地面振動の影響と考えられる。VR ステージの変位測定では硬いフレームにより変位センサとコモンモード・レジェクションされて地面振動の影響が小さく現れるのに対し、コールドステージの変位測定では変位センサとの間にエアダンパーなど柔構造体が含まれるため、コモンモード・レジェクションされないことから、このような変位振幅の盛り上がりが見られると考えられる。

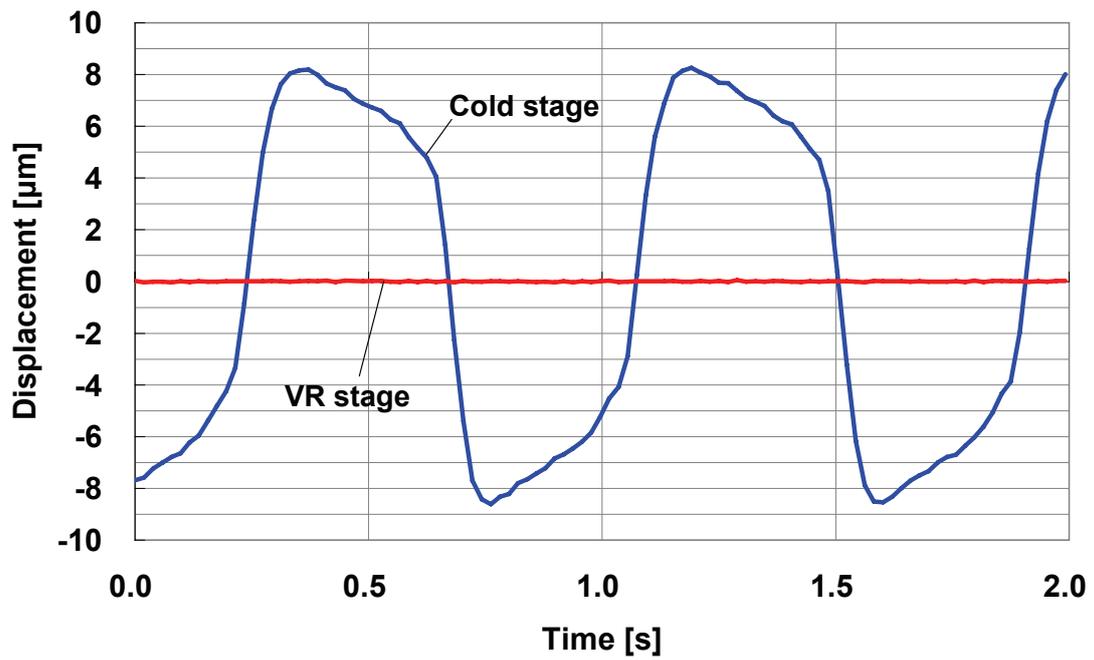


(a) 時系列波形

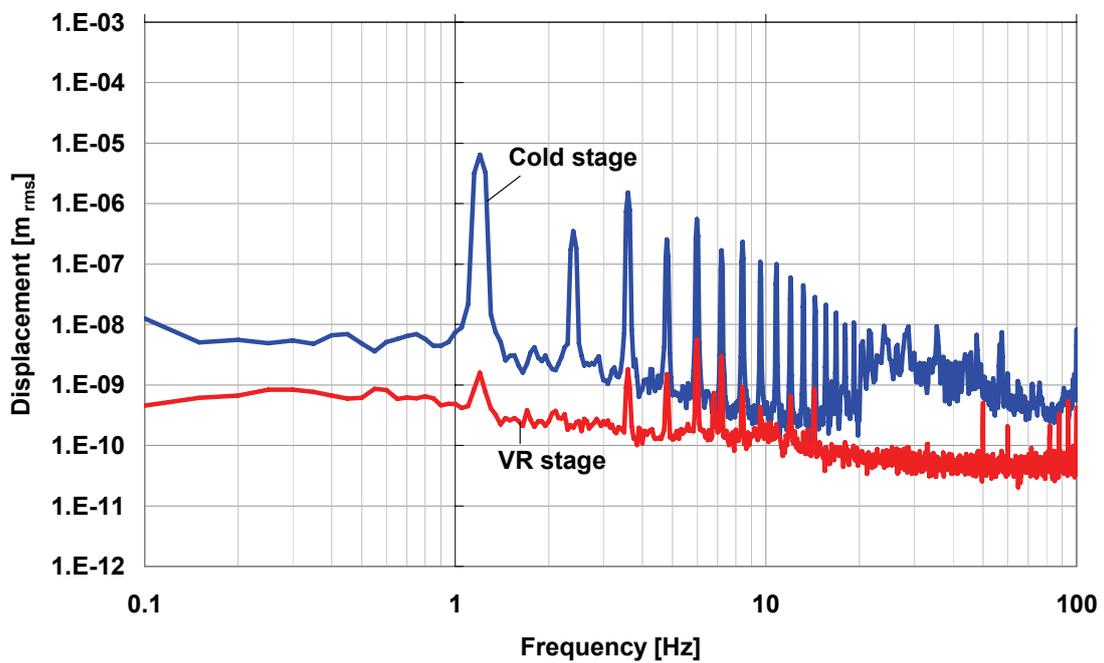


(b) スペクトラム

Fig. 6-6 VR ステージの変位振幅測定結果(z 軸)



(a) 時系列波形

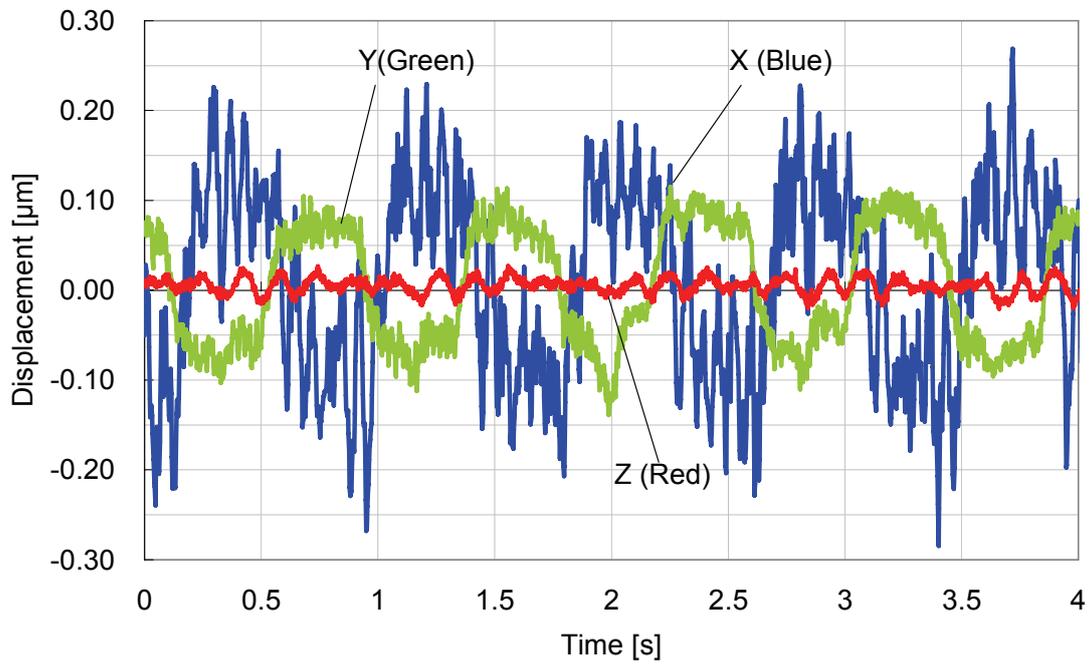


(b) スペクトラム

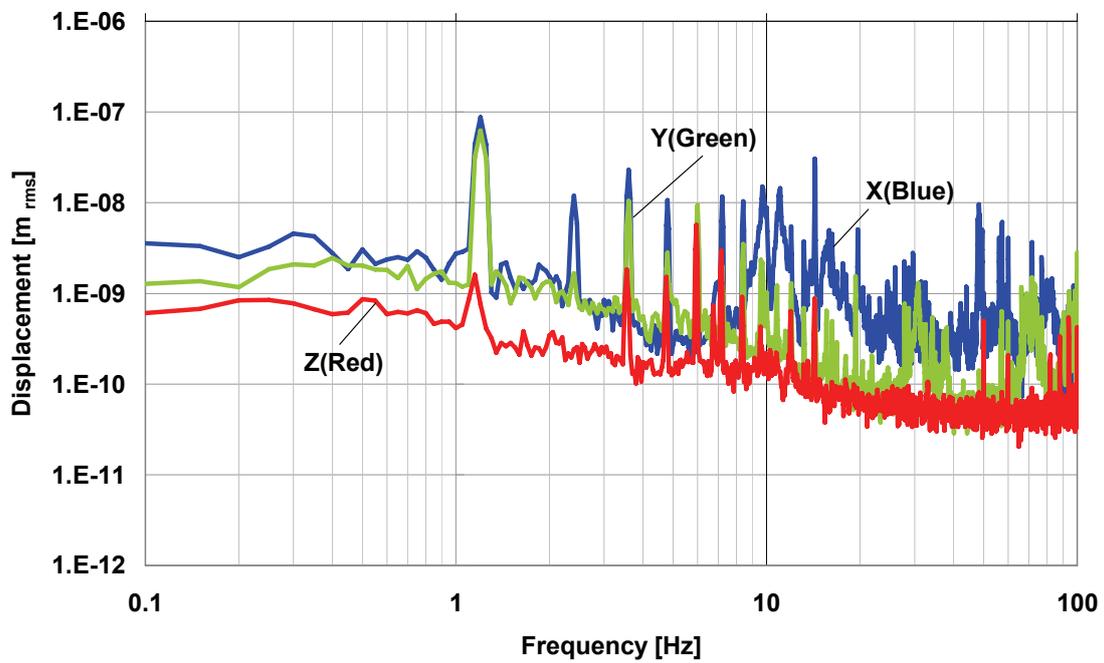
Fig. 6-7 コールドステージおよび VR ステージの変位振幅スペクトラムの比較

③ 3 軸方向の変位振幅

Fig. 6-8 (a) に、各軸方向の振動測定結果を時系列波形で示したグラフを示す。この結果から、最大となる x 軸方向で $\pm 0.1 \mu\text{m}_{\text{rms}}$ となり、今回目標とした $1 \mu\text{m}$ を満たす結果が得られた。また、各軸方向の振動測定結果のスペクトラムを **Fig. 6-8 (b)** に示す。スペクトラムを見ると、圧力振幅と同期する 1.2 Hz のピークでは、z 軸において $10^{-9} \text{ m}_{\text{rms}}$ レベルとなり、x, y 軸においては $10^{-7} \text{ m}_{\text{rms}}$ レベルとなることが分かった。VR ステージにおいては、z 軸方向にくらべ x, y 軸方向の変位振幅が 2 桁も大きくなることが分かった。この結果は VR ステージの構造に起因すると考えられる。その構造に関する考察は、次章にて行う。



(a) 時系列波形



(b) スペクトラム

Fig. 6-8 3 軸方向のスペクトラムの比較

第 2 節 冷凍能力測定

VR ステージを用いた振動低減では、バルブユニットの分離やヒートリンクによる熱抵抗のため、冷凍能力を低下させる懸念があった。ヒートリンクの熱抵抗を考慮した設計では、CLIO が要求する 0.5 W 負荷において 4.5 K を満たす結果が予測されている。しかし、熱抵抗は取付け状況によっても異なるため、実機による評価を行った。

第 1 項 冷凍能力測定方法

Fig. 6-9 に示すように 3 段階に分けて冷凍実験を行った。

第 1 段階 基本構成

基本構成とは、本研究で用いたパルス管クライオクーラー(SRP-052A)の標準使用時の構成であり、バルブユニットがコールドヘッドにセルフシールカップリングで直接接続された状態である。この基本構成による冷凍能力の調査は、バルブユニットの分離および VR ステージ取付け時の冷凍能力低下を評価するための比較対象となる。

第 2 段階 バルブユニット分離構成

バルブユニットをコールドヘッドから分離して連結配管により接続した構成である。バルブユニットの分離は連結配管での圧損を生む可能性があるため、冷凍能力への影響を調査する。

第 3 段階 VR ステージ構成

VR ステージを取付けた構成である。振動低減策ではヒートリンクを用いているため、この部分の熱抵抗で VR ステージとコールドステージに温度差が生じる可能性がある。VR ステージおよびコールドステージを接続するヒートリンクには、Al 材ヒートリンクを使用した。

冷凍能力試験時のセッティングの模式図を Fig. 6-10 に、また、センサやユー

ティリティなどの一覧を **Table 6-2** へ示す。

第 1 段ステージ部には白金コバルト抵抗温度センサを、第 2 段ステージ部にはゲルマニウム抵抗温度センサを用いた。温度差を把握するため、VR ステージのみならず、コールドステージにも温度センサを取り付けた。

また、正確な冷凍能力の測定にはできるだけ熱侵入の影響を小さくすることが望ましいため、以下のことを行った。

(1) 計測線からの熱侵入を低減するため、センサおよびヒータの低温部からの引出線には一部にマンガニン線を使用した。

(2) 輻射熱による侵入熱を低減させるため、スーパーインシュレーション (SI) シートおよび輻射シールドを取り付けた。輻射シールドは、第 1 段 VR ステージに取付けた。

また、圧縮機ユニットには、CSW-71C (7 kW 級)を用いた。また、常温停止時の封入圧を 1.7 MPa とし、動作時圧力は、高圧 2.2~2.3 MPa、低圧 0.7~0.8 MPa とした。これらの条件は、本クライオクーラーのベースとなる SRP-052A の標準と同じである。また、60 Hz 周波数帯である神岡鉱山での使用を考慮し、200 V、60 Hz の電源を用いた。

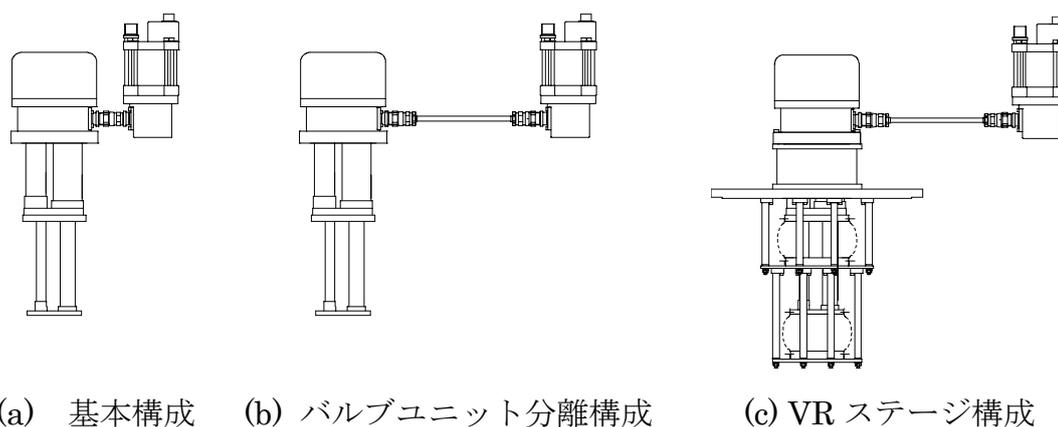


Fig. 6-9 冷凍能力の測定条件.

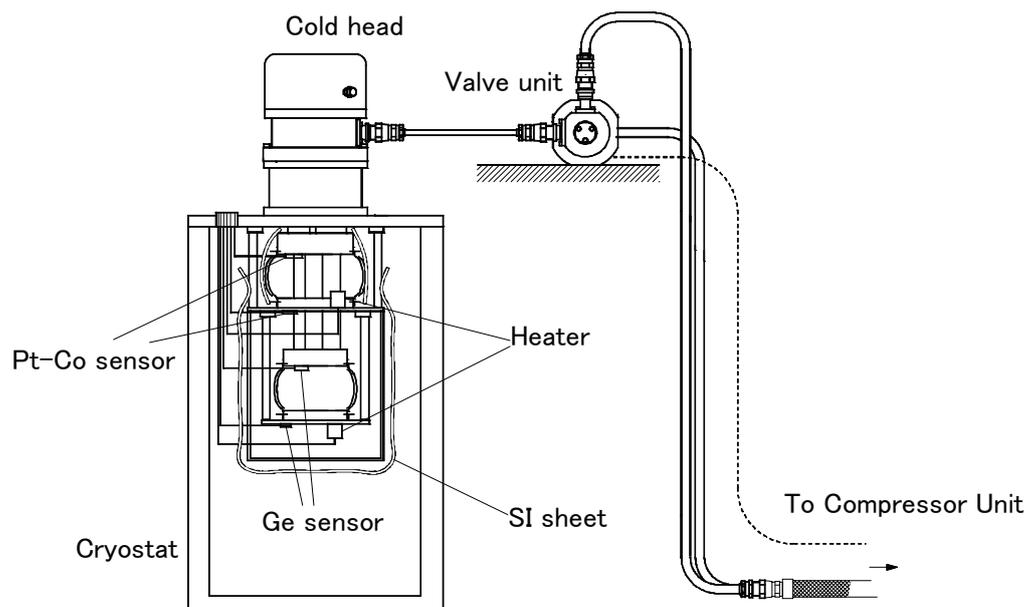


Fig. 6-10 VR ステージ冷凍能力測定セットアップ

Table 6-2 温度センサおよびヒーター

【温度センサ】	
第1段コールドステージ	Pt-Co 抵抗温度センサ (Chino R800-6)
第1段 VR ステージ	Pt-Co 抵抗温度センサ (Chino R800-6)
第2段コールドステージ	Ge 抵抗温度センサ (Lake Shore GR-1000)
第2段 VR ステージ	Ge 抵抗温度センサ (Lake Shore GR-1000)
【ヒータ】	
第1段 VR ステージ	マンガン線ヒータ (ヒータブロックへ巻付けて取付け)
第2段 VR ステージ	マンガン線ヒータ (ヒータブロックへ巻付けて取付け)

第 2 項 冷凍能力測定結果

① 基本構成およびバルブユニット分離構成の冷凍能力

Fig. 6-11 に基本構成とバルブユニット分離構成のロードマップ¹を示す。これらの結果は、4K-2 のクライオクーラー²で得られた結果である。

基本構成条件での冷凍能力は、第 1 段および第 2 段コールドステージにそれぞれ 20 W、0.5 W の熱負荷を与えた場合に、それぞれ 40.8 K、4.08 K であった。

一方、バルブユニット分離構成の冷凍能力は、同様の条件で、第 1 段コールドステージの温度が 45.1 K、第 2 段コールドステージの温度が 4.07 K であった。基本構成に比べ、バルブユニット分離構成では、第 1 段コールドステージで 4.3 K の温度差が生じたが、第 2 段コールドステージではほとんど変わらなかった。第 1 段コールドステージで生じた冷凍能力の低下は、連結配管の追加によって生じた仕事損失の影響によるものと考えられる。このロードマップでは、第 1 段コールドステージの温度のみが高いため、第 1 段と第 2 段のパルス管間のガスを配分するダブルインレット・オリフィスによる調整を行った。

ダブルインレット・オリフィスの調整後の冷凍能力は、同じ熱負荷条件下で、第 1 段コールドステージにおいて 42.2 K であり、第 2 段コールドステージにおいて 4.17 K であった。基本構成からの温度差は、それぞれ 1.4 K、0.09 K であった。

このことから、ダブルインレット・オリフィスの調整により、バルブユニット分離に伴う冷凍能力の低下を最小限に抑える事ができた。

¹ ロードマップ(Load Map, 熱負荷-温度特性図)とは、2 段型クライオクーラーの冷凍能力を示すグラフである。ロードマップによる冷凍能力の表現は、コールドステージに一定の熱負荷をかけた場合の温度がどこに位置するかによって表現する。横軸に第 1 段コールドステージ、縦軸に第 2 段コールドステージの温度をとり、プロットされた点が、より左に位置すれば第 1 段コールドステージの冷凍能力が高く、より下に位置すれば第 2 段コールドステージの冷凍能力が高いことを意味する。

² 本開発によるクライオクーラーの製作は、合計 4 台を製作した。製作した順に、4K-1, 4K-2, 4K-3 そして 4K-4 と呼称する。

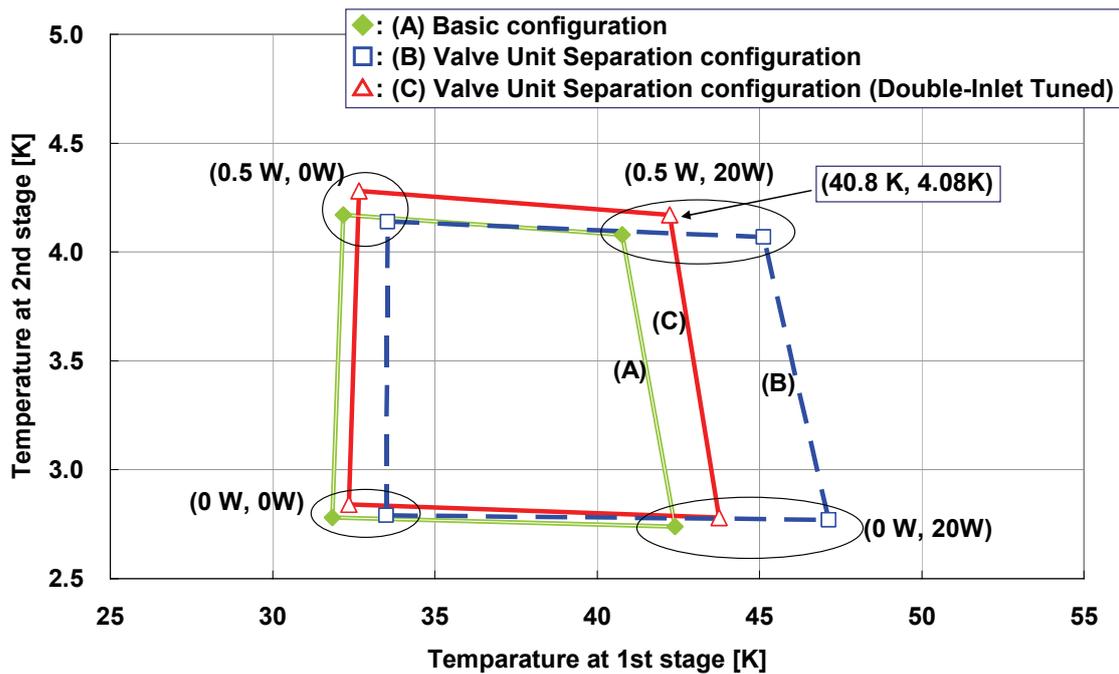


Fig. 6-11 基本構成およびバルブユニット分離構成によるロードマップ

② VR ステージ構成の冷凍能力

Fig. 6-12 に、VR ステージ構成のロードマップを示す。(A)には VR ステージのロードマップ、(B)には VR ステージを取付けた際のコールドステージのロードマップについて示す。これらの結果は、4K-3 クライオクーラーのものであり、ヒートリンクとしては Al 材ヒートリンクを使用した。

VR ステージ条件での冷凍能力は、第 1 段 VR ステージおよび第 2 段 VR ステージにそれぞれ 20 W、0.5 W を加えたときに 50.5 K、4.34 K であった。

この結果から、VR ステージ構成の場合でもほぼ目標とする冷凍能力を達成できることが分かった。

第 1 段 VR ステージの冷凍能力が若干低下したのは、Al 材ヒートリンクの熱抵抗は 50 K 付近で大きくなるためと考えられる。しかし、Al 材ヒートリンクによる振動低減効果が顕著であることから第 1 段 VR ステージにも Al 材ヒートリンクを使用することとした。

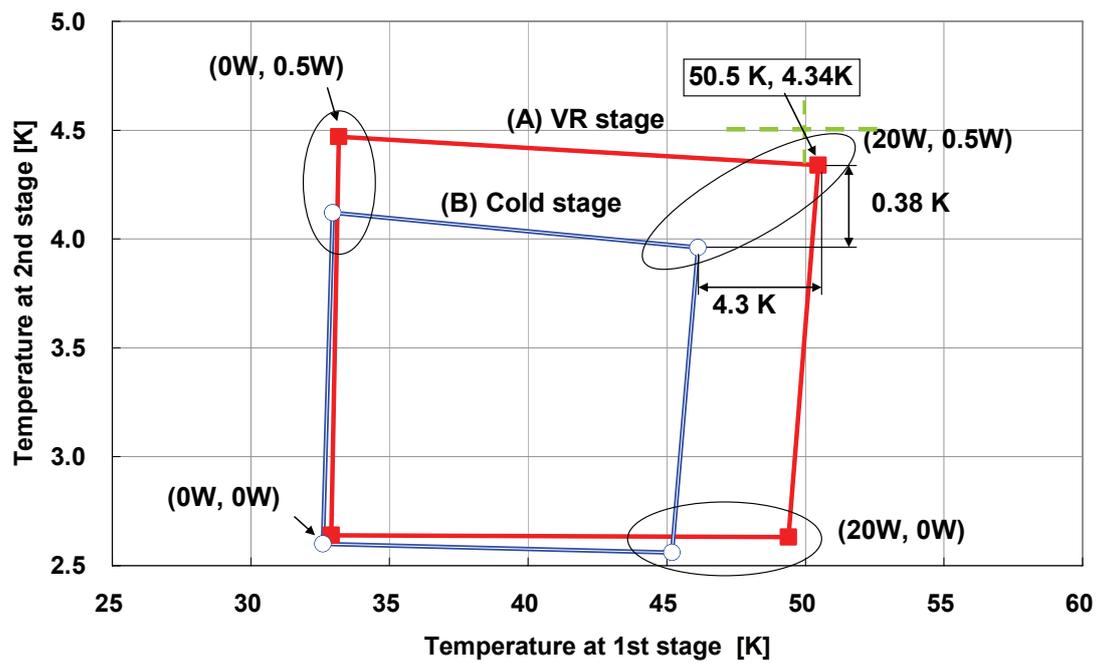


Fig. 6-12 VR ステージにおけるロードマップ

【参考文献】

[1] T. Tomaru et al.: "Vibration Analysis of Cryocoolers", TEION KOGAKU 38 (2003) 693-702 (in Japanese)

都丸隆行ら、「小型冷凍機の振動解析」低温工学 38 (2003) 693-702

第7章 考察

第6章で述べたように本研究で設計し製作された低振動クライオクーラーに対し振動測定および冷凍能力測定を行った。測定の結果から、低振動クライオクーラーは CLIO の要求仕様を満たす結果が得られた。本章で行う考察では、本研究開発で導入した独立懸架方式振動低減策が振動低減にどのような効果をもたらしたか、また、冷凍能力に対してどのくらい影響したかについてまとめと考察を述べる。

第1節 振動低減効果に関する考察

第1項 振動低減効果の考察

CLIO に適用する変位振動の目標は $1\ \mu\text{m}$ 以下である。この数値が VR(Vibration Reduction)ステージにおいて達成すべき目標となる。

VR ステージ機構をバネ系モデルとして行った検討において導出された(4-7)式により、VR ステージの振動変位は、地面振動による変位とコールドステージからの変位伝達による変位の重ね合わせであると考えられる。

第4章で行った性能予測におけるコールドステージからの変位伝達の予測では、地面振動がないと仮定した条件でのコールドステージの振動変位を $20\ \mu\text{m}$ とした場合の VR ステージの変位伝達について求めた。その結果は、コールドステージからの VR ステージへの変位伝達は $0.05\ \text{nm}$ 程度となった。この数値はターゲットとする $1\ \mu\text{m}$ に比べ十分に微小な変位伝達であると言え、VR ステージの振動変位はバックグラウンドノイズ（地面振動）レベルになると考えられる。よって、VR ステージの振動変位を $1\ \mu\text{m}$ 以下に達成するには地面振動の検討が重要となる。

つぎに地面振動について考えると、関東平野における典型的な地面振動レベ

ルは1 Hzで0.1 μm オーダーとされる。また、CLIO サイトである神岡坑道内においては1 Hz付近では1 nm オーダーであり、設計通りの変位伝達が得られれば、変位伝達および地面振動ともに変位振動1 μm に対し十分小さくなり、ほぼ無振動といえるクライオクーラーが期待できる。

ここで、実際に期待された振動変位が得られたかについて、予測結果と実測結果を比較し評価する。Fig. 7-1に、第2段VRステージの振動振幅の予測結果と実測結果とを比較したグラフを示す。

まず、予測値は、コールドステージ振動からの変位伝播は小さいため、VRステージの変位を測定した環境でのバックグラウンドノイズとほぼ一致するスペクトラムとなる。一方、実測値では、パルス管クライオクーラーのコールドステージ振動変位にくらべ3桁以上の振動低減を達成しており、広い周波数帯に及んでほぼバックグラウンドノイズレベルまでに振動低減されていることが示されている。このことから、実測値とバネ定数モデルによる予測値はほぼ一致して減衰しているが、1.2 Hzと倍調波の振動ピークが残っている。このピーク発生の要因として、以下のことが考えられる。

(1) ヒートリンク同士の接触による変位伝達の増加

冷凍能力を確保するためヒートリンクの取付けが密集し、撚り線同士の接触が接触することで、単純な計算より大きなバネ定数となったこと

(2) 振動測定系を経由するバックグラウンドノイズ

1.2 Hzの圧力切換えによって生じる加振力が、今回の測定系においてコールドヘッドフランジ支持フレームとエアダンパーを経由して振動伝達したこと

本研究の調査では両者どちらかを特定することができなかったが、後者である場合、地面振動の小さい神岡サイトの地面へアンカーされることによりVRステージの振動変位が期待通りになることが予想される。また、前者のヒートリンク同士の接触による変位伝達の増加においてもヒートリンク同士の接触を減らす改良（ヒートリンク本数の低下など）を行えば変位の低下が期待できる。

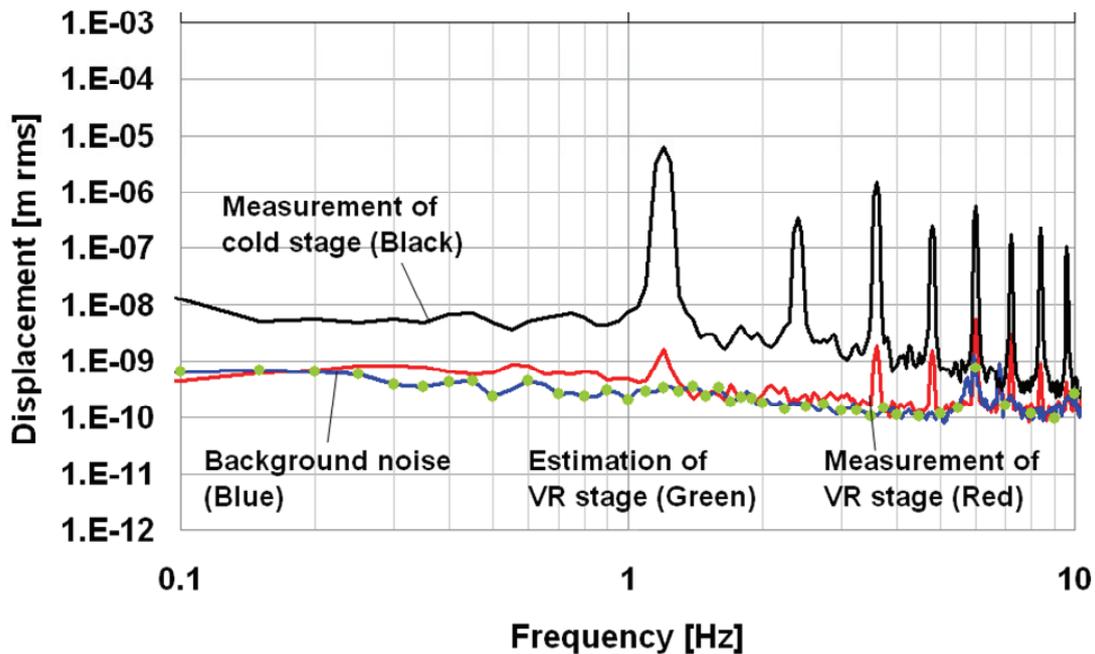


Fig. 7-1 VR ステージの振動変位の振動レベル

VR ステージの振動変位はパルス管クライオクーラーのコールドステージ振動変位にくらべ3桁以上の低減している。広い周波数帯でほぼバックグラウンドノイズレベルまでに振動低減がされている。このことは、実測値がモデルによる振動予測値とよく一致していることを示している。

第2項 振動低減策の方向性の考察

本研究の低振動クライオクーラーのベースとなったパルス管クライオクーラーのコールドステージの振動変位は、パルス管の軸方向（z軸方向）の振動振幅が最も大きいことから、VR ステージの振動変位についてもz軸方向の振動低減について注目してきた。

しかし、パルス管軸方向の垂直方向（x軸およびy軸）でも1桁小さいものの振動変位は生じ、VR ステージに変位伝播すると考えられるため、x軸およびy軸の振動変位についても検討をする必要がある。第6章では、測定装置で定義した3方向についての結果を示した。Fig. 7-2にVR ステージの3軸方向のそれぞれの振動変位の測定結果を再度示す。変位測定の結果では、z軸方向において $2 \times 10^{-9} \text{ m}_{\text{rms}}$ となり、その直角方向ではx軸方向が大きく $1 \times 10^{-7} \text{ m}_{\text{rms}}$ となった。

すなわち、z 軸に比べその垂直方向で 2 桁程度も振動変位が大きくなっていることが分かる。

これらの要因として考えられるのは、**Fig. 7-3** に示すように VR ステージの支持構造の 1 次振動モードが曲げ方向の振動モードとなり、パルス管軸方向となる z 軸よりも横方向となる x 軸や y 軸方向の振動変位が生じやすくなるものと考えられる。

この横方向変位が大きいことに対する対策として、VR ステージ支持構造の 1 次振動モードとして現れる横方向への曲げ振動の固有振動数を高くすることが重要であると考えられる。VR ステージ構造の固有振動数を高くする方策として、支持ロッドの配置する径を大きくすること、また、支持構造として断面 2 次モーメントが大きくなる円筒状の支持ロッドの採用などが考えられる。

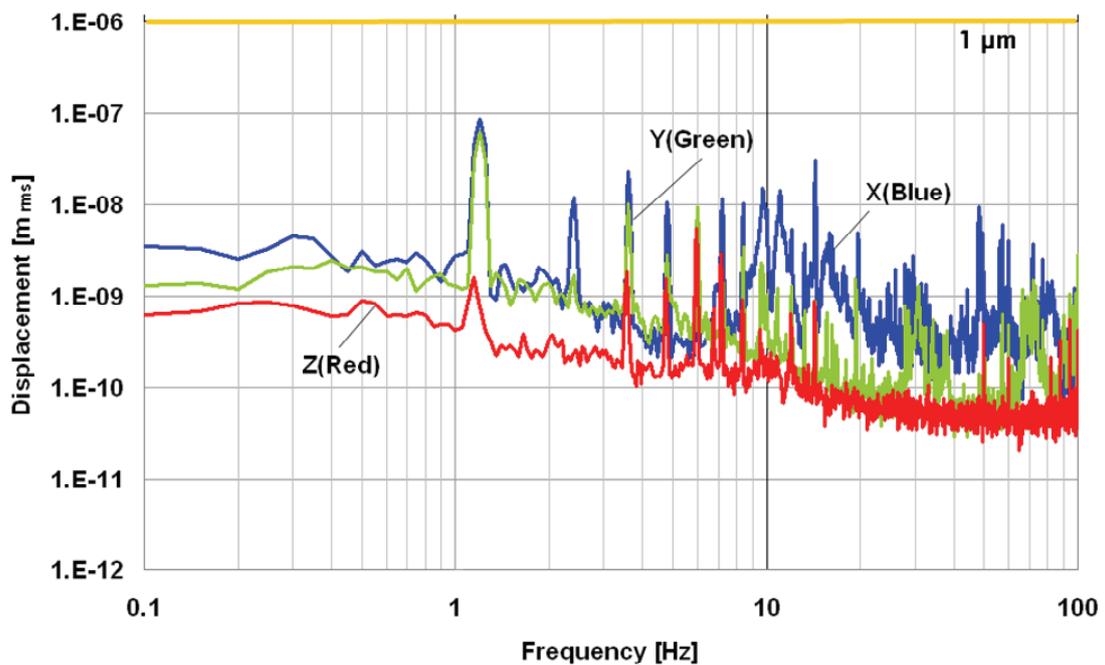


Fig. 7-2 VR ステージの 3 軸方向の振動変位

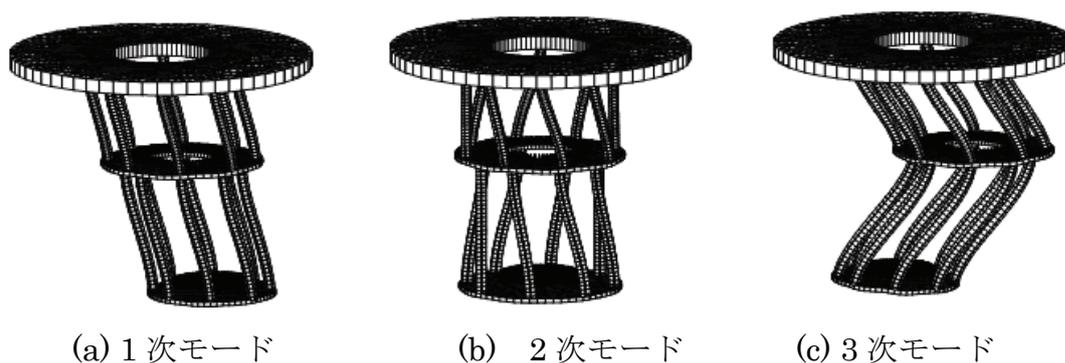


Fig. 7-3 VRステージの振動モード解析結果

第3項 振動レベルに関する考察

今回、開発した低振動クライオクーラーが実際に重力波検出装置においてどのくらい効果的であるかを検討するため、これまでに神岡鉱山において測定されたクライオスタットでの振動と比較して検討を行う。

Fig. 7-4はVRステージの振動変位レベルを示したグラフであり、CLIOにおけるクライオスタットの振動レベルおよびベースとなるパルス管クライオクーラーのコールドステージの振動レベルと比較したものである。

これらの結果をみると、今回開発した低振動クライオクーラーのVRステージにおける振動レベルは $10^{-7} \text{ m}_{\text{rms}} / \sqrt{\text{Hz}}$ の振動レベルに位置し、ベースとなるパルス管クライオクーラーの3桁も小さいレベルとなっており、同周波数帯では神岡鉱山の振動レベルから2桁、KEKの地面振動レベルからは1桁大きい結果となっている。

一方、神岡鉱山のCLIOに搭載されたクライオクーラーの振動性能測定によって、クライオスタットにおける振動レベルが $10^{-8} \text{ m}_{\text{rms}} / \sqrt{\text{Hz}}$ まで低減できていることがわかった。これは、KEKにおける地面振動レベルに相当する。

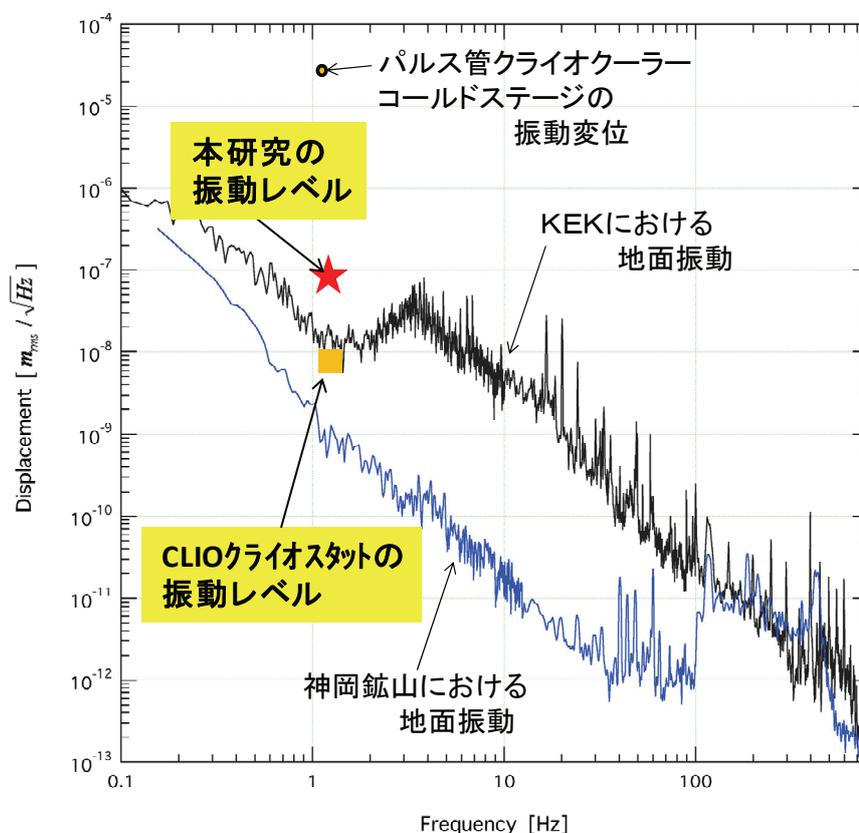


Fig. 7-4 VR ステージの振動変位の振動レベル

クライオクーラーの冷却インターフェースの振動変位をほぼ地面振動レベルまで低減した。

第2節 冷凍能力に関する考察

ヒートリンクを用いた VR ステージの導入は、ヒートリンクの熱抵抗により冷凍能力の低下をもたらすことが予測された。設計では、支持ロッドにアルミナ FRP 材を、ヒートリンクには高純度アルミニウム撚り線(純度 99.999%)を採用し、それぞれ熱侵入および熱抵抗の低下を図っている。

冷凍能力を実測した結果、VR ステージでの冷凍能力は第1段 VR ステージおよび第2段 VR ステージにそれぞれ 20 W、0.5 W を加えたときに、50.5 K および 4.34 K であった。この結果から、目標とする冷凍能力に対し第1段 VR ステ

ージではわずかに足りない結果となった。第4章で行った冷凍能力の推定では、目標の冷凍能力が得られることが予想されたにも関わらず、測定値が推定値より大きくなった原因の考察を行う。

まず、今回導入した独立懸架方式の減振機構において冷凍能力を低下させる原因として「バルブユニット分離」と「ヒートリンクの熱抵抗」が考えられる。

(1) バルブユニット分離による冷凍能力への影響

VR ステージの冷凍能力の予測では、パルス管クライオクーラーのコールドステージの冷凍能力を第1段階ステージおよび第2段階ステージにそれぞれ45 Kで20 W、4.2 Kで0.5 Wとした。しかし、測定ではコールドステージの同負荷における第1段階コールドステージの温度は46 Kであり、また、第2段階コールドステージは4.0 Kであった。

実際のクライオクーラーでは、バルブユニットを分離したことにより第1段階コールドステージの冷凍能力の低下が、第1段階VRステージの冷凍能力がわずかに足りなくなったことの原因と考えられる。

第2段階VRステージでの冷凍能力低下が小さいのは、第1段階VRステージからの熱侵入が小さいこと、5 K以下の低温ではヘリウムの比熱が大きく、温度安定性がよいため、バルブユニット分離の影響を受けにくかったことが挙げられ、冷凍能力を達成した要因と考えられる。

(2) ヒートリンクの熱抵抗による冷凍能力への影響

コールドステージおよびVRステージの温度差は、ヒートリンクの熱抵抗による。冷凍能力の推定では、ヒートリンク単体の熱抵抗の測定値を用いて計算した。しかし、実際のコールドステージとVRステージ温度差は、推定値よりも大きくなった。これは、実機のヒートリンクの熱抵抗がヒートリンク単体で測定した熱抵抗より大きくなるためと考えられる。

本研究で用いたヒートリンクは、純アルミニウム細線を束ねた撚り線の両端に圧着端子を取り付けた構造となっている。Fig. 7-5にヒートリンクの構造と熱抵抗の等価回路を示す。ヒートリンクの構造は、撚り線部 R_{cable} 、圧着端子部 $R_{terminal}$ 、端子しめ部 R_{cramp} 、ボルト締結部 $R_{contact}$ に分けることができる。まず撚り線部の熱抵抗は、撚り線の材料となるアルミニウム材料の熱伝導率によって求められる。ヒートリンク単体の熱抵抗と熱伝導率の関係は、第4章 Fig. 4-15

に示している。このグラフから 200 K 以上の高温領域におけるヒートリンクの熱抵抗はほぼ撚り線部の熱抵抗が支配的であると言える。しかし、低温においてはヒートリンクの熱抵抗全体における撚り線部の熱抵抗が占める割合は、50 K 付近で約 50%、7 K 付近においては約 10% となり、低温になるに従い低下する。これは、50 K 以下では純アルミニウムの熱伝導率が大きくなるために、他の要因による熱抵抗が目立つようになったためと考えられる。この他の熱抵抗の主要因として考えられるのは、接触熱抵抗である。ヒートリンクにおける接触熱抵抗は、ボルト締結部および端子かしめ部で生じると考えられる。

熱抵抗の測定ではヒートリンク 1 本について行ったが、実機においては 1 か所の取付けボルトにヒートリンクを 2 本ずつ（第 1 段 VR ステージでは 48 本、第 2 段 VR ステージでは 30 本）密集して取り付けているため、ボルト締結部の接触抵抗が異なると推定される。

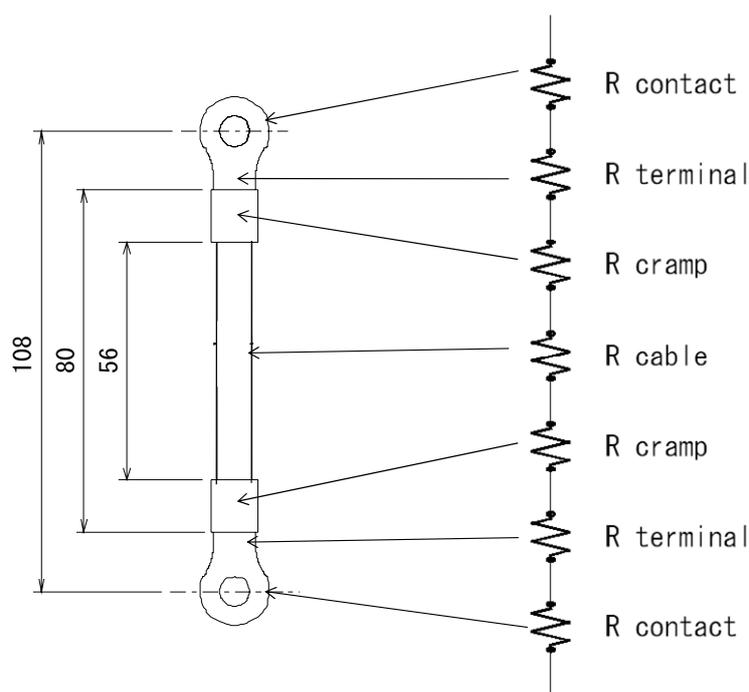


Fig. 7-5 ヒートリンク構造の分析

ヒートリンクの構造から熱抵抗が生じる要素は 4 つ、撚り線部分、圧着端子部、端子かしめ部、ボルト締結部が考えられる。その中で、ボルトの締結部および端子かしめ部が最も接触熱抵抗が低温において大きくなると考えられる。

第 8 章 結 論

本研究では、低振動パルス管クライオクーラーの開発を行った。本研究により以下の研究成果が得られた。

(1) 独立懸架型振動低減策の提案

過去のパルス管クライオクーラーの振動低減策について分析を行い、従来の VR(Vibration Reduction)ステージを用いた振動低減策で抱える課題点を指摘し、振動源から冷却インターフェース部を切り離しした振動低減策である独立懸架型振動低減策を提案した。

(2) 部材特性の把握

振動低減策に用いる主要な部品であるアルミナ FRP 支持ロッドおよび純アルミニウム撚り線ヒートリンクについての検討を行った。まず、支持ロッドの検討の方法として部材の熱的および機械的な材料物性値を測定し、断面形状および VR ステージ機構の構造を調査した。また、ヒートリンクについては部材特性となるバネ定数および熱抵抗を測定した。その結果から、アルミナ FRP 支持ロッドおよび純アルミニウム撚り線ヒートリンクは、振動低減策に適した特性を持つことが分かった。

(3) VR ステージの性能予測

バネ系モデルおよび熱抵抗系モデルを構築し、力の釣り合いおよび熱の釣り合い計算によって VR ステージでの減振および冷却性能予測を行った。VR ステージにおける性能予測は、振動変位は 0.05×10^{-9} m となり、また、冷凍能力の低下も小さく、目標とする性能が得られる可能性を示した。

(4) 低振動クライオクーラーの性能確認

低振動パルス管クライオクーラーを製作し、VR ステージにおける振動変位お

よび冷凍能力を測定した。その結果から、目標とする冷凍能力（温度 4.5 K において熱負荷 0.5 W）および振動変位(1 μm 以下)が得られることを確認した。

本研究で開発された低振動パルス管クライオクーラーは 4 台製作された。CLIO において、すべての鏡を冷却した状態で、干渉計として動作させることに成功した。また、CLIO の低温鏡をほぼ 14 K に冷却した状態で 1 年の運用が完了したことが報告されており、低振動クライオクーラーの開発目的である重力波検出器への導入に対し要求を満足することができた。

また、独立懸架型振動低減策は、既に高精度な低温比熱測定装置などに採用され精度向上に貢献した事例が報告されている。本研究で開発したクライオクーラーに対する独立型懸架型振動低減策は、重力波検出器に限らず低振動に極低温を要求する機器への応用が考えられ、今後さらに幅広い貢献が期待できる。

謝 辞

2002年より研究を開始から本論文をまとめるまでに長い期間にわたり、様々な方々にご支援とご指導を頂きました。ここまでに至るには、皆様のご協力なしでは、なしえなつたと理解しております。心より感謝申し上げます。

まず、高エネルギー加速器研究機構の先生皆様には、これまでにないクライオクーラーの開発テーマを与えてくださり、開発成功および博士論文をまとめるにあたり、多大なご指導や最新の科学的知見等をご教示頂きました。クライオクーラーの開発および博士論文のご指導において拙い質問にも皆様に親身になってご指導をいただいたことは大変光栄でした。

超伝導低温工学センターの山本明教授には、博士論文を書くうえで紹介教授となつていただき、審査していただく教授方へのご紹介と発表および論文のご指導を頂きました。博士過程に取り組む心構えを頂きました。

素粒子原子核研究所の春山富義教授には、開発開始時からのクライオクーラーに関する深い知見のご教示頂きました。クライオクーラーの開発に役に立ったことはいふまでもありません。また、低振動クライオクーラーに関しても、CLIOの開発イベントごとに近況をご連絡頂くなどいろいろな御配慮をいただきました。

開発時からのプロジェクトメンバーである日本大学の新富孝和教授、超伝導低温工学センターの鈴木敏一講師、都丸隆行助教、素粒子原子核研究所の佐藤伸明助教には、開発始まって以来、クライオクーラーの開発および博士論文のご指導にお世話になりました。

新富教授、鈴木講師には、追い込みの際に査読やご指導頂きました。

特に、高エネルギー加速器研究機構・低温センターの都丸助教には、低振動クライオクーラーの成果による博士論文を勧めていただいたり、追加の材料実験について液体ヘリウムなどの手配、実験に付きあつていただいたり、科学実験の知識のご教示など本当に深く多岐にわたりお世話になりました。

また、低振動パルス管クライオクーラーの開発には、私の勤める住友重機械工業の上司や同僚の方々の協力なしではできなかつたと思います。低振動クライオクーラーの開発からご指導いただいた李瑞主任技師には、クライオクーラーに関するご教授のほか、開発における製作、試験の計画、データのまとめ方など、技術者としてのご指導を頂きました。

また、入社時の指導員となっていたいただいた小山知大技師、小倉鉄也技師にもクライオクーラーの製品に関する知識、設計、冷凍試験方法などご指導を頂きました。

上司である伊藤勝彦技術部部長、佐藤敏美主席技師には、博士論文を書くことのご理解とご協力を頂き、便宜を図っていただきました。

家族の協力も大きな助けとなりました。両親は健康に気遣いしてくれ、妻の秀貞は精神面でも大きな支えとなってくれました。

最後に改めて多くの方々のご支援に感謝いたします。

研究業績

【論文発表】

- 1 幾島悠喜, 李瑞, 都丸隆行, 佐藤伸明, 鈴木敏一, 春山富義, 新富孝和, 山本明
“超低振動パルス管冷凍装置— 冷凍能力と振動— ”
低温工学 43 巻 1 号 (2008)
- 2 Yuki Ikushima, Rui Li, Takayuki Tomaru, Nobuaki Sato, Toshikazu Suzuki, Tomiyoshi Haruyama, Takakazu Shintomi, Akira Yamamoto
“Ultra-low-vibration pulse-tube cryocooler system — cooling capacity and vibration”
Cryogenics (2008)

【口頭発表】

- 1 幾島悠喜, 小山知大, 李瑞, 都丸隆行, 鈴木敏一, 春山富義, 新富孝和, 山本明
“重力波検出器用低振動パルス管冷凍機の開発-冷却ステージの振動特性”
第 69 回 2003 年度秋季低温工学・超電導学会
- 2 幾島悠喜, 小山知大, 李瑞, 都丸隆行, 佐藤伸明, 鈴木敏一, 春山富義, 新富孝和, 山本明
“重力波検出器用低振動単段パルス管冷凍機システムの開発”
第 71 回 2004 年度秋季低温工学・超電導学会
- 3 Ikushima Y., Li R., Tomaru T., Suzuki T., Haruyama T., Yamamoto A. and Shintomi T.
“Analysis of a vibration reduction system of pulse-tube cryocooler”
International Cryogenic Engineering Conference 22 (ICEC22)

Appendix

A. ヒートリンクに関する考察

本研究では、ヒートリンクに用いる撚り線材料に 5N-アルミニウム(Al)材と無酸素銅(OFHC)材を候補として選び、第 4 章におけるヒートリンクの検討において熱抵抗の比較を行った。Al 材ヒートリンクは、熱抵抗において OFHC 材と同等の性能が期待され、ヤング率では小さくなることから、Al 材ヒートリンクの使用が有望視された。

実際のクライオクーラーにおけるヒートリンクの振動低減効果および伝熱性能について評価するため、冷凍装置へ取り付けて Al 材と OFHC 材の比較試験を実施した。コールドステージおよび VR ステージで得られた振動振幅および冷凍能力をまとめた表を **Table A-1** に示す。

まず、VR ステージの振動において、OFHC 材ヒートリンクを用いた場合の減振性能は、横方向(x, y 軸方向)と縦方向(z 軸方向)で減振性能が異なり、横方向で 25%程度であり、縦方向では 2.5% となった。一方、Al 材ヒートリンクを用いた場合では、横方向では 7%~10%に対し、縦方向では 0.5%となった。Al 材ヒートリンクがその柔軟性の効果を発揮し、振動低減性能の向上が見られたと言える。

次に、VR ステージの冷凍能力については、第 2 段 VR ステージにおいて Al 材ヒートリンクを用いた場合で 4.34 K となり、目標値である 4.5 K を達成し、1 段ステージにおいても 50.5 K となった。これは、OFHC 材ヒートリンク使用時に比べ若干温度差が大きくなるものの同レベルとってよく、Al 材ヒートリンクは伝熱面についても十分に適用可能であることが確認できた。

以上の結果から、Al 材ヒートリンクは OFHC 材との比較において伝熱性能においてはほぼ同等であり振動低減においては良好な効果がみられるため、Al 材ヒートリンクの選択が妥当であると考えられる。

Table A-1 ヒートリンク性能評価比較

		コールドステージ	VR ステージ	
			OHFC 材	Al 材
振動振幅	x 軸	$\pm 5.05 \mu\text{m}$	$\pm 1.20 \mu\text{m}$	$\pm 0.38 \mu\text{m}$
	y 軸	$\pm 5.66 \mu\text{m}$	$\pm 1.45 \mu\text{m}$	$\pm 0.64 \mu\text{m}$
	z 軸	$\pm 8.44 \mu\text{m}$	$\pm 0.19 \mu\text{m}$	$\pm 0.04 \mu\text{m}$
振幅比	x 軸		23.8%	7.5%
	y 軸		25.6%	11.3%
	z 軸		2.3%	0.5%
冷凍能力	1 段	45 K @ 20 W (定格)	48.6 K @ 20 W	50.5 K @ 20 W
	2 段	4.2 K @ 0.5W (定格)	4.43 K @ 0.5 W	4.34 K @ 0.5 W
ステージ間 温度差	1 段		3.86 K @ 20 W	4.34 K @ 20 W
	2 段		0.27 K @ 0.5W	0.38 K @ 0.5W

B. VR ステージ構造に関する考察

本研究では、VR (Vibration Reduction) ステージの構造部の剛性比較の指標として固有振動数を用いた。固有振動数を指標とするのは、共振現象を避けるためである。あるモードが外力に応答する場合、固有振動数以下の周波数の外力であれば位相遅れは π より小さくなる。固有振動数より十分に低い外力には近似的に追随すると考えて良いので、共振現象を防ぐことができる。また、外力に対し構造体が一体として追随することは剛体と見なすことができる。質量の大きい物体への振動アンカーを目的とする場合、剛体となせる状況が理想と言えるため、VR ステージの構造は固有振動数が高いほうが望ましい。

固有振動数は設計時に FEM により予測し、製作後実機において加速度振動を測定して FFT アナライザにより得られたスペクトラムのピークから固有振動数

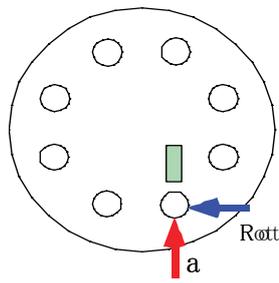
を実測した。この固有振動数の確認は、設計で予測された剛性が実際に得られているか、製作上で生じる脆弱な要素がないかといった評価ができる。

固有振動数実測結果を **Fig. B-1** に示す。また、固有振動数の予測値および実測値をまとめた表を **Table B-1** に示す。予測値と実測値の比較結果、1次は予測値が 58.7 Hz であり、一方、実測値が 46.0 Hz であった。実際の取付けではヒートリンクの重量や金具の取付け剛性の影響などがあるため実測値は若干小さくなるものの、50 Hz 付近というオーダとしては一致していると認めることができる。また、2次および3次モードについても 100 Hz 付近、135 Hz とよい一致がみられた。

これにより VR ステージ構造の剛性は、計算で用いた剛性と同程度と考えられ、本研究の変位伝達の予測によりおおよその予想が可能であることが言える。また、強制振動と想定できるある圧力切換え周期である 1~1.2 Hz から大きくはなれていることから、VR ステージとして共振現象を回避しうる十分な剛性があると考えられる。

Table B-1 固有振動数調査まとめ

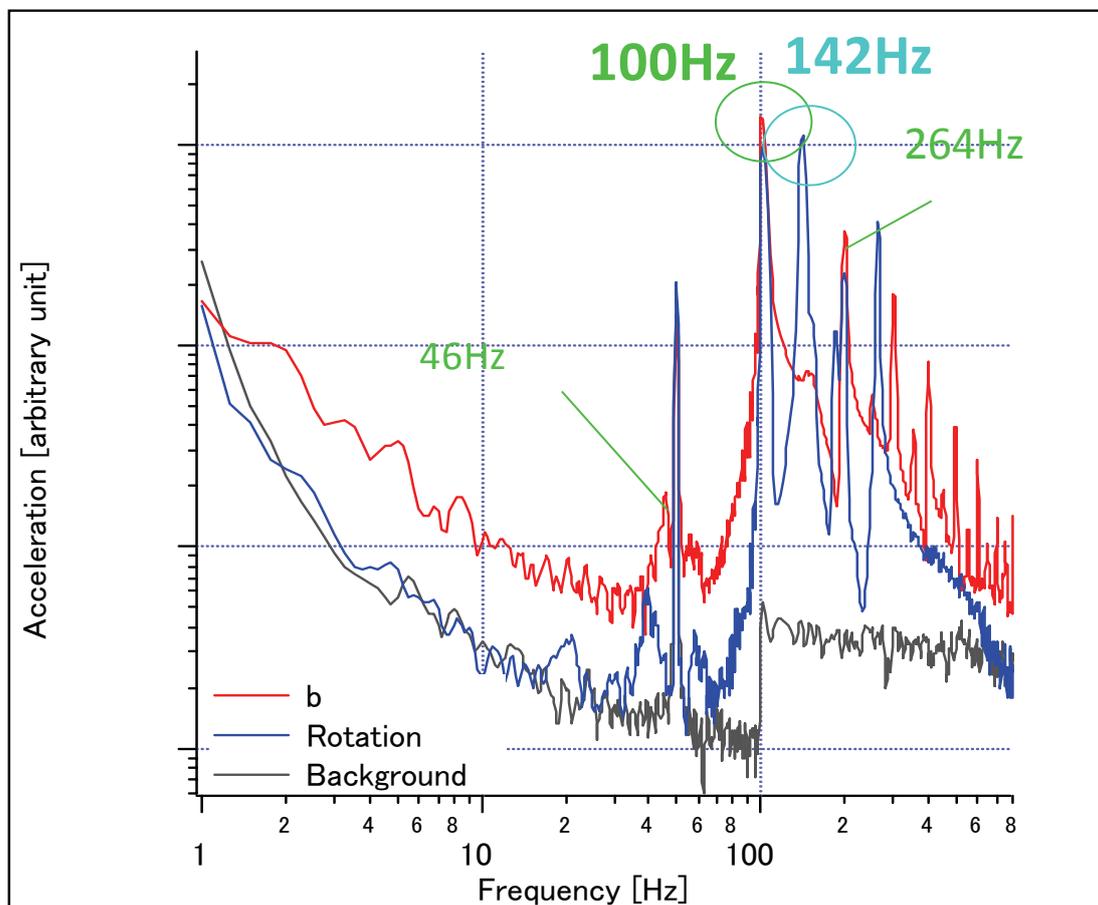
	1次モード	2次モード	3次モード
予測値	58.7 Hz (曲げ)	108.5 Hz (ねじれ)	133.0 Hz (くねり)
実測値	46 Hz	100 Hz	142 Hz



(a) 打撃方法



(b) 減振機構



(c) 減振機構の固有振動数調査結果
 Fig. B-1 VR ステージの固有振動数調査

C. 振動低減策に関する考察

本研究では、ヒートリンク材に 5N-Al 材撚り線、支持ロッドへはアルミナ FRP を採用した。この二つの要素が、冷却インターフェース(VR ステージ)の振動低減を大きく向上させたと考えられる。特に、ヒートリンク材は、実機においても OFHC 材と Al 材ヒートリンクを置き換えて比較評価も実施しており、実機においては Al 材ヒートリンクによって VR ステージの振動変位を 1 μm 以下にすることができることが分かった。

本節では、設計で用いたバネ系を用いた解析方法を用いてヒートリンクおよび支持ロッドの材料の違いによる振動変位の見積もりを行い、材料変更したことによってどのくらい振動低減効果が向上したかについて考察を行う。

C-1. 振動低減効果の検討方法

第 4 章において展開した VR ステージ変位の予測式 (4-7) を用いる。支持ロッドを支持するフランジの変位を x_1 、VR ステージの変位を x_2 、コールドステージの変位を x_3 とした場合、あらためて記述すると

$$x_2 = x_1 + \frac{k_h}{k_r} x_3 \quad (\text{C-1})$$

となる。 k_h はヒートリンクのバネ定数、 k_r は支持ロッドのバネ定数である。

ここで、コールドステージから VR ステージへの振動低減効果の指標を、バネ定数の比で求めることができる。また、今回の考察を簡単にするために、VR ステージを 1 段とした構造を用いることとする。

C-2. 振動低減効果の検討

第 4 章における VR ステージの検討で行った要素研究において、5N-Al 材ヒートリンクおよびアルミナ FRP 支持ロッドのバネ定数を実測データに基づいて

求めた。比較対象となる OFHC や G10 FRP の部材のバネ定数については以下のようにして求める。

① OFHC 材ヒートリンクのバネ定数の計算

OFHC 材ヒートリンクのバネ定数は実測が無いので、以下のように見積もった。

第 3 章でも示した通り、一様断面を持つ細線の曲げ変形に対するバネ定数は、細い梁の変形と考えて、以下の式で与えられる。

$$k_h = \frac{3EI}{l^3} \quad (\text{C-2})$$

ここで、 E :ヤング率、 I :断面 2 次モーメント、 l :長さ、を表す。

もしヒートリンクを構成する細線の寸法と本数が同じで、細線束の変形に際して各細線が独立に曲がると仮定した場合、束のバネ定数は各細線のバネ定数の和となる。2 種の材料で比較した場合、寸法にかかわる変数は消去され

$$\frac{k_{\text{OFHC}}}{k_{\text{Al}}} = \frac{E_{\text{OFHC}}}{E_{\text{Al}}} \quad (\text{C-3})$$

となる。よって、OFHC 材ヒートリンクのバネ定数は、Al 材ヒートリンクのバネ定数と物質のヤング率の比で求めることができる。これまで、Al 材ヒートリンクのバネ定数は低温でも変化が少なく $k_{\text{Al}} = 0.33 \text{ N/m}$ 、ヤング率は文献から $E_{\text{OFHC}} = 117 \text{ GPa}$ 、 $E_{\text{Al}} = 69 \text{ GPa}$ (これらは常温でのデータであるが、低温でも変化しないとする)とすると

$$k_{\text{OFHC}} = \frac{E_{\text{OFHC}}}{E_{\text{Al}}} k_{\text{Al}} = 0.56 \text{ N/m} \quad (\text{C-4})$$

となる。一方、Wang 方法のように板バネを用いた場合、同断面積でのバネ定数比 58.5 から 32.7 N/m と見積もられる。

② G10 FRP のバネ定数の計算

G10 FRP で製作した場合の支持ロッドのバネ定数を求める。第 4 章でも求め

たように支持ロッドのバネ定数は、軸方向のバネ定数は材料力学で扱われる伸びの式、軸と直角方向に対するバネ定数はたわみの式を用いる。

$$\text{軸方向} \quad x_a = \frac{l}{AE} F \quad (\text{C-5})$$

$$\text{直角方向} \quad x_v = \frac{l^3}{3EI} F \quad (\text{C-6})$$

フックの法則との対応からバネ定数は

$$\text{軸方向} \quad k_{ra} = \frac{AE}{l} \quad (\text{C-7})$$

$$\text{直角方向} \quad k_{rv} = \frac{3EI}{l^3} \quad (\text{C-8})$$

第4章で、G10 FRP のヤング率を測定した結果得られた数値は 30 GPa であるため、この数値を用いて $\phi 14 \text{ t2} \times \text{L150}$ の支持ロッド一本分のバネ定数は、軸方向において $1.51 \times 10^7 \text{ N/m}$ となり、一方の直角方向は $3.72 \times 10^4 \text{ N/m}$ となる。

③ バネ定数のまとめ

Table C-1 にヒートリンクおよび支持ロッドのバネ定数のまとめを示す。

Table C-1 ヒートリンクのバネ定数のまとめ

単段ステージへの使用を想定し、単段ステージ部のバネ定数をまとめた。

	48 本当たりのバネ定数
①Al 材ヒートリンク	15.84 N/m
②OFHC 材ヒートリンク	26.88 N/m
③OFHC 板バネ型ヒートリンク	1569.6 N/m

Table C-2 支持ロッドのバネ定数のまとめ

	8本当たりのバネ定数
①アルミナ FRP (軸方向)	$4.02 \times 10^8 \text{ N/m}$
支持ロッド (直角方向)	$9.92 \times 10^5 \text{ N/m}$
②G10FRP 支持ロッド (軸方向)	$1.21 \times 10^8 \text{ N/m}$
支持ロッド (直角方向)	$2.98 \times 10^5 \text{ N/m}$

④ 振動低減効果の影響因子分析のまとめ

ヒートリンクとして OFHC 製の板バネを使用することから比較として、影響因子分析を行った結果を **Fig. C-1** に示す。

分析の結果、もっとも影響が大きいと考えられるのは、ヒートリンクに撚り線を用いたことである。撚り線バネを用いたことで板バネより 2 桁の振動低減ができたことが分かった。細線化することによる断面 2 次モーメントの低減が効果を挙げていると考えられる。

一方、材料物性面での取り組みはヒートリンクおよび支持ロッド、ヤング率の比較から 1/2 から 1/3 程度の振動低減効果が見られた。また、Al の密度が小さいことによる質量の低減も固有振動数の向上、弾性振動伝播の低減に効果を上げることが考えられ、材料の選定による振動低減効果も大きいといえる。

また、支持ロッドの断面形状および寸法が挙げられる。Wang の方法で採用された中空断面 $Do=19.05 \text{ mm}(Di=15.88 \text{ mm})$ が、今回採用した中空断面 $Do=14 \text{ mm}(Di=10 \text{ mm})$ より、振動振幅を抑える効果が大きいことが分かった。

これらの影響因子の分析から、振動低減効果に寄与した要素の特定ができ、本研究で導入した振動低減策の妥当性が確認できた。

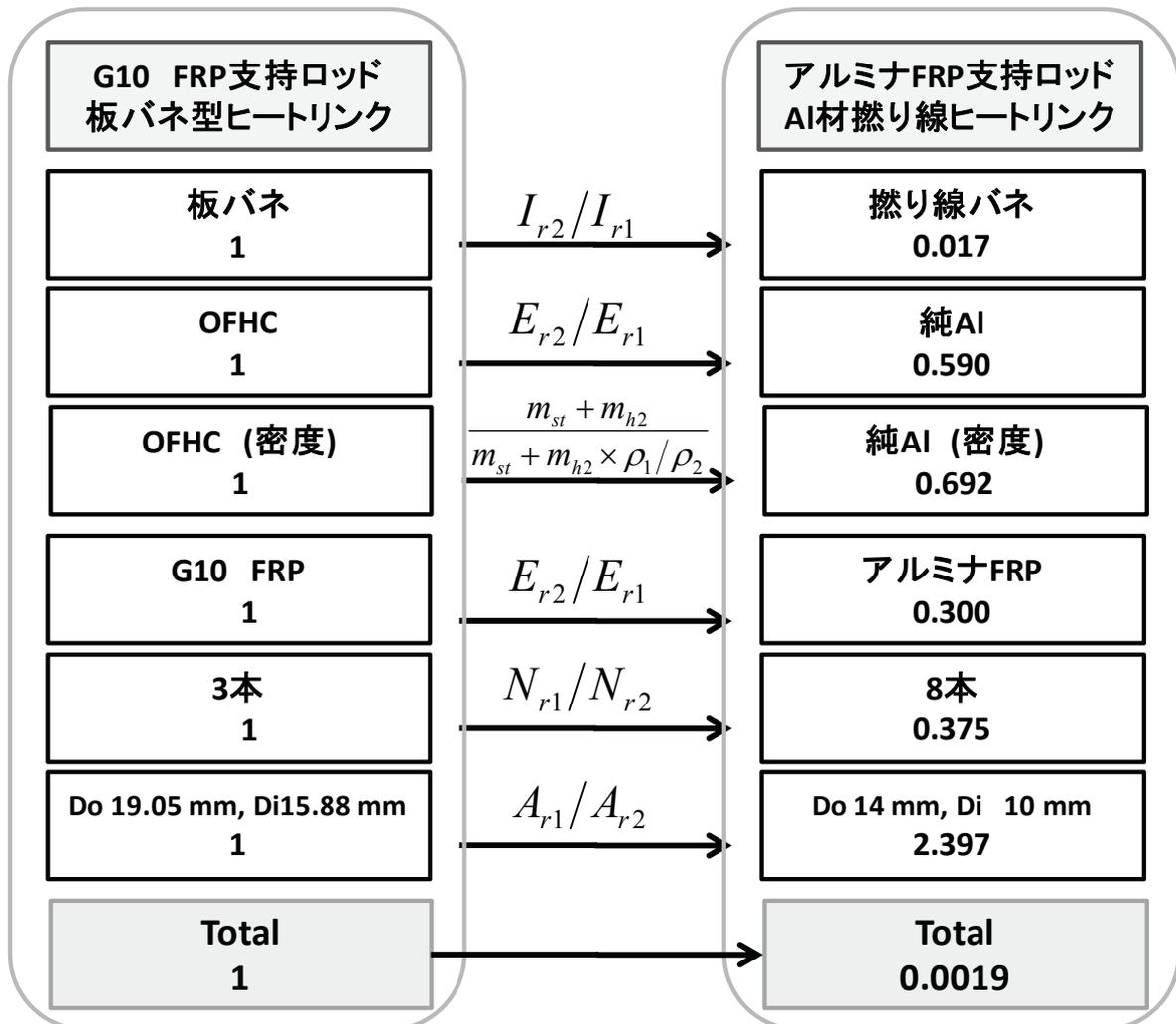


Fig. C-1 影響因子分析結果

ヒートリンクおよび支持ロッドについて因子に分解し変位との関係式を整理し、物性や寸法条件を与えて算出した。振動低減に対し断面形状や本数など形状など寸法に関する因子の貢献が大きいことが分かる。