

ハドロン実験施設における回転円盤型2次粒子生成標的のための気体軸受の設計

DESIGN OF GAS BEARING FOR ROTATING-DISK-TYPE SECONDARY-PARTICLE PRODUCTION TARGET AT J-PARC HADRON EXPERIMENTAL FACILITY

渡邊丈晃[#], 上利恵三, 秋山裕信, 青木和也, 家入正治, 加藤洋二, 倉崎るり, 里嘉典, 澤田真也, 高橋俊行, 高橋仁, 田中万博, 豊田晃久, 広瀬恵理奈, 皆川道文, 武藤 史真, 森野雄平, 山野井豊
Hiroaki Watanabe[#], Keizo Agari, Hironobu Akiyama, Kazuya Aoki, Masaharu Ieiri, Yohji Katoh, Ruri Kurasaki, Yoshinori Sato, Shin'ya Sawada, Toshiyuki Takahashi, Hitoshi Takahashi, Kazuhiro Tanaka, Akihisa Toyoda, Erina Hirose, Michifumi Minakawa, Fumimasa Muto, Yuhei Morino, Yutaka Yamano
Institute of Particle and Nuclear Studies, High Energy Accelerator Research Organization (KEK)

Abstract

Development of a new production target for secondary particles at J-PARC Hadron Experimental Facility is in progress. The new target is planned to be a rotating-disk type with a diameter of 346 mm and a thickness of 66 mm. The weight of the disk including a shaft is about 40 kg for the current design. In order to support the disk rotation, radiation-hard ball bearing is difficult to apply because the bearing life is not long enough for this weight. Thus, gas-lubricated bearing, which is basically no life limitation for stable operation and also capable of rotating at higher speed than the ball bearing, is now under development. In this report, design and examination results of the gas-lubricated bearing are presented.

1. ハドロン2次粒子生成標的

ハドロン実験施設では、30 GeVの1次陽子ビームを2次粒子生成標的(以下、標的)へ照射し、そこで発生する2次粒子(K中間子、 π 中間子など)を実験エリアへ輸送しており、各実験エリアではK中間子などを使ったパラエティーに富んだ独創的な原子核・素粒子実験が実施されている(Fig. 1)[1]。現行の標的は純金製で、金が銅ブロックに接合された固定型となっており、冷却は銅ブロックに冷却水配管を接合して銅経路で冷却する間接冷却方式である。現行標的は、5.2秒サイクルで最大約95 kWの1次陽子ビーム強度まで対応している[2-3]。この標的は、2020年から運用しており2021年に64 kWでの安定したビーム運転を達成している。

現行の固定型標的の場合、ビームによる熱負荷が定位置となることが冷却の限界を決めており、100 kWを超えるビームを受けることが困難である。そこで、熱負荷を円周方向に分散させることのできる回転円盤型標的の開発を進めている[3-5]。この回転のための軸受として、標的近傍の放射線環境で実績のある耐放射線ボールベアリングを採用する場合、次節に示す円盤重量(約40 kg)を想定すると200 rpmの回転速度で軸受寿命が約1年となる。これに対し、ハドロン施設では1つの標的を5年程度使用する計画のため、より長寿命の軸受を必要としている。また、高速に回転できれば、冷却能力を向上させることが可能となる。そこで、基本的には寿命に制約がなく、放射線環境で運用でき、より高速回転にも対応可能な気体軸受の開発にチャレンジしている。本論文では、ラジアル気体軸受の設計および試作機による評価結果について報告するものである。

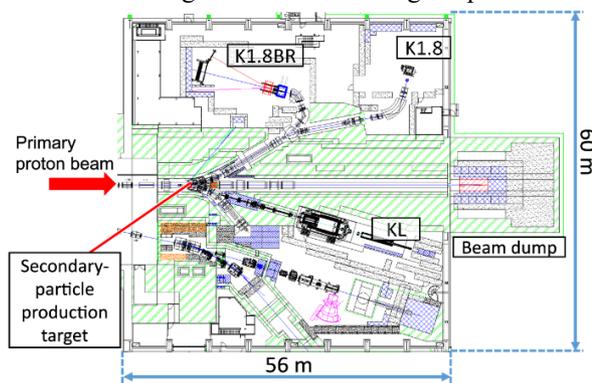


Figure 1: Plan view of the Hadron Experimental Facility at J-PARC.

2. 回転円盤型標的の諸元

回転円盤型標的についての現時点のベース案の1つをFig. 2に示す。標的本体となる円盤は外径346 mm、厚さは現行の固定標的と同じ66 mmである。円盤としては、なるべく大型のほうが発熱を分散でき、かつ表面積を増やして冷却能力を上げることが可能となる。外径346 mmは標的容器の大きさの制約から設定されたものである。このような円板大型化のデメリットとしては、円板重量が増えることである。その影響で軸受設計が難しくなり、今回の気体軸受開発へのチャレンジにつながっている。Figure 2は、この気体軸受を採用した構成を示している。

[#]nabe@post.kek.jp

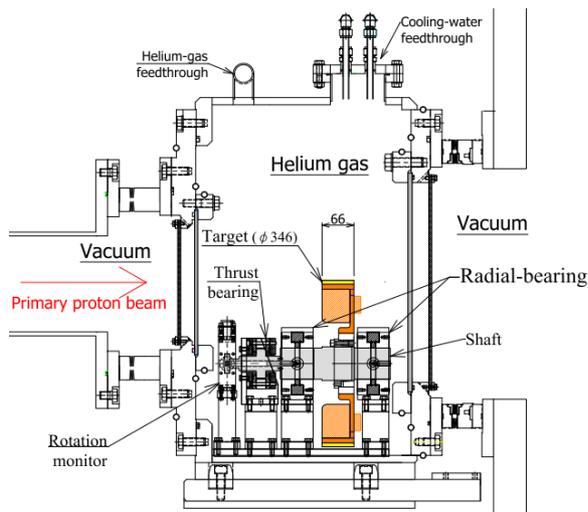


Figure 2: Cross-sectional view of the target chamber.

この円板の中で、陽子ビームが照射される外周部（標的部分）の素材は、現行の固定型標的と同じ金とするか、または同様に密度が大きく熱伝導率の高いプラチナまたはタングステン系が選択肢となる。現時点では標的部の素材は決定していないが、今後、有限要素法により最大ビーム強度を計算すると共に、製作コスト等も勘案した上で決定する計画である。円板内周側は、ビームが照射され高温となる外周部からの伝熱を受けて熱交換（冷却）する部分となる。そのため、熱伝導率が良く外周部素材と線膨張係数の近い素材が良い。外周部を金またはプラチナとする場合は、現行の固定型標的で実績のある組み合わせである無酸素銅をベース案としている。タングステン系とする場合は、タングステンの線膨張係数に近い素材を内周部に持つこととなるが、外周も内周もすべてタングステン合金で構成する方式も検討している。

円盤の冷却方法は、ヘリウムガス吹き付けによる直接冷却方式をベース案としている。これは、現行の標的において標的健全性監視の目的で標的を収めた標的容器内でヘリウムガスを循環させるシステム[6]を運用しており、ヘリウムガスの利用が容易であること、気体としては熱伝導率が高く化学的に不活性であること、水と比べて生成される放射性物質が少ないなどの理由から採用したものである。これに合わせて、気体軸受の作動流体もヘリウムガスとしている。また、円盤の冷却能力を向上させるために、円盤内周側にはフィン加工をすることをベース案としている。Figure 3 に、円盤の実証モデルの写真を示している。ここでは後述する回転試験時において重量構成を模擬する目的のため、外周側はタングステン合金で、内周側がフィン加工を施した無酸素銅で構成されている。

上記で示したベース案の内、外周が金、内周が無酸素銅で構成された円盤とすると、シャフトと円盤を合わせた重量は約 40 kg となる。従って、ラジアル方向の荷重を

うける軸受1個あたりは 20 kg を負荷する必要がある。次節以降では、この負荷に対応した気体軸受の設計等について記述している。

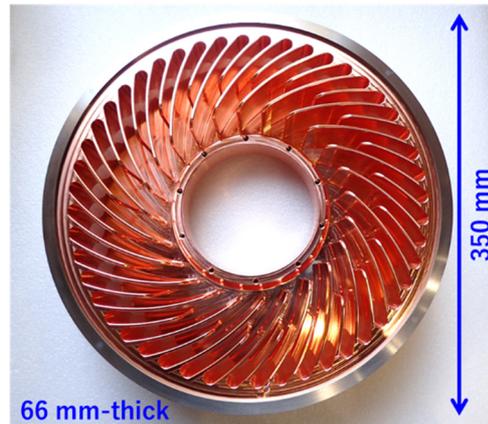


Figure 3: Photograph of a prototype for the rotating-disk type target.

3. 気体軸受の設計と評価

気体軸受は、気体を潤滑剤とした滑り軸受の一種であり、Fig. 4 に模式的に示すようにシャフトと軸受の間に高圧の気体があり、その気体がシャフトを支えることで軸受と接触しない仕組みである。特に油潤滑と比べると、①気体は粘性が低く抵抗が少ないことから軽い動力で回転させることができる、②温度変化で性状が変化しにくく安定している、③常に流動しており潤滑剤(気体)が放射線で劣化しないため標的の近傍などの強烈な放射線場に適している、などの特徴がある。逆に、圧縮性流体であり粘性が低いことから④軸受としては剛性が低い、つまりシャフトが(軸受隙間の範囲内ではあるが)外乱等の荷重で動きやすく、減衰性が低い、⑤回転中に軸受とシャフトが接触したら焼き付く可能性がある(すぐに復帰できない)。その他、1 μm レベルの高い加工精度を要求とする点も実現する上ではデメリットといえる。

気体軸受には、いくつかの様式があるが、ここでは円盤が約 40 kg と比較的軽く、また回転速度は目標 500 rpm 程度と比較的低速であることから、外部から高圧の気体を供給する静圧型を採用した。静圧型は、外部からの高圧気体を“絞り”を通して、軸受とシャフトの隙間へ供給している。“絞り”がないと、軸受とシャフトの隙間が大きい場所から流出してしまい、本来、圧力を維持したい隙間の小さいエリアの圧力が低下することとなり安定しない。“絞り”により、流体が適正な圧力をもって隙間へ流出し、軸受としての荷重負荷能力(以下、負荷容量、図中 load capacity と表記)、および剛性(変位に対する抵抗力、図中 stiffness と表記)が発生することとなる。回転円盤用としては、高い負荷容量を得られる 2 列給気”スロット”絞りを採用した。スロット絞りは、円周方向に等間隔で配置された(長方形)スロットの流路を設けて絞りとするもので、ほぼ全周から噴き出すため高い負荷容量が得られるものである。計算の詳細を次節に示す。

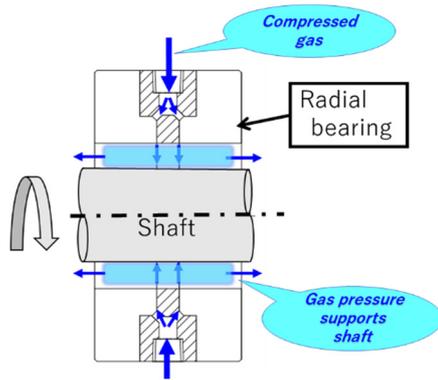


Figure 4: Schematic cross-sectional view of the radial gas-lubricated bearing.

3.1 ラジアル軸受の設計方法

静圧軸受の内、決まった形式の絞りであれば、代数的に負荷容量および剛性を計算することができる[7]。

計算式に使用した記号については以下に示す：

- p_s : 給気圧力 (kgf/cm²)
- p_a : 周囲圧力 (kgf/cm²)
- p_0 : 絞り出口圧力 (kgf/cm²)
- C_r : ラジアル軸受の半径隙間 (cm)
- h_{sl} : スロット隙間 (cm)
- L_{sl} : スロット長さ (cm),
- L_2 : スロット位置から軸受け外面までの距離 (cm)
- L : 軸受全長 (軸方向長さ) (cm)
- D : シャフト外径 (cm)
- ϵ : 偏芯率 (半径隙間に対する軸の偏芯割合)
- μ : 粘性係数 (kgf·s/cm²)
- R : 気体定数 (kg·cm²/(kg·s²K))
- T : 給気温度 (K)
- A_e : 軸受有効面積 (cm²)
- k : 軸受剛性 (kgf/cm)
- W : 負荷容量 (kgf)
- M_{in} : 軸受に流入するガス流量 (kg/s)
- M_{out} : 軸受から流出するガス流量 (kg/s)

上記記号の一部を Fig. 5 に示す。計算の要点は、軸受に流入する流量と流出する流量が均衡する仮定 $M_{in}=M_{out}$ から、代数的に絞り出口圧力 p_0 が算出される。ここで絞り出口圧力 p_0 から周囲圧力 p_a まで圧力が変化すると仮定し、その圧力を軸受面積で積分すれば負荷容量が得られることとなる。実際は積分が困難なため、圧力変化を線形と仮定して算出した軸受有効面積 A_e を乗じて求める。また、ラジアル軸受は円対称のためシャフトが偏芯しないと負荷容量 W が発生しないことから、軸受剛性 k (偏芯量に対する負荷容量の変化分) を先に計算し、[負荷容量]=[軸受剛性]×[偏芯量]として計算を行っている。計算の詳細(式)は文献[7]に拠るもので、以下に、2 列給気型スロット絞りとして計算に使用した式を列挙する：

• 軸受への流入量 M_{in} :

$$M_{in} = \frac{\pi D h_{sl}^3}{12 \mu L_{sl} RT} (p_s^2 - p_0^2) \quad (1)$$

• 軸受への流出量 M_{out} :

$$M_{out} = \frac{\pi D C_r^3}{12 \mu L_2 RT} (p_0^2 - p_a^2) \quad (2)$$

• (1)=(2)より、絞り出口圧力 p_0 が算出される:

$$p_0 = \sqrt{\frac{R_{in} p_s^2 + R_{out} p_a^2}{R_{in} + R_{out}}}, \quad (3)$$

where $R_{in} = h_{sl}^3 / L_{sl}$, $R_{out} = C_r^3 / L_2$.

• 軸受有効面積 A_e :

$$A_e = A_{e1} + A_{e2},$$

$$A_{e1} = \begin{cases} 0.90 \times 2L_2 D & (2L_2/D = 0.5) \\ 0.80 \times 2L_2 D & (2L_2/D = 0.75), \\ 0.75 \times 2L_2 D & (2L_2/D = 1.0) \end{cases} \quad (4)$$

$$A_{e2} = (L - 2L_2)D.$$

• 軸受剛性 k :

$$k = A_e (p_s - p_a) \cdot 3\Phi / C_r,$$

$$\text{where } \Phi = \frac{(P_s^2 - P_0^2)(P_0^2 - 1)}{2(P_s - 1)P_0(P_s^2 - 1)}, P_s = \frac{p_s}{p_a}, P_0 = \frac{p_0}{p_a}. \quad (5)$$

• 負荷容量 W :

$$W = k \cdot \epsilon \cdot C_r \quad (6)$$

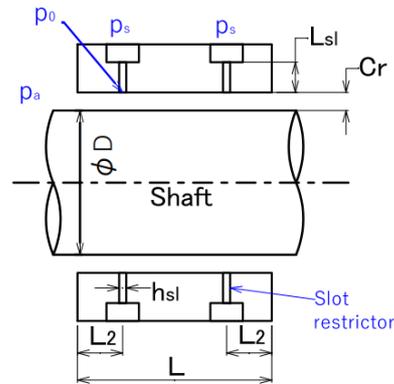


Figure 5: Parameters for the bearing calculation.

3.2 ラジアル軸受の設計結果

Figure 6 に次節に示す実証機に採用したラジアル軸受の計算結果を示す。計算はヘリウムガスの物性値で、周囲圧力を 95 kPa、ガス供給圧力を 0.5 MPaG、偏芯率 40% ($\epsilon=0.4$) での計算値である。軸受長さ(L)は、標的容器との取り合いから 65 mm が限界であり、これを起点に最適化を行い、目標の負荷容量を得るためにシャフト外径(D)は 65 mm が必要であると判断した。スロット隙間は加工精度、負荷容量およびガス流量の関係から深さ 10 μ m と設定し、スロット長さ L_{sl} は 9.8 mm とした。軸受外径としてこれも高精度加工機の都合から 130 mm と設定した。スロット位置(L_2)は軸受の外側に持ってくると剛性や負荷容量は高くなるが、その分、ガス流量が多くなるデメリットがある。負荷容量を必要量維持しつつ、ガス流量を抑えて、かつ工作精度の許容できるパラメータを探した結果、実証機では $L_2=27.5$ mm という設定を選択することとした。先に Fig. 4 で示した模式図(断面図)はこのパラメータ設定のものである。

必要となる負荷容量としては、シャフト込みの円盤重量が約 40 kg のため、軸受1個あたりは 20 kg 負荷される。これに安全率 1.3 を乗じて 26 kgf 以上の負荷容量が設計目標値となる。軸受隙間 Cr については、工作精度のほかに、標的システムでは取り合いの都合から上流と下流を独立の脚で支える必要があり、またビームによる熱負荷(熱膨張)が上流と下流で差があることから、少し空間的な余裕を取ることで軸受隙間(Cr)を 30 μm と設定した。この状態で、負荷容量 W が計算上 31 kgf であり、目標値(26 kgf)をクリアしている。軸受剛性 k は値が大きい方がより安定して回転するもので、ここでは $2.6\text{E}+4$ kgf/cm、すなわち 1 μm 変位させるのに約 2.6 kgf の力を必要とする計算である。また、ヘリウムガス流量は軸受1個あたり 19 liter/min と計算されている。標的円盤の回転ユニットには、ラジアル軸受 2 個とスラスト軸受 1 個が必要で、スラスト軸受については本論文では記述しないが、ラジアルとスラスト軸受の合計で約 60 liter/min 程度となる計算である。

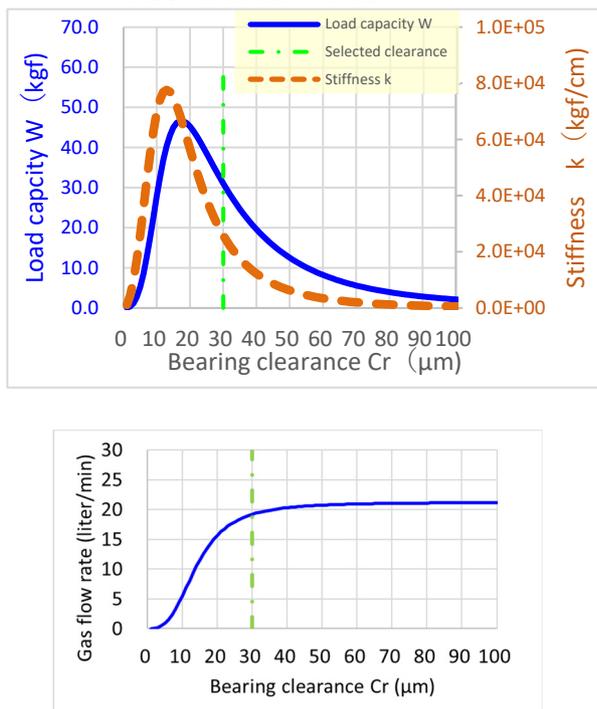


Figure 6: Top figure shows calculation results of the load capacity (W) and the stiffness (k) for the radial bearing at $p_s:0.5$ MPaG and $\epsilon:0.4$ with helium gas as a function of the bearing clearance (Cr). The green dash line shows the selected clearance. Bottom figure shows the calculated flow rate. Here, bearing parameters are as follows; D:65 mm, L:65 mm, hsl:10 μm , Lsl:9.8 mm, $L_2:27.5$ mm and $p_a:0.005$ MPaG.

3.3 ラジアル軸受実証機の評価

Figure 7 に前節で示した設計値により製作を行った実証機の写真を示す。軸受材質は強度の高い SUS630 で、析出硬化処理済みの素材を採用した。これは加工の仕上げ前に焼き入れを行う素材(SUS440C 等)よりも加工精度を出しやすいと判断したためである。

実証機については、まずシャフトがない状態の開放流

量について、ガス圧力を変えて測定を行った(Fig. 8)。流量は式(1)に示すようスロット深さ h_{sl} の 3 乗に比例するものである。Fig. 8 には 9 μm と 10 μm の計算値を示している。これよりスロット深さ 10 μm 狙いに対して、実際としては 9 μm ということがわかる。このスロット深さ 9 μm の場合、軸受隙間 Cr が 30 μm とすると負荷容量の計算値としては 26.5 kgf となり、設計目標である安全率 1.3 を含む 26 kgf はクリアしている。また、1 μm レベルの追加工は極めて困難であることから、このまま実証を進めることとした。これ以降に示す計算はすべてスロット深さ 9 μm の計算を示している。

次に、静的な負荷容量の測定を行った。測定方法は、シャフトを完全固定した状態で、軸受を下方向から押し上げて、押しボルトと軸受の間に挟んだロードセルで荷重を測ることにより変位量と荷重の関係を得るものである。今回は、軸受隙間 Cr として 20、30 および 40 μm となる 3 種類のシャフトを用意し、それぞれ測定を行った。Figure 9 にヘリウムガス(0.5 MPaG)を供給して測定した結果を示している。負荷容量は、偏芯量 $\epsilon:0.4$ の測定値を示している。これから、設計値の軸受隙間 Cr:30 μm の場合、27.1 kgf の負荷容量を受けられることとなり、目標値 26 kgf をクリアしていることを確認した。一方、軸受剛性は、やや計算値より低いことがわかった。本用途では円盤の回転速度が 500 rpm と比較的遅いことから剛性の影響は少ないと推定しており、今後の円盤を使った回転試験(偏芯測定等)にて影響の確認を行う計画である。

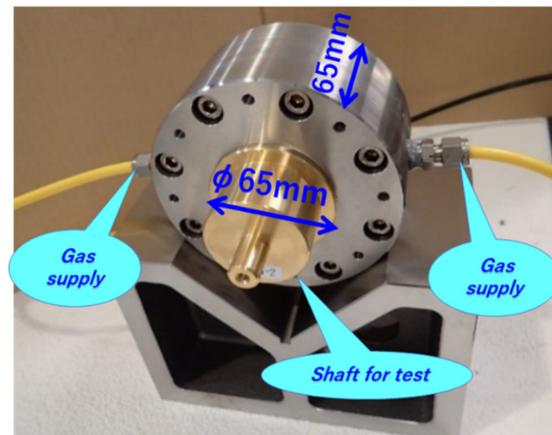


Figure 7: Photograph of the prototype of the radial gas-lubricated bearing.

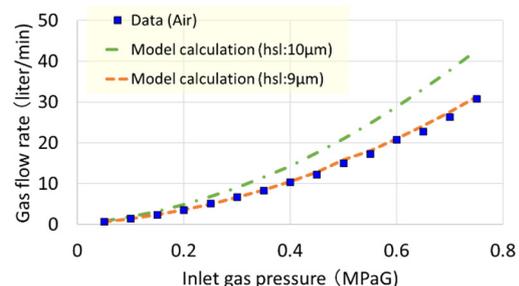


Figure 8: Results of the air flow rate without the shaft. The square shows the measured data, and the dashed lines show the calculation with the slot depth (h_{sl}) of 9 μm and 10 μm , respectively.

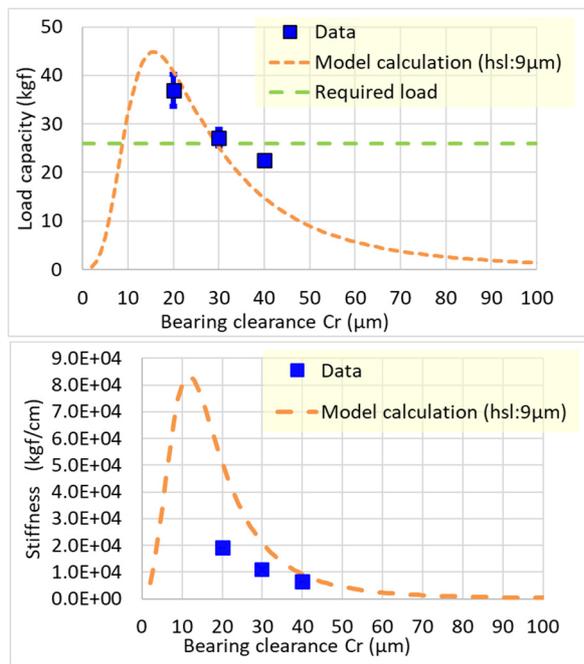


Figure 9: Results of the load capacity (W) and the stiffness (k) for the radial bearing at $p_s:0.5$ MPaG and $\varepsilon:0.4$ with helium gas as a function of the bearing clearance. Dashed lines show calculation results for the slot depth hsl: 9 μm .

3.4 実機サイズ円盤による回転実証試験

Figure 10 に示すように、ラジアル軸受実証機を 2 個使用し、またスラスト方向の気体軸受として 1 面あたり ϕ -0.4 mm の自成一組 8 個を備えたスラスト軸受 2 面を 1 組として、Fig. 3 に示す円盤を実際に回転させる実証試験を行った。円盤は安全側の評価とするため実機より外径を 4 mm 大きくし、実機想定(金の場合)より 1.6 kg 重たいものを使用している。架台の構成・サイズは、Fig. 2 に示したベース案の形状で、材質も実機を想定し、シャフトの材質および軸受を支える架台は線膨張係数 1 ppm/K 以下という熱膨張が極めて少ないスーパーインバー系の素材を採用している。7 μm 程度の精度で軸受位置のアライメントを実施して組み立てた結果、定格速度まで安定して回転することを確認できた。試験は、空気を軸受へ給気した場合と、ヘリウムガスを吸気した場合について行い、どちらも目標値を超える 550 rpm を安定して達成することを確認できた。このときの回転動力は、実機と同じく風車方式を想定して、ブローにより円盤下流側の羽根に吹き付ける形で実証したものである。

4. Summary

ハドロン実験施設の次期標的として回転円盤型標的の開発を進めている。標的直近の回転システムとして特に難しい軸受については、寿命および回転速度の要請からヘリウムガスを作動流体とした気体軸受の開発にチャレンジしている。ここでは、ラジアル軸受単体について設計および性能測定を行い、必要な負荷容量が得られていることを確認した。次に、実際に実機相当の円盤を回転させる実証テストを行い、目標の回転速度を達成

できることを確認した。今後は、動特性や振動特性などの測定を進めて回転システムとしての理解を深めるとともに、地震や停電などの異常想定の実験を実施する予定で、実機への適用可能性を慎重に判断する計画である。

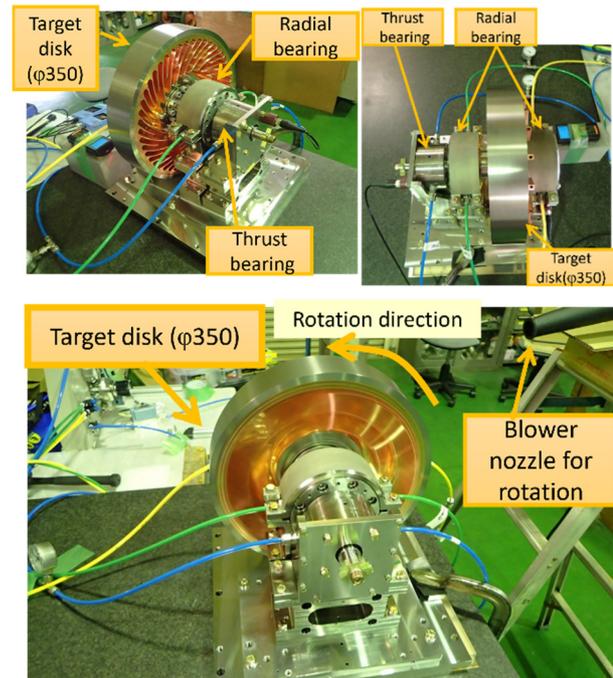


Figure 10: Photographs of the rotation test with the gas bearing prototypes. The bottom photo shows rotating test at 500 rpm with helium-gas lubrication.

謝辞

本研究は JSPS 科研費 JP22H00143 の助成を受けたものです。

参考文献

- [1] A list of experiments in the J-PARC Hadron-hall; <http://research.kek.jp/group/nuclpart/HDeppc/Exp/>
- [2] R. Kurasaki *et al.*, “大強度の遅い取り出し陽子ビームによる二次粒子生成用標的”, Journal of the Particle Accelerator Society of Japan, Vol. 19, Issue 1, pp 225-232 (2022).
- [3] M. Saito *et al.*, “Indirectly cooled secondary-particle production target at J-PARC Hadron Experimental Facility”, Phys. Rev. Accel. Beams 25, 063001 (2022).
- [4] R. Kurasaki *et al.*, “J-PARC ハドロンビームライン用回転標的の開発”, Proc. 13th PASJ, Chiba, 949 (2016).
- [5] R. Kurasaki *et al.*, “J-PARC ハドロンビームライン用回転標的の開発 (2)”, Proc. 17th PASJ, online, 402 (2020).
- [6] R.Muto, H.Watanabe *et al.*, “Monitoring System for the Gold Target by Radiation Detectors in Hadron Experimental Facility at J-PARC”, 13 th International Conference on Radiation Shielding, EPJ Web of Conferences 153, 07004.
- [7] 十合 普一 他, “気体軸受技術”, 共立出版, ISBN 9784320081963, (2014).