

증기터빈 래비린스 실의 형상 개선을 통한 누설량 저감에 관한 연구

안중현, 문선애, 문승재*, 이재현*†, 유호선**

한양대학교 대학원 기계공학과, *한양대학교 기계공학부, **승실대학교 기계공학과

Reduction of Leakage through Labyrinth Seal in a Steam Turbine by Modification of the Teeth Shape

Jung-Hyeon Ahn, Sun-Ae Moon, Seung-Jae Moon*, Jae-Heon Lee*†, Hoseon Yoo**

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

*School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 156-743, Korea

(Received March 9, 2009; revised May 14, 2009; accepted June 3, 2009)

ABSTRACT : In this study, the numerical study has been carried out to analyze the leakage in a steam turbine labyrinth seal. We modified tooth shape of the labyrinth seal and find out the difference of leakage in this study. Original model is straight labyrinth seal and its modified model is slanted labyrinth seal. The numerical analyses are implemented on two models. The numerical results show that each leakage of tooth shape are found to be 0.4781 kg/s and 0.4485 kg/s, respectively. The slanted labyrinth seal confines in a steam better than straight labyrinth seal. Since actual clearance of the stream function in the slant model is smaller than that of the straight model.

Key words : Labyrinth Seal(래비린스 실), Tooth Shape(이 형상), Leakage(누설량)

1. 서론

증기터빈의 래비린스 실(labyrinth seal)은 터빈 내부의 각 단 사이의 압력 차이에 의하여 증기가 누설되는 것을 방지하기 위한 비접촉식 환상 밀봉장치이다. 래비린스 실을 통한 누설량 저감은 증기터빈의 효율 향상을 위해 매우 중요하며, 래비린스 실의 형상이 유동의 저항을 증가시킬 수 있게 하는 것이 필요하다. 따라서 유동의 저항을 증가시키기 위하여 실의 틈새 간극을 최소화 하고 실 표면에 여러 모양의 요철을 형성시키거나 실 틈새를 복잡하게 만드는 등의 다양한 설계가 이루어지고 있다.

고압에서 저압으로의 증기의 유동을 차단하는 래비린스 실의 개략적인 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 래비린스 실은 스텝(step)이 있는 로터(rotor)와

수의 이(teeth)를 포함하고 있는 스테이터(stator)로 구성된다. 래비린스 실은 증기의 교축작용을 이용하여 기체의 누설을 막아주는 장치로, 날카로운 이를 스테이터에 차례로 배열하여 증기누설 통로에 확대부와 축소부를 만들게 된다. 증기는 축소부를 통과할 때 교축되고 확대부에서 압력이 감소하는 작용이 반복되는데 이러한 작용이 계속되면서 누설 증기의 래비린스 출구의 압력과 같아지므로 누설량이 감소된다.

래비린스 실의 해석을 위한 이론적 연구에 대해

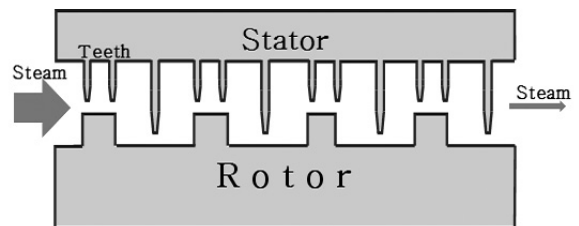


Fig. 1 Schematic diagram of the labyrinth seal

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0425; fax: +82-2-2220-4425

E-mail address: jhlee@hanyang.ac.kr

Alford⁽¹⁾는 틈새 방향으로 속도구배가 없는 평균 유속의 흐름을 가정하여 지배방정식을 단순화한 Bulk Flow를 이용한 해석을 처음으로 제시하였다. Bulk Flow 모델은 계산시간이 빠르다는 장점 때문에 계속 연구되어왔다. 하지만 Bulk Flow 모델은 유동장의 지배방정식과 난류모델을 이용한 완전한 정의를 할 수 없기 때문에 래비린스 실 이의 형상에 따른 누설량 변화를 예측하는 것이 불가능 하였다. 최근에는 컴퓨터 성능과 상용 CFD 해석코드의 발달로 인하여 CFD를 이용해 유동장의 정의하는 연구 사례들이 늘어나고 있다. CFD에 의한 해석결과는 실제 결과와 약간의 차이를 보일 수 있으나, 래비린스 실 내부의 유동을 계략적으로 예측하는 것이 가능하다. 래비린스 실 내부의 형상 변경을 통한 누설량 변화에 관한 선행연구로서 Ha⁽²⁾는 로터의 형상 개선을 통한 누설량 저감에 대한 연구를 하였고, Yucel⁽³⁾은 스택형 래비린스 실에서의 누설량을 예측에 관한 연구를 하였다. 반면 래비린스 실 이의 형상 변경에 관한 연구는 찾아보기 어렵다.

본 연구에서는 CFD 수치해석을 이용하여 증기터빈 래비린스 실 이의 형상 변경에 따른 래비린스 실에서의 증기 누설량을 예측하고 내부에서의 증기 유동을 분석하고자 한다.

2. 래비린스 실의 구조

래비린스 실의 형상개선에 따른 누설량 변화를 파

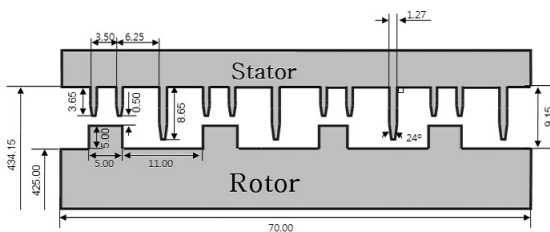


Fig. 2 Schematic diagram of the original labyrinth seal

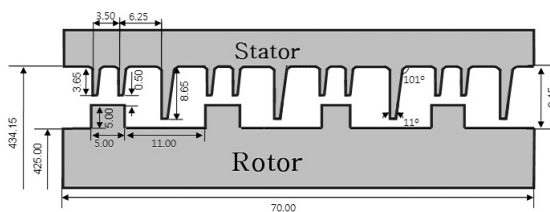


Fig. 3 Schematic diagram of the modified labyrinth seal

악하기 위해 본 연구에서 선정한 기존 및 개선된 래비린스 실의 형상을 Fig. 2 및 Fig. 3에 각각 나타내었다.

그림을 살펴보면 Fig. 2의 기존의 래비린스 실과 Fig. 3의 개선된 래비린스 실은 래비린스 실 이의 형상만 다르고 나머지 치수는 같음을 알 수 있다. 래비린스 실은 하나의 긴 이 사이에 두 개의 짧은 이가 스테이터에 배열되어있으며, 짧은 이 아래에는 스택 이 있는 점은 동일하나, 기존의 래비린스 실은 이가 스테이터에 직각을 이루며 배열되어있는 직선형 래비린스 실이고, 개선된 래비린스 실은 이가 스테이터에 경사를 이루며 배열되어있는 경사형 래비린스 실이다.

3. 래비린스 실을 통한 누설량 해석 방법

3.1 지배방정식

래비린스 실과 로터는 로터의 중앙을 축으로 대칭이며, 이 끝단에서 유체의 속도가 음속에 가까워지고, 로터의 회전속도가 일정하므로 래비린스 실 내부의 유동을 2차원 축대칭 압축성 정상유동으로 간주하였다.

수치해석을 위해 사용된 지배방정식은 연속방정식, 운동량방정식, 에너지 방정식, 난류운동에너지 방정식 및 난류운동에너지 소산율방정식을 사용하였으며 이를 Table 2에 나타내었다. 지배방정식의 자세한 유도과정은 참고문헌에서 볼 수 있다⁽⁴⁾. 난류 모델로는 RNG k-ε 모델을 사용하였으며 각 식들에서의 기호선정은 일반적인 교과서에서의 예를 따랐다⁽⁵⁾.

3.2 해석영역 및 경계조건

래비린스 실 내에서의 유동특성을 파악하기 위하여 본 연구에서 선정한 래비린스 실의 해석영역을 Fig. 4에 나타내었다. 경계조건 설정의 타당성 및 해석결과의 정확성을 보장하기 위하여 실제 래비린스 실의 입구 및 출구를 연장하였다. 따라서 총 해석영역의 길이는 158.50 mm이며, 스테이터와 로터의 사이의 길이는 9.15 mm이다.

본 연구에서 선정한 운전조건 및 경계조건을 Table 3 및 Table 4에 나타내었다. Table 3의 경계조건은 해석영역의 입구, 출구, 로터 및 스테이터 표면에 부여하였다. 이 중 해석영역 입구와 출구에는 압력 경계조건 (pressure boundary condition)을 적용하였고, 스테이터벽면에는 속도 $\vec{V}=0$ 인 벽면경

Table 1 Governing equations and coefficients with respect to the labyrinth seal

| |
|--|
| Continuity equation |
| $div(\rho \vec{V}) = 0$ |
| Axial-direction momentum equation |
| $div(\rho v_x \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \left(2\frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} div \vec{V} \right) \right]$ $+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right]$ $+ \frac{\rho v_x v_r}{r} + F_x$ |
| Radial-direction momentum equation |
| $div(\rho v_r \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right]$ $+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\mu \left(2\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (div \vec{V}) \right) \right]$ $- 2\mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (div \vec{V})$ $+ \rho \frac{v_z^2}{r} + \rho \frac{v_r^2}{r} + F_r$ |
| Tangential-direction momentum equation |
| $div(\rho v_z \vec{V}) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\rho \frac{\partial v_z}{\partial x} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[r^3 \mu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_z}{r} \right) \right]$ |
| Energy equation |
| $div(\vec{V}(\rho E + p)) = div(k_{eff} \cdot grad T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau} \cdot \vec{V}))$ |
| Turbulent kinetic energy equation |
| $div(\rho k \vec{V}) = div(\alpha_k \mu_{eff} grad k) + G_k - \rho \epsilon$ |
| Dissipation rate equation of turbulent kinetic energy |
| $div(\rho \epsilon \vec{V}) = div(\alpha_\epsilon \mu_{eff} grad \epsilon) + C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k}$ |
| where, |
| $div \vec{V} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r}$ |
| $\rho = \frac{p_{op} + p}{\frac{R}{M_w} T} \quad E = h - \frac{r}{\rho} + \frac{v^2}{2}$ |
| $\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ |
| $C_\mu = 0.845, C_{1\epsilon} = 1.42, C_{2\epsilon} = 1.68$ |
| $a_k = a_\epsilon = 1.393$ |

계조건 (wall boundary condition)을 적용하였고 로터 벽면에는 속도 $v_t = R_r \frac{2\pi n}{60}$ 인 벽면조건을 적용하였

Table 2 Operating conditions of the model adopted in the present study

| Operating condition | value |
|---------------------|-----------------------|
| Inlet pressure | 8.00×10^5 Pa |
| Outlet pressure | 1.00×10^5 Pa |
| Rotor speed | 3600 rpm |
| Inlet temperature | 600 K |
| fluid | Steam |

Table 3 Boundary conditions of the model adopted in the present study

| Location | Condition |
|-------------|--|
| Inlet | $\frac{\partial \vec{V}}{\partial z} = \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0$ |
| Outlet | $\frac{\partial \vec{V}}{\partial z} = \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0$ |
| Stator Wall | $\vec{V} = 0$ |
| Rotor Wall | $\vec{V} = (0, 0, v_t), v_t = R_r \frac{2\pi n}{60}$ |

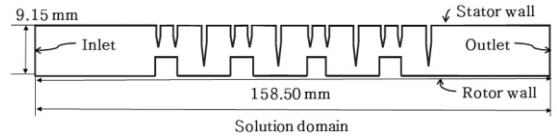


Fig. 4 Schematics of the solution domain in the present study

다. 여기서, v_t , R_r 및 n 은 각각 원주방향속도, 로터 중심부터 로터벽면까지의 거리 및 로터의 회전수이다.

본 연구에서는 수치해석을 위하여 상용 프로그램인 Fluent 6.3을 사용하였다. 이 때 사용된 격자계는 정렬격자계로 사용된 제어체적의 수는 약 10만개이다. 기존의 래비린스 실과 개선된 래비린스 실의 격자계를 각각 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타내었다. 수렴조건은 반복계산 시 각 종속변수에 대하여 잉여값 (residual)이 1.0×10^{-4} 이하일 때 수렴하였다고 판정하였으며, 약 6,000회의 반복계산으로 수렴된 결과물을 얻을 수 있었다.

3.3 수치해석의 s타당성 검증

본 연구에서는 수치해석결과의 검증을 위하여 압축기 래비린스 실에서의 누설량을 Bulk Flow와 CFD로 수치해석하여 비교한 Hirano⁽⁶⁾의 수치해석결과와 비교하였으며 이를 Table 5에 나타내었다.

수치해석에 의한 결과가 기준 논문의 결과보다 다소 높게 예측되고 있는데 이는 기준 논문의 방법의 수치해석과 본 논문의 수치해석 방법의 차이에서 기인된다고 판단된다. 그러나 기준 논문의 수치해석결과 값 대비 12.0%의 차이를 가지는 것으로 나타나 비교적 그 차이가 크지 않으므로 본 수치해석은 타당하다고 판단된다.

4. 결과 및 고찰

4.1 증기 누설량

본 연구에서는 래비린스 실의 형상에 따른 누설량 저감에 대해 고찰하기 위하여 기존의 래비린스 실과 개선된 래비린스 실에 대하여 이론해석을 수행하였다.

누설량은 질량 유량으로 계산하였으며 식 (1)과 같이 나타난다⁽⁴⁾.

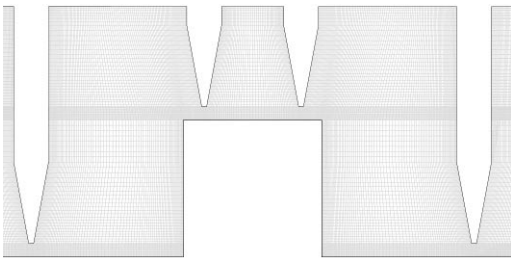


Fig. 5 Schematic diagram of computational grid with respect to the original labyrinth seal

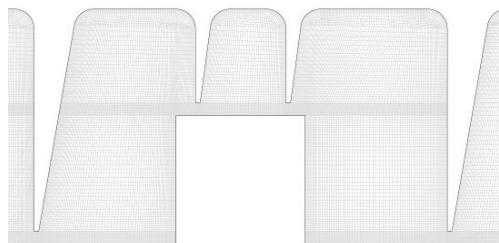


Fig. 6 Schematic diagram of computational grid with respect to the modified labyrinth seal

Table 4 Leakage of the original labyrinth seal and modified labyrinth seal

| | Leakage [kg/s] | Difference |
|-----------------------|----------------|------------|
| CFD | 1.21 | - |
| Reference (Bulk flow) | 1.28 | 5.8% |
| Reference (CFD) | 1.08 | 12.0% |

$$\dot{m} = \int \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \sum_{i=1}^n \rho_i \vec{V}_i \cdot \vec{A} \quad (1)$$

이 때 ρ , V 및 A 는 밀도, 속도 및 면적을 나타낸다. 기존의 래비린스 실과 개선된 래비린스 실의 누설량을 Table 6에 나타내었다. 기존의 래비린스 실은 누설량이 0.4781 kg/s이고 개선된 래비린스 실은 누설량이 0.4485 kg/s로 나타났다. 개선된 래비린스 실에서의 누설량은 약 6.2% 감소하였다.

누설특성을 나타내기 위해서 누설량을 무차원수로 나타낸 유량계수 ϕ 를 사용한다. 유량계수는 식 (2)로 표현된다⁽⁷⁾.

$$\phi = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{in}}}{AP_{in}} \quad (2)$$

m , R , T_{in} , A 및 P_{in} 은 각각 누설량, 기체상수, 입구온도, 간극면적 및 입구 압력을 나타낸다. 기존의 래비린스 실 및 개선된 래비린스 실의 유량계수는 각각 0.185 및 0.174이며, 차이는 약 6.2%로 나타났다.

4.2 압력 강하 특성

래비린스 실의 형상에 따른 압력분포 그래프를 Fig. 7에 나타내었다. 압력분포는 기존의 래비린스 실과 개선된 래비린스 실이 유사하게 나타남을 알 수 있다. 스텝 위의 증기는 짧은 이를 통과하면서 압력이 강하하고 다음의 짧은 이를 통과할 때 압력이 소폭 상승한다. 일정한 압력으로 실을 지나는 증기는 긴 이를 통과하면서 다시 대폭 강하하게 된다. 이러한 과정을 반복하면서 증기의 압력은 큰 폭으로 강하하게 된다. 입구와 출구의 압력은 주 증기에 의해 고정되어있는 항목이므로, 틈에서의 압력변화는 실 형상에 영향을 받지 않고 일정하다.

4.3 세부 유동 특성

래비린스 실의 형상에 따른 유동함수를 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 그림을 살펴보면 증기의 흐름에서 차이가 나타나는 부분을 찾을 수가 있다. 빠른

Table 5 Leakage of the original labyrinth seal and modified labyrinth seal

| | Leakage [kg/s] | Difference |
|----------|----------------|------------|
| Original | 0.4781 | - |
| Modified | 0.4485 | 6.2% |

속도로 간극을 통과하는 증기는 전방의 가속과 후방의 감속현상으로 인해 단면의 수축이 생긴다. 이를 수축단면(vena contracta)라고 하고 오리피스를 통과한 후의 단면이 가장 좁은 지점을 지칭하는데, 이는 유동의 실제 간극으로 간주될 수 있다. Fig. 8에서 점선으로 표시된 것은 기존의 래비린스 실에서의 수축단면이고 이를 그대로 Fig. 9에 옮겨서 Fig. 9에서 직선으로 표시된 개선된 래비린스 실의 수축단면과 비교해보았다. 비교해본 결과 개선된 래비린스 실의 수축단면이 기존의 래비린스 실의 수축단면보다 작은 것으로 나타났다. 래비린스 실에서의 누설량은 Neumann⁽⁸⁾의 실험식에 의해 다음과 같이 식 (3)으로 정의된다.

$$\dot{m} = \mu_{1i} \mu_{2i} H_i \sqrt{\frac{P_{i-1}^2 - P_i^2}{ZRT}} \quad (3)$$

이 때 μ_{1i} 는 전후단 압력과 비열비로 정의되는 계수이며, μ_{2i} 는 로터의 스텝 높이와 실 간극으로 정의되는 계수로 래비린스 실에서는 일반적으로 1.0으로 정의된다. H_i , P_{i-1} , P_i , Z , R 및 T 는 각각 실 간극, 전단의 압력, 후단의 압력, 압축계수, 기체상수 및 증기의 온도이다. 식 (3)에서 사용되는 기존의 래비린스 실과 개선된 래비린스 실의 설계 및 운전조건은 같기 때문에, 유량은 같아야 한다. 하지만, 수축단면으로 인해 개선된 래비린스 실은 기존의 래비린스 실보다 실의 간극이 작아지는 효과가 생긴다. 이로 인해 개

선된 래비린스 실의 누설이 저감된다고 판단된다.

Fig. 10 및 Fig. 11은 래비린스 실 형상에 따른 속도벡터의 분포이다. 그림을 살펴보면 수축단면차이의 원인을 찾을 수 있다. 기존의 래비린스 실은 간극 입구에서

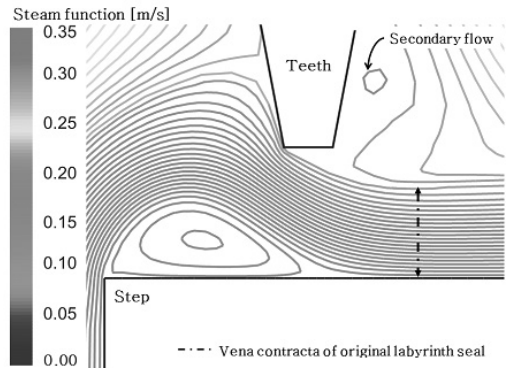


Fig. 8 Stream function in the original labyrinth seal

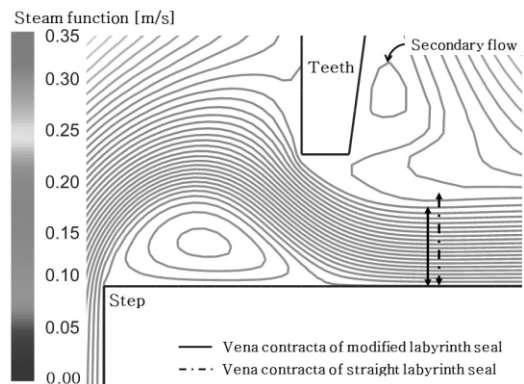


Fig. 9 Stream function in the modified labyrinth seal

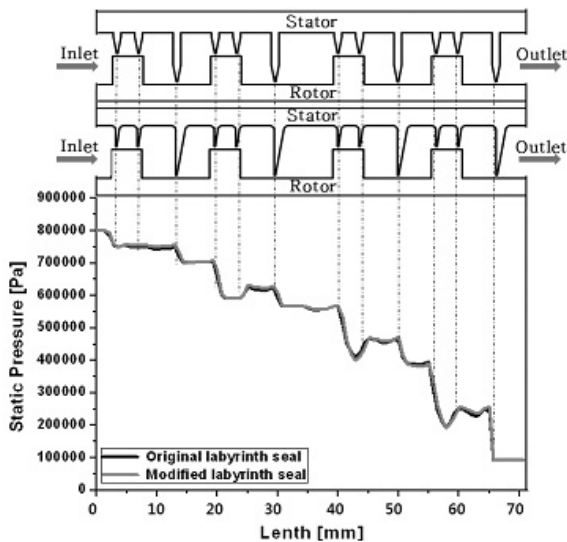


Fig. 7 Static pressure distribution in the labyrinth seal

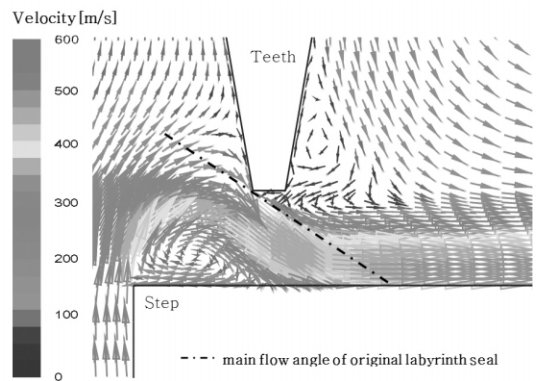


Fig. 10 Velocity vector in the original labyrinth seal

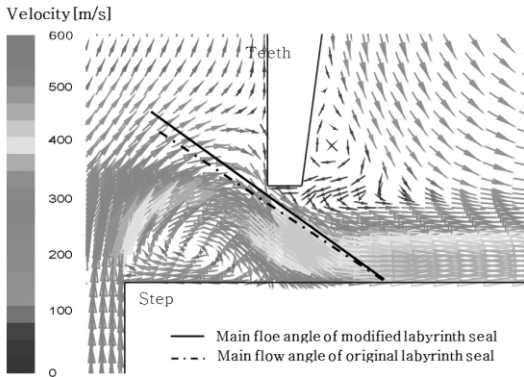


Fig. 11 Velocity vector in the modified labyrinth seal

경사를 이루며 간극으로 진입하는 반면에, 개선된 래비린스 실은 간극의 직각방향으로 간극으로 진입한다. 이로 인해 주유동의 유입각도가 개선된 래비린스 실이 기존의 래비린스 실보다 더 크게 된다. 그러므로 개선된 래비린스 실은 간극으로 진입하는 유동의 폭이 좁아지고 수축단면이 더 작아지게 되는 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 스팀터빈에 사용되는 래비린스 실을 모델로 하여 기존의 래비린스 실과 개선된 래비린스 실에 대한 수치해석을 수행하여 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 기존의 래비린스 실일 때 증기 누설량은 0.4781 kg/s이고, 개선된 래비린스 실일 때 증기 누설량은 0.4485 kg/s로 개선된 래비린스 실이 기존의 래비린스 실에 비해 약 6.2% 누설량이 저감되는 것으로 나타났다.
- (2) 누설량 저감의 원인은 수축단면에서 찾아볼 수 있다. 수축단면은 유동의 실제 간극으로 간주되기 때문에, 설계 간극의 차이는 없지만 유로의 실제 간극은 개선된 래비린스 실이 기존의 래비린스 실보다 더 작다. 이러한 이유로 개선된 래비린스 실은 기존의 래비린스 실보다 누설량이 저감된 것으로 판단된다.
- (3) 유로의 실제 간극 차이의 원인은 실 형상 변경

에서 찾아볼 수 있다. 실 형상 변경으로 인해 개선된 래비린스 실의 주유동의 유입각도가 증가하고, 그로 인해 수축단면이 축소된 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Alford, J. S., 1965, "Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl," ASME Trans. Journal of Engineering for Power, October pp. 333 ~ 344
2. Ha., 2004, "The Leakage and Rotordynamic Analysis of a Combination Type Staggered Labyrinth Seal for a Steam Turbine," Journal of Fluid Machinery, Vol. 7, pp. 45 ~ 54
3. Yucel, U., 2001, "Analytical Prediction Techniques for Axisymmetric Flow in Gas Labyrinth Seals," ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol 123, pp. 255 ~ 257.,
4. Fluent Inc., 2003, Fluent 6.3 User's Guide, Lebanon
5. Patankar, S. V., 1980, Numerical heat transfer and fluid flow, Mcgraw-Hill, New York.
6. Toshio Hirano, Zenglin Guo., and R. Gordon Kirk, 2005, Application of Computational Fluid Dynamics Analysis for Rotating Machinery - Part II: Labyrinth Seal Analysis, transaction of the ASME, Vol. 127, pp. 820 ~ 826
7. Ahmad, J. M. G., 2008, "Labyrinth Seal Leakage Tests: Tooth Profile, Tooth Thickness, and Eccentricity Effects," ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol 130.
8. Neumann, K., 1964, "Zur Frage der Verwendung von Durchblickdichtungen in Dampfturbinebau," Mas-chinentechnik, Vol. 13, No. 4.