

물고리진공펌프의 성능예측을 위한 한가지 이론모형의 개선

김현희, 김철석

선행연구[1]에서는 물고리진공펌프의 동작과정을 흡입-압축-배기-팽창과정으로 보고 매 단계에서 류량과 소비동력, 전효를 평가하는 이론모형을 제기하였다. 또한 진공펌프의 작업과정을 흡입-압축-배기의 3단계로 취급한 이론모형도 있다.[2] 선행연구[3, 4]에서는 CFD해석프로그램인 PumpLinx와 Ansys CFX로 VOF모형을 리용하여 물고리진공펌프에서 물-공기2상흐름에 대한 3차원비정상수치모의를 진행하고 시간에 따르는 물과 공기의 경계면형태와 진공도, 류량, 소비동력을 결정하였다.

본문에서는 선행한 이론모형들과 수치모의방법의 제한성을 극복하기 위하여 한가지 이론모형의 정확도를 개선하기 위한 방도를 제기하고 실험결과와 대비분석하여 타당성을 확증하였다.

그림 1에서는 물고리진공펌프의 성능예측을 위한 이론적모형을 구성하는 기하학적파라미터들을 보여주고있다. 여기서 r_1 은 날개바퀴 하브의 반경이고 r_2 는 날개바퀴의 외경, r_ϕ 는 회전중심으로부터 물고리내면까지의 거리, r_ρ 는 원기둥형본체의 중심으로부터 날개바퀴끝까지의 거리, R 는 본체의 반경, e 는 편심거리, a 는 물에 잠긴 날개의 길이이다.

DOA는 흡입구역이고 AOB는 압축구역, BOC는 배출구역, COD는 배출되지 못하고 남은 기체가 다시 팽창되는 구역이다. 이렇게 4단계가 계속 반복되면서 해당하는 진공도를 보장하게 된다.

이론적인 류량을 계산하기 위한 수학적모형은 다음과 같다.[1]

액체고리표면우의 임의의 점에서 회전중심까지의 거리는 다음과 같다.

$$r_\phi = r_2 \sqrt{\frac{2(R-r_\rho)}{\mu r_2} + v^2} \quad (1)$$

여기서 $v = r_1/r_2$ 이고 μ 는 날개의 두터이를 고려한 결수로서 0.68~0.85에서 취하는 값이며 r_ρ 는 다음의 식으로 결정된다.

$$r_\rho = r_2 \sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2\frac{e}{r_2} \cos \varphi} \quad (2)$$

이론적인 흡입류량은 OA단면을 통과하는 류량과 같은데 다음의 식으로 결정된다.

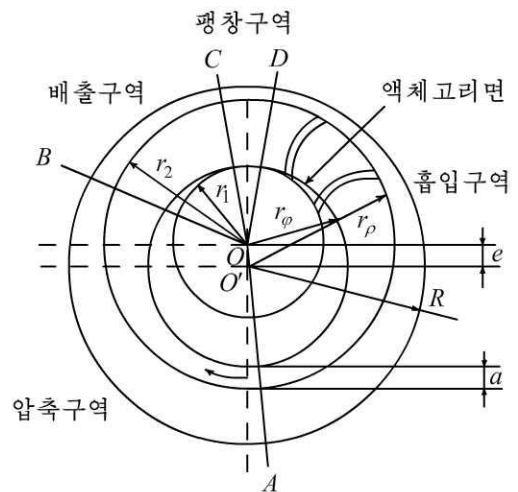


그림 1. 물고리진공펌프의 기하학적파라미터들

$$q_{th} = \frac{1}{2} \mu \omega b r_2^2 [(1-\alpha)^2 - v^2] \quad (3)$$

여기서 ω 는 회전자의 각속도이고 b 는 날개바퀴폭, $\alpha = a/r_2 = 1 - r_\phi/r_2$ 이다.

압축구역에서 r_ϕ 에는 압축효과가 고려되어야 하는데 다음의 식으로 결정된다.

$$r_\phi = r_2 \sqrt{\frac{(1-\alpha)^2 + (\sigma-1)v^2}{\sigma}} \quad (4)$$

여기서 σ 는 압축비인데 다음의 대수방정식을 풀어서 결정한다.

$$\frac{1}{\sigma^2} = A^2 \left(1 - \frac{\sigma-1}{\varepsilon} \right) \quad (5)$$

여기서 $A = 2(R-r_\rho)/\mu r_2[(1-\alpha)^2 - v^2]$, $\varepsilon = \rho_a \omega^2 r_2^2 / 2p_s$ 이다. (ρ_a 는 공기의 밀도) 이때 ε 은 회전하는 공기에 의하여 생기는 원심력에 의한 압력과 흡입압력의 비이다.

배출구역에서 r_ϕ 는 다음의 식으로 결정된다.

$$r_\phi = r_2 \sqrt{v^2 + \frac{2(R-r_\rho)}{\mu r_2} \sqrt{\frac{1}{3} \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} \right)}} \quad (6)$$

팽창구역에서 r_ϕ 는 식 (6)에 의하여 결정된다. 그러므로 물고리진공펌프에서 물고리 표면의 완전한 형태를 식 (1)과 (4), (6)을 리용하여 결정할수 있다. 즉 이 리론모형에서는 배출구역과 팽창구역에서 물고리표면형태가 같다고 보았다.

그런데 실지과정에서는 이 구역들에서 r_ϕ 가 차이난다. 그러므로 식 (6)을 다음과 같이 변화시켜 팽창구역의 액체고리표면에서 회전중심까지의 거리를 결정하였다.

$$r_\phi = r_2 \sqrt{v^2 + \frac{2(R-r_\rho)}{\mu r_2} \sqrt{\frac{1}{3} \left(1 + \frac{1}{\theta} \right)}} \quad (7)$$

여기서 $\theta = \rho_a \omega^2 r_2^2 / 2p_d$ 로서 팽창구역에서 물고리표면의 형태에 흡입압력이 아니라 배출압력의 영향을 고려하였다.

흡입구역으로 되돌아오는 잔여기체류량은 다음의 식으로 결정한다.

$$q_0 = \mu \int_{r_1}^{r_{\phi=2\pi}} \omega r b dr = \frac{1}{2} \mu \omega b (r_{\phi=2\pi}^2 - r_1^2) \quad (8)$$

여기서 $r_{\phi=2\pi}$ 는 회전중심에서 원주각 $\phi = 2\pi$ 인 곳에서 물고리표면까지의 거리이다. 즉 잔여기체류량에 개선된 모형의 영향이 직접 반영되게 된다.

잔여기체류량 q_0 은 폴리트로프팽창과정후에 팽창류량 q_e 로 변화되어 다음순환과정으로 넘어가는데 팽창류량은 다음의 식으로 결정된다.

$$q_e = q_0 \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/\gamma} \quad (9)$$

그러므로 물고리진공펌프에서 실제흡입류량을 구하는 공식은 다음과 같다.

$$q_s = \begin{cases} 0, & p_s \leq p_v \\ \frac{1}{2} \mu \omega b r_2^2 [(1-\alpha)^2 - v^2] - q_0 \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/\gamma}, & p_s > p_v \end{cases} \quad (10)$$

여기서 p_v 는 물의 포화증기압이다.

그러면 실제배출류량은 등온압축과정에 따라서 다음과 같이 계산된다.

$$q_d = \frac{q_s p_s}{p_d} \quad (11)$$

VOF모형의 체적비방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = S_{a_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (12)$$

경계조건으로서 출구에 대기압조건을 주고 입구에는 각이한 진공상태를 모의하기 위하여 6~100kPa 범위의 압력조건을 주었다.

논문에서는 개선된 이론모형의 타당성을 검증하기 위하여 선행연구[1]에서 실험을 진행한 물고리진공펌프 2BE1253형에 대한 계산을 진행하였다.

다음의 표에 진공펌프의 기하학적파라미터들을 주었다.

표. 진공펌프의 기하학적파라미터

R/m	b/m	$\beta/(^{\circ})$	r_2/m	r_1/m	e/m	δ/m	Z
0.314 5	0.5	42	0.25	0.125	0.031 6	0.01	18

진공펌프의 동력은 57kW이고 회전수는 12.3r/s, 최대배기량은 $0.6m^3/s$, 최대도달진공도는 9.2kPa이다.

흡입구역에서는 $\varphi = \pi$ 로 놓고 식 (2)를 리용하여 r_ρ 를 계산한다.

식 (1)에 의하여 r_ϕ 를 계산하고 α 를 결정한다.

날개두터이가 0.01m이므로 $\mu = 0.75$ 로 선택하고 식 (3)을 리용하여 이론흡입류량을 결정한다.

다음으로 압축구역에서는 $p_s = 6kPa$, $\varphi = 5\pi/3$ 로 놓고 흡입구역에서 구한 α 를 리용하여 방정식 (5)를 풀어서 σ 를 결정한다.

식 (4)로부터 r_ϕ 를 계산하고 압축구역에서의 α 를 결정한 다음 식 (3)을 리용하여 압축과정후의 류량을 계산한다.

$\varphi = 9\pi/5$ 일 때 배출구역에서 물고리표면으로부터 회전중심까지의 거리를 식 (6)을 리용하여 구한 다음 식 (3)에 의하여 배출류량을 결정한다.

팽창구역에서 r_ϕ 는 식 (7)을 리용하여 계산한다. 이때 $\varphi = 2\pi$, $p_d = p_a$ (대기압)이다. 다음 식 (8)을 리용하여 잔여기체류량을 결정한다.

마지막으로 식 (9)를 리용하여 팽창류량을 구하고 최종적으로 실제흡입류량과 실제배출류량을 식 (10)과 (11)로 결정한다.

다음 흡입압력을 100kPa까지 증가시키면서 위의 과정을 반복하여 실제류량들을 결정하였다.

Fluent의 VOF모형을 리용하여 3차원비정상란류2상흐름해석을 진행하였다. 여기서 이뿔프는 랑쪽흡입배출형식이므로 회전축에 수직인 중간평면에 대하여 대칭구조를 가지기 때문에 계산비용을 줄이기 위하여 그것의 절반만을 모형화하였다.

계산구역은 회전하는 날개바퀴체적과 본체, 입구와 출구로 이루어져있는데 563만개 정도의 4면체요소로 분할하였다.

시간걸음은 0.000 03s로 하였고 초기에 자유표면은 수평상태였다고 보고 계산을 진행하였다. 열전달은 모의에서 직접 모형화되지는 않았지만 기체상의 열력학적방정식에서 고려된다. 중력과 표면장력들도 모의에서 고려되었다.

한 방안에 대한 계산시간은 core i7 8th(3.2GHz, 16GB)급의 컴퓨터로 130h정도 걸린다.

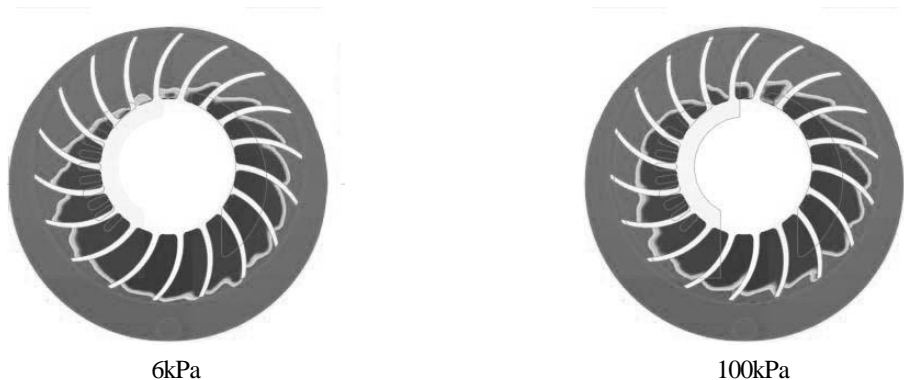


그림 2. 흡입압력에 따르는 물고리형태

그림 2에서는 대표적인 흡입압력에 따르는 물고리형태들을 보여주고있다. 물-공기 상분리면이 이론적으로 유도할 때와 같이 미끈하지 않으며 흡입압력이 떨어질수록 물고리형태가 아래로 처진다는것을 알수 있다.

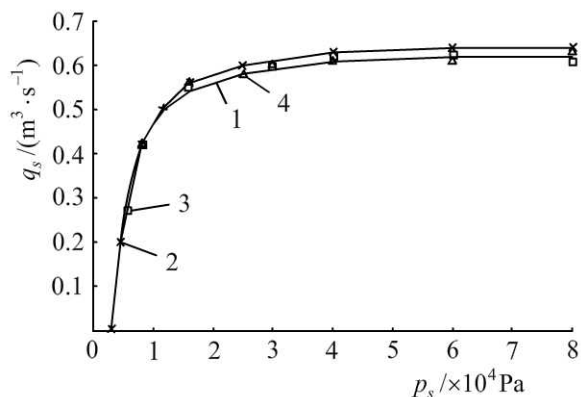


그림 3. 흡입압력에 따르는 흡입류량
(1-개선된 모형, 2-선행모형,
3-수치모의, 4-실험값)

그림 3에서는 흡입압력에 따르는 흡입류량을 보여주고있다. 여기서 수치모의 값은 실험값과 거의 근사하다. 그러나 3차원수치모의에는 많은 시간이 소비되고 세부적인 기하학적파라미터들이 있어야 하므로 해당한 물고리진공뿔프의 성능을 신속하게 평가할수 없다. 선행한 이론모형[1]에 의한 계산값은 실험값과의 평균상대오차가 12%정도이다. 개선된 이론모형에 의한 계산값은 흡입압력 20kPa이하와 75kPa이상에서는 일정한 편차를 가지지만 전반적인 범위에서 평균상대오차는 7%정도이다.

그러므로 논문에서 제기한 개선된 모형이 선행모형에 비해 정확도를 5%정도 제고하였다는것을 확증할수 있다.

참 고 문 헌

- [1] Si Huang et al.; International Journal of Rotating Machinery, 10, 9, 2017.
- [2] C. Pfleiderer; Centrifugal Pump for Liquids and Gases, McGraw-Hill, 103~121, 1961.
- [3] Hui Ding et al.; Proceedings of The ASME-JSME-KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conference, 5, 39, 2015.
- [4] R. L. Patel et al.; International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology, 2, 3, 2014.

주체109(2020)년 12월 5일 원고접수

The Improvement of a Theoretical Model for the Performance Prediction of Water Ring Vacuum Pump

Kim Hyon Hui, Kim Chol Sok

In this paper we proposed the developmental method for the accuracy of a theoretical model to overcome the limitation of the precedent theoretical models and CFD, and then the method was proved by comparison between measuring data and calculation one.

Keywords: numerical simulation, water ring vacuum pump, theoretical model