

정압기 임계유동특성 및 배관망해석 요소로서의 고려에 관한 수치해석적 연구 (I) : 입출구 압력비 변화 영향

신창훈[†] · 하종만^{**} · 이철구^{**} · 허재영^{**} · 임지현^{***} · 주원구^{***}

Numerical Study for The Critical-Flow-Characteristics of The Pressure Regulator and Considerations as a Pipe Network Element (I) : Influence of the Inlet-Outlet Pressure Ratio

C. H. Shin[†], J. M. Ha^{**}, C. G. Lee^{**}, J. Y. Her^{**}, J. H. Im^{***}, W. G., Joo^{***}

Key Words: Pressure Regulator(정압기), Pipe Network Analysis(배관망해석), CFD(전산유체역학)

Abstract

The major parameters governing the fluid dynamical and thermo-dynamical behavior in the large pipeline network system are friction loss and the pipeline length. But in local pipeline networks and relatively short distance pipeline system, secondary loss and the considerations of the moving states of the fluid machine are also important. One of the major element in local pressure control system is pressure regulator. It causes the variations of the physical properties in that pipeline system. Especially, as there is not enough information to obtain reliable physical property values such as density, temperature etc. at the downstream of the pressure regulator, It is hard to calculate accurate solution in the pipeline network analysis. In this study, some numerical approaches to investigate the critical-flow-characteristics of the pressure regulator have been done and the detail examinations and considerations of the pressure regulator as a pipeline network elements according to the variations of the inlet-outlet pressure ratio have been carried. Finally the flow-field distributions, relations and critical-flow-characteristics have been studied. in detail and the 1D analytic method to analyze critical pipe flow have been investigated

1. 서 론

기체수송을 담당하는 대규모 배관망 해석에서 일반적으로 배관망의 열, 유체역학적 거동을 결정하는 주요 인자는 배관의 마찰저항과 총길이이다. 그러나 비교적 짧은 구간의 소규모 배관망 해석이나 밸브 등의 유체기계 요소의 영향에 관심이 있는 국소적 관점의 경우에는 이러한 마찰

손실의 영향이외에도 벤딩이나 이음, 고도차의 영향 등은 물론 밸브계통 상에 존재하는 유체기계요소 등에서 발생하는 부차적 손실이나 이들의 작동상황에 따른 고려가 많은 영향을 주며, 이에 대한 고려가 해석의 정확성에 미치는 영향은 적지 않다.

정압기의 경우, 내부 형상이 복잡하고, 유로 저항이 큰 경우가 많아 전체 배관망의 저항을 증가시키고 전체 배관망의 유동특성에 영향을 주는 주요 원인이 되는 경우가 많다. 특히 일반적인 압력과 유량관계의 관점에서의 배관망 해석에 부가하여 정압기 후방에서의 온도나 밀도 분포 변화, 손실계수 산출 등에 관심이 있는 정압시스템을 비롯한 소규모 배관망 해석에 있어서 이러한 유체요소 전후방의 유동상태량과 부차적 손실계수의 산출은 필수적이며, 이에 대한 고려방안이

† 한국가스공사 연구개발원

E-mail : chshin@kogas.or.kr

TEL : (031)400-7554 FAX : (031)416-9014

* 한국가스공사 연구개발원

** 연세대학교 대학원 기계공학부

*** 연세대학교 기계공학부

절실하다. 그러나 일반적으로 정압기 제작사에서 제공되는 실험관계식 등은 주로 압력과 유량관계의 기술에 초점이 맞추어져 있으며, 배관망 해석에 있어서 보다 정확한 손실계수의 산정이나 정압기 전후방의 온도와 밀도 등의 상세한 유동상태량 정보의 직접적인 획득은 매우 난해하여 이에 대한 적절한 접근방법에 대한 검토와 연구가 절실하다.

또, 본 연구에서 정압기 해석모델의 바탕이 된 P사 정압기의 제작사 카탈로그에 제시된 유량관계식은 다음과 같다.

$$Q = KG \cdot \sqrt{Pa \cdot (Pe - Pa)} \quad \text{at } Pe < 2Pa \quad (1)$$

$$Q = KG \cdot 0.5 \cdot Pe \quad \text{at } Pe \geq 2Pa \quad (2)$$

단, Pe : [bar], Pa : [bar]

, KG : 벨브계수

관경 8" 를 기준으로 카탈로그에서 제시된 벨브계수, KG 는 27282 이다. 예를 들어, 이를 입구조건 2 bar, 출구조건 1 bar인 경우에 대하여 위의 임계조건에서의 유량관계식 식(2)를 대략적으로 적용하여 보면, 출구에서의 평균유속은 약 242 m/s, 음속 약 Mach 0.6 정도로 음속에 훨씬 미달하고 있다. 또한 위 식(2)에서 임계조건 즉, $Pe \geq 2Pa$ 에서 벨브계수는 상수이므로 유량은 입구압력, Pe 만의 함수가 된다. 즉, $Pe \geq 2Pa$ 인 경우, 유동은 임계조건에 도달되어, 입구압력증가에 따른 유량 증가가 발생됨을 기술하고 있다.

그러나, 일반적인 기체유동 즉, 압축성유동의 관점에서 최대유속은 입구압력을 기준으로 출구압력이 임계압력 이하인 임계조건에서 음속에 도달하여야 한다. 그러면, 상기 식(2)에서 명시된 임계조건인 $Pe \geq 2Pa$ 에서 출구유속이 음속에 미달하는 상황에서 이 정압기 유동은 실제로 임계유동을 겪고 있는 것인가와 제작사에서 제시한 유량관계식 조건에 따른 임계 유량관계는 과연 만족되는가에 대한 의문을 가지지 않을 수 없다.

즉, 입구압력이 증가되어 입출구 압력비가 상기 식(2)의 임계조건에서의 압력비보다 더욱 커질 경우, 출구유속은 음속에 도달하여 실제 임계유동 조건에 도달하는지와, 이 경우 유량관계는 제작사 관계식에서 제시된 임계유량 조건을 계속해서 만족하고 있는지의 여부와 이 때, 이러한 임계유동 상태 전후 압력비 조건에서 발생하는 정

압기 내부 유동의 특성과 입출구 유동상태량들의 변화 특성에 대한 조사가 또한 절실하다.

이에 본 연구에서는 중, 고압용 정압기로 많이 사용되는 P사 정압기를 기본 모델로 유사한 형상의 정압기 모델을 구성, 전산유체역학적 해석방법을 통하여 입출구 압력비 변화에 따른 정압기 임계유동 특성을 상세히 조사, 규명하고 정압기 전후방 유동상태량 정보의 산출을 시도하여, 1차원 압축성유동이론을 통한 이론적 해석결과와 비교 검토하고자 한다. 아울러 배관망 해석에서 유체요소로서의 고려를 위하여 손실계수를 산출하고 각 압력비 조건에 따른 특성을 규명하고 배관망해석에의 적용 방안에 대하여 검토를 시행하고자 한다.

2. 연구 및 해석

2.1 연구 내용

중, 고압용 정압기로 많이 사용되는 P사 정압기를 기본 모델로 유사한 형상의 정압기 모델을 구성하여 전산유체역학적 방법으로 해석을 수행하여, 입출구 압력비 변화에 따른 정압기 임계유동 특성을 조사, 규명하고 정압기 전후방의 유동상태량과 손실계수의 산출을 시도하여 1차원 압축성유동 이론해석을 통한 해석결과와 비교, 검토하고, 배관망 해석 요소로서의 고려 방안에 대하여 논의하였다.

이 때, 입출구 압력비 해석모델의 출구정압은 1 bar로 고정하고 입구총압은 2 bar, 온도는 288.15 K를 기준으로 아임계조건으로는 1.25 bar, 1.5 bar, 1.75 bar의 세 경우를, 임계조건으로는 2.5 bar, 3 bar, 4 bar, 6 bar, 8 bar의 다섯 경우, 총 9가지 경우에 대하여 P사 8" 유사모델을 기준으로 정상상태 해석을 수행하였다.

2.2 전산 해석

해석모델은 P사 정압기의 제작사 카탈로그에서 제시된 정압기 형상제원과 제작사에서 홍보용으로 제작한 실제모델의 실측을 통하여 기본적인 형상을 구성하였다. 3차원 형상작업에는 AutoCAD r14를 사용하였으며, 해석대상이 열,유체역학적으로 특수한 해석을 요구하는 경우가 아니고, 대상의 형상이 복잡한 점에서 전산유체해석(CFD)용 코드를 사용하기 보다는 상용 S/W를

적용하는 것이 적절할 것으로 판단되어, 전산유체해석에는 Fluent 6.1을 사용하였고 이를 위한 격자구성에는 Gambit 2.1을 사용하였다.

해석은 2차 정확도의 Implicit Coupled Solver를 사용하여 각 경우에 대한 정상상태 해석을 수행하였고, 난류모델은 표준 k-ε 모델을 적용하였다. 전체 구성된 격자계의 노드 수는 약 40만개 정도이다. 대상유체는 일반적인 조성의 천연가스(Natural Gas)로 하였고, 경계조건은 입구 총압(Stagnation Pressure) 일정조건, 출구는 정압(Static Pressure) 일정조건으로 적용하였다. 즉, 정압기 입구에는 일종의 대형 저장조가 연결되어 있어 균일한 압력을 지속적으로 제공하는 것으로 가정하였고, 출구는 대기압으로 설정하여 대기로 방출되는 조건을 가정하였다. 물론 실제 정압시스템에서의 조건은 이와 같이 않으나, 입구압력조건 변화에 따른 정압기의 유동특성을 규명하고, 세부적인 특성을 파악하기에는 이러한 해석모델이 적절할 것으로 판단되었다. 아래 Fig 1.은 본 해석에서 구성된 3-D 해석모델의 격자 단면도와 투상도이다.

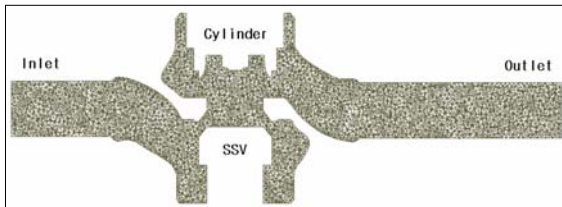


Fig. 1(a) Sectional view of grid system of the pressure regulator model

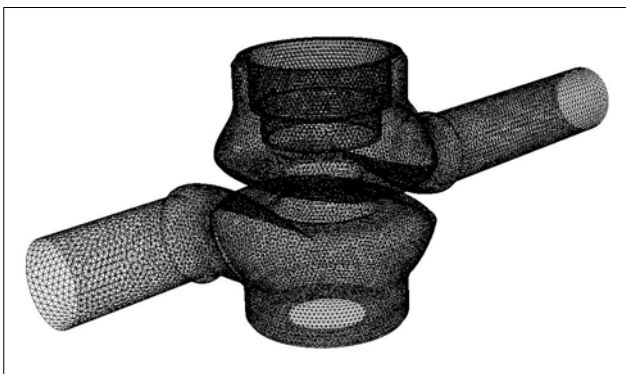


Fig. 1(b) 3D view of grid system of the pressure regulator model

2.3 전산 해석 검증

해석의 신뢰성 및 경계조건인 타당성을 검증하기 위해 본 해석의 수행 결과를 P사에서 제시한

유량관계식의 결과와 비교를 수행하였다. 그 결과 출구에서의 유량은 각 경우에 제작사 관계식의 결과보다 약 +5 % 전후의 오차범위 내에서 만족되었다. 본 전산유체해석을 통하여 산출된 각 경우 질량유량은 다음 표1에 제시하였다.

Table 1 Property values at inlet by each inlet pressure

Po1 [bar]	V1	Ro1	To1	m1
1.25	93.25795	0.907327	290.8	3.029298
1.5	115.4753	1.065237	292.1	4.404081
1.75	127.7361	1.22879	292.1	5.619298
2	133.8391	1.389746	293.45	6.658852
2.5	139.105	1.724131	294.1	8.586251
3	140.5095	2.065872	294.1	10.39209
4	139.4594	2.757523	294.1	13.76793
6	140.1078	4.133227	294.1	20.73263
8	137.8977	5.525829	294.1	27.28089

단위: [m/s], [kg m³], [kg s]

2.4 1차원 압축성유동 이론해석

입출구 압력비 변화에 따른 입출구 유동상태량 이론해석에서 사용된 1차원 압축성 유동 지배방정식은 다음과 같다.

$$\text{Continuity eqn : } \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} = 0 \quad (3)$$

$$\text{Momentum eqn: } dP + \frac{4\tau_w dx}{D} + \rho V dV = 0 \quad (4)$$

$$\text{Energy eqn : } C_p dT + V dV = 0 \quad (5)$$

$$\text{Ideal Gas Law : } \frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T} \quad (6)$$

$$\text{Darcy-Friction eqn : } \tau_w = \frac{1}{8} f \gamma p Ma^2 \quad (7)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 전산유체역학 해석 결과

3.1.1 압력 분포

Fig 2.는 8" 기준모델을 대상으로 입구압력이 1.25 bar에서 8 bar까지의 각 경우에 대한 해석을 수행하여 대표적 경우의 대칭단면 압력분포를 도시한 것이다.

아임계조건인 1.5 bar의 경우 최저압력이 정압기 노즐부분과 하류 측 배관이음부에서 발생되고 있음을 볼 수 있고, 기준조건인 2 bar의 경우 보다 하류 쪽으로 치우쳐 노즐부분에서보다는 하류 측의 배관축소이음부에서 나타나고 있음을 볼 수

있다. 또한 임계조건을 넘어선 3 bar의 경우에는 배관의 출구부분에서 최저압력이 발생되고 있으며, 이는 6 bar의 경우에도 마찬가지로 분포를 나타내고 있다. 즉 유동의 질식현상은 임계압력조건을 넘어선 경우 출구에서 발생되고 있음을 볼 수 있고, 아임계조건에서는 단면적 축소나 형상적인 요인에 의해 유동의 가속이 이보다 상류 측에서 발생되고 있음을 알 수 있다. 더욱 특이한 것은 현재 제작사 관계식에서 제시되고 있는 임계조건 기준인 2 bar의 경우에도 질식현상이 유동의 출구에서 발생되지 않고 오히려 하류 측 배관 수축이음부에서 단순한 유동의 가속이 발생되고 있다는 것이다.

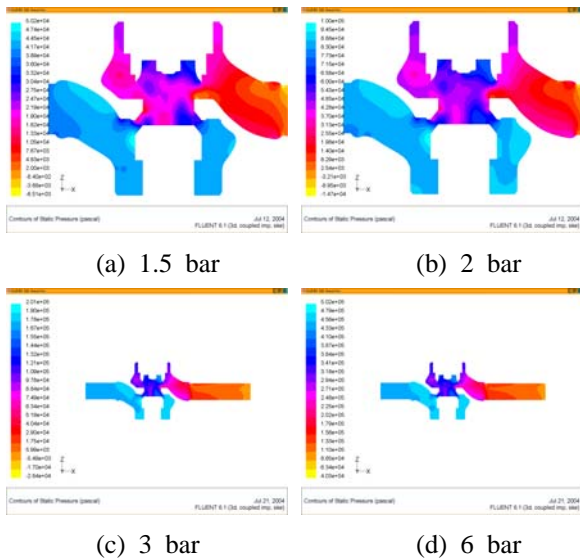


Fig. 2 Pressure distributions at each inlet pressure

3.1.2 Mach 수 분포

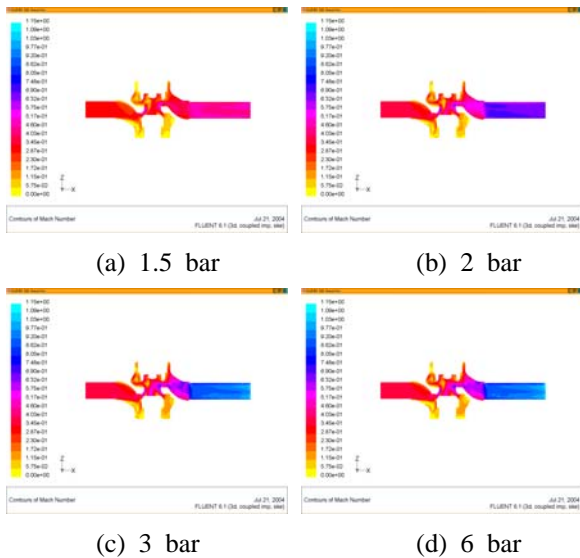


Fig. 3 Mach # distributions at each inlet pressure

Fig 3.은 앞의 압력분포와 동일한 경우에 대한 마하수 분포이다. 앞에서 나타난 바와 같이, 유동의 최대유속이 발생하는 지점이 각 입구 압력조건에 따라 다를 수 있다. 또한 전산해석결과에서도 기준 압력조건인 2 bar 조건의 유속은 제작사 관계식에서 제시한 결과와 거의 동일한 값을 나타내고 있으며, 음속에는 도달되지 못하고 있음을 볼 수 있다. 오히려 약 3 bar 조건에서 음속은 완전한 질식유동의 형태를 나타내고 있으며, 이상의 압력조건에서 출구 평균유속은 Mach 1.0 이상을 나타내고 있다.

3.1.3 온도 분포

Fig 4.는 동일한 각 경우에 대한 온도 분포이다. 기체 배관망에서 온도강하는 동절기 정압기 후방 결빙 현상이나 배관 내 천연가스의 응축현상 등에 영향을 줄 수 있어 정압시스템에서 중요하게 검토되어야 하는 인자 중의 하나이다.

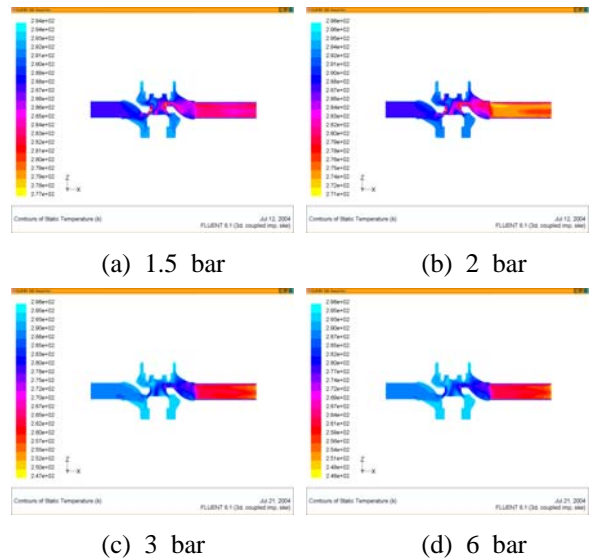


Fig. 4 Temperature distributions at each inlet pressure

3 bar, 6 bar 조건 등의 임계유동조건에서 정압기 후단 하류 측과 출구에서의 온도강하가 매우 크게 나타나는 것을 볼 수 있으며, 아임계조건에서는 앞에서와 마찬가지로 노즐부분 근처와 하류 측 배관이음부에서의 온도 강하가 두드러지게 나타나고 있음을 볼 수 있다.

3.1.4 출구상태량 해석 결과

표2는 전산유체해석을 통하여 산출한 각 입구

압력조건에 대한 출구상태량을 정리한 것이다.

Table 2 Property values at outlet by each inlet stagnation pressure

Po1[bar]	V2	Ro2	T2	Ps2
1.25	115.4763	0.761103	286.8402	0
1.5	163.7135	0.769062	284.1468	0
1.75	206.4826	0.781834	279.8254	0
2	238.9001	0.79165	276.4089	0
2.5	298.6379	0.818832	267.4056	0
3	348.1543	0.84202	257.9579	-1029.71
4	364.2601	1.066558	254.1001	22820.03
6	365.3151	1.604141	253.5174	84355.86
8	365.8677	2.105206	253.323	141719.4

3.2 1차원 압축성유동이론 해석 결과

1차원 비가역 단일 압축성유동 이론관계식을 적용하여 각 입구 정체압력에 대한 유동상태량을 해석한 결과이다. 표3은 각 입구압력에 대한 입구상태량을 결과를 정리한 것이고 표4는 출구상태량을 정리하여 나타낸 것이다.

Table 3 Property values at Inlet by each inlet stagnation pressure

Po1[bar]	Ma1	V1	Ro1	To1
1.25	0.257494	106.5435	0.91191	290.8725
1.5	0.308993	127.9112	1.074201	292.0704
1.75	0.326885	135.2499	1.244237	292.5376
2	0.330753	136.8716	1.419697	292.642
2.5	0.330753	136.8716	1.774622	292.642
3	0.330753	136.8716	2.129546	292.642
3.438	0.330753	136.8716	2.44046	292.642
4	0.330753	136.8716	2.839395	292.642
6	0.330753	136.8716	4.259092	292.642
8	0.330753	136.8716	5.67879	292.642

Table 4 Property values at outlet by each inlet stagnation pressure

Po1[bar]	Ma2	V2	Ro2	T2
1.25	0.308	127.1332	0.763911	286.9929
1.5	0.433	177.9421	0.771503	284.4702
1.75	0.528	215.7932	0.779546	281.36
2	0.606	246.2279	0.788759	278.0893
2.5	0.748	300.0441	0.809109	271.0328
3	0.884	349.5154	0.833502	263.3194
3.438	1	389.9535	0.85614	256.1418
4	1	389.9535	0.996091	256.1418
6	1	389.9535	1.494137	256.1418
8	1	389.9535	1.992182	256.1418

표 2에서 임계조건(2 bar)을 넘어서면서 입구 유속은 고정되고 있음을 볼 수 있다. 따라서 임계압력비 이상에서 질량유량의 증가는 입구 밀도의 증가에 비례함을 알 수 있으며, 아임계 조건에서는 유속의 증가에 주로 지배되며 밀도, 온도

와 상호 관계를 가지고 유량 임계상태까지 증가되고 있음을 알 수 있다.

반면 출구에서는 유량 임계조건인 2 bar를 훨씬 넘어선 3.438 bar에서 유속과 온도가 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있다. 즉 3.438 bar에서 유동은 완전히 질식되어 완전한 임계유동상태(유동 임계상태)에 도달된 것으로 파악된다. 단, 1차원 압축성유동 이론해석에서는 출구 조건을 별도로 명시할 수 있는 방법이 없으므로, 입출구 압력비를 기준으로 한 해석의 결과로는 이 임계조건 이상에서 유동은 훨씬 더 가속이 되는 것으로 나타나, 현재 유동모델의 경계조건인 출구는 대기로 가정되었으므로 임의로 출구에서의 유동은 이상적으로 음속에 도달된 것으로 가정하여 다른 상태량들을 산출하였다.

출구유동은 유량의 임계조건인 2 bar를 지나서 실제 유동이 완전히 질식되는 3.438 bar에 도달될 때까지 온도, 밀도 등의 다른 상태량도 유동 임계상태에 도달될 때까지 계속 변화된다. 또한 1차원 이론해석 결과와 3차원 CFD 해석의 결과는 입출구 해석 모두에서 약 10% 내외의 오차범위에서 상호 일치하여 정압시스템 및 배관망 해석에서의 1차원 압축성유동 이론의 적용이 가능함을 확인할 수 있다.

3.3 임계치 및 손실계수

앞에서 살펴본 바와 같이 전산유체해석과 1차원 압축성 이론해석의 결과는 대체적으로 일치하고 있으므로 편의상 1차원 압축성 이론해석 결과를 기준으로 임계치와 손실계수 특성에 대하여 검토하기로 한다. 표5에서는 각 입구압력조건에 따른 압력, 온도, 밀도의 임계치를 산출하여 정리하였고, 표 6에서는 각 경우의 손실수두(hf)와 평균마찰계수(f) 및 손실계수(K)를 계산하여 제시하였다.

Table 5 Critical values at each inlet pressure

Po1[bar]	P*	T*	Ro*
1.25	29382.87	254.593	0.249808
1.5	41619.95	255.6415	0.352394
1.75	51040.13	256.0504	0.431464
2	58937.48	256.1418	0.498046
2.5	73671.85	256.1418	0.622557
3	88406.22	256.1418	0.747068
3.438	101314	256.1418	0.85614
4	117875	256.1418	0.996091
6	176812.4	256.1418	1.494137
8	235749.9	256.1418	1.992182

Table 6 Loss values at each inlet stagnation pressure

Po1[bar]	hf	f	K
1.25	2442.035	0.350978	3.509782
1.5	4603.724	0.386226	3.862263
1.75	6478.956	0.412613	4.126134
2	8093.496	0.432785	4.327847
2.5	10646.25	0.437684	4.376838
3	12534.37	0.415813	4.158127
3.438	13825.87	0.390948	3.909478
4	14706.29	0.415843	4.158429
6	16501.58	0.466608	4.666076
8	17399.23	0.49199	4.9199

두 가지 방법의 해석 모두에서 유량의 임계상태는 제작사 유량관계식 조건인 2 bar에서 달성된 것으로 확인되었으며, 실제 유동이 완전히 질식된 유동의 임계상태는 그 보다 훨씬 높은 3.438 bar 부근에서 도달되었음을 확인하였다. 이때 유동상태의 결정은 표5에서 구해진 임계치와 밀접한 상관관계를 갖는 것으로 보인다. 즉, 입구 압력 3.438 bar의 경우 출구의 압력, 온도, 밀도는 모두 임계조건에 도달되었고 이 때 유동은 완전한 임계상태에 도달된 것으로 보인다. 그러나 임계온도는 유량의 임계상태로 나타난 2 bar의 경우부터 고정되어 변화되지 않고 있음을 볼 수 있고 또한 압력과 밀도는 이 이상에서 비례적으로 증가되고 있음을 볼 수 있다. 이것은 실제 파이프유동이나 유체기계유동의 해석에서 실제 유동의 임계조건을 결정할 수 있는 매우 중요한 단서이다.

표6에서 각 입구압력에 따른 손실수두의 증가현상과 평균마찰계수와 손실계수가 비교적 일정한 범위 내에서 유지되고 있음을 볼 수 있다. 따라서, 이러한 전산유체해석이나 이론해석을 통하여 비교적 신뢰성 있는 평균마찰계수, 손실계수의 산정이 가능함을 확인하였다. 그러나 일반적인 배관망 해석에서 평균마찰계수를 고정하거나 손실계수를 상수로 대입하는 것에 비하여 그 변동 폭은 무시할 수 없는 수준임에 주의가 필요함도 아울러 확인하였다.

4. 결 론

(1) 유량은 제작사 유량관계식에서 제시한 임계조건을 만족함을 확인하였다. 즉, 유량 임계상태는 등엔트로피 임계조건을 만족함을 확인하였다. 그러나 유동은 유량 임계조건인 2 bar를 훨씬 넘

어선 3.438 bar에서 유동은 완전히 질식되어 완전한 임계유동상태(유동 임계상태)에 도달된다.

(2) 입구유동은 유량 임계조건에서 고정되며, 그 이후의 질량유량 증가는 입구 밀도 증가에 비례함을 알 수 있으며, 아임계 조건에서는 유속의 증가에 주로 지배된다. 반면, 출구 유동은 유량 임계상태가 도달된 이후에도 실제 내부유동이 완전히 질식될 때까지 계속 증가되며, 온도, 밀도 등의 다른 상태량도 유동 임계상태에 도달될 때까지 계속 변화된다.

(3) 1차원 압축성 이론해석 결과와 3차원 전산유체해석의 결과는 입출구 해석 모두에서 약 10% 내외의 오차범위에서 상호 일치하여 정압시스템 및 배관망 해석에서의 1차원 압축성유동 이론의 적용이 가능함을 확인하였다.

(4) 임계온도의 경우는 유량의 임계상태로 나타난 2 bar의 경우부터 고정되어 변화되지 않고 있음을 볼 수 있고 또한 압력과 밀도는 이 이상에서 비례적으로 증가되고 있음을 볼 수 있다. 또한 전산유체해석이나 1차원 압축성 이론해석을 통하여 비교적 신뢰성 있는 평균마찰계수, 손실계수의 산정이 가능함을 확인하였다.

참고문헌

- [1] Pietro Fiorentini[®], 2001, "PRESSURE REGULATOR REFLUX 819"
- [2] Frank. M. White, 1987, "Fluid Dynamics", 2nd ed., Chap. 9
- [3] A. H. Shapiro, 1953, "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow", Ronald, NewYork,
- [4] V. L. Streeter and E. B. Wylie, 1975, "Fluid Mechanics", 6th ed., McGraw-Hill, New York,
- [5] Robert P. Benedict, 1985, "Fundamentals of pipe flow", Wiley
- [6] E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter, 1997, "Fluid Transients in Systems", Prentice-Hall Inc. A Simon & Schuster Company
- [7] J. Ryun, R. Burton, P. Ukranertz, Y. M. Xu, 2001, "Two-dimensional pressure control valve", Proc. of the IME 2001; 215.9; ProQuest Science Journals pp.1031-1039
- [8] Fluent Inc., 2003, "FLUENT 6.1 User's Guide"