



공학석사학위논문

관로 유동 모델이 압축 시스템의 안정성에 미치는 영향

The effect of pipeline dynamics on the stability of compression system

2014년 8월

서울대학교 대학원 기계항공공학부 이 상 민

관로 유동 모델이 압축 시스템의 안정성에 미치는 영향

The effect of pipeline dynamics on the stability of compression system

지도교수 강신형

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2014년 4월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

이상민

이상민의 공학석사 학위논문을 인준함



관로 유동 모델이 압축 시스템의 안정성에 미치는 영향

서울대학교 대학원

기계항공공학부

이 상 민

요약

1차원 압축 시스템 모델에 관로 유동 모델을 적용하여 그에 따른 시 스템의 안정성 변화에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구와 관련 된 그간 의 연구와의 차이점을 보이기 위해 압축 시스템 상에 존재하는 관로의 길이에 변화를 주었고, 그에 따른 압축 시스템 안정성의 변화에 대해 관 찰 하였다. 압축 시스템의 안정성 변화 판별 기준은 시간 변화에 대한 플래넘 내부 압력 변화의 수렴 또는 발산 여부에 두었다. 플래넘 내부 압력이 수렴하지 못하면 서지 현상이 발생하였다고 판단하였고, 이는 시 스템이 불안정한 상태에 노출 되었다고 정의 하였다. 다른 조건은 모두 고정한 상태에서 플래넘 전단 관로와 플래넘 후단 관로의 길이 변화에 따른 압축 시스템의 안정성 변화를 살펴보았다.

플래넘 후단 관로 길이를 0.1m 부터 44m 까지 점차적으로 증가시켜 가며 계산한 결과, 특정 길이에서 추가적인 안정성이 확보됨을 확인할 수 있었다. 안정성의 변화 원인은 플래넘 후단 관로에 관로 유동 모델을 추가 적용함에 있었다. 관로 유동 모델 적용에 따라 관로 상에 압력파형 태의 압력 및 유량의 변화가 존재함을 확인 할 수 있었다. 특히 플래넘

- i -

과 관로의 접점에서의 유량 변화를 통해 안정성 확보가 이루어지는 원인 을 확인 할 수 있었다. 특정 길이에서 얻어지는 추가적인 시스템 안정성 에 근거하여 시스템의 서지 유량 점의 변화를 관찰해 보았다. 관로 유동 모델이 적용 되었을 때와 그렇지 않았을 때의 서지 유량 점을 비교해 본 결과 관로 유동 모델이 고려되었을 때 더 저 유량 점에서 서지 유량 점 이 발생됨을 확인 할 수 있었다. 이러한 개념에 근거하여, 플래넘 후단 관로의 길이를 시스템의 안정성에 영향을 미치는 변수로 정의 할 수 있 었고, 향후 서지 현상을 예측하거나 조절하는 변수로서 사용 할 수 있는 가능성을 확인 할 수 있었다

플래넘 전단 관로 길이를 변화시켜 가며 압축 시스템의 안정성 변화를 관찰해 보았다. 해당 부분의 길이 변화에 대해서는 관로 유동 모델이 고 려되었을 경우 관로 유동 모델이 고려되지 않았을 경우 보다 고 유량 점 에서 서지 현상이 발생됨을 확인 할 수 있었다. 또한 딥 서지 현상에 압 축 시스템을 노출 시켰을 때의 거동을 관찰해 본 결과 관로 길이 증가에 대해 시스템 주파수와 어쿠스틱 주파수 모두 감소함을 확인 할 수 있었 다.

주요어 : 관로 유동 모델, 압축 시스템 모델, 안정성, 서지 **학 번** : 2012-23180 목 차

요 약
목 차
List of Tables
List of Figures w
Nomenclature vii
1. 서론 []
1.1 연구 배경
1.2 연구 동기 및 목적
2. 연구 대상 및 방법 :
2.1 연구 대상
2.1.1 압축 시스템 모델
2.1.2 관로 유동 모델
2.2 연구 방법
2.2.1 럼프드 모델과 어쿠스틱 모델의 결합
$2.2.1.1$ 플래넘과 L_2 의 연결점
$2.2.1.2$ L_2 와 쓰로틀 벨브의 연결점
$2.2.1.3$ 압축기와 L_1 의 연결점
2.2.1.4 <i>L</i> 1과 플래넘의 연결점
2.2.2 계산 방법 (

3.	L_2	길이 변화 계산 결과	14
	3.1	플래넘 압력 (P_p) 변화	14
	3.2	P_P 변화 원인 분석	15
	3.3	주파수 변화 분석	16
	3.4	압축 시스템 안정성 변화	17
	3.5	서지 유량 점의 변화	18

4. L₁ 길이 변화 계산 결과

4.1	플래넘 압력 (P_P) 변화	30
4.2	주파수 변화 분석	30
4.3	서지 유량 점의 변화	31
4.4	Deep Surge 조건일 때의 거동 ······	31

30

36

5. 결론

참고문헌	 38
Abstract	 39

List of Tables

Table 2.1 Compression system parameters

List of Figures

- Fig. 2.1 Schematic illustration of compression system
- Fig. 2.2 Characteristic lines in the x-t plane
- Fig. 2.3 Lumped model with acoustic model
- Fig. 2.4 Plenum pressure variation with $L_2 = 0.1m$
- Fig. 2.5 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 0.1m$
- Fig. 3.1 Plenum pressure variation with $L_2 = 44m$
- Fig. 3.2 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 44m$
- Fig. 3.3 Plenum pressure variation with $L_2 = 11m$
- Fig. 3.4 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 11m$
- Fig. 3.5 Plenum pressure variation with $L_2 = 22m$
- Fig. 3.6 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 22m$
- Fig. 3.7 Plenum pressure variation with $L_2 = 33m$
- Fig. 3.8 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 33m$
- Fig. 3.9 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 11m$
- Fig. 3.10 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 22m$
- Fig. 3.11 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 33m$
- Fig. 3.12 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 44m$
- Fig. 3.13 FFT of $\dot{m}2_1$ with L_2 variation
- Fig. 3.14 System frequency variation with L_2
- Fig. 3.15 Resonance length of L_2
- Fig. 3.16 Plenum peak pressure variation with L_2

- Fig. 3.17 $\ln(\widetilde{P_P})$ variation with L_2
- Fig. 3.18 Damping coefficient variation with \widetilde{L}_2
- Fig. 3.19 Surge point variation with \widetilde{L}_2 on performance curve
- Fig. 3.20 Surge point variation with \widetilde{L}_2
- Fig. 4.1 P_P with L_1 (Lumped + Acoustic)
- Fig. 4.2 P_P with L_1 (Lumped)
- Fig. 4.3 FFT of P_P
- Fig. 4.4 System frequency with Helmholtz frequency
- Fig. 4.5 System frequency and acoustic frequency with L_1
- Fig. 4.6 Surge point variation with L_1
- Fig. 4.7 $\dot{m}1_{N+1}$ with L_1

Nomenclature

Roman Symbols

a	Speed of sound (m/s)
A	Cross sectional area (m ²)
C	Compressor pressure rise (Pa)
f	Equation of pressure with mass flow rate
L	Length (m)
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s)
Р	Pressure (Pa)
t	Time (s)
T	Throttle valve pressure drop (Pa)
x	Axial coordinate
1	Pipeline between compressor and plenum
2	Pipeline between plenum and throttle valve

Greek Symbols

Subscripts

C	Compressor
i	Location index
j	Time step index
0	Atmosphere
Р	Plenum

T	Throttle valve
1	Pipeline between compressor and plenum
2	Pipeline between plenum and throttle valve

Superscripts

- Characteristic equation with
$$\frac{dx}{dt} = -a$$

+ Characteristic equation with $\frac{dx}{dt} = +a$

Abbreviations

L	Lumped model
A	Acoustic model
L + A	Lumped model with acoustic model

제1장서론

1.1 연구 배경

압축 시스템의 안정성은 시스템 내부 유동의 대표적 비정상 유동인 스 톨 또는 서지 현상의 발생 여부에 따라 결정 될 수 있다. 이러한 비정상 유동은 압축 시스템의 성능을 저하시키고 운전 영역의 제한을 야기한다. 압축 시스템의 불안정성을 야기하는 스톨 또는 서지 현상 발생의 예측 및 제어에 관한 연구가 그간 활발하게 수행 되었다.(Greitzer 외[1976], Hansen 외 [1981]) 관련한 연구 결과들에 따르면, 압축 시스템을 구성하 는 주요 구성품인 압축기, 플래넘, 쓰로틀 벨브 및 각 주요 구성품을 연 결하는 관로의 설치 조건에 따라 압축 시스템의 안정성이 영향을 받음을 확인 할 수 있다. 하지만 이들 연구에서는 압축 시스템 내에 존재하는 관로에 관로 유동 모델이 적용 되지는 않았다. 2000년대를 전후 하여 기 존의 압축 시스템 모델에 관로 유동 모델을 추가 적용하여 그 거동을 살 피는 연구가 진행되기 시작하였다. 압축기와 플래넘 사이의 관로에 관로 유동 모델을 적용하고 해당 시스템을 딥 서지 현상에 노출 시켰을 때, 관로 유동 모델이 고려된 압축 시스템 모델이 예측하는 거동과 관로 유 동 모델이 고려되지 않았을 때의 거동을 비교한 연구가 진행 되었 다.(Helvoirt 외 [2007]) 또한 플래넘과 쓰로틀 벨브 사이의 관로에 관로 유동 모델을 적용하고 앞서와 같이 관로 유동 모델 적용 여부에 따른 결 과의 차이를 보인 연구가 진행 되었다. (Se Young Yoon 외 [2011]) 하 지만 이 연구들에서 관로의 길이 변화에 따른 안정성의 변화에 대한 부 분은 다루어 지지 않았다.

- 1 -

1.2 연구 동기 및 목적

본 연구에서는 보다 실증적인 압축 시스템 구성을 위해 기존의 압축 시스템 모델에 관로 유동 모델을 추가 적용하여, 관로의 길이 변화에 따 른 압축 시스템의 안정성의 변화에 대해 관찰 하고자 한다. 관로의 길이 변화에 따라 압력파의 전파 주기와 시스템의 특성 주기가 변화하는데, 이 두 변화 주기의 중첩 형태에 따라 시스템의 안정성이 변화함을 보이 고자 한다. 이를 통해 관로 길이 변화에 따라 변화하는 압축 시스템의 안정성에 근거하여, 관로 유동 모델이 고려되었을 때 서지 유량 점의 변 화를 관로 유동 모델이 고려되지 않았을 때의 결과와 비교하고자 한다.

제 2 장 연구 대상 및 방법

2.1 연구 대상

본 연구에 사용된 압축 시스템 모델은 Fig. 2.1 과 같이 Greitzer 가 제안한 Lumped model을 사용하였고, 관로 유동 모델은 Fig. 2.2와 같이 Acoustic model 을 사용하였다. 압축 시스템의 형상 데이터는 Table 2.1 에 나타내었다. 압축 시스템 모델의 형상 데이터는 본 연구의 목적인 관 로 길이 변화에 따른 압축 시스템 안정성의 변화 경향 관찰을 위해 기존 연구에 사용된 데이터들을 바탕으로 임의의 값을 설정하였다. 관로 유동 모델의 경우 관로 내의 압력과 유량의 변화가 외부와의 열 교환이 일어 나지 않을 만큼 짧은 시간 안에 발생함에 근거하여 단열 과정으로 가정 하였다. 또한 계산 과정의 단순화를 위해 본 연구에서는 관로 내의 마찰 에 의한 효과는 고려하지 않았다.

2.1.1 압축 시스템 모델(Lumped Model)

압축 시스템 모델의 기본 구성은 Fig. 2.1 과 같다. 주요 구성품은 압축기, 플래넘, 쓰로틀 벨브이며 이들 각 구성품을 연결하는 관로로 전 체 시스템이 구성된다. 계산에 사용된 압축 시스템 모델은 식(2.1)~(2.3) 으로 구성된다. 식 (2.1)과 (2.3)은 압축기와 플래넘, 플래넘과 쓰로틀 벨 브 사이에서의 압력차에 따른 유체의 운동량 방정식이고, 식(2.2)는 플래 넘 입, 출구 유량에 대한 연속 방정식이다. 이 압축 시스템 모델을 이용 하면 압축 시스템의 안정성을 예측 할 수 있다. 이후부터는 본 압축 시 스템 모델을 럼프드 모델이라 하겠다.

$$P_O - P_P = \frac{L_C}{A_C} \frac{d\dot{m_C}}{dt} - C \tag{2.1}$$

$$\dot{m}_C - \dot{m}_T = \frac{V_P}{a^2} \frac{dP_P}{dt}$$
(2.2)

$$P_P - P_O = \frac{L_T}{A_T} \frac{d\dot{m}_T}{dt} + T$$
(2.3)

$$C = f_C(\dot{m}_C), \ T = f_T(\dot{m}_T) = km_T^2$$

2.1.2 관로 유동 모델(Acoustic model)

관로 유동 모델은 어쿠스틱 모델이라는 또 다른 이름으로 부를 수 있다. 이는 관로 상의 압력파의 전파가 음속으로 이루어지는 특성이 있 기 때문이다. 이후 부터는 관로 유동 모델을 어쿠스틱 모델이라 하겠다. 출구 쓰로틀 벨브의 순간적인 개폐에 따라 관로에서는 순간적인 유량과 압력의 변화가 나타나고 이러한 변화는 압력파의 형태로 관로를 따라 전 파 된다. 이러한 현상은 관로의 상류와 하류 사이의 압력파의 전파 방향 에 따라 식(2.4) 와 식(2.5)와 같이 나타 낼 수 있다. Fig.2.2 는 압력 파 의 진행 방향에 따른 특성 방정식의 결정 과정을 x-t좌표 상에 나타낸 것이다. 경계 점을 제외한 관로 상의 임의의 P 지점의 압력과 유량은 식 (2.4)와 식(2.5)의 연립을 통해 쉽게 구할 수 있다. 하지만 압축기와 플래 넘 전단 관로의 연결점, 플래넘 전단 관로와 플래넘의 연결점, 플래넘과 플래넘 후단 관로의 연결점, 플래넘 후단 관로와 쓰로틀 벨브의 연결점 에서는 각 지점의 경계 조건을 이용해 미분 방정식과 선형 방정식을 결 합해야 계산을 진행 할 수 있다.

$$C^{+} \begin{cases} P_{P} - P_{A} + \frac{a}{A} (\dot{m}_{P} - \dot{m}_{A}) = 0 \\ dx = adt \end{cases}$$
(2.4)

$$C^{-}\begin{cases} P_{P} - P_{B} - \frac{a}{A}(\dot{m}_{P} - \dot{m}_{B}) = 0\\ dx = -adt \end{cases}$$
(2.5)

2.2 연구 방법

2.2.1 럼프드 모델과 어쿠스틱 모델의 결합

럼프드 모델과 어쿠스틱 모델의 결합을 위해서는 관로와 압축 시스 템의 구성품이 연결되는 부분에서의 경계 조건을 이용해 두 모델을 결합 해야한다. 본 연구에서 관로를 적용하고자 하는 부분은 Fig. 2.3에서와 같이 플래넘과 쓰로틀 벨브 사이(L_2)와 압축기와 플래넘 사이(L_1)이다. 그림 상의 1번 지점과 N+1 번 지점에서의 경계 조건을 이용한 두 모델 의 결합 과정은 다음과 같다.

2.2.1.1 플래넘과 L₂의 연결점(1 지점)

1번 지점에서의 경계 조건은 다음과 같다. $m_T = m_{2_{1,j+1}}, P_P = P_{2_{1,j+1}}$ 이 조건을 이용해 식 (2.5) 를 식 (2.6) 과 같이 정리하고 이를 식 (2.2) 에 대입하면 식 (2.7)을 얻을 수 있다. 이 식을 이용해 플래넘과 관로의 경계 점에서의 압력을 구할 수 있다. 또한 구해진 압력을 다시 식 (2.5) 에 대입 하여 해당 지점에서의 단위 계산 시간 이후에 변화 된 유량을 구할 수 있다.

$$P_P - P2_{2,j} - \frac{a}{A_2} (\dot{m}_T - \dot{m}2_{2,j}) = 0$$
(2.6)

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{a^2}{V_P} (\dot{m}_C - \frac{A_2}{a} (P_P - P2_{2,j}) - \dot{m}2_{2,j}))$$
(2.7)

2.2.1.2 L₂와 쓰로틀벨브의 연결점(N+1 지점)

N+1번 지점에서의 경계 조건은 다음과 같다. $m_T = m_{2_{N+1,j+1}}$ $P_P = P_{2_{N+1,j+1}}$ 이를 이용해 식(2.4)를 식 (2.8)과 같이 정리하고 이를 식 (2.3)에 대입하면 식 (2.9)를 얻을 수 있다. 이 식을 이용해 쓰로틀 벨브 와 관로의 경계 점에서의 유량을 구할 수 있다. 또한 구해진 유량을 다 시 식 (2.4)에 대입하면 해당 지점에서의 압력을 구할 수 있다.

$$P_P - P 2_{N,j} + \frac{a}{A_2} (\dot{m}_T - \dot{m} 2_{N,j}) = 0$$
(2.8)

$$\frac{d\dot{m}_{T}}{dt} = \frac{A_{T}}{L_{T}} (P2_{N,j} - \frac{a}{A_{2}} (\dot{m}_{T} - \dot{m}2_{N,j})) - T)$$
(2.9)

2.2.1.3 압축기와 L₁의 연결점(1 지점)

1번 지점에서의 경계 조건은 다음과 같다. $\dot{m}_{C} = \dot{m} \mathbf{1}_{1,j+1}, P_{P} = P \mathbf{1}_{1,j+1}$ 이 조건을 이용해 식 (2.5) 를 식 (2.10) 과 같이 정리하고 이를 식 (2.1) 에 대입하면 식 (2.11)을 얻을 수 있다. 이 식을 이용해 압축기와 관로의 경계 점에서의 유량을 구할 수 있다. 또한 구해진 유량을 다시 식 (2.5) 에 대입 하여 해당 지점에서의 변화 된 압력을 구할 수 있다.

$$P_P - P \mathbf{1}_{2,j} - \frac{a}{A_1} (\dot{m}_C - \dot{m} \mathbf{1}_{2,j}) = 0$$
(2.10)

$$\frac{\dot{dm}_{C}}{dt} = \frac{A_{C}}{L_{C}} \left(C - \left(P \mathbf{1}_{2,j} + \frac{a}{A_{1}} (\dot{m}_{C} - \dot{m} \mathbf{1}_{2,j}) \right) \right)$$
(2.11)

- 7 -

2.2.1.4 L₁과 플래넘의 연결점(N+1 지점)

N+1번 지점에서의 경계 조건은 다음과 같다. $\dot{m}_{C} = \dot{m} \mathbf{1}_{N+1,j+1}$ $P_{P} = P \mathbf{1}_{N+1,j+1}$ 이를 이용해 식(2.4)를 식 (2.12)와 같이 정리하고 이를 식 (2.3)에 대입하면 식 (2.13)을 얻을 수 있다. 이 식을 이용해 플래넘과 관로의 경계 점에서의 압력을 구할 수 있다. 또한 구해진 유량을 다시 식 (2.4)에 대입하면 해당 지점에서의 유량을 구할 수 있다.

$$P_P - P \mathbf{1}_{N,j} + \frac{a}{A_1} (\dot{m}_C - \dot{m} \mathbf{1}_{N,j}) = 0$$
(2.12)

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{a^2}{V_P} (\dot{m} 1_{N,j} - \frac{A_1}{a} (P_P - P 1_{N,j}) - \dot{m}_T)$$
(2.13)

2.2.2 계산 방법

럼프드 모델에 어쿠스틱 모델이 적용된 지배 방정식을 적용하여 관 로의 길이 변화에 따른 시스템의 안정성 변화를 관찰 하였다. 안정성의 판별 기준이 되는 플래넘에서의 압력이 중립 섭동하는 Table 2.1 의 조 건을 초기 운전 조건으로 설정하였다. 이때의 관로의 길이는 0.1m 이다. 고차 도함수를 계산하지 않으면서도 높은 정확도를 얻을 수 있는 RK4 기법을 이용하여 미분 방정식을 계산하였고, 오차 검증을 통해 dt=10^-4 일때 (시스템 주기와 압력파 주기 중 작은 값의 1/100 수준) 정확도 대 비 계산 비용의 효율이 가장 좋음을 확인 하였다. 오차 검증을 통해 얻 어진 dt 를 이용해 Fig. 2.2 에서의 dx를 계산 하였으며, 이를 통해 관로 의 분절점의 개수 N을 결정 하였다. 초기 운전 조건에서의 시간에 대한 플래넘 압력 변화는 Fig. 2.4과 같다. 그림 상으로 확인 할 수 있는 바와 같이, 시간 변화에 대해서 플래넘 압력의 변화가 수렴 하지 않고 중립 섭동 하고 있음을 확인 할 수 있다. 이때 압축기 성능 곡선 상에 플래 넘 압력과 압축기 유량의 변화를 도시해 보면 Fig. 2.5 와 같다. 플래넘 압력 변화 양상으로부터 유추 할 수 있듯이 시스템 특성을 대표하는 두 변수의 변화 또한 섭동이 지속 되고 있음을 확인 할 수 있다. 이 운전 조건을 시작으로 L_1 및 L_2 의 길이 변화에 따른 플래넘의 압력 변화를 관찰함으로써 압축 시스템의 안정성 변화를 관찰 하고자한다.



Fig. 2.1 Schematic illustration of compression system



Fig. 2.2 Characteristic lines on x-t plane



Fig. 2.3 Lumped model with acoustic model



Fig. 2.4 Plenum pressure variation with $L_2 = 0.1m$



Fig. 2.5 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 0.1m$

Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	Unit
Compressor duct length L_C	1	m	Plenum volume V_P	0.5	m^3
Throttle duct length L_T	0.1	m	\dot{m}_0	3.53	kg/s
Compressor duct area A_C	0.01	m^2	$\dot{\delta m}_T$	0.025	kg/s
Throttle duct area A_T	0.01	m^2	Speed of sound a	340	m/s

Table 2.1 Compression system parameters

제 3 장 플래넘 후단 관로 길이(L2) 변화 계산 결과

3.1 플래넘 압력(P_p) 변화

Table 2.1의 초기 조건을 기준으로 나머지 조건은 모두 동일한 상태 에서 L_2 길이 변화에 따른 플래넘 압력 (P_P) 변화를 관찰해 보았다. L_2 초기 변화는 Fig. 2.4에서 관찰 되는 Pp의 변화 주기를 기준으로 결정하 였다. 이를 통해 구해진 첫 번째 L_2 의 길이는 해당주기(0.1295s) 와 음속 (340m/s)의 곱으로, 이는 약 44m 에 해당한다. L₂ = 44m 일 때의 시간에 대한 Pp 의 변화를 살펴보면 Fig. 3.1 과 같다. 이때의 압축기 유량과 플 래넘 압력의 변화를 성능곡선 상에 도시하면 Fig. 3.2 와 같다. 거동의 변화를 살펴보면, 초기 조건인 $L_2 = 0.1m$ 일 때와 안정성은 유사함을 확 인할 수 있었으며, P_P 섭동의 진폭이 다소 증가하였음을 확인 할 수 있 었다. 하지만 초기 조건의 결과와 큰 거동의 차이를 확인 할 수는 없었 다. 이에 L_2 길이 변화를 보다 세분하여 그 결과를 관찰해 보았다. L_2 의 길이 변화를 11m 단위로 추가 계산을 진행하였다. 그 결과는 Fig. 3.3~ 3.8과 같다. L₂ = 11m일 때의 P_P의 변화는 Fig. 3.3 과 같다. L₂ = 44m 일 때와는 다르게 P_P가 시간의 변화에 따라 수렴해 감을 확인 할 수 있 었다. $L_2 = 22m$ 일 때에는 Fig. 3.5 과 같이 $L_2 = 44m$ 일 때와 유사한 결 과를 보였다. 마지막으로 $L_2 = 33m$ 일 때에는 Fig. 3.7과 같이 $L_2 = 11m$ 때 와 유사한 거동을 보임을 확인 할 수 있었다. L₂의 길이에 변화에 따라 본 연구에서의 압축 시스템 안정성 판별 기준인 P_P의 변화가 특정 길이 에서 수렴성을 보임을 확인 할 수 있었다.

3.2 *P*_{*P*} 변화 원인 분석

플래넘 압력(Pp)이 L2의 변화에 따라 수렴 하거나 중립 섭동의 특성 을 유지함을 확인 하였다. 이러한 현상의 발생 원인에 대해 여러 관점에 서 고찰해 본 결과, 수렴성 발생의 주된 원인은 플래넘과 관로의 경계점 (Fig. 2.3의 1번 지점)에서의 유량 변화에서 찾을 수 있었다. 수렴성이 가장 크게 나타나는 $L_2 = 11m$ 일 때의 해당 지점에서의 유량 변화를 살 펴보면 Fig 3.9와 같다. 시간에 대한 해당 지점에서의 유량 변화에는 두 가지 파형이 중첩되어 있음을 확인 할 수 있었다. 이 두 가지 파형의 구 성 성분을 살펴보면 다음과 같다. 우선 부드럽게 변화하는 시스템 특성 에 기인한 유량 변화가 존재함을 확인 하였고, 추가적으로 어쿠스틱 모 델 적용으로 나타나는 압력파의 관로 왕복 운동에 기인한 스텝 형태의 유량 변화가 존재함을 확인 할 수 있었다. $L_2 = 11m$ 일 때 해당 지점에서 이 두 파형의 중첩 형태를 살펴보면, 두 파형이 서로 상쇄되는 형태로 중첩 되어있음을 확인 할 수 있다. 이로 인해 해당 지점에서의 유량변화 에 수렴성이 부여되어 전체 시스템의 거동 또한 수렴하는 특성을 보이게 됨을 알 수 있다. 이와는 반대로 $L_2 = 22m$ 의 경우에는 Fig. 3.10 과 같 이 해당 지점에서 두 파형이 서로 더해지는 형태로 중첩 되어있음을 확 인 할 수 있었고, 이로 인해 유량 변화가 증가한 상태로 중립 섭동 형태 를 유지함을 확인 할 수 있었다. 따라서 $L_2=22m$ 인 경우에는 1번 지점 의 유량 변화가 수렴하지 못하고 기존의 중립 섭동 특성을 유지하게 되 었고, P_P 의 변화도 기존의 중립 섭동 특성을 유지하게 되었다. $L_2 = 33m$ 일 때의 m_{2_1} 의 변화는 Fig. 3.11과 같고 수렴성의 발생 원인은 $L_2 = 11m$ 일 때와 같다. $L_2 = 44m$ 일 때의 $\dot{m}2_1$ 변화는 Fig. 3.12와 같고 거동 변화 의 원인은 $L_2 = 22m$ 일 때와 같다.

3.3 주파수 변화 분석

앞서 언급한 Fig. 2.3의 1번 지점에서의 유량 변화를 보다 자세히 관찰해 보기 위해 해당 지점의 유량 변화에 FFT 기법을 적용하여 주파 수 분석을 진행 하였다. 이를 통해 L2변화에 따른 시스템 특성에 의한 주파수 변화와 어쿠스틱 특성에 의한 주파수 변화에 대해 관찰해 보았 다. FFT 기법 적용을 통한 결과는 Fig. 3.13 과 같다. 시스템 주파수는 7~7.72 Hz 부근에서 형성됨을 확인 할 수 있고, 어쿠스틱 주파수는 L_2 가 증가할수록 저주파 구간으로 변화해 감을 확인할 수 있었다. 럼프드 모델과 럼프드 모델에 어쿠스틱 모델이 추가로 고려된 모델의 L_2 변화 에 따른 시스템 주파수 변화를 비교해 본 결과, L₂가 증가하여도 시스템 주파수는 두 모델 모두 7Hz 부근에서 크게 변화하지 않았다.(Fig. 3.14) 이를 통해 L₂의 길이는 시스템의 주파수변화에 미치는 영향이 크지 않 음을 알 수 있었다. 이에 반해 어쿠스틱 주파수는 $a/4L_2$ 의 형태로 L_2 변 화에 민감하게 변화함을 확인 할 수 있었다. 시스템 주파수를 초기 주파 수인 7.72Hz로 가정하고 시스템 주파수와 어쿠스틱 주파수가 같아지는 L₂ 길이를 찾기 위해 Fig. 3.15와 같이 L₂길이변화에 따른 시스템 주파 수의 변화와 어쿠스틱 주파수의 변화를 함께 나타내 보았다. 그 결과 L₂=11m 일 때 두 주파수는 같게 되며, 이때 두 변화의 부호가 서로 반 대임을 확인 할 수 있었다. 이로 인해 $L_2 = 11m$ 일 때 가장 강한 수렴 성 을 보이게 됨을 알 수 있었다.

3.4 압축 시스템 안정성 변화

L2길이 변화에 따른 Pp 변화의 양상을 보다 자세히 관찰해 보기위해 L₂ 길이 변화의 단위를 5.5m로 설정하여 추가적인 계산을 진행 하였다. L2 변화에 따른 Pp 변화 양상의 직관적인 수렴성 변화 파악을 위해 Pp 의 피크(Peak) 점들을 추출하여 시간에 대해 Fig. 3.16 과 같이 나타내었 다. L_2 변화에 따른 P_P 의 변화를 수렴 계수(Damping coefficient, σ)로 나 타내기 위해 Pp의 각 피크 점들을 첫 번째 피크 점으로 무차원화 하고 이를 로그 스케일로 변환 하였다. 또한 길이의 변화를 시스템 주파수와 어쿠스틱 주파수가 일치하는 길이인 $L_2 = 11m$ 로 무차원화 하였다. 이러 한 변환을 거친 결과는 Fig. 3.17 과 같다. Fig. 3.17에서 보여 지는 바와 같이 각 길이 별로 대표성을 갖는 σ를 정의 할 수 없었다. 따라서 각 길 이 별로 1차 피팅 식을 적용하였고, 피팅 식에 사용된 점들의 개수를 변 경해 가며 σ를 계산해 보았다. 무 차원 길이와 피팅 식에 사용된 점들의 개수 변화에 따른 수렴 계수의 변화 형태는 Fig. 3.18 과 같다. 관찰 결 과 무 차원 길이가 변화함에 따라 수렴 계수는 변화 하였고, 특히 무 차 원 길이 1과 3일 때 가장 큰 수렴 성을 나타냄을 확인 할 수 있었다. 또 한 피팅식에 사용된 점의 개수가 2개 일 때를 제외하고는 수렴계수의 변 화가 모두 비슷한 양상을 보임을 알 수 있었다.

3.5 서지 유량 점의 변화

L₂길이 변화에 따라 얻어지는 추가적인 안정성에 근거하여, L₂의 길 이 변화에 따라 서지 유량점도 변화 할 수 있음을 예상 할 수 있었다. 이에 근거하여 Fig. 3.19와 같이 L₂변화에 따른 서지 유량 점의 변화를 관찰해 보았다. 또한, Fig 3.20에서 확인 할 수 있는 바와 같이 안정성에 변화가 없던 무 차원 길이 2와 4 일 때는 럼프드 모델과 럼프드 모델에 어쿠스틱 모델이 추가된 모델이 예측 하는 서지 유량 점이 근사함을 확 인 할 수 있었다. 어쿠스틱 모델 적용으로 추가적인 안정성이 확보 되었 던 무 차원 길이 1과 3일 때는 럼프드 모델이 예측하는 서지 유량 점 대 비 0.68% 와 0.57% 감소된 유량에서 럼프드 모델에 어쿠스틱 모델이 추 가된 모델이 예측하는 서지 유량점이 결정됨을 확인 할 수 있었다.



Fig. 3.1 Plenum pressure variation with $L_2 = 44m$



Fig. 3.2 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 44m$



Fig. 3.3 Plenum pressure variation with $L_2 = 11m$



Fig. 3.4 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 11m$



Fig. 3.5 Plenum pressure variation with $L_2 = 22m$



Fig. 3.6 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 22m$



Fig. 3.7 Plenum pressure variation with $L_2 = 33m$



Fig. 3.8 Operating point oscillation on performance curve with $L_2 = 33m$



Fig. 3.9 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 11m$



Fig. 3.10 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 22m$

- 23 -



Fig. 3.11 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 33m$



Fig. 3.12 $\dot{m}2_1$ with $L_2 = 44m$

- 24 -



Fig. 3.13 FFT of $\dot{m}2_1$ with L_2 variatoin



Fig. 3.14 System frequency variation with L_2

- 25 -



Fig. 3.15 Resonance length of L_2



Fig. 3.16 Plenum peak pressure variation with L_2



Fig. 3.17 $\ln(\widetilde{P}_{P})$ variation with \widetilde{L}_{2}

- 27 -



Fig. 3.18 Damping coefficient variation with $\widetilde{{\it L}}_2$



Fig. 3.19 Surge point variation with L_2 on performance curve



Fig. 3.20 Surge point variation with \widetilde{L}_2

- 29 -

제 4 장 플래넘 전단 관로 길이(L1) 변화 계산 결과

4.1 플래넘 압력(P_P) 변화

Table 2.1의 초기 조건을 기준으로 나머지 조건은 모두 동일한 상태 에서 L_1 길이 변화에 따른 플래넘 압력(P_p)의 변화를 관찰해 보았다. L_1 길이 변화에 따른 P_p 의 변화는 Fig. 4.1 과 같다. L_1 길이가 초기 길이 이상이면 중립 발산하던 P_p 의 거동은 길이의 추가적인 증가에 무관하게 수렴 성을 유지함을 확인 할 수 있었다. 또한 L_1 길이 변화에 대한 럼프 드 모델의 거동(Fig. 4.2)과 비교해본 결과, 어쿠스틱 모델이 고려되면 P_p 의 거동에 고 주파의 섭동이 추가됨을 확인 할 수 있었다.

4.2 주파수 변화 분석

어쿠스틱 모델의 고려로 인해 P_P 변화에 추가된 고주파 성분이 어떠 한 형태로 작용하는지에 대한 고찰을 위해 P_P 변화를 FFT 기법을 통해 주파수 분석을 진행하였다. Fig. 4.3에서 확인 할 수 있는 바와 같이 P_P 의 섭동에는 시스템 주파수 와 어쿠스틱 주파수가 존재함을 확인 할 수 있었다. L_1 길이 변화에 대한 두 주파수의 변화를 살펴 본 결과, 시스템 주파수는 Helmholtz frequency 와 선형적이 비례 관계가 있음을 확인 할 수 있었고(Fig. 4.4), 어쿠스틱 주파수의 경우 $a/2L_1$ 의 형태로 변화함 을 확인 할 수 있었다. 두 주파수가 일치하는 길이를 찾아보기 위해 길 이 변화에 대한 두 주파수의 변화를 Fig. 4.5 와 같이 도시해 보았다. 그 래프에서 확인 할 수 있는 바와 같이 두 주파수를 일치하게 하는 L_1 의 길이는 존재 하지 않음을 확인 할 수 있었다.

- 30 -

4.3 서지 유량 점의 변화

L₁길이 변화에 따라 달라지는 수렴 특성에 근거하여 Fig. 4.6과 같이 해당 길이에서 예측되는 서지 유량 점의 변화를 관찰해 보았다. 또한 이 를 럼프드 모델이 예측하는 서지 유량 점과 비교해 보았다. 비교 결과 어쿠스틱 모델이 추가로 고려된 모델이 예측하는 서지 유량점이 럼프드 모델이 예측하는 서지 유량 점 보다 고 유량 점에서 발생함을 확인 할 수 있었다. 이 원인은 어쿠스틱 모델의 고려로 인해 압력 변화에 부여되 는 고 주파의 섭동 성분이 시스템의 거동에 추가적인 유동 불안정성을 부여함에 있다고 보여 진다. 이 부분에 대해서는 향후 추가 적인 고찰이 필요하다.

4.4 Deep Surge 조건일 때의 거동

압축 시스템을 Deep Surge 현상에 노출 시켰을 때 시스템의 거동을 관찰해 보았다. 이 조건에서 시스템 특성과 어쿠스틱 특성을 가장 잘 표 현하는 부분은 L_1 과 플래넘의 경계점이었고, 그 특성을 가장 잘 나타내 는 변수는 해당 부분에서의 유량 변화였다. 그 결과를 Fig. 4.7과 같이 나태 내었다. 이때 L_1 의 길이 변화는 $0.1m \sim 16.5m$ 에 대해 수행 하였 다. Deep Surge 현상에 노출 되었을 때에도 유량 변화에 시스템 주파수 와 어쿠스틱 주파수가 함께 존재함을 확인 할 수 있었다. 그래프에서 관 찰 할 수 있는 바와 같이 L_1 길이가 증가함에 따라서 시스템 주파수와 어쿠스틱 주파수 모두 감소함을 확인 할 수 있었다.



Fig. 4.1 P_P with L_1 (Lumped + Acoustic)



Fig. 4.2 P_P with L_1 (Lumped)

- 32 -



Fig. 4.3 FFT of P_P



Fig. 4.4 System frequency with Helmholtz frequency



Fig. 4.5 System frequency and acoustic frequency with L_1



Fig. 4.6 Surge point with L_1

- 34 -



Fig. 4.7 $\dot{m}1_{N+1}$ with L_1

제 5 장 결론

1차원 압축 시스템 모델에 관로 유동 모델을 적용하여 그에 따른 압 축 시스템의 안정성 변화에 대한 연구를 수행하였다. *L*₁(플래넘 전단 관 로) 및 *L*₂(플래넘 후단 관로)의 길이를 변화 시켜가며, 압축 시스템의 안 정성 변화를 플래넘의 압력 변화 양상을 근거로 관찰 하였다.*L*₁ 및 *L*₂의 길이가 매우 짧을 때는 어쿠스틱 모델을 고려했을 때와 그렇지 않았을 때 관찰 되는 거동이 유사하였다. 하지만 *L*₁ 및 *L*₂의 길이를 변화시켜 가며 관찰해 본 결과 관로의 길이 변화에 따라 시스템의 안정성이 변화 하는 경향성을 확인 할 수 있었다.

L₂의 변화에 따른 시스템 안정성의 변화를 관찰해 본 결과, 시스템 특 성에 의한 유량과 압력의 변화 주파수가 어쿠스틱 효과에 의한 유량과 압력 변화 주파수와 일치하는 길이 $L_2 = 11m$ 일 때 시스템의 안정성이 가장 크게 확보됨을 확인 할 수 있었다. 이러한 현상 발생의 주 원인은 플래넘과 관로의 접점에서의 유량 변화에서 확인 할 수 있었다. 해당 지 점에서의 유량변화는 시스템 특성에 의한 유량 변화와 어쿠스틱 특성에 의한 유량 변화가 중첩되어 나타났다. 유량 변화에 대한 두 주파수의 중 첩 형태가 서로 상쇄되는 형태이면, 유량 변화에 수렴성이 부여되어 안 정성 판별 기준인 플래넘에서의 압력 변화도 수렴하게 됨을 알 수 있었 다. 두 주파수가 서로 상쇄되는 형태로 중첩되는 L_2 의 길이는 $L_2 = 11m$ 일때와 $L_2 = 33m$ 일때 임을 확인 하였다. 이와는 반대로 두 주파수가 서 로 더해지는 형태로 중첩되는 L_2 의 길이는 $L_2 = 22m$ 와 $L_2 = 44m$ 일 때 임을 확인 하였다. 이때에는 해당 지점의 유량 변화 및 플래넘 압력의 변화가 중립 섭동 양상을 유지하였다. L2 변화에 대한 시스템의 안정성 변화를 수렴계수의 변화 형태로 고찰 해보았고, L2의 길이를 시스템 주 파수와 어쿠스틱 주파수가 일치하는 길이인 11m로 무 차원 화 하였다.

- 36 -

그 결과 무 차원 길이 1일 때와 3일 때 가장 큰 수렴 계수를 가짐을 확 인 하였다. L_2 변화에 따른 수렴 계수의 변화에 근거하여, 무차원 길이 2와 4일 때를 제외한 나머지 점들에서는 어쿠스틱 모델이 럼프드 모델에 추가로 고려된 모델이 예측하는 서지 유량점이 럼프드 모델만으로 예측 하는 서지 유량 점 보다 더 저유량 점에서 발생함을 가정할 수 있었다. 이러한 가정에 근거하여 럼프드 모델이 예측하는 서지 유량점과 럼프드 모델에 어쿠스틱 모델이 추가로 고려된 압축 시스템 모델이 예측하는 서 지 유량점을 비교해 본 결과, 예상대로 어쿠스틱 모델이 추가로 고려된 압축 시스템 모델이 예측하는 서지 유량점이 더 저 유량점에서 발생됨을 확인 할 수 있었다. 이를 통해 L_2 는 시스템의 안정성에 영향을 미치는 인자로 고려 할 수 있음을 확인하였다. 본 연구를 통해 L_2 를 압축 시스 템의 안정성을 판별하는 인자로서 사용 할 수 있는 가능성과 더 나아가 압축 시스템의 안정성을 조절하는 인자로서 사용 할 수 있는 가능성을 확인 하였다.

또한 L_1 길이 변화에 대한 압축 시스템의 안정성 변화를 관찰해 본 결 과, 초기 길이 이상의 길이 일 때는 추가적인 길이 증가에 무관하게 플 래넘 압력 변화가 수렴 성을 보임을 확인 할 수 있었다. 또한 L_1 길이 변 화에 대해서는 시스템 주파수와 어쿠스틱 주파수가 같아지는 현상은 존 재 하지 않음을 확인 하였다. L_1 길이 변화에 따른 어쿠스틱 모델이 고 려된 압축 시스템 모델과 그렇지 않은 모델이 예측하는 서지 유량 점을 비교해 본 결과, 어쿠스틱 모델이 고려되었을 때 보다 고 유량 점에서 서지 유량 점이 발생함을 확인 할 수 있었다. 마지막으로, Deep Surge 현상에 압축 시스템 모델을 노출 시켰을 때는 L_1 길이 변화에 따라 시 스템 주파수 와 어쿠스틱 주파수 모두 감소함을 확인 할 수 있었다.

- 37 -

참고 문헌

Greitzer, E. M., 1976, " surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part 1 : Theoretical Compressor Model", Trans. ASME A: J. Engng Power 98, pp.190-198

Hansen K.E et al, (1981). Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor. ASME J. Fluids Engineering, 103, 391-395

Helvoirt, J. van and Jager, A.G de(2007). Dynamic model including piping acoustics of a centrifugal compression system. Journal of Sound and Vibration, 302(1-2), 361-368

Se young Yoon, 2011, "An Enhanced Greitzer Compressor Model with Pipeline Dynamics Included", IEEE, American Control Conference, pp.4731-4736

Krus, P., WEDDFELT, K., and PALMBERG, J.(1994), Fast pipeline models for simulation of hydraulic systems. ASME J. Dynamic Systems, Measurements, and Control, 116, 132-136

MOORE, F. K. and GREITZER, E. M. (1986). A theory of post stall transient in axial compression systems : Part I - Development of equations. ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power, 108, 68-76.

Eddie Y.K.Ng and N.Y. Liu (2007). Compressor instability with Integral Methods. Springer Berlin Heidelberg, New York.

E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter(1993). Fluid Transients in Systems. Prentice Hall. Upper Saddle River

The effect of pipeline dynamics on the stability of compression system

Seoul National University

School of Mechanical and Aerospace Engineering Sangmin Yi

Abstract

To model a compression system with more integrity, pipeline dynamic model is applied to the compression system model. To combine the pipeline dynamic model and the compression system model, appropriate boundary conditions are selected on each end of connecting pipe with a compressor, plenum and a throttle valve. Simulation results illustrate the effect of the pipeline dynamic model on the stability of the compression system. The stability of the compression system has been investigated with the variation of the plenum pressure. If the plenum pressure diverges, the compression system is regarded as an unstable condition. If not, the compression system is in a stable condition. With respect to the variation of pipeline length, the stability of the compression system has been investigated.

With specific length of L_2 , the system could have extra stability. To find the reason of the extra stability, thorough parameter study has been accomplished for the compression system. The reason which explains the

- 39 -

extra stability can be described by the variation of mass flow rate at the junction of plenum and L_2 . The oscillation of mass flow rate at the junction consists of two different components. One is from the system characteristic and the other is from acoustic characteristic. For the mass flow rate at the junction is produced by the superposition of flow rate from system characteristic and the one from acoustic characteristic. These two flow rates are superimposed to countervail or to add each other. With the countervailing interaction, the mass flow rate converges. The stability of the whole compression system also has a tendency of convergence. If not, it diverges and has a tendency of divergence. Consequently, the mass flow rate is remained in a motion of neutral oscillation. Also, the stability of the whole compression system is remained in a motion of neutral oscillation. Based on the extra stability, the surge point can be moved to the low mass flow rate range. As a result, the pipe length of L_2 can be used as a stability parameter when the pipeline dynamic model is applied to the compression system model.

With a variation of length of L_1 , the surge point predicted by the lumped model with acoustic model is located on the higher mass flow rate range compared with the one predicted by the lumped model.

When the compression system is under deep surge condition, the increase of L_1 reduces the system frequency and the acoustic frequency, simultaneously.

Keywords : Pipeline dynamic model, Compression system model, Stability, Surge

Student Number : 2012-23180

- 40 -