

전문가시스템을 사용한 압축기시스템의 설계 알고리즘의 개발

Development of Design Algorithm for Compressor System Using Expert System

성 기룡 (기계과)

Ki R. Sung (Dept. of Mechanical Engineering)

Key Words: Compressor System(압축기시스템), Valve Design(밸브설계), Gas Manifold Design(가스매니폴드 설계), Acoustic Characteristic(음향특성), Sensitivity Analysis(민감도 해석), Expert System(전문가시스템)

ABSTRACT: The purpose of this study is to develop a design algorithm using rule-based expert system for design of integrated compressor system. Various analysis to calculate the thermodynamic efficiency, the performances of the valve systems and the acoustic characteristics of the gas manifold are integrated in one system with necessary design rules for basic design of compressors. Expert system rule bases are used to identify design problems existing in the model and to suggest directions to improve them. A case study illustrates how a typical design work can be done utilizing analysis/simulation features and design features of the system. The system can handle both rotary piston type compressors and reciprocating piston type compressors.

1. 서론

압축기시스템은 밸브시스템과 가스매니폴드시스템으로 분류되는데 이러한 시스템들을 해석하고 설계하기 위한 많은 방법들이 제시되었다. Soedel^(1, 2, 3)은 열역학, 유체유동이나 신뢰도 등과 같은 관점에서 연구한 것을 바탕으로 압축기에 관한 일반적인 설계과정이나 설계에 관계된 해석을 보여주었다. Dixon⁽¹⁰⁾은 기계공학자의 관점에서 인공지능을 응용하여 설계문제를 어떻게 해결하는가를 보여주었다. 그는 설계의 각 부분을 분해와 재분해, 시방과 재시방 그리고 설계와 재설계 등으로 분리하였다. 분해과정에서는 하위문제의 크기나 복잡성을 더 이상의 분해과정 없이 지능적으로 제어할 수 있을 때까지 반복적으로 행하였다. 재설계 과정에서는 해석 결과들을 설계에서의 변화를 학습형으로 만들기 위하여 사용하였다. Allen⁽⁶⁾은 전문가 시스템의 개발을 위한 여러 제안들을 하였다. 그의 제안들은 다음과 같다: 1) 문제의 전문영역을 정의한다 2) 정의된 영역을 확인한다 3) 가능한 한 높은 수준의 컴퓨터 언어를 사용한다 4) 해결할 문제가 어떤 형태의 문제인가를 분류한다. Mayor and Lu⁽⁵⁾ 등은 한 전문가 시스템에 여러 가지의 지식들을 통합함으로써 설계과정 중 다른 설계자들에 의해 제공되는 여러 가지 지식들 사이에 일어날 수 있는 문제점들을 해결하는 시스템의 개발을 시도하였다. Arora and Baenziger⁽¹¹⁾ 등은 최적설계 문제에서 설계자에게 도움을 줄 수 있는 전문가 시스템을 개발하였다. 그들은 반복과정 중에 얻어진 지식을 바탕으로 다음 반복에서의 시작점을 향상시킴으로써 최적설계시 반복과정을 크게 줄일 수 있는 수식알고리즘을 향상시키기 위하여 학습형 방법(heuristic method)을 사용하였다. Gatley⁽¹²⁾는 파동이론을 사용한 설계방법을 제안하였고 냉동시스템에서의 음향특성을 실험적으로 증명하였다. D. T. Soedel and W. Soedel⁽¹³⁾은 단순화시킨 설계식으로 2개의 작은 확장방을 갖는 머플러의 설계를 제안하였다. 그 외에도 최적화에 의한 방법과⁽¹⁴⁾, 유한요소법, 경계요소법 등을 적용한 방법들도 제시되었다.

압축기 설계를 위한 여러 가지 해석/모사기술이 발전하여 왔음에도 불구하고 압축기 설계를 하는데 필요한 많은 해석 시스템들이 충분히 만족스럽지 못한 것도 사실이다. 여기에는 기본적으로 두 가지 이유가 있다. 첫 번째는 설계문제는 해석/모사 문제만으로는 해결할 수 없는 다른 특성이 있다. 즉 설계는 일반적으로 직관적인 판단과 경험과 해석능력에 기초한 결정 등의 혼합으로 구성된 창조적인 과정이기 때문이다. 두 번째는 통합적인 해석/설계시스템의 부족이다. 일반적으로 각 부분들에 대한 해석/설계시스템은 있으나 이들을 하나의 해석/설계시스템으로 발전시킬 때 각 부분들의 결과에 대한 해석 및 설계시 나타나는 상호 모순되는 문제점들이나 이들을 하나의 시스템으로 발전시키는데 따른 인터페이스의 불편함과 같은 문제점들 때문이다.

이 논문의 목적은 전문가 시스템을 개발하여 압축기 전체 설계를 위한 응용 시스템의 알고리즘을 개발하는데 있다. 전문가시스템은 해석/모사뿐만 아니라 설계에 필요한 판단, 결정 등을 프로그래밍하여 밸브나 가스매니폴드 등과 같은 압축기의 각 부분들을 부시스템으로 개발하여 설계를 독립적으로 할 수 있고 이들 부분에 대한 데이터파일을 주데이터파일에 연결하여 서로 필요한 정보를 공유함으로써 각부분의 설계를 연속적으로 연결하여 전체 압축기시스템의 설계도 할 수 있도록 개발되었다. 전체시스템은 압축기의 해석과 모사부분, 설계부분으로 구성되어 있다. 해석과 모사부분은 압축기의 밸브해석, 압축기의 효율을 포함한 성능해석, 그리고 가스매니폴드 해석 등을 포함하고 있고 설계부분은 압축기 밸브 설계와 가스매니폴드 설계를 포함하고 있다. 특히 설계부분은 기존의 압축기 설계에 대한 문제점들을 진단하고 진단에 따른 처방이나 제안을 추천하는 규칙베이스를 사용한 전문가 시스템을 포함하고 있다. 또 정량적인 지침을 제공하기 위하여 민감도 해석을 시스템에 추가하였다.

2. 전문가시스템의 개요

전문가시스템은 인공지능의 한 분야로서 어떤 분야에서 전문가가 소유하고 있는 경험, 지식 또는 판단능력 등을 수집하여 지식화하고 추론기관(inference engine)에 의하여 문제를 해결할 수 있는 컴퓨터 프로그램으로서 비전문가도 쉽게 문제를 해결할 수 있도록 도와주는 시스템이다. 전문가시스템은 지식베이스(knowledge base), 추론기관(inference engine), 지식습득(knowledge acquisition), 작업메모리(working memory), 사용자 인터페이스(user interface), 설명장치(explanation facility)등으로 구성되어있다. Fig. 1은 전문가시스템의 구조를 보여준다. 이 시스템은 특정한 문제에 대해 입/출력 장치와 지식습득부분에 있는 정보를 이용하여 새로운 정보를 유추하기 위해 추론기관을 사용한 지식 베이스내의 사실과 규칙에 의해 실행되고 여기서 얻어진 결론은 새로운 결론을 얻기 위하여 작업메모리 및 지식베이스에 저장되어 되고 저장된 정보들을 이용하여 추론기관을 통한 규칙에 의하여 최종 결론이나 만족할 만한 수준의 결론을 얻을 때까지 반복된다^(7, 8, 9). Fig. 1에서 보는 것처럼 지식베이스는 위의 과정을 통해 지식의 획득과 표현을 위한 것이고 사실부분과 규칙부분을 포함하고 있다. 사실부분은 규칙에 포함된 처리를 위한 기초로 사용한다. 규칙 부분은 IF - THEN 구문의 형태로 표현한다. 즉

IF "전제(premise)", THEN "결론(conclusion)"

규칙 의 전제 또는 IF 부분은 많은 조건들로 구성할 수 있고 그리고 결론 또는 THEN 부분은 여러 가지 처리를 표현할 수 있다. 규칙 에 대한 판단은 IF 부분과 시스템에 주어진 설명에 대한 사실을 비교하여 할 수 있고 또는 다른 THEN 부분에 있는 중간결론에 의해서 할 수도 있다. IF 부분의 내용이 시스템에 주어진 사실과 일치하면 시스템은 THEN 부분에 있는 결론 내용을 실행하게된다. 추론기관은 설계 중에 나타나는 시스템의 판단과정과 시스템에 의해 나타

나는 설계상태를 관찰하여 전문가가 설계의 문제점을 해결하는 방법을 제시하는 것처럼 문제점에 대한 진단과 해결책을 제시한다. 또한 사용자를 위하여 진단과정 및 문제해결을 위한 결론 및 그 이유를 설명장치를 통해 보여준다. 지식습득은 해결을 원하는 문제에 대한 지식을 얼마나 이해하고 있는가 또는 전문가시스템에 얼마나 정확하고 완전하게 그리고 일관성 있게 제공할 수 있는가 하는 문제로 매우 어렵고 논쟁이 여지가 있는 부분이다. 여기서는 밸브해석의 결과로부터 추출한 데이터 파일의 형태와 사용자에게 의하여 제공된 형태로 전문가시스템에 제공된다. 작업메모리는 지식베이스내의 규칙에 의해 얻어진 새로운 정보나 중간결론 등과 같은 새로운 사실들을 포함한다. 이러한 사실들은 프로그램이 끝날 때까지 작업메모리에 포함되고 최종적으로 지식베이스에 저장된다⁽¹⁵⁾.

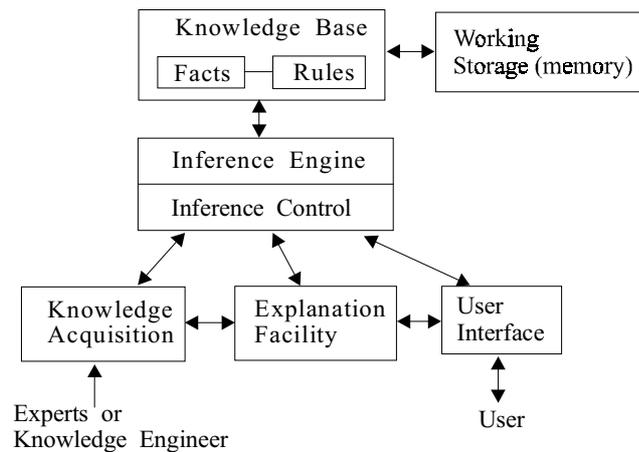


Fig. 1 Architecture of an expert system

3. 압축기 시스템의 개요

Fig. 2는 전문가 시스템을 이용한 압축기 설계시스템의 전체 구성을 보여준다. 여기에서 압축기 시스템은 압축기 밸브의 해석과 설계, 압축기 성능을 위한 모사, 그리고 압축기 가스매니폴드의 해석과 설계 등 세 가지 부시스템으로 구성된다. 설계부분의 개발은 전문가 시스템을 사용하였고 전문가 시스템은 규칙베이스(rule base) 프로그램을 사용하여 개발하였다. 일반적으로 전문가시스템은 특정적이고 한정적으로 정의된 문제를 다룰 때 유리하다. 그러므로 압축기 시스템의 설계에 전문가시스템을 적용하는 경우에도 밸브부분과 가스매니폴드부분에 각각 전문가시스템을 적용한다. 밸브설계의 경우에 전문가시스템은 해석/모사 방법 외에 경험적 지식과 밀접한 발견적이고 편집된 지식을 통한 전문가의 결론과 판단을 취하여 그들로부터 추출한 해법을 도구화한다. 가스매니폴드 설계의 경우에는 밸브의 동해석 결과를 이용하여 가스의 맥동을 나타내는 주파수, 압력 및 유량 등을 분석하여 실린더 헤드공동의 크기, 파이프의 길이와 단면적과 같은 매니폴드의 제원들을 결정해주는 해법을 제공해준다. 그 외 부분들은 Fortran과 C 언어를 사용하여 개발하였다. 이들 부시스템들은 Master data 파일을 통해 서로 필요한 정보를 공유할 수 있고 공유한 정보를 이용함으로써 전체적인 압축기 시스템을 설계할 수 있다. Fig. 3은 압축기 시스템의 기본적인 구성을 보여준다. 이 그림내의 Utilities 부분에서는 압축기 밸브에 대한 해석과 설계, 가스매니폴드의 해석과 설계, 압축기의 성능을 포함한 여러 가지 모사 등을 할 수 있고 Diagrams 부분에서는 해석결과들을 여러 가지 형태의 그림으로 나타내어 압축기 설계를 효율적으로 수행할 수 있도록 구성되어 있는 것을 볼 수 있다.

일반적으로 설계과정은 다음과 같이 여러 가지 연속적 과정에 의해 특징지을 수 있다: 1) 초기 모델의 확립 2) 초기 모델의 해석과 모사 3) 해석과 모사결과의 평가 4) 평가에 따른 초기 모델의 수정과 재설계. 설계과정 3)과 4) 는 전문가 시스템을 구성한 규칙베이스 프로그램에 의해 수행된다.

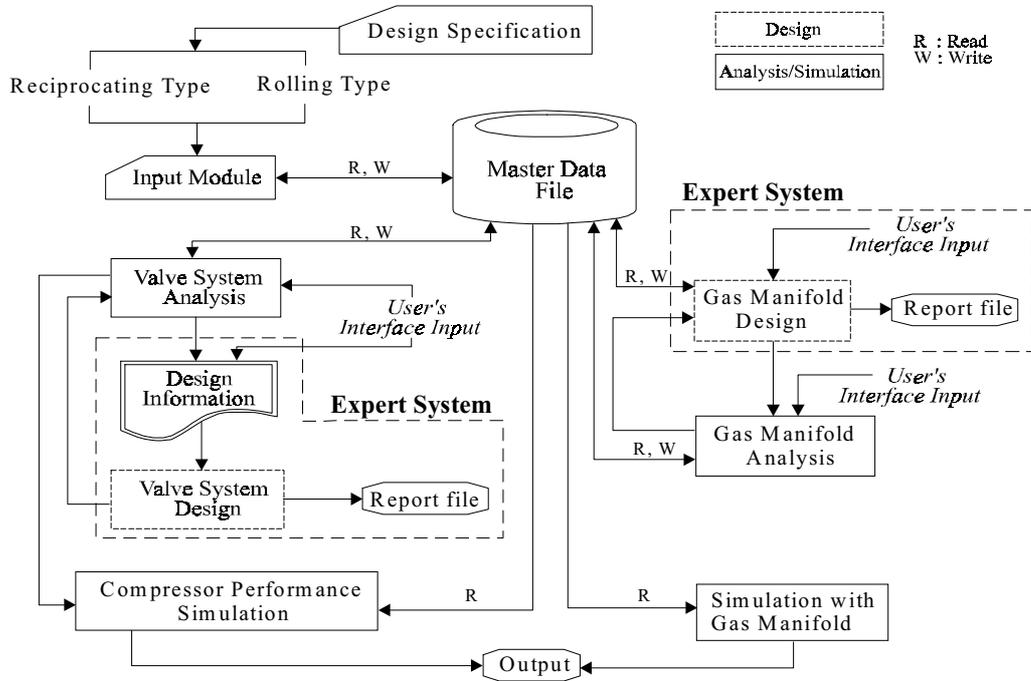


Fig. 2 Overall configuration of compressor system

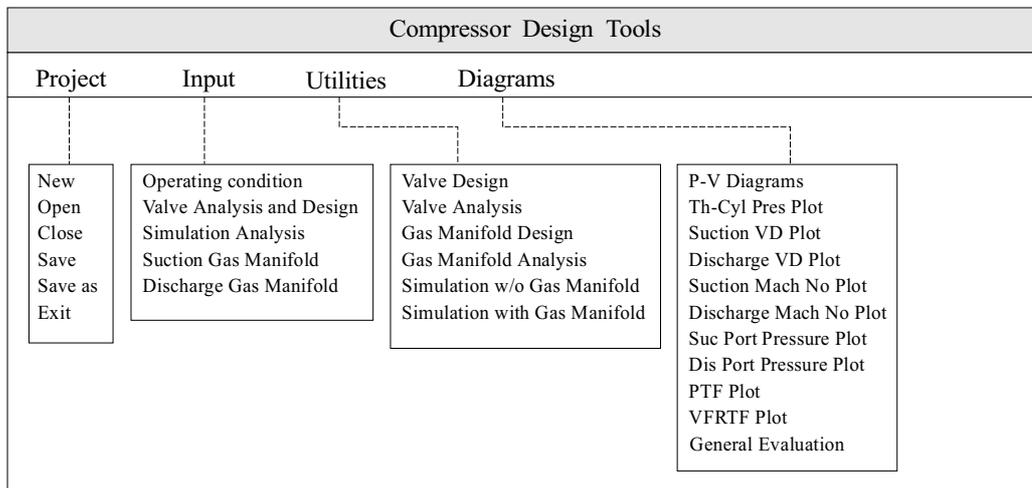


Fig. 3 Typical screen of the system

3.1. 밸브의 해석과 설계

이 부분은 밸브의 해석과 밸브의 성능평가/재설계라는 두 가지 단계로 되어있다. 밸브 설계의 기본적인 과정은 다음과 같은 단계들로 구성되어 진다:

- 1) 이상적인 P-V 선도에 기초한 밸브 포트들의 대략적인 크기 결정.
- 2) 밸브 리드의 초기 설계 결정. 기존 설계는 단계 1) 과 2) 대신에 사용할 수 있다.
- 3) 효율성과 신뢰도를 통하여 설계의 성능을 해석한다.
- 4) 단계 3) 에서의 결과에 기초하여 현재 설계를 평가한다.
- 5) 평가결과가 만족스러우면 수용하고 그렇지 않으면 단계 4) 에서 진단된 문제들을 해결하기 위해서 설계를 수정한다.

본 연구에서 개발한 시스템에서는 전문가 시스템을 사용하여 단계 4)와 5)를 수행하는 과정에서 밸브해석 프로그램에 해당하는 단계 1), 2), 3) 을 수행하게 된다.

밸브의 해석은 다수의 원형모델에 대해서 이루어지고 그들의 성능은 성능이 높은 순서로 기록된다. 이들 성능을 나타내는 기준들은 유동의 마하 수, 밸브의 개폐시간, 두 가지 형태의 밸브의 굽힘응력(inflexion stress and bending stress) 그리고 밸브가 밸브제지기에 접촉할 때의 충격 속도 등과 같이 이들 5 가지 기준에 의하여 성능을 평가할 수 있다.

이들 설계요구조건에 따라 5 가지의 설계기준을 정의하고 또한 이들을 압축기와 밸브의 성능을 나타내는 성능함수로 사용한다. 성능함수는 압축기의 작동조건과 밸브의 설계변수들에 의해 구할 수 있다. 여기서 고려해야할 설계변수로는 밸브 포트 크기, 밸브 길이, 밸브 폭 그리고 밸브 두께 등이다. 전문가시스템사용시의 편리를 위하여 이들을 무차원형태로 변환했고 이들의 정의는 다음과 같다.

$$\sigma_{b,n} = \frac{\sigma_b}{\sigma_{b,allowable}} < 1 \quad (1)$$

$$\sigma_{i,n} = \frac{\sigma_i}{\sigma_{i,allowable}} < 1 \quad (2)$$

$$M_n = \frac{M}{M_{recommended}} < 1 \quad (3)$$

$$t_{c,n} = \frac{t_c}{t_{c,recommended}} < 1 \quad (4)$$

$$v_{imp,n} = \frac{v_{imp}}{v_{imp,recommended}} < 1 \quad (5)$$

이들 기준들은 압축기의 효율과 밸브의 굽힘응력에 대한 신뢰도, 밸브의 개폐에 의한 압축기의 소음 등과 관련이 있다. 이 기준들의 값은 상대 값들로서 수치가 1 보다 크면 설계기준을 초과한 것이고 1 보다 작으면 설계기준을 만족한다. 식 (1) 에서 굽힘응력은 밸브의 형상이 복잡한 경우에는 유한요소법이나 Rayleigh-Ritz 법에 의해 구할 수 있고 간단한 경우는 다음과 같이 구할 수 있다

$$\sigma_b = \frac{M_b}{Z} \quad (6)$$

식 (2)에서

$$\sigma_i = \frac{3}{8}(3 + \nu) r^2 \frac{\Delta P}{t^2} \quad (7)$$

여기서 M_b 는 밸브력에 의한 모멘트, Z 는 밸브리드의 단면계수, r 은 포트반경이고 v 는 푸아송 비이다. 또한 허용응력은 예상수명을 평가하기 위하여 피로파손이론을 사용한다. 식 (3)에서 마하 수 M 은 다음과 같다.

$$M = \frac{v}{c} \quad (8)$$

또한 추천 마하 수는 과도한 효율의 손실을 방지하기 위해 0.2 이하가 되도록 한다. 식 (4)의 조건은 밸브폐쇄시간을 제한하기 위한 것이다. 밸브폐쇄시간은 밸브 동역학의 함수로서 폐쇄운동이 단일모드운동으로 간주될 때 다음과 같은 형태로 표현한다.

$$t_c = \frac{\pi}{2 \omega_n} \quad (9)$$

여기서 ω_n 은 밸브의 고유진동수이다. 본 연구에서 밸브 폐쇄시간은 이상 P-V 에서 얻어진 밸브의 개방된 시간과 비교한다. 식 (5)에서 밸브 충격속도는 밸브의 고유진동수와 밸브의 굽힘거리의 함수이다.

$$v_{imp} = \omega_n \delta \quad (10)$$

이들 값들은 밸브의 해석과 설계에 대한 자료로 쓰이고 성능을 나타내는 이들 각각의 값들을 합한 전체 점수가 차례로 기록된다. 위와 같은 방법으로 결과가 얻어지면 그 중 한 개의 원형 모델을 선택하여 전문가 시스템에서 검사한다.

전문가 시스템은 밸브해석 부분에서 설계자가 선택한 원형모델의 설계에 대한 문제점을 진단하고 진단에 따른 문제점을 해결하기 위한 제안들을 추천한다. 전문가 시스템내의 규칙베이스 프로그램은 선택된 원형모델을 분석한다. 프로그램에 의한 분석과정은 작업메모리에 포함되어 있는 정보에 따라 규칙들을 실행한다. 규칙의 IF 부분이 작업메모리에 포함된 정보와 일치하면 규칙이 실행되어 시스템은 THEN 부분에 나타난 결론내용을 실행한다. 따라서 실행된 내용은 다시 작업메모리에 추가되고 추가된 내용은 다른 규칙을 실행하기 위한 단서를 제공해 준다. Fig. 4는 Mach 수에 대한 규칙베이스 시스템이 어떻게 실행되는가를 보여준다.

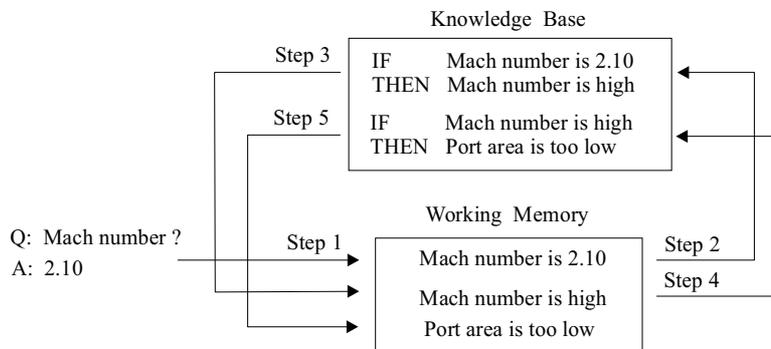


Fig. 4 Rule-based system operation

실행과정은 사용자에게 Mach 수에 대한 질문부터 시작한다. 시스템은 Mach 수에 대한 대답을 작

업메모리에 사실(fact)로서 입력을 한다(Step 1). 입력된 내용은 첫 번째 규칙의 IF 부분의 내용과 일치한다(Step 2). 따라서 첫 번째 규칙은 실행이 되고 THEN 부분의 결론내용이 작업메모리에 새로운 사실로 추가된다(Step 3). 새로운 사실은 두 번째 규칙의 IF 부분과 일치되고(Step 4) 이 규칙이 실행을 하여 THEN 부분의 결론내용이 다시 작업메모리에 추가된다(Step 5). 여기서 더 이상의 규칙이 존재하지 않으면 시스템은 실행과정을 중지한다. 이들 규칙을 실행하는 과정은 추론기관에 의해 관리되고 규칙들을 실행하는 과정에서 나온 중간결론이나 최종결론들은 설명장치에 의해 보고서 파일형태로 기록한다. 보고서 파일은 설계를 향상시키기 위한 효과적인 판단-결정과정을 만들기 위하여 잘 체계화하여야 한다. Fig. 5는 전문가 시스템에 의하여 생성된 보고서 파일의 형태이다.

```

***** REPORT OF THE ANALYSIS RESULT USING EXPERT SYSTEM *****
          RECIPROCATING PISTON TYPE COMPRESSOR (CONNECTING ROD TYPE)

** The Selected Port/Valve System of the Compressor is :
THE PORT/VALVE PAIR (1,1) IS ON THE SUCTION SIDE

** Results between Valve stopper and Valve deflection
1) Valve stopper exists
2) Valve stopper height is lower than reference stopper height
3) Valve does not contact the valve stopper (Not Active)
4) Valve deflection is lower than valve stopper height

**** THIS IS THE FIRST LEVEL REPORT ****

* Mach Number (M)
1) Diagnoses :
  * Mach number is too high
    (1) Flow velocity is too high
      (1.1) Effective flow area is too low
        (1.1.1) Port area(Ao) and Exit area due to valve deflection (A1) are too low
2) Suggestions :
  * Increase valve stopper height      (H)
  * Reduce valve stopper height      (H) --- (Weak Possibility)
  * To improve (1.1.1), increase port area (Ao)
    and exit area due to valve deflection (A1)
    To increase port area (Ao),
      i) Increase port size      (D) --- (Weak Possibility)
         If port size (D) is increased by 10 %,
         then Mach number will be reduced by 9.838 %
      ii) Increase number of port ----- (Weak Possibility)
    To increase exit area (A1),
      i) Reduce valve width      (W)
         If valve width (W) is reduced by 10 %,
         then Mach number will be reduced by 3.116 %
      ii) Reduce valve thickness (t)
         If valve thickness (t) is reduced by 10 %,
         then Mach number will be reduced by 8.911 %
      iii) Increase valve length (L) (SS - SS)
         If valve length (L) is increased by 10 %,
         then Mach number will be reduced by .001 %
      iv) Increase valve length (Lp) (Cantilever)
          If valve length (Lp) is increased by 10 %,
          then Mach number will be reduced by 8.114 %
          If necessary (i.e., Lp is fully large),
          then increase valve length (L) - (Cantilever)

**** END OF DIAGNOSES AND SUGGESTIONS ****

```

Fig. 5 Report file of suction side (reciprocating type piston)

보고서에 나타난 결과들에 따라 설계자는 선택되어진 원형모델을 수정할 수 있고 수정된 모델은 밸브해석 부분에서 재성능평가를 받는다. 이러한 과정은 모든 설계기준들이 만족되어 지거나 또는 설계자가 선택한 설계를 최종설계로 결정할 때까지 반복적으로 행해진다. 전문가 시스템에 의해 생성된 보고서 파일은 밸브의 성능에 관한 기준들과 설계변수들 사이의 민감도 해석의 결과도 보여준다. 민감도 해석결과를 사용함으로써 설계과정에서의 반복회수를 줄일 수 있을 뿐만 아니라 수정해야할 설계변수들의 우선권을 정할 수 있다.

3.2. 압축기의 성능평가

압축기의 성능평가를 위해서는 압축기의 흡입과 배출부분에 대한 동적해석(dynamic analysis)이 필요한데 여기에 사용되는 수학적 모델은 Fig. 6에서 보여주는 것처럼 5개의 식으로 구성되어 있다.

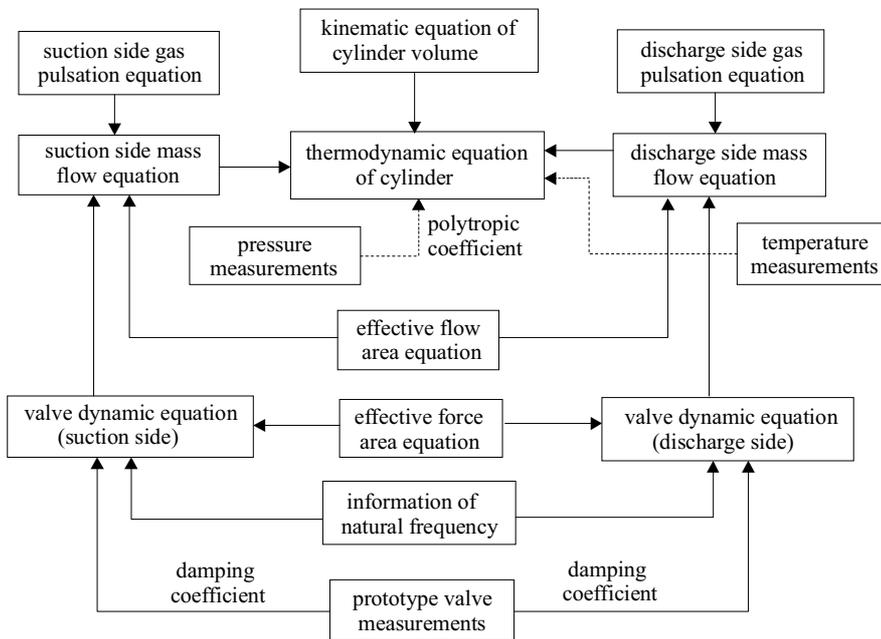


Fig. 6 Schematic of compressor simulation

이들 식은 실린더의 체적방정식, 폴리트로픽 과정을 갖는 실린더의 열역학방정식, 밸브를 통해 흐르는 질량유량방정식, 밸브 동방정식, 그리고 가스가 흐르는 경로에서의 가스맥동방정식 등이 있다. 그리고 실린더내의 압력 및 온도를 측정하여 폴리트로픽 계수를 결정하고 원형모델을 사용하여 밸브운동을 측정하여 감쇠계수(damping coefficient)를 결정한다. 또한 질량유량방정식 및 밸브의 동방정식을 해석하기 위하여 밸브를 통한 유효유동면적(effective flow area)과 유효힘면적(effective force area)식을 사용한다. 이러한 식들을 사용하여 압축기성능을 평가하는데 가장 중요한 요소는 압축기의 열역학적 효율(thermodynamic efficiency)과 가스맥동의 작용(gas pulsations behavior)이다. 압축기의 열역학적 효율을 구하기 위해서는 밸브해석 과정에서 계산되어지는 값들인 밸브에 관한 동적 특성(dynamic characteristic)들인 밸브의 고유진동수, 증가강성도 및 포트의 면적 등을 필요로 한다. 이들 변수값은 주데이터 파일을 통해 받을 수 있다. 이들 동적특성들을 사용하여 압축기의 동적해석에 필요한 식들을 구하면 다음과 같다.

- 실린더 체적방정식(instantaneous cylinder volume equation)

$$V(t) = V_c + \frac{\pi D^2 R_1}{4} \left\{ 1 + \cos \theta(t) + \frac{R_2}{R_1} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \sin^2 \theta(t)} \right] \right\} \quad (11)$$

$\theta(t) = \omega t$, 여기서 V_c 는 틈새체적(clearance volume), ω 는 크랭크의 각속도, D 는 실린더 직경, R_1 은 크랭크 반경이고 R_2 는 커넥팅로드 길이이다(Fig. 16 참조).

- 실린더내부의 질량유량방정식(mass flow rate equation)

$$\dot{m}(t) = \dot{m}_s - \dot{m}_d \quad (12)$$

\dot{m}_s, \dot{m}_d 는 흡입 및 배출밸브를 통한 질량유량(mass flow rate)이다.

- 실린더 압력 및 실린더 온도

$$P(t) = P_0 \left(\frac{V_0}{V(t)} \right)^n, \quad T(t) = T_0 \left(\frac{P(t)}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (13)$$

- 흡입과 배출밸브를 통한 질량유량방정식

$$\dot{m} = A_e P_u \sqrt{\frac{2kg_c}{(k-1)RT_u}} \sqrt{\gamma^{\frac{2}{k}} - \gamma^{\frac{k+1}{k}}} \quad (14)$$

$k = \frac{C_p}{C_v}$ (ratio of specific heat) 이고 $\gamma = \frac{P_d}{P_u}$, 여기서 첨자 u와 d는 upstream과 downstream을 의미한다. 또한 A_e 는 유효유동면적이고 R 은 가스상수이다.

- 밸브의 동방정식(valve dynamic equation)

밸브의 동방정식은 1-dim equivalent spring-mass system 모델로 간주할 수 있다. Fig. 7은 1차원 스프링모델을 보여준다. 그리고 이들에 대한 운동방정식은

$$m_{eq} \ddot{x}(t) + c_{eq} \dot{x}(t) + k_{eq} x(t) = (P_u - P_d) A_f \quad (15)$$

그리고 $k_{eq} = \frac{F_{st}}{\delta_{st}}$, $m_{eq} = \frac{k_{eq}}{\omega_n^2}$ 이고 k_{eq} 는 등가강성도, ω_n 은 밸브의 1차 고유진동수이다.

- 유효유동면적(effective flow area)과 유효힘면적(effective force area)

$$A_e = \frac{K_o A_o}{\sqrt{1 + \left(\frac{A_o}{A_1} \right)^2}} \quad (16)$$

$$A_f = A_d + A_e^2 \left(\frac{1}{A_o} - \frac{A_d - A_p}{A_1^2} \right) \quad (17)$$

Fig. 8은 밸브를 통해 흐르는 유체의 압력과 유효면적에 대한 것을 보여준다. 압축기내에서 가스가 흐르는 경로에서의 가스맥동방정식은 복합 동시스템(composite dynamic system)이나 음향 시스템(acoustic system)의 해석을 위해 편리한 four pole matrix 개념을 사용한다[16]. 가스맥동방정식은 다음절에서 보여준다.

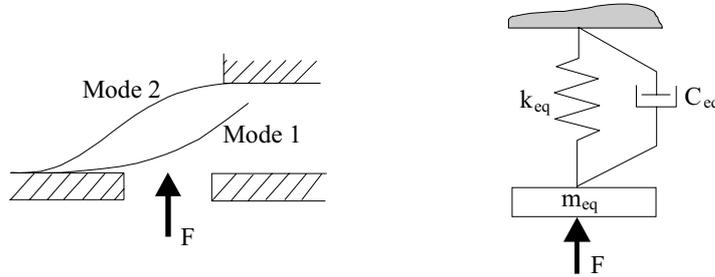


Fig. 7 Idealized 1-dimensional model for the valve motion

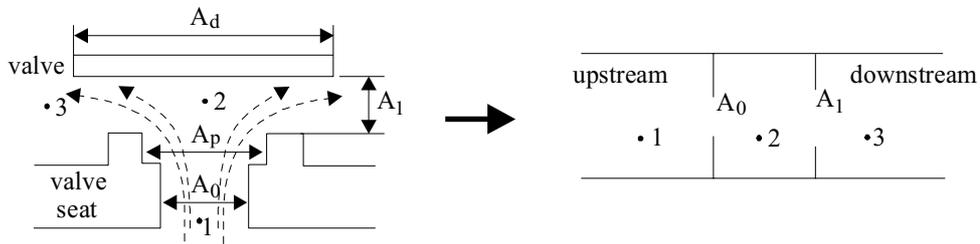


Fig. 8 Effective area of compressor valve

식 (11) ~ (17) 및 가스맥동방정식은 서로 연관되어 있고 Runge-Kutta 알고리즘에 의해 해석되어 진다. Fig. 9는 왕복형 피스톤압축기의 성능을 평가하는 과정을 보여준다. 이러한 과정을 통해 가스매니폴드 시스템을 해석하고 설계에 필요한 정보들을 제공해준다. 이들 해석결과들은 수치뿐만 아니라 여러 형태의 그림들로 표현할 수 있다.

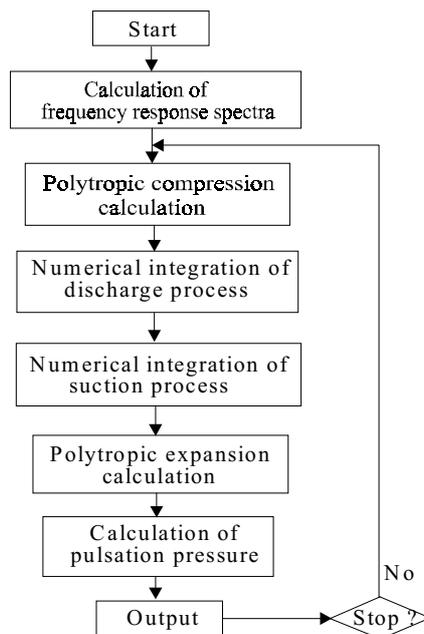


Fig. 9 Overall simulation of the compressor(reciprocating)

이들 그림들은 P-V 선도, 시간에 대한 실린더 압력, 온도, 흡입과 배출시 밸브의 굽힘 거리, 유동의 마하 수, 그리고 흡입구와 배출구에서 가스맥동에 의한 압력변화 등이다. 이러한 결과들은 Fig. 9에서처럼 원하는 결과를 얻을 때까지 반복되어진다. Fig. 10~14는 P-V 선도, 유동의 마하 수, 실린더내의 온도변화, 밸브의 굽힘거리 그리고 압력의 변화를 보여준다. 이들 그림들 외에 압축기의 효율, 손실, 그리고 유량과 같은 결과도 보여준다.

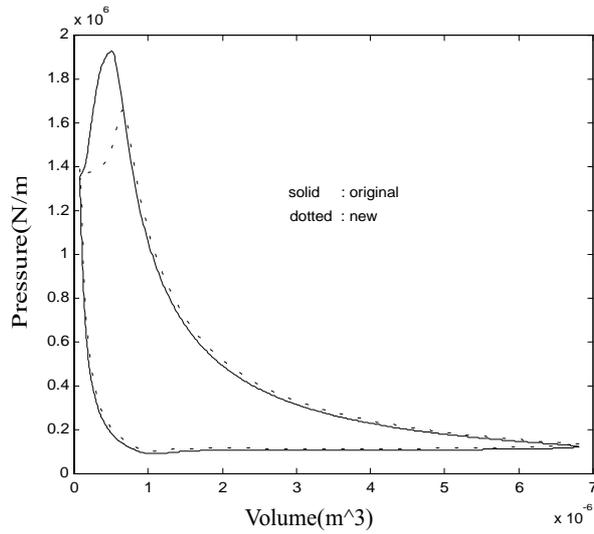


Fig. 10 Pressure-volume

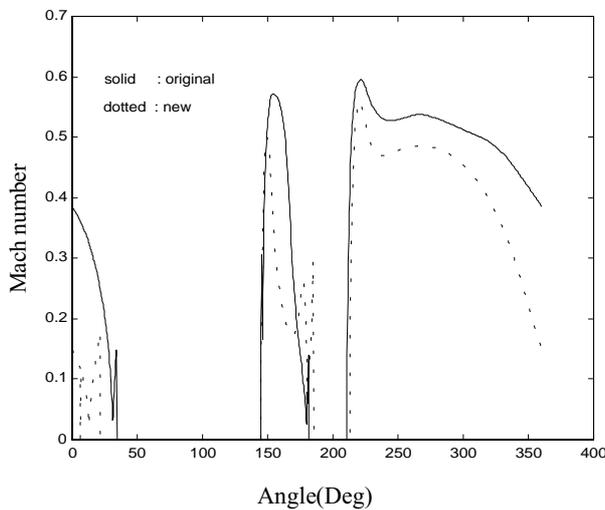


Fig. 11 Mach number-angle

Fig. 15는 가스맥동효과를 고려하지 않은 경우에 대한 결과를 보여준다. Fig. 15는 원형모델과 전문가시스템에 의해 생성된 보고서 파일의 결과에 따라 밸브의 설계변수를 수정하여 얻은 수정된 모델의 결과를 보여줌으로서 두 모델의 효율을 서로 비교할 수 있는 정보도 제공해준다. 위에서 설명한 결과들은 압축기 설계 시스템내의 가스매니폴드의 해석이나 설계에 필요한 정보를 제공하거나 수정된 설계모델의 효과를 자세하게 평가할 때 주로 사용한다.

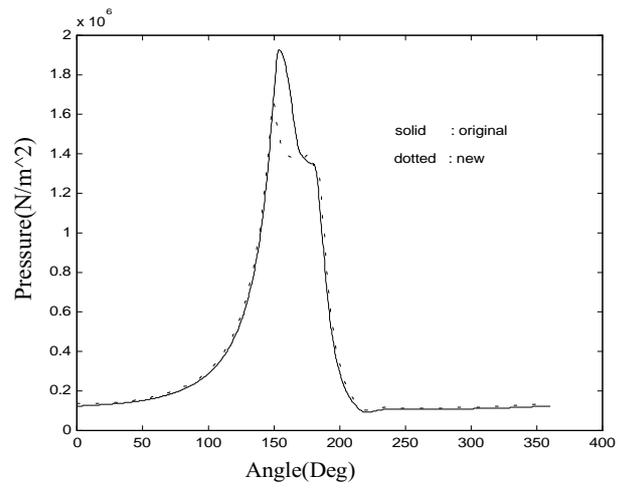


Fig. 12 Pressure-angle

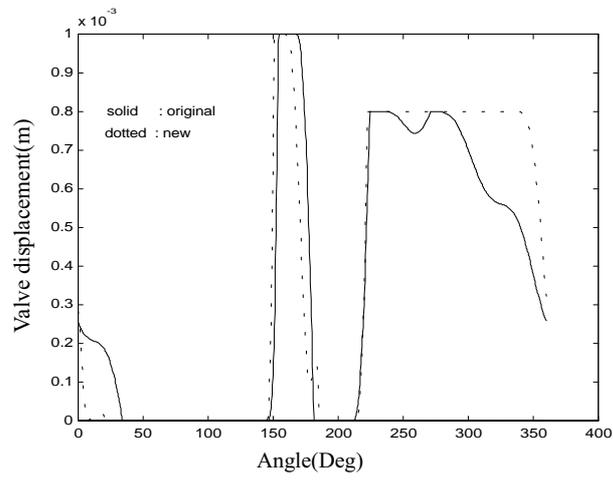


Fig. 13 Valve displacement-angle

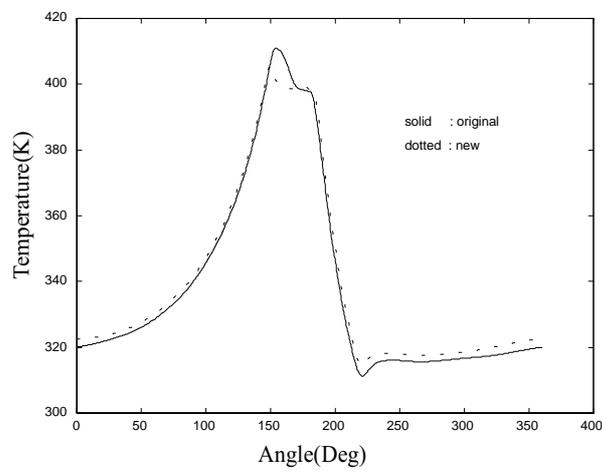


Fig. 14 Temperature-angle

RECIPROCATING TYPE COMPRESSOR RESULT OF THE COMPRESSOR SIMULATION		
* ORIGINAL MODEL:		
[1] THERMODYNAMIC PERFORMANCES		
(1) Thermodynamic efficiency	=	82.9033 %
(2) Total loss (100 - efficiency)	=	17.0967 %
(3) Anatomy of losses		
* Discharge side loss	=	9.7991 %
discharge gas pulsation loss	=	.0000 %
discharge valving system loss	=	9.7991 %
* Suction side loss	=	7.2976 %
suction gas pulsation loss	=	.0000 %
suction valving system loss	=	7.2976 %
[2] MASS FLOW RATE		
Mass flow rate per hour	=	.8339E+01 kg/Hr
[3] POWER CONSUMPTION		
	=	.1903 Horse Power
	=	.1419 kWatts
* NEW MODEL:		
[1] THERMODYNAMIC PERFORMANCES		
(1) Thermodynamic efficiency	=	90.7240 %
(2) Total loss (100 - efficiency)	=	9.2760 %
(3) Anatomy of losses		
* Discharge side loss	=	3.8343 %
discharge gas pulsation loss	=	.0000 %
discharge valving system loss	=	3.8343 %
* Suction side loss	=	5.4417 %
suction gas pulsation loss	=	.0000 %
suction valving system loss	=	5.4417 %
[2] MASS FLOW RATE		
Mass flow rate per hour	=	.8673E+01 kg/Hr
[3] POWER CONSUMPTION		
	=	.1807 Horse Power
	=	.1347 kWatts

Fig. 15 Efficiency of reciprocating piston type compressor

3.3. 가스매니폴드의 해석과 설계

Fig 16은 왕복형 피스톤압축기의 구조를 보여준다. 가스매니폴드의 해석부분은 가스매니폴드의 설계부분을 지원하기 위해서 개발되었다. 해석부분은 일반적인 가스매니폴드 설계에 대한 압력전달함수(pressure transfer function)와 체적유량전달함수(volume flow rate transfer function)등과 같은 전달함수들을 계산한다. 압력전달함수는 주파수에 따른 역압력(back pressure)의 영향을 보여주기 위하여 헤드공동(head cavity)내에서 주파수에 대한 압력과 유량의 비 ($\text{Log}(P_o/Q_o)$)를 그래프로 나타낸다. 역압력이 생기면 밸브가 열려있을 때 피스톤에 의해 작용하는 힘이 더 크게 작용해야 한다. 체적유량전달함수는 주파수에 대한 유출유동의 유입유동에 대한 비 ($20\text{Log}(Q_{output}/Q_{input})$)를 그래프로 나타낸다. 특히 가스매니폴드의 성능은 체적유량전달함수에 의해 표현할 수 있고 이 함수는 공진주파수, 차단주파수 그리고 공진피크의 크기를 나타내는 주파수 스펙트럼과 같은 음향특성을 나타내는 변수에 의해 특징 지을 수 있다. 이들 외에 실린더 헤드공동(head cavity)에서의 가스의 맥동효과도 볼 수 있다. 예를 들면 공진주파수는 가스의 맥동이 쉽게 증폭되는 주파수 범위를 판정한다. 따라서 이러한 음향특성 변수들이 성능변수로 사용되고 매니폴드의 제원(실린더 헤드공동의 크기, 파이프의 단면적과 길이)이 설계변수로 사용된다. 특히 이들 2 가지 변수들의 관계를 아는 것은 가스매니폴드의 설계에 대한 관찰

력을 얻는데 도움을 준다. Fig. 17은 2개의 방울 갖는 머플러(two volume muffler)에서 주파수에 대한 체적유량전달함수의 기본형태를 보여준다.

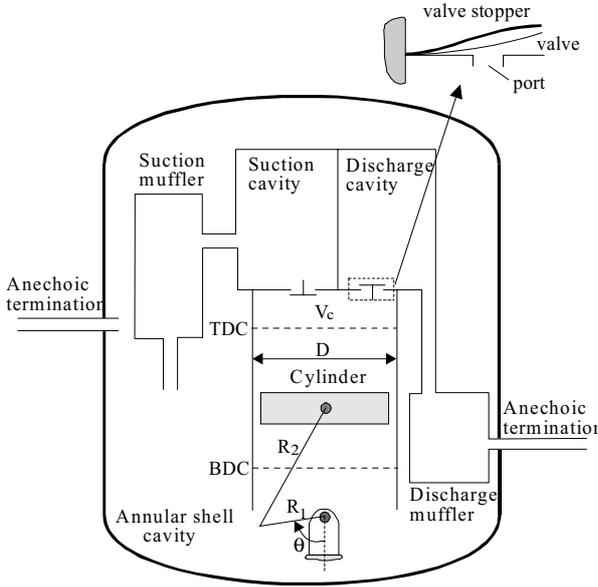


Fig.16 Gas manifold model of a reciprocating type compressor

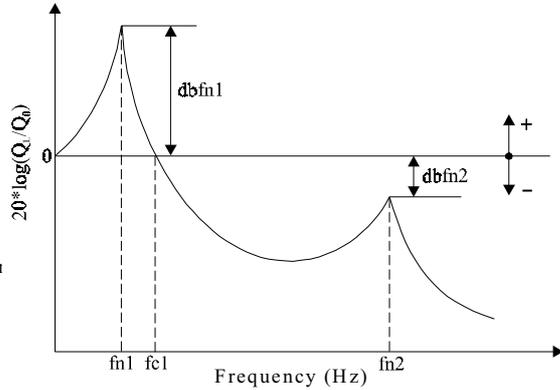


Fig. 17 A typical volume flow rate transfer function plot

그림에서 f_{ni} 는 i 번째 공진주파수이고 f_{ci} 는 i 번째 차단주파수 그리고 dbf_{ni} 는 i 번째 주파수 스펙트럼으로서 체적유량전달함수의 크기를 나타낸다. 특히 차단주파수는 체적유량전달함수의 크기가 0일 때의 주파수로서 함수의 크기가 0보다 큰 값(dbf_{n1})은 가스맥동의 효과가 크다는 것을 보여주고 이는 맥동에 의한 소음이 증가한다는 것을 보여준다. 또한 맥동의 영향을 받는 주파수의 영역을 알 수 있다. 가스의 맥동효과뿐만 아니라 음향특성을 계산하기 위하여 공동이나 파이프와 같은 매니폴드에 대해 four-pole 식으로 표현한다. 일반적으로 짧은 길이의 파이프(short pipe)나 작은 공동(small cavity)에 대해서는 집중매개변수(lumped parameter)로 간주하여 단순화시키고 비교적 긴 파이프(finite length pipe)에 대해서는 1차원 파동방정식을 사용하고 비교적 큰 공동에 대해서는 3차원 파동방정식을 사용하여 four-pole 식으로 표현한다. Fig. 18은 유한길이(finite length)를 갖는 매니폴드의 한 부분을 보여준다. 그림에서 보여준 매니폴드에 대한 파동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + \gamma_1 \frac{\partial \xi}{\partial t} = c_o^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \quad (18)$$

여기서 ξ 는 가스입자의 변위이고 γ_1 은 등점성계수(equivalent viscous coefficient)에 대한 평균길도의 비(r_1/ρ_o)이고 c_o 는 평균음속이다. 조화파(harmonic wave)에 대한 결과는

$$\xi(x, t) = A_1 e^{j(\omega t - k_1 x)} + A_2 e^{j(\omega t + k_1 x)} \quad (19)$$

여기서 k_1 은 파동수를 나타낸다. 식 (19)를 (18)에 대입하면 k_1 에 대한 식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\gamma = jk_1 = \frac{\gamma_1}{2c_0} + j\frac{\omega}{c_0} \quad (20)$$

또 압력과 체적유량은

$$P(x, t) = -\rho_0 c_0^2 \frac{\partial \xi}{\partial x} \quad Q(x, t) = A \dot{\xi} \quad (21)$$

여기서 A 는 매니폴드의 단면적이다. 식 (19)를 x 와 t 에 대해 미분하면 압력과 체적유량에 대한 결과 식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$P(x, t) = \rho_0 c_0^2 \gamma [A_1 e^{-\gamma x} - B_1 e^{\gamma x}] e^{j\omega t} \quad (22)$$

$$Q(x, t) = j\omega A [A_1 e^{-\gamma x} + B_1 e^{\gamma x}] e^{j\omega t} \quad (23)$$

Fig. 18의 매니폴드 양끝의 경계조건을 식 (22)와 (23)에 적용할 수 있다. 이들 경계조건은 다음과 같다.

$$P(0, t) = P_0 e^{j\omega t}, \quad P(L, t) = P_L e^{j\omega t} \quad (24)$$

$$Q(0, t) = Q_0 e^{j\omega t}, \quad Q(L, t) = Q_L e^{j\omega t} \quad (25)$$

식 (24)와 (25)를 식 (22)와 (23)에 대입하면 다음과 같은 four-pole식을 얻는다.

$$\begin{pmatrix} Q_0 \\ P_0 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{pmatrix} Q_L \\ P_L \end{pmatrix} \quad (26)$$

여기서 $A = D = \cosh \gamma L$, $B = -\frac{j\omega A}{\rho_0 c_0^2 \gamma} \sinh \gamma L$ 이고 $C = \frac{\rho_0 c_0^2 \gamma}{j\omega A} \sinh \gamma L$ 이고 A, B, C, D 는 four-pole변수이다. 여기서처럼 four-pole변수를 유한길이를 갖는 매니폴드에 대해 파동방정식을 사용하여 구할 수 있을 뿐만 아니라 Fig. 19에서 보여주는 것처럼 작은 공동(small cavity)이나 짧은 길이의 파이프(short pipe)에 대해서는 집중매개변수(lumped parameter)로 간주하여 구할 수 있고 매니폴드의 경계조건 특히 끝에서의 경계조건이 pressure release이거나 anechoic에 따라 four-pole 변수들이 달라진다. 또한 이식은 여러 개의 방을 갖는 머플러와 같은 매니폴드에도 확장하여 four-pole 변수에 대한 일반식을 구할 수 있다⁽¹⁾. Fig. 20은 n 개의 매니폴드로 구성된 시스템을 보여준다. n 개에 대한 four-pole식은 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} Q_0 \\ P_0 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{bmatrix} \begin{pmatrix} Q_L \\ P_L \end{pmatrix} \quad (27)$$

식(27)의 행렬을 계산하면 식(26)과 같은 형태이다.

가스매니폴드의 설계부분은 1개의 방과 2개의 방을 갖는 머플러에 대한 실린더 헤드공동(head cavity)의 크기, 파이프의 길이나 단면적 등을 추천한다. 그리고 설계시 원하는 가스기관의 음향특성을 갖도록 하기 위하여 공동설계에서의 음향특성을 변화시키는 가장 효과적인 설계변수들을 확인한다.

가스매니폴드의 해석과 설계 부분은 다음과 같은 과정으로 이루어진다: 1) 추천된 실린더 헤드공동의 크기를 계산한다. 2) 추천된 가스기관의 파이프의 단면적과 길이를 계산한다. 3) 기존의 가스기관과 추천된 가스기관의 치수를 비교한다. 4) 추천된 가스매니폴드를 최종모델로 선택하거나 또는 전문가 시스템에 의해 생성된 제안들을 사용하여 기존의 가스매니폴드를 개선한다.

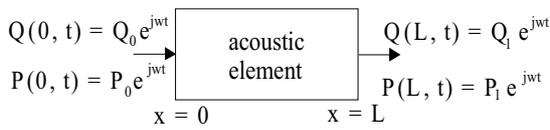


Fig. 18 Acoustic four pole element

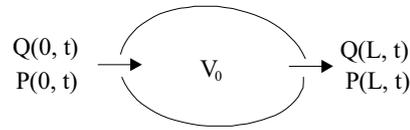


Fig. 19 Lumped parameter acoustic cavity

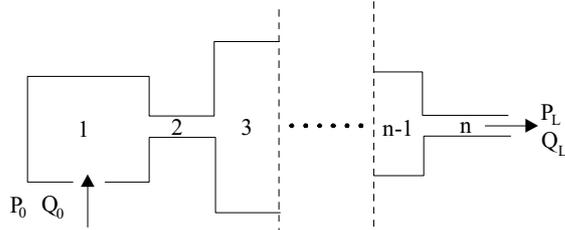


Fig. 20 Generalized acoustic elements in series

규칙베이스 프로그램은 밸브 설계에서와 마찬가지로 가스매니폴드 설계의 문제점들을 진단하고 진단에 따른 문제점들을 해결하기 위한 제안들을 추천해준다. 추천된 제안들에 따라 설계를 수정하고 새로운 설계를 한 후에 해석부분에서 재평가를 하는 반복적인 설계과정을 통해 새로운 설계를 할 수 있다. 또한 규칙베이스에 의한 제안을 효율적으로 활용하기 위해 음향특성들과 설계변수들과의 민감도 해석결과를 설계과정에 사용하였다. Fig. 21은 2개의 방을 갖는 가스매니폴드의 예를 보여주고 Table 1은 Fig. 21에 대해 설계변수(체적, 면적, 길이)의 증가에 따른 음향특성의 민감도 결과를 보여준다. 민감도 결과에 따라 만일 V1을 증가시키면 1차 차단주파수(fn1)가 감소함을 알 수 있고 압력파동의 크기도 감소함을 알 수 있다. 이들 변수들 사이의 민감도 결과는 비선형이므로 규칙베이스에서의 제안에는 10%의 설계변수의 변화에 대한 음향특성의 변화량을 포함하였다. 이 제안을 사용하여 설계자는 음향특성을 위한 설계변수의 변화량을 결정할 수 있다. 또한 가스매니폴드 설계의 효과는 전체시스템에 대한 모사프로그램에 의한 P-V선도에 의해 확인할 수 있다.

Table 1. Sensitivity of a two expansion volume muffler with pressure release end condition

Parameter	fn1	fn2	fc1	dbfn1	dbfn2	ΔP
V1	D	D	D	D	I	D
A1	I	I	D	D	D	D
L1	D	D	I	I	I	I
V2	D	D	D	I	D	D
A2	I	I	I	I	I	I
L2	I	D	D	D	D	D

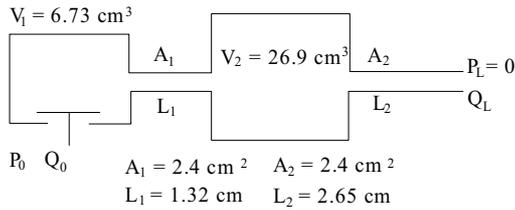


Fig. 21 Typical two expansion chamber muffler with pressure release end

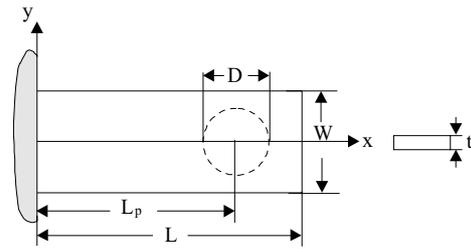


Fig. 22 Cantilever type reed valve

4. 적용 예 및 고찰

여기서는 압축기 설계 시스템이 어떻게 사용되는가를 보여준다. 예제로는 균일폭의 외팔보를 갖는 왕복형 피스톤압축기를 모델로 하였다(Fig. 16). Table 2는 압축기의 흡입과 배출부에서의 밸브해석에 대한 결과들을 보여준다. 이들 결과들은 원형모델의 흡입과 배출부에서 유동의 마하 속도, 밸브의 개폐시간, 두 가지 형태의 밸브의 굽힘응력, 밸브의 충격속도 등 5가지 기준의 상대적인 값을 보여준다. 또한 밸브와 밸브제지기 사이의 관계를 수치로 보여준다. 여기서는 밸브의 흡입과 배출부에서 설계과정이 같으므로 흡입부분만 설명하기로 한다. 원형모델의 설계변수는 다음과 같다(Fig. 22): 포트직경 $D=4.5\text{mm}$, 밸브길이 $L=16.5\text{mm}$, $L_p=10.9\text{mm}$, 밸브폭 $W=11.0\text{mm}$, 밸브두께 $t=0.15\text{mm}$. Table 1에서 나타난 바와 같은 포트/밸브쌍 (1, 1)은 원형모델의 밸브 해석결과를 보여준다. 설계에 대한 문제점을 진단하기 위하여 해석결과를 전문가 시스템을 사용하여 분석하였다. 진단에 따른 분석결과는 전문가 시스템에 의하여 생성된 보고서 파일에 기록되고 이 기록은 다음 단계의 설계를 위하여 사용할 수 있다. Fig. 5는 전문가 시스템에 의해 생성된 보고서 파일로서 여기에는 설계의 문제점에 대한 진단과 처방을 위한 제안뿐만 아니라 밸브의 굽힘 거리, 이상적인 밸브제지기의 높이, 실제 밸브제지기의 높이와의 상관관계도 보여준다.

전문가 시스템의 분석결과에 따라 Table 2에서의 흡입부분의 해석결과 (1, 1)은 오직 한가지 설계기준만이 기준치를 초과하였다. 초과한 설계기준은 유동의 마하 수로서 초과하게된 원인으로서는 포트의 면적과 밸브의 굽힘 거리와 밸브 판에 의해 형성된 유동면적이 너무 작다는 진단이 나왔다. 이러한 문제점들을 해결하기 위하여 여러 가지 제안들이 추천되었는데 이들 중에서 마하 수에 대해 민감하게 영향을 미치는 두 가지의 설계변수(포트의 직경과 유동이 통과하는 흡입구까지의 밸브의 길이)를 선택된 모델을 수정하는 데 사용하였다. 즉 포트의 직경을 증가시키면 흡입구의 면적이 증가하게되고 이로 인해서 유동의 마하 수가 감소하게되고 또 밸브

브의 길이를 증가시키면 밸브의 굽힘 거리와 밸브 판에 의해 형성된 유동면적이 증가하게 되므로 마하 수가 감소하게 된다.

Table 2. Analysis results of the reciprocating piston type

Suction side							Discharge side						
Design	Stop	M	t_c	σ_i	σ_b	v_{imp}	Design	Stop	M	t_c	σ_i	σ_b	v_{imp}
(1, 1)	0.81	2.31	0.77	0.48	0.62	0.36	(2, 2)	1.00	2.10	2.95	0.16	0.99	0.62
(3, 3)	0.99	1.74	0.77	0.59	0.53	0.45	(4, 4)	0.85	1.02	2.65	0.42	0.86	0.59

(* , *) : (port, valve)

이들 두 제안을 사용하여 밸브의 구조를 변경한 후 수정된 모델을 밸브해석부분에서 재평가를 하게된다. Table 2에서 포트/밸브 쌍 (3, 3)은 전문가시스템의 제안에 따라 수정된 설계변수들을 사용한 수정 모델에 대한 결과를 보여준다. 이 두 결과를 비교하면 유동의 마하 수는 2.31에서 1.74로 감소되었고 다른 설계기준들은 기준치를 만족한다. 새로운 결과에서 마하 수는 감소하였지만 아직 기준치인 1보다 크므로 수정된 모델을 원형모델로 선택하여 앞에서와 같은 과정으로 반복하여서 기준치에 만족하는 설계를 할 수 있다. 수정된 설계변수는 포트직경 $D=5.0$ mm, 밸브길이 $L_p=1.31$ mm이고 나머지 변수는 변화가 없다. 여기서는 포트와 밸브의 쌍 (3, 3)을 최종설계로 선택하여 더 이상의 반복과정을 생략하였다.

또한 설계자는 처음 모델과 수정된 모델을 모사에 의하여 그래프로도 비교할 수 있다. Fig. 10~14는 P-V 선도와 시간 변화에 따른 유동의 마하 수, 실린더내의 온도변화, 밸브의 굽힘거리 그리고 실린더내의 압력변화를 비교한 것을 보여준다. Fig. 15는 이 두 설계에 대한 효율을 포함한 성능을 비교하고 있다. Fig. 15에서 처음모델과 비교해서 수정 모델의 효율이 7.8% 향상된 것을 볼 수 있다.

가스매니폴드설계에서는 Fig. 21에서 보여주는 선택한 설계의 중요변수들을 계산한다. 계산 결과는 Fig. 23.a에서 보여준다. 설계자는 이 결과로부터 설계변수에 대한 성능변수인 음향특성의 변화를 보기 위하여 성능변수를 선택할 수 있다. 여기서는 dbfn2를 증가시키는 것을 선택하였다. Fig 23.b에서 선택한 것에 대한 진단과 제안을 보여준다. 또한 설계변수의 10%의 변화에 대한 성능변수의 민감도 결과도 보여준다. Fig. 23.b에 나타난 제안 중에서 실린더 헤드공동의 체적을 6.73 cm³에서 13.46 cm³로 증가하였다. 앞에서와 같은 과정에 의해 수정된 모델의 결과가 Fig. 23.c에 보여준다. 설계자는 이와 같은 과정을 원하는 음향특성을 얻을 때까지 반복할 수 있다. 또한 설계결과를 모사프로그램에 의해 생성된 P-V선도, 체적유량전달함수, 압력전달함수 등과 같은 여러 그래프에 의해 확인할 수 있다.

5. 결론

압축기의 기본설계를 위한 시스템을 만들기 위하여 전문가 시스템을 개발하였다. 이 설계 시스템의 사용범위는 밸브시스템 설계와 가스매니폴드 설계로 제한하였다. 여기에는 세 가지 형태의 프로그램들을 사용하였다: 해석과 모사를 위한 Fortran 프로그램, 전문가 시스템을 구성하는 규칙베이스 프로그램 그리고 전체 압축기의 설계 시스템을 개발하는데 사용한 C 프로그램 등이다. Fortran 프로그램 부분은 설계자에게 필요한 설계정보를 제공하기 위한 부분이고 규칙베이스 프로그램으로 구성된 부분은 설계자에게 향상된 설계를 할 수 있도록 도와주는 부분이다.

이외에 여러 응용부분들을 여기서 개발된 압축기 설계 시스템과 연결하여서 사용할 수 있다. 예를 들면 모터 선택을 적절하게 정할 수 있도록 압축기의 동력학과 관계된 설계부분을 추가할 수도 있다. 또한 압축기 소음측정, 셸설계(shell design), 압축기의 부품설계나 실린더에서 일어나는 마찰 부분도 이 시스템과 연결하여 필요한 정보를 서로 쉽게 교환하여 사용할 수 있도록 개발함으로써 압축기 설계 시스템을 확장하여 개발할 수 있다. Fig. 24는 다른 응용부분들이 어떻게 압축기 설계 시스템과 연결되어 사용되어질 수 있는 가를 보여준다.

압축기 설계 시스템을 개발한 경험에 비추어 이와 유사한 전문가 시스템을 개발할 때 다음과 같이 두 가지의 유의할 점이 있다.

1. 설계 시스템의 주목적은 설계자에게 분석적이고 논리적인 처리를 할 수 있는 능력을 제공할 수 있어야한다는 것이다. 즉 전문가 시스템을 사용하는 목적이 설계자의 역할을 완전히 제거하기 위해서 사용해서는 안 된다.
2. 전문가 시스템은 다른 도구를 사용하는 것 보다 더욱 성능이 우수하다고 판단될 경우에 사용해야 한다. 예를 들면 다른 인자들과 복잡한 연관을 가지고있거나 많은 조건에 따른 판단 결정과정이 필요할 경우에 사용할 수 있다.

```

Compressor Type      : Reciprocating -- Connecting Rod
Side                 : Suction Side
Gas Manifold Type    : Two Simple Expansion Volume
End condition        : Pressure Release
Unit                 : Metric(cm)           (kg/cm^2)
Suction Pressure     : 1.390000(kg/cm^2)    A
Pressure Pulsation Amplitude ( ΔP ) : 8.684003E-02(kg/cm^2)
                                     (= 6.25 % suction pressure)
fc1 167.935(Hz)   fn1 112.464(Hz)   dbfn1 13.341(dB)
fc2   .000(Hz)   fn2 376.405(Hz)   dbfn2 -4.926(dB)
    
```

Fig. 23.a Gas manifold design results for original model

```

What you want to revise : +dbfn2 (to increase dbfn2)
Suggestion : 10 % change of design variable change of dbfn2
Increase head cavity volume           +6.1 %
Decrease connecting pipe cross sectional area +10 %
Increase connecting pipe length       +9 %
Decrease second cavity volume         +6.8 %
Increase tail pipe cross sectional area +10.3 %
Decrease tail pipe length              +10.3 %
    
```

Fig. 23.b Suggestions from rule-based system

```

Pressure Pulsation Amplitude ( ΔP ) : 5.233409E-02(kg/cm^2)
                                     (= 3.77 % suction pressure)
fc1 152.698(Hz)   fn1 100.085(Hz)   dbfn1 12.402(dB)
fc2   .000(Hz)   fn2 299.728(Hz)   dbfn2 -1.554(dB)
    
```

Fig. 23.c Gas manifold design results for modified model

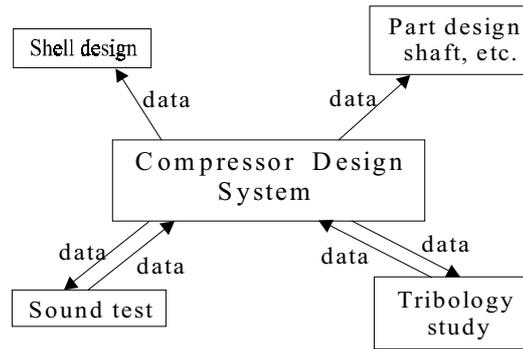


Fig. 24 Application of compressor system

6. 참고문헌

- (1) Soedel, W., 1992, "Mechanics, Simulation and Design of Compressor Valves, Gas Passages and Pulsation Mufflers", Short Course Note, Purdue University, West Lafayette, IN.
- (2) Soedel, W., 1972, "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressor", Short Course Note, Purdue University, West Lafayette, IN.
- (3) Soedel, W., 1978, "Gas Pulsation in Compressor and Engine Manifold", Short Course Note, Purdue University, West Lafayette, IN.
- (4) Ohsuga, S., 1985, "Conceptual Design of CAD Systems Involving Knowledge Bases", *Knowledge Engineering in Computer Aided Design*, Elsevier Science Publishers B.V., pp. 29-56.
- (5) Mayer, A. K. and Lu, S. C-Y., 1988, "An AI-Based Approach for the Integration of Multiple Sources of Knowledge to Aid Engineering Design", ASME, *J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. 110, pp. 316-323.
- (6) Allen, R. H., 1986, "Design Guidelines for Expert Systems", *Application of Artificial Intelligence in Engineering Problems*, 1st Int. Conf., Springer-Verlag, Vol. I, pp. 651-658.
- (7) Waterman, D. A., 1986, "A Guide to Expert Systems", Addison-Wesley.
- (8) Ignizipo, J. P., 1991, "Introduction to Expert Systems", McGraw-Hill, New York.
- (9) Hayes-Roth, F., Waterman, D. A., 1983, and D.B. Lenat, eds., "Building Expert System", Addison-Wesley.
- (10) Dixon, J. R., 1986, "Artificial Intelligence and Design: A Mechanical Engineering View", *Proceeding AAAI-86, 5th National Conference on AI*, pp. 872-877.
- (11) Arora, J. S. and Baenziger, G., 1986, "Uses of Artificial Intelligence in Design Optimization", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 54, North-Holland, pp. 303-323.
- (12) Gatley, W. S., 1971, "Development and Evaluation of Methods for Design of Small Acoustic Filters", *ASHRAE Transaction*, Vol. 76.
- (13) Soedel, D. T. and Soedel, W., 1992, "Development of a Simplified Design Formula of the Low Frequency Cut-off of a small two volume silencer", *Preceeding of Compressor Technology Conference*, Purdue University, pp. 1465-1475.
- (14) Bernhard, Robert J., 1986, "Shape Optimization of Reactive Mufflers", *Noise Control Engineering*, North-Holland, Vol. 27, No. 1, pp. 10-17.
- (15) 성기룡, 최일곤, 맹주성, 1996, "고성능 압축기 벨브시스템의 설계를 위한 전문가시스템의 개발", *자동차공학회논문집*, 제4권 제6호 pp. 153-163.
- (16) Snoeden, J. C., 1970, "Mechanical Four Pole Parameters and Their Applications", *Journal of Sound and Vibrations*, Vol. 15(3), pp. 307-323.