

반경방향 순응기구를 갖는 스크롤 압축기의 동적 거동

Dynamic behavior of a scroll compressor with radial compliance device

김 현 진*, 김 재 호**, 이 진 갑***
 H. J. Kim, J. H. Kim, J. K. Lee

Key words : Scroll compressor(스크롤 압축기), Radial compliance mechanism(반경방향 순응기구), Unbalanced force(불균형력)

Abstract

Dynamic behavior of a scroll compressor has been investigated analytically. The equations of motion of moving elements of the scroll compressor such as the orbiting scroll, anti-rotation device, slider bush, and the crank shaft with eccentric crank pin have been set up. As the solutions of these equations, reaction forces between the moving elements, and also between the moving elements and the compressor frame have been calculated. The reaction forces from the moving elements to the frame are the unbalanced forces, which produce accelerations of the compressor body. These accelerations can be used as a measure of the compressor vibration. The major contributions to the unbalanced forces come from the orbiting movement of the orbiting scroll.

기 호 설 명

b : 올담링 키 높이
 d : 크랭크축 중심에서 크랭크핀의 구동면
 까지 길이
 e : 올담링 키 폭
 e_{mj} : 주저널베어링에서 크랭크 축의 편심
 e_{sj} : 보조저널베어링에서 크랭크 축의 편심
 F_1, F_2 : 선회부재와 올담링사이의 반력

F_3, F_4 : 올담링과 프레임사이의 반력
 F_{cpr}, F_{cpt} : 크랭크 핀에 작용하는 힘의 성분
 $(F_{hi} = \sqrt{F_{cpr}^2 + F_{cpt}^2})$

F_{dwo}, F_{dwc} : 하단 균형추의 관성력과 원심력
 F_{uwo}, F_{uwc} : 상단 균형추의 관성력과 원심력
 F_{mjr}, F_{mjt} : 주저널 베어링에 작용하는 하중성분
 F_{osr}, F_{osc} : 선회부재의 관성력과 원심력
 F_{rB}, tB : 압축기 본체에 작용하는 가진력 성분
 $(F_{body} = \sqrt{F_{rB}^2 + F_{tB}^2})$

F_{sbr}, F_{sbt} : 슬라이더 부시에 작용하는 힘의 성분
 F_{sjr}, F_{sjt} : 보조저널 베어링에 작용하는 하중성분
 F_{sbr}, F_{sbc} : 슬라이더 부시의 관성력과 원심력
 F_{cpr}, F_{cpc} : 크랭크핀의 관성력과 원심력

* 인천대학교 기계공학과

** 인천대학교 기계공학과 대학원

*** LG 전자 리빙시스템 연구소

F_{rb}, F_{ub}, F_a : 반경방향, 접선방향, 축방향 가스력
 F_d : 축방향 트러스트 힘
 F_{seal} : 축방향 밀봉력 ($F_{seal} = F_d - F_a$)
 f_s : 반경 방향 접촉력
 h : 랩 높이
 I_0 : 크랭크축 관성 모멘트
 L_{sb}, L_{mj}, L_{sj} : 슬라이더 부시, 주저널 베어링, 보조저널 베어링의 마찰 토크
 l : 선회부재 허브 길이
 l_c : 선회부재 무게 중심 높이
 l_{cp} : 주저널 베어링에서 크랭크 핀까지의 길이
 l_{or} : 주저널 베어링에서 올담링까지의 길이
 l_{sj} : 주저널 베어링에서 보조저널 베어링까지의 길이
 l_{dw} : 주저널 베어링에서 하단균형추까지의 길이
 l_{uw} : 주저널 베어링에서 상단균형추까지의 길이
 m_s : 선회부재의 질량
 m_0 : 올담링의 질량
 m_{sb} : 슬라이더 부시의 질량
 m_{cp} : 크랭크핀의 질량
 m_{uw} : 상단균형추의 질량
 m_{dw} : 하단균형추의 질량
 M_{Ib}, M_{Ib} : 압축기 본체에 작용하는 불균형 모멘트 ($M_{bod} = \sqrt{M_{Ib}^2 + M_{Ib}^2}$)
 M_{zB} : 압축기 본체에 작용하는 비틀림 모멘트
 O_1 : 크랭크축의 중심
 O_2 : 크랭크핀의 중심
 O_3 : 선회부재의 중심
 R_{ox}, R_{oy} : 올담링 x, y방향 반경
 r_{cp} : 크랭크핀의 반경
 r_{mj}, r_{sj} : 보조 저널 베어링 반경
 r_{sb} : 슬라이더 부시의 반경
 r_{uw}, r_{dw} : 상단 균형추와 하단 균형추의 질량중심의 반경
 r_{sj}, r_c : O_3 로부터 트러스트 베어링면위에 작용하는 F_d 의 작용점
 S_{mj} : 주저널 베어링에서의 줌머펠트 수
 S_{sj} : 보조저널 베어링에서의 줌머펠트 수

α : 슬라이딩 면에서의 방향 각
 δ : 선회부재 기판 두께
 γ : 크랭크핀 구동각
 ϕ_c : 인볼류트 끝각
 μ_b, μ_o, μ_{cp} : 올담링, 트러스트 베어링, 크랭크 핀의 각각의 마찰계수
 $\mu_{sb}, \mu_{mj}, \mu_{sj}$: 슬라이더 부시, 주저널 베어링, 보조저널 베어링의 각각의 마찰계수
 $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$: 크랭크 각, 각속도, 각가속도

1. 서 론

롬 에어컨이나 패키지 에어컨의 냉매 압축기에는 종래의 왕복동식 압축기와 로터리식 압축기 외에도 최근 스크롤 압축기가 사용되고 있다. 왕복동식 압축기에서는 피스톤의 왕복운동에 기인한 가스맥동과 이에 연관된 흡입·토출 밸브의 운동, 그리고 가스압축 토크부하의 큰 변동이 압축기의 진동과 소음의 주원인이다. 롤링피스톤 등의 로터리식 압축기에서도 가스압축에 필요한 토크부하 변동이 왕복동식에 비해서는 많이 감소되었으나 여전히 개선되어야 할 여지가 많은 것으로 알려져 있다. 로터리식에서는 이러한 부하변동을 감소시키고자 베인의 수를 늘려 압축실간의 가스 압력차를 줄여 부하변동을 감소시키는 데 많은 성과를 거두어 왔지만, 근본적으로 흡입가스가 크랭크 1회전 후에는 반드시 토출되어야 하므로 흡입부터 토출까지의 가스압력 상승완화에 제한이 따른다. 또한 로터리식 압축기에서는 압축기 셀 내부의 공간에서 일어나는 가스 맥동 등에 기인한 공진 등의 현상도 압축기의 진동 및 소음에 끼치는 원인이 된다. 이러한 문제점들 외에도 Yanagisawa⁽¹⁾는 로터리식 압축기에서 모터 상하의 압력차로 인해 모터 및 크랭크 축이 상하로 진동하는 것을 보였다.

최근 그 사용범위가 점차 확대되고 있는 스크롤 압축기는 앞의 왕복동식이나 로터리식에 비해 효율이 높을 뿐만 아니라 진동 및 소음도 낮은 것으로 알려져 있다. 스크롤 압축기에서는 고정부재와 선회부재가 맞물려 여러 쌍의 압축실을 이루며 가스 흡입부터 토출까지의 시간이 크랭크 회전 2~3회

에 상당하여 압축실 간의 압력차도 작고 가스압축에 필요한 토크부하의 변동이 타 기종의 압축기에 비해 작다. 또한 스크롤 압축기에는 흡·토출밸브가 없고 다만 운전 정지시 선회부재가 역회전하는 것을 방지하기 위해 토출실 출구에 체크밸브를 설치한다. 이러한 체크밸브는 스크롤 압축기의 가스맥동 특성에 거의 영향이 없다.⁽²⁾ 스크롤 압축기의 이 모든 구조적 장점은 결국 스크롤 압축기의 저진동 및 저소음에 기여하는 주 원인들이다.

스크롤 압축기의 전형적인 단면도를 Fig.1에 나타냈다. 모터에 의해 크랭크축이 회전하면 크랭크축 상부의 편심 크랭크핀에 슬라이더 부시를 통해 연결된 선회부재는 축중심과 동심을 갖는 고정부재의 주위를 공전하게 된다. 이때 선회부재의 방위유지는 Fig.2에서와 같은 선회부재의 기관 후면의 키 홈에 끼워져 조립된 올담링에 의해 이루어진다. 이러한 선회부재의 고정부재 주위로의 선회운동은 Fig.3에서와 같은 여러 쌍의 초승달 모양의 압축실을 형성한다. 흡입관을 통하여 압축기 내로 들어온 가스는 일단 압축기 쉘 내부를 순환하며 모터 방출열 등으로 인해 가열되는 압축기 내부를 냉각시킨 후에 선회부재와 고정부재가 형성하는 압축실 중 제일 외부의 압축실로 유입된다. 이렇게 흡입가스로 채워진 압축실은 선회부재의 공전 운동에 따라 점차 중앙부로 압축되며 이동된다. 고정부재의 중앙부에는 토출구가 마련되어 있어 최종 압축

된 가스는 토출구를 통해 토출실로 송출된다.

스크롤 압축기의 가스 압축시 가장 문제가 되는 것은 선회부재와 고정부재의 틈새로의 가스 누설인데 이를 최소화 해주기 위한 기술로는 선회부재나 고정부재를 필요에 따라 이동시켜서 틈새를 좁혀주는 순응기술이다. 축방향 누설 틈새를 줄여 주는 방법으로는 선회부재 혹은 고정부재의 배면에 중간압실을 설치하고 압축도중의 중간압 가스를 일부 이용하여 선회부재와 고정부재를 축방향으로 밀착시키는 축방향 순응기술^(3,4)이 있으며, 반경방향 누설 틈새를 줄여 주기 위해서는 슬라이더 부시나 편심 부시 등을 이용하여 선회부재를 반경방향으로 이동 가능토록 해주는 반경방향 순응기술^(5,6,7,8)이 있다. Fig.2 및 Fig.6은 선회부재와 크랭크핀 사이에 슬라이더 부시를 사용하여 선회부재가 반경방향으로 일정 한도 내에서 이동이 가능토록 해주는 반

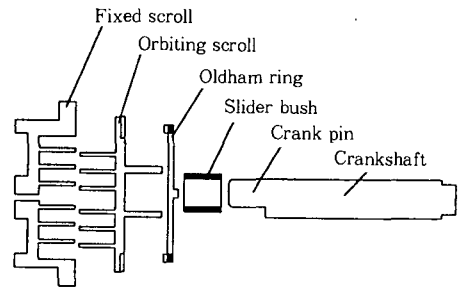


Fig.2 Decomposition of moving elements

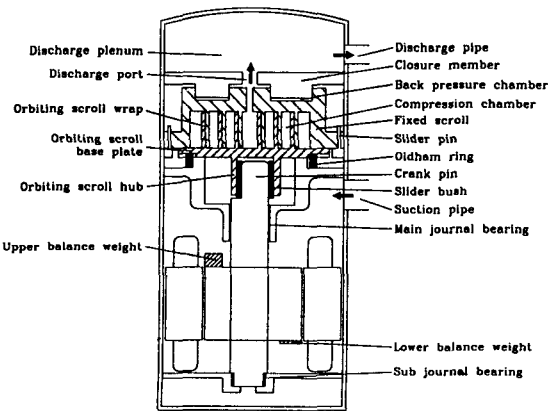


Fig.1 Cross sectional view of scroll compressor

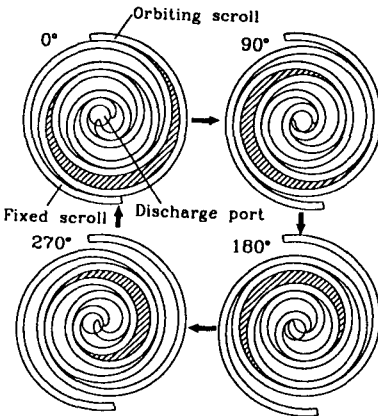


Fig.3 Compression process

경방향 순응 구조의 일례를 보여준다. 이러한 순응 기술은 스크롤 압축기의 체적효율을 향상시킬 뿐 아니라, 압축기 기동시 또는 액냉매 주입시 과압발생을 자동으로 해소해 주는 기능도 제공한다.

Ishii⁽⁹⁾는 왕복동 압축기와 로타리 압축기 그리고 스크롤 압축기의 동적 해석을 통해 각 압축기의 진동을 비교하였다. 1-베인 로타리에서는 왕복동식에 비해 가스 압축 토크는 반정도이고, 스크롤식에서는 왕복동식의 5% 이하로 되며, 압축기 본체의 진동 가속도 역시 스크롤식은 왕복동식의 5% 이하가 됨을 보였다. Ishii⁽⁹⁾가 해석한 스크롤 압축기는 선회 부재가 편심 크랭크 핀에 직접 연결되는 고정 반경식이며, 크랭크 축을 지지하는 저널 베어링은 축상부에 주 베어링 하나 뿐인 구조였다.

본 논문에서는 반경 순응 기구로서 슬라이더 부시를 선회부재의 허브와 크랭크 핀 사이에 적용하고, 크랭크축의 지지에 상하 두 곳에 저널 베어링을 사용한 구조의 스크롤 압축기를 대상으로 하여 압축기 진동 특성을 해석하였다.

2. 운동방정식

스크롤 압축기에서 운동하는 부재로는 크랭크축, 크랭크핀에 연결된 슬라이더 부시, 슬라이더 부시 외경에 허브로 연결된 선회부재, 선회부재의 자전을 방지하는 올담링, 그리고 축방향 순응하는 고정 부재 등이 있다. 축방향 순응하는 고정부재는 반경 방향으로나 원주방향으로는 전혀 움직일 수 없고 축방향으로만 미세한 운동이 되는데 여기서는 이러한 고정부재의 운동이 작다고 여겨 무시하였다.

2.1 선회부재의 운동방정식

고정부재와 함께 압축실을 형성하는 선회부재는 슬라이더 부시를 통하여 크랭크핀과 연결된다. Fig.4는 선회부재에 작용하는 힘들을 보여준다. Fig.4(a)는 축방향(z로 본 평면도를, 그리고 Fig.4(b)와 Fig.4(c)는 각각 접선방향(t) 및 반경 방향(r)에서 본 측면도를 나타낸다. 여기서 O₁은 고정 부재의 중심을, O₂는 선회부재의 중심을 나타낸다. r_s=O₁O₂는 선회반경이 된다. 선회부재에 작용하는 힘들은 가스력과 관성력, 그리고 부재간

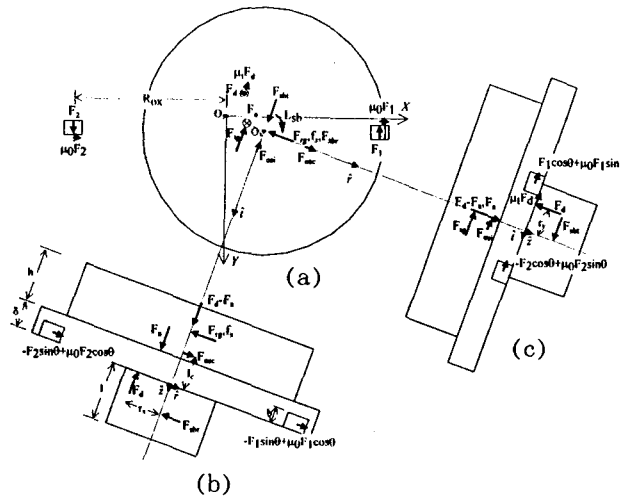


Fig.4 Free body diagram of the orbiting scroll

의 반력 등이 있다. F_g, F_{lg}, F_{rg}는 압축실 내의 가스력의 각방향 성분이며, F_{osi}=m_sr_sθ̈는 선회부재의 접선방향 관성력이며 F_{osc}=m_sr_sθ̈²은 원심력을 나타낸다. 고정부재로부터는 반경방향 밀봉력 f_s와, 또한 선회부재를 지지하는 트러스트 베어링으로부터는 반력 F_d를 받는다. 트러스트 베어링 반력의 작용점은 Fig.4에서 (r_{sb},r_{st})로 표시되었고 다음에 나오는 해석을 통해 구한다. 또한 이 힘은 선회부재의 운동 반대 방향으로 마찰력 μ₀F_d를 발생시킨다. 올담링으로부터는 반력 F₁, F₂ 및 이로 인한 마찰력 μ₀F₁, μ₀F₂의 힘을 받으며, 슬라이더 부시를 통해 크랭크 축으로부터 받는 힘으로는 F_{sbt}, F_{sbr}이 있다. 슬라이더 부시와 선회부재의 허브간의 상대 회전운동으로 인한 마찰토크 L_{sb}는 L_{sb}=r_{sb}μ_{0b}√F_{sbt}²+(F_{sbr}+F_{sbc})²과 같다.

이들 힘과 모멘트의 평형으로부터 선회부재의 운동을 나타내는 식(1), (2), (3), (4), (5)를 얻을 수 있다.

$$-f_s - F_{rg} - F_{sbr} + F_{osc} + F_1(-\sin\theta + \mu_0\cos\theta) + F_2(-\sin\theta + \mu_0\cos\theta) = 0 \tag{1}$$

$$-F_{lg} - F_{osi} - \mu_0F_d + F_{sbt} + F_1(-\cos\theta - \mu_0\sin\theta) + F_2(\cos\theta - \mu_0\sin\theta) = 0 \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 & -F_{1d}\left(\delta + \frac{h}{2}\right) - F_{os}l_c - F_{sbr}\frac{l}{2} + F_d r_s \\
 & + \frac{b}{2}F_1(-\cos\theta - \mu_0\sin\theta) \\
 & + \frac{b}{2}F_2(\cos\theta - \mu_0\sin\theta) = 0
 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 & -F_{1d}\left(\delta + \frac{h}{2}\right) - F_{os}l_c + F_d\frac{r_s}{2} - F_d r_s - F_{sbr}\frac{l}{2} \\
 & - \frac{b}{2}F_1(-\sin\theta + \mu_0\cos\theta) \\
 & - \frac{b}{2}F_2(\sin\theta + \mu_0\cos\theta) = 0
 \end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
 & \tau_s \mu_d F_d + \frac{r_s}{2} F_{1d} + L_{sb} + F_1(-R_{ox} - r_s \cos\theta) + \mu_e e \\
 & + F_2(-R_{ox} + r_s \cos\theta) - \mu_e e = 0
 \end{aligned} \tag{5}$$

2.2 올담링의 운동방정식

선회부재의 자전방지기구로 사용되는 올담링에는 두 쌍의 키가 있어, 한 쌍의 키는 선회부재와 연결되고 다른 한 쌍의 키는 압축기 프레임의 홈에 끼워져 있다. 이러한 키의 삽입으로 인해 올담링은 압축기 프레임에 대해서는 Y방향으로 병진운동을 하고, 선회부재는 올담링에 대해 X방향으로 병진

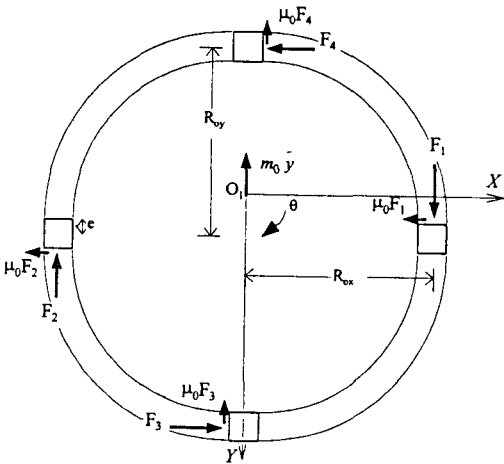


Fig.5 Free body diagram of the oldham ring

운동을 하게 된다. 올담링에 작용하는 힘들이 Fig. 5에 나타나 있다. F3 및 F4는 압축기 본체와 연결된 한쌍의 키에 작용하는 반력이다.

이러한 힘들로부터 올담링의 운동방정식을 구하면 각각 식(6), (7) 및 (8)과 같다.

$$-\mu_0(F_1 + F_2) + F_3 - F_4 = 0 \tag{6}$$

$$F_1 - F_2 - \mu_0(F_3 + F_4) - m_0 \ddot{y} = 0 \tag{7}$$

$$\begin{aligned}
 & R_{ox}F_1 + R_{ox}F_2 - R_{oy}F_3 - R_{oy}F_4 - e\mu_0F_1 + e\mu_0F_2 \\
 & + e\mu_0F_3 - e\mu_0F_4 = 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

이때 y는 올담링이 압축기 본체의 중심 O1으로부터 Y방향으로 움직인 거리이며, 올담링의 Y방향으로의 가속도는 $\ddot{y} = r_s(\ddot{\theta}\cos\theta - \omega^2\sin\theta)$ 이 된다.

2.3 슬라이더 부시의 운동방정식

Fig.6은 선회부재의 반경방향 순응을 위해 선회부재의 허브와 크랭크핀의 사이에 삽입하는 슬라이더 부시에 작용하는 힘들을 보여준다. 선회부재 허브의 내경면은 슬라이더 부시 외경면에 접하도록 되어 있다. O2는 크랭크 핀의 중심이며, 슬라이더 부시는 선회부재와 함께 움직이므로 O3는 슬라이더 부시의 중심이 된다. 선회부재 및 슬라이더 부시가 O1을 중심으로 하는 고정부재를 선회할 때, 슬라이더 부시는 크랭크핀의 구동면을 따라 미끄럼 운동을 할 수 있도록 되어 있다. F_sbr, F_sbr는 이러한 운동시 선회부재의 허브로부터 슬라이더 부시에 전

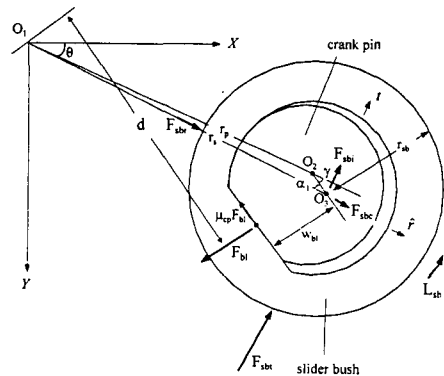


Fig.6 Free body diagram of the slider bush

달되는 접선방향 및 반경방향 힘들을, F_{bi} 은 크랭크핀으로부터 구동면을 통해 슬라이더 부시가 받는 힘을 나타낸다. 또한 F_{sbc}, F_{sbi} 는 각각 슬라이더 부시에 작용하는 원심력 및 관성력으로서 이들은 각각 $F_{sbc} = m_{sb}r_s\dot{\theta}^2$, $F_{sbi} = m_{sb}r_s\ddot{\theta}$ 과 같다.

이러한 힘들로부터 슬라이더 부시의 운동방정식을 구하면 식(9), (10), (11)로 표현된다.

$$F_{sbr} - F_{bi}\sin\alpha - \mu_{cp}F_{bc}\cos\alpha + F_{sbc} = 0 \quad (9)$$

$$F_{sbt} - F_{bt}\cos\alpha + \mu_{cp}F_{bc}\sin\alpha + F_{sbi} = 0 \quad (10)$$

$$-L_{sb} - F_{bt}(r_s\cos\alpha - d) + \mu_{cp}F_{bc}w_{bt} = 0 \quad (11)$$

2.4 크랭크축의 운동방정식

Fig.7은 크랭크축에 작용하는 힘과 모멘트를 보여준다. 크랭크축과 연결된 로터의 상단면과 하단면에는 압축기 진동 및 베어링 하중의 감소를 위해 각각 상단 균형추와 하단 균형추가 부착되어 있다. Fig.7(a)는 축방향(z)으로 본 평면도를, 그리고 Fig.7(b)와 Fig.7(c)는 각각 접선방향(\hat{i}) 및 반경방향(\hat{j})에서 본 측면도를 나타낸다. 크랭크축은 주저널 베어링부터는 반력 F_{mj} , 보조저널 베어링에서는 반력 F_{sj} 를 받으며, 크랭크 핀에서는 슬라이더 부시로부터의 반력 F_{bi} 과 크랭크핀 편심질량으로 인한 관성력 $F_{cp} = m_{cp}r_s\ddot{\theta}$ 및 원심력 $F_{cp} = m_{cp}r_s\dot{\theta}^2$ 을 받는다. 또한 크랭크축과 연결된 균형추로부터

도 균형추의 원심력 및 관성력을 받게 되는데, 상단 균형추에서는 원심력 $F_{uw} = m_{uw}r_{uw}\dot{\theta}^2$ 및 관성력 $F_{uwi} = m_{uw}r_{uw}\ddot{\theta}$ 를, 하단 균형추에서는 원심력 $F_{dwc} = m_{dw}r_{dw}\dot{\theta}^2$ 및 관성력 $F_{dwi} = m_{dw}r_{dw}\ddot{\theta}$ 를 받는다.

크랭크핀에 작용하는 힘 F_{bi} 의 접선방향 및 반경방향 성분들을 각각 $F_{cpr} = F_{bi}(\sin\alpha_1 + \mu_{cp}\cos\alpha_1)$, $F_{cpt} = F_{bi}(\cos\alpha_1 - \mu_{cp}\sin\alpha_1)$ 로 F_{mj} , F_{sj} 의 반경방향 및 접선방향 성분들을 각각 F_{mjr} , F_{mjt} 및 F_{sjr} , F_{sjt} 로 하면, 이로부터 크랭크 축에 작용하는 반경방향 및 접선방향의 운동방정식은 각각 식(12), (13)과 같이 된다.

$$F_{cpr} + F_{cpc} - F_{mjr} + \mu_{mj}F_{mj} + F_{sjr} - \mu_{sj}F_{sj} - F_{uwc} + F_{dwc} = 0 \quad (12)$$

$$-F_{cp} - F_{cp} + F_{mjt} - \mu_{mj}F_{mj} - F_{sjt} + \mu_{sj}F_{sj} + F_{uwi} - F_{dwi} = 0 \quad (13)$$

모터 구동 토크를 N 이라고 하고, 주저널 베어링 및 보조저널 베어링에서의 손실토크를 각각 $L_{mj} = r_{mj}\mu_{mj}\sqrt{F_{mjr}^2 + F_{mjt}^2}$ 및 $L_{sj} = r_{sj}\mu_{sj}\sqrt{F_{sjr}^2 + F_{sjt}^2}$ 라 하면, 이러한 손실 토크들은 모터의 구동 토크 N 과 반대 방향으로 작용한다. 크랭크축의 각 방향으로의 모멘트 평형은 식(14), (15), (16)과 같이 표현된다.

$$-(F_{cp} + F_{cp})l_{cp} + (F_{sj} - \mu_{sj}F_{sj})l_{sj} - F_{uwi}l_{uw} + F_{dwi}l_{dw} = 0 \quad (14)$$

$$-(F_{cpr} + F_{cpc})l_{cp} + (F_{sjr} - \mu_{sj}F_{sjr})l_{sj} - F_{uwr}l_{uw} + F_{dwr}l_{dw} = 0 \quad (15)$$

$$N - L_{sj} - L_{mj} - I_0\ddot{\theta} - d \cdot F_{bt} - F_{dwi}r_{dw} - F_{uwi}r_{uw} = 0 \quad (16)$$

여기서 I_0 는 로터를 포함한 크랭크축의 관성모멘트를, d 는 Fig.6의 F_{bi} 의 작용점을 나타낸다. 크랭크축의 \hat{z} 방향 각 운동방정식인 식(16)에 식(2), (7), (10), (11)을 활용하여 정리하여 식(17)을 얻었다. 식(17)은 θ 에 비선형 2차 미분방정식이며 상수항에는 모터의 구동토크 N 과 마찰로 인한 손실토크의 항으로 구성되어 있다.

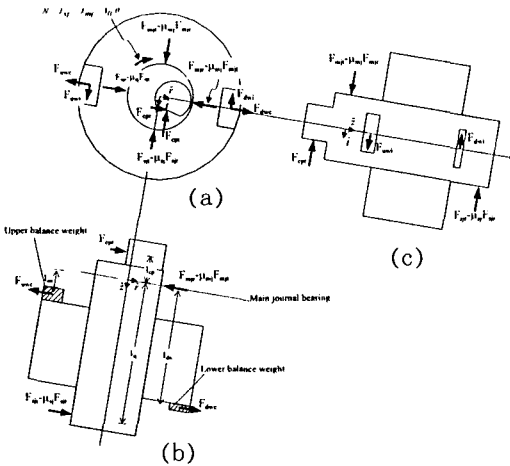


Fig.7 Free body diagram of the crankshaft

$$\begin{aligned} & \{I_0 + (m_s + m_{sb} - m_0 \cos\theta) r_s^2 + m_{dw} r_{dw}^2 + m_{uw} r_{uw}^2\} \ddot{\theta} \\ & + r_s^2 m_0 \sin\theta \cos\theta \dot{\theta}^2 = N - L_{sj} - L_{mj} - L_{sb} - r_s F_{lg} \\ & - \mu_r F_d - \mu_0 r_s \cos\theta (F_3 + F_4) - \mu_0 r_s \sin\theta (F_1 \\ & + F_2) - \mu_{cp} r_s F_{bl} \sin\alpha + \mu_{cp} F_{bl} w_{bl} \end{aligned} \quad (17)$$

먼저 초기치의 $\theta(0)$, $\dot{\theta}(0)$, $\ddot{\theta}(0)$ 를 가지고 식 (1)-(15)를 계산하여 각종 힘들을 얻는다. 식(1)-(15)는 미지수가 15개인 15원 1차 연립방정식이다. 이러한 힘들을 식(17)에 대입하여 θ 에 대한 2차 미분방정식을 풀어 다음 증분시간에 대한 $\theta(t)$, $\dot{\theta}(t)$, $\ddot{\theta}(t)$ 를 얻을 수 있고 이렇게 얻은 값들을 가지고 위의 과정을 반복하여 수렴할 때 까지 계산한다.

이렇게 하여 얻은 각 운동부재의 반력들은 다음 장의 압축기 본체에 작용하는 가진력 및 전복모멘트를 계산하는데 사용된다.

3. 압축기 본체에 작용하는 가진력과 전복모멘트

압축기 내에서 운동하는 부재들의 반력으로 인해 압축기 본체에는 힘과 모멘트가 작용하게 된다. 압축기 본체에 작용하는 힘은 압축기에 진동을 유발하는 가진력이 되며 압축기 본체에 작용하는 모멘트는 전복모멘트가 된다. 이러한 힘들은 선회부재와 올담링 그리고 크랭크축과 같은 회전 운동하는 부재들이 압축기 본체에 끼치는 반력이다.

3.1 가진력

Fig.8은 압축기 본체에 작용하는 힘들을 보여준다. 선회부재는 축방향으로 F_d 를 트러스트편을 통해 압축기 본체에 전달하고, 고정부재를 통해서는 랩간 접촉력인 f_s 를 전달한다. 올담링은 본체에 끼워진 키를 통해 반력 F_3 , F_4 및 이로 인한 마찰력을 본체에 전달하고, 크랭크축은 주저널 베어링 및 보조저널 베어링에서 F_{mj} , F_{sj} 및 마찰력을 본체에 전달한다.

압축기 본체에 작용하는 이러한 힘들을 반경방향 및 접선방향별로 더해준 합력 F_{rB} , F_{tB} 는 각각 식 (18), (19)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} F_{rB} = & F_{rg} + f_s - F_3 \cos\theta + \mu_0 F_3 \sin\theta + F_4 \cos\theta \\ & + \mu_0 F_4 \sin\theta + F_{mj} - f_{sjr} - \mu_{mj} F_{mj} + \mu_s F_{sj} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} F_{tB} = & F_{tg} + \mu F_a + F_3 \sin\theta + \mu_0 F_3 \cos\theta - F_4 \sin\theta \\ & + \mu_0 F_4 \cos\theta - F_{mj} + \mu_{mj} F_{mj} + F_{sj} - \mu_s F_{sj} \end{aligned} \quad (19)$$

압축기 본체에 작용하는 간력 F_{body} 의 각 방향 성분 F_{rB} , F_{tB} 를 나타내는 식(18), (19)에 포함되어 있는 각종 힘들을 앞의 식(1), (2), (6), (7), (9), (10), (12) 및 (13)을 활용하여 정리하면 다음의 두 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} F_{rB} = & (m_s + m_{sb} + m_{cp}) r_s \ddot{\theta} - m_0 \ddot{y} \sin\theta \\ & - F_{uwc} + F_{dwc} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} F_{tB} = & (m_s + m_{sb} + m_{cp}) r_s \ddot{\theta} + m_0 \ddot{y} \cos\theta \\ & - F_{uwi} + F_{dwi} \end{aligned} \quad (21)$$

압축기 본체에 작용하는 가진력은 $F_{body} = \sqrt{F_{rB}^2 + F_{tB}^2}$ 이 된다.

3.2 전복모멘트 및 회전 모멘트

Fig.8의 각각의 힘들은 압축기 본체의 진동을 일으키는 가진력 뿐만 아니라 압축기를 전복시키고자 하는 모멘트를 발생시킨다. 올담링의 축방향 위치를 기준하여 반경방향 및 접선방향으로의 모멘트를 구하면 각각 식(22), (23)과 같이 된다.

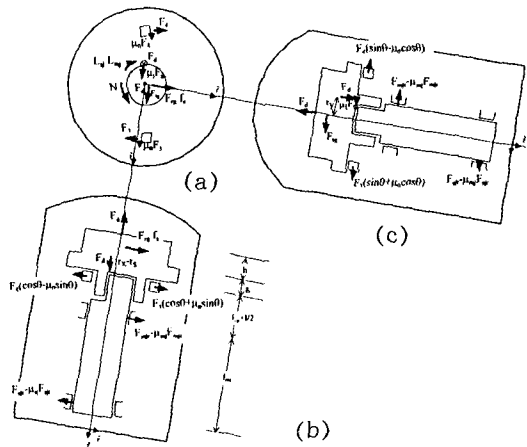


Fig.8 Free body diagram of the compressor body

$$\begin{aligned}
M_{rB} = & \left(-\frac{h}{2} + \delta - \frac{b}{2} \right) (F_{r\kappa} + f_s) + r_s F_d \\
& + \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp} \right) (F_{m\dot{r}} - \mu_m F_{m\dot{\theta}}) \\
& - \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp} + l_{sj} \right) (F_{s\dot{r}} - \mu_s F_{s\dot{\theta}}) \quad (22)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{lB} = & \left(\frac{h}{2} + \delta - \frac{b}{2} \right) F_{l\dot{g}} - r_s F_d - \frac{b}{2} \mu_d F_d \\
& - \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp} \right) (F_{m\dot{\theta}} - \mu_m F_{m\dot{r}}) \\
& - \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2} + l_{cp} + l_{sj} \right) (F_{s\dot{\theta}} - \mu_s F_{s\dot{r}}) \quad (23)
\end{aligned}$$

또한 크랭크 회전축을 중심으로 압축기 본체가 받는 축방향 모멘트는 Fig.8의 일부 힘들로 인한 영향과 모터 고정자에 작용하는 크랭크축으로의 입력 토크 N 과 방향이 반대인 토크로 구성된다. 축방향 모멘트를 M_{zB} 라고 하면 다음의 식(24)와 같이 된다.

$$\begin{aligned}
M_{zB} = & -I_d \ddot{\theta} - d \cdot F_{bl} - F_{dwi} r_{dw} - F_{uwi} r_{uw} \\
& + \frac{r_s}{2} F_{l\dot{g}} - (r_s - r_s) \mu_d F_d + F_3 (R_{oy} - r_s \sin \theta) \\
& + F_4 (R_{oy} + r_s \sin \theta) + e \mu_0 (F_4 - F_3) \quad (24)
\end{aligned}$$

4. 계산 결과 및 고찰

본 논문에서는 1마력급 스크롤 압축기를 대상으로 하였고, 이 압축기의 각 부재들의 치수는 Table 1에 나타내었다. 마찰 계수는 유체윤활이라고 여겨지는 베어링 부위에서는 0.005로, 혼합윤활로 여겨지는 부위에서는 Ishii⁽⁹⁾에서와 같은 0.027로 잡았다. 압축기 운전조건은 ASHRAE 표준조건으로 하였다. 모터 토크 곡선은 참고 문헌⁽⁹⁾의 Fig.8을 사용하였고, 계산에 사용된 각종 가스력들을 Fig.9에 나타내었다. 이 가스력들은 압축실내의 가스압 분포로부터 구하며, 자세한 계산 방법은 Ishii⁽⁹⁾에 나와 있다. 운동방정식을 위한 초기값으로는 $\theta(0) = 0$, $\dot{\theta}(0) = \omega_0 = 364.4 \text{ rad/sec}$, $\ddot{\theta}(0) = 0$ 을 사용하

Table 1 Input data

• Orbiting scroll

symbol	dimension	symbol	dimension	symbol	dimension
h	17.3[mm]	m_s	0.3 [kg]	δ	9[mm]
l	12 [mm]	r_s	2.54[mm]	ϕ_e	1,090°
l_c	10 [mm]			μ_t	0.005

• Slider bush, Oldham ring

symbol	dimension	symbol	dimension	symbol	dimension
b	3.8 [mm]	m_{sb}	0.15[kg]	R_{oy}	36.5[mm]
e	2.8 [mm]	r_{sb}	7 [mm]	α_1	-27.0°
m_0	0.03[kg]	R_{ox}	34 [mm]	μ_0	0.027
				μ_{sb}	0.005

• Crankshaft

symbol	dimension	symbol	dimension	symbol	dimension
I_0	0.381582	l_{uw}	15.25[mm]	r_{dw}	19.81[mm]
	[N·mm·sec ²]	l_{dw}	130.35[mm]	r_{cp}	7 [mm]
l_{cp}	24[mm]	l_{sh}	31.5[mm]	w_{bl}	3.54[mm]
l_{sj}	133[mm]	l_{sb}	24 [mm]	μ_{cp}	0.027
l_{mj}	33.4[mm]	r_{uw}	18.47[mm]	μ_{mj}	0.005
				μ_{sj}	0.005

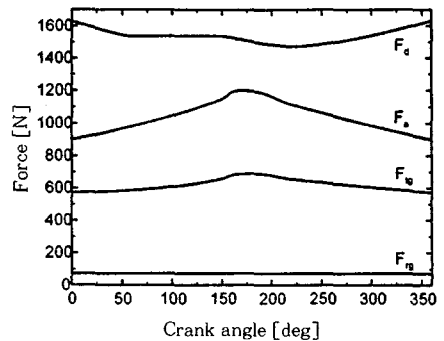


Fig.9 Gas forces

였고, 계산중분시간은 49.236 μ s이며, 크랭크 회전으로 통상 5~6회 정도에서 수렴된 해를 구할 수 있었다.

4.1 선회부재, 올담링, 슬라이더 부식에 작용하는 힘

Fig.10은 선회부재 및 슬라이더 부식에 작용하는 힘들인 F_{sbv} , F_{sbr} , F_{bl} 과 반경방향 접촉력 f_s 의 계산결과를, Fig.11은 올담링에 작용하는 F_1 , F_2 , F_3 , F_4 를 보여준다. F_{bl} 및 F_{sbr} 가 $\theta=170^\circ$ 부근에서 튀어 오르는 이유는 주로 접선 방향 가스력 F_{tg} 의 양상 때문이다. 선회부재에 작용하는 힘들 중 주된 성분은 접선방향인 F_{sbr} 로서 이는 가스압축에 필요한 구동력에 해당하여 접선방향 가스력 F_{tg} 와 방향은 반대이고 크기는 거의 같다. 올담링의 키에 작용하는 힘들은 선회부재에 작용하는 F_{sbr} 에 비해 2% 정도로 작은 힘이다. 크랭크핀에 작용하는 힘 F_{bl} 은 슬라이더 부식에 작용하는 각 방향 힘인 F_{sbv} , F_{sbr} 의 합력과 거의 일치한다.

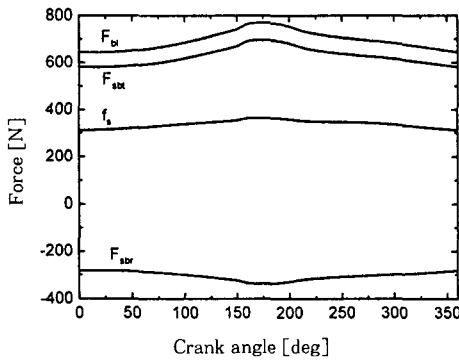


Fig.10 Forces acting on slider bush and radial sealing force

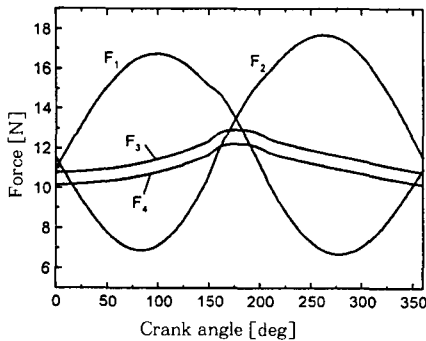


Fig.11 Forces acting on oldham ring

4.2 저널 베어링 하중

Fig.12(a), (b)는 각각 주저널 베어링 하중 F_{mj} 및 보조저널 베어링 하중 F_{sj} 를 보여준다. F_{mj} 및 F_{sj} 의 평균은 각각 883.3N, 135.5N이며 베어링 하중의 변화폭은 동일하게 10%이다. 주저널 베어링에서의 Sommerfeld수는 $S_{mj}=0.1054$ 로서 참고⁽¹⁰⁾에 의하면 축편심량은 $e_{mj}=0.2$ 이고, 보조저널 베어링에서의 Sommerfeld 수는 $S_{sj}=0.355$ 이고 축편심량은 $e_{sj}=0.3$ 이 된다.

4.3 크랭크축의 각운동

Fig.13은 크랭크축의 회전 각속도 $\dot{\theta}$ 와 각가속도 $\ddot{\theta}$ 에 대한 계산결과를 보여준다. 크랭크축의 각속도 $\dot{\theta}$ 는 369.1~367.9rad/s로 변화하여 $\pm 0.15\%$ 의 변화폭을 갖는다. 각가속도 $\ddot{\theta}$ 는 $-360\sim 200\text{rad/s}^2$

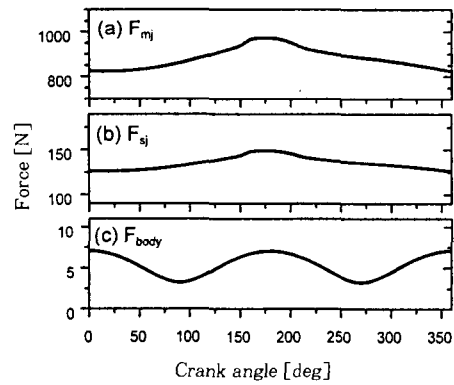


Fig.12 Bearing forces and unbalanced force on the compressor body

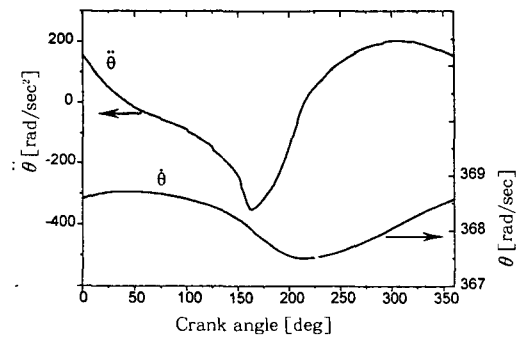


Fig.13 Rotation speed and Angular acceleration of crankshaft

의 변화를 보여 θ 의 최대 변화폭은 560rad/sec^2 이다.

이러한 크기의 각속도 $\dot{\theta}$ 와 각가속도 $\ddot{\theta}$ 의 변화가 선회부재의 관성력 및 원심력에 끼치는 영향은 $\Delta F_{sm} = m_r r_s \Delta \dot{\theta} = 0.389\text{N}$, $\Delta F_{osc} = m_r r_s \Delta \ddot{\theta} = 0.701\text{N}$ 으로 무시할 수 있다. 올담링이나 슬라이더 부시의 질량은 선회부재의 질량보다 훨씬 작으므로 이들의 관성력 및 원심력이 각속도 $\dot{\theta}$ 와 각가속도 $\ddot{\theta}$ 의 변화로 인해 변화하는 크기는 더욱 작아 무시할 수 있다.

거의 같은 용량의 스크롤 압축기에 대해서 동적 거동을 해석한 Ishii⁽⁹⁾는 크랭크축의 각속도 $\dot{\theta}$ 의 변화폭은 $\pm 0.5\%$, 각가속도 $\ddot{\theta}$ 의 변화폭은 794rad/sec^2 을 얻었다. 이는 Ishii⁽⁹⁾의 경우에 가스 압축력의 변화폭이 크기 때문으로 여겨진다.

각가속도 $\ddot{\theta}$ 의 최소값은 $\theta = 160^\circ$ 에서 발생하며 이는 크랭크판에 작용하는 반력 F_{bi} 이 최대가 되는 크랭크각과 일치한다. 이는 모터토크 N 이 크랭크축 회전속도에 따라 변화하기는 하지만 그 변화폭이 작으므로 식(16)에서 N 을 일정하다고 간주할 때 크랭크축의 관성력 $I_0 \ddot{\theta}$ 가 가스압축 토크 부하 $d \cdot F_{bi}$ 이 최대일 때 최소가 된다. 식(16)에서 마찰 손실 토크항들은 작으므로 결국 모터토크 N 과 가스압축 토크부하 $d \cdot F_{bi}$ 의 차이가 축의 관성모멘트를 결정한다.

4.4 가진력 및 전복모멘트

Fig.12(c)는 식(18), (19)로 표현되는 압축기 본체에 작용하는 가진력을 보여준다. 평균치는

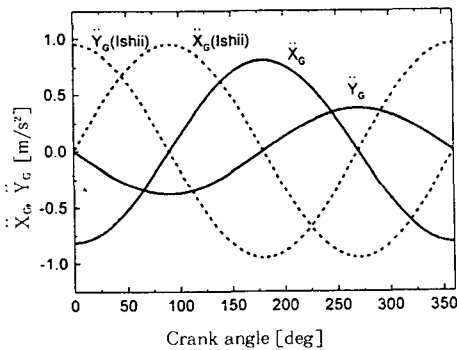


Fig.14 Compressor body accelerations \ddot{X}_G, \ddot{Y}_G

5.35N 이며 변화폭은 39%이다. 식(20), (21)로부터 가진력의 원인은 편심부재의 원심력에 기인함을 알 수 있다. 압축기 본체의 진동 가속도를 Fig.14에 Ishii⁽⁹⁾의 경우와 비교하였다. 본 논문의 경우 진폭이 약간 감소하였다. 두 경우 위상각 차이는 좌표설정 차이에 기인한다.

Fig.15는 크랭크 회전각에 따른 압축기 전복모멘트의 성분인 $M_{x,B}$ 및 $M_{y,B}$ 를 보여준다. 현재의 전복모멘트가 Ishii⁽⁹⁾의 경우에 비해 확연히 큰데, 이는 Ishii의 스크롤은 주저널 베어링만 있는 반면 본 경우는 이외에도 축하부에 보조저널 베어링이 있어 여기서의 반력이 전복모멘트에 미치는 영향이 크기 때문이다. 압축기 본체의 축방향으로의 각가속도가 크랭크각에 따라 변화하는 것을 Fig.16에 나타내었다. 고정반경식 Ishii⁽⁹⁾의 경우와 큰 차이가 없는 비슷한 경향을 보인다.

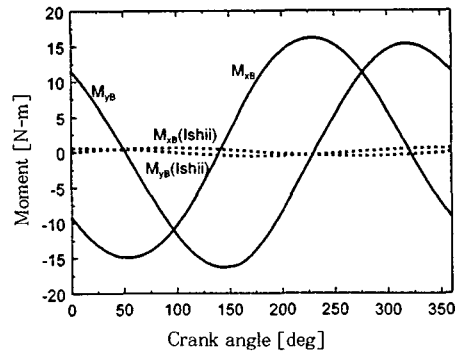


Fig.15 Unbalanced moments on compressor body

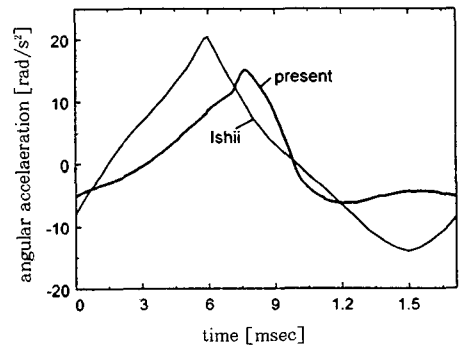


Fig.16 Comparison of angular accelerations of compressor body ($\ddot{\theta}_z$)

5. 결 론

반경방향 순용기구를 갖는 스크롤 압축기의 운동에 대한 해석적 연구를 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 반경 방향 순용 기구를 갖는 스크롤 압축기에 대한 동적거동 해석 방법을 제시하였다.
- (2) 동적거동 해석을 통하여, 압축기 본체에 작용하는 힘과 모멘트, 크랭크축의 각속도와 각가속도 변화 그리고 베어링 하중을 구하였다.
- (3) 압축기 본체에 작용하는 힘은 주로 편심운동하는 운동부재의 원심력에 기인한다.
- (4) 크랭크축의 회전 각가속도 변동량은 가스압축 토크부하의 변동이 클수록 커진다.
- (5) 압축기 본체에 작용하는 축방향 모멘트는 크랭크축의 관성 모멘트에 주된 영향을 받는다.
- (6) 본 해석 방법은 압축기 진동 감소를 위한 균형추 설계에 활용될 수 있다.

참 고 문 헌

1. Yanagisawa, T., Sihimizu, T., Fukuta, M., Ueda, M., 1992, "Pressure pulsation in hermetic casing of refrigerating rotary compressor", 92 Inter. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp. 743~747.
2. 김명균, 김재호, 김현진, 이진갑, 1997, "스크롤 압축기에서 체크밸브의 압축기 효율에 대한 영향" 공기조화 냉동공학회 96년도 하계학술논문집, pp. 740~746.
3. Nieter, J.J., Barito, T., 1990, "Dynamics of compliance mechanisms in scroll compressors part I : axial compliance", 90 Inter. Comp. Eng. Conf. At Purdue, pp. 308~316.
4. Nieter, J.J., Marchese, A.J., DeBlois, R.L., 1992, "Dynamic axial compliance to reduce friction between scroll elements", 92 Inter. Comp. Eng. Conf. At Purdue, pp. 1107~1116.
5. Nieter, J.J., 1990, "Dynamics of compliance mechanisms in scroll compressors part II : radial compliance", Inter. Comp. Eng. Conf. At Purdue, pp. 317~326.
6. 김태종, 안영재, 한동철, 1993, "가변반경의 크랭크기구를 이용한 스크롤 압축기의 동적거동 해석", 대한기계학회 93년도 춘계학술대회논문집, pp. 428~432.
7. 김중현, 김선영, 이원학, 임금식, 김현진, 1995, "스크롤 압축기의 랩간 접촉력 조절에 관한 연구", 공기조화 냉동공학회 95년도 하계학술대회 발표논문집, pp. 341~347.
8. Morishita, E., Sugihara, M., Inaba, T., Kimura, T., 1986, "Scroll compressor dynamics(2nd report, the compliant crank and vibration model)", JSME, Vol. 29, No. 248, Feb.
9. Ishii, N., Fukushima, M., Sawai, K., Sano, K., Imaichi, K., 1988, "Dynamic behaviors of a scroll compressor", JSME Inter. Journal Series III, Vol. 31, No. 1, pp. 58~67.
10. Pinkus, O., Sternlicht, B., 1961, Theory of hydrodynamic lubrication, McGRAW-HILL BOOK COMPANY INC., pp. 68~87.
11. 김재호, 김현진, 이진갑, 1996, "반경방향 순용기구를 갖는 스크롤 압축기의 동적 거동 해석", 공기조화 냉동공학회 96년도 하계학술발표논문집, pp. 335~342.