

# 기어 박스 구동시 회전수 변화에 따른 이 맞물림 주파수 소음/진동 성분의 증폭에 대한 실험적 연구

<sup>0</sup>이성훈\*, 김광준\*, 하재용\*\*

## An Experimental Study on Tooth-Meshing Frequency Components in Noise/Vibration of a Gearbox Under Operational Conditions

Seong-Hun Lee\*, Kwang-Joon Kim\*, Jae-Yong Ha\*\*

\* KAIST, \*\* DAEWOO HEAVY INDUSTRIES LTD.

### ABSTRACT

In machine tools, often a gearbox is installed to control the rotating speed of spindle, which sometimes generates problems of noise and vibration due to errors in tooth-meshing.

In this study, the characteristics of noise and vibration of given gearbox for a machine tool are analyzed experimentally. From the measurement, it was observed that the tooth-meshing component of the sound pressure level from the gearbox took its maximum at a specific operational speed. Therefore, the main content of this study is to investigate the reason why the above mentioned characteristics are observed.

By investigating the natural frequencies of the components in gearbox, it was found that the natural frequencies of the rotating gear-shaft and gearbox for twisting mode were closely related to the first and second peak of sound pressure levels respectively. Therefore, in this study, those relations were identified by the impact test of rotating gear-shaft and gearbox. In addition, we inserted the rubber between housing and bed, and analyze the effect of the rubber insertion on noise reduction by Operational Deflection Shapes.

### 1. 서론

공작 기계 내부에는 동력을 전달하고 속도를 제어하기 위한 기어 박스가 설치되어 있는데, 기어 이들이 맞물려 회전하면서 발생하는 상호 작용력에 의해 소음 및 진동이 발생하며[1][2], 그 크기가 심각하면 원활한 작업을 수행할 수 없을 뿐만 아니라 제작물의 품질도 떨어지게 된다.

특히 기어 박스에서 발생하는 소음 및 진동 신호의 대부분을 차지하는 이 맞물림 성분은 기어 이들이 맞물려 회전하면서 발생하는 주파수 성분으로서 기어 박스 자체와 동력을 전달하는 모터, 그리고 기어 박스를 통해 동력이 전달되는 동력계나

스핀들간의 조립 상황 및 기어 박스의 구조 특성에 따라 특정 회전수에서 증폭될 수 있다[3].

기존의 연구에서는 기어 이의 결합에 의한 소음 및 진동 발생을 줄이기 위해 주로 기어 이의 형태를 바꾸거나 기어 이의 재질을 변경하였으나[4], 기어 박스 설치 오차 및 작용 하중의 변화에 의한 소음 및 진동 발생의 경우는 대상으로 삼는 기어 박스마다 그 특성이 달라질 수 있으므로, 소음 및 진동의 원인을 파악하기 위해서는 특정 기어 박스를 선택한 뒤 그 대상에 대해 집중적으로 실험을 수행하는 것이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 작용 하중에 의한 소음 및 진동 신호의 변화를 보다 조직적으로 살펴보고, 이때 나타나는 신호를 기준으로 기어 박스 및 기어

\* 한국과학기술원 기계공학과, \*\* 대우 중공업㈜

축계의 고유 진동수와와의 관계를 살펴보고자 하며, 이 맞물림 주파수의 소음 신호 저감 방안으로써 기어 박스 하우징과 베드 사이에 절연 고무를 삽입한 뒤, 그 효과를 알아보고자 한다.

## 2. 기어 박스 단독 상태하의 소음/진동 특성

기어 축이 회전하면 기어에서는 소음과 진동이 발생하는데 이는 기어 이가 회전하는 주기마다 반복된다고 볼 수 있다. 그러므로 기어 이가 맞물리면서 발생하는 소음/진동 성분은 기어의 회전수와 잇수를 곱한 것으로 정의되는 이 맞물림 주파수에서 지배적으로 나타나게 된다[5].

하지만 1 장에서 설명한 바와 같이 기어 박스의 소음/진동 원인은 이외에도 다수가 존재하고 기어 박스 및 기어 축-베어링 계의 동 특성에 따라 소음/진동 수준이 달라지기 때문에, 발생원을 규명하기 위해서는 관심을 두고 있는 기어 박스의 소음/진동 특성을 분석할 필요가 있고 실제 선반에 장착된 기어 박스의 특성을 기준으로 발생원을 찾아보는 것이 의미가 있다. 따라서 대상 기어 박스의 소음/진동 특성을 알아보기 위해 기어 박스를 단독으로 설치하여 실험을 수행하였다.

연구 대상으로 삼고 있는 기어 박스와 실험 장치 구성을 Fig.2-1(a)와 Fig.2-1(b)에 각각 나타내었다.

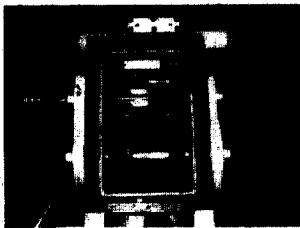


Fig.2-1(a) Interior of Gearbox

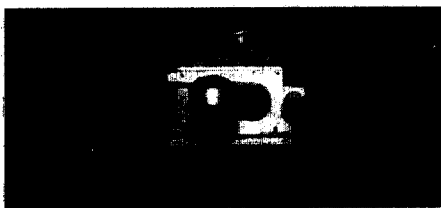


Fig.2-1(b) Isolated Condition of Gearbox

## 2.1 부하 및 장력 작용시 소음/진동 특성

이 맞물림 주파수 성분이 기어 박스의 주요 소음/진동원임을 감안하면 기어 박스의 소음/진동 특성도 기어 축의 회전 속도에 따라 달라진다고 볼 수 있다[5]. 그러므로 기어 박스의 소음/진동 특성을 분석하기 위해서 회전수를 바꾸어 가며 신호를 수집하였다.

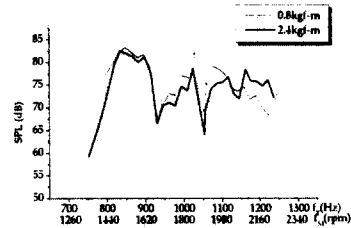


Fig.2-2 Sound Pressure Levels under the Load

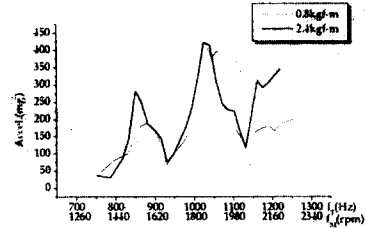


Fig.2-3 Acceleration Levels under the Load

Fig.2-2, Fig.2-3 에 부하를 0.8kgf-m, 2.4kgf-m 로 각각 주었을 때의 이 맞물림 소음 신호와 가속도 신호를 나타내었다. 소음 신호를 보면 0.8kgf-m 의 부하를 작용시켰을 경우에는 3 개의 특정 회전수에서 소음이 커지는 것을 확인할 수 있으며, 2.4kgf-m 의 부하를 작용시킨 경우는 3~4 군데에서 소음이 커지는 것을 볼 수 있다. 실험 결과를 살펴보면 작용하는 부하의 크기에 따라서 이 맞물림 성분의 소음 수준 크기와 경향이 변화하는 것을 알 수 있으며, 부하의 작용으로 인해 단순히 가진력이 증가한다는 결론은 이 실험 결과를 통해서 내릴 수 없었다.

따라서 소음 신호에서 발생하는 피크의 원인에 대해 보다 체계적으로 규명하기 위해서 운전 중 변형형상(Operational Deflection Shape; ODS)[6]을 알아보는

실험을 수행하였으며, 이를 바탕으로 기어 박스 및 기어 축계의 고유 진동수와와의 관련성을 알아보는 실험을 수행하였다.

### 3. 기어 박스 고유 진동수와 소음/진동 특성

2 장에서 설명한 이유로 운전 중 기어 박스의 소음 및 진동 신호가 커지는 두 주파수 범위에서 변형 형상을 확인해보는 ODS 실험을 수행하였으며, 이 실험 결과를 바탕으로 국부적인 고유 진동수를 보여줄 수 있는 기어 박스 각 면의 고유 진동수가 아닌 기어 박스 전체의 거동을 알 수 있는 기어 박스 고유 진동수 측정 실험을 수행하였다.

또한 회전중인 기어 축의 고유 진동수를 살펴보기 위해 회전중인 풀리를 가진하여 기어 축 고유 진동수를 알아보는 실험을 수행하였다.

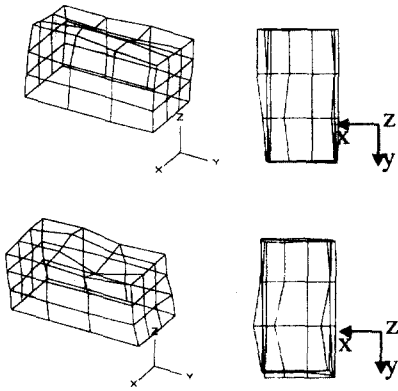


Fig.3-1(a) ODS Results at 880Hz and 850Hz

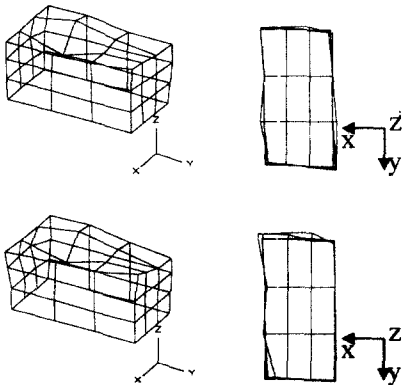


Fig.3-1(b) ODS Results at 1028Hz and 1024Hz

먼저 ODS 실험을 수행한 주파수는 0.8kgf-m와 2.4kgf-m의 부하를 작용시켰을 때 소음 및 진동 신호가 커지는 주파수 범위로서 0.8kgf-m의 부하를 작용시킨 경우 880Hz와 1028Hz로, 2.4kgf-m의 부하를 작용시킨 경우 850Hz와 1024Hz로 선택하였다. Fig.3-1(a)는 부하값의 변화로 인해 피크 주파수 및 크기가 변화한 850Hz와 880Hz의 ODS 결과를 보여주고 있으며, Fig.3-1(b)는 부하의 변화에 영향을 받지 않은 1024Hz와 1028Hz의 ODS를 보여주고 있다. Fig.3-1(a)를 살펴보면 부하의 크기에 따라서 운전중 변형 형상이 다른 것을 알 수 있는 반면, Fig.3-1(b)의 운전중 변형 형상을 보면 부하의 크기에 상관없이 일정하다는 것을 알 수 있다.

따라서 이상의 결과를 바탕으로 얻을 수 있는 결론은 실제 선반 장착 상태에서 절삭 조건에 해당하는 부하 작용시 소음 및 진동 신호의 피크 특성은 발생하지만 작용 부하의 크기가 변화할 때 피크 특성이 변화하는 것은 850~880Hz사이의 주파수 범위이며, 1024~1028Hz사이의 주파수 범위는 변화하지 않기 때문에 전자의 경우는 부하의 영향을 직접적으로 받을 수 있는 기어 축계의 영향으로 예상할 수 있으며, 후자의 경우는 부하의 영향으로 인해 가진되는 힘이 크게 나타나지 않을 수 있는 기어 박스의 모드와 관련이 있을 것이라고 생각할 수 있다. 이상의 가정을 확인하기 위해 다음의 실험들을 수행하였다.

먼저 기어 박스 모드와 관련이 있을 것으로 추정되는 1020Hz 근처의 ODS 결과인 Fig.3-1(b)를 살펴보면 회전 및 굽힘 변형 모드를 보이고 있음을 알 수 있다. 따라서 글로벌 모드가 나타날 수 있도록 가진점과 측정점을 선택한 뒤 충격 실험을 수행하였으며, 그 결과 1020Hz에 기어 박스의 고유 진동수가 존재함을 알 수 있었다. 이는 기어 박스 각 면의 고유 진동수에 해당하는 국부적인 모드가 아닌 기어 박스의 전체적인 거동을 의미하는 글로벌 모드에 해당하는 고유 진동수가 1020Hz 사이에 존재함

을 의미하며 ODS 실험 결과인 1024~1028Hz 모드와 동일한 것을 알 수 있다.

한편 Fig.3-1(a)의 850Hz와 880Hz의 ODS 결과는 서로 다른 형상을 보이고 있으며, 단순히 기어 박스 모드에 의한 영향으로 판단할 수 없어 회전중기어 축의 고유 진동수를 측정함으로써 기어 축계의 고유 진동수와 공진 가능성을 살펴보는 실험을 수행하였다.

회전중인 기어 축 자체에 가속도계를 부착하는 것이 불가능하여 기어 축과 접하고 있는 베어링 지지부에 가까운 하우징에서 주파수 응답을 구하였으며, 가진 회전중인 폴리를 충격총(impact gun)을 사용하여 벨트 수직 방향으로 하였다.

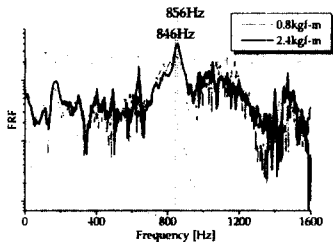


Fig.3-2 FRF of Rotating Gear-Shaft

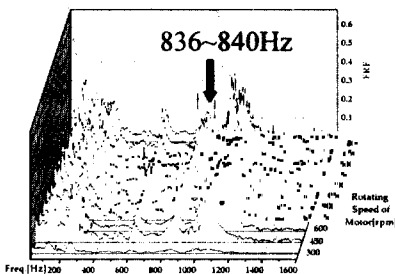


Fig.3-3 FRF of Rotating Gear-Shaft with each Speed

Fig.3-2에 모터 회전수가 900rpm이고 이 맞물림 주파수가 501Hz일 때 0.8kgf-m의 부하를 작용시킨 경우와 2.4kgf-m의 부하를 작용시킨 경우에 대해서 주파수 응답함수를 나타내었다. 실험 결과를 보면 두 경우 모두 850Hz근처에서 피크가 발생하는 것을 알 수 있는데, 이 피크가 회전중인 기어 축계의 고유 진동수인지 확인해보기 위하여 Fig.3-

3에서와 같이 모터 회전수를 최저 300rpm에서 최대 1800rpm까지 변화시키며 회전중인 폴리를 가진하였다. Fig.3-3의 결과를 보면 830~850Hz사이에 꾸준히 피크가 존재하는 것을 알 수 있으며 따라서 이를 바탕으로 850Hz에서 발생하는 피크는 운전중 특성에 의해 증폭된 신호가 아니라 기어 축계의 고유 진동수임을 알 수 있다.

이상의 결과에서 기어 박스의 운전중 소음/진동 특성중 850Hz부근에서 피크가 발생하는 원인을 다음과 같이 추정할 수 있다.

만일 회전중인 기어 축계의 고유 진동수가 850Hz라면 이 주파수로 기어 축계를 가진하는 경우 그 응답은 커지게 되고, 실제 부하를 작용시킨 경우 850Hz 주파수 범위에서 기어 박스의 소음 및 진동이 커지는 현상을 발견할 수 있다. 또한 부하의 영향이 단순히 기어 축의 축 방향 바틀립에 영향을 미친다고 볼 때 1020Hz근처에서 부하가 작용하는 경우는 소음 및 진동 신호가 커지지 않는 반면 850Hz에서는 큰 변화가 나타나고 있으므로 기어 축계의 고유 진동수와의 공진에 의해 기어 박스의 소음 및 진동 신호가 커졌다고 판단할 수 있다.

#### 4. 절연 고무 삽입 후 기어 박스 소음/진동 특성

지금까지 기어 박스의 소음 및 진동 신호 중 이 맞물림 주파수에서의 증폭 원인에 대해서 알아보았는데, 이 장에서는 이러한 원인을 바탕으로 이 맞물림 주파수의 증폭 현상을 줄일 수 있는 방법에 대해서 알아보려고 한다. 실제로 지금까지는 기어 박스를 베드에 단독 설치하면서 체결 부위를 볼트와 너트만을 이용하여 단순 고정을 하였는데, 소음 및 진동 신호에서 관심을 두고 있는 주파수 범위가 800Hz~1600Hz 사이의 고 주파수이며, 기어 박스에서 발생하는 진동 신호가 베드로 직접적으로 전파될 수 있는 가능성을 안고 있는 상황에서 기어 박스를 고정하는 베드가 기어 박스에서 발생하는 진동을 완벽하게 흡수하지 못한다면 베드의 진동에 의해 기어 박스에서 발생하는 소음 및 진동 신호가

증폭될 수 있다. 따라서 이러한 원치 않는 진동 전파를 막기 위해 하우징과 베드 사이에 절연 고무를 삽입한 뒤 삽입 전과 동일한 위치에서 소음과 진동 신호를 측정하고, 그 효과를 살펴보았다.

절연 고무를 삽입하기 전·후의 이 맞물림 음압 레벨과 전체 음압 레벨을 그림 Fig.4-1에 나타내었다.

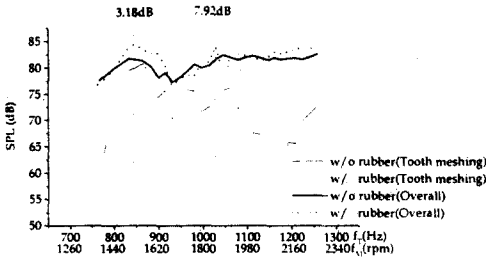


Fig.4-1 SPLs before and after inserting the rubber

Fig.4-1에서 이 맞물림 음압 신호를 살펴보면, 절연 고무 삽입 전 극대가 나타났던 850~880Hz와 1024Hz~1028Hz에서의 음압 레벨이 최대 7.92dB 줄어든 것을 확인할 수 있고, 1090Hz~1200Hz 사이에서는 10dB 이상의 소음 저감 효과를 얻을 수 있었다. 또한 기어 축계의 고유 진동수와 동일한 첫번째 피이크의 경우에 비해서 기어 박스 자체의 글로벌 모드에 해당하는 고유 진동수가 있는 두번째 피이크의 경우 그 크기가 4dB 이상 줄어든 것을 알 수 있다.

반면 전체 음압 레벨의 경우는 850~880Hz에서는 3.3dB의 소음 저감이, 1024Hz~1028Hz에서는 3.1dB 정도의 음압 레벨 감소가 발생하여 이 맞물림 성분의 소음 저감에 비해 그 효과가 크게 나타나지 않았다.

이와 같이 절연 고무를 삽입함으로써 소음 신호의 크기를 감소시킬 수는 있었는데, 이러한 원인에 대해서 알아보기 위하여 운전 중 피이크가 발생하는 두 주파수 범위에 대해서 부하의 크기를 달리하며 ODS를 살펴보았다.

Fig.4-3(a)에는 부하 0.8kgf-m를 작용시켰을 때 첫번째 피이크가 발생하는 836Hz와, 2.4kgf-m의 부하 작용시 피이크가 발생하는 864Hz의 ODS 결과를 보여주고 있다.

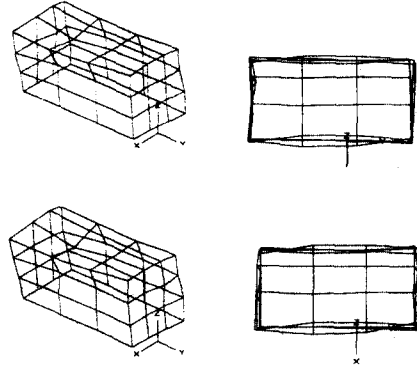


Fig.4-3(a) ODS at 864Hz(0.8kgf-m),836Hz(2.4kgf-m)

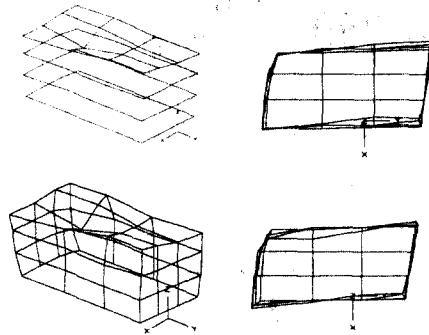


Fig.5-9(b) ODS at 980Hz(0.8kgf-m),964Hz(2.4kgf-m)

절연 고무 삽입 전 860Hz 부근에서 확인하였던 ODS 실험 결과인 그림 3-1(a)와 비교해보면, 부하 크기에 관계 없이 ODS 결과가 동일한 것을 알 수가 있다. 또한 그림 4-3(b)에서와 같이 소음 신호에서 두번째 피이크가 발생하는 964Hz에서의 ODS 결과 역시 작용 부하의 크기에 관계 없이 동일한 형태를 취하는 것을 알 수가 있다. 하지만 964Hz에서의 ODS 결과를 주목하면, 절연 고무 삽입 전 두번째 피이크가 존재하던 1024Hz와 1028Hz에서의 ODS 결과와 그 변형 모습이 동일하며, 여전히 기어 박스 전체의 비틀림 모드를 보이는 것을 알 수 있다.

앞서 소음 신호에서의 첫번째 피크의 경우는 기어 축계의 공진에 의한 소음 신호의 증폭이라는 결론을 회전중인 기어 축계의 충격 실험으로부터 얻을 수 있었으므로 ODS 결과로부터 더 이상의 정보는 얻을 수 없었으나, 소음 신호에서의 두번째 피크의 경우는 절연 고무 삽입으로 인해 기어 박스 자체의 고유 진동수가 낮아졌다고 결론 지을 수 있게 되었다.

### 8. 결론

운전중인 기어 박스에 부하를 가하면 소음 및 진동 신호의 이 맞물림 주파수에서 극대가 되는 특정 주파수가 크게 두 군데에서 나타나는데 이러한 특성의 원인을 찾아보기 위해 기어 축계 및 기어 박스 고유 진동수와 공진 현상을 확인해보는 충격 실험을 수행하였다.

운전중 기어 박스의 변형과 실제 기어 박스 모드와의 관련을 알아보기 위한 ODS 실험 결과에서는 1020Hz 에서 나타나는 소음 및 진동 극대 특성이 기어 박스 모드와 관련이 있음을 알 수 있었으므로, 기어 박스의 비틀림에 대한 충격 실험을 수행하여 1020Hz 에서 고유 진동수가 나오는 것을 확인하였다.

850~880Hz 에서 나타나는 소음 및 진동 신호 극대 특성의 원인은 ODS 실험 결과를 토대로 볼 때 기어 박스의 모드와는 상관이 없으므로 기어 축계의 고유 진동수에 의한 영향일 것이라고 추정하고 이를 확인하기 위해 회전중인 기어 축계의 고유 진동수를 알아보는 실험을 수행하였다.

회전중인 기어 축계의 충격 실험 결과 850Hz 근처에서 고유 진동수가 존재하는데 만일 이 맞물림 주파수가 기어 축의 고유 진동수와 일치한다면 운전중인 기어 박스의 소음 및 진동 신호 특성에서와 같이 극대가 되는 주파수는 발생할 수 있다.

소음 저감 대책의 일부로써 절연 고무를 삽입한 뒤의 소음 신호에서, 이 맞물림 성분의 저감 효과는 탁월하였으며, 특히 1024Hz~1028Hz 에서의 음

압 레벨이 최대 7.92dB 줄어든 것을 확인하였다. 하지만 기어 축계의 공진에 의한 소음 증폭으로 판단되는 850~880Hz 에서는 소음 저감 효과가 크지 않았는데, 이는 절연 고무를 삽입에 의해 기어 박스의 고유 진동수 및 모드 변화만 발생하였기 때문으로 판단하고 있다.

절연 고무 삽입 후 이 맞물림 신호에서 피크가 발생하는 주파수 범위가 절연 고무 삽입 후 전체적으로 낮아지는 원인에 대해서는 기어 박스 경계 조건의 유연화를 추정하였으며, 이는 ODS 실험 결과를 통해 동일 모드를 보이는 주파수 범위가 낮아지는 것을 확인하였다.

후기 : 본 연구는 KD-NVH 과제 연구비 지원에 의해 연구되었음.

### 참고 문헌

- [1] Smith, J. D., (1983), "Gears and Their Vibration : A Basic Approach to Understanding Gear Noise ,", The Macmillan Press, , pp.75-85.
- [2] 최연선,신용호,김기범, (1994), "기어 구동에 의한 화인 진동 해석," 대한기계학회논문집, 제 18 권, 제 12 호, pp.3246-3252.
- [3] 김광준,이준화,이성훈, (1999), "공작 기계용 기어 박스의 소음/진동 해석 II," 대우 중공업㈜, pp.7-14.
- [4] Randall, R. B., (1982), "A New Method of Modeling Gear Faults," Journal of Mechanical Design, Vol.104, pp.259-267.
- [5] 김광욱, (1999), "공작 기계용 기어 박스의 소음/진동 해석," 한국과학기술원 석사학위 논문, pp.8-9.
- [16] Otte, D., (1990), "Operational Deflection Shapes in Multisource Environments," Proceedings of the 8<sup>th</sup> IMAC, pp.413-421.