

믹서기용 다지기칼날 밸런싱에 의한 진동저감

⁰김영철*, 최상규*, 김종부**

Vibration Reduction of a Household Mixer by Balancing for the Mincing Knife

Young Cheol Kim*, Sang Kyu Choi*, Jong Bu Kim**

ABSTRACT

본 연구는 믹서기의 다지기칼날(Mincing Knife)이 구조적으로 가지고 있는 모멘트불평형(Couple Unbalance) 문제를 해결하기 위한 밸런싱방법을 제시한다. 유한요소법에 의하여 칼날에 작용하는 원심력, 정적 불평형량(Static Unbalance) 및 불평형각위치(Unbalance Angle)를 계산하고, 이를 바탕으로 반고리(Semiannular) 형상의 질량을 설계하여 모멘트 밸런싱을 수행하였다. 밸런싱을 수행한 후의 다지기칼날은 분해칼날(Cutting Knife)과 거의 비슷한 동적거동을 가지게 됨을 확인하였다.

1. 서론

회전에 의해 에너지를 전달할 수 있는 방법이 개발되어진 이후 터빈을 비롯한 다양한 회전기계가 사용되고 있으며, 이 중에서도 탈수기, 선풍기, 믹서기등은 가정에서 사용되는 회전기계들이다. 최근 가정용 믹서기의 경우 수입제품의 국내 시장점유율이 91년에 42.4%이던 것이 95년에는 63.4%로 올랐다고 보고되었다[1].

일반적으로 회전기계에서의 진동문제는 불평형(Unbalance), 축어긋남(Misalignment), 베어링결합 등과 같은 가진원에 의해 발생하는 경우와 공진현상과 같이 구조물의 민감도(Sensitivity)가 낮아 진동문제로 이어지는 경우로 대별할 수가 있다. 이 중 불평형은 이러한 회전기계의 진동문제들 가운데 가장 기본적이고도 빈번히 발생하는 현상이라 할 수 있는데, 그 대책이 되는 밸런싱 기술은 현재 상당한 수준까지 발전을 이루어 왔다.

일반적으로 믹서기에서 사용되고 있는 칼날은 분해용과 다지기용이 있는데, 다지기용 칼날이 상대적으로 심한 진동을 일으킨다. 본 연구에

서는 10000rpm이상으로 회전하고 다지기칼날을 장착한 가정용믹서기의 진동원인을 규명하고, 다지기칼날의 모멘트 불평형(Couple Unbalance) 보정을 통하여 진동소음이 저감됨을 확인하고자 한다.

2. 다지기 칼날의 구조

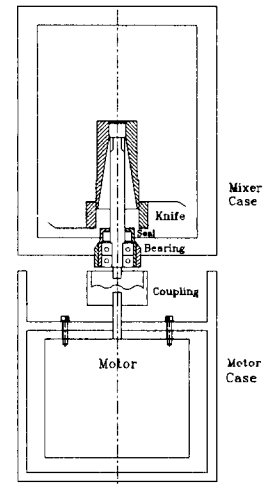


Fig. 1 Schematic of a Mixer with Mincing Knife

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

** NUC전자

Fig. 1은 다지기 칼날이 장착된 국산 믹서기의 구조도이며, 믹서(Mixer)부, 커플링(Coupling)부, 모터(Motor)부로 구성되어 있다. 칼날은 용도에 따라 분해 칼날과 다지기 칼날의 2종류가 사용되고 있다. Fig. 2는 분해 칼날의 형상이며 칼날 지지대 하부에 리벳으로 고정된다. Fig. 3은 다지기 칼날의 한쪽 형상이며 Fig. 1에서 보는 바와 같이 칼날지지대 상부와 하부에 반대방향으로 각각 하나씩 리벳으로 고정된다. 모터는 11,000~13,000RPM으로 구동되는데, 작동모드가 저속모드와 고속모드로 구분된다. 현재 분해 칼날의 경우에는 정상적인 회전이 가능하나, 다지기 칼날의 경우에는 고속모드에서 정상작동이 어렵고 베어링 내부의 그리이스(Grease)가 유출될 정도로 심한 진동 문제가 발생하고 있다.

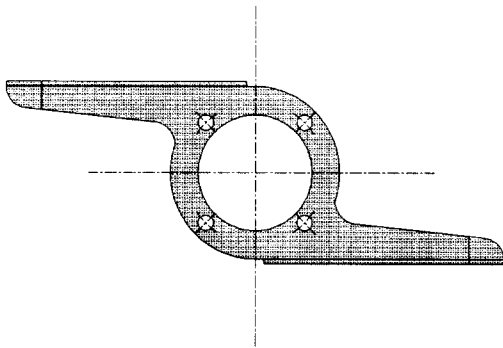


Fig. 2 Cutting Knife

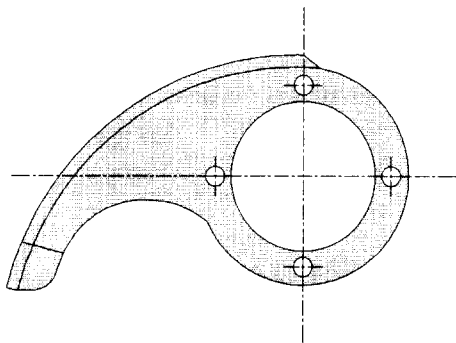


Fig.3 A Piece of Mincing Knife

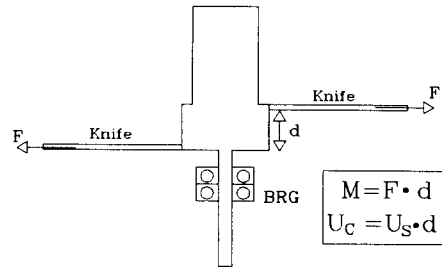


Fig. 4 Centrifugal Moment Occuring at Mincing Knife

Fig. 4는 다지기 칼날의 정상회전시 원심력에 의한 힘작용을 나타낸 것이다. 여기서 볼 수 있듯이 분해 칼날의 경우는 칼날의 원심력이 양방향으로 서로 상쇄되는데 비해, 다지기 칼날의 경우 양방향으로의 원심력이 거리 d를 가지고 작용하고 있어 베어링에 계속적으로 모멘트를 가하고 있다. 일반적으로 다지기 칼날의 경우와 같이 정적 불평형(Static Unbalance)이 서로 짝을 이루고 있는 것을 모멘트 불평형(Couple Unbalance)이라 한다 [2-3]. 이러한 모멘트 불평형은 단일면에 보정질량을 달아서 제거할 수 없고, 정확한 계산을 거쳐 두개의 평면에서 역방향의 모멘트 불평형을 유발하도록 함으로써 제거 가능하다.

3. 다지기칼날의 정적불평형량 계산

다지기칼날과 같이 임의의 형상을 갖는 구조물의 불평형량을 이론적으로 계산하기 위해, ① 유한요소법을 이용하여 원심력만이 작용할 때의 응력분포를 계산하고, ②이들 응력분포를 이용하여 경계조건에서의 반력 및 원심력벡터를 구한 후, ③역으로 불평형량 벡터를 얻었다.

우선 유한요소 방정식을 유도하기 위해 가상일의 원리(Principle of Virtual Work)를 적용하면 다음과 같다.

$$\delta U = \delta W \quad (1)$$

여기서,

$$\delta U = \int_V \delta \epsilon^T \cdot \sigma dV \quad (2)$$

$$\delta W = \int_v \delta \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{F}_b dV + \int_s \delta \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{F}_s dS + \sum_i \delta \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{F}_i \quad (3)$$

δU , δW , 그리고 $\delta \mathbf{u}$ 는 각각 내부에너지, 외력에 의한 일, 그리고 변위의 변분량이다. \mathbf{F}_b , \mathbf{F}_s , 그리고 \mathbf{F}_i 는 각각 Body Force, Distributed Force, Point Load이다. 그리고, 식 (2)의 응력과 변형률은 다음과 같다.

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon}^T = \delta(\mathbf{B} \mathbf{u})^T = \delta \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{B}^T \quad (4)$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{c} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{c} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad (5)$$

여기서, \mathbf{B} 는 형상함수(Shape Function)와 미분연산자의 곱이며, \mathbf{c} 는 재료상수로 구성된 텐서(Tensor)이다. 식 (2)~(5)를 식(1)에 대입하면 다음과 같은 유한요소 방정식이 형성된다.

$$\int_v \mathbf{B}^T \mathbf{c} \mathbf{B} dV \cdot \mathbf{u} = \int_v \mathbf{F}_b dV + \int_s \mathbf{F}_s dS + \sum_i \mathbf{F}_i \quad (6)$$

불평형량의 계산은 다음과 같이 경계조건이 적용된 지점에서의 반력을 이용한다.

$$\mathbf{F} = -\mathbf{R} \quad (7)$$

즉, 원심력이 작용하는 경우의 응력분포 해석을 통하여 경계조건에서의 반력 \mathbf{R} 을 계산한 후, 식 (7)에 의해 칼날 전체에 작용하는 원심력을 파악할 수 있다.

응력해석을 수행하기 위해 칼날이 12,000 rpm으로 회전할 때 원심력만이 외력으로 작용한다고 가정하였으므로 식 (6)에서 Body Force만 존재한다. 경계조건은 Fig. 5와 같이 칼날의 안쪽 원위에서 선변위와 각변위를 고정시켰는데, 이렇게 설정한 이유는 실제로 리벳(Rivet)이 지지대 역할을 하지만 높은 회전속도에서 이들 체결부 역시 변형을 하게 될 것이기 때문이다.

해석은 ABAQUS를 이용하였으며, 사용한 재료상수는 Table 1과 같다. Fig. 6은 계산되어진 응력분포인데, Von-Mises 조합응력으로 표현하였다. 최대응력은 52.9kPa로 계산되었으며, 날개 안쪽 곡면에서 일어났다.

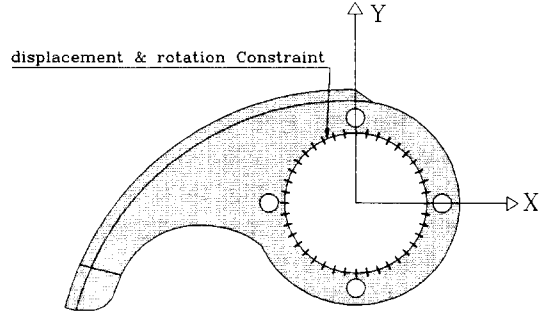


Fig. 5 Boundary Condition for FEM

Table 1 Material Properties of Knife

Young Modulus	190GPa
Density	7877kg/m ³
Poisson Ratio	0.33

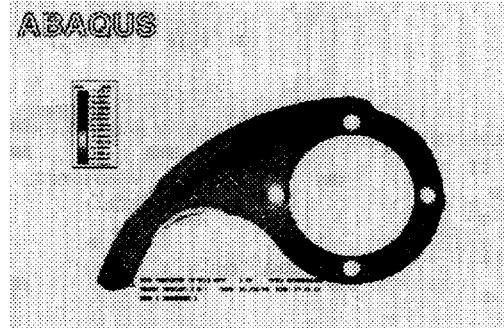


Fig. 6 Stress Distribution at 12000rpm

Table 2 Centrifugal Force to x&y Directions

F _x	-161256.51 N
F _y	8094.32 N

Table 3 Calculated Static Unbalance

U _s	0.10224659 g·mm
θ	177.13 °

Table 2는 응력해석을 통해 얻은 x 및 y 방향으로의 반력이다. 식 (7)에 의해 얻은 원심력 F 을 회전좌표계로 변환시키면 다음과 같이 불평형량과 불평형각위치(Unbalance Angle)를 구할 수 있다.

$$U = mr = \frac{\cos \theta F'_x + \sin \theta F'_y}{\Omega^2} \quad (8)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{F'_y}{F'_x} \right) \quad (9)$$

Table 3은 식 (8)과 (9)에 의해 최종적으로 얻은 정적 불평형량이다.

4. 모멘트 불균형의 밸런싱

본 연구에서는 다지기 칼날의 모멘트 불평형을 밸런싱하기 위한 방법으로서 Fig. 7과 같은 반고리(Semiannular) 형상의 질량을 제안한다. 밸런싱하고자 하는 위치로는 Fig. 8~10에서 보는 바와 같이 3가지 형태를 고려하였다. Table 4는 다지기칼날의 기본 치수이다.

첫째로 Fig. 8의 Type I은 반고리질량을 지지대 바깥에서 서로 반대방향으로 단 형상이다. 보상하고자 하는 모멘트 불평형량은 다음과 같다.

$$U_c = U_s d = m_b r_c (d + t_b) \quad (10)$$

여기서 반고리질량 m_b 와 질량중심(Centroid) r_c 는 다음과 같다.

$$m_b = \frac{1}{2} \pi \rho_s (R^2 - r^2) t_b \quad (11)$$

$$r_c = \frac{4R}{3\pi} \left(\frac{r}{R} + \frac{R}{R+r} \right) \quad (12)$$

Table 4 Dimension of Mincing Knife

내반경(r)	12.2 mm
외반경(R)	18 mm
칼날 두께(t)	1 mm
지지대 두께(d)	13 mm
칼날 밀도(ρ_s)	7877 kg/m ³
지지대 밀도(ρ_p)	1040 kg/m ³

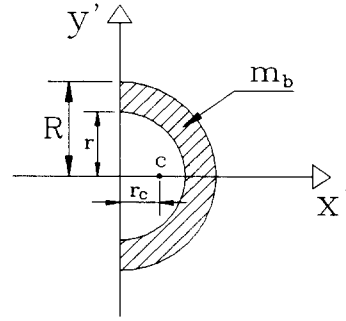


Fig. 7 Semiannular Shape for Balancing

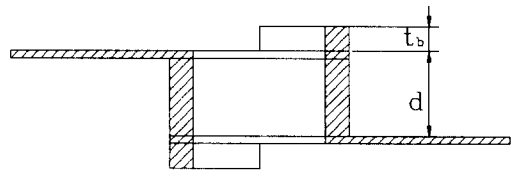


Fig. 8 Balancing Type I by Semiannular

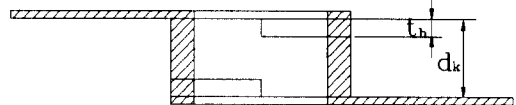


Fig. 9 Balancing Type II by Semiannular

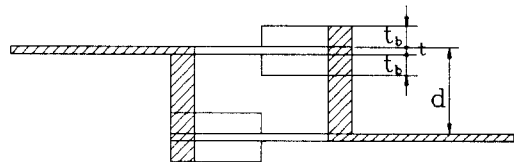


Fig. 10 Balancing Type III by Semiannular

따라서 식 (11)과 (12)를 식 (10)에 대입하면 결국 다음과 같이 t_b 에 관한 2차 방정식으로 전개할 수 있다.

$$21.087t_b^2 + 0.274t_b - U_c = 0 \quad (13)$$

둘째로 Fig. 9의 Type II는 반고리질량을 지지대 안쪽을 파내고 서로 반대방향으로 단 형상이다. 보상하고자 하는 모멘트 불평형량은 다음과 같다.

$$U_c = U_s(d_k + t) = r_c(m_b - m_p)(d_k - t_b) \quad (14)$$

여기서 m_p 는 다음과 같다.

$$m_p = \frac{1}{2} \pi \rho_b (R^2 - r^2) t_b \quad (15)$$

따라서 식 (11), (12) 및 (15)를 식 (14)에 대입하면 결국 다음과 같이 t_b 에 관한 2차 방정식으로 전개할 수 있다.

$$18.145t_b^2 - 18.145d_k t_b + U_s(d_k + t) = 0 \quad (18)$$

그런데 식 (18)의 해가 존재하기 위해서는

$$d_k > 0.0235 \quad (19)$$

이므로, 칼날지지부 두께가 2배이상인 경우에만 Type II를 적용할 수 있음을 알 수 있다.

세째로 Fig. 10의 Type III는 반고리질량을 지지대 안쪽과 바깥쪽에서 서로 반대방향으로 단 형상이다. 보상하고자 하는 모멘트 불평형량은 다음과 같다.

$$U_c = U_s d = 2m_b r_c d - m_p r_c (d - t_b - t) \quad (20)$$

따라서 식 (11), (12) 및 (15)를 식 (19)에 대입하면 다음과 같이 t_b 에 관한 2차 방정식으로 전개할 수 있다.

$$2.783t_b^2 + 0.475t_b - 0.012U_s = 0 \quad (21)$$

이상과 같은 3가지 방법에 의해 계산되어진 반고리질량을 정리하면 Table 5와 같다.

Table 5 Dimension of Balancing Weight

	m_b (g)	R(mm)	r(mm)	t_b (mm)
Type I	8.153	18	12.2	3.762
Type II	-	-	-	-
Type III	5.515	18	12.2	2.545

5. 진 동 시 험

모멘트 밸런싱에 의해 진동이 저감됨을 확인하기 위해 Fig. 8의 Type I 형상으로 반고리질량을 만들어 부착하였다. 반고리질량의 치수는 Table 5의 Type I과 같고, 부착 각위치는 약 -2.9° 방향이다.

믹서기의 동작모드는 저속과 고속으로 나누어져 있다. 따라서 ①분해칼날을 장착했을 경우, ②밸런싱 전의 다지기 칼날을 장착했을 경우, ③밸런싱 후의 다지기 칼날을 장착했을 경우에 대해 저속모드와 고속모드에서 각각의 진동을 비교하였다.

Table 7은 믹서기 칼날의 진동 레벨을 측정한 결과이다. 여기서 밸런싱 후 다지기 칼날이 분해 칼날과 비슷한 수준까지 진동이 줄어들고 회전속도도 회복되는 것을 볼 수 있다. Fig. 11~13은 저속모드에서 주파수 분석을 한 것이다. 밸런싱 전의 다지기 칼날은 모멘트 불평형에 의해 생기는 $2X$ 성분을 비롯한 여러가지 고조화 성분들을 볼 수 있고 진동레벨도 상대적으로 크지만, 밸런싱 후에는 분해칼날과 거의 비슷한 동적거동을 보이고 있음을 볼 수 있다.

Table 6 Vibration Test of the Mixer with Knife

작동 모드		회전속도 (RPM)	진동속도 (pk, in/sec)	진동가속도 (RMS, G)
분해 칼날	저속	11170	0.53	2.2
	고속	13120	0.43	2.5
밸런싱전 다지기 칼날	저속	10720	1.17	4.1
	고속	12150	2.05	5.3
밸런싱후 다지기 칼날	저속	11100	0.50	2.1
	고속	12600	0.62	2.7

6. 결론

본 연구는 믹서기의 다지기칼날이 가지고 있는 모멘트불균형 문제를 해결하기 위해 유한요소법을 이용하여 불평형량을 계산하고, 이를 바탕으로 한 밸런싱방법을 제시하였다. 다지기칼날의 한 쪽에서 발생하는 정적불균형량은 177° 방향으로 약 $0.10225\text{g}\cdot\text{mm}$ 로 계산되었다. 외경 18mm, 내경 12.2mm, 두께 3.762mm의 반고리질량을 만들어 Fig. 8과 같이 모멘트 밸런싱을 수행하였다. 밸런싱을 수행한 후의 다지기칼날은 분해칼날과 거의 비슷한 동적거동을 가지게 됨을 확인하였다.

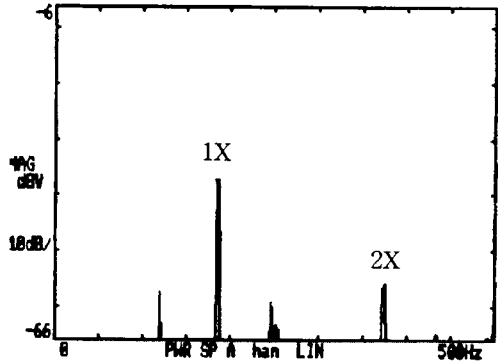


Fig. 11 Acceleration Spectrum of Cutting Knife

참고 문헌

- [1] 김영철 외, *쥬스믹서기 회전칼날의 진동해석*, 한국기계연구원 보고서, 1996.
- [2] D. H. Schneider, *Balancing Technology*, Carl Schenck AG, 1975.
- [3] 오군섭 외, *터보기계설계기술개발에 관한 연구*, 한국기계연구원보고서, 1993.

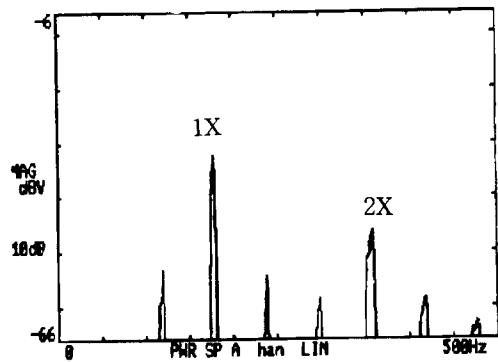


Fig. 12 Acceleration Spectrum of Mincing Knife without Balancing Weight

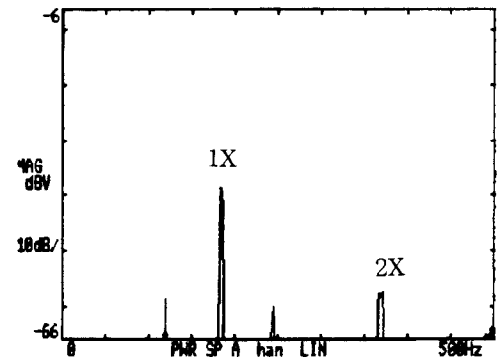


Fig. 13 Acceleration Spectrum of Mincing Knife with Balancing Weight