

## 슬라이드형 휴대전화기 측면 갭의 품질개선을 위한 부품 공차설계

이래우 · 정하승 · 지해성 · 임현준<sup>†</sup>

홍익대학교 기계·시스템디자인공학과

### Tolerance Design for Parts of a Sliding-Type Mobile Phone to Improve Variational Quality of Its Side Gap

Rae Woo Lee, Haseung Chung, Haeseong Jee, and Hyunjune Yim<sup>†</sup>

Department of Mechanical & System Design Engineering, School of Engineering, Hongik University

Received 10 September 2012; received in revised form 6 November 2012; accepted 7 November 2012

#### ABSTRACT

This paper investigates the tolerance stack-up in a commercial sliding-type mobile phone model developed by a Korean electronics company, with focus on the dimensional quality of the gap between the sliding top and the main body. The tolerance analysis in this study is done using a commercial software package, which runs Monte Carlo simulations to produce the statistical distributions of the gap size at desired locations. Such an analysis revealed that the original design did not yield the desired dimensional quality of the gap. Through a series of systematic analyses and syntheses, an improved design is proposed for the nominal dimensions and tolerances of selected features of the parts. The proposed design was validated, through tolerance analysis simulation, to meet the desired requirement of the gap quality.

**Key words:** Computer-Aided Tolerancing (CAT), Datum Flow Chain (DFC), Gap, Mobile phone, Tolerance analysis, Tolerance design

## 1. 서 론

조립품의 치수품질(dimensional quality)에서 중요한 것은 각 부품의 공차(tolerance)를 잘 설계하고 조립 공정에서 이를 잘 관리하는 것이지만, 조립 공정에서의 관리는 설계된 공차에 따를 수밖에 없으므로 공차설계가 매우 중요하다. 특히, 공차를 너무 작게 설계하면 그 공차에 부합되지 제품을 생산할 수 없거나 지나치게 생산비용이 많이 들게 되고, 반대로 공차를 너무 크게 설계하면 제

품이 원하는 기능을 다 하지 못하게 되는 특성이 있다<sup>[1]</sup>. 공차를 합리적이고 적절하게 설계하기 위해서는, 부품의 치수 오차들이 최종 제품에 미치는 영향을 예측하는 공차해석(tolerance analysis)이 선행되어야 한다. 즉, 부품의 공차를 어떤 값으로 부여했을 때 조립품의 치수가 어떤 거동을 보일지 예측할 수 있어야, 반대로 조립품의 치수가 원하는 범위 내에 있도록 하기 위해서는 부품의 공차를 얼마로 주어야 하는지를 결정할 수 있기 때문이다.

이와 같은 공차해석을 위해서는 일반적으로 최악경우해석(worst case analysis), RSS(root sum squares)법, 몬테카를로 시뮬레이션(Monte Carlo

<sup>†</sup>Corresponding Author, [hjyim@hongik.ac.kr](mailto:hjyim@hongik.ac.kr)

©2012 Society of CAD/CAM Engineers

simulation)이 사용된다<sup>[2]</sup>. 복잡한 실제 문제의 공차해석이나 공차설계는 손으로 할 수 없으므로, 이를 위한 CAT(computer-aided tolerancing) 소프트웨어가 개발되어 있는데, VisVSA<sup>®[3]</sup>, 3DCS<sup>®[4]</sup>, Tolmate<sup>®[5]</sup> 등이 대표적이며 주로 몬테카를로 시뮬레이션 방법을 사용하고 있다.

체계적인 공차해석 및 설계를 통해 제품의 치수 품질을 개선하기 위한 연구는 다양한 제조업 분야에서 수행되어 왔으며, 대량생산의 특징이 두드러지고 부품의 수가 많아 공정이 복잡한 자동차 분야에서 가장 활발하다. 특히, 자동차의 차체(body)를 접점점으로 조립하는 공정은 많은 공정변수와 함께 조립 중에 발생하는 박판 부품의 변형으로 인해 어려운 공차해석 문제이며, 이를 해결하기 위해 다양한 연구가 해외를 중심으로 진행되었다<sup>[6-10]</sup>. 국내에서도 자동차 분야를 중심으로 하여 공차해석과 공차설계 연구 결과가 발표된 바 있다<sup>[11-14]</sup>. 그러나 자동차를 제외한 타 분야에서는 공차에 관한 연구가 비교적 적다. 특히, 휴대전화기와 같이 개발 사이클이 짧은 경우에는 체계적으로 공차설계를 수행할 수 있는 시간적 여유가 없어 주로 기존의 경험에 의존하는 경우가 많다. 이렇게 경험적으로 설계된 제품의 경우에는, 양산단계에서 문제가 발생하여 뒤늦게 공차를 수정하거나 공칭 치수를 변경하게 되는 일이 많다. 설계변경이 반복적으로 발생하면 제품의 설계비용이 증가되고 출고가 늦어져 시장경쟁력을 잃을 수 있다.

본 논문에서는 슬라이드형 휴대 전화기의 측면 갭에 관한 공차연구를 수행하였다. 일반적으로, 조립된 제품에서 부품 간에 존재하는 갭(gap)의 품질은 기능과 심미성 양측면에서 중요하다. 갭이 너무 작거나 크면 제품의 작동이 어려워질 수 있고, 갭이 일정하지 않은 경우에는 미적인 완성도가 떨어지게 된다. 자동차에서 중요한 품질로 관리하는 갭의 예로서는 도어, 후드, 트렁크 뚜껑과 차체 사이의 갭이 있다<sup>[15]</sup>. 본 논문의 대상인 슬라이드형 휴대전화기의 측면 갭은 외관상 중요한 품질 기준이 되며, 상하 판 사이의 상대적인 이동을 가능하게 해주는 역할도 한다. 본 연구에서는 공차해석을 위해 VisVSA<sup>®</sup>를 활용하였으며, 공차해석의 결과를 통해 갭의 평균과 분산을 효과적으로 제어하기 위한 부품의 공차 범위와 공칭 치수를 제안함으로써 공차설계의 개선안을 도출하였다.

## 2. 기존 설계에 대한 공차해석

### 2.1 대상 모델

본 연구의 대상 모델은 Fig. 1과 같은 실제 생산된 슬라이드형 휴대전화기이며 전체 크기는 50×100×10 mm이고 부품의 수는 총 18개이다. 슬라이드형 휴대전화기는 크게 두 개의 서브어셈블리(subassembly)와 이들을 연결해주는 힌지(hinge)부로 나눌 수 있다. 서브어셈블리로는 상부 서브어셈블리와 하부 서브어셈블리가 있는데, LCD 패널을 포함하고 있는 상부는 전화기를 사용할 때 슬라이딩되면서 열리는 부분이고, 키패드가 포함되어 있는 하부는 보통 손으로 쥐게 되는 본체 부분이다. 하나의 힌지(hinge)가 이 두 개의 서브어셈블리 사이를 면대면(face-to-face) 조립을 통해 연결하고 있고, 두 서브어셈블리의 테두리에 위치한 베이스라인(baseline) 사이에서 베이스라인에 수직으로 측정된 거리가 본 연구의 대상인 갭이다 (Fig. 1 참조). 두 개의 서브어셈블리가 모두 판형이므로, 본 논문에서는 편의상 이들을 ‘상판’ 및 ‘하판’이라 부르기로 한다.

상판과 하판은 다시 여러 개의 판형 부품이 조립된 형태로 구성되는데, 이들 판형 부품들 사이의 조립은 보스(boss)와 후크(hook)를 통해 이루어진다. 전형적인 보스와 후크의 형태가 Fig. 2에 나타나 있다. 보스는 Fig. 2의 좌측 그림과 같이 구멍의 내벽에 나사산이 있어 두 부품을 겹쳐 놓은 후 나사를 조여 조립하는 형태이다. 한편, 후크는 Fig. 2의 우측 그림과 같은 형태인데, 조립되는 두 부품에 서로 방향이 반대인 두 개의 후크가 있고 이들이 강제 끼워맞춤 되어 조립된다. 본 연구의 대상 모델에는 보스가 총 15개, 후크가 총 11개 사용되어, 상판을 구성하는 7개 부품과 하판을 구성

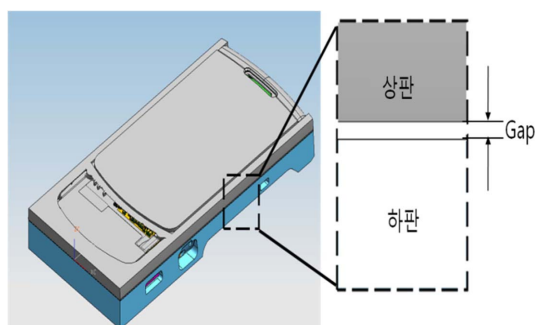


Fig. 1 The mobile phone model and definition of the gap

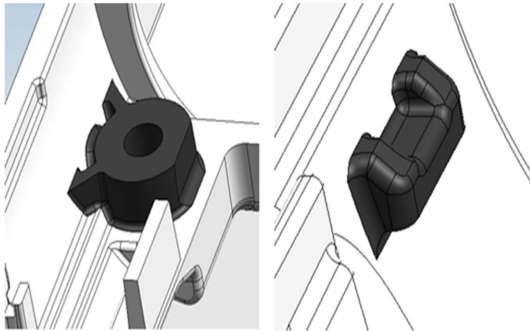


Fig. 2 Typical boss [left] and hook [right]

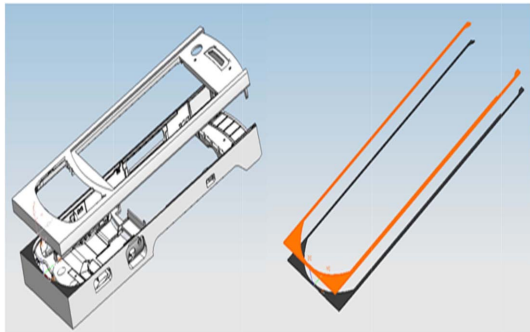


Fig. 3 Cover 1 and Cover 2 [left], and their baselines [right]

하는 10개 부품이 조립된다.

Fig. 3은 본 논문의 관심대상인 갭(gap)을 형성하는 상판과 하판의 주위를 따라 서로 마주보고 있는 베이스라인(baseline) 면을 보여주고 있다. 여기서 상판과 하판의 베이스라인 면은 각각 상판의 부품 중 하나인 ‘Cover1’과 하판의 부품 중 하나인 ‘Cover2’에 속하는데, 이 두 개의 부품과 각각의 베이스라인 면이 Fig. 3의 우측에 나타나 있다. 본 연구의 대상 모델에서는 갭이  $0.2 \pm 0.1$  mm (즉, 공칭크기 0.2 mm, 양방향 허용편차 0.1 mm) 이 되도록 설계하는 것을 목표로 한다.

## 2.2 공차해석 모델링

### 2.2.1 기구학적 해석

제품의 공차해석을 수행하기에 앞서 각 부품들 사이의 조립 관계에 대한 이해가 선행되어야 한다. 본 논문에서는 DFC(Datum Flow Chain)<sup>[16]</sup> 분석기법을 이용하여 슬라이드형 휴대전화기 부품들 사이의 조립 관계를 파악하였다.

DFC란 조립되어야 할 부품들간의 조립상관 관

계를 부품을 지칭하는 노드(node)들 간의 연결 화살표로 표현하여 나타낸 도표이다. 즉, DFC에서는 여러 부품들의 쌍이 화살표로 연결되고 있는데 화살표가 시작되는 노드가 조립의 기준이 되는 부품(base part)이고 화살표가 끝나는 노드는 기준 부품 쪽으로 가져와 조립되는 부품을 뜻한다. DFC에서는 부품들 사이의 관계를 짝(mate)과 맞닿음(contact)으로 구분한다. 맞닿음 관계는 조립된 상태에서 접촉은 이뤄지고 있지만 위치를 구속하지 않는 조립 상태를 말한다. 따라서 조립품의 중요치수에 영향을 주는 공차는 짝 관계로 맺어진 부품의 공차뿐이다.

Fig. 4는 대상 모델의 공차해석을 위해 작성된 DFC이다. 그림에서 화살표 위에 표시된 괄호 안의 숫자는 조립되는 부품의 6개 자유도 중에서 조립이 되면서 구속되는 자유도의 수를 나타낸다. 여기서 자유도란 좌표계를 기준으로 한 평행이동과 회전이동이다. 예를 들어 Window라는 부품의 경우 Cover1에 조립되면서 6개의 자유도가 모두 구속되어 그 위치가 확정된다. 앞에서 설명한 바와 같이 본 연구의 대상인 갭(gap)은 상판의 Cover1과 하판의 Cover2의 베이스라인 사이에서 판재에 수직인 방향으로 측정된 거리이며 이는 Fig. 4에서 굵은 실선으로 나타나 있다. 그러므로 그림에서 보듯이 점선 화살표로 연결된 부품들이 갭을 결정짓는 주요 부품임을 알 수 있다.

Fig. 4에서 점선으로 연결된 부품들은 총 다섯 개이며 순서에 따라 Cover1, Lower, Hinge, Front, Cover2이다. 따라서 본 연구의 공차해석은 이 다섯 부품에 대한 공차정보와 조립정보를 바탕으로 수행하게 된다.

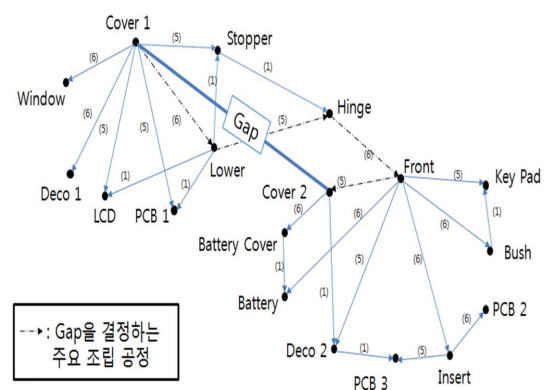


Fig. 4 Datum flow chart for the mobile phone model

**2.2.2 CAT 공차해석 모델 생성**

본 공차해석 연구에서는 상용 소프트웨어인 VisVSA<sup>®</sup>를 사용하여 공차해석 시뮬레이션을 위한 모델을 생성하였다. 이를 위해, 먼저 DFC의 분석 결과로 파악한 다섯 부품의 CAD 데이터를 변환시켜 공차해석용 기하학적 feature들을 생성하였다. 이 때 생성된 기하학적 feature들은 부품 간 조립에 사용되는 보스(boss), 후크(hook), 평면(plane) 등과 측정 점들이다. 그 다음에는, 생성된 feature들을 바탕으로 공차 정보와 조립 위치 및 순서를 입력하였다.

본 연구에서는 이러한 방법으로 5개 부품에 대해 250여 개의 기하학적 feature들을 생성하였고 59개의 공차를 입력하였다. 이 때 입력된 모든 공차 값은 실제로 제작되고 있는 부품의 측정치를 통계분석하여 정규분포로 가정하고 이에 근거하여 생성된 것이다. Fig. 5의 좌측 그림은 생성된 feature들의 트리도(tree diagram)를 보여주고 있다. 마지막 단계로, 공차해석 시뮬레이션의 결과를 산출할 측정점을 정의하였는데, Fig. 5의 우측 그림에 보인 바와 같이 베이스라인을 따라 총 8곳에서 Cover1과 Cover2 사이의 수직 거리를 측정하도록(예: gap1, gap2 등) 하였다.

**2.3 공차해석 시뮬레이션**

본 연구의 조립 시뮬레이션에서는 얇은 플라스틱 판형 부품이 조립 중에 변형되는 현상을 고려하기 위해 VisVSA<sup>®</sup>의 굽힘선(bend line) 기능을 활용하였다. 굽힘선 기능이란 조립 중에 발생하는 실제 물리적인 변형을 근사적으로 나타내기 위

해, 부재가 하나의 직선을 따라 꺾여 굽혀지는 것으로 가정하는 시뮬레이션 기법이다.

이와 같은 공차해석 시뮬레이션 결과로서 8개 측정 점 각각에서 산출된 갭의 분포를 구한 것이 Fig. 6에 나타나 있다. 여기서 시뮬레이션이란 2.2절에서 생성된 디지털 공차해석 모델을 이용하여 VisVSA<sup>®</sup> 내에서 수행한 10,000회의 몬테카를로 시뮬레이션을 의미한다. 즉, 이전에 입력한 공차 범위 내에서 부품의 치수가 정규 분포를 가질 때, 이들 분포에서 부품의 치수를 무작위로 추출하여

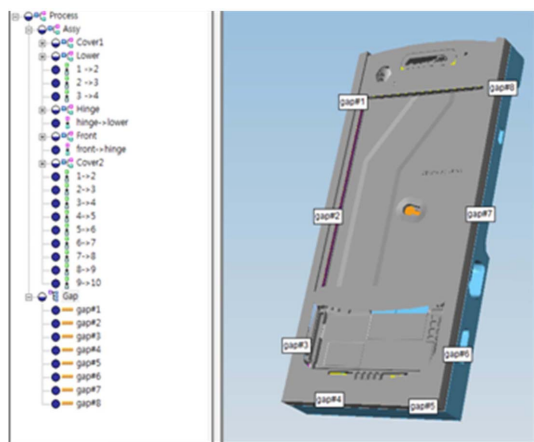


Fig. 5 Computer-aided tolerancing (CAT) model

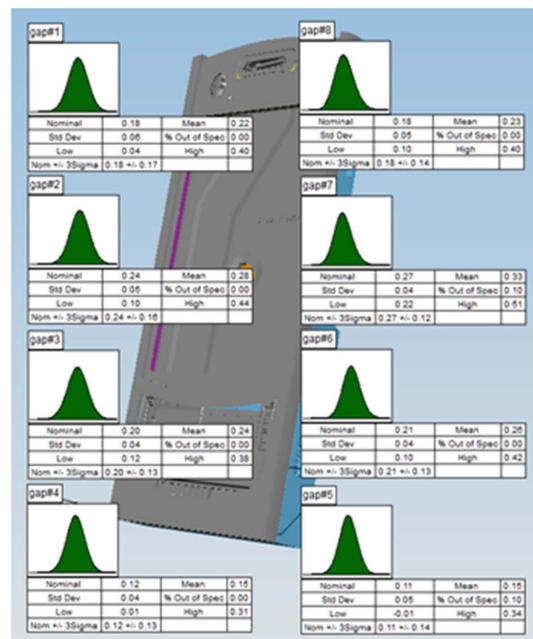


Fig. 6 Probabilistic distributions of gap measurements as computed via tolerance analysis of the original design

Table 1 Means and standard deviations of gap measurements as computed via tolerance analysis of the original design

갭 번호	평균(mm)	표준편차(mm)
1	0.2009	0.0561
2	0.2644	0.0542
3	0.2609	0.0437
4	0.2042	0.045
5	0.1951	0.0482
6	0.2158	0.0447
7	0.3037	0.0408
8	0.2054	0.0455



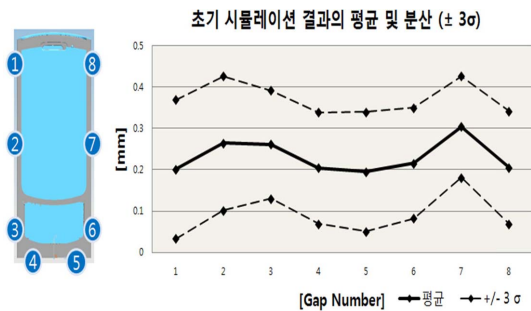


Fig. 7 Ranges (mean  $\pm 3$  std) of gap measurements as computed via tolerance analysis of the original design

가상의 조립을 10,000회 수행하면서, Fig. 6에 정의된 8개 위치에서 갭을 산출한 것이다. 갭의 분포가 모두 정규분포이므로, 갭 측정치의 99.73%는 각각의 평균  $\pm 3\sigma$  범위에 있을 것으로 예측된다. 이들 갭 분포의 평균과 표준편차 값이 Table 1에 정리되어 있다.

한편 해석 결과를 살펴보면 1번부터 8번 갭의 평균이 대부분 공칭 갭 치수(0.2 mm) 이상임을 알 수 있다. 특히 7번 갭의 경우에는 평균값이 공칭 치수보다 50% 이상 크다. 또, 모든 갭의 표준편차는  $\sigma=0.0408\sim 0.0561$  mm의 범위에 있음을 알 수 있다. 이 결과를 일목요연하게 나타내기 위해, 측정점들을 따라 평균(실선)과 평균  $\pm 3\sigma$ (점선)에 해당하는 값을 연결하여 나타내면 Fig. 7과 같다.

Fig. 7을 보면 기존 설계로는 갭의 설계 목표치인  $0.2\pm 0.1$  mm를 달성할 수 없음을 알 수 있다. 먼저, 평균이 일정하지 않고 목표했던 0.2 mm보다 높은 수준을 나타낸다. 또한 표준편차도  $3\sigma$ 가 0.1 mm보다 커서 목표에서 벗어남을 알 수 있다. 표준편차가 크기 때문에 갭의 치수가 너무 작아지는 경우도 발생한다. 예를 들면 1번 갭의 [평균- $3\sigma$ ] 값은 0.03 mm 정도로 너무 작아져서 슬라이딩 동작 중에 두 개의 Cover가 서로 간섭을 일으키는 기능상의 문제가 발생할 수도 있다. 따라서, 갭의 설계 목표치를 달성하기 위해서는 갭의 평균을 일정하게 하고 표준편차를 줄일 필요가 있음을 알 수 있다. 다음 절에서 이를 위한 개선안을 도출한다.

### 3. 공차설계 개선안 도출

#### 3.1 일반적인 공차설계 방법론

본 연구의 설계개선안을 도출하기에 앞서 일반

적인 공차설계 방법론을 살펴보기로 한다. 이 방법론은 흔히 사용되는 기법이지만 아래와 같이 체계적으로 제시하는 참고문헌은 찾아보기 어렵다.

먼저, 제품을 개발할 때 제품의 품질을 결정하는 주요특성(KC, Key Characteristic)의 요건을 결정한다. KC는 설계의 주안점에 따라 달라질 수 있는데, 공차설계가 주안점인 경우에는 조립품의 치수를 KC로서 고려하게 되며 본 연구의 KC는 휴대전화기의 갭(gap)이 된다.

두 번째 단계로서는 부품의 공칭 치수를 결정하여 CAD 모델을 생성하고 부품에 공차를 부여한다. 이때 제조업체의 경험이나 공정능력에 따라 기하공차 및 치수공차를 사용하게 된다.

세 번째로는, 부여된 공칭 치수와 공차를 이용하여 공차 해석을 수행한다. 공차 해석의 결과로 KC의 통계적 특성을 예측할 수 있다.

네 번째 단계에서는, KC의 통계적 특성을 처음에 설정된 KC의 요건과 비교하여 필요한 경우, 설계를 변경한다. 먼저, KC의 분산이 설정된 요건을 만족하는 지 검토하고 만족하지 않으면 분산에 영향을 주는 공차들을 찾아 이를 조절한다. 이 공차 조절 과정은 분산 요건을 만족할 때까지 반복적으로 수행된다. KC의 분산 요건이 만족되면 다음 단계로서 KC의 평균 요건이 만족되는지를 판단한다. 평균은 부품의 공칭 치수로부터 직접적인 영향을 받기 때문에 이를 변경하여 설계 목표를 만족시키는데, 이 과정 역시 목표가 만족될 때까지 반복한다.

이와 같은 과정을 거쳐 KC의 분산과 평균이 만족스럽게 되면, 확정된 부품의 치수와 공차를 가지고 2D 도면을 작성하고 부품 검사 방법을 개발함으로써 공차설계가 완료된다. 본 연구와 직접 연관은 없으나, 실제 문제에 있어서는 부품의 검사 방법을 개발함에 있어서 설계자가 공차 기준면(datum) 등을 고려하여 검사 팀과 합동으로 개발하는 것이 바람직하다.

#### 3.2 갭 분산의 개선

##### 3.2.1 조정 대상 공차의 선정

본 연구의 경우, 3.1절의 방법론 중 1~3단계를 거쳐 나온 결과가 2.3절과 같이 만족스럽지 않으므로, 4단계의 설계변경을 수행한다. 우선, 갭의 분산을 줄이기 위해서는 부품의 공차를 줄여야 한다. 수많은 공차 중에서 어느 것을 얼마나 조정할

지를 결정하기 위하여, 본 연구에서는 VisVSA<sup>®</sup>에서 제공하는 영향도(effect)와 민감도(sensitivity)를 활용한다. 영향도와 민감도는 측정 갭 마다 따로 계산되는데, 영향도란 해당 갭의 분산에 각 공차가 얼마나 영향을 미쳤는지 그 기여도(contribution)을 나타내는 것이고, 민감도란 하나의 공차를 단위 크기만큼 조정할 때 해당 갭의 분산이 얼마나 바뀔지를 나타내는 것이다. 따라서, 어느 한 갭의 분산을 효과적으로 줄이려면, 먼저 그 갭에 대한 영향도가 큰 공차들을 고른 후, 이들 중 민감도가 큰 것부터 줄여나가면 된다.

본 연구에서 고려하는 측정 갭은 총 8개인데, 당연히 측정 갭마다 공차들의 영향도와 민감도가 다르게 산출된다. 그런데 Fig. 7을 보면 기존 설계에 따른 갭의 분산이 모든 갭에 있어 비슷하게 나타났으므로, 특정한 갭의 분산을 줄이는데 집중할 필요는 없다. 따라서, 조정 대상 공차를 선정하기 위한 간단한 방법으로 8개 측정 갭에 대한 영향도와 민감도 각각을 합산하여, 그 결과를 이용하기로 한다. Table 2는 총 59개의 공차 중 영향도 또는 민감도의 총합이 최상위인 9개 공차 및 최하위인 8

개 공차를 사례로 보여주고 있다. 최상위 9개 공차는 합산 영향도가 5% 이상이거나 민감도가 4 이상인 것으로 선정되었으며, 이들 공차를 줄이면 갭의 분산을 줄이는데 효과가 있을 것으로 보인다.

Table 2에서 보여주고 있는 최하위 8개 공차는 반대로 합산 영향도가 1% 이하이거나 민감도가 1 이하인 경우에 해당되며, 이들은 갭에 주는 영향이 작기 때문에 생산비용 절감을 위해 공차 값을 늘려주어도 된다. 즉, 공차해석 결과를 이용하면 갭의 치수를 목표치에 맞게 관리할 뿐 아니라 생산비용 절감의 효과도 얻을 수 있다. Table 2의 영향도 및 민감도의 합산 결과를 보면 두 커버(Cover1, Cover2) 부품의 베이스라인의 평면도 공차가 다른 공차들과 비교할 수 없을 정도로 큰 것을 알 수 있다. 이것은 물론 갭(gap)이 바로 이 두 부품의 베이스라인 사이 거리로 정의되어 직접적인 영향을 주기 때문이며, 기존 설계에서 평면도 공차가 다른 공차에 비해 크게 주어져 있는 것도 하나의 이유이다.

**Table 2** Effects and sensitivities of tolerance features as summed over all gap measurements

공차명(feature)	Effect	Sensitivity
Cover1-base line	362.9	11.02
Cover2-base line	346.5	10.62
Lower-left hinge rail 1	8.48	8.62
Lower-right hinge rail 1	6.08	8.62
Lower-base line	5.56	2.54
Hinge-bottom left plane 2	2.16	4.19
Hinge-top left plane 2	2.16	4.19
Hinge-bottom left plane 1	2.16	4.19
Hinge-top left plane 1	2.16	4.19
중략		
Front-mid hook1	0.91	0.745
Cover2-mid hook1	0.91	0.745
Front-mid hook3	0.88	0.540
Cover2-mid hook5	0.82	0.777
Front-mid hook5	0.15	0.313
Cover2-mid hook3	0.08	0.159
Front-mid hook4	0.08	0.159
Cover2-mid hook4	0.08	0.159

**3.2.2 공차의 조정**

Table 2의 최상위 공차 9개 각각을 얼마나 감소시켜야 갭의 분산을 목표치까지 감소시킬 수 있는지를 파악하기 위해, 이들 공차를 하나씩 각각 10%, 20%, 30%만큼 감소시키며 총 39회의 시뮬레이션을 수행해 보았다. 그리고 이때 관찰된 결과를 이용하여, 공차들을 단계적으로 조정하면서 모든 갭의 표준편차가 목표를 만족하도록 하였다. 여기

**Table 3** Stepwise reduction of gap standard deviations through adjustment of part feature tolerances

단계 갭	0	1	2	...	12
	조정전	Cover1, 2 base line (30%)	Front BL hook, Cover2 BL hook (30%)		Hinge left plane (30%)
1	0.0561	0.0427	0.0427	...	0.0360
2	0.0542	0.0416	0.0413		0.0359
3	0.0437	0.0348	0.0347		0.0318
4	0.0450	0.0362	0.0361		0.0327
5	0.0482	0.0397	0.0359		0.0346
6	0.0447	0.0359	0.0358		0.0339
7	0.0408	0.0319	0.0319		0.0308
8	0.0455	0.0365	0.0366		0.0357

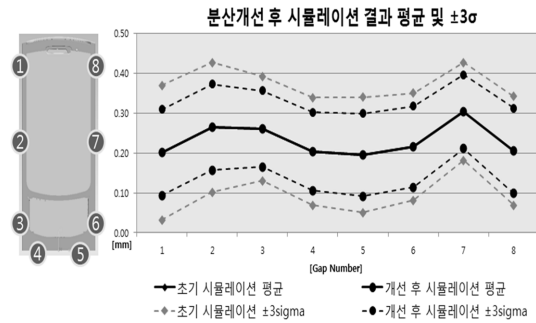
**Table 4** Part feature tolerances fixed in the final step

공차명	감소폭(%)
Cover1 baseline	30
Cover2 baseline	30
Cover2 left bottom hook	30
Front left bottom hook	30
Lower left hinge rail1	30
Lower right hinge rail1	30
Cover1 right top boss	30
Cover2 right top boss	30
Hinge bottom left plane2	25
Hinge top left plane2	25
Hinge bottom left plane1	25
Hinge top left plane1	25

서, 목표로 하는 갭의 분산 범위가  $\pm 0.1$  mm이므로, 3시그마의 품질관리 개념을 도입하여 모든 갭의 표준 편차가  $0.1/3=0.033$  mm 이내가 되는 것을 목표로 하였다.

Table 3은 모든 갭의 표준편차가 목표치인 0.033 mm 이하 또는 근접한 값에 도달하기 까지 수행된 12 단계의 공차조정 중 일부의 결과를 보여주고 있다. 즉 제0단계는 공차 조정 전의 갭 편차 값이고, 제1단계는 Cover1과 Cover2의 공차를 30% 감소시켰을 때의 값인데 이때 모든 갭의 표준편차가 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 앞에서 설명한 바와 같이, 갭이 이 두 개의 베이스라인 사이의 거리로 정의되기 때문이다. 제2단계부터 제12단계는 표준편차가 목표 치에 도달하지 못한 갭들을 대상으로 조정효과가 큰 공차를 추가로 줄여나가는 과정이다. 최종적으로 목표치인 0.033 mm 이하 또는 근접한 값으로 조정된 공차들과 그 감소폭이 Table 4에 정리되어 있다.

Table 4를 보면 12단계의 각 공차 결과값이 기존 설계 값보다 25% 또는 30%만큼 감소되었음을 알 수 있다. 실제 제조단계에서 이 실험값을 구현하기 위해서는 보다 정밀한 제작과 검사 공정이 필요하게 되어 생산비용이 증가될 것이나 앞에서 언급한 바와 같이 갭의 관리에 있어 중요하지 않은 공차도 많이 선정되었으므로, 이들의 공차는 상대적으로 여유 있게 관리함으로써 전체적인 생산비용을 경제적으로 관리할 수 있을 것으로 사료된다.

**Fig. 8** Comparison of gap ranges (mean  $\pm 3$  std) before and after adjustment of part feature tolerances

### 3.2.3 갭분산의 개선 결과

Fig. 8은 공차 조정 전후의 갭의 평균(실선)과 평균  $\pm 3\sigma$  값(점선)을 비교하여 개선 효과를 보여 주고 있다. 개선 전의 회색 점선에 비해 개선 후의 검은색 점선이  $\pm 3\sigma$  값의 전반적인 감소를 보여주고 있다. 아직 평균값의 개선은 이루어지지 않았지만, 표준편차의 감소에 따라 1번과 8번 갭에서 발생하는 최소 갭 크기가 0.1 mm 정도로 증가하였다. 이로써 기존 설계에서 갭의 최소 크기가 0.03 mm로 너무 작아 부품 간의 간섭이 우려되었던 문제가 해결될 것으로 예상된다.

## 3.3 갭 평균의 개선

### 3.3.1 평균 개선 방법

갭의 평균을 조정하기 위해서는 부품의 공칭치수를 바꾸어야 한다. 실제 현장에서는 체결부인 보스나 후크의 높이나 위치를 바꾸는 설계변경을 통해 문제를 해결하기도 하는데, 이는 체결부의 공칭치수를 바꾸면 그 영향을 예측하기 쉬운 편 아니라 이들이 돌출된 형상을 가지고 있어 금형 수정이 용이하기 때문이다. Fig. 8의 갭 평균값을 조정하여 모두 0.2 mm로 맞추기 위해서는 대상 모델에 포함되어 있는 보스와 후크 중에서 민감도가 큰 것을 선정하고 이들의 공칭치수를 적절한 만큼 조정해야 한다. 보스와 후크의 조정량은 아래와 같이 수식으로 결정할 수 있다. 우선,  $i$ 번째 갭을  $y_i$ 라 하면 이는 많은 부품의 공칭치수들의 함수로 표현된다.

$$y_i = f_i(x_1, x_2, \dots, x_n, z_1, z_2, \dots, z_n) \quad (1)$$

여기서, 우변의 독립변수들은 조정대상인 보스

및 후크의 공칭치수(공칭높이)를 나타내는  $x_i$ 와 조정대상이 아닌 나머지 공칭치수를 나타내는  $z_i$ 로 구분하였다. 이제  $x_i$ 들을 미소량 만큼 조정한다고 할 때 그에 따른 갭  $y_i$  ( $i = 1, 2, \dots, m$ )의 변화량을 테일러급수(Taylor series)로 전개하고, 그 결과를 행렬형태의 식으로 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta y_1 \\ \Delta y_2 \\ \vdots \\ \Delta y_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_{11} & S_{12} & \cdots & S_{1n} \\ S_{21} & \ddots & & S_{2n} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ S_{m1} & \dots & & S_{mn} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \vdots \\ \Delta x_n \end{Bmatrix} \quad (2)$$

식 (2)에서 우변의  $[S_{ij}]$  행렬은 민감도(sensitivity) 행렬로서, 그 요소들은 식 (1)의  $f_i$  함수의 편미분, 즉  $S_{ij} = \partial f_i / \partial x_j$ 로 정의되고, 물리적으로는 공칭치수  $x_i$ 의 변동에 따라  $i$ 번째 갭이 얼마나 민감하게 영향 받는 지를 나타낸다. 이 민감도 값들은 기존 설계에 대한 공차해석 시뮬레이션 결과(3.2절)로부터 얻을 수 있다. 만일 공칭치수를 조정하려는 보스 및 후크의 개수  $n$ 과 평균값을 조정하려는 갭의 개수  $m$ 이 같다면, 식 (2)의 민감도 행렬은 정방행렬이 되므로 그 역행렬을 양변에 곱하여 공칭치수의 조정량을 구할 수 있다. 즉

$$\begin{Bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \vdots \\ \Delta x_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} S_{11} & S_{12} & \cdots & S_{1n} \\ S_{21} & \ddots & & S_{2n} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ S_{n1} & \dots & & S_{nn} \end{Bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \Delta y_1 \\ \Delta y_2 \\ \vdots \\ \Delta y_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

설명하면, 식 (3)의 우변 벡터의 요소들  $\Delta y_i$ 가 요구되는 갭 평균 조정량이라면 좌변의 벡터의 요소들  $\Delta x_i$ 는 이를 위해 필요한 보스 및 후크의 공칭치수 조정량이 된다. 그러나, 측정 갭의 수가 조정하려는 체결부의 수보다 많을 경우에는 식 (2)는 불가능이 되므로 최소 제곱법과 같은 수치해석 기법을 이용해야 한다. 반대로 측정 갭의 수에 비해 조정대상인 체결부의 수가 많은 경우에는 식 (2)는 부정기 행렬이 되어, 경제성 요건 등 추가적인 방정식을 고려하여야만 공칭치수 변화량을 구할 수 있다.

### 3.3.2 공칭치수의 조정

본 연구의 대상 모델에서 상판에는 4개의 보스와 2개의 후크가 있고 하판에는 5개의 보스와 9개의 후크가 있는데, 이들 중 상대적으로 민감도가

높은 보스와 후크를 선정하였다. 그 결과, 상판의 Cover1에서는 4개의 보스, 그리고 하판의 Cover2에서는 5개의 보스 및 2개의 후크가 선정되었으며, 이들 총 11개 체결부의 공칭치수를 조정하기로 한다. 그런데 갭의 측정점은 8개이므로 식 (2)에서  $m$ 과  $n$ 이 같지 않은 경우가 되어, 해를 구하기가 복잡해진다. 본 연구에서는 다음과 같은 가정을 통해 인위적으로  $m = n$ 이 되도록 하고 연구를 진행하였다.

첫째, 보스나 후크가 부품의 좌우 대칭 위치에 쌍으로 있는 경우, 이 쌍의 공칭치수는 동일한 값을 가지도록 조정해야 한다고 가정한다.

둘째, 갭의 측정점 중 1번 점과 8번 점, 그리고 4번 점과 5번 점은 각각 좌우 대칭이 되는 쌍이고 Fig. 7에서 평균값이 거의 같으므로, 각 쌍이 마치 하나의 갭 측정점인 것처럼 본다.

이들 가정에 의해 공칭치수를 조정할 체결부의 개수가 6개로 줄고, 평균값을 조정하고자 하는 갭 측정점의 개수도 6개로 줄어들어, 식 (3)을 이용할 수 있게 된다. Table 5에는 공칭치수를 조정할 6개의 체결부(후크, 보스)가 정리되어 있고, Table 6에는 6개의 측정 갭에서 요구되는 조정값  $\Delta y_i$ 가 나타나 있다. 여기서  $\Delta y_i$ 는 Table 1의 값으로부터 목표치 0.2 mm에 도달하기 위해 필요한 조정치(양

**Table 5** List of fasteners selected to be subject to nominal position adjustments

변수명	공칭치수의 정의
$x_1$	Cover1 top boss
$x_2$	Cover1 bottom boss
$x_3$	Cover2 top boss
$x_4$	Cover2 middle boss
$x_5$	Cover2 bottom boss
$x_6$	Cover2 bottom boss

**Table 6** List of gap measurements with target changes

변수명	갭 번호	목표 조정량(mm), $\Delta y_i$
$y_1$	1, 8	-0.0031
$y_2$	2	-0.0644
$y_3$	3	-0.0609
$y_4$	4, 5	+0.0004
$y_5$	6	-0.0158
$y_6$	7	-0.1037



**Table 7** Computed adjustments required of nominal positions of fasteners

변수명	공칭치수 조정량(mm)
$\Delta x_1$	-0.01
$\Delta x_2$	-0.10
$\Delta x_3$	0.00
$\Delta x_4$	-0.06
$\Delta x_5$	0.00
$\Delta x_6$	+0.04

수는 증가, 음수는 감소)를 의미하며, 두 개의 갭을 하나의 변수로 본 경우에는 Table 1에 나타난 두 갭에서의 값들의 평균값을 사용하였다.

Table 5와 Table 6에 정의된 변수들과 3.2절에서 구한 민감도를 이용하여 본 연구의 대상 문제에 대해 식 (2)를 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} -0.0031 \\ -0.0644 \\ +0.0609 \\ +0.0004 \\ -0.0158 \\ -0.1037 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.1004 & 0.0155 & 1.0826 & 0 & 0 & 0 \\ 0.3884 & 0.6161 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.3431 & 0 & 0 & 0 & -0.6183 \\ 0 & -0.3061 & 0 & 0 & 0 & -0.7363 \\ 0 & 0.3431 & 0 & 0 & 1.0681 & 0.5320 \\ 0.3884 & 0.6116 & 0 & 0.6765 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \Delta x_3 \\ \Delta x_4 \\ \Delta x_5 \\ \Delta x_6 \end{pmatrix} \quad (4)$$

식 (3)과 같은 방법으로 식 (4)를 풀어 공칭치수 조정량 벡터를 구한 결과가 Table 7에 나타나 있다.

여기서 양수는 체결부의 높이를 증가시키는 것을, 음수는 감소시키는 것을 의미하며, 계산 결과는 공칭치수 조정량임을 고려하여 소수점 두 자리까지만 표시하였다.

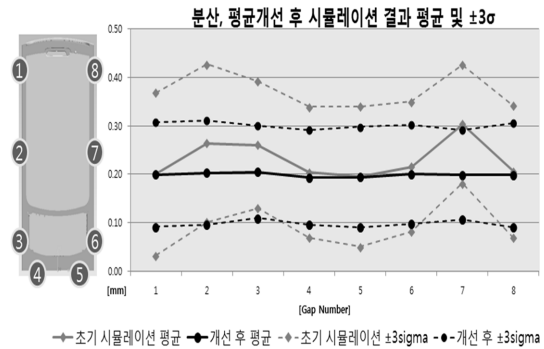
**3.3.3 갭 평균의 개선결과**

Table 4와 같이 부품의 공차를 조정하고 Table 7과 같이 체결부의 공칭치수를 조정한 후 공차해석 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과로 얻은 갭의 평균을 개선전의 값과 비교하여 Table 8에 나타내었다. Table 8에서 8개 측정점에서 갭의 평균이 모두 목표치인 2.0 mm에 매우 근접(최대 오차 3%)한 것을 확인할 수 있다. 이와 같은 최종 개선 결과의 평균 및  $\pm 3\sigma$ 의 값을 기존설계와 비교하여 그래프 로 나타내면 Fig. 9와 같다.

Fig. 9에서 실선은 갭의 평균, 점선은 평균  $\pm 3\sigma$  값을 의미하며, 개선전의 결과는 회색 선으로 개선후의 결과는 검은 선으로 나타내었다. 그림을 보면, 개선 이전에 분산이 크고 평균도 고르지 않았

**Table 8** Comparison of gaps before and after the tolerance design

갭번호	개선 전 (기존 설계)	최종 개선 후
1	0.2009	0.1997
2	0.2644	0.2033
3	0.2609	0.2049
4	0.2042	0.1940
5	0.1951	0.1941
6	0.2158	0.2000
7	0.3037	0.1991
8	0.2054	0.1983



**Fig. 9** Comparison of gap ranges (mean  $\pm 3\sigma$ ) between the original design and the final modified design.

던 8개 측정 점에서의 갭이 개선 후에는 분산도 줄고 평균도 일정해져서 모두 설계 목표치인 0.2  $\pm$  0.1 mm을 만족함을 알 수 있다.

**4. 결 론**

슬라이드형 휴대전화기에서 측면 갭은 기능적으로나 외관 품질 면에서 매우 중요한 인자이다. 국내 휴대전화기 제조업체에서도 공차 시뮬레이션을 도입하여 품질을 향상시키려는 움직임이 있지만 아직까지 경험에 의존하는 경우가 더 많다. 이에 본 논문에서는 실제 슬라이드형 휴대전화기 모델을 대상으로 측면 갭에 대한 공차해석을 수행하였고, 그 결과를 바탕으로 바람직한 공차설계 과정을 제안하였다. 공차 설계 과정은 크게 세 부분으로 나누어 볼 수 있다.

첫째, 휴대전화기 모델의 기구학적 분석을 통해 공차해석 모델을 구축하는 것이다. 이 과정에서는 실제 모델에 대한 정확한 데이터와 조립 순서 및 위치를 파악하는 것이 매우 중요하다. 이 과정을

거치면, 갭의 평균과 분산을 구할 수 있는 공차해석 시뮬레이션을 할 수 있게 된다.

둘째, 갭의 분산을 개선하는 과정이다. 갭의 분산이 설계 목표보다 큰 경우에는 기능적인 문제가 발생할 수 있다. 측면 갭은 보통 그 크기가 아주 작게 설계되는데, 분산이 크게 되면 부품 간의 간섭이 일어나 슬라이딩 동작이 어려워지는 경우가 발생할 수 있다. 이러한 경우, 공차해석 시뮬레이션의 결과로 나온 주요 인자들의 기여도를 파악하여 영향이 큰 부품의 공차를 줄임으로써 갭의 분산을 줄여야 한다.

셋째, 갭의 평균을 개선하는 과정이다. 평균이 목표 치보다 작거나 큰 경우에도 문제가 발생한다. 특히, 갭을 따라 틈새의 크기가 일정하지 않으면 외관 품질이 저하된다. 갭의 평균을 개선하기 위해서는, 갭의 체결 부에 대한 민감도를 분석하여 체결부의 공칭치수를 적절히 조정한다. 본 논문에서는 위의 방법을 적용하여 실제로 생산된 슬라이드형 휴대전화기 모델에 대한 설계 개선안을 도출하였고, 시뮬레이션 결과를 통해 개선 효과를 검증하였다.

본 연구에 사용된 공차설계 방법론은 일반성을 가지고 있으므로, 그 적용 대상이 휴대전화기에 국한되지 않는다. 즉, 이 방법론을 적용하여 체계적인 공차설계를 수행한다면 제품개발의 후 단계에서 흔히 발생하는 고비용의 설계변경을 대폭 줄임으로써 짧은 시간에 저비용으로 고품질의 제품을 개발해 낼 수 있을 것이다.

## 감사의 글

본 연구는 2010년 삼성전자 무선사업부와 진행한 산학과제와 홍익대학교 학술진흥연구비의 부분 지원으로 이루어졌음.

## 참고문헌

- Creveling, C.M., 1996, *Tolerance Design*, Addison-Wesley.
- Drake, P., 1999, *Dimensioning and Tolerancing Handbook*, McGraw-Hill.
- <http://www.3dcs.com>
- [http://www.plm.automation.siemens.com/ko\\_kr/products/tecnomatix/quality\\_mgmt/variation\\_analyst/index.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/ko_kr/products/tecnomatix/quality_mgmt/variation_analyst/index.shtml)
- <http://www.sigmetrix.com/tolerance-analysis-software-cetol.htm>
- Hu, S.J., 1997, Stream of Variation Theory for Automotive Body Assembly, *CIRP Annals*, 461, pp. 1-6.
- Liu, S.C. and Hu, S.J., 1997, Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assemblies Using Finite Element Methods, *ASME J. Mfg. Sci. Eng.*, 119, pp. 368-374.
- Camelio, J., Hu, S.J. and Ceglarek, D., 2003, Modeling Variation Propagation of Multi-Station Assembly Systems with Compliant Parts, *ASME J. Mech. Des.*, 1254, pp. 673-681.
- Kim, P. and Ding, Y., 2004, Optimal Design of Fixture Layout in Multi-Station Assembly Processes, *IEEE. Trans. Autom. Sci. Eng.*, 12, pp. 133-145.
- Ding, Y., Jin, J., Ceglarek, D. and Shi, J., 2005, Process-Oriented Tolerancing for Multi-Station Assembly Systems, *IIE Trans.*, 376, pp. 493-508.
- Kim, K.-S., 2004, *Analysis of Spring-back in Welded Deformable Sheet Metal Assembly*, Hongik University, Master's Thesis.
- Jungki Tahk, 2005, Accumulated Tolerance Analysis for Optimal Tolerance Design, Korean Society of Automotive Engineers, *Proceedings of 2005 Fall Conference*, pp. 1743-1752.
- Kim, Y.S., Choo, Y.J. and Son, J.M., Virtual Dimensional Assessment Process for Optimizing GD&T with Balanced DTS Based on 3DCS Variation Analysis before Style Freezing, Korean Society of Automotive Engineers, *Proceedings of 2006 Fall Conference*, pp. 1194-1201.
- Choi, S.-I. and Park, S.H., 2007, Aurali Subramaniam, Analysis of Assembly Relationship for Digital Micro Milling Machine, *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, 16(5), pp. 101-107.
- Soederberg, R. and Lindkvist, L., 2002, Stability and Seam Variation Analysis for Automotive Body Design, *J. Eng. Design*, 13(2), pp. 173-187.
- Whitney, D.E., 2004, *Mechanical Assemblies*, Oxford University Press.



### 이래우

2009년 홍익대학교 기계시스템디자인공학과 학사  
 2011년 홍익대학교 기계공학과 석사  
 2011년~현재 현대엔지니어링 품질경영팀 연구원  
 관심분야: CAD/CAE, 공차해석



### 정하승

1998년 서울대학교 공과대학 기계공학과 학사  
 2000년 서울대학교 공과대학 기계공학과 석사  
 2005년 미국 University of Michigan 기계공학과 박사  
 2006년~2007년 2월: 미국 University of Michigan Research fellows  
 2007년 3월~현재 홍익대학교 기계시스템디자인공학과 조교수  
 관심분야: Rapid Prototyping, Laser-induced material processing



### 지해성

1986년 서울대학교 공과대학 기계설계학과 학사  
 1988년 서울대학교 대학원 기계설계학과 석사  
 1996년 미국 MIT 대학원 기계공학과 박사  
 1988년~1992년 한국과학기술연구원(KIST) CAD/CAM 연구실 연구원  
 1996년~1997년 미국 상무성산하 국제표준연구소(NIST) 연구원  
 1997년~현재 홍익대학교 기계시스템디자인공학과 교수  
 관심분야: Geometric Modeling & Digital Mfg., Tolerance Design, Rapid Tooling



### 임현준

1984년 서울대학교 공과대학 기계공학과 학사  
 1986년 서울대학교 대학원 기계설계학과 석사  
 1993년 미국 MIT 대학원 기계공학과 박사  
 1993년~1995년 미국 MIT 공과대학 기계공학과 Lecturer  
 1995년~현재 홍익대학교 기계시스템디자인공학과 교수  
 관심분야: 디자인-공학 협업설계, 공차공학, PLM