



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박용 주기관 크랭크핀 가공을
위한 이동식 자동 선반의
바이트 및 지지부 구조해석

Structural Analysis of the Bite and
Supporting Section in Automatic In-situ Machine
for Machining Crankpin of Ship's Main Engine

지도교수 김정렬



2014년 2월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학부

최보영

본 논문을 최보영의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2013년 12월 13일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Abstract	vi
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	1
1.3 연구 방법	2
제 2 장 구조해석 이론	3
2.1 이동식 자동 선반의 구조 및 명칭	3
2.2 절삭 저항	5
2.3 비절삭 저항	8
2.4 이송	8
2.5 소요 동력	9
2.6 가정	10
제 3 장 재료 및 구조해석	12
3.1 기본정보	12
3.1.1 바이트 재질	12
3.1.2 피삭재 재질	12
3.1.3 바이트를 제외한 부분 재질	12
3.1.4 비절삭 저항	13
3.1.5 이송	15
3.1.6 모터 정격출력	15
3.1.7 치수	15
3.1.8 피삭재 최소 지름	15

3.2 절삭 조건	17
3.2.1 절삭 저항	17
3.2.2 소요 동력	19
3.2.3 토크	22
3.3 구조해석 결과	25
3.3.1 Case 1	27
3.3.2 Case 2	32
3.4 고찰 및 검토	41
제 4 장 결 론	43
References	44
Bibliography	46



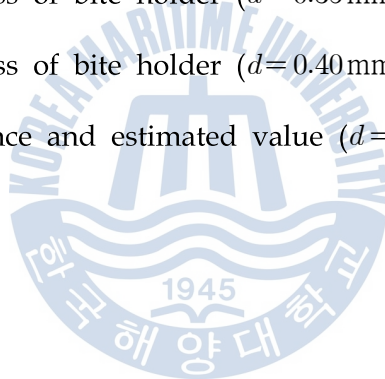
List of Tables

Table 1 Specific cutting resistance	14
Table 2 Coefficients A and B (Single acting in-line engine)	16
Table 3 Cutting resistance according to cutting depth ($d = 0.40 \sim 2.00$ mm)	17
Table 4 Cutting resistance according to cutting depth ($d = 0.05 \sim 0.40$ mm)	18
Table 5 Cutting velocity according to rpm ($n = 10 \sim 50$ rpm)	19
Table 6 Required power versus cutting depth ($d = 0.40 \sim 2.00$ mm)	20
Table 7 Required power versus cutting depth ($d = 0.05 \sim 0.40$ mm)	21
Table 8 Angular velocity according to rpm ($n = 10 \sim 50$ rpm)	22
Table 9 Calculated torque versus cutting depth ($d = 0.40 \sim 1.20$ mm)	23
Table 10 Calculated torque versus cutting depth ($d = 0.05 \sim 0.40$ mm)	24
Table 11 Structural analysis of bite & bite holder ($d = 0.40 \sim 1.20$ mm) ..	27
Table 12 Structural analysis of bite & bite holder ($d = 0.05 \sim 0.40$ mm) ..	32
Table 13 Comparison of cutting resistance with estimated value ($d = 0.05 \sim 1.20$ mm)	41

List of Figures

Fig. 1 Automatic in-situ machine	2
Fig. 2 Modeling of automatic in-situ machine	3
Fig. 3 Nomenclature of automatic in-situ machine	4
Fig. 4 Resultant force of cutting resistance	5
Fig. 5 Definition of cutting resistance	7
Fig. 6 Definition of feed	9
Fig. 7 Variation of cutting resistance according to cutting speed	11
Fig. 8 Modeling of automatic in-situ machine for structural analysis	25
Fig. 9 Modeling of bite & bite holder for structural analysis	26
Fig. 10 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.40\text{mm}$)	28
Fig. 11 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.80\text{mm}$)	29
Fig. 12 Max. & min. principal stress of bite ($d=1.20\text{mm}$)	29
Fig. 13 Equivalent stress of bite holder ($d=0.40\text{mm}$)	30
Fig. 14 Equivalent stress of bite holder ($d=0.80\text{mm}$)	30
Fig. 15 Equivalent stress of bite holder ($d=1.20\text{mm}$)	31
Fig. 16 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.05\text{mm}$)	33
Fig. 17 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.10\text{mm}$)	34
Fig. 18 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.15\text{mm}$)	34
Fig. 19 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.20\text{mm}$)	35
Fig. 20 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.25\text{mm}$)	35

Fig. 21 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.30\text{mm}$)	36
Fig. 22 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.35\text{mm}$)	36
Fig. 23 Max. & min. principal stress of bite ($d=0.40\text{mm}$)	37
Fig. 24 Equivalent stress of bite holder ($d=0.05\text{mm}$)	38
Fig. 25 Equivalent stress of bite holder ($d=0.10\text{mm}$)	38
Fig. 26 Equivalent stress of bite holder ($d=0.15\text{mm}$)	38
Fig. 27 Equivalent stress of bite holder ($d=0.20\text{mm}$)	39
Fig. 28 Equivalent stress of bite holder ($d=0.25\text{mm}$)	39
Fig. 29 Equivalent stress of bite holder ($d=0.30\text{mm}$)	39
Fig. 30 Equivalent stress of bite holder ($d=0.35\text{mm}$)	40
Fig. 31 Equivalent stress of bite holder ($d=0.40\text{mm}$)	40
Fig. 32 Cutting resistance and estimated value ($d=0.05\sim 1.20\text{mm}$)	42



Structural Analysis of the Bite and Supporting Section in Automatic In-situ Machine for Machining Crankpin of Ship's Main Engine

Choi, Bo Young

Department of Marine Systems Engineering
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

The In-situ machine services damaged crankpin in a field. The repairs can be performed at narrow space in crank chamber, and so working time can be reduced.

Compared with the existing in-situ machine, the automatic in-situ machine automatically works by being equipped with the automatic feed gear and cutting unit. The cutting unit consists of bite, bite holder, socket bolt, etc.. The bite is the cemented carbide material, the bite holder is steel material.

This study is to carry out the structural analysis of the bite and supporting section in automatic in-situ machine. Structural analysis was performed by ANSYS workbench 13.0. Structural analysis shows stress according to cutting depth. The proper cutting depth can be determined using analysis results.

Depending on the number of revolutions of automatic in-situ machine, the cutting force is assumed not to change.

When the cutting conditions set, the change of the cutting resistance in accordance with changing cutting velocity was not observed, but the change of the cutting resistance by cutting depth was observed.

The analysis was carried out in two ways. One way is that the cutting depth is set 0.40 ~ 2.00 mm, the other way is that cutting depth is set 0.05 ~ 0.40 mm.

In the first analysis, the cutting depth(0.40 ~ 2.00 mm) was decided arbitrarily. Then, the cutting depth(0.40 ~ 1.20 mm) at the required power less than the rated output of the motor was determined by calculating theoretically. When the structural analysis performed under these conditions(0.40 ~ 1.20 mm), safety factor did not satisfy 2.

In the second analysis, structural analysis by modified the cutting depth(0.05 ~ 0.40 mm) was performed to satisfy the safety factor 2. Structural analysis by cutting depth(less than 0.20 mm) can satisfy safety factor 2.

Considering the compressive and tensile strengths of the bite, cutting depth should be less than 0.20 mm for satisfying the safety factor 2. The stress of supporting section by structural analysis is very small and does not affect the cutting depth.

KEY WORDS:

Bite 바이트; Crankpin 크랭크핀; Lathe 선반; Automatic in-situ machine 이동식 자동 선반; Diesel engine 디젤엔진

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

오늘날 선박 주기관으로서는 대부분 대형 2행정 사이클 디젤엔진을 채용하고 있다. 이 디젤엔진의 구성부분은 고정부와 운동부로 나눌 수 있고, 운동부에는 피스톤, 피스톤 로드, 크로스 헤드, 컨넥팅 로드, 크랭크축으로 구성되어 있다. 여기서 크랭크축은 크랭크 저널, 크랭크 암, 크랭크핀으로 구성되어 있는데, 이 크랭크축은 피스톤의 직선운동을 회전운동으로 변환시켜 프로펠러에 동력을 전달하는 역할을 한다. 이때 주기관 크랭크핀이 어떤 원인에 의하여 손상되었을 시, 본선에서 수리할 때 크랭크핀 표면의 거칠기 등이 설계대로 나오지 않으면 또 다시 베어링 및 크랭크핀이 손상될 수 있다. 만약 본선에서 수리가 불가능하면 크랭크축을 분해한 뒤 육상으로 이동한 후 가공해야 하는데, 이렇게 하면 이동 비용 과다지출 및 정비 시간이 길어지게 되어 선박 운용시간이 줄어들어 엄청난 경제적 손실을 받게 된다. 그래서 이러한 단점을 해소하기 위하여 현장에서 표면 거칠기 등의 손실 없이 바로 정비 가능한 이동식 자동 선반 (automatic in-situ machine)이 필요한 실정이다(Fig. 1). 다만 이 선반은 이동식이기 때문에 무게가 가벼워야 되고, 따라서 가공시 가공 절입량의 제한을 받게 된다.

1.2 연구 목적

본 연구에서는 이동식 자동 선반에서 중요한 바이트(bite) 및 지지부를 절삭 깊이에 따라 해석 조건을 달리하여 구조해석을 수행하여 그 결과를 바탕으로 적절한 절삭 깊이를 선정함에 연구 목적이 있다.

1.3 연구 방법

본 연구에서는 상용코드인 ANSYS를 사용하여 이동식 자동 선반의 바이트 및 지지부 안정성을 절삭 조건(절삭 깊이: 0.05 ~ 2.00mm)에 따라 판별하였다.



Fig. 1 Automatic in-situ machine

제 2 장 구조해석 이론

2.1 이동식 자동 선반의 구조 및 명칭

Fig. 2는 이동식 자동 선반을 나타낸 그림으로 바스켓이 양쪽에 있고 바스켓 사이로 크랭크핀이 위치함을 알 수 있다.

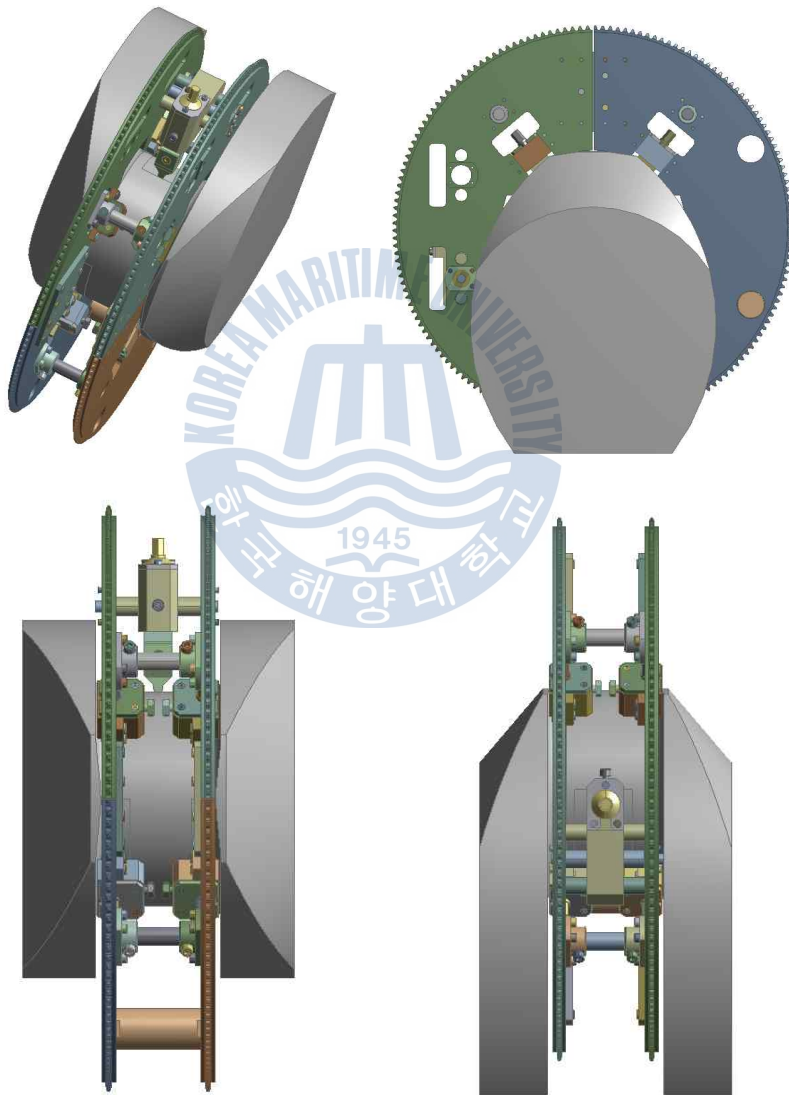


Fig. 2 Modeling of automatic in-situ machine

Fig. 3은 이동식 자동 선반의 각부 명칭을 보여주는 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 크랭크핀과 바스켓 사이에는 위치를 지정해주는 4개의 가이드(guide)가 있다. 좌우의 바스켓을 이어주는 지지대와 피딩 바(feeding bar)가 있다. 바이트는 바이트 홀더에 소켓 볼트(socket bolt)로 고정되며, 바이트 홀더(bite holder)는 바이트 애드 홀더(bite-ad-holder)로 고정된다. 바이트 애드 홀더는 피딩 바, 피딩 스크류(feeding screw)에 의해 바스켓에 지지되고, 길이 조절이 가능한 지지대(supporting bar)는 바스켓을 일정한 간격으로 지지한다. 바이트, 바이트 홀더, 바이트 애드 홀더 등을 절삭기능부라 칭하며, 다른 작업을 원할 시 이 부분을 떼어내고 연마기능부, 폴리싱/랩핑 기능부를 부착할 수 있다.

이동식 모터에 연결된 체인이 한쪽 바스켓 기어에 맞물려 모터의 동력이 이동식 자동 선반에 전달된다. 즉, 크랭크핀은 고정되고 바이트가 크랭크핀을 회전하며 절삭하게 된다.

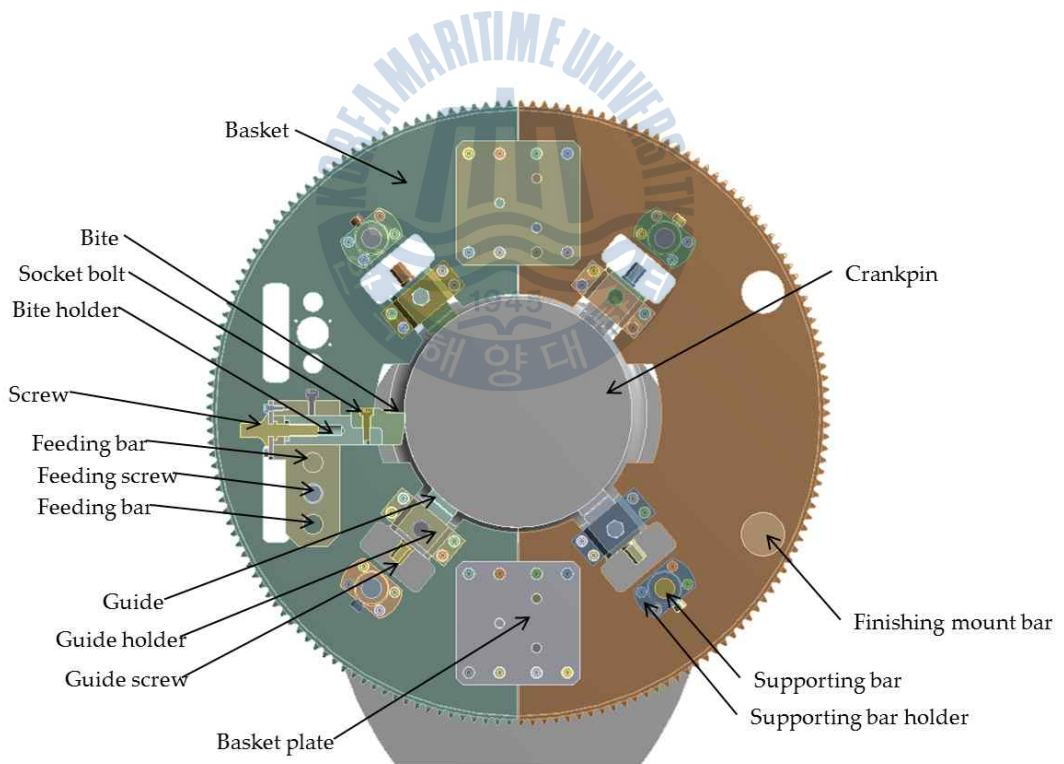


Fig. 3 Nomenclature of automatic in-situ machine

2.2 절삭 저항

금속 절삭에서는 공구 날 끝에 의하여 공작물이 깎이며 칩이 생성될 때 금속은 큰 소성 변형을 받는다. 이 소성 변형에 필요한 힘이 절삭 저항(cutting resistance)이다.

공구와 공작물의 상대적인 관계를 Fig. 4에 2차원 모델로 표시했는데^[1], 여기서 t_1 은 절삭 깊이, b 는 절삭폭, α 는 공구의 경사각이다. 절삭할 때 칩 생성의 기본적인 메커니즘은 공작물의 전단 변형이다. 절삭에서 칩의 전단 변형은 주로 공구 날 끝에서 절삭 속도 방향에 대하여 각도 ϕ 의 방향에 발생하며 이각을 전단각이라 한다.

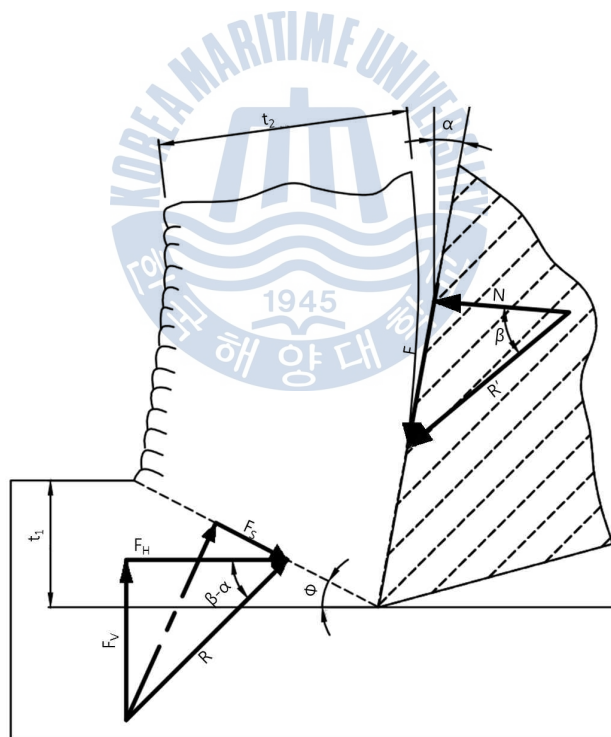


Fig. 4 Resultant force of cutting resistance

금속이 탄성 변형 영역을 넘어 소성 변형을 받을 때 금속의 전단 변형에 필요한 전단 응력을 τ_s (단위 면적당의 전단력)이라고 하면 전단각 방향(전단면)에 필요한 힘 F_S 는 식 (2.1)로 나타낼 수 있다.

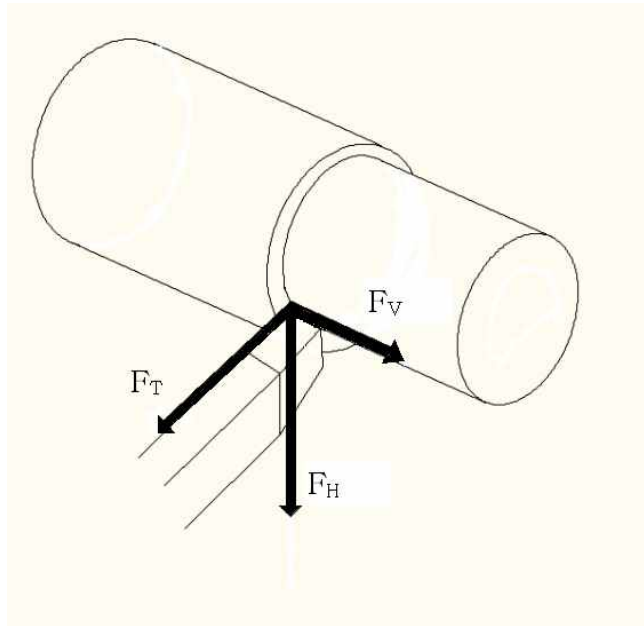
$$F_S = \tau_s \frac{bt_1}{\sin\phi} \quad (2.1)$$

공구에 의하여 금속이 절삭될 때 단순히 전단력 F_S 만이 발생하는 것이 아니라 실제로는 전단면에 수직인 압축력 F_N 도 작용한다. 금속의 소성 변형은 일반적으로 이 두 힘(수직력과 전단력)에 의하여 발생한다. 절삭에서는 이 두 힘이 합성되어 절삭 저항 R 로 된다.

Fig. 4에서 전단력 F_S 과 수직력 F_N 의 합력으로 절삭 저항 R 을 구하는데, 이 힘을 측정할 때는 절삭 저항의 방향을 알 수 없으므로 직접 절삭 저항을 측정할 수는 없다. 그래서 절삭 저항을 절삭 속도 방향과 절삭 속도에 수직인 방향으로 나누어 생각하고 측정하는 방법을 사용한다.

Fig. 5는 절삭 저항을 보여주는 3차원 모델을 보여준다. 절삭방향으로 평행한 분력이 주분력 F_H 이고, 이송방향으로 평행한 분력이 이송분력 F_V 이며, 절삭공구 축 방향으로 평행한 분력이 배분력 F_T 이다. 절삭 저항은 이 3분력 합성력을 말한다.^{[1][2][3][4][5]}

전체 절삭 에너지의 약 99%가 주분력 F_H 성분으로 소요되므로 이론적 계산식에 의해 절삭 저항을 예측할 시 주분력을 절삭 저항으로 생각하도록 한다. 절삭 저항의 3분력 중에서 공작물의 회전력에 대한 직접적인 반력이 될 수 있는 주분력 F_H 가 공작물의 절삭 난이도 또는 바이트의 절삭성을 나타내는 척도로 쓰이고 있다.



F_H	Principal cutting force
F_V	Feed force
F_T	Radial force
R	Cutting resistance (resultant force)

Fig. 5 Definition of cutting resistance

절삭 주분력 F_H 는 식 (2.2) (Kienzle's equation)와 같이 절삭 깊이 d , 이송 f , 및 비절삭 저항 K_S 의 곱으로 구할 수 있다.^{[1][2][3][4][5]}

$$F_H = dfK_S \text{ [N]} \quad (2.2)$$

d : 절삭 깊이 [mm]

F_H : 주분력 [N]

f : 이송 [mm/rev]

K_S : 비절삭 저항 [N/mm²]

2.3 비절삭 저항

절삭 저항은 절삭 깊이와 이송을 크게 하면 커지므로 공작물의 재질간의 절삭 난이도를 비교하는데 불편하다. 그래서 일정한 단면적을 절삭하는데 필요한 주분력 F_H 를 그 때의 절삭 단면적으로 나눈 비절삭 저항(specific cutting resistance) 값을 이용하여 절삭 난이도를 판별한다. 비절삭 저항은 식 (2.3)과 같이 단면적당의 주분력 F_H 로 나타낼 수 있다.^[1]

$$K_S = \frac{F_H}{s} = \frac{F_H}{df} \quad [\text{N}/\text{mm}^2] \quad (2.3)$$

s : 절삭 단면적 [mm^2]

비절삭 저항 K_S 값이 클수록 깎기 어려워진다. 실제 절삭에서 공작물마다의 비절삭 저항이 알려져 있으면 식 (2.2)에 의해 절삭 저항 주분력 F_H 를 구할 수 있어서 편리하다.

2.4 이송

Fig. 6는 이송(feed)을 나타낸 그림이다. 절삭 날이 일정한 두께로 절삭하기 위하여 공구 또는 피삭재를 이동시키는 것을 이송이라 부른다. 이송은 선반 등에서 공작물의 1회전마다 절삭 방향으로 절삭 공구를 이송하는 길이로서 밀리미터 나타낸다.^[6]

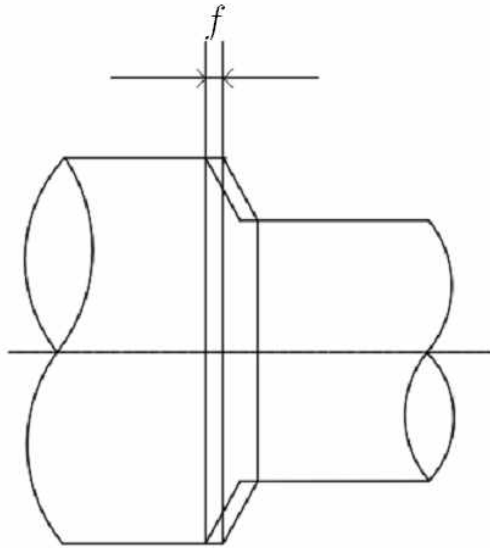


Fig. 6 Definition of feed

2.5 소요 동력

소요 동력은 절삭에 필요한 동력을 말하며 아래의 식 (2.4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{F_H V_C}{\eta} = \frac{K_S d f V_C}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (2.4)$$

n : 회전수 [rpm]

P : 소요 동력 [W]

V_C : 절삭 속도 [m/s], 절삭공구의 바이트와 공작물과의 상대운동 속도

η : 기계효율($\eta = 0.8$)

식 (2.4)에 필요한 절삭 속도 V_C 를 식 (2.5)를 사용하여 구할 수 있다.

$$V_C = \frac{185 \pi n}{1000 \times 60} \text{ [m/s]} \quad (2.5)$$

계산한 소요 동력은 절삭에서 정미 절삭 동력이라 부른다. 실제 절삭 동력에서는 이것에 이송 동력이 가산된다. 그러나 이송 동력은 이송 속도가 절삭 속도에 비해 매우 작으므로 무시하였다.

소요 동력이 모터의 출력보다 작으면 정상 절삭이지만 크면 과부하 상태로 되어 극단적인 경우에는 모터가 정지하거나 과열 상태로 되어 정상적인 절삭이 불가능하게 되므로 이를 피해야 한다.^{[1][2]}

2.6 가정

Fig. 7은 절삭 속도가 변화했을 때의 절삭 저항의 변화에 관하여 설명한 그림이다.

절삭 속도가 변화하더라도 절삭 기구에 변화가 없고 온도 상승도 없다면 절삭 저항(R)은 (a)와 같이 절삭 속도(V_C)에 관계없이 일정하다. 그러나 실제에서는 (b)와 같이 구성인선¹⁾이 발생되어 유효경사각을 증가시키므로 절삭 저항은 감소된다. 그 이상의 고속에서는 구성인선이 감소되어 절삭 저항이 다시 증가한다. 한편 구성 인성이 발생되지 않는 재료의 절삭에서는 절삭 속도가 증가되면 전단력의 온도 상승에 따른 연화와 공구 경사면의 온도 상승에 따라 절삭 저항은 (c)와 같이 감소한다. 따라서 구성인선이 발생하는 피삭재의 절삭에서는 절삭력이 **Fig. 7**의 (a), (b), (c)를 합성한 (d)의 실선과 같이 될 것이다.^[7]

본 연구에서는 그림 (a)와 같이 속도차이에 따른 온도 변화가 없다는 전제하에 절삭 속도에 따른 절삭 저항의 변화도 없는 것으로 간주한다. 절삭 조건을

1) 연성 재료를 절삭할 때 칩(Chip)과 공구경사면 사이의 높은 압력, 큰 마찰저항, 절삭열에 의하여 칩의 일부가 가공경화하여 이상 변질물로서 날 끝 앞에 퇴적한다. 이것을 구성인선이라 하는데 마치 절삭 날과 같은 작용을 하여 공작물을 절삭시 공구에 떨림을 일으킬 뿐만 아니라 가공표면의 정밀도를 저하시킨다.

가정할 때 속도 변화에 따른 절삭 저항의 변화를 관찰하지 않고 절삭 깊이에 따른 절삭 저항의 변화를 보도록 한다.

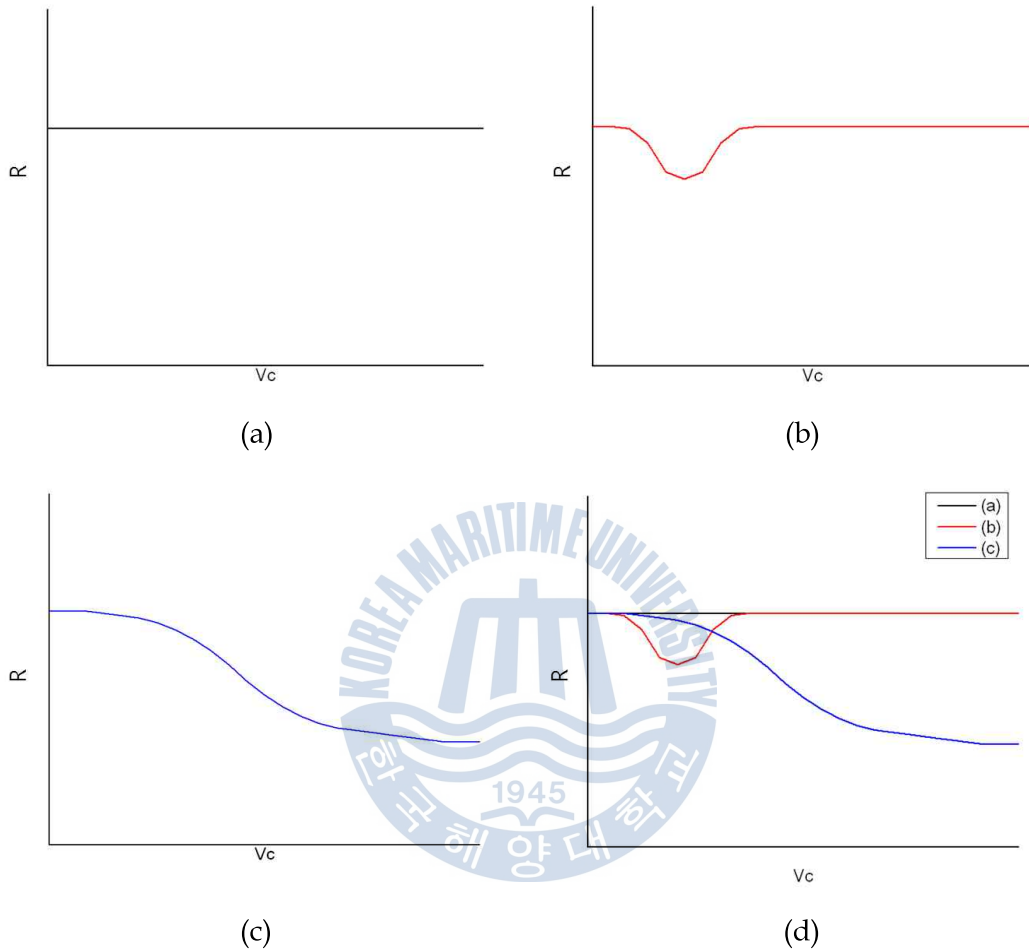


Fig. 7 Variation of cutting resistance according to cutting speed

제 3 장 재료 및 구조해석

3.1 기본정보

3.1.1 바이트 재질 : 초경

바이트 재질은 초경(Cemented Carbide)으로, 초경은 공구 등에 사용되는 초경질 합금으로 금속의 탄화물 분말을 소성해서 만든 경도가 대단히 높은 합금이다. 이런 조직의 합금은 대단히 굳고 내마모성이 우수하므로 금속제품을 자르거나 깎는 커터(절단기), 다이스 등에 사용된다.^[8] 아래의 표는 본 해석에 사용된 초경의 물성치를 나타내고 있다.

Young's modulus	600 GPa
Poisson's ratio	0.24
Tensile strength	1,157 MPa
Compressive strength	4,805 MPa

3.1.2 피삭재 재질 : 탄소강

피삭재는 크랭크핀으로 탄소강(Carbon Steel)이다. 아래의 표는 본 해석에 필요한 피삭재의 인장강도이며, 이 값은 비절삭 저항 값을 구하기 위해 참고 된다.

Tensile strength	784 MPa
------------------	---------

3.1.3 바이트를 제외한 부분 재질 : 강

바이트 홀더 및 바스켓의 재질은 강(Steel)으로, 아래와 같은 물성치를 사용하였다.

Young's modulus	200 GPa
Poisson's ratio	0.3
Tensile yield strength	250 MPa
Tensile ultimate strength	460 MPa

3.1.4 비절삭 저항

절삭 저항은 비절삭 저항 K_S 을 사용하여 계산한 절삭 저항 주분력 F_H 로 한다. 이 때 필요한 비절삭 저항(specific cutting resistance, K_S)을 구해본다.

Table 1은 대표적인 금속 재료에 대하여 바이트의 경사각을 0° 로 하고 이송을 변화시켜 절삭했을 때의 절삭 저항을 비절삭 저항 K_S 로 정리한 것이다. 표에서 알 수 있듯이 비절삭 저항은 대부분의 금속에서 절삭 단면적이 같아도 이송이 클수록 감소되는 성질이 있다.

만약 경사각이나 옆면 절삭 날 각을 변화시키면 비절삭 저항도 변하므로 아래의 식 (3.1)과 같이 수정계수 K_δ 및 고정각 ($C_S = 90 - C_\delta$)에 의한 수정 계수 K_k 를 곱하여 사용한다. 본 연구에서는 바이트의 경사각을 0° 로 하기 때문에 수정 계수를 적용할 필요가 없다.^[1]

$$K' = K \times K_\delta \times K_k \quad (3.1)$$

피삭재인 탄소강의 인장강도가 784 N/mm^2 [80 kgf/mm^2]이고, 자동 이송 선반의 이송이 0.125 mm/rev 이므로 **Table 1**에 따라 피삭재의 비절삭 저항 값은 보간법으로 $3,871 \text{ N/mm}^2$ [395 kgf/mm^2]이 나온다.

Table 1 Specific cutting resistance

Material of structure	Tensile strength or hardness	Feed rate [mm/rev]				
		0.04	0.1	0.2	0.4	1.0
Carbon steel	40 kgf/mm ²	350	290	250	212	173
	60 kgf/mm ²	430	355	300	255	212
	80 kgf/mm ²	500	410	350	300	245
Alloyed steel	100 kgf/mm ²	550	450	385	330	270
	140 kgf/mm ²	650	530	450	395	320
	180 kgf/mm ²	855	600	600	510	420
Cast iron	120 HB	185	142	118	97	75
	160 HB	260	200	166	137	105
	200 HB	340	260	215	178	137
Aluminium alloy	80 HB	138	115	97	83	68

3.1.5 이송

이송은 프레임이 12 바퀴 회전 시 1.5 mm 이송이므로 $f = 0.125 \text{ mm/rev}$ 이다.

3.1.6 모터 정격출력

모터의 정격출력은 400 W이다.

3.1.7 치수

바스켓 지름은 490 mm이고 피삭재 지름은 185 mm이다. 가이드슈(guide shoe)의 위치에 따라 바스켓이 허용하는 피삭재 지름 범위가 달라진다.

3.1.8 피삭재 최소 지름

한국선급 규정(2013)에 따라 식 (3.2)와 같이 피삭재인 크랭크핀의 최소 지름 d_c 를 구할 수 있다.^[9]

$$d_c = \left\{ D^2 (M + \sqrt{M^2 + T^2}) \right\}^{\frac{1}{3}} [\text{mm}] \quad (3.2)$$

$$M = 10^{-2} APL$$

$$T = 10^{-2} B P_i S$$

A : 계수

B : 계수

D : 실린더의 지름 [mm]

L : 주베어링의 중심간 거리 [mm]

P : 실린더내의 최대압력 [MPa]

P_i : 도시평균유효압력 [MPa]

S : 행정 [mm]

Table 2는 직렬단동기관인 경우 A, B 의 계수를 나타낸 것이다. 엔진 타입에 따라 표에 기재된 계수 A 와 B 를 사용하여 식 (3.2)에 대입한다.

Table 2 Coefficients A and B (Single acting in-line engine)

Number of cylinders		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2 stroke cycle	A	1.00											
	B	8.8	8.8	10.0	11.1	11.4	11.7	12.0	12.3	12.6	13.4	14.2	15.0
4 stroke cycle	A	1.25											
	B	4.7	4.7	4.7	4.7	5.4	5.4	6.1	6.1	6.8	6.8	7.4	7.4

식 (3.3)은 재료의 보정계수 K_m 을 구하는 식이다. 크랭크축 및 크랭크암을 규격최소인장강도 440N/mm^2 가 넘는 탄소강 또는 저합금강으로 제조할 경우, 크랭크축의 지름 d_c 은 다음 계수 K_m 의 값을 곱한 것 까지 감소시킬 수 있다.

$$K_m = \sqrt[3]{\frac{440}{440 + \frac{2}{3}(S - 440)}} \quad (3.3)$$

S : 사용재료의 규격최소인장강도로서 $1,000\text{N/mm}^2$ 을 넘는 경우에는 $1,000\text{N/mm}^2$ 으로 한다.

이동식 자동 선반은 식 (3.2)와 (3.3)에 따라 엔진 타입별로 해당되는 계수를 넣어 계산한 크랭크 핀의 최소 지름 이상으로 가공해야 한다.

3.2 절삭 조건

3.2.1 절삭 저항

앞에서 살펴본 식 (2.2)와 같이 절삭 저항 R 을 주분력 F_H 으로 보고 주분력은 절삭 깊이 d , 이송 f , 및 비절삭 저항 K_S 의 곱으로 구할 수 있다.

(1) Case 1 : 초기 조건

Case 1은 초기 조건으로 절삭 깊이 d 를 0.40 mm, 0.80 mm, 1.20 mm, 1.60 mm, 2.00 mm로 한다. **Table 3**는 절삭 깊이(0.40 ~ 2.00mm)에 따라 계산된 주분력을 나타낸 표이며 절삭 깊이가 커짐에 따라 절삭 저항이 커지는 것을 보여 준다.

Table 3 Cutting resistance according to cutting depth ($d = 0.40 \sim 2.00$ mm)

Cutting depth d [mm]	Principal cutting resistance F_H [N]
0.40	194
0.80	387
1.20	581
1.60	774
2.00	968

(2) Case 2 : 수정 조건

Case 1의 구조해석 결과 절삭 깊이가 크다고 판단되어 0.40 mm 이하의 절삭 깊이를 선정하여 해석한 것이 Case 2이다. **Table 4**는 절삭 깊이 (0.05 ~ 0.40mm)에 따라 주분력을 나타낸 표이다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 절삭 저항 역시 커지는 것을 알 수 있으며, Case 1보다 Case 2의 절삭 깊이가 작기 때문에 절삭 저항이 Case 1 보다 모두 작다.

Table 4 Cutting resistance according to cutting depth ($d = 0.05 \sim 0.40\text{mm}$)

Cutting depth d [mm]	Principal cutting resistance F_H [N]
0.05	24
0.10	48
0.15	73
0.20	97
0.25	121
0.30	145
0.35	169
0.40	194

3.2.2 소요 동력

가공에 필요한 소요 동력을 식 (2.4)와 같이 나타낼 수 있다. 피삭재인 크랭크편의 외경을 185 mm, 비절삭 저항을 $3,871 \text{ N/mm}^2$, 이송을 0.125 mm/rev 으로 할 때 절삭 깊이와 절삭 속도에 따른 소요 동력을 계산하였다. 모터에서 동력이 전달되는 사이에 체인이나 기어에서 동력이 소비되므로 기계효율 0.8로 나누어 주었다.

이때 필요한 절삭 속도(바이트와 공작물과의 상대운동 속도)는 식 (2.5)를 사용하여 **Table 5**로 나타내었다.

Table 5 Cutting velocity according to rpm ($n = 10 \sim 50 \text{ rpm}$)

Revolutions per minute [rpm]	Cutting velocity [m/s]
50	0.4841
40	0.3873
30	0.2905
20	0.1936
10	0.0968

(1) Case 1 : 초기 조건

Case 1은 초기 조건으로 절삭 깊이 d 를 0.40 mm, 0.80 mm, 1.20 mm, 1.60 mm, 2.00 mm로 정하였다. **Table 6**은 Case 1의 소요 동력을 나타낸 표이다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 소요 동력 역시 커지는 것을 알 수 있다.

Table 6 Required power versus cutting depth ($d = 0.40 \sim 2.00$ mm)

Power d [mm]	P [W] @ 10rpm	P [W] @ 20rpm	P [W] @ 30rpm	P [W] @ 40rpm	P [W] @ 50rpm
0.40	23.4	46.9	70.3	93.7	117.1
0.80	46.9	93.7	140.5	187.4	234.2
1.20	70.3	140.5	210.8	281.1	351.4
1.60	93.7	187.4	281.1	374.8	468.5
2.00	117.1	234.2	351.4	468.5	585.6

절삭에서는 모터의 정격출력(400 W)과 비교하여 소요 동력이 초과하지 말아야 한다. 계산에 의해 1.60 mm 이상에서 50 rpm을 초과하는 운전이 제한됨을 알 수 있다.

(2) Case 2 : 수정 조건

Case 1의 구조해석 결과 절삭 깊이가 크다고 판단되어 0.40 mm 이하의 절삭 깊이를 선정하여 Case 2를 수행하였다.

Table 7은 절삭 깊이 0.05 ~ 0.40 mm에 따른 소요 동력을 나타낸 표이다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 소요 동력이 커지며, 회전수가 커짐에 따라 소요 동력 역시 커진다. Case 2에서 계산한 소요 동력은 모터의 출력 400 W 보다 모두 작기 때문에 Case 1과 같이 제한되는 운전이 없다.

Table 7 Required power versus cutting depth ($d=0.05 \sim 0.40$ mm)

Power d [mm]	P [W] @ 10rpm	P [W] @ 20rpm	P [W] @ 30rpm	P [W] @ 40rpm	P [W] @ 50rpm
0.05	2.9	5.9	8.8	11.7	14.6
0.10	5.9	11.7	17.6	23.4	29.3
0.15	8.8	17.6	26.4	35.1	43.9
0.20	11.7	23.42	35.1	46.9	58.6
0.25	14.6	29.3	43.9	58.56	73.2
0.30	17.6	35.1	52.7	70.3	87.8
0.35	20.5	41.0	61.5	82.0	102.5
0.40	23.4	46.9	70.3	93.7	117.1

3.2.3 토크

절삭에서 공작 기계의 일률(절삭 동력)은 식 (3.4)와 같이 주분력 F_H 와 절삭 속도 V_C [m/min]의 곱으로 계산되며 단위가 W일 때 아래의 식으로 나타낸다. 이 때 p 를 **Table 6, 7**에 표시된 소요 동력을 넣어서 계산하면 각 절삭 조건에서 필요한 토크 값을 구할 수 있다.^{[1][2]}

$$p = FV = F_H V_C = T\omega \text{ [Nm/s]} \quad (3.4)$$

- p : 절삭 동력 [W]
- T : 토크 [Nm]
- ω : 각속도 [rad/s]

식 (3.5)는 식 (3.4)에서 필요한 각속도를 구하는 식이다.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ [rad/sec]} \quad (3.5)$$

- n : 회전수 [rpm]

Table 8는 식 (3.5)에 따라 회전수에 따른 각속도를 나타낸 표이다. 이 값을 식 (3.4)에 대입하면 소요 동력에 따른 토크 값을 구할 수 있다.

Table 8 Angular velocity according to rpm ($n = 10 \sim 50$ rpm)

Revolutions per minute [rpm]	Angular velocity [rad/s]
50	5.233
40	4.187
30	3.14
20	2.093
10	1.047

(1) Case 1 : 초기 조건

Case 1은 절삭 깊이 d 를 0.40 mm, 0.80 mm, 1.20 mm로 둔 초기 조건이다 (소요 동력 계산에 의해 1.60 ~ 2.00 mm는 제외됨). **Table 9**는 식 (3.4)에 의해 계산된 토크 값을 절삭 깊이와 회전수에 따라 나타내었다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 토크 값이 커지나, 회전수가 커짐에 따라 소요 동력 또한 커지기 때문에 같은 절삭 깊이에서의 회전수에 따른 토크 값 차이는 미미하다. 여기서 나타난 미미한 차이는 계산에 사용되는 소수점이 커질수록 줄어든다. 표에 나타난 대푯값을 구조해석에 사용하였다.

Table 9 Calculated torque versus cutting depth ($d = 0.40 \sim 1.20$ mm)

Torque d [mm]	T [Nm] @ 10 rpm	T [Nm] @ 20 rpm	T [Nm] @ 30 rpm	T [Nm] @ 40 rpm	T [Nm] @ 50 rpm	Repre- sentative value [Nm]
0.40	22.37	22.38	22.38	22.38	22.38	22.38
0.80	44.75	44.76	44.76	44.76	44.76	44.76
1.20	67.12	67.15	67.14	67.13	67.14	67.14

(2) Case 2 : 수정 조건

Case 2는 Case 1에 사용된 절삭 깊이가 크다고 판단되어 절삭 깊이를 작게 수정한 것이다. **Table 10**은 절삭 깊이가 0.05~0.40mm일 때의 소요 동력을 사용하여 계산한 토크 값이다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 토크 값이 커짐을 알 수 있다. Case 1과 마찬가지로 회전수가 커짐에 따라 소요 동력 또한 커지기 때문에 같은 절삭 깊이에서의 회전수에 따른 토크 값 차이는 미미하며, 이 차이는 계산에 사용되는 소수점이 커질수록 줄어든다. 여기서 얻은 절삭 깊이에 따른 대표 토크 값을 구조해석 시 사용한다.

Table 10 Calculated torque versus cutting depth ($d = 0.05 \sim 0.40$ mm)

Torque d [mm]	T [Nm] @10rpm	T [Nm] @20rpm	T [Nm] @30rpm	T [Nm] @40rpm	T [Nm] @50rpm	Repre- sentative value [Nm]
0.05	2.80	2.80	2.80	2.80	2.80	2.80
0.10	5.59	5.59	5.59	5.59	5.59	5.59
0.15	8.39	8.39	8.39	8.39	8.39	8.39
0.20	11.19	11.19	11.19	11.19	11.19	11.19
0.25	13.98	13.99	13.99	13.99	13.99	13.99
0.30	16.78	16.79	16.78	16.78	16.79	16.78
0.35	19.58	19.58	19.58	19.58	19.58	19.58
0.40	22.37	22.38	22.38	22.38	22.38	22.38

3.3 구조해석 결과

ANSYS Workbench 13.0을 사용하여 이동식 자동 선반의 바이트 및 지지부 구조해석을 수행하였다. **Fig. 9**는 구조해석을 수행하기 위한 모델링을 보여주는 그림이다.

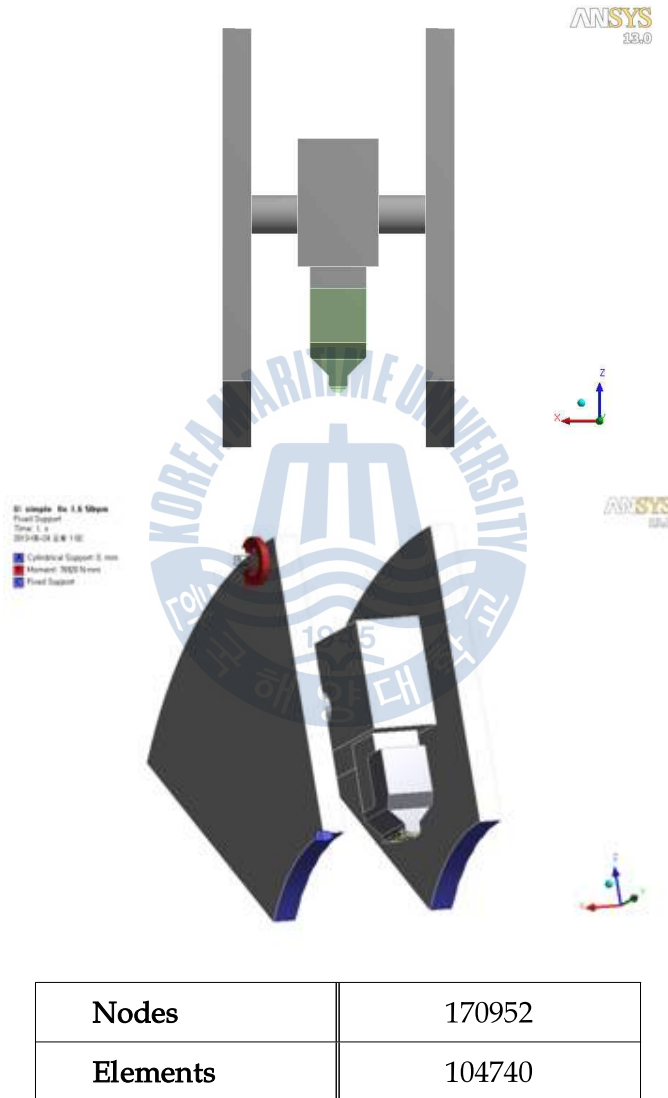


Fig. 8 Modeling of automatic in-situ machine for structural analysis

모터의 체인이 맞물리는 면에 **Table 9, 10**의 토크 값을 적용하였다. 그리고 피삭재인 크랭크핀과 접촉되는 면을 원통 지지점(cylindrical support)으로 잡고 접선방향으로 움직일 수 있게 하였다. 절삭 깊이에 따른 바이트 접촉면적을 고정 지지점(fixed support)으로 하여, 바이트와 바이트지지부인 바이트 홀더가 받는 응력에 대해 해석하였다.

Fig. 9는 바이트 및 바이트 홀더 모델링이다.



Fig. 9 Modeling of bite & bite holder for structural analysis

바이트는 초경으로 취성재료이기 때문에 응력의 방향성을 알 수 있는 주응력으로 해석결과 나타내었으며, 안전율은 극한강도를 기준으로 하였다. 취성재료에서는 보통 압축하중에 의해 파괴되므로 극한강도를 압축강도로 하였다.

$$n = \frac{\text{극한강도}}{\text{최대주응력}} = \frac{\text{Compressive strength}}{\text{Max.principal stress}}$$

바이트 홀더는 연성재료이므로 응력 성분들의 조합을 알 수 있는 등가응력으로 결과를 나타내었으며, 안전율은 항복강도를 기준으로 하였다.

$$n = \frac{\text{항복강도}}{\text{등가응력}} = \frac{\text{Tensile yield strength}}{\text{Equivalent stress}}$$

이동식 자동 선반에 정하중을 적용하여 안전율을 2로 정하였다.

3.3.1 Case 1

Table 11은 Case 1(절삭 깊이 d 를 0.40 mm, 0.80 mm, 1.20 mm로 둔 초기 조건)에 조건에 따라 바이트와 바이트 홀더를 구조 해석한 결과이다. 방향성을 나타내는 부호에 상관없이 절삭 깊이가 커질수록 각각에 작용하는 응력이 커진다고 본다. 바이트는 압축력을 매우 크게 받고 있으며 바이트 홀더에 작용되는 응력은 바이트 항복강도에 비교해 미미하다.

Table 11 Structural analysis of bite & bite holder ($d = 0.40 \sim 1.20$ mm)

Stress d [mm]	Bite		Bite holder
	Max. principal stress (Tensile stress) [MPa]	Mini. principal stress (Compressive stress) [MPa]	Equivalent stress [MPa]
0.40	964	-3,778	18
0.80	992	-4,053	32
1.20	1,087	-4,157	45

Fig. 10~12는 바이트의 주응력을 해석한 그림이다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 최대 및 최소 주응력이 커지고, 최대 및 최소 주응력 작용점도 절삭 깊이에 따라 변하는 것을 알 수 있다.

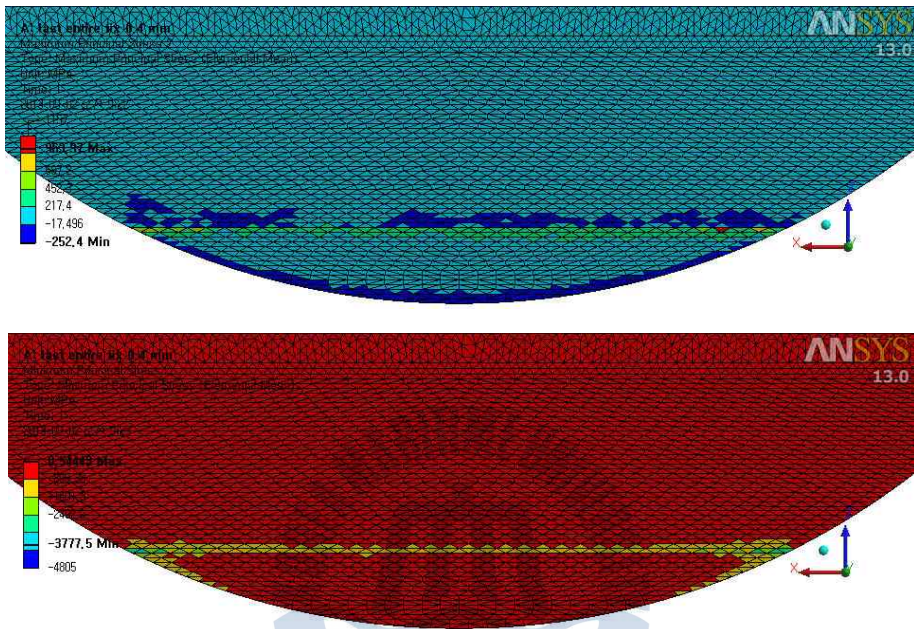


Fig. 10 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.40$ mm)

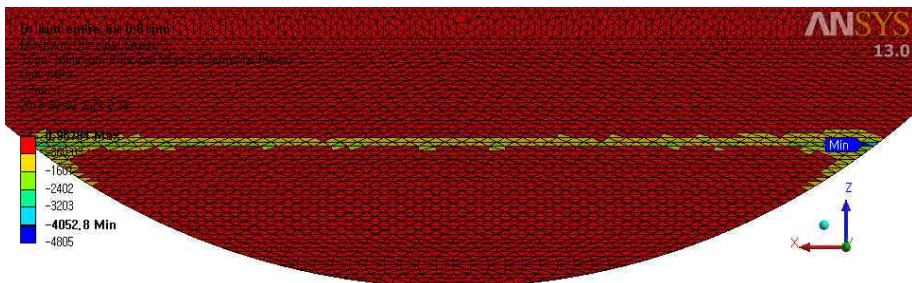
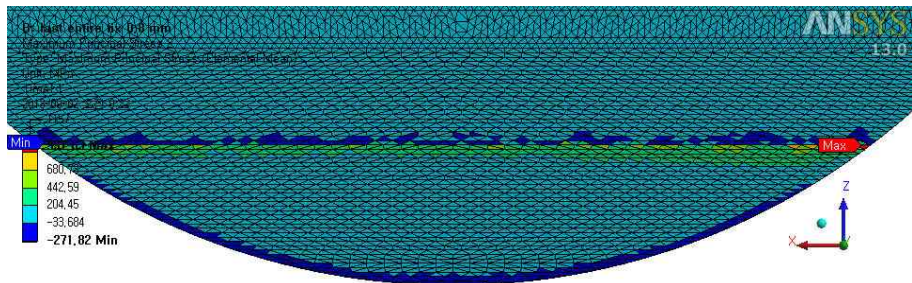


Fig. 11 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.80$ mm)

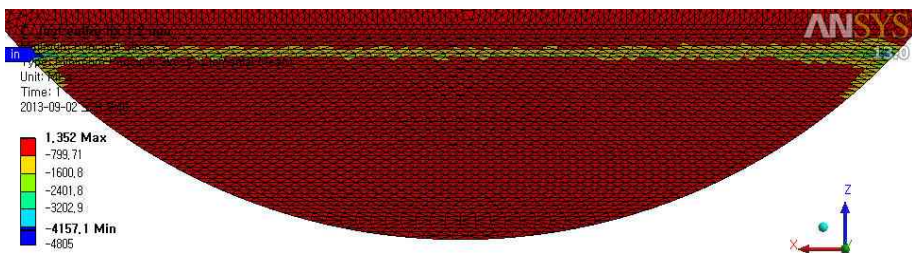
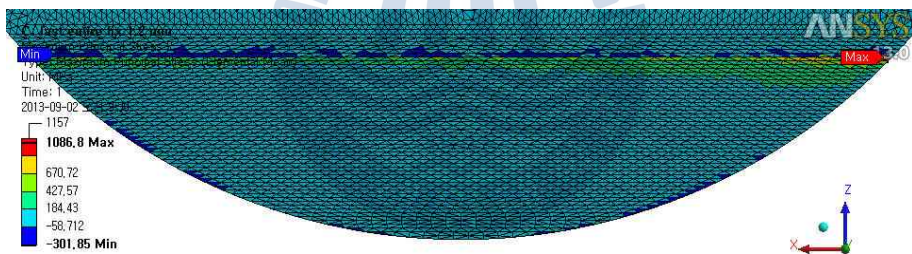


Fig. 12 Max. & min. principal stress of bite ($d = 1.20$ mm)

Fig. 13~15는 절삭 깊이 0.40, 0.80, 1.20mm에서 바이트 홀더에 작용하는 등가 응력을 나타낸 그림이다. 절삭 깊이가 증가할수록 응력이 커짐을 알 수 있었다. 바이트 홀더에서 가장 취약한 부분은 필렛(fillet) 부분으로 나타나지만 그 값이 미미하다.

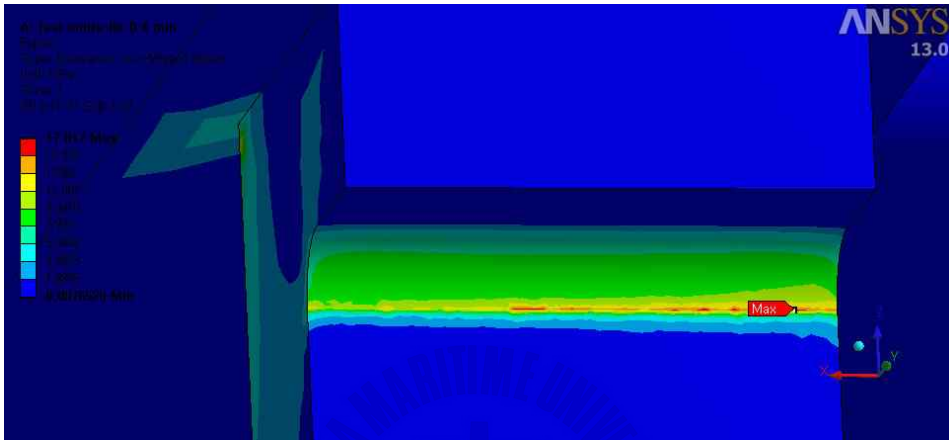


Fig. 13 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.40$ mm)

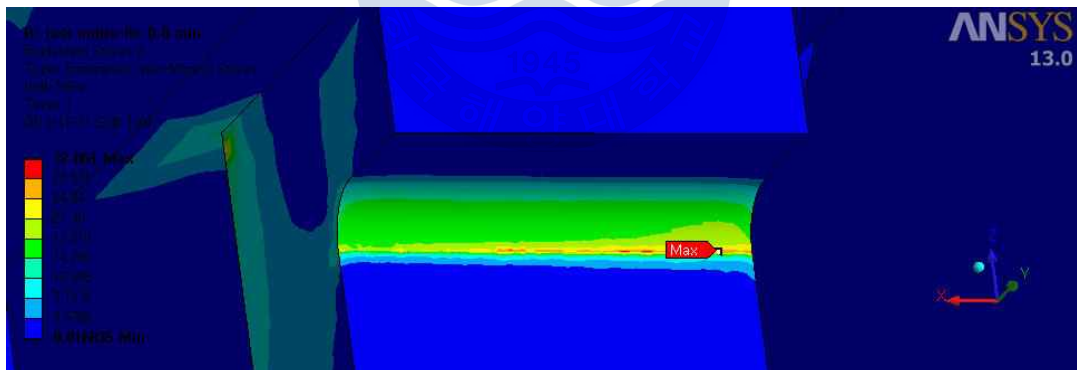


Fig. 14 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.80$ mm)

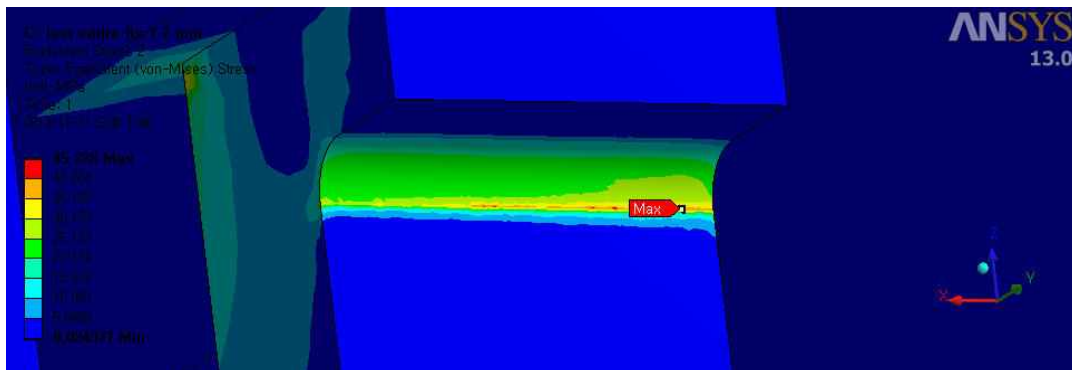


Fig. 15 Equivalent stress of bite holder ($d = 1.20 \text{ mm}$)



3.3.2 Case 2

Case 1에 의해 바이트에 작용하는 응력이 재료의 인장강도와 압축강도를 초과하지 않았지만 안전율이 2가 되지 못하여 절삭 깊이를 0.40 mm 이하로 수정하여 Case 2의 구조해석을 수행하였다.

Table 12는 Case 2의 절삭 깊이(0.40 mm 이하)에 따라 바이트와 바이트 홀더를 구조 해석한 결과이다. Case 2는 절삭 깊이가 상대적으로 큰 Case 1과 비교했을 때 절삭 깊이가 줄어들었기 때문에 인가 응력 역시 줄어드는 것을 알 수 있다. 절삭 깊이가 커질수록 각각에 작용하는 응력이 커지는 것이 다시 확인되었고, 바이트는 압축력을 매우 크게 받고 있으며 바이트 홀더에 작용되는 응력은 미미하였다.

Table 12 Structural analysis of bite & bite holder ($d = 0.05 \sim 0.40$ mm)

Stress d [mm]	Bite		Bite holder
	Max. principal stress (Tensile stress) [MPa]	Mini. principal stress (Compressive stress) [MPa]	Equivalent stress [MPa]
0.05	137	-1,446	3
0.10	295	-1,901	6
0.15	377	-2,198	8
0.20	407	-2,379	10
0.25	463	-2,534	12
0.30	562	-2,540	14
0.35	537	-2,792	16
0.40	954	-3,778	18

Fig. 16~23은 바이트가 받는 주응력을 나타낸 그림이다. Case 2에서는 절삭 깊이가 상대적으로 큰 Case 1과 비교했을 때 절삭 깊이가 줄어들었기 때문에 인가 응력 역시 줄어들어 가는 것을 알 수 있다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 최대 및 최소 주응력이 커지며, 최대 및 최소 주응력 작용점도 절삭 깊이에 따라 변한다.

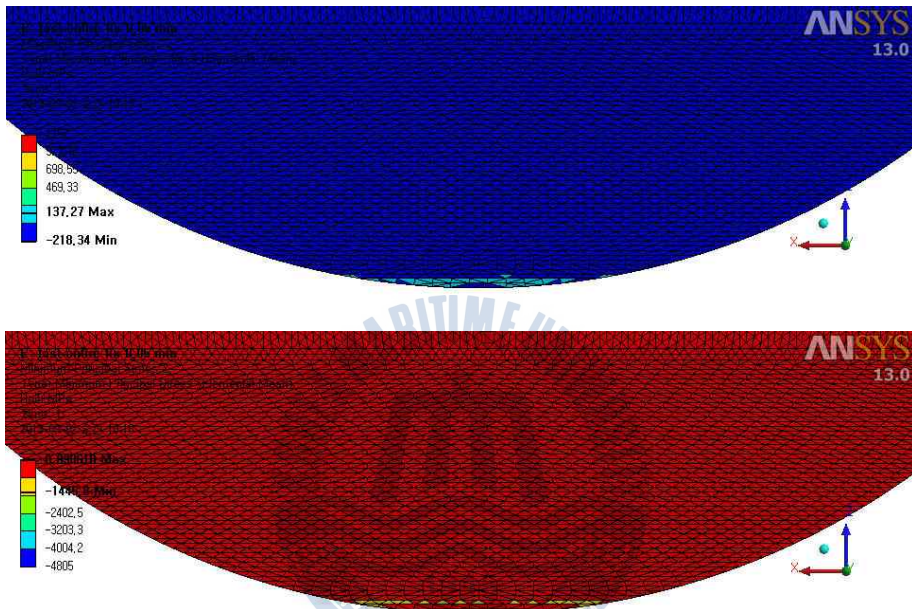


Fig. 16 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.05$ mm)

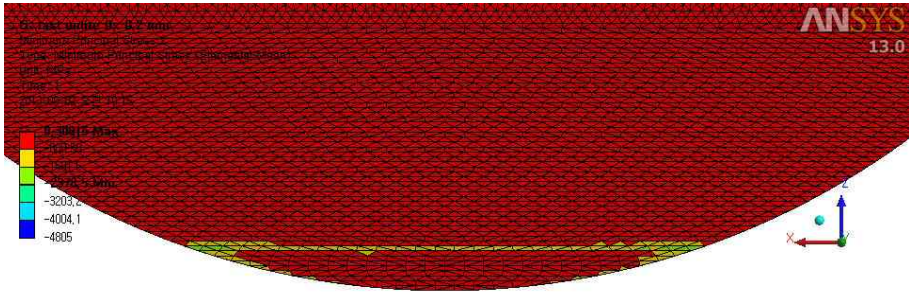
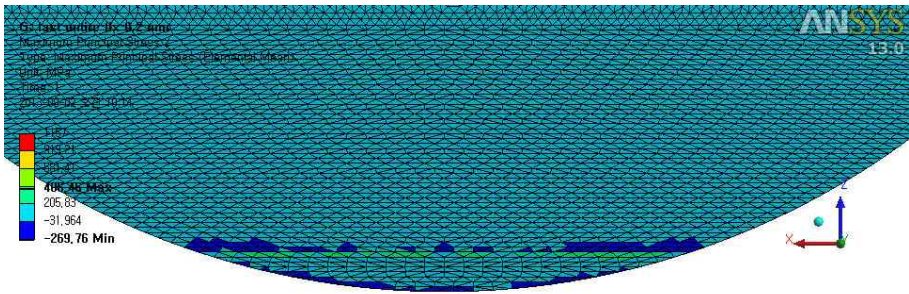


Fig. 19 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.20$ mm)

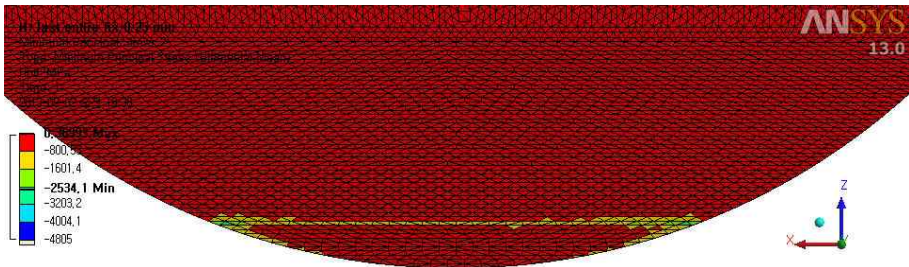
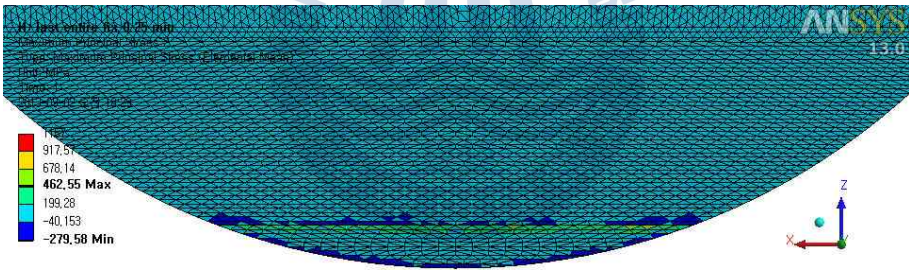


Fig. 20 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.25$ mm)

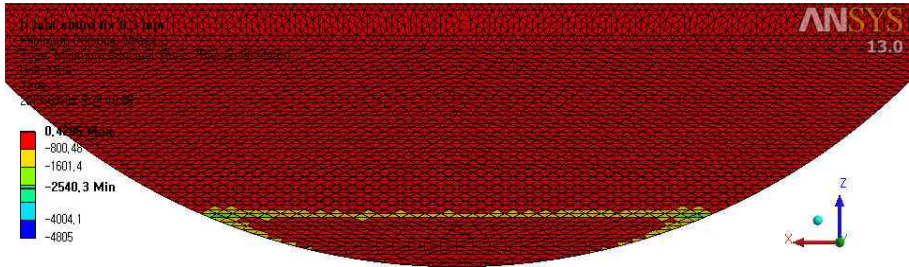
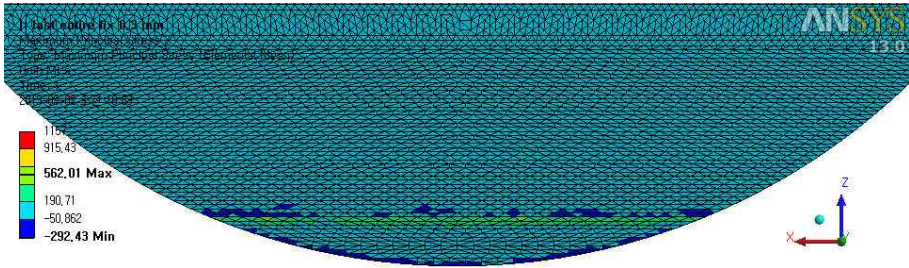


Fig. 21 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.30$ mm)

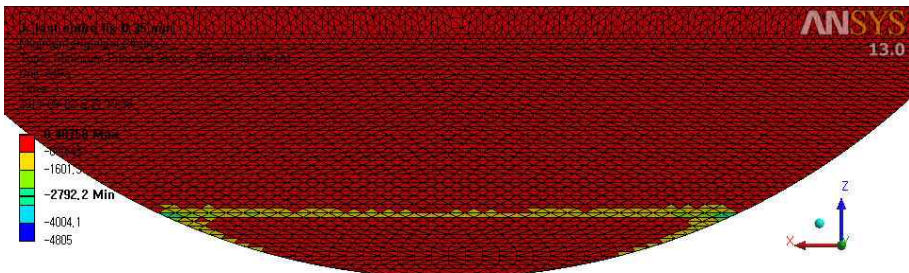
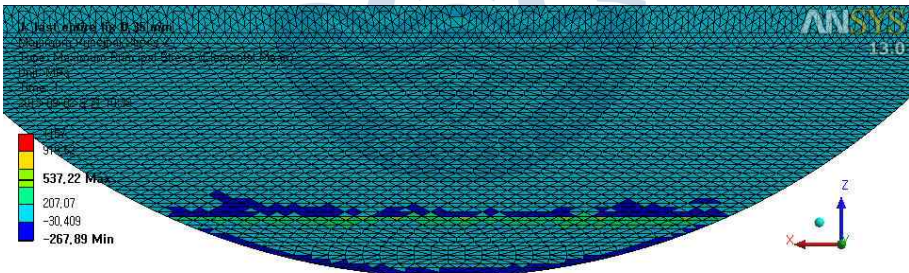


Fig. 22 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.35$ mm)

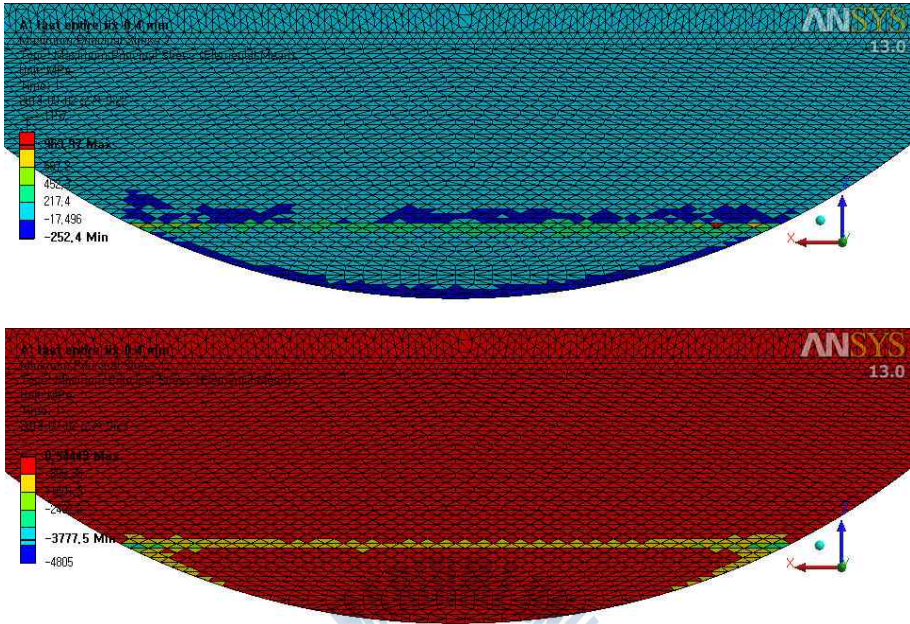


Fig. 23 Max. & min. principal stress of bite ($d = 0.40$ mm)

Fig. 24~31은 절삭 깊이 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40mm에서 바이트 홀더에 작용하는 등가응력을 나타낸 그림이다. 절삭 깊이가 커질수록 바이트 홀더에 작용하는 응력이 증가되는 것을 알 수 있다. 바이트 홀더에서 가장 취약한 부분은 라운드 된 필렛 부분으로 나타나지만 그 값이 미미하다.

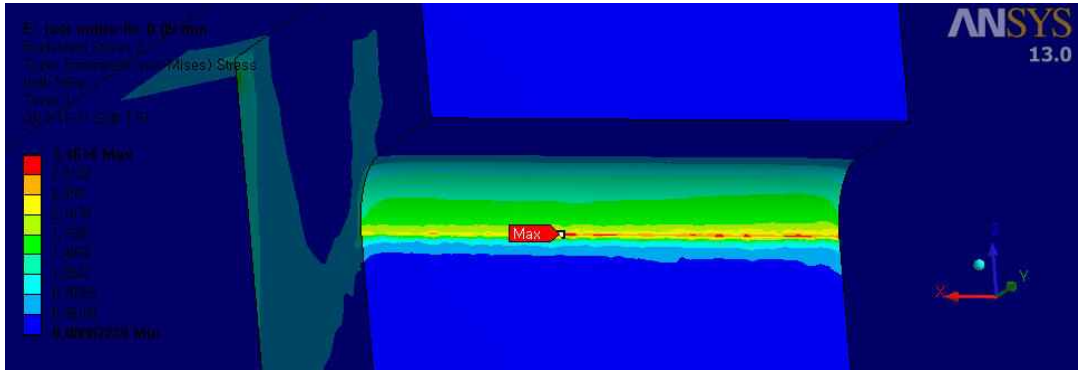


Fig. 24 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.05$ mm)

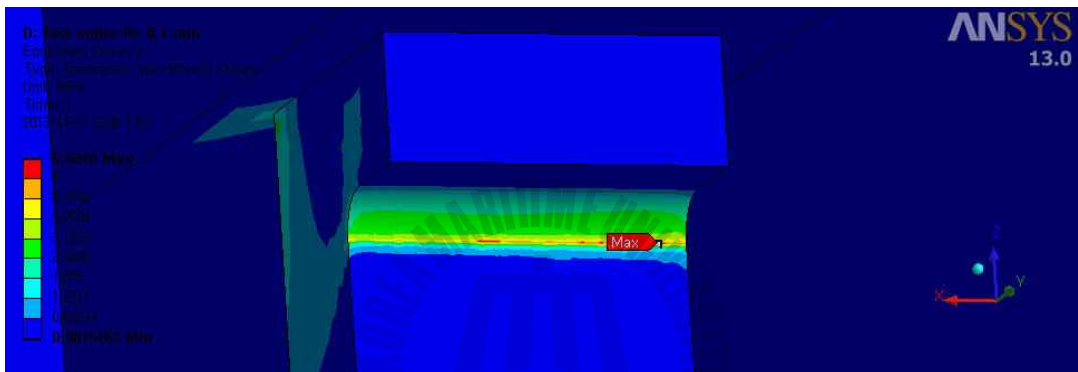


Fig. 25 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.10$ mm)

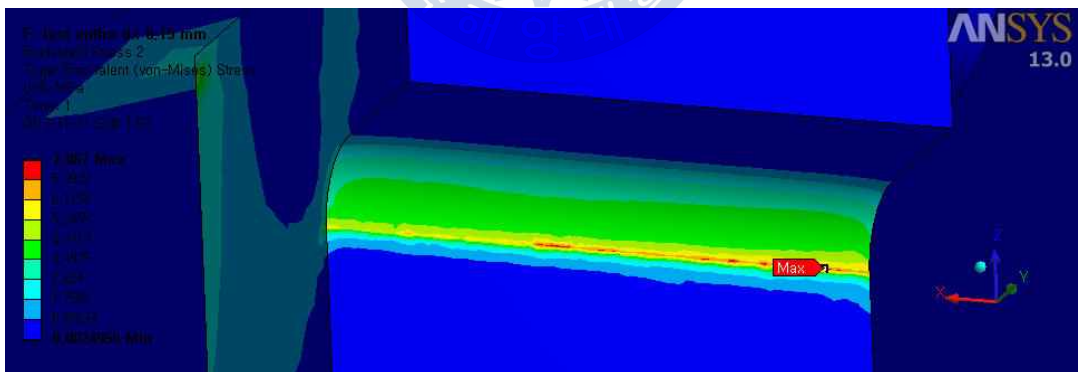


Fig. 26 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.15$ mm)

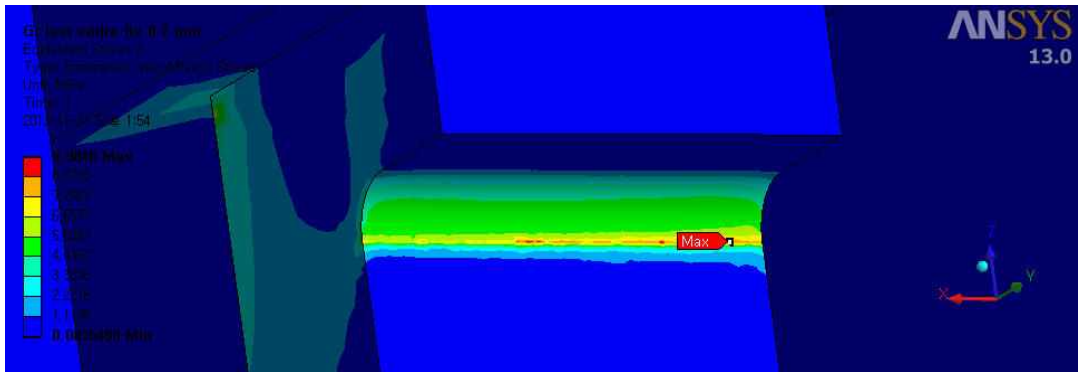


Fig. 27 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.20$ mm)

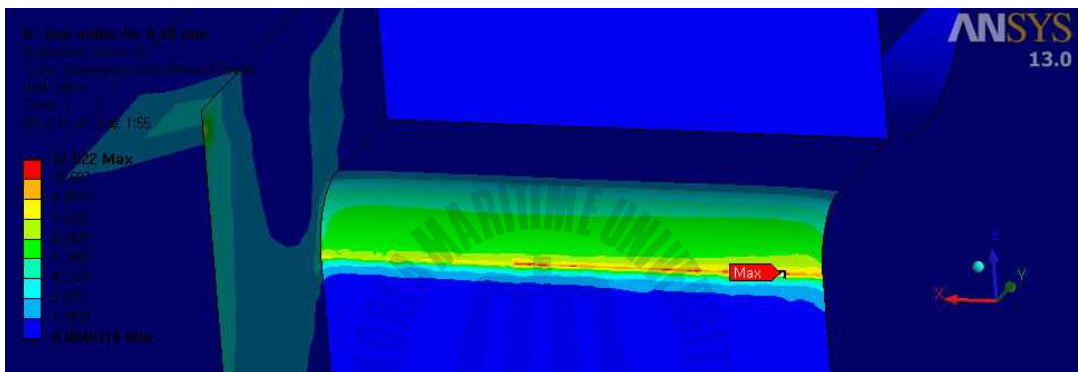


Fig. 28 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.25$ mm)

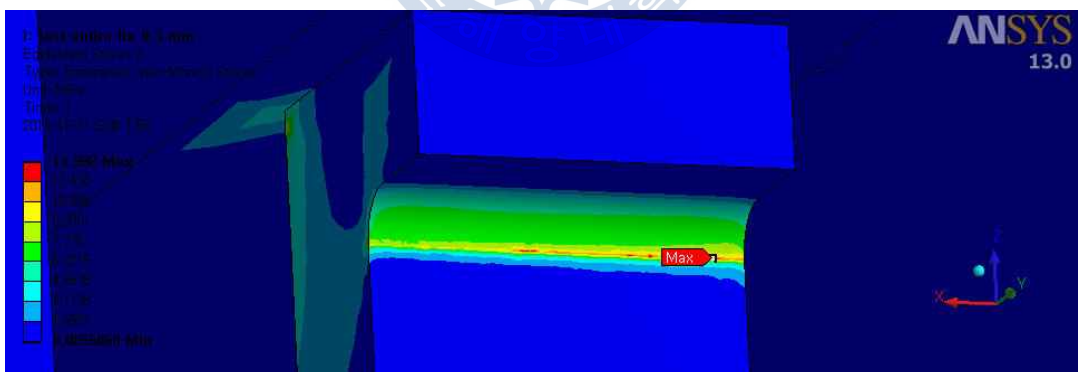


Fig. 29 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.30$ mm)

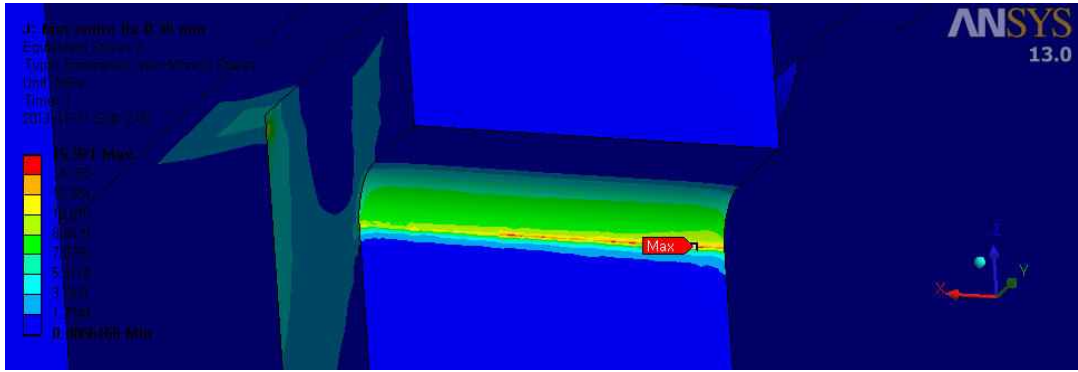


Fig. 30 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.35$ mm)

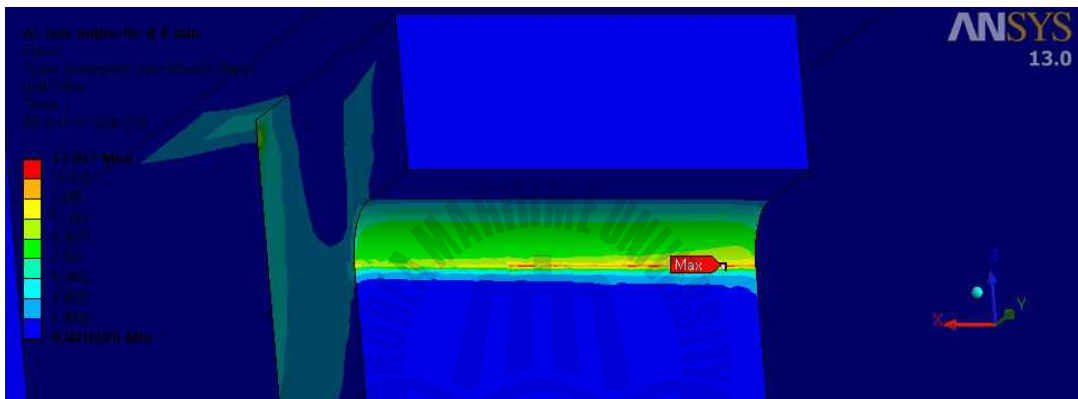


Fig. 31 Equivalent stress of bite holder ($d = 0.40$ mm)

3.4 고찰 및 검토

Table 13은 구조해석에 의해 도출된 압축응력에 일정면적($s = df$)을 곱하여 식 (2.2)에 의한 절삭 저항 계산 값과 비교한 표이다. 절삭 깊이가 커질수록 바이트에 작용되는 절삭 저항이 커지는 양상을 보인다.

Table 13 Comparison of cutting resistance with estimated value
($d = 0.05 \sim 1.20$ mm)

Cutting depth [mm]	Cutting resistance [N]	Estimated value [N]
0.05	9.1	24.2
0.10	23.8	48.4
0.15	41.2	72.6
0.20	59.5	96.8
0.25	79.2	121.0
0.30	95.3	145.2
0.35	122.2	169.4
0.40	188.9	193.6
0.80	405.3	396.4
1.20	623.6	580.7

Fig. 32는 Table 12의 절삭 저항 값을 도표로 나타낸 것이다. 절삭 깊이가 커짐에 따라 일정 깊이(0.80 mm) 이상이 되면 구조해석에 의해 도출된 값이 이론적 계산 값보다 크게 되고 일정 깊이 이하일 때는 구조해석에 의한 값이 계산 값보다 작게 되나 대체로 비슷하다.

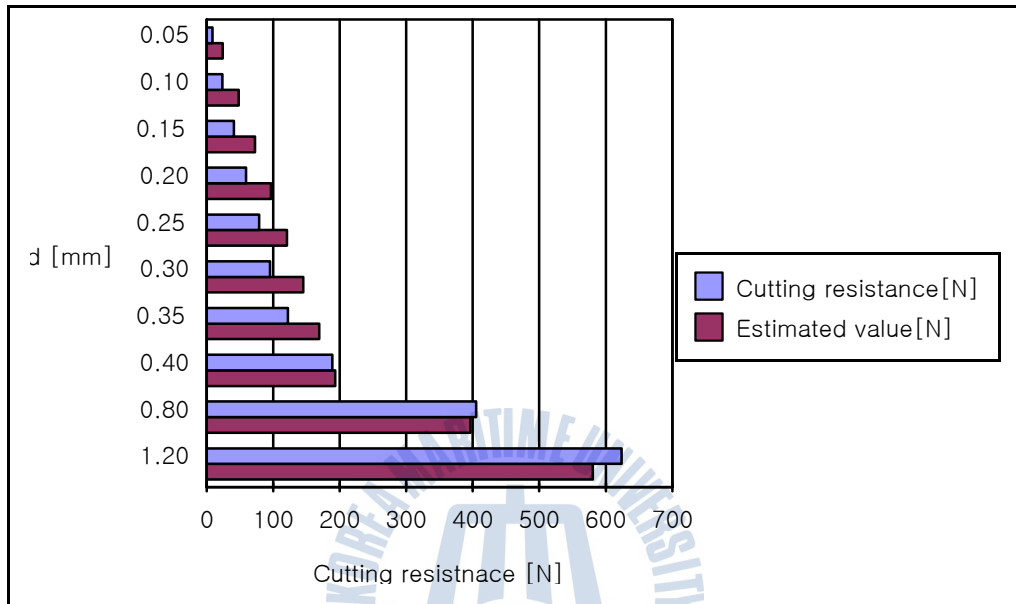


Fig. 32 Cutting resistance and estimated value ($d = 0.05 \sim 1.20$ mm)

바이트는 안전율이 2가 되는 0.20 mm 이하의 절삭 깊이로 가공하는 것이 바람직하다. 만약 0.20 mm 보다 큰 절삭 깊이를 적용하고자 한다면 바이트 경사 각 또는 절삭 날 각을 변경하여 바이트가 받는 응력을 줄여 사용할 수 있다.^{[10][11]} 또는 초경 재질 변경을 통해 가능하다. 바이트 홀더는 항복강도가 250 MPa이므로 구조해석 결과 도출된 응력이 미미하여 매우 안전하다.

제 4 장 결 론

본 연구에서는 ANSYS Workbench를 사용하여 선박 주기판 크랭크핀 가공을 위한 이동식 자동 선반의 바이트 및 지지부를 절삭 깊이에 따라 구조해석 하였다.

첫 번째 해석에서 임의로 절삭 깊이를 0.40 ~ 2.00mm로 정하여 소요 동력을 계산하였다. 여기에서 모터의 정격출력보다 작은 소요 동력이 필요한 절삭 깊이가 0.40 ~ 1.20 mm임을 알 수 있었다. 0.40 ~ 1.20 mm의 절삭 깊이로 구조해석을 수행한 결과, 안전율 2를 만족시키지 못 하였다.

두 번째 해석에서는 안전율 2를 만족시키기 위해 절삭 깊이를 0.05 ~ 0.40mm로 수정하여 해석을 수행하였다. 구조해석 결과 0.20 mm 이하의 절삭 깊이에서 안전율 2를 만족시킬 수 있었다.

이상의 해석을 통하여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

1. 소요 동력을 고려해 볼 때 절삭 깊이는 1.20 mm 이하로 해야 한다.
2. 절삭 깊이를 적게 할수록 절삭 저항은 감소한다.
3. 구조해석 결과 바이트 재질인 초경의 압축강도를 고려하여 안전율을 2로 했을 시 절삭 깊이를 0.20 mm 이하로 가공해야 한다. 그러나 바이트 지지부에 작용하는 응력은 미미하여 절삭 깊이 조건에 관여하지 않는다.
4. 만약 0.20 mm 보다 큰 절삭 깊이를 적용하고자 한다면 바이트 경사 각 또는 절삭 날 각을 변경하여 바이트가 받는 응력을 줄여 사용할 수 있다. 또는 초경 재질 변경을 통해 가능하다.

References

- [1] 튜엔지니어편집부, 2012, *선삭 공구의 모든 것*, 성안당, pp. 50~65.
- [2] 박상국, 2007, *실무를 위한 최신 자동선반*, 성안당, pp. 81~88.
- [3] 도해 기계용어사전, 1990, *절삭저항* [Online] 기계용어편찬회, Available at : terms.naver.com/entry.nhn?docId=413051&cid=592&categoryId=592 [Accessed 1 April 2013].
- [4] JAHARAH A.G., 2008, *Simulation of Turning Process of AISI 1045 and Carbide Tool Using Finite Element Method*, CIMMACS, pp. 152~156.
- [5] 한국교세라정공(주) 기술자료. *절삭저항이란?* [Online], Available at : http://www.kptk.co.kr/tech/bbs_list.asp# [Accessed 1 April 2013].
- [6] 기계공학용어사전, 1995, *이송* [Online], Available at : terms.naver.com/entry.nhn?docId=340703&cid=368&categoryId=368 [Accessed 1 April 2013].
- [7] 장복득, 1982, *선삭가공에서의 절삭조건에 따른 절삭저항 및 표면거칠기에 미치는 영향에 관하여*, 인하공업전문대학 논문집, 제 7권, pp. 45~54.
- [8] 두산백과, *초경합금* [Online], Available at : terms.naver.com/entry.nhn?docId=1147066&cid=200000000&categoryId=200000000[Accessed 1 April 2013].
- [9] 한국선급, 2013, *선급 및 강선 규칙*, 5편2장, pp. 17~20.
- [10] 김국원, 1998, *공구끝단반경이 고려된 2차원 금속절삭에 대한 열-점소성 유한요소해석*, *대한기계학회논문집 A권*, 제22권, 제1호, pp. 1~15.

[11] 金鍾喆, 朴性模 , 1999, 선삭시 바이트 경사각에 따른 절삭력 변화에 관한 연구(A Study on the Cutting Force by Rake Angle of Bite in Turning), 大
學院論文輯, Vol. 1, pp. 53~61.



Bibliography

- [1] 김정두, 1984, 接觸面積 拘束工具의 應力 解析에 관한 研究, 機械工學科 一般機械切削加工專攻, pp. 1~167.
- [2] 배춘익, 1996, 有限要素法에 의한 切削溫度 分布解析 및 豫測에 관한 研究, 東亞大學校, pp. 1~117.
- [3] 정전영, 이석영, 1998, *Face milling* 가공에서 절삭조건이 절삭저항에 미치는 영향, 한국폴레텍대학논문집, 제17권, pp. 107~114.
- [4] Huseyin Gurbuz, 2011, *The Influence of Chip Breaker Geometry on Tool Stresses in Turning*, Mechanical Engineering, pp. 91~99.
- [5] M. Dogra,a, V. S. Sharmab & J. Durejac, 2011, *Effect of tool geometry variation on finish turning - A Review*, *Journal of Engineering Science and Technology*, pp. 1~13.

