

304 스테인리스 박강판 IB형 점용접이음재의 피로강도 평가 Part 1 : 최대주응력에 의한 평가

손일선* · 오세빈** · 배동호***

* 대우자동차(주) 부평기술연구소

** 성균관대학교 기계공학부 대학원

*** 성균관대학교 기계공학부

Fatigue Strength Evaluation on the IB-Type Spot-welded Lap Joint of 304 Stainless Steel Part 1 : Maximum Principal Stress

I.S. Sohn*, S.B. Oh** and D.H. Bae***

* Dept. of Chassis Design, R&D Center, Daewoo Motor CO. Incheon 403-714, Korea

** Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

*** Dept. of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

Abstract

Stainless steel sheets are commonly used for vehicles such as the bus and the train. These are mainly fabricated by spot-welding. By the way, its fatigue strength is lower than base metal due to high stress concentration at the nugget edge of the spot-welding point. Especially, it is influenced by welding conditions as well as geometrical factors of spot welded joint. Therefore, it is not too much to say that structural rigidity and strength of spot-welded structures is decided by fatigue strength of spot welded lap joint. Thus, it is necessary to establish a reasonable and systematic long life design criterion for the spot-welded structure. In this study, numerical stress analysis was performed by using 3-dimensional finite element model on IB-type spot-welded lap joint of 304 stainless steel sheet under tension-shear load. Fatigue tests were also conducted on them having various thickness, joint angle, lapped length, and width of the plate. From the results, it was found that fatigue strength of IB-type spot-welded lap joints was influenced by its geometrical factors, however, could be systematically rearranged by maximum principal stress(σ_{1max}) at the nugget edge of the spot-welding point.

(Received December 29, 1998)

Key Words : 304 stainless steel, IB-type, Spot-welded lap joint, FEM, Maximum principal stress, In-plane bending, Fatigue strength, Dissimilar thickness

1. 서 론

철도차량과 상용차의 차체구조는 냉간 압연 고장력 강, 스테인리스강 등의 박판재료를 프레스 성형하여 전기저항용접의 한 종류인 점용접에 의해 제작 및 조

립되고 있다¹⁾. 그런데, 이들 점용접 이음부는 용접시 야기되는 조직변화와 잔류응력 및 너깃단(nugget edge)의 응력집중으로 인하여 피로강도가 모재에 비해 현저히 떨어지고 피로균열의 발단이 되기 때문에, 차체의 구조적 강성과 강도가 점용접점의 피로강도에 의해 결정된다고 해도 과언이 아니다. 그래서, 지금까

지, 많은 연구자들에 의해서 여러 가지 재료들의 점용접이음재에 대한 피로강도를 평가하고, 합리적이고도 통일적인 피로설계 인자를 결정하고자 하는 노력이 이루어져 왔고, 그 결과도 상당히 축적되고 있는 상황이다²⁻⁶⁾. 그런데, 자동차의 차체는 구조적 강성을 유지하기 위하여 골조부재(member)에 두께가 다른 보강판을 부착하거나, 서로 다른 두께의 판재를 성형하여 골조부재를 만들기도 한다. 따라서, 차체구조 중에는 이종두께 판재를 점용접한 이음부가 많은 비율을 차지하고 있기 때문에, 이종두께의 점용접부에 대한 응력분포 상황과 피로강도 평가로부터 장수명 설계를 위한 기준설정이 중요한 과제임에도 불구하고, 이에 대한 연구는 매우 저조한 실정이며⁷⁾, 특히 스테인리스 강에 대한 피로데이터는 피로설계에 적용할 만큼 확보되어 있다고 볼 수 없는 상황이기 때문에, 앞으로 이에 대한 피로강도 데이터의 확보가 필요하다고 본다.

따라서, 본 연구에서는 냉간압연 고장력강(SHCP)에 비해 높은 강도와 수려한 외관 및 우수한 내식성이 평가되고 있고, 최근 들어 그 수요가 급증하고 있는 오스테나이트계 304 스테인리스 판재에 대한 동종 및 이종 두께의 점용접이음재를 대상으로 하여, 인장-전단하중에 의한 면내굽힘형(in-plane bending type: IB type)의 변형을 일으키는 경우의 응력분포 상황을 유한요소법을 이용하여 해석하고, 피로강도를 평가하였다. 그리고, 피로균열이 일반적으로 용접부 너깃단에서 발생 및 성장함에 착안하여, 피로실험을 통하여 얻은 $\Delta P - N_f$ 관계를 유한요소법 해석을 통해 용접부 너깃단 최대주응력으로 피로강도를 재정의하여 이음재의 기하학적 인자와 역학적 인자를 동시에 고려한 장수명 설계기준을 제시하고자 하였다.

2. 유한요소법에 의한 응력분포 해석

2.1 해석모델

Fig. 1의 IB형 일점 점용접이음재에 인장-전단하중이 가해지면, 점용접 부위에는 면내 전단력(in-plane shear force), 면내 굽힘력(in-plane bending force) 및 면외 굽힘모멘트(out of plane bending moment)가 분담하중으로 작용하게 되어, Fig. 2와 같이 박판 특유의 복잡한 변형을 야기 시킨다. 그리고, 피로균열은 일반적으로 부하측 내표면 너깃단에서 발생 및 성장하여 외표면으로 나타나기 때문에⁸⁾, 내표면 너깃단 주위의 응력분포와 변형상태를 해석하는 것은 피로균열 발생기구를 파악하는데 매우 중요하다. 따라

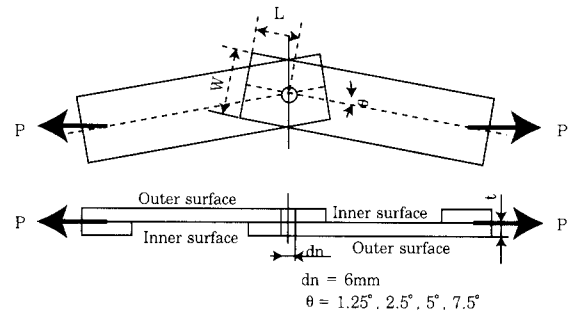


Fig. 1 IB type specimen under tension-shear load

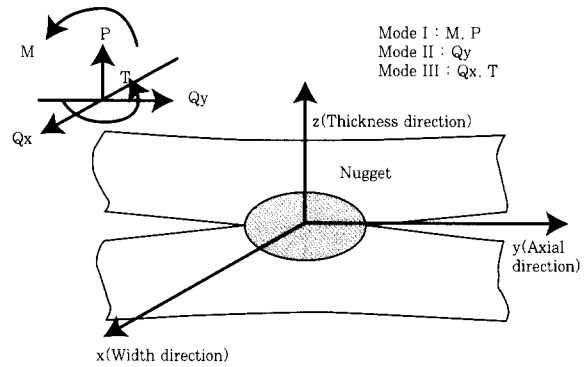


Fig. 2 Applied forces on the nugget.

서, 본 연구에서는 판의 중첩으로 인한 offset의 영향을 고려하기 위해 실제적인 3차원 유한요소해석 모델을 작성하였으며, 사용된 요소는 8-node solid 요소이고, 요소분할 상황과 구속조건은 Fig. 3과 같다. 특히, 너깃단에서의 최대응력의 발생위치를 면밀히 관찰할 수 있도록 너깃단 주위의 요소를 좀더 세밀하게 분할하였고, 상·하 평판의 요소분할은 공통적이다. 직경 6mm의 너깃부는 사각형 요소를 적용하였으며, 두께 2mm의 단일요소로 분할하여 상·하 평판을 일체화하고, 작은 점상의 용접부에 대한 종탄성계수 등의 기계적 성질은 직접 측정하기 어려우므로, 본 연구에서는 E를 모재와 동일하게 하였다.

해석모델의 기본형상은 이음각(θ) = 2.5°, 판 폭 (W) = 30.0mm, 겹침 길이(2L) = 30.0mm, 상·하 판

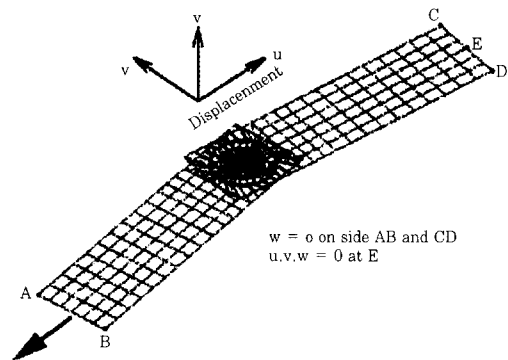


Fig. 3 3-dimensional FEM analysis model.

재의 두께 (t) = 1.0mm이고, 시편재료는 최근 자동차 차체용으로 많이 이용되고 있는 오스테나이트계 스테인레스강인 SUS304 판재로서, 화학적 성분과 기계적 성질은 Tables 1, 2와 같다. 본 해석에서는 시편 상·하 판재의 이음각(q)을 1.25°, 2.5°, 5.0° 및 7.5°로 변화시켜 너깃단 응력집중에 대한 이음각의 영향을 조사하였고, 이 밖에 판 폭, 겹침 길이 및 판두께 등의 기하학적 영향도 조사하였다.

해석은 전 모델에 대해 Fig. 1과 같이 시편의 중심축 방향으로 인장-전단하중을 가하여 수행하였으며, 요소수는 1976개이고, 해석프로그램은 EMRC/NISA II Ver 7.0 을 사용하였다.

2.2 해석결과

Fig. 4는 너깃 직경(d_n) = 6.0mm, 겹침 길이($2L$) = 30.0mm, 판 폭(W) = 30.0mm, 판 두께(t) = 1+1mm, 이음각(θ) = 2.5° 인 IB형 점용접이음재에 하중(P) = 294 N (σ = 9.8N/mm²)을 가했을 때의 전체적인 주응력 분포 상황으로서, 점용접부 외표면에 비해 내표면에서 큰 응력이 발생하고 있음을 알 수 있다.

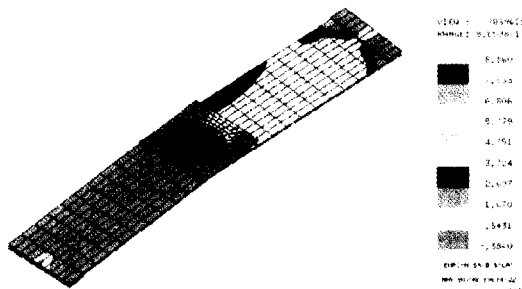


Fig. 4 Principal stress distribution of 3-dimensional FEM analysis model.



Fig. 5 Side view of deformation by in-plane load.

Fig. 5는 Fig. 4와 같은 응력분포를 갖는 모델의 변형에 대한 측면도를 나타낸 것이다. Fig. 5와 같이, 점용접이음재는 상·하 평판의 두께와 겹침으로 인한 offset의 영향에 의해 면외굽힘변형이 발생함과 동시에, 이음각 θ 에 의해서 면내 회전변형이 발생하고, 또한, 인장-전단하중에 의해서 는 축 방향의 면내 변형이 야기되고 있음을 확인할 수 있었다. 따라서, 인장-전단하중이 IB형 일점 점용접이음재에 가해지면, 점용접 너깃단에는 이상의 분담하중에 의한 변형의 조합에 의해서 높은 응력집중이 발생되는 것으로

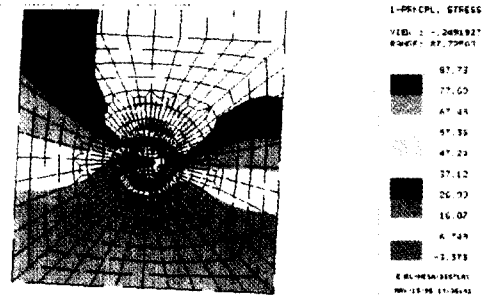


Fig. 6 Maximum principal stress distribution on the inner surface of the upper plate. ($W=30\text{mm}$, $\theta=2.5^\circ$, $t=1+1\text{mm}$)

판단된다.

Fig. 6은 너깃 직경(d_n) = 6.0mm, 겹침 길이($2L$) = 30.0mm, 판 폭(W) = 30.0mm, 판 두께(t) = 1+1mm, 이음각 (θ) = 2.5° 인 IB형 점용접이음재에 하중 (P) = 294 N을 가했을 때, 내표면에 나타난 점용접 주위의 주응력 분포상황을 등-응력 선도로 나타낸 것이다. 상·하 평판의 내표면에는 같은 값의 응력이 대칭적으로 분포하며, 최대주응력이 발생하는 범위는 시편 길이방향의 중심선으로부터 인장-전단력에 의한 회전변형 방향과 반대 방향으로 0~90° 범위 내에서 발생함을 알 수 있었다. 그리고, 너깃을 중심으로한 부하측 영역에서는 인장상태의 응력이 넓게 분포하고, 이음각도가 증가할수록 인장응력의 분포영역이 시편의 회전방향으로 이동함을 알 수 있었다.

한편, 이음각이 커질수록 부하측과 그 반대쪽 너깃단에서 인장상태의 응력의 분포가 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이는 동일한 인장-전단 하중하에서 시편의 이음각도가 클수록 면내굽힘과 면내비틀림 변형이 커지기 때문인 것으로 생각된다. 또, 점용접 너깃 내부에 있어서는 이음각이 커질수록 면내 비틀림모멘트가 증가하여 응력이 증가되는 경향을 보였다.

Fig. 7은 너깃 직경(d_n) = 6.0mm, 겹침 길이($2L$)

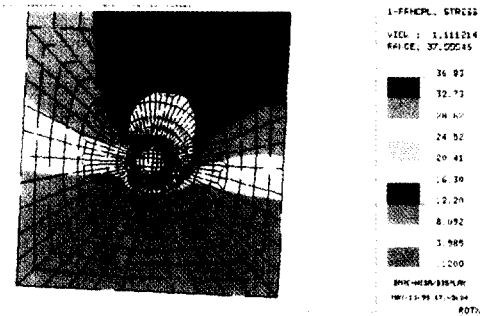


Fig. 7 Maximum principal stress distribution on the inner surface of the upper plate. ($W=30\text{mm}$, $\theta=2.5^\circ$, $t=1+3\text{mm}$)

=0.0mm, 판 폭(W)=30.0mm, 판 두께(t)=1+3mm, 이음각 (θ)=2.5° 인 IB형 점용접이음재에 하중(P)=294N을 가했을 때 내표면 상에 나타난 점 용접 주위의 주응력 분포상황을 나타낸 것이다. Fig. 6에 비해 상당히 낮은 응력분포를 보이고 있으나, 부하측 너깃단뿐만 아니라 이와 반대측, 즉 자유단 측의 너깃 단에도 응력이 높게 나타나고 있다. 이는 박 판과 후 판의 강성차이로 인해 Fig. 5와 같은 면외굽힘변형이 억제되었기 때문인 것으로 판단된다.

2.3 최대주응력에 대한 기하학적 인자의 영향

Fig. 8은 점용접 너깃 직경 (d_n)=6.0mm, 겹침길이 (2L)=30.0mm, 판 폭(W)=30.0mm, 이음각(θ)=2.5° 및 하중(P)=294N 일 때, 내표면 너깃단 최대주응력(σ_{1max})과 판 두께(t)의 관계를 나타낸 것이다. 판 두께가 두꺼워 지면 점용접 너깃단 최대주응력은 급격히 감소하는데, 이는 판 두께(t)가 증가함에 따라 Fig. 2의 점용접부 분담하중 중에서 면외굽힘모멘트에 의한 판의 굽힘변형의 감소와 면내하중에 대한 저항이 커지기 때문인 것으로 판단된다.

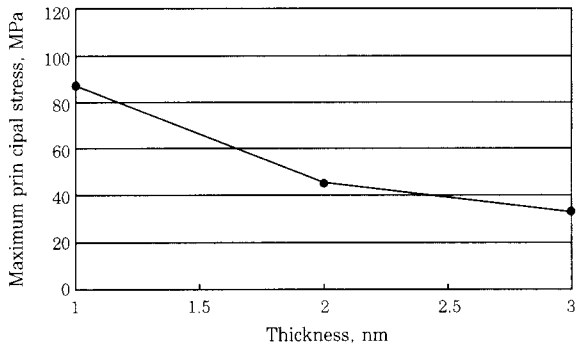


Fig. 8 Relation between maximum principal stress and plate thickness. (W=30mm, 2L=30mm, θ =2.5°, d_n =6mm)

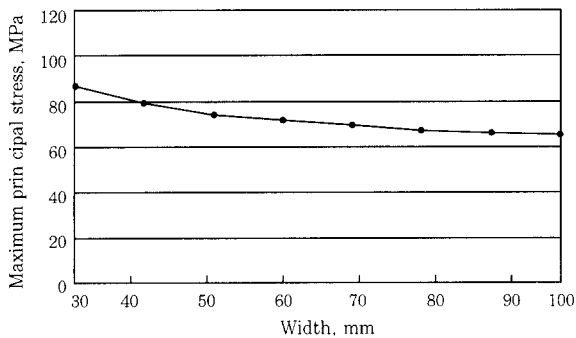


Fig. 9 Relation between maximum principal stress and plate width. (t=1+1mm, 2L=30mm, θ =2.5°, d_n =6mm)

Fig. 9는 점용접 너깃 직경(d_n)=6.0mm, 겹침길이 (2L)=30.0mm, 판 두께(t)=1.0mm, 이음각(θ)=2.5° 인 시편의 판 폭(W)을 30mm에서 100mm까지 10mm 단위로 변화시켜, 최대주응력에 대한 판 폭의 영향을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 판 폭(W)이 증가할수록 최대주응력은 점차 감소하나 감소 폭은 크지 않으며, 80mm 이상 되면 최대주응력은 거의 변화가 없음을 알 수 있다.

Fig. 10은 점용접 너깃 직경(d_n)=6.0mm, 판 두께(t)=1mm, 판 폭(W)=30mm, 이음각(θ)=2.5° 인 시편의 겹침 길이를 20, 30, 40 및 50mm로 변화시켜 겹침 길이(2L)에 의한 최대주응력의 영향을 나타낸 것으로, 겹침 길이가 증가하여도 최대주응력은 거의 변화가 없음을 알 수 있다.

Fig. 11은 점용접 너깃 직경(d_n)=6.0mm, 겹침 길이(2L)=30.0mm, 판 폭(W)=30.0mm, 판 두께(t)=1.0mm, 및 하중(P)=9.81MPa일 때, 내표면 너깃단 최대주응력(σ_{1max})과 이음각(θ)의 관계를 나타낸 것이다. 이음각이 증가함에 따라서 최대주응력은 증가하는 경향을 보이고 있다.

이상과 같이, 인장-전단하중을 받는 IB형 점용접이음

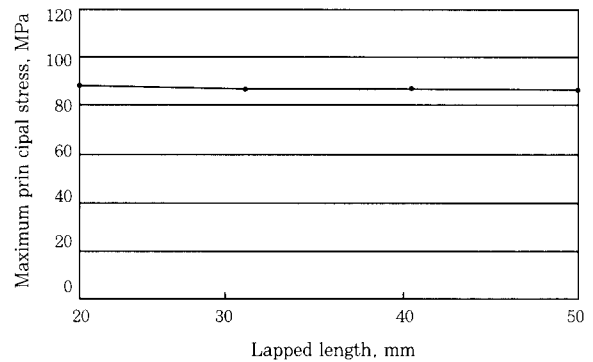


Fig. 10 Relation between maximum principal stress and lapped length of plate. (W=30mm, t=1+1mm, θ =2.5°, d_n =6mm)

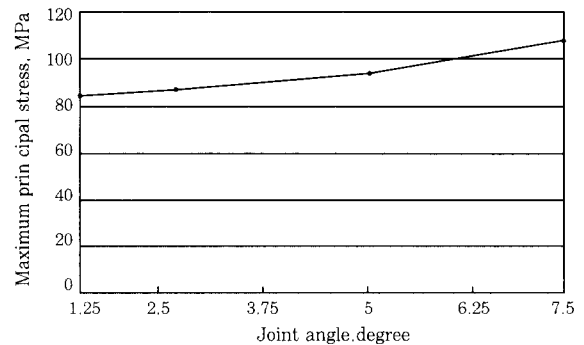


Fig. 11 Relation between maximum principal stress and joint angle of plate. (W=30mm, 2L=30mm, t=1+1mm, d_n =6mm)

재의 부하측 너깃단에서의 응력집중은 여러 기하학적 인자들 가운데 판 두께와 이음각에 대해서 민감한 영향을 나타내고 있음을 알 수 있다.

3. 실험

이상의 여러 가지 기하학적인 인자들에 관한 응력해석 결과를 실 구조물 설계에 적용하기 위해서는 피로강도 평가가 필수적이므로, 본 연구에서는 기하학적 인자들을 고려한 IB형 점용접이음재에 대한 피로시험을 통하여, 이들의 피로강도를 평가하였다.

3.1 시편 및 실험장치

본 연구에 사용된 재료는 철도차량과 상용차의 차체용으로 많이 사용되고 있는 오스테나이트계 스테인리스강인 SUS 304 판재이며, 시편형상은 Fig. 1과 같다. 시편의 화학적 성분과 기계적 성질은 Tables 1, 2와 같고, 시편제작을 위한 점용접조건은 Table 3의 RWMA[10]에서 권장하고 있는 스테인리스강판의 용접조건을 기준으로 용접하였다. 사용된 점용접기의 전극 직경은 6mm로 일정하고, 두 판재 사이의 이음각도는 1.25°, 2.5° 및 5.0°이다. 그리고, 판 폭은 30, 50mm이며, 판 두께는 1+1, 1+2, 1+3mm의 3종류로 하여, IB형 점용접이음재의 피로강도에 대한 시편의 기하학적 인자들의 영향을 파악코자 하였다.

Table 1 Chemical composition of specimen. (Wt. %)

C	Cr	Ni	Mn	Si	P	S
0.08	18.0	8.0	2.0	1.0	0.045	0.03

Table 2 Mechanical properties of specimen

Tensile Strength	Yield Strength
568MPa	275MPa

Table 3 Welding condition of specimen. (RWMA Class-C)

Welding Conditions	Value
electrode force (F)	6.25 kN
current (I)	7 kA
welding time (cycles)	6 Cycles

실험에 사용된 피로시험장치는 서어보 유압식 피로시험기(MTS, 용량 : ±10 ton)이다. 일반적으로 인장-전단형(tension-shear type: TS type)과 같은

점용접이음재의 피로시험은 평판 그림을 이용하고 있으나, 본 실험에서는 면내회전변형의 지배를 받는 면내굽힘형 시편이기 때문에, 면내굽힘변형의 영향이 충분히 반영될 수 있도록 판에 의한 면압과 핀 조인트에 의한 회전변형을 조합하여 제작한 그림을 사용하였다. 또한 시편 내표면의 점용접 너깃단에서 발생 및 성장하여 외표면에 나타난 피로균열을 관찰하고 측정하기 위하여는 이동식 현미경(x50)을 사용하였다.

3.2 실험조건 및 방법

피로실험은 MTS사의 피로시험기를 사용하여, 하중 반복속도(f) = 30 Hz, 하중비(R) = 0인 완전 편진 정현파로 수행하였다. 피로수명(N_f)은 시편 내표면 부하측 너깃단에서 발생 및 성장된 균열이 시편 외표면에 나타나서 너깃 직경과 동일 길이가 될 때까지의 cycle수로 결정하였다. 피로한도는 통상 10^6 cycle로 정하나, 점용접부의 파손은 차체에 소음을 발생시키고, 구조적 강성을 저하시키는 요인이 되기 때문에, 본 실험에서는 보다 엄격한 기준인 10^7 cycles까지 피로균열이 발생하지 않은 하중으로 하였다.

3.3 피로실험 결과

Fig. 12는 여러 가지 기하학적 형상을 갖는 IB형 일점 점용접 시험편의 피로실험 결과를 $\Delta P - N_f$ 관계로 나타낸 것이다.

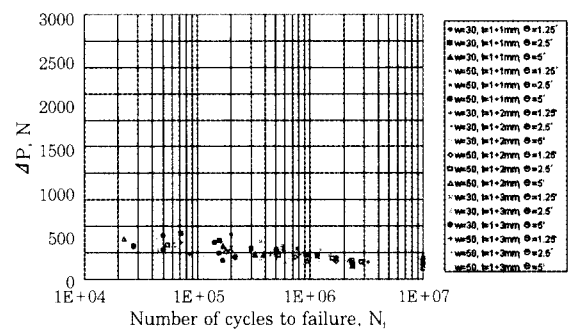


Fig. 12 Relation between $\Delta P - N_f$

피로강도에 대한 너깃단 최대주응력에 대한 시편의 기하학적 영향의 결과가 전체적으로 잘 반영되고 있음을 알 수 있다. 이음각이 커지면 동일 반복 하중범위에서 피로한도가 감소하며, 판 두께와 폭이 커지면 피로수명이 증가하는 경향을 보이고 있다. 또한, 이중두께의 경우는 후 판의 영향에 의해 동종두께에 비해서 피로한도가 약 225~250% 증가함을 확인할 수 있다. 그리고, 고 하중-단 수명 영역에서의 상한과 하한의 피

로강도 데이터의 분산이 저 하중-단 수명 영역까지 거의 평행하게 넓은 폭으로 이어지고 있으며, 피로한도의 범위는 약 400~1900N으로서, 피로강도를 $\Delta P-N_f$ 관계로 나타내는 경우 전체적으로 데이터의 분산 폭이 매우 큼을 알 수 있다. 따라서, $\Delta P-N_f$ 관계로부터 여러 가지 형상을 갖는 IB형 점용접이음재에 대한 피로강도의 비교평가는 가능하나, 기하학적 인자들을 동시에 고려한 통일적인 장수명 피로설계기준을 정하기는 어렵다. 본 연구에서는 이러한 문제점을 개선할 필요가 있음을 인식하고, 이를 위한 새로운 매개변수를 도출하여 $\Delta P-N_f$ 관계를 재정리해 보기로 하였다.

3.4 최대주응력에 의한 피로강도 평가

Fig. 12와 같이 피로시험 결과를 하중과 피로수명의 관계로써 나타낸 $\Delta P-N_f$ 선도는 시편의 기하학적 형상에 따라 실험치의 분산 폭이 매우 크므로, 실 구조물의 설계를 위한 설계기준을 설정하기 곤란하다. 그러나, 점용접이음재의 너깃단 최대주응력에 대한 이음재의 기하학적 인자들의 영향이 피로강도에도 그대로 반영되고 있음을 Fig. 12로부터 확인 할 수 있었기 때문에, 점용접부 너깃단의 최대주응력으로 피로강도를 정리하면 각종 크기를 갖는 시험편의 피로강도가 통일적으로 정리될 수 있을 것으로 판단된다. 그래서, 인장-전단 하중을 받는 IB형 일 점 점용접이음재의 피로강도를 유한요소해석 결과로부터 얻어진 너깃단 최대주응력으로 재정리해 보았다. Fig. 13은 여러 가지 기하학적 형상을 갖는 IB형 일 점 점용접이음재의 피로강도를 너깃단 최대주응력으로 재정리한 결과이다. $\Delta P-N_f$ 에 비해 데이터의 분산 폭이 매우 적은 결과를 얻을 수 있는데, 데이터의 분산 폭은 $W=30\text{mm}$, $\theta=5^\circ$, $t=1+1\text{mm}$ 인 시편의 피로한도 $S_L=124.9\text{MPa}$ 을 하한으로, $W=50\text{mm}$, $\theta=1.25^\circ$, $t=1+3\text{mm}$ 인 시편의 피로한도 $S_H=191.3\text{MPa}$ 을 상한으로 하여 분포하고 있으며, 하한의 크기는 상한의 6.5%로서 피로강도를 하중범위로 표시한 $\Delta P-N_f$ 의 관계가 분산폭이

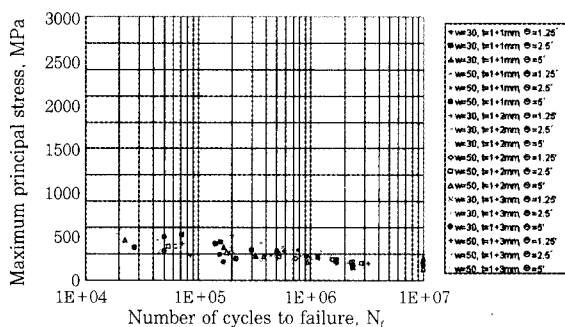


Fig. 13 Relation between $\sigma_{1\text{max}}-N_f$

좁은 범위로 수렴됨을 알 수 있다. 이상의 결과는 점용접이음재의 피로강도를 나타내는 $\Delta \sigma_{1\text{max}}-N_f$ 의 관계가 얻어지면, 다른 임의의 크기를 갖는 점용접이음재의 피로수명, 피로강도 및 설계기준을 이로부터 추정할 수 있음을 의미한다.

4. 결 론

스테인레스 강판 점용접 구조물의 장수명 설계기준을 확립하기 위한 기초연구로서, 자동차 차체의 점용접이음재 중에서 동중 및 이중두께를 임의의 각도로 점용접한 이음재에 인장-전단 하중이 작용하는 경우를 대상으로 응력분포와 피로강도를 평가하였다. 그리고, 점용접부의 피로균열은 일반적으로 용접부 너깃단에서 발생 및 성장함을 착안하여, 피로시험을 통하여 얻은 하중-피로 수명 관계를 유한요소법 해석에 의해 구한 용접부 너깃단 최대주응력으로 피로강도를 재정리한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) SUS304 박판재의 IB형 점용접이음재에 정적 인장-전단하중이 작용하는 경우, 용접부 내표면 너깃단 최대주응력은 이음재의 기하학적 인자들의 영향을 받으며, 특히, 이음각과 판 두께에 대한 민감도가 크다.
- 2) 인장-전단형 피로하중을 받는 IB형 점용접이음재의 피로강도 데이터를 $\Delta P-N_f$ 관계로 나타내면, 이음재의 기하학적 인자들의 영향을 비교 평가할 수는 있지만, 데이터의 분산폭이 크기 때문에, 장수명 설계기준을 설정하기는 곤란하다.
- 3) 2)의 문제를 개선하기 위해, 여러 가지 기하학적 형상을 갖는 IB형 점용접이음재의 피로강도를 너깃단 최대주응력으로 재정리한 결과 피로강도가 통일적으로 재정리 될 수 있었다. 이것은 점용접이음재의 피로강도를 나타내는 $\Delta \sigma_{1\text{max}} - N_f$ 의 관계가 얻어지면, 다른 임의의 크기를 갖는 점용접이음재의 피로수명, 피로강도 및 설계기준을 이로부터 추정할 수 있음을 의미한다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. "Welding Handbook", Eighth Edition, Volume 2, Welding Processes, AWS(1991), pp. 543-552

2. "スポット溶接 手疲労強度データ集", 日本自動車 技術會(1987)
3. Wang, P. C. and Ewing, K. W., "A J-integral Approach to Fatigue Resistance of a Tensile-shear Spot Weld", SAE Paper 880373(1988)
4. 이 태수, 이 형일, 신 수정, "점 용접점 파단의 정량적 모델", 한국자동차공학회 논문집, 제6권, 제6호(1998), pp. 40~52
5. N. Tomioka et al., "Theoretical Analysis of Stress Distribution of Single Spot-welded Lap Joint under Tension-Shear Load", Journal of JSME, No. 39(1988), pp. 105-112
6. 結城 良治, "スポット溶接継手構造の疲労強度の破壊力學による評價, JSAE Symposium(1985), pp. 116-123
7. James A. Davidson, "A Review of the Fatigue Properties of Spot-welded Sheet Steels", SAE paper 830033(1983)
8. 배 동호, "인장-전단하중을 받는 일점 spot용접 이음재의 파괴역학적 피로강도 평가", 한국자동차공학회지, 제 13권 5호(1991), pp. 42-50
- 9 D. H. Bae, et al, "Stress Distribution and Fatigue Strength Evaluation of a Single Elliptical Spot Welded Lap Joint Under Tension-Shear Load, Transaction of JSAE, No. 39(1988), pp. 98-104
10. "Resistance Welding Manual", RWMA, Volume 1(1981), 10-12