



## ارائه یک رابطه جدید جهت معادل سازی بارگذاری طیفی به یک بارگذاری با دامنه ثابت مناسب جهت انجام تست خستگی

امیرحسین طاهریان<sup>1</sup>، احسان براتی<sup>2\*</sup>

1- کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین شهر  
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین شهر  
\* شاهین شهر، صندوق پستی 8315734194، e\_barati@mut-es.ac.ir

### چکیده

خستگی یکی از مسائل مهم و تعیین کننده در عمر مفید قطعات و مکانیزمها در صنایع مختلف می باشد. از آنجا که بارگذاری واقعی در طی مأموریت یک قطعه یا مکانیزم، به صورت نوسانی بوده و مقدار متوسط و دامنه آن مرتبا تغییر می کند، تعیین عمر مفید آن قطعه یا مکانیزم طی فرایند تست بسیار پیچیده و دشوار خواهد بود. بنابراین نیاز است تا سیکل واقعی به سیکل قابل تست در آزمایشگاه معادل سازی شود. در تحقیق حاضر، ابتدا با استفاده از روش های موجود در معادل سازی سیکل خستگی، روابط معادل سازی بارگذاری خستگی بررسی شد. سپس درصد خطای این روابط برای دو ماده پر کاربرد در صنعت هوایی (آلومینیم 7075-T6 و فولاد 4130) با بارگذاری بلوکی محاسبه گردید. مشخص شد که اگرچه در برخی موارد خطا ناچیز و قابل اغماض می باشد، اما در برخی دیگر درصد خطا زیاد و غیر قابل اغماض است. پس از آن برای کاهش خطا، یک روش جدید برای تعیین تعداد سیکل های معادل در تست خستگی با معادل سازی بار واقعی و تبدیل آن به بار قابل اعمال در آزمایشگاه پیشنهاد گردید. در این معادل سازی، بارگذاری دامنه ثابت به گونه ای به دست آمد که میزان آسیب خستگی آن، برابر آسیب بارگذاری اصلی باشد. مشخص شد که رابطه جدید در مقایسه با روابط قبلی دارای دقت بسیار بالاتری می باشد. در نهایت با انجام تست های خستگی بر روی یک نمونه استاندارد مشخص گردید که روش جدید ارائه شده توانایی پیش بینی عمر خستگی را دارا می باشد و ماکزیمم خطا حدود 5.5 درصد می باشد.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 12 خرداد 1396  
پذیرش: 07 مهر 1396  
ارائه در سایت: 11 آبان 1396  
کلید واژگان:  
معادل سازی بارگذاری  
تست خستگی  
بارگذاری طیفی  
بارگذاری دامنه ثابت

## A new relation for equalization of load spectrum to a constant amplitude load suitable for fatigue laboratory testing

Amir Hosein Taherian<sup>1</sup>, Ehsan Barati<sup>2\*</sup>

1- Department of Aerospace Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Shahinshahr  
2- Department of Mechanical Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Shahinshahr  
\* P.O.B. 8315734194 Shahinshahr, Iran, e\_barati@mut-es.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 02 June 2017  
Accepted 29 September 2017  
Available Online 02 November 2017

### Keywords:

Equalization of a load spectrum  
Fatigue test  
Spectral loading  
Constant amplitude loading

### ABSTRACT

Fatigue is one of the most important phenomena in the life determination of parts in various industries. The life determination of the part through the test procedures, due to the real loading (spectral loading) is very complicated. Thus, it is necessary to equalize the fatigue real cycle to test cycles applicable in the laboratory. In this paper, by using the available equations in equalization of fatigue cycles, some equations have been studied for the load spectrum. Then the deviation percentage of these equations has been investigated for two very applicable materials in aviation industries (Aluminum 7075-T6 and Steel 4130) by means of block loading spectrum. It has been observed that the errors are very large and not acceptable in some situations. After that, in order to decrease the errors, a new method has been proposed to determine the number of equivalent cycles in fatigue test, considering equalization of the real load and converting it to an applicable load in the laboratory. In this equalization process, constant amplitude loading was obtained for a sample loading block for each of the mentioned materials in such a way that the rate of fatigue damage is equal to the real loading. Finally, some standard specimens have been tested by fatigue loading and it has been observed that the new proposed procedure is able to predict the fatigue life. The maximum error is equal to 5.5 per cent.

### 1- مقدمه

(وزن بیش از 5700 kg) این ارزیابی طبق بند 25.571 § از قوانین هوایی انجام می گردد. در این ارزیابی برای هر قطعه سازه ای که ممکن است در خرابی فاجعه بار سهیم باشد (مانند بال، دم، سطوح کنترل و ارابه فرود) می بایست اثبات گردد که خرابی در اثر خستگی در خلال عمر بهره برداری از

بارهای تکرار شونده، یکی از ملاحظات اصلی برای طراحی سازه های هوایی است. ارزیابی خستگی یکی از الزاماتی است که باید در طراحی و تولید سازه های هوایی اجابت گردد [1]. به عنوان مثال برای هواپیماهای سنگین

Please cite this article using:

A. H. Taherian, E. Barati, A new relation for equalization of load spectrum to a constant amplitude load suitable for fatigue laboratory testing, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 11, pp. 31-38, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

محوره را انجام دادند. مهدیزاده و همکاران [12] در سال 2016 عمر خستگی پرچرخه را با رهیافت مدل آسیب شاپوش - لمرت تخمین زدند. آنها یک الگوریتم عددی به روش ضمنی برای انتگرال گیری ارائه نمودند. در نهایت منصور و همکاران [13] در سال 2017 روش عددی برای پیش بینی عمر خستگی تحت بارگذاری های نامتناسب را ارائه دادند.

در مقالات قبلی اگرچه به بارگذاری با دامنه متغیر و بارگذاری تصادفی پرداخته شده است، اما عموماً بر روی نحوه پیش بینی عمر خستگی توسط روابط تحلیلی و یا مدل سازی نرم افزاری تمرکز شده است. مقالات و مراجع بسیار کمی وجود دارند که به بارگذاری تصادفی با نگاه انجام آن در آزمایشگاه پرداخته اند و به دنبال راهی برای معادل سازی بارگذاری تصادفی و پیچیده به یک یا چند بارگذاری با دامنه ثابت و قابل اعمال در آزمایشگاه بوده اند. بنابراین این مسئله هنوز به خوبی بررسی نشده است و نیاز به انجام مطالعات و بررسی های بیشتر احساس می شود.

در این مقاله ابتدا روش ها و روابط موجود در معادل سازی بارگذاری طیفی به یک بارگذاری با دامنه ثابت و مناسب جهت تست بررسی می شود و خطای این روابط در مقایسه با نتایج تجربی موجود در مراجع مقایسه می گردد. سپس یک رابطه جدید بر اساس رفتار خستگی مواد مختلف ارائه می شود. آنگاه خطای این رابطه جدید ارائه شده نیز مورد بررسی قرار می گیرد. در نهایت با انجام آزمایش تجربی، صحت رابطه به دست آمده مورد ارزیابی قرار می گیرد.

## 2- معادل سازی طیف بار خستگی

رابطه هایی که تاکنون ارائه شده [14-16] تعداد سیکل مجاز  $N$  را برای یک منحنی  $S-N$  در نمودار تمام لگاریتمی به صورت رابطه (1) بیان می کند.

$$N = k \cdot S_r^{-m} \quad (1)$$

که در آن  $S_r$  برد یک سیکل بار و  $k$  و  $m$  ثابت های خستگی مربوط به ماده هستند.

آسیب ایجاد شده توسط یک طیف بار متشکل از  $n$  سیکل با بردهای  $S_{r_i}$  از رابطه (2) بدست می آید:

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k \cdot S_{r_i}^{-m}} \quad (2)$$

آسیب ایجاد شده توسط  $N_{eq}$  سیکل (دامنه ثابت) با برد  $S_{req}$  بایستی برابر آسیب طیف بار فوق باشد (رابطه 3):

$$\frac{N_{eq}}{k \cdot S_{req}^{-m}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k \cdot S_{r_i}^{-m}} \quad (3)$$

در نتیجه می توان رابطه (4) را نوشت:

$$N_{eq} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{S_{req}}{S_{r_i}} \right)^{-m} \quad (4)$$

در رابطه (4) با انتخاب برد بار معادل  $S_{req}$  می توان تعداد سیکل  $N_{eq}$  را به گونه ای به دست آورد که آسیب ایجاد شده، معادل آسیب طیف بار مورد نظر باشد.

رابطه (1) در نسبت تنش  $R = -I$  بوده و برای در نظر گرفتن تاثیرات تنش متوسط، بایستی منحنی های  $S-N$  گوناگون برای مقادیر مختلف نسبت تنش  $R$  استفاده شوند. به منظور پرهیز از پیچیدگی موجود در رفتار خستگی مواد گوناگون می توان از معیارهای ارائه شده گودمان، سودبرگ و گریب بهره گیری نمود.

هوایما رخ نخواهد داد. در این زمینه لازم است ابتدا بارگذاری واقعی بر روی قطعات و مجموعه های مذکور در حین مأموریت استخراج یا شبیه سازی شده و سپس توسط تست های آزمایشگاهی، عمر آن قطعه یا مجموعه به دست آید.

بارگذاری خستگی به ندرت به شکل بارگذاری دامنه ثابت می باشد و معمولاً ترکیبی است تصادفی از سیکل های با متوسط و دامنه مختلف که به آن بارگذاری طیفی گویند. توالی این بارگذاری پیچیده منجر به تشکیل شبکه ای از ترک های ریز می شود گسترش آن منجر به خرابی می شود. بدیهی است که ارزیابی عمر خستگی قطعات و مجموعه ها تحت بارگذاری طیفی در آزمایشگاه بسیار پیچیده و غیر عملی می باشد. همچنین تعیین عمر مفید قطعات توسط آزمایش، زمان بر بوده و هزینه بالایی را بر روی پروژه ها اعمال می کند. بنابراین لازم است تا بارگذاری طیفی (که عموماً به صورت بارگذاری تصادفی می باشد) به گونه ای با یک یا چند بارگذاری با دامنه ثابت معادل سازی شود، تا امکان اعمال و تست آن بر روی نمونه ها در آزمایشگاه فراهم گردد.

هندریکس و بولدر [2] در سال 1995 تعداد سیکل مجاز خستگی را برای قطعات توربین بادی از دو روش برد بار معادل<sup>1</sup> و سیکل بار معادل<sup>2</sup> با استفاده از رفتار خستگی مواد به وسیله منحنی های تنش - عمر  $S-N$  و دیگر پارامتر متقارن گودمان ارائه و بررسی کردند. فریبری و موسیال [3] در سال 2000 ایده ای را برای تبدیل بارهای طراحی روتور توربین بادی به بارهای دامنه ثابت ارائه کردند. تنها ورودی های این ایده، طیف بار خستگی و خانواده ای از منحنی های خستگی مربوطه بود. ژو و همکاران [4] در سال 2009، تخمین عمر خستگی پراب بالگرد را بر اساس شبیه سازی دینامیکی انجام دادند. آنها در این مقاله چارچوبی از شبیه سازی دینامیکی که آنالیز عمر خستگی را برای سیستم پراب فرود یک بالگرد 12 تنی با سه چرخ فرود انجام می دهد استخراج کرده اند. بارانیسکی و کانیسفا [5] در سال 2011، تخمین عمر یک قطعه بحرانی در سازه بالگرد Mi-24 را انجام دادند. آنها روشی برای تخمین عمر خستگی این قطعه ارائه کردند که در آن از کرنش سنج استفاده شده و بارهای واقعی پرواز را مشخص می کند. هونگ ژونگ هانگ و همکاران [6] در سال 2012، عمر خستگی یک موتور هوایما تحت طیف های بارگذاری مختلف را محاسبه کردند. به علت اینکه قطعات موتور هوایما تحت شرایط متغیر بارگذاری قرار می گیرند، در معرض آسیب خستگی قرار داشته و در طیف های مختلف بارگذاری موتور هوایما دارای عمر کاری متفاوت خواهد بود. در این پژوهش بر اساس قانون ماینر، عمر موتور هوایما با در نظر گرفتن طیف های بارگذاری مختلف تخمین زده و در مورد رابطه بین طیف بارگذاری و عمر بحث شده است. راویکومار و باساوادی [7] در سال 2012، طراحی و تحلیل اراهه فرود اصلی یک هوایمای ترابری و تخمین عمر خستگی لاگ بحرانی آن را انجام دادند. حسنی فرد و اتفاق [8] در سال 2012 عمر خستگی و پاسخ فرکانسی اتصالات جوش مقاومتی نقطه ای کششی - برشی با آرایش های مختلف را تخمین زدند. محمدی و همکاران [9] در سال 2012 یک نمونه جدید تست خستگی به منظور بررسی رفتار رشد ترک در مخازن استوانه ای جدار ضخیم تحت فشار پیشنهاد دادند. سارث و همکاران [10] در سال 2013، بر روی آنالیز و تخمین عمر خستگی قاب بال با پوسته تحقیق کردند. شاهانی و همکاران [11] در سال 2014 تحلیل خستگی یک پوسته استوانه ای تقویت شده تحت بارگذاری چند

<sup>1</sup> Equivalent Load Range

<sup>2</sup> Equivalent Load Cycle

گردیده است. با انجام این مقایسه، درصد اختلاف موجود بین آنها در شکل های 1 تا 3 آورده شده است.

با بررسی نتایج و درصد خطای آورده شده در شکل های 1 تا 3، مشاهده می شود که در نسبت تنش مساوی 1-1 نتایج دو روش گودمان و سودربرگ

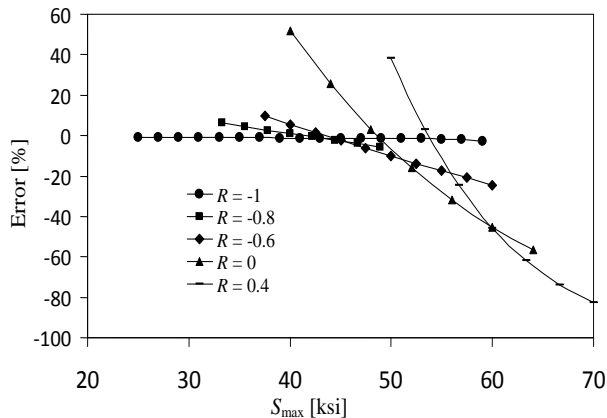


Fig. 1 Error percentage of Goodman criterion for a specimen made of Aluminum alloy 7075-T6

شکل 1 درصد خطای معیار گودمان برای نمونه ساخته شده از جنس آلایز آلومینیم 7075-T6

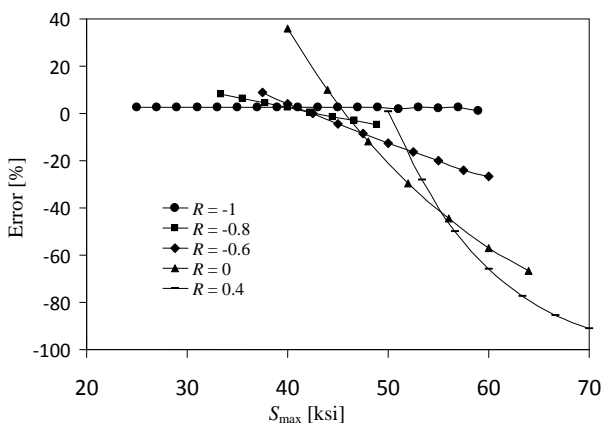


Fig. 2 Error percentage of Soderberg criterion for a specimen made of Aluminum alloy 7075-T6

شکل 2 درصد خطای معیار سودربرگ برای نمونه ساخته شده از جنس آلایز آلومینیم 7075-T6

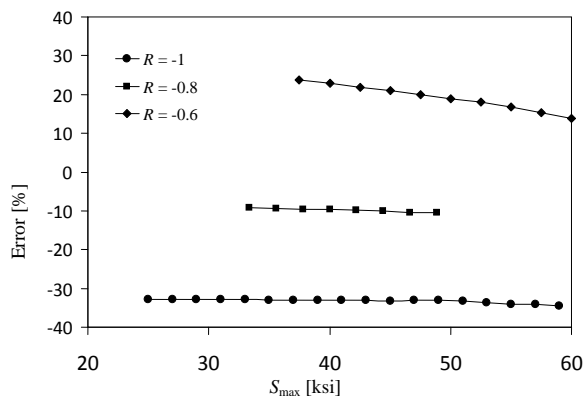


Fig. 3 Error percentage of Gerber criterion for a specimen made of Aluminum alloy 7075-T6

شکل 3 درصد خطای معیار گربر برای نمونه ساخته شده از جنس آلایز آلومینیم 7075-T6

## 1-2- معیار گودمان

در این معیار برای در نظر گرفتن اثر میانگین تنش، رابطه (5) ارائه شده است [16,15]:

$$\frac{S_r}{S'_r} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (5)$$

که در آن  $S'_r$ ، تنش معادل در نسبت تنش مساوی 1-1 است. با تلفیق رابطه اخیر با رابطه (1) و جایگذاری در روابط قبل رابطه (6) به دست می آید:

$$N_{eq} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{S_{req}}{S_{r_i}} \cdot \frac{S_u - |S_{m_i}|}{S_u - |S_{m_{eq}}|} \right)^{-m} \quad (6)$$

## 2-2- معیار سودربرگ

در این معیار برای در نظر گرفتن اثر میانگین تنش، رابطه (7) ارائه شده است [16,15]:

$$\frac{S_r}{S'_r} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (7)$$

که با انجام عملیات مشابه معیار قبل، رابطه (8) حاصل می گردد:

$$N_{eq} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{S_{req}}{S_{r_i}} \cdot \frac{S_y - |S_{m_i}|}{S_y - |S_{m_{eq}}|} \right)^{-m} \quad (8)$$

## 3-2- معیار گربر

برای در نظر گرفتن اثر تنش میانگین در این معیار از رابطه (9) می توان استفاده نمود [16,15]:

$$\frac{S_r}{S'_r} + \left( \frac{S_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (9)$$

که با انجام عملیاتی مشابه قبل رابطه (10) حاصل می گردد:

$$N_{eq} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{S_{req}}{S_{r_i}} \cdot \frac{S_u^2 - S_{m_i}^2}{S_u^2 - S_{m_{eq}}^2} \right)^{-m} \quad (10)$$

## 3- بارگذاری بر روی چند نمونه و انجام محاسبات مربوطه

به منظور بررسی دقت روابط فوق، محاسباتی بر روی دو ماده پر کاربرد در صنعت هوایی به نام آلایز آلومینیم 7075-T6 و فولاد آلایز 4130 انجام شده است.

### 1-3- معادل سازی طیف خستگی برای آلایز آلومینیم 7075-T6

قطعه ای از جنس آلایز آلومینیم 7075-T6 تحت بارگذاری مطابق جدول 1 در نظر گرفته شده است. این بلوک بارگذاری از سه فاز تشکیل شده است که در هر فاز، بارگذاری با دامنه ثابت (مقدار ماکزیمم و مینیمم برابر در هر سیکل) می باشد. تعداد سیکل های هر فاز نیز در جدول 1 مشخص شده است. معادل سازی این بارگذاری بلوکی با یک بارگذاری با دامنه ثابت مطلوب مسئله می باشد. در این معادل سازی، تعداد سیکل معادل  $N_{eq}$  برای نسبت های تنش مساوی 1-، -0.8، -0.6، 0 و 0.4 در هر یک از معیارهای گودمان، سودربرگ و گربر به دست آمده و با مقادیرهای متناظر از مرجع [17] مقایسه

جدول 1 بارگذاری نمونه بر روی آلایز آلومینیم 7075-T6

Table 1 Sample loading on Aluminum alloy 7075-T6				
#	$S_m$ [ksi]	$S_a$ [ksi]	$n$ (cycles)	$R$
1	0	30	300	-1
2	4	36	250	-0.8
3	8.75	35	300	-0.6

می‌شود که بر خلاف آلیاژ آلومینیوم 7075-T6 رفتار فولاد 4130 در نسبت‌های تنش مورد بررسی معقول‌تر بوده ولی درصد خطا در تمامی نسبت‌های تنش عمدتاً بالا بوده و نتایج از اعتبار خارج است. همان‌طور که در شکل‌های 4 تا 6 ملاحظه می‌شود، برای نسبت تنش مساوی صفر (که مناسب برای اعمال در آزمایشگاه است) در معیارهای گودمان و سودبرگ، خطا عموماً بین 60 تا 80 درصد می‌باشد. اما در روش گربر، خطای استفاده از رابطه مربوطه برای نسبت تنش مساوی صفر، برای تنش ماکزیمم حدود 110 ksi مناسب بوده اما برای سایر تنش‌ها، خطا قابل اغماض نبوده و

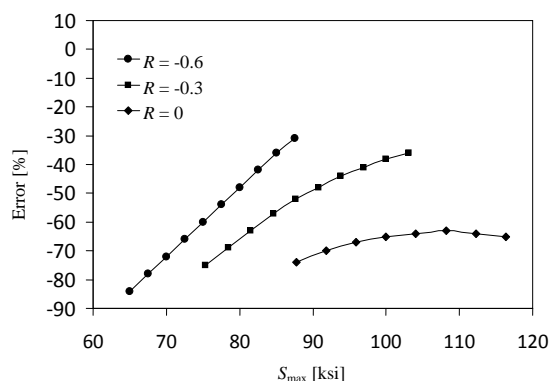


Fig. 4 Error percentage of Goodman criterion for a specimen made of 4130 steel

شکل 4 درصد خطای معیار گودمان برای نمونه ساخته شده از جنس فولاد 4130

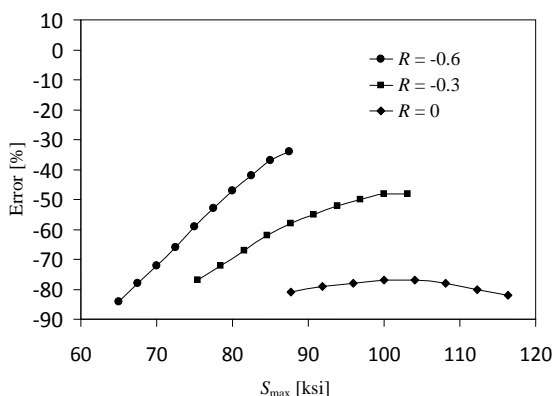


Fig. 5 Error percentage of Soderberg criterion for a specimen made of 4130 steel

شکل 5 درصد خطای معیار سودبرگ برای نمونه ساخته شده از جنس فولاد 4130

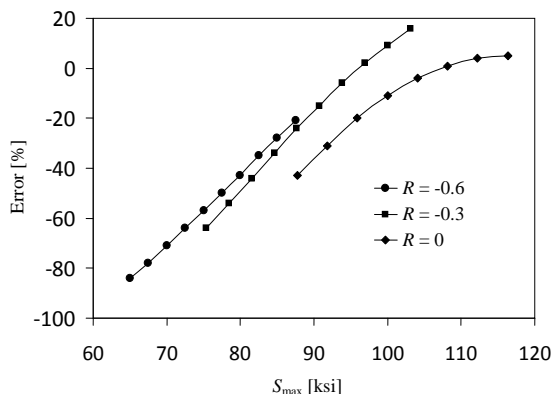


Fig. 6 Error percentage of Gerber criterion for a specimen made of 4130 steel

شکل 6 درصد خطای معیار گربر برای نمونه ساخته شده از جنس فولاد 4130

دارای خطای بسیار پائینی بوده و معتبر است. ولی روش گربر بین 20 تا 25 درصد خطا دارد.

با افزایش نسبت تنش و رسیدن به مقدار 0.8- درصد خطا به طور نسبی در دو روش اول افزایش می‌یابد. در صورتی که در روش سوم این خطا به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. با ادامه افزایش نسبت تنش، خطا در هر سه روش رشد می‌کند. این روند به گونه‌ای است که در روش گربر برای نسبت تنش مساوی صفر و 0.4، درصد اختلاف به چندصد درصد رسیده است (برای همین در نمودار شکل 3 آورده نشده است). در دو روش گودمان و سودبرگ نیز درصد اختلاف از 40 تا 100 درصد متغیر است.

بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که روش معادل‌سازی ارائه شده برای تبدیل یک بارگذاری با دامنه متغیر (و یا چندین بارگذاری با دامنه ثابت مختلف) به یک بارگذاری با دامنه ثابت و مناسب جهت تست در آزمایشگاه، برای معیارهای گودمان و سودبرگ برای نسبت تنش معادل مساوی 1- و برای معیار سودبرگ برای نسبت تنش مساوی 0.8- برای آلیاژ آلومینیوم مناسب است. به عبارت دیگر این روش‌های معادل‌سازی برای سایر نسبت تنش‌ها مناسب نبوده و باعث ایجاد خطای قابل ملاحظه می‌گردد.

عموماً نسبت تنش صفر و 0.1 برای اعمال در آزمایشگاه مناسب است. بنابراین با توجه به نتایج به دست آمده فوق، ملاحظه می‌شود که حداقل برای آلیاژ آلومینیوم 6061-T6، نمی‌توان از هیچ یک از روابط معادل‌سازی موجود برای تبدیل بارگذاری با دامنه متغیر به بارگذاری دامنه ثابت و قابل اعمال در آزمایشگاه استفاده نمود. لازم به ذکر است که این معیارها و نیز روابط گفته شده در قبل ممکن است برای مواد دیگر جواب‌های بسیار قابل قبولی بدهند. به عبارت دیگر، نوع استفاده از روابط، تا حدودی وابسته به ماده موردنظر نیز می‌باشد. در اینجا مشخص شده است که روابط گودمان و سودبرگ برای معادل‌سازی بارگذاری طیفی به یک بارگذاری با دامنه ثابت برای آلیاژ آلومینیوم 6061-T6 فقط برای نسبت تنش 1- و 0.8- جواب‌های قابل قبولی ارائه می‌نماید.

### 2-3- معادل‌سازی طیف خستگی برای فولاد 4130

قطعه‌ای از جنس فولاد آلیاژی 4130 تحت بارگذاری مطابق جدول 2 در نظر گرفته شده است. در اینجا نیز بلوک بارگذاری از سه فاز تشکیل شده است که در هر فاز، بارگذاری با دامنه ثابت می‌باشد. تعداد سیکل‌های هر فاز نیز در این جدول مشخص شده است. به دلیل استحکام بالاتر فولاد 4130 در مقایسه با آلیاژ آلومینیوم، بارگذاری اعمال شده به این فولاد بالاتر از مورد مشابه در آلیاژ آلومینیوم در نظر گرفته شده است.

در اینجا نیز ابتدا با استفاده از روابط گفته شده فوق، تعداد سیکل‌های معادل برای تبدیل بلوک بارگذاری جدول 2 به یک بارگذاری با دامنه ثابت با نسبت تنش‌های مختلف به دست آمده و با نتایج موجود در مرجع [17] مقایسه شده است. با این مقایسه، درصد اختلاف روابط موجود با نتایج تست تجربی مرجع [17] محاسبه شده است. نتایج این محاسبات در شکل‌های 4 تا 6 آورده شده است.

با بررسی نتایج و درصد خطای آورده شده در شکل‌های 4 تا 6، مشاهده

جدول 2 بارگذاری نمونه بر روی فولاد 4130

Table 2 Sample loading on 4130 steel				
#	$S_m$ [ksi]	$S_a$ [ksi]	$n$ (cycles)	$R$
1	0	60	500	-1
2	16	64	350	-0.6
3	28	52	300	-0.3

بنابراین از این روابط معادل سازی نمی توان استفاده نمود.

در اینجا نیز ذکر این نکته ضروری است که این روابط ممکن است در مواد دیگر، دارای دقت قابل قبول باشند. اما در اینجا چون مواد پرکاربرد در صنایع هوایی مدنظر بوده است، دو ماده آلیاژ آلومینیوم 6061-T6 و فولاد آلیاژی 4130 مورد بررسی قرار گرفته و مشخص شده است که این روابط در برخی نسبت تنش ها جواب های قابل قبول و در برخی دیگر جواب های غیر قابل قبول ارائه می کند.

یکی از علل اختلاف زیاد بین روابط معادل سازی و نتایج تست تجربی موجود در مرجع [17] می تواند استفاده از رابطه 1 باشد. به این معنی که رابطه 1 خواص رفتار خستگی مواد را به خوبی مدل نکرده و برای در نظر گرفتن اثر تنش متوسط در بارگذاری، احتیاج به روابط دیگری دارد که خود خطای مضاعفی را به نتایج به دست آمده تحمیل می کند. بنابراین به نظر می رسد استفاده از روابطی که بتوانند مستقیماً و بدون نیاز به معادل کردن اثرات تنش متوسط، رفتار خستگی مواد را بیان کنند، می تواند دقت این معادل سازی را بسیار بالاتر ببرند.

#### 4- روش پیشنهادی برای معادل سازی طیف بار خستگی

هندبوک مرجع [17] برای سهولت استفاده از داده های تست، نتایج تجربی حاصل از تست را به منحنی هایی به فرم رابطه (11) تبدیل نموده است. در این مقاله پیشنهاد می شود برای در نظر گرفتن رفتار خستگی مواد از این رابطه استفاده شود. این رابطه و ضرایب آن از داده های حاصل از تست خستگی به دست آمده و از پارامتر نسبت تنش  $R$  بهره می گیرد. بنابراین می تواند خواص رفتار خستگی مواد را به خوبی مدل کند.

$$\log N_f = a - b \cdot \log[(1 - R)^c \cdot S_{\max} - d] \quad (11)$$

یا:

$$N_f = 10^{a-b \cdot \log[(1-R)^c \cdot S_{\max} - d]} \quad (12)$$

که در آن  $S_{\max}$  تنش سیکنی حداکثر بوده و  $a$ ،  $b$ ،  $c$  و  $d$  ضرایب ثابت حاصل از برازش منحنی داده های تست بر روی منحنی رابطه (11) هستند. اگر چنانچه تعداد  $n$  سیکل هر یک با تنش ماکزیمم  $S_{\max i}$  به قطعه ای وارد شوند، آسیب ایجاد شده در این قطعه از طریق رابطه (13) محاسبه می شود.

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{1}{10^{a-b \cdot \log[(1-R)^c \cdot S_{\max i} - d]}} \quad (13)$$

حال اگر یک سیکل معادل با دامنه ثابت با حداکثر تنش  $S_{\max eq}$  در نظر گرفته شود، آسیب تعداد  $N_{eq}$  سیکل از آن از رابطه (14) به دست می آید:

$$D = \frac{N_{eq}}{10^{a_{eq}-b_{eq} \cdot \log[(1-R_{eq})^{c_{eq}} \cdot S_{\max eq} - d_{eq}]}} \quad (14)$$

با توجه به اینکه آسیب ایجاد شده در بارگذاری با دامنه معادل، می بایست با آسیب ایجاد شده در بارگذاری واقعی (بارگذاری طیفی) مساوی باشد، با مساوی قرار دادن روابط (13) و (14)، رابطه (15) برای تعداد سیکل های معادل در طیف بارگذاری خستگی با دامنه ثابت به دست می آید.

$$N_{eq} = \sum_{i=1}^n \frac{10^{a_{eq}-b_{eq} \cdot \log[(1-R_{eq})^{c_{eq}} \cdot S_{\max eq} - d_{eq}]}}{10^{a_i-b_i \cdot \log[(1-R_i)^{c_i} \cdot S_{\max i} - d_i]}} \quad (15)$$

که در آن زیر نویس eq دلالت بر خواص خستگی ماده در شرایط بارگذاری معادل دارد.

استفاده از رابطه (15) در مقایسه با استفاده از رابطه (6)، (8) و (10) دارای مزایا و معایبی می باشد. مهم ترین مزیت آن دقت بالای رابطه می باشد.

چون خواص خستگی مواد را با استفاده از رابطه پیچیده تری (رابطه 11) مدل کرده است. مزیت دیگر این است که برای در نظر گرفتن اثر تنش میانگین، نیازی به استفاده از معیارهای گودمان، گرپر و یا سودربرگ نمی باشد. بلکه در این رابطه اثر تنش میانگین لحاظ شده و با توجه به این اثر، تعداد سیکل های معادل به دست آمده است. به عبارت دیگر همان طور که ملاحظه می شود، در رابطه جدید تنش ماکزیمم مورد استفاده قرار گرفته است که تنش میانگین و دامنه تنش را دربر می گیرد.

یکی از معایب این رابطه، نیاز به دانستن مقادیر  $a$ ،  $b$ ،  $c$  و  $d$  می باشد. این پارامترها برای برخی مواد در مرجع [17] آورده شده اند. جدول 3 تعدادی از این موارد را لیست کرده است. (البته مواد دیگری نیز وجود دارند که پارامترهای  $a$  تا  $d$  آنها در مرجع [17] آمده ولی در این جدول لیست نشده است).

برای موادی که این پارامترها در مرجع [17] ذکر نشده است، می بایست از نمودار  $S-N$  ماده بهره برد. به این ترتیب که با برازش یک منحنی به فرم رابطه (11) می توان ثابت های رابطه را به صورت تجربی به دست آورد و سپس با استفاده از رابطه (15)، بارگذاری با دامنه متغیر را با یک بارگذاری با دامنه ثابت معادل سازی نمود و تعداد سیکل های معادل را در این تبدیل بارگذاری به دست آورد

اگر نمودار  $S-N$  ماده ای موجود نباشد، می توان ضرایب مربوط به موادی را استفاده نمود که از نظر استحکام تسلیم، استحکام نهایی و تنش حد دوام، مشابه ماده مورد نظر باشند. ذکر این نکته ضروری است که اگر نمودار  $S-N$  ماده ای در دسترس نباشد، به این معنی است که رفتار خستگی آن ماده ناشناخته است. بنابراین نباید انتظار داشت که عمر خستگی و یا آسیب به وجود آمده در اثر بارگذاری طیفی و یا بارگذاری با دامنه ثابت معادل را با دقت بالا محاسبه نمود. بنابراین یا باید خطای ناشی از روابط ارائه شده قبلی را پذیرفت (که البته در برخی موارد مقدار خطا غیر قابل اغماض است) و یا با صرف هزینه، نمودار  $S-N$  ماده مورد نظر (و به عبارت دیگر رفتار خستگی ماده مورد نظر) را با انجام تست های تجربی به دست آورد و آنگاه با استفاده از رابطه جدید ارائه شده، معادل سازی بارگذاری طیفی با یک بار با دامنه ثابت مناسب جهت اعمال در آزمایشگاه را با دقت بسیار بالا انجام داد.

از دیگر معایب آن می توان به پیچیدگی استفاده از رابطه جدید اشاره نمود. مقایسه رابطه جدید ارائه شده (رابطه 15) با روابط قبلی، به خوبی این پیچیدگی را نشان می دهد. البته امروزه با داشتن کامپیوترهای پیشرفته و نیز امکانات کنونی، پیچیده بودن روابط چندان عیب بزرگی محسوب نمی شود.

#### 5- محاسبات معادل سازی طیف خستگی با استفاده از رابطه جدید

اکنون با استفاده از رابطه جدید ارائه شده (رابطه 15) و نیز استفاده از داده های جدول 3 می توان محاسبات قبلی را تکرار نمود و درصد اختلاف با نتایج تجربی (مرجع [17]) را به دست آورد. همان طور که ذکر گردید با استفاده از این رابطه دیگر نیازی به استفاده از معیارهای معادل سازی تنش

جدول 3 نمونه هایی از ثابت های خستگی برای مواد مختلف

Material	Prod.	R range	a	b	c	d
Al2024-T3	Sheet	$-1 \leq R \leq 0.5$	11.1	3.97	0.56	15.8
Al6061-T6	Var.	$-1 \leq R \leq 0.5$	20.68	9.84	0.63	0
Al7075-T6	Sheet	$-1 \leq R \leq 0.4$	14.86	5.8	0.49	0
St. 4130	Sheet	$R = -1$	9.27	3.57	0	41.3
St. 4130	Sheet	$-0.6 \leq R \leq 0$	9.65	2.85	0.41	61.3
St. 4130	Bar	$-1 \leq R \leq 0.43$	9.31	2.73	0.59	93.4

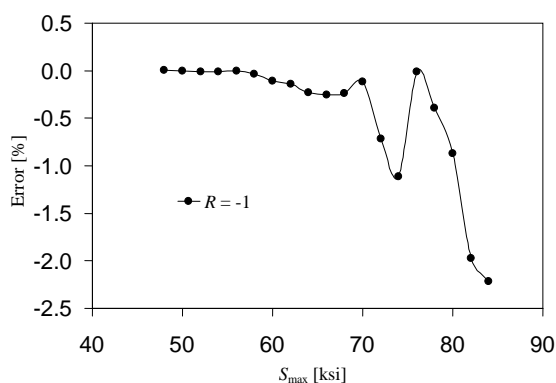


Fig. 8 Error percentage of new proposed relation for a specimen made of Steel 4130

شکل 8 درصد خطای رابطه جدید ارائه شده برای نمونه ساخته شده از جنس فولاد 4130

از رابطه جدید ارائه شده و نتایج حاصل از تست تجربی انجام شده توسط دیگران (مرجع [17]) انجام شده و در تمامی آنها دقت بسیار قابل قبولی به دست آمده است. اما به جهت جلوگیری از طولانی شدن مقاله و ارائه نتایج بسیار مشابه هم، از ذکر آنها در اینجا خودداری شده است.

#### 6- مقایسه اثر میانگین و دامنه تنش در کاهش زمان تست

در جدول 4 تعدادی از بارگذاری‌های معادل برای آلیاژ آلومینیم آورده شده است. در میانگین صفر و دامنه 30 ksi، تعداد سیکل تا خرابی برابر 273,604 سیکل می‌باشد. اگر دو واحد به میانگین تنش اضافه شود، تعداد سیکل تا شکست برابر 226,012 سیکل خواهد شد. این امر باعث کاهش 47,592 سیکل از عمر قطعه می‌گردد. در صورتی که اگر همین دو واحد به دامنه تنش اضافه گردد، تعداد سیکل تا نقطه شکست برابر 188,141 سیکل خواهد شد. به عبارت دیگر 85,463 سیکل از عمر قطعه کاهش خواهد یافت. بنابراین، نتیجه می‌شود که در شرایط و امکانات مساوی، اضافه شدن دامنه سیکل باعث کاهش بیشتری در تعداد سیکل تا نقطه شکست شده و در نتیجه باعث کاهش بیشتری در زمان لازم برای انجام تست خواهد شد.

در جدول 5 تعدادی از بارگذاری‌های معادل برای فولاد آلیاژی 4130 آورده شده است. در میانگین 10 ksi و دامنه 50 ksi، تعداد سیکل تا خرابی برابر 3,207,713 سیکل می‌باشد. اگر دو واحد به میانگین تنش اضافه شود، تعداد سیکل تا شکست برابر 2,358,231 سیکل خواهد شد. این امر باعث کاهش 849,482 سیکل از عمر قطعه می‌گردد. در صورتی که اگر همین دو واحد به دامنه تنش اضافه گردد، تعداد سیکل تا شکست برابر 1,861,412 سیکل یا کاهش 1,346,301 سیکل در عمر قطعه خواهد شد. در اینجا نیز ملاحظه می‌شود که در شرایط و امکانات مساوی، اضافه شدن دامنه سیکل باعث کاهش بیشتری در تعداد سیکل تا شکست شده و در نتیجه کاهش بیشتری در زمان لازم برای تست خواهد شد.

جدول 4 مقایسه اثر میانگین و دامنه تنش در تعداد عمر خستگی آلیاژ آلومینیم

Table 4 Comparison of the stress mean and amplitude effects on fatigue life of Aluminum alloy

$S_m$ [ksi]	$S_a$ [ksi]	$R$	$N_{eq}$ (Cycles)
0	30	-1.000	273,604
2	30	-0.875	226,012
0	32	-1	188,141
5	30	-0.714	173,357
0	35	-1	111,892

میانگین و در نظر گرفتن اثر آن در دامنه تنش نمی‌باشد.

برای آلیاژ آلومینیم 7075-T6 با بارگذاری مدنظر در جدول 1، نتایج حاصل از استفاده از رابطه جدید و نتایج تست تجربی (مرجع [17]) با یکدیگر مقایسه شده و درصد اختلاف به دست آمده است. این اختلاف عمدتاً در حد صفر بوده و بنابراین دقت بسیار قابل قبولی ارائه می‌کند. در برخی موارد درصد اختلاف بیشتر بوده به گونه‌ای که ماکزیمم این اختلاف در حد 5.4 درصد می‌باشد. این روند در شکل 7 نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل 7 ملاحظه می‌شود، در نسبت تنش مساوی صفر (که مناسب برای تست آزمایشگاهی می‌باشد)، در تنش‌های ماکزیمم کوچک اختلاف بسیار ناچیز است. اما در در نسبت تنش‌های بزرگ اختلاف غیر قابل اغماض می‌شود. چنانچه ماکزیمم تنش به 100 ksi برسد، درصد اختلاف به 5.4 درصد می‌رسد. در این شرایط تعداد سیکل‌های تا شکست قطعه مساوی حدوداً 14100 سیکل به دست آمده است. افزایش تنش ماکزیمم به بیش از این مقدار منجر به اختلاف بیشتر بین نتایج پیش‌بینی رابطه جدید و نتایج تست تجربی می‌شود. همچنین باعث می‌شود تعداد سیکل‌های معادل تا نقطه شکست بسیار کاهش یابد که این خود منجر به افزایش خطای آزمایش خواهد شد. بنابراین ملاحظه می‌شود که برای آلیاژ آلومینیم 7075-T6، رابطه ارائه شده دقت بسیار خوبی دارد. اما باید توجه داشت که ماکزیمم تنش در نظر گرفته شده برای تنش معادل، چندان بزرگ نباشد.

برای فولاد 4130 نیز مشابه کار قبلی انجام شده است و درصد اختلاف به دست آمده است. درصد اختلاف برای این ماده عمدتاً در حد صفر بوده است. اما برای نسبت تنش مساوی 1- درصد اختلاف اندکی افزایش داشته است. نمودار این اختلاف در شکل 8 آورده شده است.

همان‌طور که در شکل فوق ملاحظه می‌شود ماکزیمم خطا به حدود 2.2 درصد رسیده است. در اینجا نیز با افزایش تنش ماکزیمم و ثابت نگه داشتن نسبت تنش، درصد خطا افزایش می‌یابد. اما لازم به توضیح است که با افزایش تنش ماکزیمم، تعداد سیکل‌های تا نقطه شکست به شدت کاهش می‌یابد. در نمودار فوق، ماکزیمم تنش مساوی 84 ksi در نظر گرفته شده است که تعداد سیکل‌ها فقط حدود 3300 سیکل می‌باشد (طبق مرجع [17]) تعداد سیکل‌ها 3340 و طبق رابطه 3266 سیکل است. بنابراین افزایش تنش ماکزیمم به بیش از این مقدار جایز نیست.

لازم به ذکر است که مقایسه‌های دیگری نیز بین نتایج حاصل از استفاده

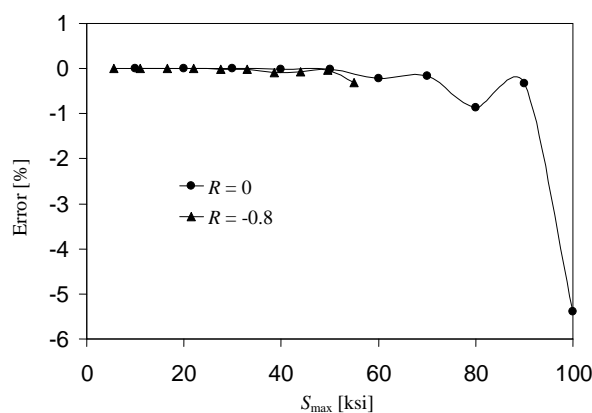


Fig. 7 Error percentage of new proposed relation for a specimen made of Aluminum alloy 7075-T6

شکل 7 درصد خطای رابطه جدید ارائه شده برای نمونه ساخته شده از جنس آلیاژ آلومینیم 7075-T6

در مرحله بعد نمونه‌هایی طبق استاندارد ASTM E466 [19] ساخته شد. ابعاد و نقشه مهندسی این نمونه در شکل 10 نشان داده شده است. در این شکل ابعاد به میلی‌متر می‌باشند. طول کلی نمونه 143 میلی‌متر و ضخامت نمونه مساوی 3 میلی‌متر است.

برنامه‌ریزی گردید که این نمونه‌ها یک بار تحت بارگذاری بلوکی مطابق با جدول 7 قرار گیرد. این بلوک دارای سه فاز است و با پایان یافتن بلوک، مجدداً بارگذاری تکرار شده و تعداد بلوک‌ها تا نقطه شکست شمارش گردید. در مرحله بعد نمونه‌های مشابهی تحت بارگذاری دامنه ثابت با تنش میانگین 33 ksi و دامنه تنش 29 ksi قرار گرفته و آزمایش تا شکست نمونه‌ها ادامه یافت.

این نمونه‌ها توسط دستگاه تست خستگی اینسترون 1343 (شکل 11) تحت آزمایش قرار گرفتند. دستگاه دارای ظرفیت اعمال حداکثر بار 50 تن می‌باشد. دستگاه مذکور دارای یک کامپیوتر مرکزی برای تعیین پارامترهای بارگذاری شامل میانگین و دامنه نیرو، فرکانس بارگذاری و تعداد سیکل مورد نیاز است که نیرو و فرکانس خواسته شده را توسط یک سیستم هیدرولیک بر روی فک‌های دستگاه اعمال کرده است. همچنین برای دقت اعمال نیرو، سنسورهایی بر روی فک‌ها نصب شده که میزان نیروی وارد شده را بر روی خروجی ثبت نموده است. در این تست فرکانس بارگذاری مساوی 1 هرتز در نظر گرفته شده است.

شکل 12 یک نمونه از قطعه تست شده پس از شکست را نشان می‌دهد.

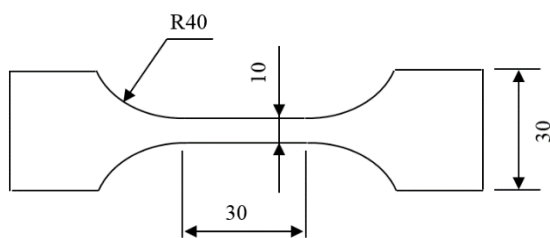


Fig. 10 Dimensions of fatigue test sample according to ASTM E466  
شکل 10 ابعاد نمونه تست خستگی مطابق استاندارد ASTM E466

جدول 7 بارگذاری طیفی خستگی بر روی نمونه‌های ساخته شده

Table 7 Fatigue load spectrum on the produced specimens

#	$S_m$ [ksi]	$S_a$ [ksi]	$n$ (cycles)
1	0	60	500
2	16	64	350
3	28	52	300



Fig. 11 Fatigue test machine INSTRON 1343  
شکل 11 دستگاه تست خستگی اینسترون 1343

جدول 5 مقایسه اثر میانگین و دامنه تنش در تعداد عمر خستگی فولاد 4130

Table 5 Comparison of the stress mean and amplitude effects on fatigue life of St. 4130

$S_m$ [ksi]	$S_a$ [ksi]	$R$	$N_{eq}$ (Cycles)
10	50	-0.667	3,207,713
12	50	-0.613	2,358,231
10	52	-0.677	1,861,412
15	50	-0.538	1,579,631
10	55	-0.692	961,845

بنابراین در معادل سازی بارگذاری طیفی به یک بارگذاری با دامنه ثابت جهت سهولت در انجام تست آزمایشگاهی، افزایش دامنه تنش (در مقایسه با افزایش میانگین تنش) منجر به کاهش بیشتر سیکل‌های خستگی و کاهش مدت زمان تست می‌شود. البته می‌بایست در انتخاب دامنه تنش و میانگین تنش دقت نمود تا اولاً ماکزیمم تنش از استحکام تسلیم فراتر نرود و ثانیاً امکانات و تجهیزات تست جوابگوی اعداد انتخاب شده باشد.

### 7- اعتبارسنجی روش پیشنهادی توسط تست‌های آزمایشگاهی

در راستای اعتبارسنجی رابطه پیشنهاد شده ابتدا نمونه‌هایی مطابق با استاندارد ASTM E 8 [18] از جنس آلیاژ آلومینیوم 7075-T6 ساخته شده و تحت آزمایش کشش قرار گرفتند. هدف از این آزمایش، به دست آوردن مقادیر استحکام تسلیم و استحکام نهایی ماده و مقایسه آن با مقادیر ارائه شده در مرجع [17] بود. نمونه‌هایی از این قطعات در شکل 9 و نتایج به دست آمده از تست کشش در جدول 6 آورده شده است.

همان‌طور که در جدول 6 آمده است، نتایج به دست آمده از تست تجربی انجام شده در این تحقیق، با دقت قابل قبولی با نتایج ارائه شده در مرجع [17] همخوانی دارد. بنابراین می‌توان از نتایج ارائه شده برای رفتار خستگی این ماده در مرجع مذکور نیز برای مقایسه با نتایج خستگی حاصل از تست تجربی استفاده نمود. همچنین ملاحظه می‌شود که نتایج استحکام تسلیم و استحکام نهایی حاصل از تست تجربی، اندکی از مقادیر ارائه شده در مرجع مذکور بالاتر است. بنابراین پیش‌بینی می‌شود که نتایج تست خستگی نیز بالاتر از نتایج ارائه شده مرجع [17] باشد.



Fig. 9 Tensile test samples according to ASTM E 8  
شکل 9 قطعات نمونه تست کشش مطابق استاندارد ASTM E 8

جدول 6 نتایج تست کشش و مقایسه آن با مرجع [17]

Table 6 Tensile test results and its comparison with Ref. [17]

	$S_y$ [ksi]	$S_u$ [ksi]
Test (this paper)	78.88	83.66
Ref. [17]	76	82
Error (%)	3.8	2.0

توجه به در نظر گرفتن تنش ماکزیمم در رابطه، نیازی به در نظر گرفتن اثر تنش میانگین در دامنه تنش نمی باشد.

- مقایسه نتایج حاصل از استفاده از رابطه جدید با نتایج تجربی انجام شده توسط دیگران (مرجع [17]) نشان داد که رابطه جدید دقت بسیار قابل قبولی برای معادل سازی بارگذاری طیفی به یک بار با دامنه ثابت دارد.
- با انجام تست تجربی بر روی نمونه هایی از جنس آلومینیوم 7075-T6 و مقایسه با پیش بینی های حاصل از استفاده از رابطه جدید، مشخص گردید که رابطه پیشنهادی، با دقت بالایی می تواند برای معادل سازی بکار گرفته شود. به طوری که ماکزیمم خطا مساوی 5.5 درصد به دست آمد.



Fig. 12 A test sample after fatigue test

شکل 12 نمونه تست پس از آزمایش خستگی

پس از انجام آزمایش ها و به منظور تحلیل نتایج در بارگذاری بلوکی، با استفاده از رابطه جدید پیشنهاد شده، تعداد سیکل های خستگی تا نقطه شکست قطعه محاسبه شده و با نتایج به دست آمده در تست خستگی مقایسه شده است. نتایج در جدول 8 لیست شده است. در این جدول داده ها بر حسب سیکل آورده شده است. همچنین در حالت بارگذاری با دامنه ثابت نیز نتایج آورده شده است.

همان طور که ملاحظه می شود، در بارگذاری دامنه ثابت، نتایج به دست آمده از پیش بینی های تحلیلی با نتایج حاصل از تست تجربی فقط 2.7 درصد اختلاف دارد. یکی از دلایل این اختلاف، یکسان نبودن استحکام ماده بین تست کشش یک محوره انجام شده و داده های مرجع [17] است. با استفاده از رابطه جدید پیشنهاد شده تعداد سیکل های خستگی تا نقطه شکست برای بارگذاری بلوکی مساوی 123,870 سیکل به دست آمده است. اما در تست تجربی تعداد بلوک بارگذاری مساوی 114 بلوک و تعداد سیکل ها مساوی 113,115 به دست آمده است که فقط 5.5 درصد با پیش بینی های حاصل از استفاده از رابطه جدید ارائه شده تفاوت دارد.

### 8- نتیجه گیری

مهم ترین نتایج به دست آمده در این مقاله به شرح زیر می باشد:

- روابط ارائه شده قبلی برای معادل سازی بارگذاری طیفی به یک بارگذاری با دامنه ثابت مناسب جهت انجام تست در آزمایشگاه، اگرچه در برخی موارد جواب قابل قبولی ارائه می کنند، اما در برخی موارد دیگر خطای غیر قابل اغماض دارند.
- مهم ترین دلیل خطای نسبتا زیاد در برخی موارد، خطای ناشی از در نظر گرفتن اثر تنش میانگین در دامنه تنش می باشد. بنابراین نیاز به ارائه یک رابطه جدید که بتواند دقت قابل قبولی ارائه کند احساس گردید.
- در رابطه جدید، رفتار خستگی ماده به فرم پیچیده تری مدل شد و با

جدول 8 مقایسه نتایج تست خستگی با نتایج حاصل از رابطه جدید پیشنهادی

Table 8 Comparison of the fatigue test results with analytical results by means of new proposed relation

	Analytical results	Experimental results	Error [%]
Constant Amplitude loading	42,532	43,708	2.7
Block Spectrum loading	123,870	131,115	5.5

### 9- مراجع

- [1] R. Budynass, *Standard Airworthiness Certification Regulations*, Part 25, pp. 4.32-4.78, New York, McGraw-Hill, 1978.
- [2] H. B. Hendriks, B. H. Bulder, *Fatigue Equivalent Load Cycle Method*, pp. 17-54, Netherlands: Energy Research Foundation, 1995.
- [3] G. Freebury, W. Musial, Determining equivalent damage loading for full-scale wind turbine blade fatigue tests, *19<sup>th</sup> American Society of Mechanical Engineers Conference*, University of Nevada, Las Vegas, USA, July 15-19, 2000.
- [4] Z. H. Zhu, M. Larosa, J. Ma, Fatigue life estimation of helicopter landing probe based on dynamic simulation, *Journal of Aircraft*, Vol. 46, No. 5, pp. 1533-1543, 2009.
- [5] R. Baraniecki, M. Kaniewska, Fatigue life estimation of structural element of Mi-24 helicopter, *Fatigue of Aircraft Structures*, Vol. 1, No. 2, pp. 79-86, 2010.
- [6] J. G. Hong-Zhong Huang, Ming J. Zuo, Shun-Peng Zhu, Qiang Liao, Fatigue life estimation of an aircraft engine under different load spectrums, *International Journal of Turbo Jet Engines*, Vol. 29, No. 1, pp. 259-267, 2012.
- [7] P. K. R. Ravikummar, S. R. Basavaraddi, Design and analysis of main landing gear structure of a transport aircraft and fatigue life estimation for the critical lug, *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, Vol. 1, No. 3, pp. 22-26, 2013.
- [8] S. Hassanifard, M. M. Etefagh, Numerical and experimental investigation of fatigue life and frequency response of the different arrangements of tensile-shear spot-welded joints, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 1, pp. 77-84, 2012. (in Persian)
- [9] E. Mohammadi, M. Shariati, M. Mirzaei, A new fatigue test specimen in order to study of behavior of crack growth in thick-walled pressure vessels, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 59-68, 2012. (in Persian)
- [10] S. Sarath, J. Cherian, K. E. Girish, Analysis of the wingbox with spliced skin and estimation of the fatigue life for the wingbox, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotic Research*, Vol. 2, No. 2, pp. 154-163, 2013.
- [11] A. R. Shahani, H. Moayeri Kashani, M. Salari, Fatigue analysis of a reinforced cylindrical shell under multi-axial loading, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 11, pp. 15-29, 2014. (in Persian)
- [12] A. H. Mahdizadeh, M. Mashayekhi, M. kadhodaei, Estimating high cycle fatigue lifetime using Chaboche-Lemaitre damage model, *Numerical Methods in Engineering*, Vol. 35, No. 1, pp. 27-41, 2016. (in Persian)
- [13] H. Mansoori, S. Babaei, A. Ghasemi-Ghalebahman, A novel numerical method for fatigue life prediction under non-proportional loadings, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 5, pp. 232-242, 2017. (in Persian)
- [14] R. W. Landgraf, *Cyclic Deformation and Fatigue Behavior of Hardened Steels*, PhD thesis, Department of Theoretical and Applied Mechanics, University of Illinois, Urbana, 1968.
- [15] R. Budynass, J. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 9th edition, pp. 354-380, New York, McGraw-Hill, 2011.
- [16] J. Bannantine, J. Comer, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, pp. New Jersey, Prentice-Hall, 1990.
- [17] J. G. Kaufman, *Handbook of Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures*, pp. 7.13-7.87, New York, Federal Aviation Administration, 2003.
- [18] B. Philip, *Standard Test Method for Tension Testing of Metallic Materials*, pp. 1-8, New York, American Society of Testing and Materials, 2004.
- [19] B. Philip, *Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*, pp. 1-4, New York, American Society of Testing and Materials, 2004.