



Analiza wtórnego zginania w mimośrodowych połączeniach nitowych

MAŁGORZATA SKORUPA, ADAM KORBEL,
TOMASZ MACHNIEWICZ

Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,
30-059 Kraków, Al. Mickiewicza 30

Streszczenie. W artykule rozważono dwa proste modele teoretyczne zaproponowane do oceny efektu tzw. wtórnego zginania, który towarzyszy rozciąganiu złączy nitowych zawierających mimośrodę. Modele te zastosowano następnie do analizy wpływu poziomu obciążenia i niektórych parametrów geometrycznych zakładkowego złącza nitowego na naprężenia spowodowane wtórnym zginaniem. Weryfikacja modeli, dokonana na podstawie dostępnych w literaturze danych eksperymentalnych i numerycznych, świadczy o ich zdolności do prawidłowej oceny nominalnych naprężeń wywołanych wtórnym zginaniem w krytycznych rzędach nitów. Przeprowadzone w artykule analizy wskazują, że trend spadku wytrzymałości zmęczeniowej złącza w zależności od jego konfiguracji, widoczny w opublikowanych wynikach badań zmęczeniowych mimośrodowych połączeń nitowych blach z lotniczego stopu aluminium, można wiązać ze wzrostem udziału wtórnego zginania. Jak jednak pokazano, amplituda nominalnego naprężenia, uwzględniającego wpływ wtórnego zginania w krytycznym rzędzie nitów, nie koreluje w sensie ilościowym obserwowanej trwałości zmęczeniowych tych połączeń.

Słowa kluczowe: mechanika, połączenia nitowe, wtórne zginanie, modele teoretyczne, trwałość zmęczeniowa

Symbol UKD: 621.88

1. Wstęp

Blachy i elementy usztywniające pokrycia samolotu łączone są przede wszystkim przy pomocy nitów. Do licznych zalet tej techniki należy zaliczyć jej niski koszt, szerokie możliwości automatyzacji procesu nitowania, dobre wypełnienie otworów w blachach przez trzon nitu, dogodność sprawdzania jakości połączeń, możliwość demontażu i ponownego montażu łączonych elementów i wreszcie

bogate doświadczenie nabyte w ciągu długoletniego stosowania złączy nitowych. Równocześnie, połączenia te są elementem konstrukcji najbardziej podatnym na zniszczenie zmęczeniowe. Zrozumienie procesu zmęczenia połączenia nitowego wymaga szczegółowej wiedzy o lokalnym stanie naprężenia, który uzależniony jest od aspektów związanych z koncentracją naprężeń wokół otworów nitowych, proporcją między częścią siły pozostającą w danej blasze i częścią przenoszoną przez nit do innych blach (w języku angielskim odpowiednio *bypass* i *transfer load*), siłami tarcia między stykającymi się blachami powodującymi korozję cierną w pobliżu otworów oraz naprężeniami resztkowymi wokół otworów spowodowanymi procesem nitowania. W połączeniach zakładkowych, używanych z reguły do łączenia blach wzdłuż osi kadłuba samolotu oraz w złączach z pojedynczą nakładką, używanych jako połączenia poprzeczne, występuje ponadto tzw. wtórne zginanie spowodowane mimośrodem siły. W przypadku połączeń zakładkowych największy moment zginający ($M_{b,max}$) występuje w skrajnych rzędach nitów, tj. w rzędzie I i III, w przypadku najczęściej stosowanej konfiguracji z trzema rzędami nitów widocznej na rysunku 1. Z uwagi na deformację blach, pokazaną na rysunku 2, najwyższe nominalne, tj. wyznaczone z pominięciem koncentracji naprężeń i bez uwzględnienia otworów nitowych, rozciągające naprężenia spowodowane wtórnym zginaniem pojawiają się w każdym z tych przekrojów od strony powierzchni styku blach, tj. w punkcie A blachy 1 i w punkcie B blachy 2. Wynoszą one

$$S_{b,i} = \frac{6M_{b,i,max}}{Bt_i^2}, \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

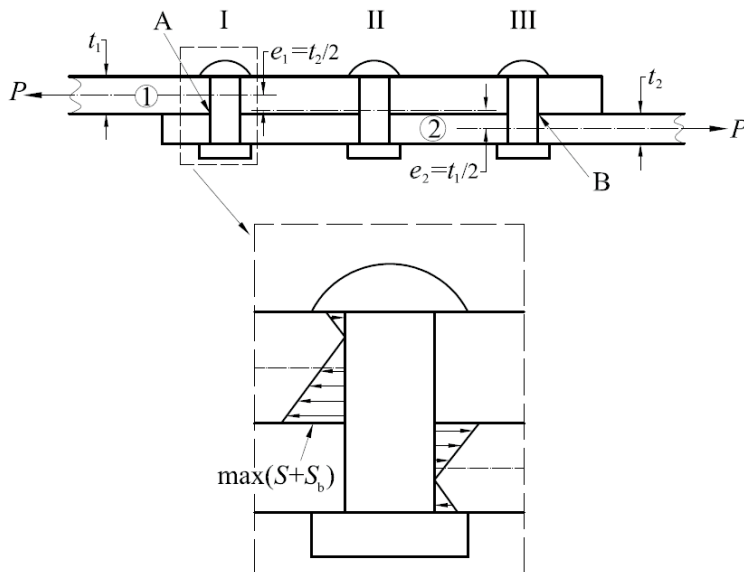
gdzie B i t_i oznaczają odpowiednio szerokość i grubość blachy i .

Ponieważ poza obszarem zakładki każda z blach przenosi całą siłę P , reprezentującą obciążenie spowodowane ciśnieniem kadłuba, w punktach A i B występują również największe nominalne naprężenia spowodowane rozciąganiem złącza, określane w dalszym ciągu jako naprężenia rozciągające

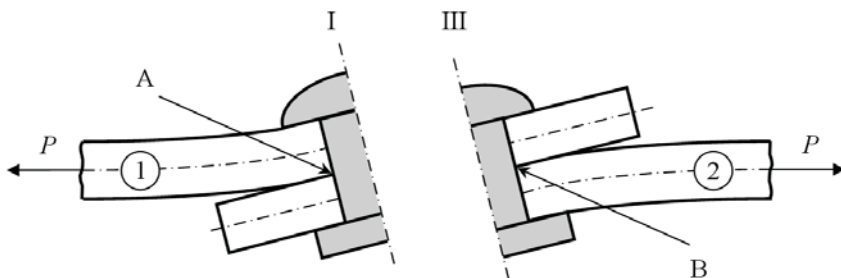
$$S_i = \frac{P}{Bt_i} \quad (2)$$

i w konsekwencji — największe sumaryczne nominalne naprężenia rozciągające równe $(S + S_b)_i$. Rozkład tych naprężeń w przekroju blachy pokazany jest na rysunku 1.

Naprężenia nominalne spowodowane wtórnym zginaniem złączy zakładkowych, zwane dalej naprężeniami zginającymi, mogą osiągać poziom nominalnych przyłożonych naprężeń rozciągających, zdefiniowanych równaniem (2), a niekiedy nawet je przewyższać i — z tego względu — muszą one być uwzględnione w analizie



Rys. 1. Złącze zakładkowe z trzema rzędami nitów i rozkład sumarycznych naprężeń nominalnych



Rys. 2. Schemat deformacji blach w pobliżu skrajnych rzędów nitów złącza z rysunku 1

stanu naprężeń. Analizy fraktograficzne przelomów zmęczeniowych złączy nitowych wskazują bowiem, że nukleacja pęknięć zmęczeniowych następuje w miejscach, gdzie pojawiają się maksymalne naprężenia zginające, np. [1, 2]. W niniejszym artykule omówiono proste modele teoretyczne zaproponowane w literaturze do wyznaczania nominalnych naprężeń zginających w złączu nitowym o konfiguracji mimośrodowej, zwracając uwagę na ich założenia upraszczające i wynikające stąd ograniczenia. Modele te autorzy artykułu zaimplementowali w programach komputerowych, które wykorzystano do oceny wpływu na udział wtórnego zginania różnych czynników, a to sposobu zamocowania końców blach, poziomemu obciążeniu, grubości blach i rozstawu rzędów nitów. Na zakończenie, omówiono dostępną w literaturze eksperymentalną

i numeryczną weryfikację omawianych modeli oraz rozważono ich użyteczność w aspekcie przewidywania trwałości zmęczeniowej złączy nitowych.

2. Teoretyczne modele do oceny wpływu wtórnego zginania w złączach z mimośrodem

Do wyznaczenia momentu gnącego w dowolnym przekroju połączenia nitowego z mimośrodem potrzebna jest znajomość ugięcia blachy w tym przekroju. Proste teoretyczne modele do wyznaczania ugięcia złącza na całej jego długości zaproponowali Schijve [3] oraz Das i in. [4]. W myśl obydwu tych koncepcji, obszar zakładki traktowany jest jako integralny element o grubości równej sumarycznej grubości łączonych blach. Same nity nie są modelowane, co oznacza, że pominięty jest nierównomierny transfer obciążeń przez blachy zakładki, oraz że dla połączeń z więcej niż dwoma rzędami nitów obecność środkowych rzędów nitów nie jest uwzględniona.

Według obydwu modeli, połączenie podzielone jest na segmenty o stałej sztywności na zginanie, połączone w taki sposób, że koniec segmentu i łączy się z początkiem segmentu $i + 1$, jak przedstawiono to na rysunku 3a. Moment gnący $M_{b,i}$ w dowolnym przekroju x_i segmentu i pokazanego na rysunku 3b wyznacza się, korzystając ze znanego w teorii zginania płyt i belek równania różniczkowego linii ugięcia osi obojętnej

$$M_{b,i}(x_i) = G_i w_i''(x_i), \quad (3)$$

gdzie G_i jest sztywnością na zginanie segmentu i oraz $w_i''(x_i) = d^2 w_i(x_i)/dx_i^2$, przy czym $w_i(x_i)$ oznacza ugięcie przekroju x_i tego segmentu.

Zgodnie z rysunkiem 3b,

$$M_{b,i}(x_i) = M_{i,A} + Vx_i + P[w_i(x_i) - w_i(0)], \quad i = 1, n, \quad (4)$$

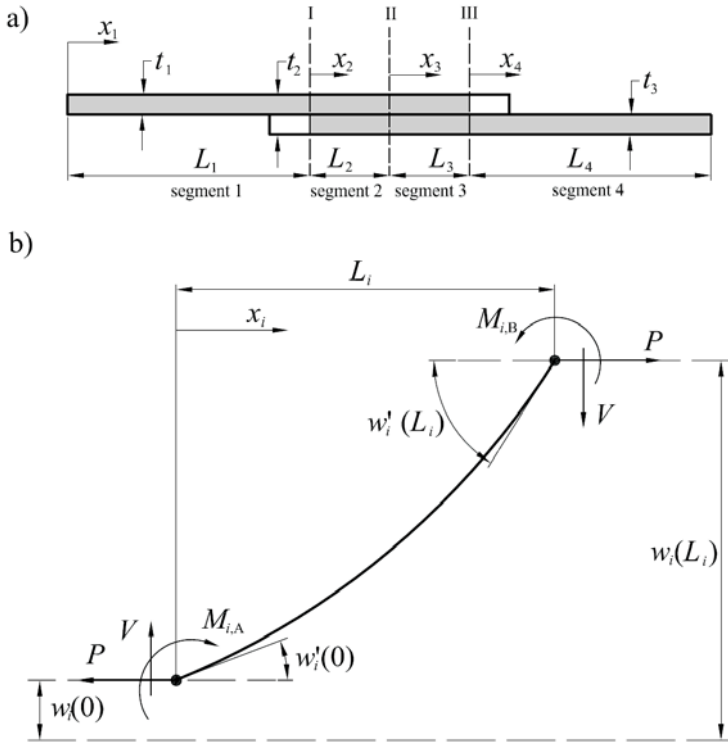
gdzie V jest reakcją utwierdzenia, zaś n oznacza liczbę segmentów połączenia.

Momenty utwierdzenia, tj. $M_{1,A}$ i $M_{n,B}$, oraz reakcja V , przybierają zerowe wartości w przypadku przegubowego zamocowania końców próbki.

Ogólne rozwiązanie równania (3) można przedstawić w postaci

$$w_i(x_i) = A_i \cosh(\alpha_i x_i) + B_i \sinh(\alpha_i x_i) + C_i x_i + D_i, \quad (5)$$

gdzie: $\alpha_i = (P / G_i)^{1/2}$, $C_i = -V/P$ oraz $D_i = -M_{i,A}/P$.



Rys. 3. Podział złącza nitowego z trzema rzędami nitów na segmenty (a) i model segmentu i (b)

Stałe A_i i B_i w równaniach (5) oraz reakcję V i momenty $M_{i,A}$ wyznaczyć można, korzystając z warunków brzegowych na styku segmentów i na końcach blach oraz z równań równowagi ułożonych dla całego złącza [3] bądź dla poszczególnych segmentów [4].

Zarówno Schijve [3], jak i Das i in. [4] przyjmują jako jeden z warunków brzegowych takie same kąty obrotu na styku segmentu i oraz $i + 1$:

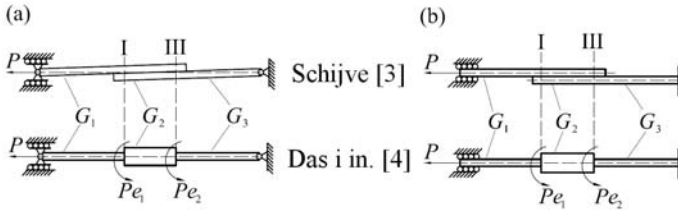
$$w'_i(L_i) = w'_{i+1}(0), \tag{6}$$

gdzie $w'_i(x_i) = dw_i(x_i)/dx_i$.

Mimo podobieństwa obu modeli, różnią się one między sobą w kilku aspektach. Odmienne sposoby modelowania mimośrodowości połączenia, co ilustrują rysunki 4a i 4b dla przypadku odpowiednio zamocowania przegubowego i utwierdzenia końców blach, narzucają różne formy warunku brzegowego dotyczącego prze-

mieszceń końców segmentów. Schijve zakłada nieciągłość osi obojętnej w miejscu mimośrodków na styku segmentów, co implikuje

$$w_{i+1}(0) = w_i(L_i) \pm e_i \quad (7)$$



Rys. 4. Modelowanie mimośrodu w modelach [3, 4] w przypadku zamocowania przegubowego (a) i utwierdzenia (b) końców blach

Das i współautorzy zakładają ciągłość ugięć $w_i(x_i)$ na styku sąsiednich segmentów

$$w_{i+1}(0) = w_i(L_i), \quad (8)$$

a mimośrodowość połączenia uwzględniona jest przez przyłożenie dodatkowego momentu pomiędzy segmentami i oraz $i + 1$

$$M_{i+1,A} = M_{i,B} \pm Pe_i. \quad (9)$$

Kolejna różnica pomiędzy rozważanymi koncepcjami wiąże się z założeniem stanu naprężenia w złączu. Opierając się na teorii zginania belek, Schijve przyjmuje płaski stan naprężenia, co implikuje sztywność giętą na jednostkową szerokość złącza równą

$$G_i = Et_i^3 / 12, \quad (10)$$

gdzie E oznacza moduł Younga.

Das i współautorzy zakładają, zgodnie z teorią zginania płyt, płaski stan odkształcenia i stąd

$$G_i = Et_i^3 / [12(1 - \nu^2)], \quad (11)$$

gdzie ν to liczba Poissona.

Również odkształcenia obszaru zakładki, tj. segmentu między skrajnymi rzędami nitów, są w każdym modelu potraktowane w odmienny sposób. Schijve zakłada, że segment ten odkształca się analogicznie do pozostałych, tj. według równania (3). Das i in. przyjmują, że obszar zakładki jest idealnie sztywny. W myśl powyższego, jeżeli w modelu [4] segment i reprezentuje obszar zakładki, to zgodnie z rysunkiem 5:

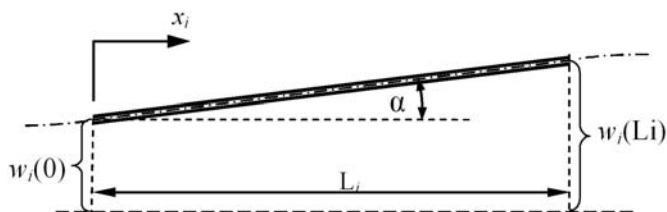
$$\operatorname{tg}(\alpha) = (w_i(L_i) - w_i(0)) / L_i. \quad (12)$$

Dla małych kątów $\operatorname{tg}(\alpha) = \alpha = w_i'(0)$ i wówczas:

$$w_i(L_i) = w_i(0) + L_i w_i'(0). \quad (13)$$

Ponieważ segment zakładki połączony jest z segmentami $i - 1$ oraz $i + 1$, to przy uwzględnieniu równania (6) muszą być spełnione warunki

$$w_i'(0) = w_{i-1}'(L_{i-1}) = w_i'(L_i) = w_{i+1}'(0). \quad (14)$$

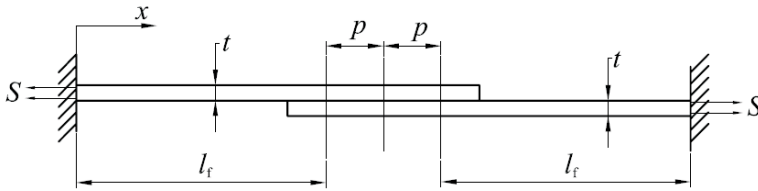


Rys. 5. Modelowanie odkształceń zakładki według [4]

Przykład zastosowania modelu Schijvego [3] do złącza zakładkowego z trzema rzędami nitów zamieszczony jest w dodatku.

3. Wpływ poziomego obciążenia i parametrów konstrukcyjnych na naprężenia zginające w zakładkowych połączeniach nitowych

Przedstawione poniżej wyniki obliczeń dotyczyć będą zakładkowego trójrzędowego połączenia nitowego blach, pokazanego na rysunku 6. Stosując modele [3] i [4], rozważono zależność efektu wtórnego zginania od wartości naprężeń rozciągających (S) oraz takich parametrów geometrycznych, jak: grubość blach (t), rozstaw rzędów nitów (p) i tzw. swobodna długość próbki (l_f), tj. odległość od skrajnego rzędu nitów do krawędzi uchwytu mocującego.

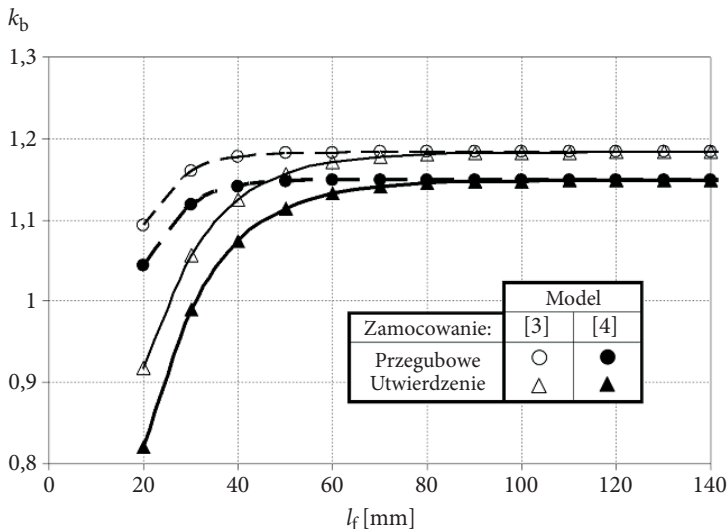


Rys. 6. Geometria próbki do oceny wpływu wtórnego zginania według modeli [3, 4]

Udział naprężeń zginających w krytycznym przekroju połączenia nitowego można określić przez tzw. współczynnik zginania zdefiniowany jako:

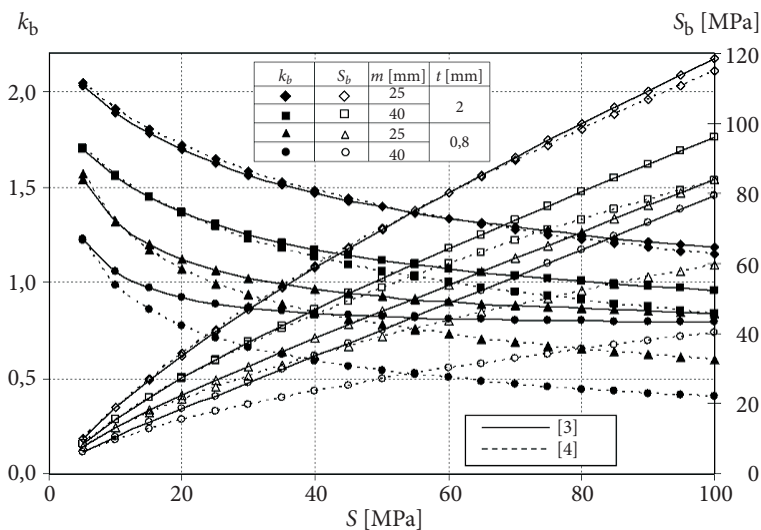
$$k_b = S_b/S. \quad (15)$$

Na rysunku 7 przedstawiono wyznaczone z użyciem modeli [3, 4] wartości współczynnika k_b w funkcji długości l_f , z uwzględnieniem zarówno sztywnego, jak i przegubowego zamocowania końców blach o grubości 2 mm, obciążonych naprężeniami rozciągającymi $S = 100$ MPa. Jak widać, zgodnie z obydwooma modelami, wpływ zamocowania przestaje mieć znaczenie, gdy swobodna długość próbki (l_f) jest większa od 100 mm. Potwierdza to przyjmowaną zwykle w badaniach zmęczeniowych zasadę, że zachowanie stosunku $l_f/t \geq 50$ zapewnia uniknięcie wpływu sposobu zamocowania na wyniki badań. Godne uwagi jest również, że dla $l_f \geq 50t$ współczynnik k_b przyjmuje wartość stałą, co oznacza, że udział wtórnego zginania nie zmienia się już mimo zwiększania swobodnej długości próbki.

Rys. 7. Wpływ sposobu zamocowania próbki na współczynnik zginania dla $S = 100$ MPa oraz $t = 2$ mm

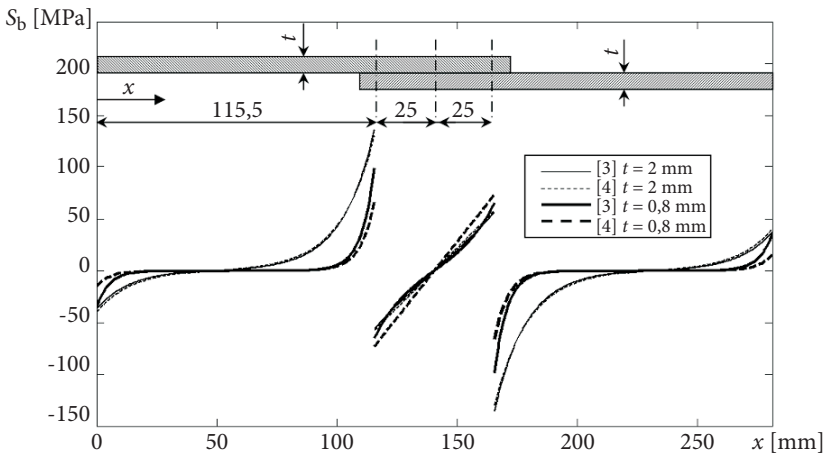
Zgodnie z wykresami przedstawionymi na rysunku 8, udział wtórnego zginania rośnie wraz z grubością blachy i maleje wraz ze zwiększaniem rozstawu między rzędami nitów. Trendy te związane są, odpowiednio, z bezpośrednią zależnością mimośrodowości złącza od grubości blachy oraz z mniejszymi deformacjami blach w obrębie zakładki o większej długości. Rysunek 8 demonstruje także, że naprężenia zginające są nieliniową funkcją naprężeń rozciągających, zaś ich względny udział, reprezentowany przez współczynnik k_b , zmniejsza się ze wzrostem naprężenia nominalnego S . W przypadku małych grubości ($t = 0,8$ mm), efekt wtórnego zginania szacowany według modelu Dasa i in. [4] jest wyraźnie mniejszy niż oceniany to model Schijvego [3], przy czym rozbieżności między wynikami uzyskanymi z użyciem obydwu modeli zmniejszają się wraz ze wzrostem t . Dla przykładu, wartość k_b obliczona według modelu [3] dla $t = 0,8$ mm i $p = 40$ mm jest przy naprężeniu $S = 100$ MPa prawie dwukrotnie większa niż oceniona za pomocą modelu [4]. Równocześnie ten ostatni wskazuje na mocniejszą zależność wtórnego zginania od rozstawu rzędów nitów p . Przykładowo przy obciążeniu $S = 100$ MPa, wzrost podziałki p z 25 mm do 40 mm, powoduje zgodnie z modelem [3], zmniejszenie k_b o 18,8% dla $t = 2$ mm i 5,7% dla $t = 0,8$ mm, podczas gdy model [4] ocenia te zmiany na odpowiednio 27% i 32,5%, wskazując tym samym na większą redukcję naprężeń w związku ze zwiększeniem podziałki p .

Wyznaczone z użyciem modeli [3] i [4] rozkłady naprężeń zginających na całej długości połączenia zakładkowego obciążonego naprężeniami rozciągającymi $S = 120$ MPa, widoczne są na rysunku 9. Potwierdza się tu trend widoczny wcześniej na rysunku 8, że maksymalne naprężenia gnące w skrajnych rzędach nitów



Rys. 8. Wpływ grubości łączonych blach t oraz rozstawu rzędów nitów p na efekt wtórnego zginania

rosną wraz z grubością próbki. Równocześnie maleją nieznacznie naprężenia S_b w obszarze zakładki, co jednak z punktu widzenia trwałości zmęczeniowej połączenia nie jest istotne. Różnice pomiędzy rozkładami naprężeń S_b wyznaczonymi przy użyciu modeli [3] i [4] — wyraźne dla cienkich blach ($t = 0,8$ mm) — zanikają wraz ze wzrostem ich grubości ($t = 2$ mm). Jest to zrozumiałe, gdy weźmie się pod uwagę opisane wcześniej w punkcie 2 odmienne w obu koncepcjach założenia dotyczące odkształceń zakładki. Im grubsza bowiem blacha, tym mniejsze różnice między deformacjami $w(x)$ obliczonymi dla odkształcalnej (według [3]) i doskonale sztywnej (według [4]) zakładki.



Rys. 9. Przebieg naprężeń zginających wzdłuż połączenia zakładkowego dla $S = 120$ MPa

4. Dyskusja

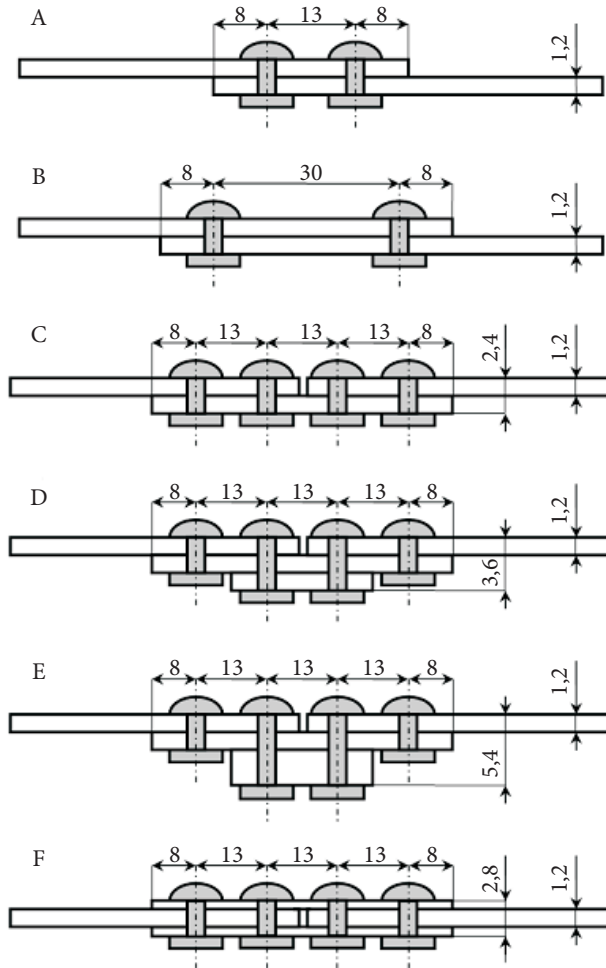
Bezpośrednia eksperymentalna bądź numeryczna weryfikacja modeli [3, 4] nastęrcza trudności. Jak to wykazał eksperymentalnie Müller [1] i potwierdzili w numerycznych analizach MES Rans i in. [5], dyskretny charakter transferu obciążeń przez nity powoduje, że rozkład naprężeń w przekroju poprzecznym blach jest nierównomierny wzdłuż ich szerokości, zaś w pobliżu otworów występuje znaczna koncentracja naprężeń. Ponadto, skutkiem różnic w odkształceniach poprzecznych blach w obszarze skrajnych rzędów nitów, panuje tam płaski stan naprężeń, tzn. pojawiają się naprężenia prostopadłe do kierunku obciążenia, które w pobliżu krawędzi bocznych blach mogą osiągać znaczne wartości. Współczynnik k_b , wyznaczony na podstawie rozważonych tu modeli, odnosi się do osiowych naprężeń nominalnych, a więc z założenia pomija powyższe efekty. Tak więc, nie miałyby sensu bezpośrednio porównywanie naprężeń S_b obliczonych w myśl tych koncepcji z wartościami zmierzonymi lub wyznaczonymi MES w pobliżu otworów,

a więc w miejscach występowania naprężeń maksymalnych. W przypadku połączeń zakładkowych o geometrii pokazanej na rysunku 1, Rijck [6] zaobserwował bardzo dobrą zgodność między wynikami otrzymanymi przy użyciu modelu Schijvego [3], a naprężeniami zginającymi wyznaczonymi na podstawie pomiarów tensometrem naklejonym wzdłuż osi jednej z wewnętrznych kolumn nitów poza obszarem zakładki, w odległości od skrajnego rzędu nitów równej połowie odstępów między rzędami nitów. W obrębie zakładki, gdzie jednak — jak to pokazuje rysunek 9 — naprężenia zginające są znacznie niższe, rozbieżności między wynikami pomiarów tensometrycznych Rijcka i obliczeń były większe, co można przypisać pominięciu wpływu transferu obciążeń w modelu [3]. Także Brenner i Hübsch [7] otrzymali zadowalającą zgodność między wynikami pomiarów tensometrycznych w złączu z pojedynczą nakładką i naprężeniami wyznaczonymi z wykorzystaniem metodyki analogicznej do modelu Schijvego. Inaczej niż w cytowanych wyżej pomiarach Rijcka, naklejali oni tensometry w połowie odstępów między kolumnami nitów w odległości 2 mm od osi nitów w rzędzie, przy czym odległość między rzędami wynosiła 20 mm. Cytowane tu wyniki wydają się wskazywać, że model Schijvego umożliwia wiarygodną ocenę nominalnych, tj. wyznaczonych z pominięciem wpływu otworów, naprężeń zginających w krytycznych rzędach nitów.

Hartman i Schijve [2] wykonali badania zmęczeniowe przy obciążeniu stało-amplitudowym próbek składających się z blach ze stopu Al 2024-T3 o grubości 1,2 mm połączonych dwoma rzędami nitów z głową wypukłą na zakładkę lub przy pomocy pojedynczej nakładki. We wszystkich przypadkach zastosowano ten sam proces nitowania, osiągając stosunek średnicy zakuwanej głowy nitu do średnicy jego trzonu równy 1,5. Ogółem Hartman i Schijve rozważyli 6 konfiguracji złączy, różniących się udziałem wtórnego zginania, pokazanych na rysunku 10. Rysunek 11 przedstawia linię ciągłą wyniki badań zmęczeniowych w formie linii regresji dla, pokazanych na rysunku 10, dwóch połączeń zakładkowych A i B oraz dla złącza z podwójną nakładką F traktowanego jako przypadek referencyjny, gdyż dla tej geometrii $k_b = 0$. Gdyby trwałość połączenia zależała tylko od amplitudy sumy nominalnego naprężenia rozciągającego i naprężenia zginającego $(S + S_b)_{a,}$, to przy uwzględnieniu, że w przypadku złącza F $S_b = 0$, dla określonej trwałości byłaby spełniona równość:

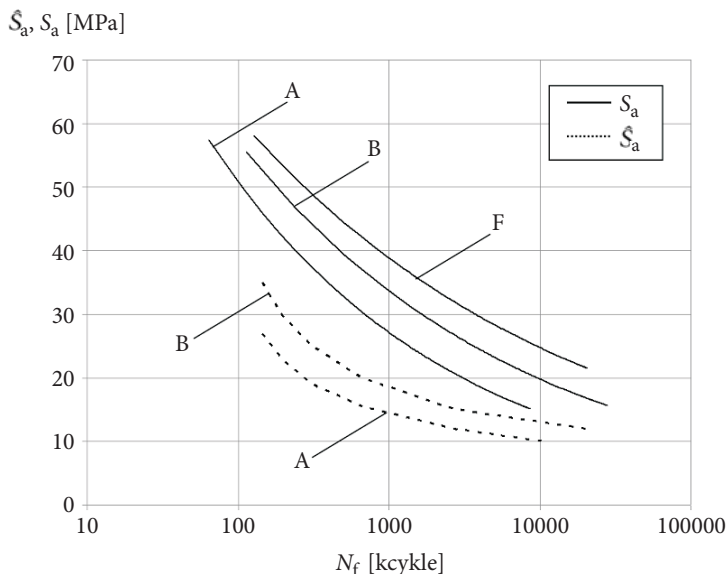
$$(\hat{S} + S_b)_{a,A} = (\hat{S} + S_b)_{a,B} = S_{a,F} \quad (16)$$

Linie \hat{S}_a versus N_f dla połączeń typu A i B otrzymane z powyższej zależności, przy czym S_b obliczone jest według modelu Schijvego, zaś $S_{a,F}$ pochodzi z badań zmęczeniowych złącza F, wykreslono linią przerywaną na rysunku 11. Jak widać z tego rysunku, przewidywana w myśl równania (16) redukcja wytrzymałości zmęczeniowej skutkiem wtórnego zginania jest większa, niż wynika to z badań zmęczeniowych, gdyż dla obydwu złączy wartości \hat{S}_a są znacznie niższe od ob-



Rys. 10. Konfiguracje geometryczne próbek nitowanych w badaniach zmęczeniowych Hartmana i Schijvego [2]

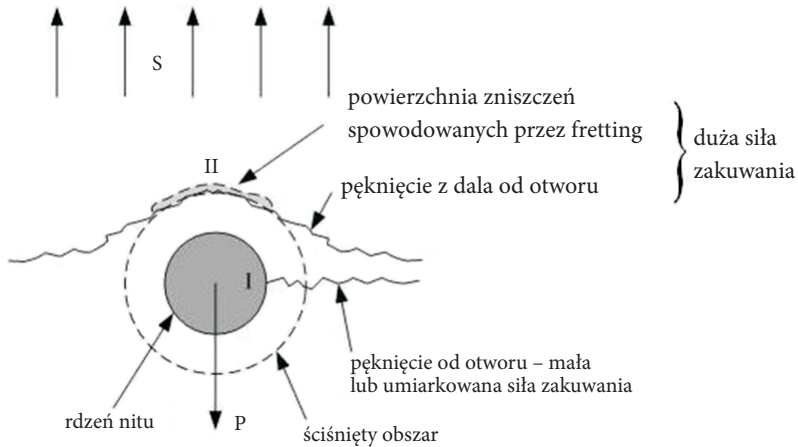
serwowanych przy danej trwałości poziomów wytrzymałości zmęczeniowej S_a . Powyższe rezultaty wskazują, że zastosowanie parametru $(S + S_b)_a$ do korelacji trwałości zmęczeniowej nie umożliwiłoby konsolidacji krzywych Wöhlera złączy nitowych o różnych konfiguracjach geometrycznych i prowadziłaby do przeceniania szkodliwego wpływu wtórnego zginania na ich własności zmęczeniowe. Wniosek taki potwierdzają także nieomawiane tu wyniki badań Hartmana i Schijvego dla pozostałych złączy z rysunku 10 (C, D i E), choć z drugiej strony ich eksperymenty wskazują w sensie jakościowym trend spadku wytrzymałości zmęczeniowej złącza ze wzrostem udziału wtórnego zginania ocenionego w myśl modelu Schijvego.



Rys. 11. Wyniki badań zmęczeniowych próbek nitowanych Hartmana i Schijvego [2] — opis w tekście

Trudności w przewidywaniu trwałości zmęczeniowej złączy nitowanych wiążą się ze znaczną liczbą wzajemnie niekiedy uwarunkowanych czynników, od których ona zależy. W szczególności, jak to wykazują eksperymenty [1] i analizy numeryczne [5], siła zakuwania nitu i typ nitu wpływają w złożony sposób na stan naprężeń wokół otworu nitowego, w tym na wielkość naprężeń zginających oraz na miejsce inicjacji pęknięć zmęczeniowych. Ze wzrostem siły zakuwania podwyższa się siła dociskająca blachy pod głowami nitów, co ogranicza ugięcia blach w tym obszarze, a nawet im zapobiega. W efekcie tego, miejsce występowania maksymalnego momentu zginającego, a więc i największych naprężeń zginających, przesuwa się z punktu I do punktu II (rys. 12). Wpływ wtórnego zginania wyjaśnia więc w sensie jakościowym obserwowane w eksperymentach i pokazane na rysunku 12 uzależnienie od siły zakuwania miejsca nukleacji pęknięć zmęczeniowych w połączeniach nitowych z mimośrodem [1, 8]. Jedną z przyczyn bardzo znacznego podwyższenia trwałości zmęczeniowej złączy nitowanych w przypadku zastosowania dużej siły zakuwania nitu [1, 8] może być redukcja wtórnego zginania wskutek zwiększenia — dzięki dociskowi blach przez głowy nitów — efektywnego rozstawu między rzędami nitów. Ponadto, zastosowanie wyższej siły zakuwania wiąże się z korzystną zmianą naprężeń resztkowych wokół otworów, generując ściskające naprężenia obwodowe, a także umożliwia przenoszenie części obciążenia przez siły tarcia między blachami [1, 5].

Powyższe aspekty trudno byłoby w sposób ścisły uwzględnić przy prognozowaniu trwałości zmęczeniowej połączeń nitowych. W stosowanych obecnie



Rys. 12. Zmiana miejsca inicjacji pęknięć zmęczeniowych w połączeniu nitowym w zależności od poziomu siły zakuwania

półempirycznych metodach przewidywania trwałości tych złączy uzależnia się ją od amplitudy lokalnego naprężenia w krytycznym rzędzie nitów [4, 9]. Przyjmuje się, że jest ono sumą naprężeń pochodzących od składowych *bypass* i *transfer* siły przenoszonej przez połączenie (patrz punkt 1), a także od wtórnego zginania. Współczynnik zginania potrzebny do wyznaczenia tego ostatniego komponentu naprężenia lokalnego można dla danej konfiguracji złącza w dogodny sposób ocenić wykorzystując jeden z omawianych tu prostych modeli.

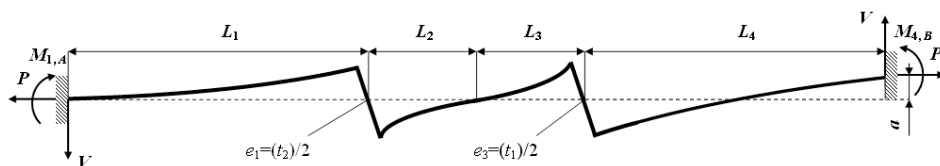
5. Wnioski

- 1) Skutkiem mimośrodowej siły w połączeniach nitowych zakładkowych i nakładkowych jednostronnych, generowane są naprężenia zginające, spowodowane efektem wtórnego zginania. Osiągają one najwyższe wartości w skrajnych rzędach nitów.
- 2) Udział wtórnego zginania można oszacować, wykorzystując proste modele teoretyczne zaproponowane przez Schijvego oraz Dasa i współautorów. Obydwa modele wykorzystują różniczkowe równanie linii ugięcia belek i płyt. Obszar połączenia blach traktowany jest jako integralna całość, w związku z czym obecność środkowych rzędów nitów i nierównomierny transfer obciążeń przez blachy nie są uwzględnione. Obie koncepcje różnią się założeniami co do stanu naprężenia i sposobem modelowania mimośrodowości oraz odkształceń w obszarze zakładki.

- 3) Różnice pomiędzy wynikami rozważanych modeli są największe dla cienkich blach i zanikają ze wzrostem ich grubości. Główną przyczyną tych rozbieżności jest odmienny w obu modelach opis odkształceń w obszarze między skrajnymi rzędami nitów.
- 4) Według obydwu modeli współczynnik zginania jest nieliniową funkcją przyłożonych naprężeń. Udział zginania rośnie wraz z grubością blachy i maleje wraz ze zwiększaniem rozstawu między rzędami nitów (długości zakładki).
- 5) Na podstawie opublikowanych porównań między wynikami pomiarów tensometrycznych z dała od otworów nitowych w złączach z mimośrodem i wynikami modelu Schijvego można wnosić, że koncepcja ta pozwala na zadowalającą ocenę średnich nominalnych naprężeń w skrajnych rzędach nitów, spowodowanych wtórnym zginaniem.
- 6) Amplituda sumy naprężeń rozciągających i zginających, policzonych według modelu Schijvego dla krytycznego rzędu nitów, nie koreluje w sensie ilościowym trwałości zmęczeniowych zmierzonych w badaniach złączy z mimośrodam. Wyniki tych badań wskazują jednak, że wytrzymałość tego typu połączeń pogarsza się ze wzrostem udziału wtórnego zginania.
- 7) W opinii autorów niniejszego artykułu, współczynnik zginania obliczony według jednej z omawianych tu koncepcji może być przydatny w obecnie stosowanych półempirycznych metodach oceny trwałości zmęczeniowej złączy nitowych z mimośrodem.

DODATEK

Przykład zastosowania modelu Schijvego [3] do połączenia nitowego z rysunku 1

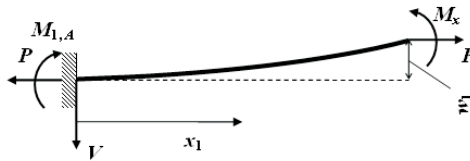


Rys. A1. Schemat odkształceń osi obojętnej w modelu Schijvego

Założono, że oba końce próbki są utwierdzone oraz przesunięte względem siebie o odległość a . Na rysunku A1 przedstawiono przebieg osi obojętnej dla tak przyjętego sposobu zamocowania próbki, poddanej działaniu siły rozciągającej P . Grubości blach wynoszą t_1 oraz t_2 (por. rysunek 3a).

Połączenie podzielone jest na 4 segmenty pokazane na rysunkach 3a i A1, dla których warunki brzegowe zestawione są poniżej.

Segment 1 (rys. A2):



Rys. A2. Ugięcie osi obojętnej w segmencie 1

Warunki brzegowe w utwierdzeniu:

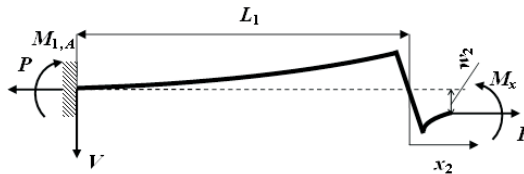
$$w_1(x_1 = 0) = 0 \text{ oraz } w'_1(x_1 = 0) = 0.$$

Po podstawieniu do równania (5):

$$B_1 - M_{1A}/P = 0, \quad (\text{A1})$$

$$A_1\alpha_1 + V/P = 0. \quad (\text{A2})$$

Segment 2 (rys. A3):



Rys. A3. Ugięcie osi obojętnej w segmencie 2

Na styku segmentów 1 i 2 występuje nieciągłość osi obojętnej $e_1 = t_2/2$, a zatem

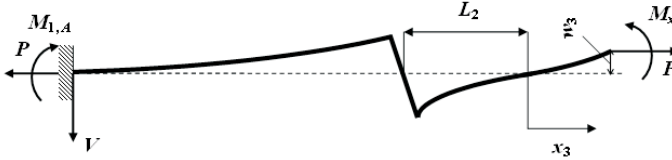
$$w_2(x_2 = 0) = w_1(x_1 = L_1) + e_1 \text{ oraz } w'_1(x_1 = L_1) = w'_2(x_2 = 0).$$

Po podstawieniu do równania (5):

$$A_1\sinh(\alpha_1 L_1) + B_1\cosh(\alpha_1 L_1) - B_2 + e_1 = 0, \quad (\text{A3})$$

$$A_1\alpha_1\cosh(\alpha_1 L_1) + B_1\alpha_1\sinh(\alpha_1 L_1) - A_2\alpha_2 = 0. \quad (\text{A4})$$

Segment 3 (rys. A4):



Rys. A4. Ugięcie osi obojętnej w segmencie 3

Ponieważ segmenty 2 i 3 są tej samej grubości ($t_1 + t_2$), to na ich styku linia ugięcia jest ciągła i $e_2 = 0$, a zatem

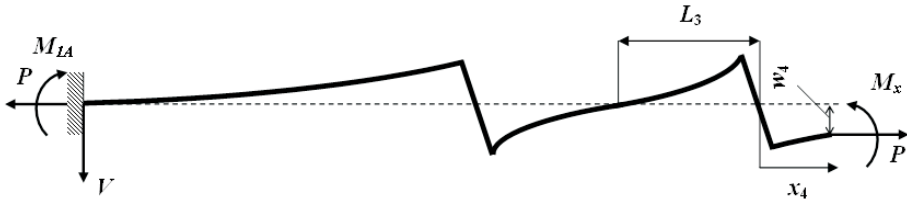
$$w_3(x_3 = 0) = w_2(x_2 = L_2) \text{ oraz } w'_2(x_2 = L_2) = w'_3(x_3 = 0).$$

Po podstawieniu do równania (5):

$$A_2 \sinh(\alpha_2 L_2) + B_2 \cosh(\alpha_2 L_2) - B_3 = 0, \quad (\text{A5})$$

$$A_2 \alpha_2 \cosh(\alpha_2 L_2) + B_2 \alpha_2 \sinh(\alpha_2 L_2) - A_3 \alpha_3 = 0. \quad (\text{A6})$$

Segment 4 (rys. A5):



Rys. A5. Ugięcie osi obojętnej w segmencie 4

Na styku segmentów 3 i 4 występuje nieciągłość osi obojętnej $e_3 = t_1/2$, a zatem

$$w_4(x_4 = 0) = w_3(x_3 = L_3) + e_3 \text{ oraz } w'_3(x_3 = L_3) = w'_4(x_4 = 0).$$

Po podstawieniu do równania (5):

$$A_3 \sinh(\alpha_3 L_3) + B_3 \cosh(\alpha_3 L_3) - B_4 + e_3 = 0, \quad (\text{A7})$$

$$A_3 \alpha_3 \cosh(\alpha_3 L_3) + B_3 \alpha_3 \sinh(\alpha_3 L_3) - A_4 \alpha_4 = 0. \quad (\text{A8})$$

Warunki brzegowe w utwierdzeniu (rys. A1):

$$w_4(x_4 = L_4) = a \text{ oraz } w'_4(x_4 = L_4) = 0.$$

Po podstawieniu do równania (5):

$$A_4 \sinh(\alpha_4 L_4) + B_4 \cosh(\alpha_4 L_4) - M_{1A}/P + V(L_1 + L_2 + L_3 + L_4)/P - a = 0, \quad (\text{A9})$$

$$A_4 \alpha_4 \cosh(\alpha_4 L_4) + B_4 \alpha_4 \sinh(\alpha_4 L_4) + V/P = 0. \quad (\text{A10})$$

Układ 10 równań (A1 do A10) zawiera dziesięć niewiadomych. Jego rozwiązanie umożliwia wyznaczenie ugięcia próbki $w_i(x_i)$, a tym samym momentu gnącego $M_{b,i}(x_i)$ i naprężania zginającego $S_{b,i}(x_i)$ w dowolnym przekroju połączenia.

W przypadku próbki zamocowanej przegubowo, w równaniu (4) $M_{1,A} = 0$ i $V = 0$. Uwzględniając ponadto zmiany w warunkach brzegowych, tj. $w'_1(0) \neq 0$ oraz $w'_4(L_4) \neq 0$, liczba równań i niewiadomych redukuje się do ośmiu.

Praca została dofinansowana z projektu Eureka-IMPERJA, nr E!3496.

Artykuł wpłynął do redakcji 10.07.2008 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w październiku 2008 r.

LITERATURA

- [1] R. P. G. MÜLLER, *An experimental and analytical investigation on the fatigue behaviour of fuselage riveted lap joints. The significance of the rivet squeeze force, and a comparison of 2024-T3 and Glare 3*, PhD thesis, Delft University of Technology, 1995.
- [2] A. HARTMAN, J. SCHIJVE, *The effect of secondary bending on the fatigue strength of 2024-T3 Alclad riveted joints*, NLR TR 69116U, Amsterdam, 1969.
- [3] J. SCHIJVE, *Some elementary calculations on secondary bending in simple lap joints*, NLR TR 72036, Amsterdam, 1972.
- [4] G. K. DAS, M. MILLER, T. SOVAR, *Durability assessment of fuselage single shear lap joint with pads*, Proceedings of the 21st Symposium of the International Committee on Aeronautical Fatigue (ICAF' 2001), *Design for Durability in the Digital Age*, ed. J. Rouchon, Toulouse, France, vol. I, June 27-29 2001, 567-595.
- [5] C. D. RANS, P. V. STRAZNICKY, R. C. ALDERLIESTEN, *Effects of Rivet Installation on Residual Stresses and Secondary Bending Stresses in a Riveted Lap Joint*, Proceedings of 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Waikiki, Hawaii, 2007.
- [6] R. DE RIJCK, *Stress analysis of fatigue cracks in mechanically fastened joints*, PhD thesis, Delft University of Technology, 2005.
- [7] L. BRENNER, B. HÜBSCH, *Lebensdauer-Untersuchungen an Nietverbindungen*, Report EF30-TB 8, Dornier, Friedrichshafen, 1969.

- [8] J. SCHIJVE, *Fatigue of Structures and Materials*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2001.
- [9] J. J. HOMAN, A. A. JONGEBREUR, *Calculation method for predicting the fatigue life of riveted joints*, Proceedings of the 17th Symposium of the International Committee on Aeronautical Fatigue (ICAF' 1993), *Durability and Structural Integrity of Airframes*, ed. A. F. Blom, vol. I, Stockholm 1993, 175-190.

M. SKORUPA, A. KORBEL, T. MACHNIEWICZ

Analysis of secondary bending for riveted joints with eccentricities

Abstract. Two simple theoretical models proposed for estimating the effect of secondary bending which occurs under tensile load in riveted joints with eccentricities are discussed. Both models have been applied to quantify the influence of the load level and of some lap joint design parameters on the stresses due to secondary bending. Comparisons between the model results and the experimental and numerical data available in the literature suggest that the models are capable of correct estimates on the nominal bending stresses at fatigue critical locations in the riveted joints with eccentricities. The present analyses indicate that the reported in the literature reduction in the riveted joint fatigue strength depending on its geometrical configuration can be linked to the increase in the amount of secondary bending. However, as shown in this paper, the amplitude of the combined, i.e., accounting for secondary bending, nominal stress, does not correlate quantitatively the observed fatigue life for these joints.

Keywords: mechanics, riveted joint, secondary bending, theoretical models, fatigue life

Universal Decimal Classification: 621.88

