

Sylwester MARKUSIK, Tomasz ŁUKASIK, Damian GAŚKA

WYKORZYSTANIE METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH DO WYZNACZENIA NAPRĘŻEŃ „HOT SPOT” W ZŁĄCZACH SPAWANYCH

Streszczenie. Niniejszy artykuł prezentuje sposoby modelowania złączy spawanych metodą „hot spot” z zastosowaniem elementów skończonych (MES) na przykładzie aluminiowego dźwigara. Zawiera również informacje na temat generowania siatki elementów skończonych, doboru elementów siatki oraz ich właściwości w obliczeniach numerycznych. Ponadto w artykule przedstawiono i porównano wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych złączy spawanych.

IMPLEMENTATION OFFINITE ELEMENTS MODELLING IN EVALUATING HOT SPOT STRESS IN WELDED JOINTS

Summary. This article presents guidelines concerning modelling by finite element analysis (FEA) of welded joints using “hot spot” method. It also contains piece of information concerning using different types of elements, and rules of meshing and properties in modelling. Moreover it contain comparison of results obtained from experimental and numerical research.

1. WSTĘP

Zastosowanie metody elementów skończonych (MES) w projektowaniu konstrukcji stalowych staje się coraz powszechniejsze dzięki wprowadzaniu nowych narzędzi obliczeniowych umożliwiających coraz dokładniejsze obliczanie niewrażliwych punktów tych konstrukcji. Takimi miejscami są złącza spawane szczególnie narażone na obciążenia dynamiczne o charakterze zmęczeniowym. Metoda „hot spot” jest tzw. podejściem lokalnym do wyznaczania naprężeń w złączach spawanych. Teoretyczne podstawy tej metody przedstawione zostały w stosownej literaturze [3, 4-14].

W fazie projektowania MES jest doskonałym narzędziem do wyznaczania naprężeń „hot spot”. Metoda ta jest także użyteczna w tworzeniu wzorów analitycznych definiujących współczynnik spiętrzenia naprężeń dla różnych typów elementów konstrukcji [5]. Tradycyjna analiza zmęczeniowa elementów spawanych narażonych na obciążenia zmienne oparta była w głównej mierze na naprężeniach nominalnych występujących w przekrojach obliczeniowych konstrukcji oraz na wyznaczeniu współczynników spiętrzenia naprężeń β i kształtu α_K . Danemu elementowi konstrukcyjnemu przypisana była w normach konkretna klasa wytrzymałości na zmęczenie FAT (ang. FAT) oraz odpowiednia krzywa zależności naprężeń od liczby cykli (krzywa Wöhlera) [1, 2, 4]. Rozróżnienie naprężeń nominalnych od naprężeń lokalnych wywołanych karbami strukturalnymi oraz geometrycznymi nie zawsze jest jednoznacznie interpretowane, ponadto forma komponentów spawanych jest często tak złożona, że określenie naprężeń nominalnych jest trudne lub niemożliwe.

Podejście lokalne „hot spot stress approach” idzie jeden krok dalej i bazuje na określaniu naprężeń uwzględniających również geometrię określonego detalu.

W praktyce metoda „hot spot” jest stosowana przy określaniu kategorii zmęczeniowej połączenia spawanego, dla którego nie jest ona wyznaczona w normach [1, 2, 4]. W rzeczywistych konstrukcjach zdarza się, że projektowane połączenie jest stosunkowo skomplikowane oraz nie istnieje jego sklasyfikowany odpowiednik. Oszacowanie trwałości zmęczeniowej projektowanego połączenia odbywa się w następujący sposób [4]:

- wyszukanie w normach najbardziej zbliżonego kształtem oraz charakterem przenoszonego obciążenia połączenia spawanego, dla którego znana jest kategoria FAT,
- ustalenie rodzaju naprężeń, jakie występują w tym elemencie,
- stworzenie modelu MES dla szacowanego połączenia oraz dla znormalizowanego zachowując identyczny model siatki oraz warunki brzegowe,
- przyłożenie identycznego obciążenia dla obydwu modeli,
- wyznaczenie naprężeń „hot spot” dla tych modeli,
- podstawienie otrzymanych wartości naprężeń do wzoru:

$$FAT_{szac} = \frac{\sigma_{hs,znorm}}{\sigma_{hs,szac}} \cdot FAT_{znorm} \quad (1)$$

gdzie:

FAT_{szac} – kategoria zmęczeniowa połączenia szacowanego,

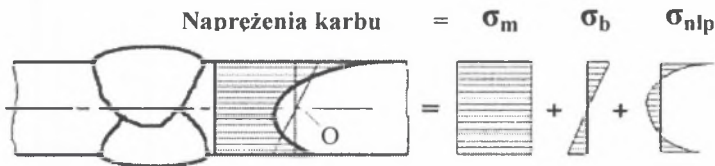
FAT_{znorm} – kategoria zmęczeniowa połączenia znormalizowanego,

$\sigma_{hs,znorm}$ – naprężenia „hot spot” modelu połączenia szacowanego,

$\sigma_{hs,szac}$ – naprężenia „hot spot” modelu połączenia znormalizowanego.

Europejska norma dźwignicowa [1] klasyfikuje szereg typowych połączeń spawanych wraz z charakterystycznymi wartościami $\Delta\sigma_c$ określającymi wytrzymałość zmęczeniową przy 2×10^6 cykli, niezbędną przy wyznaczeniu trwałości zmęczeniowej połączenia spawanego. Wartość ta jest odpowiednikiem kategorii FAT prezentowanej w [4].

2. ROZKŁAD NAPRĘŻEŃ NA BRZEGU SPOINY



gdzie:

σ_m – naprężenia wywołane rozciąganiem lub ściskaniem,

σ_b – naprężenie wywołane zginaniem,

σ_{nlp} – nieliniowe naprężenie karbu.

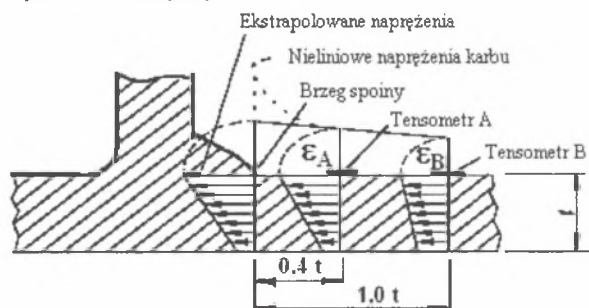
Rys. 1. Rozkład naprężeń wokół spoiny

Fig. 1. Non linear stress distribution separated to the stress components

σ_m jest równe średnim naprężeniom normalnym liczonym w poprzek grubości płyty, wartość ta jest stała na całej grubości. Naprężenie gnące σ_b ma liniowy rozkład w poprzek grubości płyty, a nieliniowe naprężenie σ_{nlp} jest pozostałym składnikiem naprężeń karbu.

3. WYZNACZNIENIE NAPRĘŻEŃ „HOT SPOT” ZA POMOCĄ POMIARÓW TENSOMETRYCZNYCH

Do wyznaczania naprężeń „hot spot” za pomocą pomiarów tensometrycznych można użyć ekstrapolacji liniowej lub kwadratowej. Procedury ekstrapolacyjne są prawie takie same dla obydwu metod [11]. Ekstrapolacja musi być przeprowadzona poza obszarem wpływu nieliniowego wzrostu naprężeń spowodowanych geometrią samej spoiny oraz nieciągłości na jej brzegu, ale na tyle blisko, aby można było zaobserwować gradient wzrostu naprężenia wywołanego globalnymi efektami geometrycznymi złącza [4, 8, 11]. Rysunek 2 pokazuje, jak rozkład naprężeń na grubości blachy zmienia się w pobliżu punktu charakterystycznego, w którym spodziewane jest zainicjowanie pęknięcia zmęczeniowego (tzw. punkt „hot spot”). W odległości $0,4t$ (t – grubość blachy) od brzegu spoiny składowa nieliniowa praktycznie zanika i rozkład jest prawie liniowy (rys. 2).



Rys. 2. Liniowa ekstrapolacja z punktów pomiarowych

Fig. 2. Linear extrapolation of the measured strains to weld toe

Gdy tensometry znajdują się w odległości $0,4 t$ i $1,0 t$ od brzegu spoiny, to odkształcenia „hot spot” wyliczane są następująco [4, 9, 12, 14]:

$$\varepsilon_{hs} = 1,67\varepsilon_A - 0,67\varepsilon_B \quad (2)$$

gdzie: ε_{hs} – odkształcenia „hot spot”, ε_A – odkształcenia na tensometrze A, ε_B – odkształcenia na tensometrze B.

Jeżeli występuje jednoosiowy stan naprężeń, to naprężenia „hot spot” obliczane są następująco [4, 9, 12, 14]:

$$\sigma_{hs} = E \cdot \varepsilon_{hs} \quad (3)$$

gdzie: σ_{hs} – naprężenia „hot spot”, E – moduł Younga.

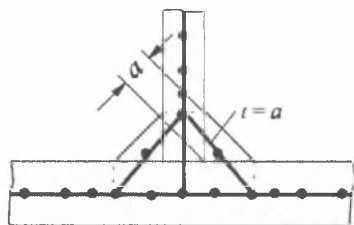
Otrzymane wyniki porównywane są z wynikami uzyskanymi przy użyciu metody elementów skończonych.

4. WYZNACZNIENIE NAPRĘŻEŃ „HOT SPOT” Z ZASTOSOWANIEM METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

Analiza dużych struktur z kilkoma potencjalnymi punktami „hot spot” może być przeprowadzona w dwóch fazach. Pierwsza – stworzenie modelu zgrubnego o stosunkowo niewielkiej liczbie elementów w celu zidentyfikowania obszarów „hot spot”, druga – z tych obszarów tworzony jest tzw. submodel z zastosowaniem przesunięć węzłowych lub sił węzłowych z oryginalnego modelu.

Inną możliwością jest zagęszczenie pierwotnej siatki elementów w obszarach „hot spot”. Otrzymane wyniki powinny wykluczać nieliniowy skok naprężeń nawet w obszarze bliskim brzegowi spoiny. Liniowa sprężystość materiału może być założona od momentu, dla którego poziom naprężeń „hot spot” dwukrotnie nie przekroczy granicy plastyczności materiału [10].

W niektórych przypadkach geometria spoiny jest pomijana w procesie modelowania, a szczególną uwagę należy zwrócić na wybór właściwego punktu reprezentującego brzeg spoiny, wykorzystywanego przy ekstrapolacji naprężeń. W złączach teowych, w których naprężenia zginające są dominujące, a ich gradient jest wysoki, zamodelowanie profilu spoiny jest konieczne. W przeciwnym wypadku otrzymane wyniki mogą być zaniżone [8].



Rys. 3. Przykład złącza teowego z zamodelowanym profilem spoiny elementami powłokowymi
Fig. 3. Example of T joint where weld profile is modeled using shell elements modelled

W procesie dyskretyzacji modelu geometrycznego mogą zostać użyte dwa rodzaje elementów skończonych:

- elementy powłokowe (rys. 3),
- elementy bryłowe.

Elementy powłokowe stosuje się do modelowania środkowej płaszczyzny płyty, a jej grubość określa się przez własności elementów. Naprężenia otrzymywane są w punktach przecięcia sąsiednich elementów lub w węzłach, w pewnej odległości od brzegu spoiny. Siatka podziału elementów musi być gęsta w pobliżu obszaru „hot spot”, tak aby można było określić naprężenia oraz ich gradient z dokładnością porównywalną do otrzymanych podczas eksperymentalnego wyznaczania za pomocą tensometrów.

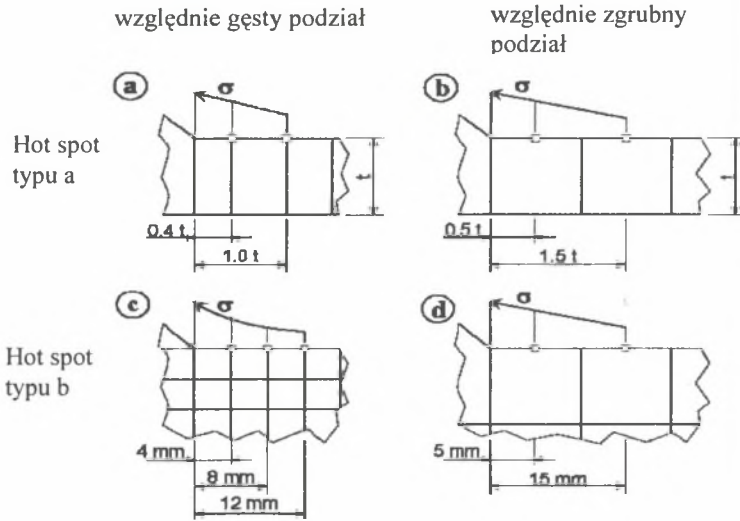
W praktyce może być użyty stosunkowo zgrubny podział na elementy skończone, jeśli spełnione są pewne warunki [10], w przeciwnym wypadku musi być użyta stosunkowo gęsta siatka. Szczegółowe informacje dotyczące generowania siatki elementów dla zgrubnego oraz gęstego podziału podane są w tabl. 1 oraz na rys. 4.

Tablica 1

Wymiary i typy elementów skończonych

Typy elementów		Względnie zgrubny podział		Względnie gęsty podział	
		typ a	typ b	typ a	typ b
Rozmiar elementu	Shell:	t x t, max. t x w/2*	10 mm x 10 mm	≤ 0,4t x t lub 0,4t x w/2*	≤ 4 mm x 4 mm
	Solid:	t x t, max. t x w	10 mm x 10 mm	≤ 0,4t x t lub 0,4t x w/2*	≤ 4 mm x 4 mm
Punkty ekstrapolacji	Shell:	0,5t/1,5t (węzły środkowe)	5 mm x 15 mm (węzły środkowe)	0,4t/1,0t (węzły na brzegu)	4 mm/8 mm/12 mm (węzły na brzegu)
	Solid:	0,5t/1,5t (węzły środkowe)	5 mm x 15 mm (węzły środkowe)	0,4t/1,0t (węzły na brzegu)	4 mm/8 mm/12 mm (węzły na brzegu)

*) w = szerokość elementu dospawanego, t = grubość płyty.



Rys. 4. Metody generowania siatki oraz wyznaczania naprężeń dla liniowej ekstrapolacji z powierzchni płyty

Fig. 4. Guideline on Meshing and Stress Evaluation using Surface Stress Extrapolation

3. PRZEDMIOT BADAŃ

Przedmiotem badań był dźwigar o przekroju dwuteowym przedstawiony na rys. 5, wykonany z aluminium i poddany obciążeniu $P = 20$ kN. Badane były złącza spawane elementów dźwigara o numerach 1, 2, 5, 6, 8. Tensometry naklejono na górnej półce od strony większego naprężenia, zgodnie z zasadą przedstawioną na rys. 3. Wyniki pomiarów oraz obliczone naprężenie „hot spot” przedstawia tabl. 2. Naprężenia „hot spot” wyliczono z wzorów (2, 3).

Tablica 2

Wyniki pomiarów tensometrycznych

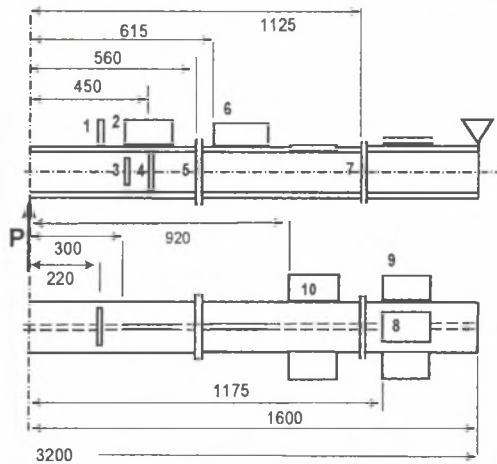
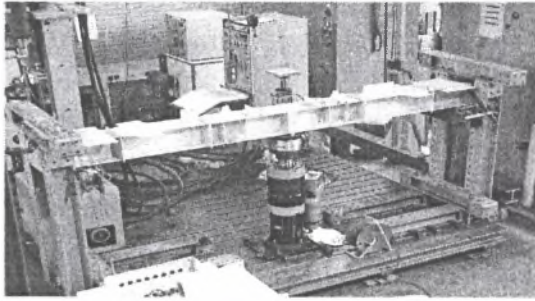
Nr	Tensometr A 0,4t [MPa]	Tensometr B 1,0t [MPa]	Naprężenia „hot spot” [MPa]
1	42,90	40,30	44,64
1B	38,80	37,40	39,74
2	56,80	45,60	64,30
6	50,70	35,40	60,95
5	28,40	28,10	28,60
5B	31,20	29,80	32,14
8	9,70	10,40	9,23
8B	17,70	18,10	17,43

B – oznacza brzeg elementu

Na podstawie geometrii fizycznego modelu stworzono model numeryczny przy użyciu programów COSMOS 2.8 oraz ANSYS. Przyjęto następujące dane materiałowe:

- moduł sprężystości podłużnej $E = 70000$ MPa, liczba Poissona $\nu = 0,3$.

Założono izotropowość przyjętego materiału, a obliczenia wykonywano w jego sprężystym zakresie. Pierwszy model został wykonany przy zastosowaniu elementów powłokowych z biblioteki elementów programu COSMOS 2.8. Profile spoin nie zostały zamodelowane.



Rys. 5. Model aluminiowego dźwigara wraz z głównymi wymiarami
Fig. 5. Aluminum beam like component with main dimensions

Zastosowano dwie metody generowania siatki: zgrubna oraz gęsta, zgodnie z rys. 4. Do modelu o stosunkowo zgrubnym podziale siatki zastosowano 8 – węzłowe elementy powłokowe, a w przypadku stosunkowo gęstego podziału 4–węzłowe. Aby móc porównać wyniki otrzymane z modelu numerycznego z otrzymanymi przy zastosowaniu tensometrów do obliczeń wzięto naprężenia główne (*first principal stress*). Naprężenia „hot spot” wyliczono z poniższych zależności:

a) dla stosunkowo gęstego podziału

$$\sigma_{hs} = 1,67 \cdot \sigma_{0,4t} - 0,67 \cdot \sigma_{1,0t} \quad (4)$$

gdzie:

$\sigma_{0,4t}$ – naprężenie w węźle oddalonym o 0,4 t od brzegu spoiny,

$\sigma_{1,0t}$ – naprężenie w węźle oddalonym o 1,0 t od brzegu spoiny.

b) dla stosunkowo zgrubnego podziału

$$\sigma_{hs} = 1,5 \cdot \sigma_{0,5t} - 0,5 \cdot \sigma_{1,5t} \quad (5)$$

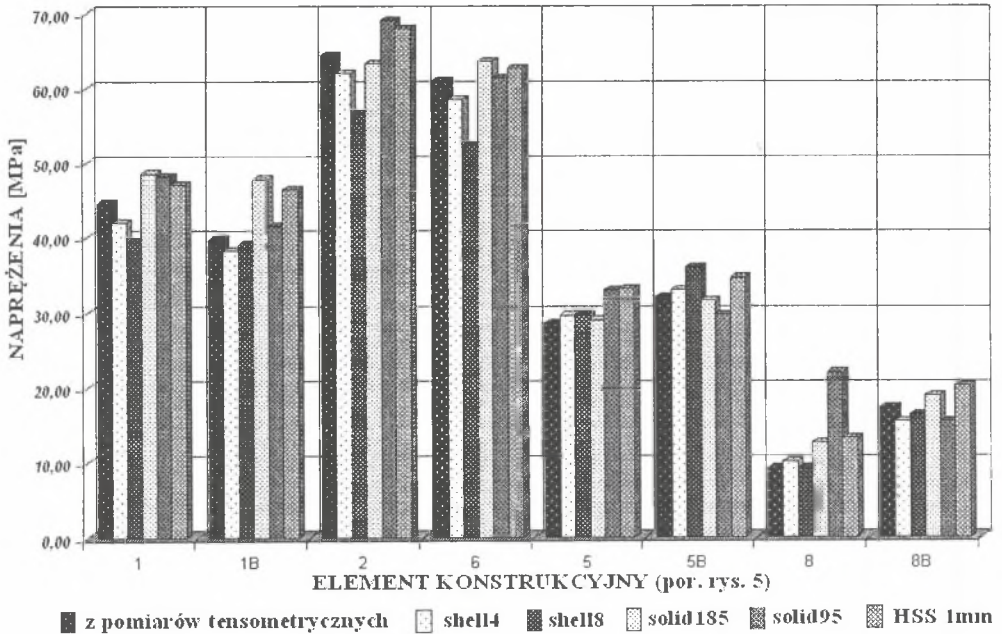
gdzie:

$\sigma_{0,5t}$ – naprężenie w węźle oddalonym o 0,5 t od brzegu spoiny,

$\sigma_{1,5t}$ – naprężenie w węźle oddalonym o 1,5 t od brzegu spoiny.

Następnie geometrię dźwigara zaimportowano do programu ANSYS i stworzono model dyskretny przy użyciu bryłowych elementów skończonych typu solid 95 oraz solid 185 [15]. W przypadku elementu solid 95 zastosowano zredukowaną liczbę punktów całkowania,

aby wykluczyć nieliniowy wzrost naprężeń. Zastosowano identyczne warunki brzegowe, obciążenie oraz rodzaj otrzymanego naprężenia. Porównanie wyników otrzymanych z zastosowaniem analizy numerycznej dla różnych typów elementów skończonych oraz z eksperymentalnych pomiarów tensometrycznych zestawiono na rys. 6.



Rys. 6. Porównanie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych
Fig. 6. Comparison of results obtained from experimental and numerical experiment

Na rys. 6 przedstawiono wartości naprężeń „hot spot” dla różnych metod generowania siatki oraz elementów. Oznaczenia zawarte w legendzie rys. 6 oznaczają kolejno:

- shell4 – czterowzłowe elementy powłokowe. Elementy te zostały zastosowane w stosunkowo gęstym podziale siatki zgodnie z rys. 4. Naprężenia zostały odczytane z węzłów znajdujących się na brzegu elementu,
- shell8 – ośmiowzłowe elementy powłokowe. Elementy te zostały zastosowane w stosunkowo zgrubnym podziale siatki. Naprężenia zostały odczytane z węzłów środkowych,
- solid185 – ośmiowzłowy bryłowy element. Elementy te zostały zastosowane w stosunkowo gęstym podziale siatki. Naprężenia zostały odczytane w węzłach narożnych,
- solid95 – dwudziestowzłowy bryłowy element z zredukowanymi punktami całkowania. Elementy te zostały zastosowane w stosunkowo zgrubnym podziale siatki. Naprężenia zostały odczytane w węzłach środkowych,
- HSS 1mm – jest to nowa propozycja odczytywania naprężenia w węźle 1 mm pod spoiną w miejscu propagacji pęknięcia zmęczeniowego. Teoretyczne podstawy tej metody zostały przedstawione w pracy [16].

4. WNIOSKI

- a) Jak wynika z otrzymanych wyników obliczeń i pomiarów, powłokowe elementy umożliwiają szybki i łatwy proces modelowania, jednak nie dają tak dokładnych wyników, jak elementy bryłowe. Ponadto gdy dominującym obciążeniem jest zginanie, którego gradient w pobliżu spoiny jest wysoki, powinno się zamodelować również profil samej spoiny.
- b) Porównanie wyników otrzymanych z pomiarów tensometrycznych na rzeczywistym obiekcie z wynikami otrzymanymi z analizy MES obciążone jest zawsze pewnym błędem, ponieważ model numeryczny jest zbyt wyidealizowany.

Literatura

1. prEN 13001-3.1:2004: Cranes – General design – Part 3.1: Limit states and proof of competence of steel structures.
2. prEN 1993-1-9. Eurocode 3: Design of Steel Structures - Part 1.9 Fatigue
3. Fricke W., Petershagen H.: Detail design of welded ship structures based on hot spot stresses. In: Caldwell JB, Ward G, editors. Practical design of ships and mobile units. Amsterdam: Elsevier Science, 1992.
4. Hobbacher A.: Recommendation for fatigue design of welded joints and components. IIW document XIII-1539-96 / XV-845-96.
5. Huther M., and Henry J.: Recommendations for hot spot stress definition in welded Joint. IIW doc. XIII- 1416-91.
6. Labesse F., Recho N.: Geometrical stress level at the weld toe and associated local effects. Weld World 1999 43(1), pp. 23–32.
7. Poutiainen I., Tanskanen P., Marquis G.: Finite element methods for structural hot spot stress determination - a comparison of procedures. International Journal of Fatigue 26 (2004), pp. 1147–1157.
8. Maddox S.J.: Hot spot fatigue data for welded steel and aluminum as basis for design. IIW XIII-1900-01.
9. Markusik S., Łukasik T.: Metoda „Hot Spot” wyznaczania naprężeń w spoinach konstrukcji stalowych dźwignic. Maszyny Dźwigowo–Transportowe nr 4, 2001.
10. Niemi E.: Structural hot spot stress approach to fatigue analysis of welded components. Designer guide. IIW doc. XIII-1819-00 / XV-1090-01.
11. Niemi E.: Recommendations concerning stress determination for fatigue analysis of welded components. IIW doc. XIII-1458-92/XV-797-92.
12. Niemi E., Tanskanen P.: Hot spot stress determination for welded edge gussets. Weld Word 2000; 44(5): 31–7.
13. Petershagen H.A.: Comparison of approaches to the fatigue strength assessment of welded components. IIW document XIII-1208-86. International Journal of Fatigue 22 (2000).
14. Radaj D., Sonsino C.M.: Fatigue assessment of welded joints by local approaches. Cambridge, England: Woodhead Publishing Limited, 1998.
15. Instrukcja wewnętrzna programu ANSYS.
16. Zhi-Gang Xiao, Kentaro Yamada: A method of determining geometrical stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints. International Journal of Fatigue 26 (20004).