

Stanisław Sieluk¹⁾

„STATIC” s. c., USŁUGI INŻYNIERSKIE

Modelowanie elementów regałów w komputerowej analizie ich konstrukcji (Cz. 2)

Kontynuacja z numeru 4/2002

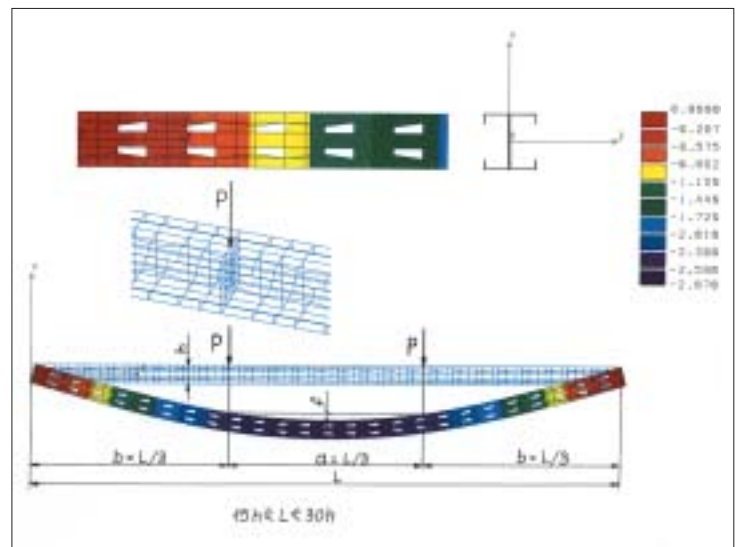
Inną metodą wyznaczania charakterystyk efektywnych przekroju omawianych kształtowników, to metoda komputerowa. Autor artykułu w niektórych, bardziej złożonych przypadkach stosuje ją do weryfikacji wyników uzyskanych metodą analityczną. Jest ona pozbawiona wad cechujących metodę badawczą. Ponadto, wykorzystując ten sam model komputerowy kształtownika, można określić sztywności giętne, sztywność skrętną jak również położenie środka ciężkości i środka ścinania oraz wartość efektywnego pola powierzchni przekroju poprzecznego. Metoda ta sama w sobie jest bardzo dokładna, ale niestety nie uwzględnia tolerancji wymiarów profilu kształtownika jak i perforacji. Poniżej zostaną pokrótce omówione sposoby określania tych wielkości na przykładzie kształtownika z rys. 2 (patrz „Logistyka” 4/2002, s. 27).

Niezależnie od celu badań, należy zamodelować kształtownik elementami powłokowymi możliwie najdokładniej, uwzględniając perforacje z jej charakterystycznymi cechami (kształt, wymiary, położenie i podziałka). W modelu służącym do określenia momentu bezwładności przy zginaniu względem osi symetrii, podobnie jak w badaniach laboratoryjnych, obciążeniu należy poddać dwa kształtowniki. W tym celu modele kształtowników najlepiej połączyć ze sobą środnikami. Należy pamiętać o wstawieniu w kształtownik żeber poprzecznych w punktach podparcia i przyłożenia sił. Zasady doboru długości kształtownika jak i wybór miejsca przyłożenia sił są takie jak w modelu laboratoryjnym. Tak zamodelowana belka, podparta na jednym końcu przegubowo i zabezpieczona przed obrotem względem swojej osi a na drugim przegubowo-przesuwnie zostaje obciążona jak na rys. 4.

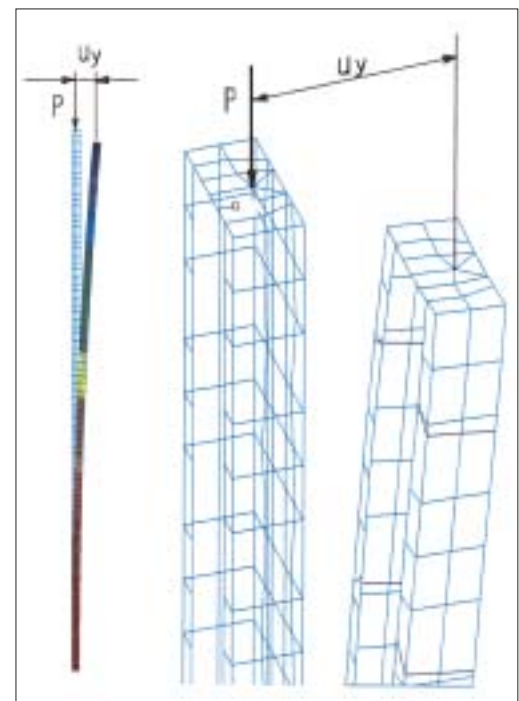
Rys. 4 przedstawia belkę przed ugięciem i ugiętą, powiększenie pokazujące perforacje oraz profil dwóch kształtowników złączonych ze sobą środnikami. W rzucie aksonometrycznym siatki widać również wstawione żebro poprzeczne pod siłą i miejsce jej przyłożenia. Moment bezwładności oblicza się tak, jak podczas badań doświadczalnych. Jak już wspomniano, w przypadku

określania momentu bezwładności względem osi prostopadłej do osi symetrii (dla przekroju monosymetrycznego) zginaniu poddaje się pojedynczą belkę zorientowaną osią symetrii zgodnie z kierunkiem działania sił.

Przedstawiony sposób obciążenia wynika stąd, że na odcinku pomiarowym nie powinna działać siła poprzeczna, gdyż teoretycznie mogłaby ona mieć wpływ na wartość ugięcia. W przedstawionym modelu na odcinku pomiędzy punktami przyłożenia sił działa stały moment gnący a zatem siła poprzeczna jest równa 0. Przeprowadzona na potrzeby artykułu analiza wykazała, że belka pojedyncza, obciążona jako belka wspornikowa, w której działa siła poprzeczna (ugięcie odczytane przy okazji określania środka ścinania) wykazała moment bezwładności o 1,8% mniejszy od określonego na modelu z rys. 4. Nie jest to wartość duża a ponadto dająca pewien dodatkowy margines bezpieczeństwa, zatem określanie w ten sposób poszuki-

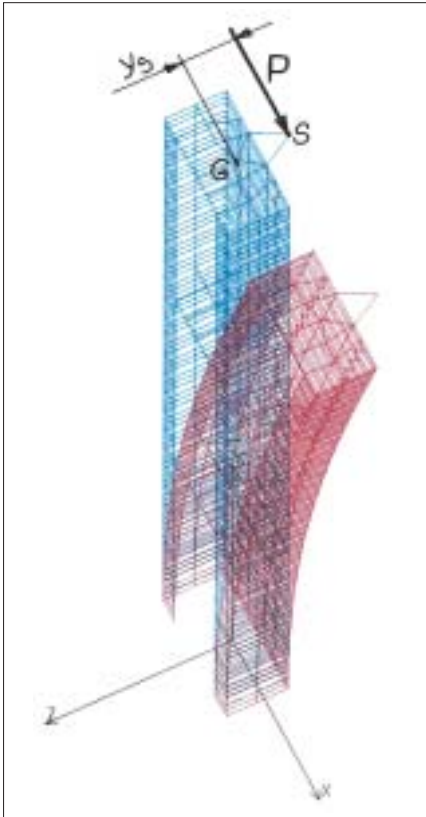


Rys. 4. Model komputerowy kształtownika z rys. 2 poddany zginaniu w celu określenia wielkości ugięcia f na środkowym jego odcinku. Źródło: opracowanie własne



Rys. 5. Określenie położenia rzeczywistego środka ciężkości perforowanego kształtownika cienkościennego. Źródło: opracowanie własne

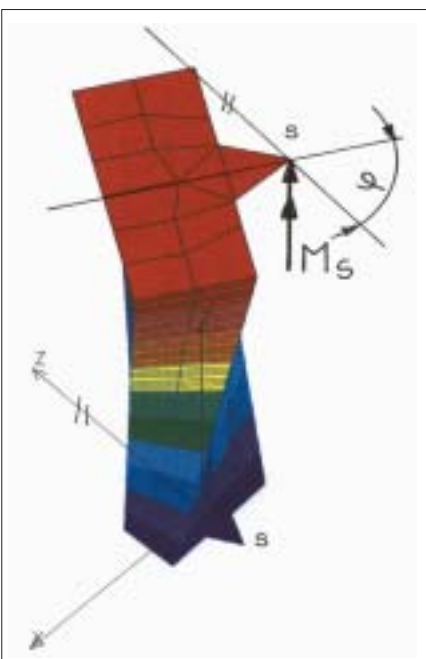
1) Autor jest byłym pracownikiem Instytutu Logistyki i Magazynowania (kierownik Zakładu Konstrukcji Urządzeń Magazynowych) a obecnie właścicielem firmy „STATIC” s. c., USŁUGI INŻYNIERSKIE specjalizującej się w przeprowadzaniu analiz nośności wszelkiego rodzaju regałów zarówno nowo projektowanych jak i już eksploatowanych, wymagających określenia nośności. (e-mail: statics@poczta.onet.pl)



Rys. 6. Idea określania środka ścinania metodą symulacji komputerowej. Źródło: opracowanie własne

wanego momentu nie jest poważnym błędem. Widać teraz dlaczego w [7] proponuje się model stanowiska do badań laboratoryjnych, który charakteryzuje się pomiarem ugięcia na całym odcinku między podporami mimo, że w jego części panuje siła poprzeczna.

Dla określenia położenia środka ciężko-



Rys. 7. Model do określania wskaźnika skręcania. Źródło: opracowanie własne

ści, opracowany model (słup z pojedynczego kształtownika) zostaje u podstawy utwierdzony, a u góry obciążony ściskającą siłą osiową we wcześniej wstępnie określonym środku ciężkości (rys. 5). Siłę tę przykłada się do specjalnie wstawionego żebra (płyty) o grubości kilkakrotnie większej od grubości ścianki kształtownika. Wartość obciążenia nie ma wpływu na wynik. Zaleca się jednak przyjmować wartości realne. Po obciążeniu sprawdza się wielkość przemieszczenia swobodnego końca kształtownika, w ogólnym przypadku w obu kierunkach prostopadłych do osi wzdłużnej pręta. Dla kształtownika monosymetrycznego, przemieszczenie powinno nastąpić wyłącznie w kierunku zgodnym z osią symetrii. Jeżeli tak nie jest, to znaczy że model jest niewłaściwy. Jeżeli założyć liniową zależność przemieszczenia punktu przyłożenia siły od odległości tego punktu od rzeczywistego (poszukiwanego) środka ciężkości przekroju, to wystarczy wykonać dwukrotnie obliczenia przemieszczeń, by dokładnie ustalić jego położenie. Na rys. 5 przedstawiono model odkształcony na tle nieodkształconego oraz przemieszczenie u_y . W rzucie aksometrycznym widać również punkt przyłożenia siły ściskającej (w środku ciężkości określonym metodą analityczną) działającej na żebro wstawione w koniec kształtownika.

W trakcie tej analizy można również określić efektywne pole przekroju poprzez wyliczenie zmiany długości osiowo ściskanego pręta. Wzór określający ten parametr, to

$$C = \frac{R \cdot n}{G \cdot \Delta l}$$

gdzie: l – długość pręta,

Δl – zmiana jego długości.

W celu określenia położenia środka ścinania, model (słup z pojedynczego kształtownika) zostaje u podstawy utwierdzony a u góry obciążony siłą skupioną, prostopadłą do osi kształtownika, o kierunku działania prostopadłym do osi symetrii przekroju (rys. 6). Punkt przyłożenia siły znajduje się w pobliżu rzeczywistego środka ścinania o współrzędnych określonych metodami mniej dokładnymi. Po obciążeniu, końcowy przekrój nie może się obrócić. Jeżeli nastąpi obrót, to należy położenie punktu przyłożenia siły odpowiednio skorygować. Na rys. 6 widać powłokowy model kształtownika przed i po obciążeniu. W tym przypadku nale-

ży również pamiętać o zabezpieczeniu końcowego przekroju przed deformacją poprzez wstawienie żebra o grubości nie mniejszej jak grubość ścianki kształtownika widać że, przy dość znacznym ugięciu kształtownika, obrót końcowego przekroju jest niezauważalny, co oznacza przyjęcie właściwych współrzędnych punktu przyłożenia siły.

Jeszcze jedną, efektywną wielkość charakterystyczną przekroju jaką w łatwy sposób można określić metodą symulacji komputerowej jest geometryczny wskaźnik przekroju przy skręcaniu (J_s) zwany potocznie wskaźnikiem bezwładności przy skręcaniu. W celu określenia tej wielkości należy wykonać próbę czystego, swobodnego skręcania powłokowego modelu kształtownika. Oba jego końce powinny być wyposażone we wsporniki jak przy badaniu środka ścinania. Wskazane jest, by oba końcowe przekroje były zabezpieczone przed deformacją. Nie należy ich jednak zabezpieczać przed deplacją. Oznacza to, że na końcach kształtownika należy wstawić cienkie żebra (ok. 0,5 mm). Jeden jego koniec utwierdza się w węzle leżącym w środku ścinania a drugi obciąża momentem skręcającym przyłożonym również w środku ścinania (rys. 7). Bezpośrednim wynikiem analizy jest kąt skręcenia φ . Na jego podstawie, znając moment skręcający M_s , długość skręcanego odcinka kształtownika i moduł Kirchhoffa, korzystając z ogólnie znanego wzoru można określić wartość J_s jako:

$$L_u = \frac{O_u \cdot n \cdot \varphi}{I \cdot \varphi}$$

Załączone ilustracje (rys. 4 do rys. 7) pochodzą z rzeczywistej analizy komputerowej przeprowadzonej w celu określenia charakterystyki kształtownika z rys. 2, przy czym wymiary jego przekroju i perforacji są następujące: $h = 80$; $b = 40$; $g = 3$; $c = 15$; $k_1 = 15$; $k_2 = 9$; $d = 21$; $p = 42$; $t = 100$ (wymiar w mm).

Do analizy przyjęto:

- długość kształtownika $l = 2558$ mm,
- stałe materiałowe:
 $E = 206$ GPa,
 $G = 80$ GPa.

Dla celów porównawczych wielkości charakterystyczne obliczono również metodą konwencjonalną przyjmując, zgodnie z wcześniej podanym wzorem, grubość zastępczą ścianki w pasie perforacji $g_1 = 1,74$ mm. Wyniki zestawiono w tab. 1.

Tab. 1. Zestawienie porównawcze wielkości charakterystycznych przekroju kształtownika z rys. 2.

P c y c'y l g m q ek' ej c t c m g t { u w e p g l "	U { o d q n	l 0 0'	Y { r e q p g " y i " q i » r p l g " p c p { e j " " c u c f " "	Q n t g r p p g " r t { " c u r q u y c p k w " y u r q o c i c p k c " n q o r w g t q y g i q "	T » p l e c " ' - "
G h m { y p g ' r q r g " r q y k e t e j p k ' r t g n t q l w "	C "	o o 4 "	726 "	6; 4 "	4.4 "
R q q g p l g " t q f n e " e k n q e k " y i n f g o " t q f n e " t q f p k m e "	g l "	o o "	36.3 "	36.6 "	4.2 "
O q o g p v d g y € f p q e k ' r t { " i k p c p k w "	L z "	o o 6 "	334237 "	332537 "	3.7 "
O q o g p v d g y € f p q e k ' r t { " i k p c p k w "	L z "	o o 6 "	7396: 2 "	73; 432 "	2.5 "
Y u n e p k n i r t { " u n t e c p k w "	L z "	o o 6 "	364: "	3632 "	3.5 "
Q f r g i € " t q f n e " e k p c p k c " q f " t q f n e " e k n q e k "	{ u "	o o "	56.3 "	56.3 "	2.2 "

Przeprowadzona analiza porównawcza wykazała dużą zbieżność wyników. Upoważnia to do stwierdzenia, że metoda tzw. „manualna”, przy założeniu właściwego doboru zastępczej grubości ścianki w pasie perforacji, jest wystarczająco dokładna. Przy bardziej złożonych przekrojach proponuje się jednak wyniki weryfikować przedstawioną metodą symulacji komputerowej.

Autor artykułu nie prowadził badań porównawczych dwóch zaawansowa-

nych, omawianych wyżej metod, zatem nie dysponuje wiedzą na temat wielkości błędu metody komputerowej w stosunku do metody laboratoryjnej. Wydaje się jednak, że jeżeli metoda komputerowa jest dzisiaj szeroko stosowana, to nie tylko dlatego, że wymaga niskich nakładów, ale przede wszystkim dlatego, że jej dokładność uznano za wystarczającą.

Poruszone w artykule problemy związane są z modelowaniem słupa. Innym, nie mniej ważnym zagadnieniem mają-

cym znaczny wpływ na wynik analizy jest prawidłowe zamodelowanie zaczepu. Między innymi o tym, jak również o sposobie weryfikacji belkowego modelu wycinka regału (słup z połączonymi z nim odcinkami rygli) za pomocą równoważnego modelu ze słupem zamodelowanym elementami powłokowymi, będzie mowa w najbliższym numerze „Logistyki”.

ciąg dalszy w następnym numerze

LITERATURA

1. IL-B-001 „Bezpieczeństwo urządzeń techniki magazynowania. Wymagania podstawowe”. ILM- 1998.
2. ZH 1/428 „Richtlinien für Lagereinrichtung und -gerate” 1988.
3. Poradnik mechanika – praca zbiorowa – WNT, Warszawa 1985.
4. B6 – 10-Z28-0-2000 – „Sprawdzenie nośności gniazd regałów.....” ILM – 2000.
5. PN-90/B-03200 „Konstrukcje stalowe. Obliczenia statyczne i projektowanie”.
6. PN-ENV 1993-1-1/AK EUROCOD 3: „Projektowanie konstrukcji stalowych”.
7. FRM 10.2.02 „The design of static steel pallet racking and shelving” – March 1998.