Krzysztof OSTROWSKI¹
Aleksander KOZŁOWSKI²

ANALIZA DŁUGOŚCI WSPÓŁPRACUJĄCYCH KRÓĆCÓW TEOWYCH

Rozwój metod teorii plastyczności i ich zastosowanie w modelach analitycznych oszacowania charakterystyk węzłów spowodował zasadniczą zmianę w metodach projektowania połączeń stalowych. Metoda składnikowa zawarta w normie PN-EN 1993-1-8 stosowana jest do określania nośności i sztywności węzłów. Procedury metody składnikowej nie definiują dokładnie zasad określania zdolności węzłów do obrotu. Ilościowa ocena tej wielkości zależy od kilku czynników, z których długość efektywna króćca teowego jest elementem którego dalsza walidacja jest konieczna. W artykule przedstawiono wyniki analizy MES w odniesieniu do połączeń rozciąganych oraz obciążonych momentem zginającym. Dla nieuźebrowanych rozciąganych połączeń doczołowych opracowano plan eksperymentu numerycznego oparty na planie Hartleya (PS/DS-P:Ha3). Zakresy zmienności czynników badanych przyjęto następująco: grubość blachy czołowej t_p (6-16 mm), rozstaw śrub p (80-140 mm), odległość śrub od krawędzi środka m (30-50 mm). Wpływ usztywnienia blachy czołowej na sposób kształtowania się linii załomów plastycznych sprawdzono w odniesieniu do połączeń usztywnionych jednym i dwoma żebrami. Analizę połączeń doczołowych obciążonych momentem zginającym przeprowadzono dla połączeń z jednym, dwoma oraz trzema szeregami śrub. Zbadano sposób kształtowania się załomów plastycznych połączeń sprężanych i niesprężanych. Opracowany zakres badawczy połączeń jest materiałem pozwalającym na określenie zależności pomiędzy długością efektywną króćca teowego a jego stanem odkształcenia. Długość efektywna króćców teowych jest czynnikiem decydującym w ocenie zdolności węzłów do obrotu.

Słowa kluczowe: długość współpracująca, połączenia doczołowe sprężane, króćce teowe

¹ Autor do korespondencji: Krzysztof Ostrowski, MTA Engineering Sp. z o.o., ul. Poniatowskiego 14, 35-026 Rzeszów tel. +48-17-850-59-20, krzysztof.ostrowski@mta-online.net

² Aleksander Kozłowski, Politechnika Rzeszowska, ul. Poznańska 2, 35-084 Rzeszów, tel. 178 65 12 81, kozlowsk@prz.edu.pl.

1. Wprowadzenie

Procedura obliczania nośności i sztywności węzłów ramowych konstrukcji stalowych zawarta w normie [1] wykorzystuje metodę składnikową. Polega ona na wyodrębnieniu w konstrukcji węzła elementów podstawowych, tzw. składników, obliczeniu ich nośności i współczynników sztywności, a w końcu, po odpowiednim zsumowaniu składników, oszacowaniu nośności i sztywności węzła. Spośród części podstawowych węzła można wyróżnić składniki charakteryzujące się pracą tarczową (środek słupa poddany ścinaniu, środek słupa poddany ściskaniu oraz środek słupa poddany rozciąganiu) lub płytową (pas słupa i blacha czołowa oraz nakładka z kątownika, poddane rozciąganiu).

W odniesieniu do składników o pracy płytowej zastosowano metodę krótców teowych, wyodrębnianych z obszaru węzła. Miara nośności krótców teowych jest długość współpracująca (efektywna) króćca. Norma [1] nakazuje rozpatrywanie poszczególnych modeli zniszczenia z uwzględnieniem mechanizmów kołowych oraz niekołowych. Genezą niniejszych procedur jest teoria załomów plastycznych.

Celem artykułu jest sprawdzenie metodą elementów skończonych czy przyjęte w normie długości efektywne odpowiadają rzeczywistym wartościom linii załomów. Weryfikację dokonano w odniesieniu do sprężanych i niesprężanych połączeń doczołowych obciążonych siłą rozciągającą oraz momentem zginającym.

2. Modele analityczne

Teoria plastyczności w odniesieniu do elementów płytowych została rozwinięta w połowie XX wieku przez Hodge'a [2], Druckera [3] oraz Hilla [4] przy czym Ingerslev [5] jako pierwszy dokonał analizy załomów plastycznych płyt prostokątnych.

Teoria załomów plastycznych, w odniesieniu do węzłów stalowych, została rozwinięta przez Zoetemaijera [6]. Linia załomu, dla której moment plastyczny jest stały na całej jej długości, zmienia płytę poddaną obciążeniu poprzecznemu w mechanizm. Stan pomiędzy sprężystą pracą płyty czołowej styku, a ustrojem zmieniającym się w mechanizm jest poszukiwaną wartością, określaną jako nośność płyty na zginanie.

Można wyróżnić dwie metody wykorzystujące teorię załomów plastycznych do analizy styków doczołowych, zaproponowane przez: Zoetemaijera [6] oraz Murraya [7].

Zoetemaijer [6] opracował metodologię wyznaczania długości efektywnej króćca teowego bazując na teorii załomów plastycznych. Rozpatrzył dwa modele zniszczenia płyty czołowej: pierwszy (rys. 1) odnosi się do przypadku w którym zniszczenie połączenia następuje w momencie zerwania śrub

(mechanizm I), w drugim zniszczenie połączenia następuje przez uplastycznienie półki (mechanizm II, rys. 2). Długości linii załomu wyznaczono rozpatrując stan równowagi, w którym rozproszona energia wewnętrzna (ΔE) jest równa pracy (ΔT) wykonanej przez siły zewnętrzne. Analityczne modele matematyczne zostały poparte badaniami doświadczalnymi. Badania prowadzone były na rozciąganych półkach słupa, obciążonych statycznie siłą rozciągającą. Rozwiązując równania pracy wirtualnej wyznaczono poszukiwaną długość efektywną króćca, którą przedstawia wzór (1):

$$l_{eff} = a + 5,5m + 4n' \quad (1)$$

gdzie: a – rozstaw pomiędzy śrubami,

m – odległość od osi śruby do wyokrąglenia profilu wg rys. 1,

n' – odległość od osi śruby do zewnętrznej krawędzi półki.

Rys. 1. Mechanizm I – model zniszczenia połączenia przez zerwania śrub [6].

Fig. 1. Mechanism I – failure model of connection by breaking the bolts [6]

Dla tak sformułowanej długości efektywnej, układ równowagi sił w połączeniu można zapisać wzorem (2):

$$F_E \cdot m - (\sum \hat{B}_t - F_E) \cdot n = (a + 5,5m + 4n') \cdot m_p \quad (2)$$

gdzie: m_p – moment plastyczny na jednostkę długości,

F_E – obciążenie zewnętrzne,

$\sum \hat{B}_t$ – sumaryczna wartość sił w śrubach.

W modelu 2, pokazanym na rys. 2, po rozwiązaniu równań pracy wirtualnej otrzymano wartość długości efektywnej opisanej wzorem (3):

$$l_{eff} = a + 4m + 1,25n' \quad (3)$$

Rys. 2. Mechanizm II – model zniszczenia połączenia przez uplastycznienie blachy czołowej [6].

Fig. 2. Mechanism II – connection failure model by plasticization of end plate [6].

Układ równowagi sił w modelu 2 przedstawia równanie (4):

$$F_E \cdot m - (\hat{B}_t - F_E) \cdot n = (a + 4m + 1,25n') \cdot m_p \quad (4)$$

Równanie (4) jest prawidłowe przy założeniu, że położenie śruby w stosunku do swobodnej krawędzi jest określone zależnością $n \leq 1,25m$.

Na zlecenie Amerykańskiego Instytutu Konstrukcji Stalowych został powołany zespół badawczy, którego zadaniem było opracowanie wytycznych projektowania połączeń doczołowych belek oraz połączeń belek do słupów. Opracowana przez Murraya i jego zespół metoda [7] pozwala na wyznaczenie długości linii załomów styków doczołowych belek z dwoma śrubami w szeregu. Parametr długości linii załomu Y zdefiniowany został osobno dla każdego typu połączenia.

Rys. 3. Oznaczenia wielkości geometrycznych połączenia doczołowego z jednym oraz dwoma szeregami śrub w połączeniu [7].

Fig. 3. Designations of geometrical sizes of end plate connection with one or two bolts rows [7].

W odniesieniu do połączenia pokazanego na rys. 3a nominalna nośność połączenia określona jest wzorem (5):

$$M_u = \phi \cdot M_{np} = 0.90 \cdot \phi_b \cdot F_y \cdot t_p^2 \cdot Y \quad (5)$$

gdzie: M_{np} – nominalna nośność połączenia w modelu z zerwaniem śrub, bez efektu dźwigni,
 F_y – granica plastyczności,
 t_p – grubość płyty czołowej,
 Y – parametr określający długość efektywną króćca teowego zdefiniowany dla każdego połączenia funkcją geometrii połączenia,
 ϕ_b – częściowy współczynnik bezpieczeństwa.

Długość linii załomów plastycznych, do wyznaczenia nośności połączenia pokazanego na rys.3a, wylicza się ze wzoru (6):

$$Y = \frac{b_p}{2} \left[h_1 \left(\frac{1}{p_f} + \frac{1}{s} \right) \right] + \frac{2}{w} [h_1(p_f + s)] \quad (6)$$

$$s = \frac{1}{2} \sqrt{b_p \cdot w} \quad (7)$$

Wzór (7) odnosi się do styku doczołowego z jednym szeregiem śrub poniżej półki rygla. Murray zdefiniował wzory [7] na wyliczenie długości linii załomów plastycznych także połączeń z dwoma i trzema szeregami śrub pod półką oraz dla połączeń z blachą czołową wystającą.

3. Zależności normowe

Metoda wyznaczania nośności króćców teowych zawarta w normie [1] zakłada rozpatrzenie trzech modeli zniszczenia króćca teowego. Wyznaczenie długości efektywnych odnosi się do 1 i 2 modelu zniszczenia. Długości efektywne wyliczane są na podstawie położenia śruby w stosunku do usztywnionej krawędzi blachy i nie zależą od jej grubości. Rozpatruje się kołowe i niekołowe mechanizmy zniszczenia, przyjmując do wyznaczenia nośności wartość minimalną. Przypadki wszystkich możliwych mechanizmów zniszczenia i odpowiadających im długości współpracujących podano w odpowiednich tablicach normy [1], oddzielnie dla blachy czołowej, pasów słupów i nakładek z kątowników [8]. W przypadku połączeń wieloszegowych należy rozpatrywać nośności poszczególnych szeregów śrub oddzielnie oraz grupy śrub łącznie. Jako wartość wymiarującą przyjmuje się mniejszą z sumy długości efektywnych pojedynczych śrub oraz sumy długości efektywnych rozpatrywanej grupy śrub w szeregu. Zgodnie z procedurami

zawartymi w normie [1] możliwym jest wyznaczenie nośności połączeń z dwoma śrubami w szeregu.

4. Analiza MES

Weryfikację długości efektywnych wykonano metodą elementów skończonych. Obliczenia wykonano w programie ANSYS. Analizę MES przeprowadzono stosując nominalne właściwości wytrzymałościowe materiałów. Obliczenia wykonano dla stali S235 o $f_y = 235$ MPa; $f_u = 360$ MPa. Zastosowano śruby wysokiej wytrzymałości klasy 10.9: $f_{yb} = 900$ MPa, $f_{ub} = 1000$ MPa.

W obliczeniach przyjęto bilinearny model materiałowy. Współczynnik tarcia przyjęto jak dla powierzchni w stanie naturalnym o wartości $\mu = 0,2$. Przy budowie modelu zastosowano podział na części, z których każda posiada przynajmniej dwie powierzchnie do siebie równoległe. Użycie tej metody pozwala na optymalną generację siatki składającej się z elementów niższego rzędu. Elementami takimi są heksagonalne ośmiowęzłowe elementy skończone (Hex8), które zostały użyte do budowy modeli. Do zbudowania modeli śrub oraz pozostałych elementów węzła zastosowano te same typy elementów skończonych. Odwzorowanie przekroju czynnego śruby wykonano przez zamodelowanie gwintu przekrojem walcowym o średnicy odpowiadającej polu powierzchni przekroju czynnego. Nakrętki oraz łeb śruby zamodelowano jako sześciokątne.

Tablica 1. Zestawienie analizowanych typów połączeń

Table 1. Collection of the analyzed connection types

Typ T_01	Typ T_02	Typ T_03

Do połączeń sprężanych zastosowano normowe wartości sprężenia. Sprężenie śrub dokonano używając dostępnego w programie ANSYS modułu, przykładając siły sprężające do powierzchni bocznej trzpienia śruby. Analizę

wykonano dla połączeń zestawionych w tablicy 1 oraz 2. Połączenia zamieszczone w tablicy 1 obciążono siłą rozciągającą, połączenia w tablicy 2 obciążono momentem zginającym. Analizowano kształty linii załomów, a w szczególności wpływ usztywnień żebrami oraz grubość płyty czołowej t_p . Sprawdzone także wpływ zmiany rozstawu śrub p , oraz odległości śruby od środka króćca m . Do analizy połączenia typu T_01 opracowano plan eksperymentu numerycznego. Układ czynników zmiennych, przyjętych według planu PS/DS-P:Ha3 Hartleya [9] zamieszczono w tabeli 1. Przyjęto następujący zakres zmienności czynników badanych:

- grubość płyty czołowej t_p , w zakresie 6-16 mm,
- rozstaw śrub p , w zakresie 80-140 mm,
- odległość śrub od krawędzi środka m , w zakresie 30-50 mm.

Tabela 1. Plan eksperymentu numerycznego

Table 1. Numerical experiment plan

Typ połączenia	$\hat{x}_k$			x_k		
	$\hat{x}_1$	$\hat{x}_2$	$\hat{x}_3$	t_p	p	m
T_01_M01	-1	-1	-1	6	80	30
T_01_M02	+1	-1	-1	16	80	30
T_01_M03	-1	+1	-1	6	140	30
T_01_M04	+1	+1	+1	16	140	50
T_01_M05	-1	0	0	6	110	40
T_01_M06	+1	0	0	16	110	40
T_01_M07	0	-1	0	11	80	40
T_01_M08	0	+1	0	11	140	40
T_01_M09	0	0	-1	11	110	30
T_01_M10	0	0	+1	11	110	50
T_01_M11	0	0	0	11	110	40

Tablica 2 Zestawienie analizowanych typów połączeń obciążonych momentem zginającym.

Table 2. Summary of analyzed types of connection loaded by bending moment

Typ RSA_A	Typ RSA_B

Połączenie doczołowe typu RSA_A obliczono z zastosowaniem kształtowników: rygiel – HEA 500, słup – HEB 600. W połączeniu typu RSA_B zastosowano kształtowniki: rygiel – HEA 400, słup – HEB 400. Modele zostały obciążone siłami o jednostajnym przyroście, rozłożonymi w 20 krokach.

5. Wyniki analizy

W tablicy 3 zamieszczono wyniki analizy MES połączenia typu T_01.

Tablica 3. Wyniki analizy MES eksperymentu numerycznego połączenia T_01.

Table 3. Results of FEM numerical experiment of T_01 connection.

Typ	Deformacja płyty czołowej	Naprężenia wg Hubera/von Misesa	Odształcenia plastyczne	Naprężenia główne
T_01_M01
T_01_M02
T_01_M03
T_01_M04

Według normy [1] minimalna długość efektywna dla typu T_01 rozpatrywanego jako grupę szeregow podana jest wzorem (8):

$$l_{eff} = 2 \cdot 0,5 \cdot b_p \quad (8)$$

gdzie: b_p – szerokość półki króćca.

Dla blach czołowych ze śrubami o rozstawie $p = 80/110/140$ mm krzywa załomu przybiera kształt mechanizmów niekołowych i oscyluje pomiędzy długościami efektywnymi opisanymi równaniami (9) i (10).

$$l_{eff} = 2 \cdot (4 \cdot m + 1,25 \cdot e) \quad (9)$$

$$l_{eff} = 4 \cdot m + 1,25 \cdot e + p \quad (10)$$

gdzie: b_p – szerokość półki króćca,
 m – odległość śruby od krawędzi środka,
 e – odległość śruby od krawędzi nieuszywnionej,
 p – rozstaw pomiędzy śrubami.

Zrealizowany eksperyment dowodzi, że w zależności od rozstawu śrub p oraz odległości od środka m długość linii załomu jest zawsze większa od wartości minimalnej określonej wzorem (8). Odsunięcie śrub od środka powoduje skrócenie linii załomu i w skrajnych przypadkach linia ta układa się równoległe do środka. W tablicy 4 zamieszczono wyniki analizy MES połączeń T_02 oraz T_03.

Tablica 4 Wyniki analizy MES połączeń T_02 i T_03

Table 4 Results of FEM analysis of T_02 and T_03 connection.

Typ	Deformacja płyty czołowej	Naprężenia wg Hubera/von Misesa	Odształcenia plastyczne	Naprężenia główne
T_02_M01 tp = 20 mm				
T_03_M01 tp = 12 mm				

Na rysunku 4, 5, 6 oraz 7 przedstawiono szczegółowe wyniki analizy MES połączenia typu T_02A obciążonego siłą osiową $F_E = 900$ kN. Podane wyniki odnoszą się do stanu granicznego nośności połączenia przy współczynniku $\gamma_{M2} = 1,0$. Odczytano naprężenia i odkształcenia w 15 kroku obciążeniowym ($15 \cdot 0,05 \cdot 900 = 675$ kN).

Rys. 4. Połączenie typu T_02A; a) schemat, b) rozkład naprężeń, c) mapa odkształceń węzła

Fig. 4. T_02A connection; a) diagram, b) stress distribution, c) strain map

Rys. 5 Rozkład naprężeń wg Hubera/von Misesa w przekroju A1-A1 (po lewej), deformacja płyty w przekroju A1-A1 (po prawej).

Fig. 5. Stress distribution by Huber/von Mises in section A1-A1 (on left), plate deformation in section A1-A1 (on right)

Rys. 6 Rozkład naprężeń wg Hubera/von Misesa w przekroju A2-A2 (po lewej), deformacja płyty w przekroju A2-A2 (po prawej).

Fig. 6. Stress distribution by Huber/von Mises in section A2-A2 (on left), plate deformation in section A2-A2 (on right)

Rys. 7 Rozkład naprężeń wg Hubera/von Misesa w przekroju A3-A3 (po lewej), deformacja płyty w przekroju A2-A2 (po prawej).

Fig. 7. Stress distribution by Huber/von Mises in section A3-A3 (on left), plate deformation in section A2-A2 (on right)

Wyniki analizy połączeń typu RSA i RSB pokazano w tablicy 5.

Tablica 5. Wyniki analizy MES połączeń RSA_A oraz RSA_B.

Table 5. Results of FEM analysis of RSA_A and RSA_B connections.

Typ	Deformacja płyty czołowej	Naprężenia wg Hubera/von Misesa	Odształcenia plastyczne	Naprężenia główne
RSA_A01 ($t_p = 12$ mm)				
RSA_B01 ($t_p = 16$ mm)				
RSA_B02 ($t_p = 25$ mm)

W połączeniu RSA_A01 zastosowano blachę czołową o grubości $t_p = 12 \text{ mm}$. W szeregach wewnętrznych pod półką kształtują się zdecydowanie mechanizmy niekołowe. Rozpatrując mechanizm zniszczenia dla szeregu zewnętrznego można zauważyć inicjację kształtowania się mechanizmów kołowych. Porównując to połączenie z eksperymentem numerycznym połączenia typu T_01 obserwujemy adekwatne wystąpienie mechanizmów mieszanych. W połączeniu RSA_B01 zastosowano blachę grubości $t_p = 16 \text{ mm}$. Obserwuje się zdecydowane wystąpienie mechanizmów niekołowych. Odkształcenie plastyczne blachy czołowej rysuje się równomiernie wokół obydwu szeregów śrub. W połączeniu RSA_B02 daje się zaobserwować wyraźną alokację naprężeń w okolicy pierwszego szeregu śrub. Normowy przydział stosownej długości efektywnej dla śrub w 2 szeregu prowadzi w tym przypadku do zawyżenia nośności rozpatrując długość efektywną dla grupy szeregów. W efekcie końcowym następuje przeciążenie śrub w pierwszym szeregu pod półką.

Jedynym przypadkiem w którym uzyskano mechanizmy kołowe zniszczenia jest połączenie RSA_B03. Mechanizmy te wystąpiły dla blachy grubości $t_p = 8 \text{ mm}$.

6. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych analiz MES wysuwa się następujące wnioski:

- Analiza MES potwierdza zasadność rozpatrywania oddzielnie nośności pojedynczych śruby i nośności śrub w grupie, choć częściej daje się zauważyć mechanizmy łączone. Potwierdza to zasadność metody obliczania połączeń doczołowych zastosowanej w normie USA (AISC).
- Kształt linii załomu jest funkcją rozstawu śrub oraz odległości śruby od krawędzi usztywnionej i nieusztywnionej. Na kształt wpływa także proporcja rozstawu śrub do odległości śruby od krawędzi nieusztywnionej.
- Nie stwierdzono istotnych różnic kształtu linii załomów połączeń sprężanych i niesprężanych - brak sprężenia w śrubach nie wpływa

w znaczący sposób na kształt linii załamów. Wpływa natomiast nieznacznie na wartość rozwarcia styku.

- Kołowe mechanizmy zniszczenia wystąpiły w połączeniu rygla ze słupem z blachą grubości 8 mm.
- W połączeniach doczołowych z blachami powyżej 20 mm obserwuje się przeciążenie pierwszego szeregu śrub poniżej pasa belki. Dla blach grubości 12 i 16 mm obszary załamów plastycznych mają charakter równomierny dla obydwu szeregów śrub.

Zagadnienie długości efektywnej w zakresie ujętym w normie [1] zostało poprawnie zdefiniowane, co potwierdzają wyniki analizy MES. Konieczność rozpatrywania wszystkich przypadków wystąpienia mechanizmów kołowych lub niekołowych wymusza przeliczenie wszystkich przypadków, w celu określenia wartości minimalnej długości efektywnej króćca, co jest bardzo pracochłonne. Jest to wystarczające do wyznaczenia wymaganej nośności i sztywności połączenia, lecz niewystarczające dla określenia zdolności do obrotu. Do określenia zdolności do obrotu wymagana jest znajomość wartości mierzalnych odkształceń węzła, które są konsekwencją relacji pomiędzy ich składnikami, co będzie przedmiotem dalszych analiz prowadzonych przez autorów artykułu.

Literatura

- [1] PN-EN 1993-1-8 Projektowanie konstrukcji stalowych. Część 1-8: Projektowanie węzłów. PKN, 2006.
- [2] Hodge P.G., and Prager W., "A Variational Principle for Plastic Materials with Strainhardening", *Journal of Mathematics and Physics*, 27(1), 1948, pp 1-10.
- [3] Drucker, D.C. "Some Implications of Work Hardening and Ideal Plasticity", *Quarterly of Applied Mathematics*, 7, 1950, pp 411-418.
- [4] Hill, R., *The Mathematical Theory of Plasticity*, Clarendon, Oxford, 1950, 356 pp.
- [5] Ingerslev A., "The strength of rectangular plates.", *J. Inst. Estruct. Eng.*, 1923
- [6] Zoetemeijer P., A design method for the tension side of statically loaded bolted beam-to-column connections, *Heron*, vol. 20, 1974.
- [7] Thomas M. Murray, W. Lee Shoemaker, *Flush and Extended Multiple-Row Moment End-Plate Connections*, *Steel Design Guide Series*
- [8] J. Bródka, A. Kozłowski, I. Ligocki, J. Łaguna, L. Ślęczka, *Projektowanie i obliczanie połączeń i węzłów konstrukcji stalowych*, Polskie Wydawnictwo Techniczne, 2009
- [9] Polański Z., *Planowanie doświadczeń w technice*, PWN, Warszawa, 1995.

ANALYSIS OF THE EFFECTIVE LENGTH OF T-STUBS

Summary

Development of plastic theory and software supporting analysis in steel structure joints caused fundamental change in steel structure connection design methods. Component method included in PN-EN 1993-1-8 is used to define resistance and stiffness of the joints. Procedures of component method do not define exactly rules how to assess rotation capacity of the joints. Quantitative assessment of this parameter depends on many factors, from which T-stub effective length is the one which requires further validation. In the paper, results of analysis by finite elements method in relation to tensioned and bending moment connection are shown. In the executed by finite element method analyses impact of bolt spacing and end plate thickness on forming plastic mechanism has been checked. For tensioned connection without stiffeners plan of numerical experiment based on Hartley's plan (PS/DS-P:Ha3) has been prepared. Range of studied factor was established as follows: front plate thickness t_p (6-16 mm), bolts spacing p (80-140 mm) and distance of bolts from the edge of web m (30-50 mm). Effect of end plate stiffening on forming of plastic mechanism has been checked for connections stiffened by one and two ribs. Analysis of end plate connections loaded by bending moment has been executed for connections with one, two and three rows of bolts. The way of forming plastic mechanism for prestressed and not prestressed connections has been investigated. Developed scope of research allows to define relation between collaboration length of T-stub and state of deformation. Effective length of t-stubs is determining factor in assessing the rotation capacity of the joints.

Keywords: effective length, prestressed end-plate connections, t-stubs.

DOI: 10.7862/rb.2013.26

Przesłano do redakcji: w maju 2013 r.

Przyjęto do druku: w lipcu 2013 r.