

# KLINCS KÖTÉSEK KÍSÉRLETI ÉS SZIMULÁCIÓS VIZSGÁLATAI – A BÉLYEG GEOMETRIÁJÁNAK HATÁSA A KÖTÉSEKRE

## EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF CLINCH JOINTS – EFFECTS OF THE PUNCHING TOOL'S GEOMETRY ON THE JOINTS

Jónás Szabolcs\*, Kovács Péter Zoltán\*\*

### ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a cikkünkben a klincseléshez használt bélyeg geometriai hatását elemezzük a nyakvastagságra gyakorolt ( $t_N$ ) hatásának szempontjából végeselemes módszerekkel. A nyakvastagság az egyik legfontosabb jellemzője a klincselte kötéseknek, különösen, ha a fő terhelés húzás. A cikkben bemutatunk egy összefüggést, amely a bélyeg két fontos geometriai méretével írja le a várható nyakvastagságot. Az alkalmazott 1 mm vastag lemez anyagminősége AA6082 alumínium ötvözet.

### ABSTRACT

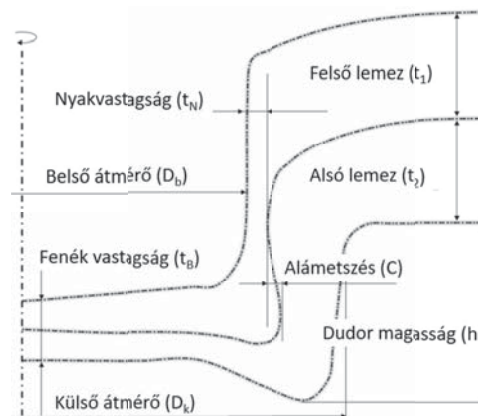
In this study the effect of geometry of the punching tool is analyzed by FEA on the neck thickness ( $t_N$ ). The neck thickness size is one of the most important parameters of the joints, especially when the main loading condition is a tensile type of load. The study provides an equation which consist the two most affecting parameters of the punching tool. The applied material type was AA6082 type of aluminum alloy with the thickness of 1 mm.

### 1. BEVEZETÉS

A klincs kötések főként az autógyártásban használják, de más vékonylemez kötések alkalmazó iparágakban is gyakori eljárás. Néhány kivételtől eltekintve a néhány mm vastagságú lemezek között létesítenek olyan oldhatatlan kötések, amelyek helyi képlékeny alakváltozás során egy bélyeg és matrica szerszámpárral készítenek el. A klincselés előnyei a rokontechnológiának számító ponthegeztéssel szemben, hogy egyszerűbben használható, nincs károsanyag kibocsátás a gyártás során. További előnyei, hogy olcsó és jól automatizálható, ugyanakkor viszonylag könnyen lehet monitorozni a megfelelő működést a gyártás során. Ezzel együtt fontos kitérni a hátrányos tulajdonságokra is,

amelyek közül leginkább a statikus szilárdsági mérőszámokban jelentkezik, ugyanis a ponthegeztett kötések szilárdságának mindösszesen csak maximum 60%-át képes elviselni [1,2,3]. Esetleges vasúti alkalmazás esetén a kifáradási jellemzők viszont kedvezők lehetnek.

A kialakuló kötésgeometriát alapvetően a szerszámok geometriája befolyásolja, így azok kialakítására nagy hangsúlyt szükséges fektetni. Az 1. ábrán egy tipikusnak mondható körpont alakú kötés látható a főbb, kötésre jellemző geometriai méretek feltüntetésével. A kötés szilárdsága a nyakvastagságon túl az alámetszéstől (C) függ. Minőségbiztosítási szempontból pedig a fenékvastagság ( $t_B$ ) ismerete fontos.



1. ábra Körpont alakú klincs kötés tipikus méretei

A kötés szilárdságára vonatkozó összefüggés ismert az irodalomból, de a módszer korlátja, hogy ismerni kell a  $t_N$  nyakvastagságot ahhoz, hogy becsülni lehessen a maximális terhelő erőt [4].

Ebben a tanulmányban egy olyan módszert ismertetünk, amely adott  $t_B$  fenékvastagság mellett

\* szimulációs mérnök, Knorr-Bremse Vasúti Járműrendszerek Hungária Kft., doktorjelölt ME-ATI, szabolcs.jonas@knorr-bremse.com

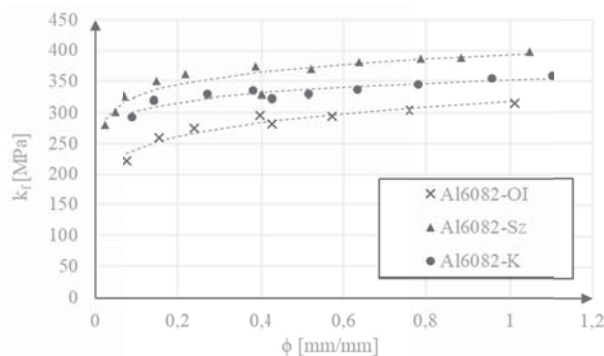
\*\* egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Mechanikai Technológiai Intézet Tanszék, ME-ATI, metkpz@uni-miskolc.hu

a bélyeg kúposágát és csúcsgugarát figyelembe véve jó becslést ad a létrehozáskor várható nyakvastagság értékére, amelyet felhasználva becsülhető a kötés szilárdsága.

## 2. VÉGESELEM MODELL KALIBRÁLÁS

### 2.1. Anyagtörvény meghatározása

A kötések létrehozásához AA6082 jelű alumínium ötvözetből készült 1 mm vastag vékonylemezeket használtunk. Az első kísérleteink során a lemezek szállítási állapotban voltak, azonban a kötésekben repedések keletkeztek. Ebből arra következtettünk, hogy ebben az állapotban nem alkalmasak a kötések létrehozására. Annak érdekében, hogy megfelelő módon készülhessenek el a kötések, több hőkezelési eljárásnak vetettük alá az alapanyagot, így elsőként oldó izzítással lágyítottuk (525°C, t=30min), ezáltal feloldottuk az ötvözőket, ezt egy gyors hűtés követi, aminek hatására túltelített szilárd oldat jön létre. Majd kikeményítettük (190°C, t=8h), ekkor a vegyüetfázis diszperz eloszlásává válik, ezzel együtt a szilárdsága is változott. Ez utóbbi folyamat szobahőmérsékleten is képes végbe menni, igaz lassabban [5]. Az egyes hőkezeltségi állapotokban meghatároztuk Watts-Ford vizsgálat segítségével az alakítási szilárdságot (2. ábra).

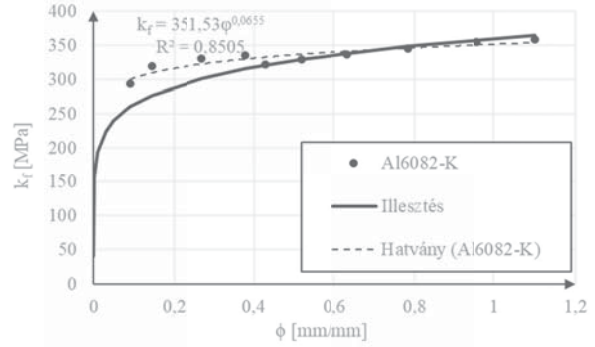


2. ábra AA6082 ötvözet különböző hőkezeltségi állapotokban meghatározott alakítási szilárdsága

A görbeillesztéshez illetve a várhatóan nagy alakváltozások leírására a Nádai-féle összefüggést használtuk (1):

$$k_f = K \cdot \varphi^n \quad (1)$$

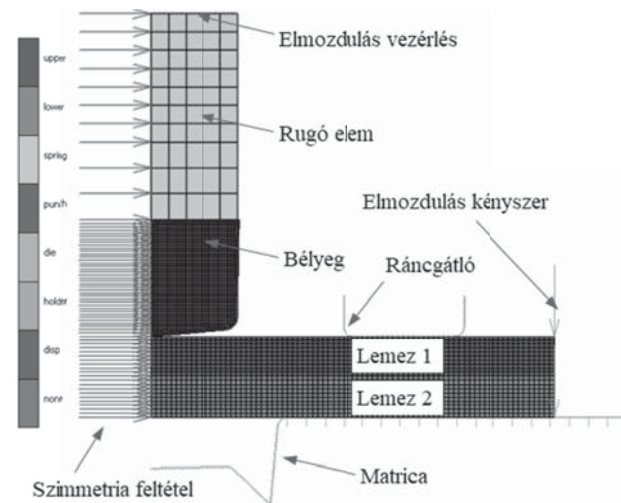
A számításokhoz végül a 3. ábrán bemutatott anyagtörvényt használtuk, mert azt tapasztaltuk a kalibráció során jobb egyezést eredményez, mind geometriailag, mind pedig erő-dugattyú elmozdulás értékekben.



3. ábra Szimulációkban használt anyagtörvény

### 2.2. Végeselem modell

A végeselem modellhez a BME-ATT biztosította az MSC.Marc&Mentat 2019-es verzióját. A modellezés során a szakirodalmak [2,4] és a saját tapasztalatok [6] alapján 2D-s tengelyszimmetrikus modell mellett döntöttünk. Igyekeztünk a mérésekhez használt TOX szerszám és MTS mérőgép viselkedését legjobban közelíteni modellünkben. A korábbi tapasztalatok alapján [6] a bélyeget egy kis rugalmasságú hasábon keresztül vezéreltük elmozdulással. A hasáb a valós szerkezetben lévő rugósort hivatott egyszerűsíteni. A lemezek a modellben izotrop keményedő rugalmas-képlékeny anyagtörvényt követnek, míg a bélyeg tisztán rugalmas, de két nagyságrenddel nagyobb rugalmassági modulussal rendelkezik, mint a valóságban. A ráncgátló és a matrica merev testként lett modellezve (4. ábra).



4. ábra Végeselem modell és háló

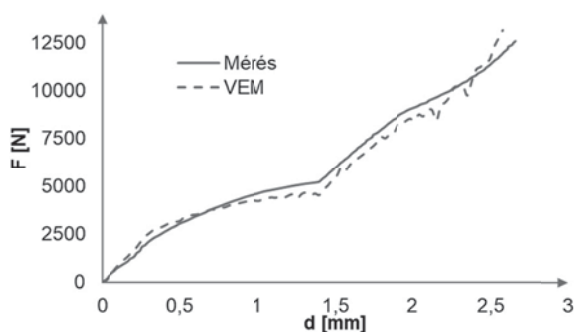
A függőleges élen definiáltuk a tengelyszimmetriát, a lemezek egy-egy pontját pedig függőleges irányban meggátoltuk az elmozdulásban.

A bélyeg és a rugót modellező hasáb között, valamint a hasáb és az elmozdulást biztosító merev elem között ragasztott kötést tételeztünk fel, a többi elem között súrlódásos kontakt feltétel lett definiálva.

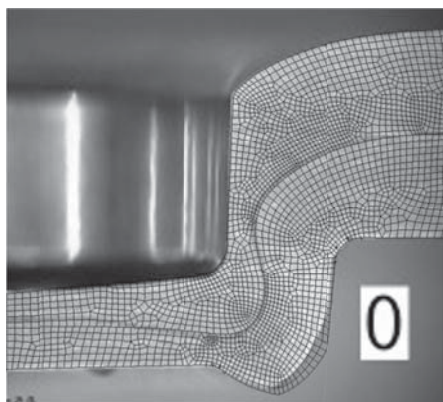
Az alakítás során globálisan újrarahálózjuk a két lemezt, annak érdekében, hogy a nagy alakváltozások okozta durva elemtorzulásokat tudjuk kezelni.

### 2.3. Mérés és szimuláció összehasonlítása

A modellezés során szükséges, hogy valamihez tudjuk viszonyítani a kapott eredményeket, hogy a kapott értékeket használni tudjuk a későbbiekben. Jelen esetben rendelkezésre állt egy méréssorozat, amit referenciaként tudunk használni. A mérések során a  $t_B=0,75$  mm maradó fenékvastagságot kívántuk megvalósítani. Az alábbiakban a modell megfelelőségét ezek alapján fogadjuk el (5-6. ábrák).



5. ábra Erő ( $F$ ) és dugattyú elmozdulás ( $d$ ) görbék összehasonlítása



6. ábra Próbatest keresztmetszete és az alakítás utáni geometria hálójának összehasonlítása ( $t_B=0,75$ mm)

Az ábrákon bemutatott eredmények alapján megfelelőnek tekinthetjük a modellt, és feltételezhetjük, hogy más geometriával is

megfelelően pontosan közelítjük a valóságot, tehát használhatjuk a további számítások bemenő paramétereinek a végeselemes analizisekből származó eredményeket.

## 3. REGRESSZIÓS MODELL

### 3.1. Matematikai háttér

Az itt bemutatott módszer egy matematikai és statisztikai alapokon nyugvó eljárás, amit klasszikusan kísérletek tervezésére lehet használni, de fel lehet építeni olyan modelleket, amelyekkel egy adott tartományban nagy biztonsággal meg lehet mondani, hogy a kérdéses paraméter hogyan fog viselkedni. Az eredményül kapott összefüggéseket fel lehet használni különböző folyamatok fejlesztésére, optimalására [7].

Jelen cikkben egy empirikus alapokon nyugvó lineáris modellt fogunk leírni, amely a bélyeg csúcsgugarát és kúposágát veszi figyelembe, mint a leginkább befolyásoló geometriai méretek adott átmérő mellett.

Az egyenletet a (2) egyenlet szerinti alakban keressük

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \varepsilon, \quad (2)$$

ahol az  $y$  a kérdéses paramétert jelenti,  $\beta_i$  a regressziós együtthatókat, az  $x_i$  a változókat, és  $\varepsilon$  a statisztikus hibát jelenti.

Az eljárás szerint a legkisebb négyzetek módszerével keressük a regressziós együtthatókat úgy, hogy ismerünk néhány  $y$  értéket.

Általános alakban felírva az egyenletet a következőre jutunk (3), ( $i=1,2,\dots,n$ )

$$\begin{aligned} y_i &= \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \dots + \beta_k x_{ik} + \varepsilon_i \\ &= \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_{ij} + \varepsilon_i. \end{aligned} \quad (3)$$

A cél, hogy az  $\varepsilon_i$  négyzetösszegét,  $L$ -t minimalizáljuk. Ezt a (4) egyenlet szerint végezhetjük el

$$L = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - \beta_0 - \sum_{j=1}^k \beta_j x_{ij})^2. \quad (4)$$

Az egyszerűbb tárgyalás érdekében térjünk át a mátrixos leírásra. A (2) egyenlet mátrixos alakban az (5) egyenlet szerint írható fel:

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon}, \quad (5)$$

ahol  $\mathbf{y}$  a megfigyelt értékek vektora, az  $\mathbf{X}$  egy  $n \times p$  méretű mátrix és a független változókat tartalmazza, és az első oszlopa 1-seket tartalmaz, a  $\boldsymbol{\beta}$  a regressziós együtthatók vektora míg az  $\boldsymbol{\varepsilon}$  a hibák vektora.

Vezessük be a kódolt változókat, amelyeket  $[-1;1]$ -n értelmezünk és a két vizsgált paraméterből származtatjuk, ezzel együtt  $\mathbf{l}$  vektort a regressziós

tagok becslésére. Ez utóbbinak teljesítenie kell a (6) egyenletet.

$$\frac{\partial L}{\partial \beta} \Big|_b = -2X^T y + 2X^T Xb = 0. \quad (6)$$

Ezeket figyelembe véve az illesztett regressziós összefüggés (7)

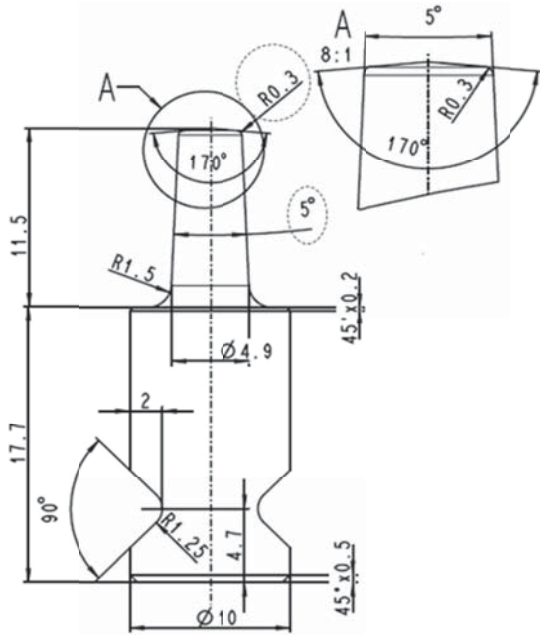
$$\hat{y} = Xb. \quad (7)$$

A modell hibáját a diszkrét pontokban egyszerűen meg lehet állapítani, vegyük az (5) és (7) egyenletek különbségét:

$$e = y - \hat{y}. \quad (8)$$

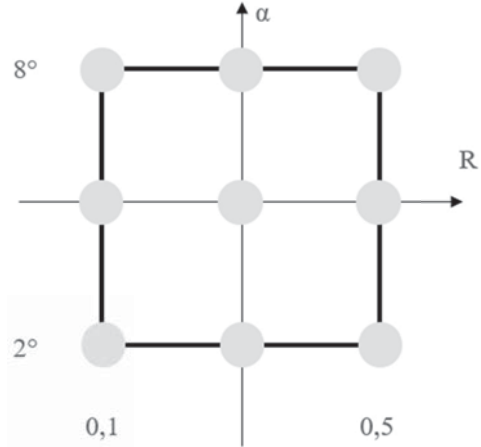
### 3.2. Regressziós együtthatók meghatározása

A módszert ebben az esetben a nyakvastagság meghatározására alakítjuk át a csúcscsugár (0,1-0,5 mm intervallumon) és a kúpszög (2-8° intervallumon) változásának függvényében. Az eredeti szerszám geometriáját a 6. ábra mutatja. Az intervallumok megválasztásakor figyelembe vettük, hogy 0,1 mm-nél kisebb csúcscsugár esetén már inkább kivágásról beszélhetünk.



7. ábra Bélyeg eredeti geometriája

Ehhez az szükséges, hogy előzetesen létrehozzuk az  $y$  vektort, amely az intervallumok szerinti különböző bélyegeometriák variációi alapján elvégzett 9 db szimulációból származó nyakvastagságokat tartalmazza (8. ábra szerint). Minél több pontban ismerjük a  $y$ -t, annál pontosabb lesz az összefüggés. Jelenleg lineáris a modell, de lehetséges, hogy magasabb fokú összefüggéssel vizsgáljuk az intervallumot, és a paraméterek egymásra hatását is lehet elemezni. A továbbiakban ez a vektor legyen  $t_N$ .



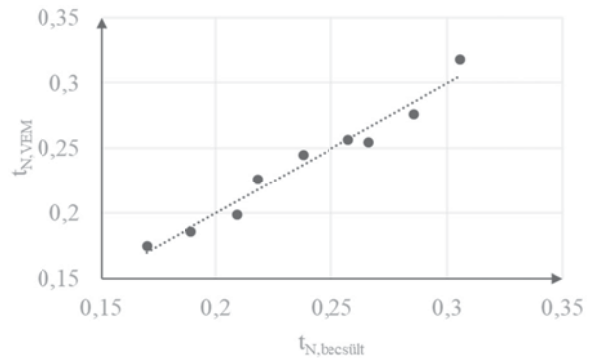
8. ábra Vizsgált pontok

Elvégezve a szimuláció sorozatot és a műveleteket a (9) összefüggésre jutunk.

$$t_{N, \text{becsült}} = 0,127 + 0,016\alpha + 0,098R. \quad (9)$$

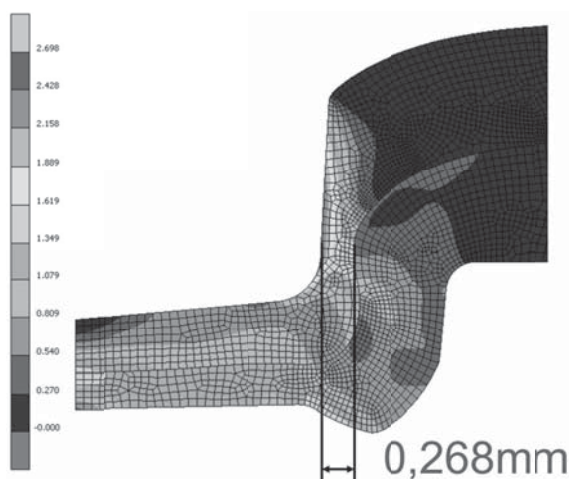
### 3.3. Modell verifikáció

Az összefüggés használhatóságát szükséges ellenőriznünk, ezért a (9) egyenlettel végig számolva az összes vizsgált esetet kaphatjuk a 9. ábrán látható diagramot, ami jó egyezést mutat a becsült és számított nyakvastagságok között.



9. ábra Számított és becsült nyakvastagság

Hogy meg tudjunk győződni arról, hogy a vizsgálati tartomány más pontjaiban is kellően helyes eredményre vezet a modellünk, a (9) összefüggésbe visszahelyettesítettük az  $R=0,4$  mm és  $\alpha=6^\circ$  értékeket, amellyel  $t_{N, \text{becsült}}=0,262$  mm-re adódik, majd ezekkel a paraméterekkel felépített végeelem modellt kiértékelve arra jutunk, hogy a nyakvastagság  $t_{N, \text{VEM}}=0,268$  mm (10. ábra), ami jó egyezést mutat a két számított érték között.



10. ábra Képlékeny alakváltozás eloszlása és a nyakvastagság ( $R=0,4\text{mm}$  és  $\alpha=6^\circ$  esetre)

A nyakvastagság felhasználható a nyíró-szakító terhelésű kötések maximálisan megengedhető teherbírásának becslésére a (10) összefüggés alapján.

$$F_{N_{\text{nyíró, becslés}}} = R_m \pi (D_b t_N + t_N^2), \quad (10)$$

ahol az  $R_m$  a szakítószilárdság és  $D_b$  a szerszám átmérője [4].

A (10) összefüggés esetünkben rendkívül konzervatív becslést eredményezett. A nyíró-szakítóvizsgálatok eredménye az eredeti geometriával készült kötések esetén  $F_{N_{\text{nyíró, mérés}}}$ ,  $\min \approx 1280$  N, míg a becslésünk a szabványos szakítószilárdságot figyelembe véve ( $R_{m, \min} = 310$  MPa, [8])  $F_{N_{\text{nyíró, becslés}}} = 1067$  N-t eredményez. A különbség 16%-os, ezzel együtt a biztonság irányába tévedünk.

#### 4. TOVÁBBI VIZSGÁLATOK

A cikkben röviden összefoglaltuk, hogy miként állítottunk fel olyan összefüggést alumínium ötvözetre  $t_b = 0,75$  mm esetén, amelyeket tovább lehet használni a kötések teherbíróképességének előzetes becslésére kísérletek nélkül, vagy csak nagyon kevés számú kísérlet elvégzésével.

A távlati terv, hogy a már megrendelt TOX szerszámokkal elvégezzünk kontrollméréseket, ezzel igazolva a nyakvastagság becslésére meghatározott modellünk helyességét. Mivel a nyíró-szakítóvizsgálatok becsléséhez használható összefüggés eredménye túl konzervatív ebben az esetben, ezért további számítások és mérések szükségesek ahhoz, hogy pontosabb eredményeket kaphassunk a becslés során. Ezáltal reményeink szerint jobban tervezhetővé válnak a kötések, és egy jól használható módszert tudunk a tervezők kezébe adni.

#### 5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Az Innovációs és Technológiai Minisztérium ÚNKP-19-3 kódszámú Új Nemzeti Kiválóság Programjának szakmai támogatásával készült.

#### 6. IRODALOM

- [1] TISZA M., GÁL G., KISS A., KOVÁCS P. Z., LUKÁCS Zs.: *Alakítható nagyszilárdságú lemezanyagok klincs kötése*, Multidiszciplináris tudományok, 4. kötet, 1.sz. pp. 49-58, 2014
- [2] X. HE, *Clinching for sheet materials*, Science and Technology of Advanced Materials, vol. 18., 2017
- [3] T. BALAWENDER, T. SADOWSKI, M. KNEC, *Technological problems and experimental investigation of hybrid: clinched – adhesively bonded joint*, Archives of Metallurgy and Materials, vol. 56, 2011
- [4] S. COPPIETERS, *Experimental and numerical study of clinched connections*, PhD dissertation, KU Leuven, 2012
- [5] J. T. HEALEY, *Guinier-Preston zone evolution in 7075 aluminum*, PhD dissertation, University of Florida, 1976
- [6] JÓNÁS Sz., TISZA M., *Finite element modelling of clinched joints*, Advanced Technologies and Materials, vol. 43. 2018
- [7] R. H. MYERS, D. C. MONTGOMERY, C. M. ANDERSON-COOK, *Response surface methodology – Process and product optimization using design experiments*, John Wiley & Sons, Inc., 3rd Edition, 2009, ISBN 978-0-470-17446-3
- [8] ISO 6361-2/2014