

# ***XIV. FIATAL MŰSZAKIAK TUDOMÁNYOS ÜLÉSSZAKA***

Kolozsvár, 2009. március 26-27.

## **MEGHIBÁSODOTT HIDROGÉN KOMPRESSZOR BIZTONSÁGOS ÜZEMIDEJÉNEK MEGHOSSZABBÍTÁSA TÖRÉSMECHANIKAI MÓDSZEREK ALKALMAZÁSÁVAL**

**Köves Tibor, Szávai Szabolcs, Lenkeyné dr. Biró Gyöngyvér**

### **Abstract**

A failure analysis of a cracked cylinder of giant compressor has been done using complex numerical and experimental methods. The further operating parameters and the probable lifetime (because of the crack propagation) on reduced pressure were given based on the results of the investigations.

### **Összefoglalás**

Óriáskompresszor repedt fokozati hengerének vizsgálatát végeztük végeselemes és törésmechanikai módszerekkel. A vizsgálat eredményei alapján lett meghatározva a további biztonságos működés paraméterei és a várható élettartam (a repedéssterjedés miatti) csökkentett üzemi nyomáson.

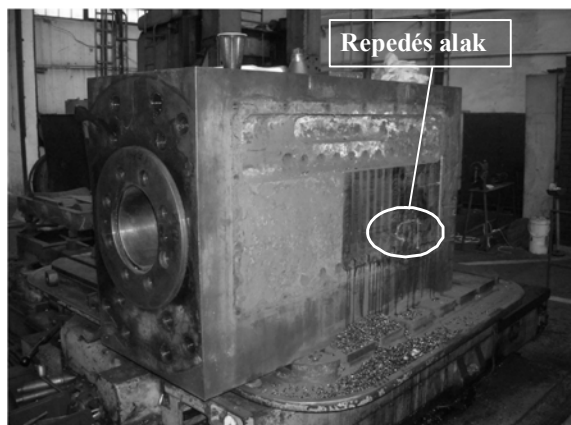
### **1. Bevezetés**

A BorsodChem Zrt. kazincbarcikai telephelyén, az ammónia üzem VII. óriáskompresszorán a 3. fokozati hengeren repedést találtak, a szívó oldali vezeték és a dugattyú közti hűtőfurat sornál, a hűtőfuratokra merőleges szimmetriasíktól 20mm-re. A repedés a szívó oldali vezeték és a dugattyú közti teljes anyagkeresztmetszetre kiterjedt. Az ultrahanggal mért alakját az 1-2. ábra mutatja.

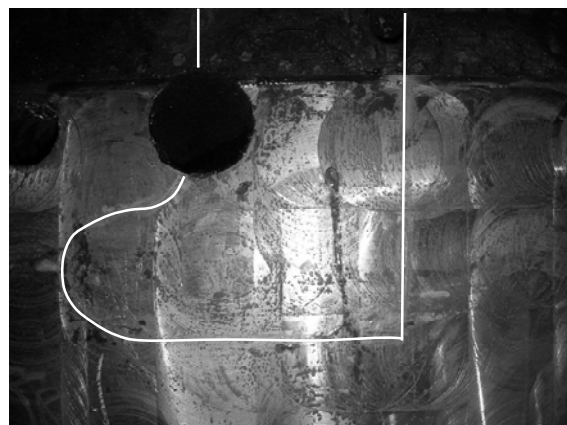
A repedés azért volt különösen veszélyes, mivel dugattyútérből azon keresztül  $H_2$  juthatott a hűtővíz rendszerbe, ezzel robbanásveszélyt okozva. Egy új henger legyártása több mint egy hónap, valamint a gyártás leállítása pedig jelentős veszteségeket okozott volna, így azt kellett meghatároznunk, hogy a kompresszor üzemeltethető-e tovább, ha igen akkor milyen feltételekkel. A Megrendelő javítási javaslata volt, hogy az átrepedt és a mellette lévő hűtőfuratot felfúrják és rendelkezésre álló M33-as csavarokkal összehúzzatják a kompresszor ház két felét. A csavarozással történő javítás hatását is meghatároztuk számításaink során.

### **2. A szerkezet geometriája**

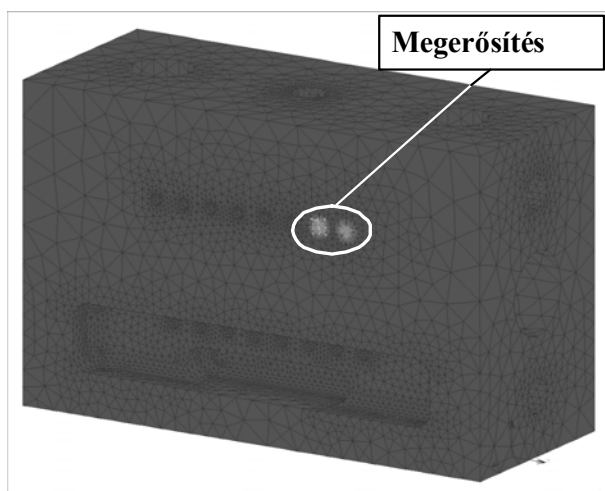
A geometriai adatokat a megrendelő rendelkezésünkre bocsátotta. A VEM háló 10 csomópontú, parabolikus, 3D-s tetraéder elemekből épül fel. Elemek száma 160650, csomópontok száma 247013. Lineárisan rugalmas anyagmodellt alkalmaztunk a számítások során. A megerősítést a 3. ábra mutatja. A megerősítő csavarokat, mint rugókat modelleztük. Ahogy az 4. ábra mutatja, a repedés felülete kilépő nyomással terhelt. A repedés a henger szimmetriasíkjától 20mm-re helyezkedik el.



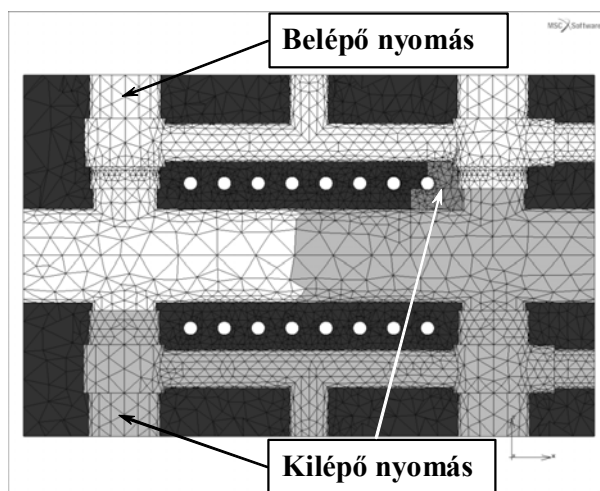
**1. ábra.** A fokozati henger és az ultrahanggal kimért repedés alak



**2. ábra.** A repedés alak a henger felületén ultrahanggal kimérve



**3. ábra.** VEM háló és a megerősítés



**4. ábra.** A henger keresztmetszete a repedéssel feszültségállapot számításhoz

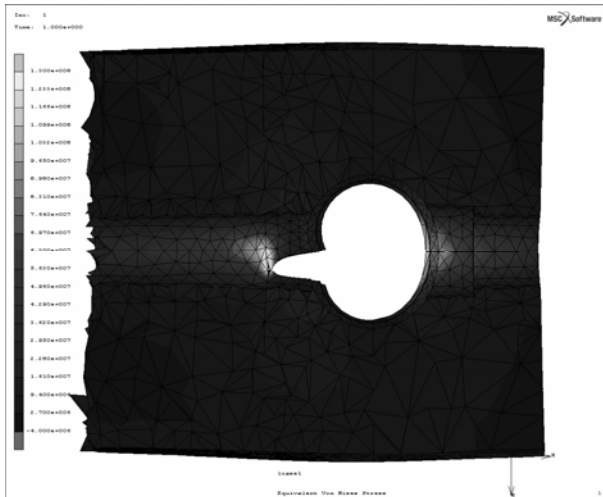
### 3. Anyagparaméterek

A henger 1.7225-tel egyenértékű 42CrMo4 acél anyagból készült, mechanikai tulajdonságait pedig [1], [2], [3] és az EQUIST adatbázis alapján az alábbi táblázat tartalmazza.

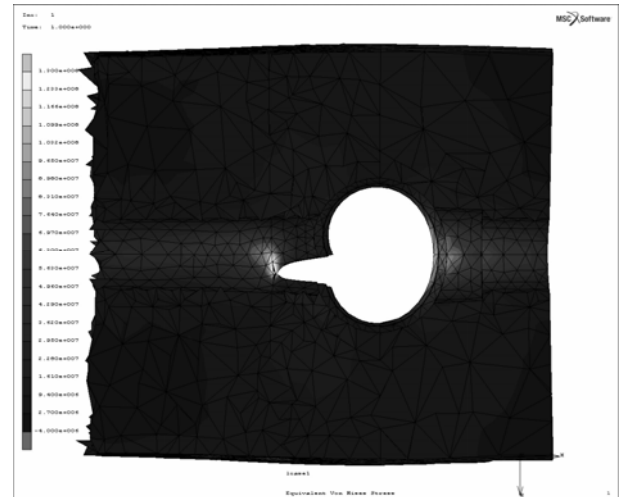
| $R_{p0,2}$ [MPa] | $R_m$ [MPa] | $K_{Ic}$ [MPa $\cdot$ m <sup>0,5</sup> ] | $\Delta K_{th}$ [MPa $\cdot$ m <sup>0,5</sup> ] | C                     | n    |
|------------------|-------------|------------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------|------|
| 500              | 750-900     | 60- 100                                  | 5-10                                            | $1,11 \cdot 10^{-11}$ | 2,36 |

### 4. VEM eredmények

Az 5-6. ábrán látható eredmények normál üzemi nyomás esetén mutatják a feszültségeloszlást. Az 5. ábránál a számítás a megerősítés nélküli esetben mutatja a feszültségeket, míg a 6. ábra megerősítés alkalmazása esetén. Az eredmények összehasonlításából megállapítható, hogy a csavar beépítésével a repedés környezetében a feszültségek mintegy 6-8%-kal csökkenthetők.



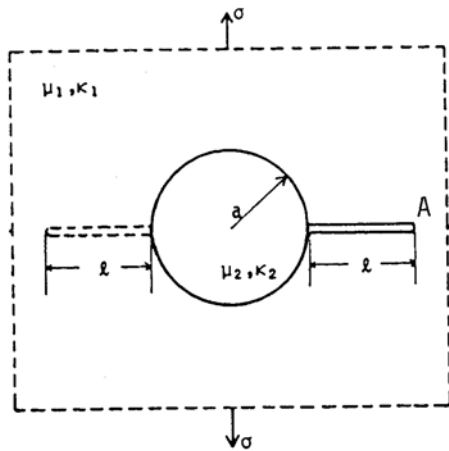
5. ábra. Egyenértékű von Mises feszültségek megerősítés nélküli esetben a repedés környezetében (alakváltozások 600x-os nagyításban)



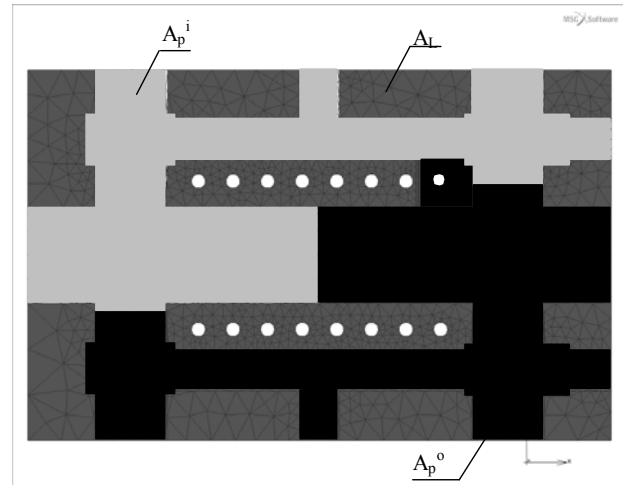
6. ábra. Egyenértékű von Mises feszültségek megerősítés alkalmazása esetén a repedés környezetében (alakváltozások 600x-os nagyításban)

## 5. Törésmechanikai számítások

A törésmechanikai számításokat ridegtörés és repedésterjedés meghatározásához alkalmaztunk.



9. ábra. Síkalakváltozási modell a  $K_I$  számításához



10. ábra. Repedt henger keresztmetszete  $J$ -integrál számításához

A feszültségintenzitási tényező a 9. ábrán szereplő modellre [4]:

$$K_{IA} = F_{IA} \cdot (\sigma + p) \cdot \sqrt{\pi \cdot l} \quad (1)$$

ahol:  $K_{IA}$  – feszültség gyűjtési tényező,  $F_{IA}$  – 2. táblázatból (lineáris interpoláció a köztes értékekre),  $\sigma$  – névleges feszültség,  $p$  – nyomás,  $l$  – repedés hossz.

2. táblázat.

|          |       |       |       |
|----------|-------|-------|-------|
| $l/a$    | 1     | 1.5   | 2     |
| $F_{IA}$ | 1.306 | 1.127 | 1.031 |

A névleges feszültség az alábbi képlettel számítható (10. ábra):

$$\sigma = p_i \cdot \frac{A_p^i}{A_L} + p_o \cdot \frac{A_p^o}{A_L} \quad (2)$$

Az analitikus számítási modell igazolásához numerikus módszerrel is meghatároztuk egy egyenes repedés tövében lévő feszültségintenzitási tényező értékét. Egy adott kiindulási repedésre, 120/60-as nyomásviszony mellett analitikusan 17 MPa·m<sup>0,5</sup>, míg numerikusan 14,1 MPa·m<sup>0,5</sup> adódott, ami jó egyezés, így az analitikus modell alkalmazható volt. A ridegtörés elemzést a 284 bar-os próbanyomásra végeztük el. K<sub>I</sub>= 47,5 MPa·m<sup>0,5</sup> adódott, így kijelenthető, hogy ridegtörés veszély nincs a maximális próbanyomásnál.

A repedésterjedési sebességet a Paris-Erdogan egyenlettel fejeztük ki:

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^n \quad (3)$$

ahol: C, n – repedésterjedési görbe paraméterei, ΔK – feszültségintenzitási tényező terhelésciklusonkénti változása, dl/dN – terhelésciklusonkénti repedés hossz növekmény.

Normál üzemi nyomások mellett, a repedés 11 napon belül elérte volna a következő hűtőfűratot, míg minimális üzemi nyomások mellett ugyanez 45 nap után következik be.

**3. táblázat.** Várható repedésterjedés minimális üzemi nyomások mellett (120/60bar)

| Idő<br>[Nap] | l<br>[m] | Δl<br>[m] | K <sub>min</sub><br>[MPa·m <sup>0,5</sup> ] | K <sub>max</sub><br>[MPa·m <sup>0,5</sup> ] | ΔK<br>[MPa·m <sup>0,5</sup> ] |
|--------------|----------|-----------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|-------------------------------|
| 0            | 0,098    | -         | 12,452                                      | 17,032                                      | 4,580                         |
| 1            | 0,098    | 0,001     | 12,460                                      | 17,042                                      | 4,583                         |
| 2            | 0,099    | 0,001     | 12,467                                      | 17,052                                      | 4,585                         |
|              |          |           |                                             |                                             |                               |
| 45           | 0,129    | 0,031     | 12,993                                      | 17,772                                      | 4,779                         |

## 6. Következtetések / Összefoglaló

A repedt H<sub>2</sub> kompresszor henger üzemelését, csökkentett üzemi nyomáson nagy biztonsággal tudtuk garantálni, további 1 hónapig, az alkalmazott numerikus és törésmechanikai számítások segítségével, amivel jelentős termelés kiesés miatti veszteséget hárítottunk el. A számításokkal igazoltuk, hogy a M33-as csavarokkal történő megerősítés 6-8%-al csökkenti a repedés környezetében kialakuló feszültségeket. A számításokból látszik, hogy a tönkremenetel nagy valószínűséggel repedésterjedés miatt fog bekövetkezni, ezért rendszeres UH repedésterjedés vizsgálatot írtunk elő.

## Irodalom

- [1] Blumenauer-Pusch: *MŰSZAKI TÖRÉSMECHANIKA*, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1987
- [2] *ASM Handbook*; Vol 19. Fatigue and Fracture, ASM International, 1996
- [3] Howard E. Boyed (ed.), *Atlas of Fatigue Curves*, ASM International, 1999
- [4] Y. Murakami: *Stress Intensity Factors Handbook, Vol I*, Pergamon Press, Oxford, 1987

**Köves Tibor**, tudományos munkatárs

Munkahely: Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közalapítvány; 3519, Magyarország, Miskolc, Bay Zoltán tér, 1  
Telefon / Fax: +36-46-560110; E-mail: koves.tibor@bay-logi.hu