

# Végeselemes módszer alkalmazása csővezetékekben lévő korróziós hibák veszélyességének értékelésére

Lenkeyné dr. Biró Gyöngyvér<sup>1</sup>– Balogh Zsolt<sup>1</sup> – Dr. Tóth László<sup>1</sup>– Harmati István<sup>2</sup>

## Abstract

Danger analysis of the pipeline's corrosion pits by means of finite element method. Fracture of the pipelines is caused in about 20% by corrosion pits [1]. Therefore this constituted the subject of our comparison analysis and investigations.[4, 5].

The bursting pressure vs. maximum pit depth calculated by finite element method according three failure criterions (Fig. 7–9) and five engineering methods (Fig. 10) for the defective pipeline's sections (external diameter: 406 mm, wall thickness: 8 mm) having real and simplified forms (by Fig. 6) corrosion pits.

The calculated bursting pressures were compared with the real pressures measured by water pressure tests on the defective pipeline's sections (Fig. 12–15). The results of these are following:

- The finite element method used the 3<sup>rd</sup> criterion gives the best estimations for the bursting pressures (Fig. 14). The real bursting pressures are with high probability within a pressure band calculated both on the internal and external sides of the deepest points of the simplified pits.

- Used the 3<sup>rd</sup> criterion and the simplified pit models the finite element method is very appropriate to estimate the bursting pressures and to determine the safety diagrams.

## Bevezetés

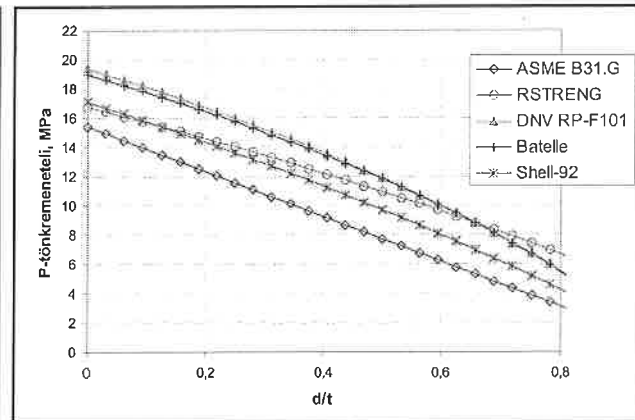
Napjainkban mintegy 100 000 km hosszúságú az olaj- és gáztávozatók hossza a világon. Ezek meghibásodása számos okra vezethető vissza. Az esetek mintegy 30%-ban valamilyen külső behatás az ok, de igen jelentős, mintegy 20%, a korróziós hiba okozta törés, meghibásodás [1].

A csupán korróziós hibával rendelkező csőveknél az üzemeltető számára mindenkor az a döntő kérdés, hogy az ilyen csőszakasz biztonságosan üzemeltethető-e, ki kell-e váltani, illetve mekkora biztonsági tartalékkal rendelkezik egy esetleges tönkremenetellel szemben?

A tönkremeneteli nyomások becslésére a napjainkban használatos szabványok, műszaki előírások más-más összefüggést adnak meg, amelyeket eltérő (a szabványokban általában nem megadott) tönkremeneteli kritérium alapján határoztak meg. Ebből következik, hogy a csővezeték üzemeltetője egészen eltérő mértékű „látszólagos” biztonsággal (konzervatívizmussal) üzemeltetheti a csővezetékét attól függően, hogy melyik módszert választja. Példaként az 1. ábra mutatja a különböző módszerekkel számolt tönkremeneteli nyomásértékek összehasonlítását. Ebből látható, hogy a különféle módszerek eltérő biztonsági tartalékokat jelentenek.

A gyakorlat szempontjából az a legfontosabb kérdés, hogy ezek az előírások mennyire konzervatívak, illetve hogy a végelelemes számításokkal mennyivel lehet a valóságot jobban tükröző tönkremeneteli nyomásértékeket kapni? E kérdés megválaszolása napjainkban kulcsfontosságú, és a szakemberek igen jelentős erőfeszítéseket tesznek a „valóság-hű modellek” kialakítására [2-3].

Ebből következően munkánk célja, hogy elemezzük a végelelemes

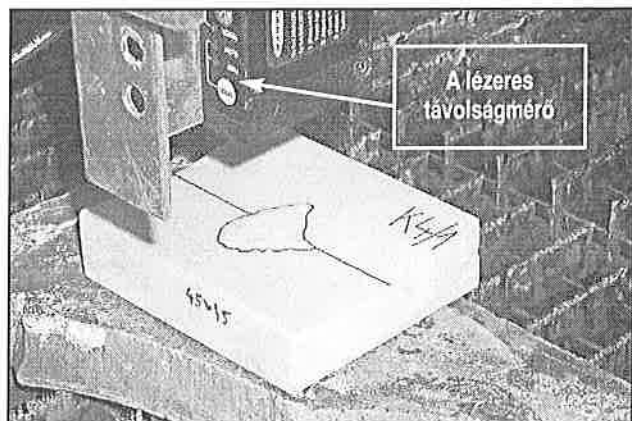


1. ábra. A becsült tönkremeneteli nyomás függése a relatív hibamélységtől különböző módszerekkel számítva

módszer alkalmazásának lehetőségét és pontosságát a tönkremeneteli nyomás becsléséhez [4-5]. A számítások ellenőrzésére repesztési kísérleteket végeztünk. A modellezéseket a valós hibageometria alapján, illetve többféle egyszerűsített hibamoddal is elvégeztük, különböző tönkremeneteli kritériumok alkalmazásával. Az eredmények alapján elemeztük a hibamoddalok közti különbségeket, valamint az eltéréseket a mérési eredményektől és a néhány mérnöki módszerrel számolt tönkremeneteli nyomásértéktől.

## A tönkremeneteli nyomások becslése a valós hibamodell alapján

A valós hibamodell előállításához szükség volt a 3D-s hibageometria feltérképezésére, amelyhez egy speciális mérési módszert dolgoztunk ki. A korróziós hibákat műgyantával öntöttük ki. Az így kapott negatív mintákon, lézeres távolságmérési technika segítségével, meghatároztuk a hibafelület 1x1mm-es sűrűségű hálópontjainak térbeli koordinátáit. A lézeres távolságmérő eszközt egy vízsugaras vágó berendezés CNC vezérlésű mozgató-keretére rögzítettük a mérés elvégzéséhez (2. ábra), és azt vízszintes síkban programozva mozgattuk úgy, hogy a vízsugaras



2. ábra. A hibageometria mérése a negatív mintán

<sup>1</sup> Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Alapítvány, Logisztikai és Gyártástechnikai Intézet, Miskolc

<sup>2</sup> Mol Rt., Siófok

vágófej megállt minden rácspontban, és a mérésadatgyűjtő rendszer ekkor rögzítette a lézeres távolságmérő jelét. Összesen 8 db csőszakaszon lévő 12 db hibáról készült minta. A csővek külső átmérője  $D = 406$  mm, a névleges vastagsága 8 mm volt.

Az így módon kapott valós hibageometriát ezt követően a MARC vége-seleemes programrendszerben felépített és behálózott geometriai modelljére transzformáltuk, melynek eredményeképpen rendelkezésre állt a hibát tartalmazó cső vége-seleemes számításra alkalmas, behálózott modellje.

Az így előállított modelleken rugalmas-képlékeny számítást végeztünk, amelyekhez a valódi feszültség–valódi nyúlás diagramokat szakítóvizsgálattal határoztuk meg. A cső-anyag szilárdsági jellemzőinek minimális értékei:  $R_{0.1} = 334$  MPa,  $R_m = 468$  MPa. Terhelési feltételként fokozatosan növekvő belső nyomást és a csővégeken ható, a belső nyomással arányosan növekvő, cső irányú húzást alkalmaztunk (ez felel meg a nyomáspróba valódi terhelési feltételeinek).

A tönkremeneteli nyomások meghatározásához három különböző tönkremeneteli kritériumot alkalmaztunk:

1. A gyűrű feszültség 69 MPa-lal haladja meg a folyáshatár értékét:  
 $\sigma_{loop} = SMYS + 69$  (ahol SMYS a szabvány által megkövetelt folyáshatár értéke).
2. A redukált feszültség (von Mises) 69 MPa-lal haladja meg a folyáshatár értékét:

$$\sigma_{red} = SMYS + 69$$

3. A redukált feszültség eléri a szakítódiagram alapján meghatározható, képlékeny instabilitás kezdetéhez tartozó feszültséget (a szakítóvizsgálathoz a maximális erőnél fellépő valódi feszültség):

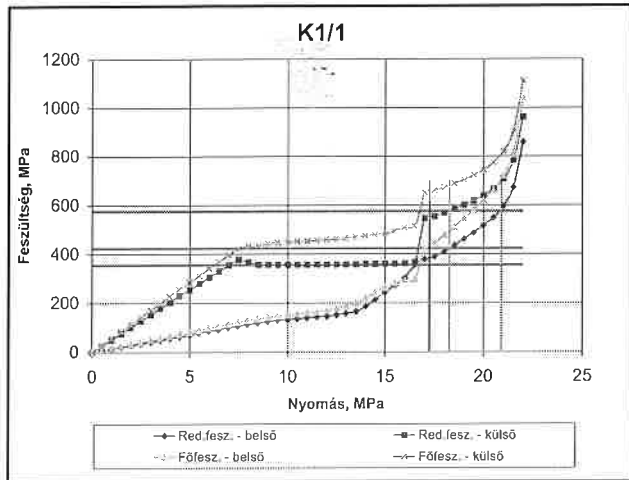
$$\sigma_{red} = R'_m$$

A számításokat minden modell esetén addig a nyomás értékig végeztük, amíg a redukált feszültség értéke a hiba legmélyebb pontjában elérte a 3. kritérium szerinti értéket.

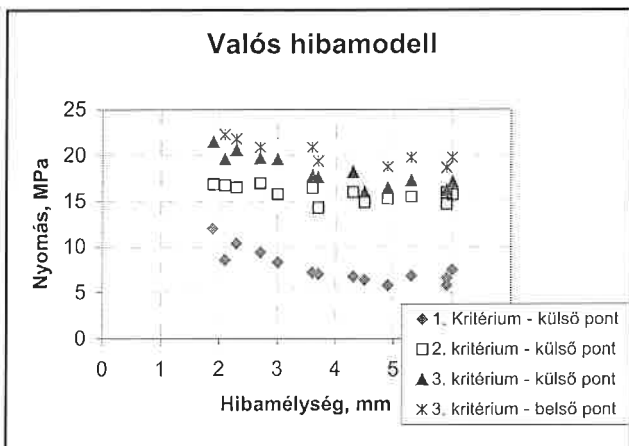
A 3. ábra a redukált feszültség eloszlását mutatja egy valós hibamodell esetén a hiba környezetében. Az ábrából látható, hogy a legnagyobb feszültség a hiba legmélyebb pontjában alakul ki. A tönkremeneteli nyomásértékeket úgy határoztuk meg, hogy vizsgáltuk a tönkremeneteli kritériumnak megfelelő paraméter maximumának a változását



3. ábra. A redukált feszültség eloszlása egy korróziós hiba körül (K1/1 hiba; 6,9 MPa belső nyomásnál)



4. ábra. A maximális főfeszültség és a redukált feszültség változása a nyomás függvényében a hiba legmélyebb pontjában a cső külső és belső felületén (K1/1 hiba)



5. ábra. Valós hibamodellekkel, a különböző kritériumokkal meghatározott tönkremeneteli nyomás értékei a legnagyobb hibamélység függvényében

a nyomás függvényében, amely alapján meghatározhatóak voltak a kritériumoknak megfelelő feszültségértékekhez tartozó kritikus nyomásértékek (4. ábra). A hibákat tartalmazó modellek esetén a feszültségeket a hiba legmélyebb pontjában elemeztük a cső külső és belső felületén is. Az így módon meghatározott tönkremeneteli nyomás értékeket a valós hibamodellre az 5. ábra mutatja valamennyi hibára a hibamélység függvényében.

## Az egyszerűsített hibamodellek

Annak érdekében, hogy megvizsgáljuk annak a lehetőségét, hogy a valós hibaalak helyettesíthető-e valamilyen egyszerűbb felülettel, háromféle egyszerűsített hibamodellt dolgoztunk ki. A valós hibát először egy téglalappal, majd egy másodfokú parabolikus illetve egy hatodfokú felülettel helyettesítettük. Ezek felépítésénél azt a módszert alkalmaztuk, hogy az egyszerűsített alakú hiba mélysége megegyezett a mért hibamodell legmélyebb pontjának mélységével, a befoglaló méreteit pedig az alkalmazott vége-selelem háló sűrűségének megfelelő legközelebbi

hálópontokhoz igazítottuk. A végeelem háló méretét a cső hossz-irányában és a kerület mentén 3 mm-re választottuk a túlságosan nagy elemszám elkerülése végett. Így a hiba befoglaló méreteit az egyszerűsített hibamodellek legfeljebb  $\pm 1,5$  mm eltéréssel közelítették.

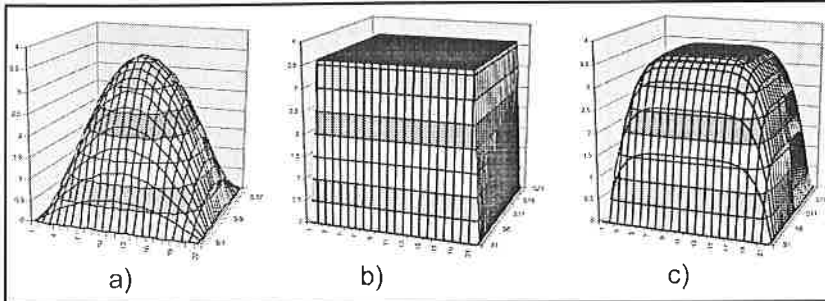
A megfelelő hiba-alakokat a valós hibákhoz hasonló módon illesztettük a hiba nélküli csőszakaszra. A három alkalmazott egyszerűsített hibamodellek alap-geometriájára mutat egy-egy példát a 6. ábra, amelyek alapján az ép cső geometriájából generáltuk a hibamodelleket. A véges-

Az eredmények alapján több megállapítás tehető:

- Az 1. kritérium alkalmazása esetén többségében a valós hibamodellekre adódtak a legkisebb, és a parabolikus modellre a legnagyobb tönkremeneteli nyomás értékek. Kivételt képez három nagyobb mélységű, közel azonos, viszonylag kisebb befoglaló méretű (pittingyszerű) hiba.

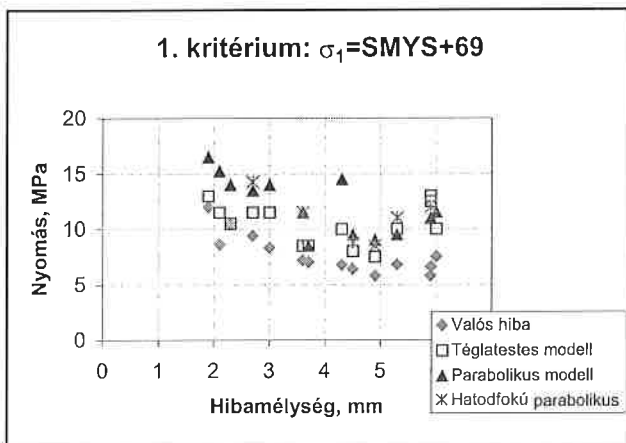
- A 2. kritérium alkalmazásakor a legtöbb esetben a háromféle hibamodellekre közel azonos tönkremeneteli nyomás adódott. Kivételt képez a három legnagyobb kiterjedésű hiba.

- A 3. kritérium alkalmazásakor az előző kritériumhoz képest általában csökkentek a különbségek a tönkremeneteli nyomások között. A 3 mm-nél kisebb, illetve az 5 mm-nél nagyobb mélységű hibák esetén kis eltérések (1,5 MPa-nál kisebb) adódtak a tönkremeneteli nyomásokban, míg a 3 és 5 mm közötti hibáknál az eltérések nagyobbak (1,5-2,7 MPa). Ez utóbbi hibák mindegyike viszonylag nagyobb kiterjedésű volt.

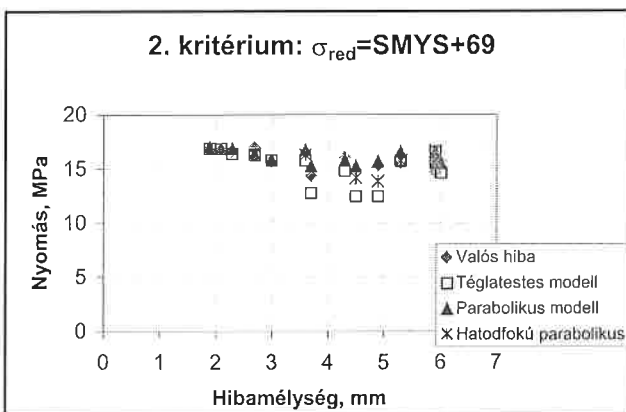


6. ábra. Az egyszerűsített hibamodellek geometriai modelljei: a) parabolikus modell; b) téglateszt modell; c) hatodfokú felület

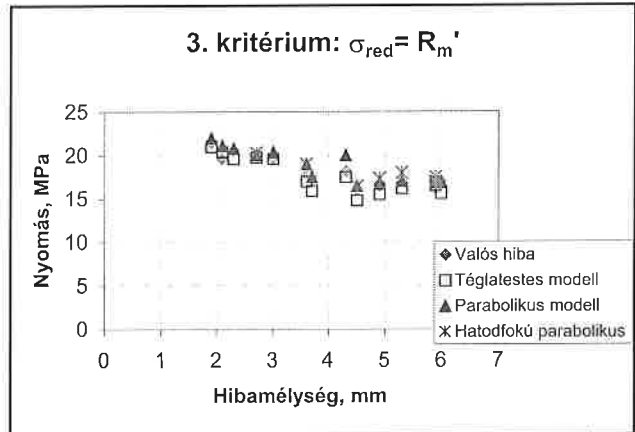
elemes hálót – az előzőekben leírtaknak megfelelően – úgy alakítottuk ki, hogy a cső vastagságának irányában 3 elem helyezkedjen el, hossz- illetve keresztirányban pedig 3x3 mm-es hálóméretet alkalmaztunk. Az egyszerűsített hibamodellekkel számított tönkremeneteli nyomásértékeket a különböző kritériumok esetén a 7.– 9. ábrák mutatják (a külső felületen ébredő feszültségek alapján).



7. ábra. Az 1. kritériummal meghatározott tönkremeneteli nyomás értékei a legnagyobb hibamélység függvényében a valós és a különböző egyszerűsített hibamodellekre



8. ábra. A 2. kritériummal meghatározott tönkremeneteli nyomás értékei a legnagyobb hibamélység függvényében a valós és a különböző egyszerűsített hibamodellekre



9. ábra. A 3. kritériummal meghatározott tönkremeneteli nyomás értékei a legnagyobb hibamélység függvényében a valós és a különböző egyszerűsített hibamodellekre

## A tönkremeneteli nyomások becslése mérnöki módszerekkel

A mérnöki módszerek pontosságának értékelés céljából kiválasztottunk a tönkremeneteli nyomás becslésére szolgáló öt olyan számítási módszert, amelyek különböző műszaki irányelvekben, szabványokban, publikációkban szerepelnek [6]:

1. ASME B31G:

$$P_t = 1,11 \cdot \frac{2YS_t}{D} \left( \frac{1 - \frac{2d}{3t}}{1 - \frac{2d}{3t} M^{-1}} \right), \text{ ha } G < 4,$$

$$P_t = 1,11 \cdot \frac{2YS_t}{D} \left( 1 - \frac{d}{t} \right), \text{ ha } G < 4, \text{ ahol}$$

$$G = 0,893 \cdot \frac{L}{\sqrt{Dt}}, \text{ és}$$

$$M = \sqrt{1 + 0,893 \cdot \frac{L^2}{Dt}}$$

# ÁLLAPOTELLENŐRZÉS

2. Módosított ASME B31G:

$$P_f = \frac{2(YS + 68,95 \text{ MPa})t}{D} \left( \frac{1 - 0,85 \frac{d}{t}}{1 - 0,85 \frac{d}{t} M^{-1}} \right), \text{ ha } G < 4,$$

$$M = \sqrt{1 + 0,6275 \frac{L^2}{Dt} - 0,003375 \frac{L^4}{D^2 t^2}}, \text{ ha } L^2/Dt \leq 50,$$

$$M = 0,032 \frac{L^2}{Dt} + 3,3, \text{ ha } L^2/Dt > 50.$$

3. Batelle:

$$P_f = \frac{2UTSt}{D} \left( 1 - \frac{d}{t} M \right), \text{ ahol}$$

$$M = 1 - \exp \left( -0,157 \frac{L}{\sqrt{D(t-d/2)}} \right)$$

4. DNV-99:

$$P_f = \frac{2UTSt}{D-t} \left( \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - \frac{d}{t} M^{-1}} \right), \text{ ha } G < 4, \text{ ahol}$$

$$M = \sqrt{1 + 0,31 \frac{L^2}{Dt}}.$$

5. Shell-92:

$$P_f = \frac{1,8UTSt}{D} \left( \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - \frac{d}{t} M^{-1}} \right), \text{ ahol}$$

$$M = \sqrt{1 + 0,805 \frac{L^2}{Dt}}.$$

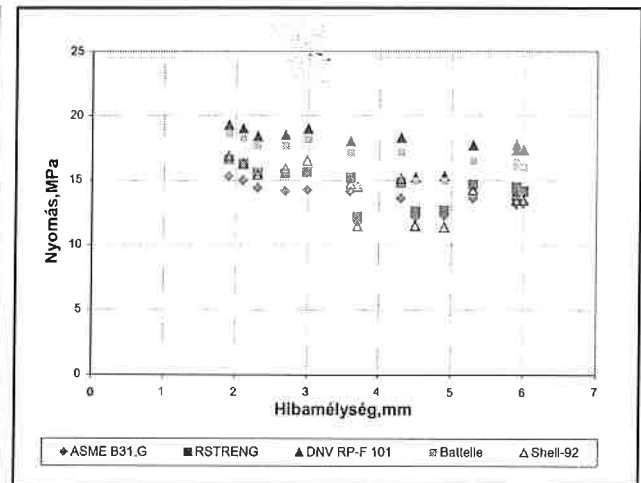
További jelölések:

- D – a cső külső átmérője, mm
- t – a cső falvastagsága, mm
- d – a hiba legnagyobb mélysége, mm
- L – a hiba hossza, mm,
- YS – a folyáshatár, MPa,
- UTS – a szakítószilárdság, MPa.

A fenti összefüggésekkel kapott tönkremeneteli nyomás értékeket a 10. ábra szemlélteti. Az eredményekből látható, hogy a különböző használatos mérnöki módszerek között jelentős különbségek vannak, a becült tönkremeneteli nyomás értékek között 3–5 MPa közé eső eltérések is lehetnek. Tehát a csővezeték üzemeltetője egészen eltérő mértékű „látszólagos” biztonsággal (konzervatívizmussal) üzemeltetheti a csővezetékét attól függően, hogy melyik módszert választja.

## A mérési és a modellezési eredmények összehasonlítása

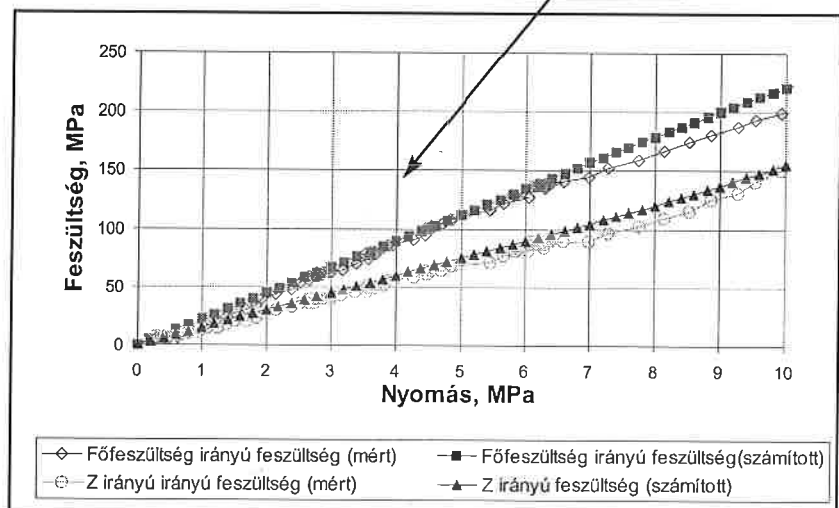
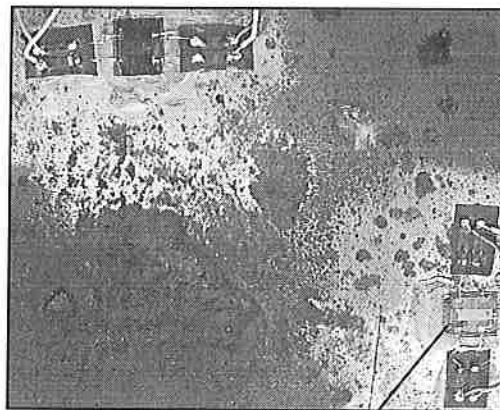
A vizsgált csőszakaszon – a csővégek lezárását követően – nyomáspróbát végeztünk a tényleges tönkremeneteli nyomások meghatá-



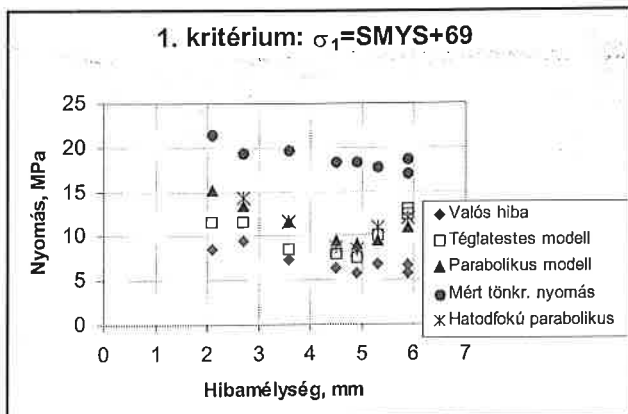
10. ábra. A különböző mérnöki módszerekkel becült tönkremeneteli nyomás értékei

rozására (a méréseket a Miskolci Egyetem Mechanikai Technológiai Tanszékének Anyagvizsgáló Laboratóriumában végeztük). A nyomáspróba közben nyúlásmérő bélyeges méréssel regisztráltuk néhány kiválasztott hiba környezetében az alakváltozásokat, a modellezés eredményeinek ellenőrzése céljából. A méréskor a vizsgált hibákhoz közel a hiba alatt és mellett, valamint egy esetben a hibától távoli ép csőszakaszon helyeztünk el nyúlásmérő bélyegeket. Minden mérési pontban a kereszt- és hosszirányú nyúlásokat is mértük.

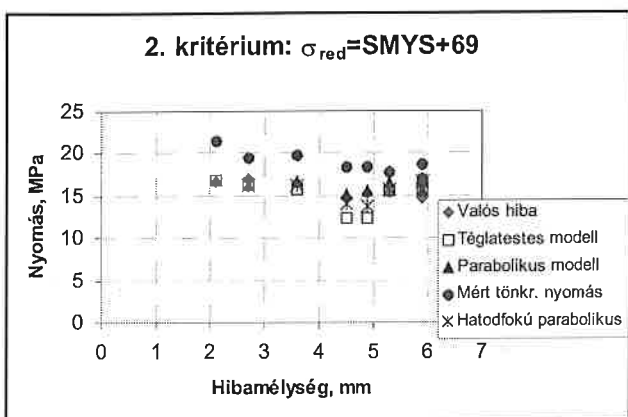
A mérőbélyeges mérés és a végeelemes modellezés összehasonlítására egy példát mutat a 11. ábra. Ebből látható, hogy a számított és



11. ábra. A mért és számított feszültségértékek összehasonlítása a K2/1 hiba mellett; felül a bélyegek elhelyezése



12. ábra. A mért tönkremeneteli nyomások összehasonlítása a valós és a különböző hibamodellekkel az 1. kritérium alapján becült értékekkel



13. ábra. A mért tönkremeneteli nyomások összehasonlítása a valós és a különböző hibamodellekkel a 2. kritérium alapján becült értékekkel

mért feszültségértékek a rugalmas tartományban nagyon jó egyezést mutatnak (a legnagyobb eltérés 10 %-on belül van).

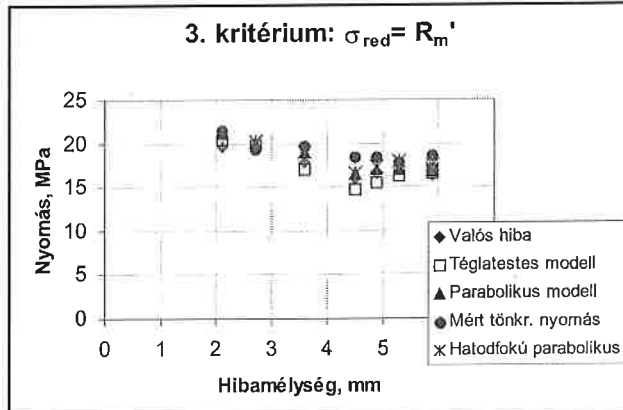
A tönkremeneteli nyomásokra mért és számított eredmények összehasonlítását a 12. – 15. ábrák foglalják össze különböző szempont szerinti csoportosításban (azokra a hibákra, amelyekhez mért tönkremeneteli nyomásértékek tartoztak).

## Összefoglalás és következtetések

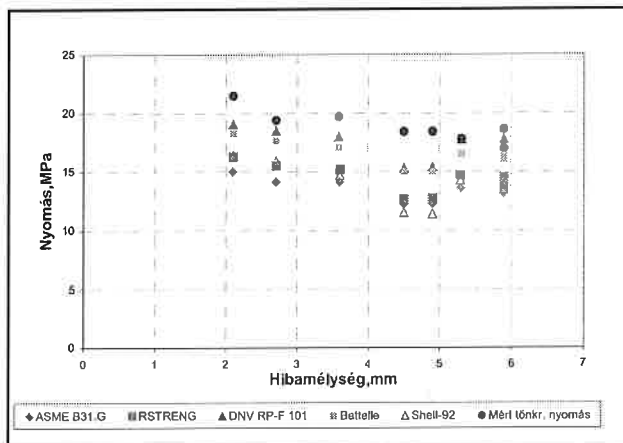
Az eredmények alapján a következő megállapítások tehetők:

1. A megvizsgált egyszerűsített hibamodellek esetén a parabolikus és a hatodfokú hibamodellel lehetett a legpontosabban becsleni a tönkremeneteli nyomásokat, de minden egyszerűsített hibamodellel konzervatív becslést adott. Ezek alapján javasolható, hogy a kisebb, pitting jellegű korróziós hibánál a másodfokú parabolikus közelítést, míg a nagyobb kiterjedésű hibáknál a hatodfokú felülettel történő közelítést célszerű alkalmazni. Az is megállapítható, hogy a valós hibamodellel nem eredményezett pontosabb becslést. Ezek alapján feltételezhető, hogy a hiba befoglaló méreteinek ismeretében, a végeeselemes módszer alkalmazásával sokkal pontosabban számíthatók a tönkremeneteli nyomások értékei mint a hagyományos mérnöki módszerekkel.

2. Mivel a végeeselemes számítások minden esetben sokkal pontosabb becslést adtak a tönkremeneteli nyomásra, mint bármelyik általunk megvizsgált mérnöki módszer, ez egyértelműen alátámasztja a végeeselemes módszerek alkalmazásának célszerűségét minden esetben. Ez különösen a hosszabb hibák esetén lényeges, amikor a hiba jelenléte nagyobb mértékű tönkremeneteli nyomáscsökkenést okoz. Ilyenkor a tönkremeneteli nyomás értékének pontosabb becslése az üzemelő számára nagyobb gyakorlati jelentőséggel bír.



14. ábra. A mért tönkremeneteli nyomások összehasonlítása a valós és a különböző hibamodellekkel a 3. kritérium alapján becült értékekkel



15. ábra. A mért és a különféle mérnöki módszerekkel becslött tönkremeneteli nyomásértékek összehasonlítása

3. A legkevésbé konzervatív becslést egyértelműen a 3. kritérium alkalmazásával kaptuk ( $\sigma_{red} = R_m$ ). De célszerű a hiba legmélyebb pontjában mind a külső, mind a belső pontra elvégezni a számításokat. Így kijelölhető egy olyan nyomástartomány, amelybe a tönkremeneteli nyomás nagy valószínűséggel beleesik.

4. Az elvégzett számítások alapján az látszik, hogy az egyszerűsített hibamodellek jól alkalmazhatók a tönkremeneteli nyomások becslésére, ezért lehetőség nyílik nagyszámú, csak egyszerűsített hibamodelleken végzett végeeselemes számítás alapján előállítani biztonsági diagramokat a 3. kritérium alkalmazásával.

## Irodalomjegyzék

- [1] European Gas Pipe Incident Group. Gas Pipeline Incidents. Pipe and Pipeline International. Vol.40. No 4, July-August, 1995.
- [2] Zaharov M.N., Lukjanov V.A.: Prochnost szosudov i truboprovodov sz defektami sztenok v neftegazovikh proizvodstvakh. Moszkva, 2000. 216 p.
- [3] Bodorachev N.M.: Predelnoe sostojanie truboprovoda, povrezhdenno pitting-korroziija. Problemi Prochnoszi, 2002/6. p. 89-95.
- [4] Lenkeyné B. Gy., Balogh Zs., Illés I., Tóth L.: Csővezetékben lévő fémvesztéségi hibák veszélyességének értékelése végeeselemes módszer alkalmazásával; kutatási részjelentés a Mol Rt. részére, 2001.
- [5] Lenkeyné B. Gy., Balogh Zs., Tóth L.: Fémvesztéségi hibát tartalmazó csővezeték végeeselemes modellezése, kutatási jelentés a Mol Rt. részére, 2000.
- [6] F. Caley, J. L. Gonzalez, J. M. Hallen: A study on the reliability assessment methodology for pipelines with active corrosion defects, Int. J. of Pressure Vessels and Piping, 79 (2002), pp. 77-86.