Miskolci Egyetem
Gépészmérnöki és Informatikai Kar
Energetikai és Vegyipari Gépészeti Tanszék

TDK dolgozat

Szád-horony kialakítású hegtoldatos karima szivárgásának vizsgálata végeselemes analízissel

Finite element analysis of leakage in tongue-groove type weld neck flange

Kulcsár Benedek

Konzulensek:
Dr. Petrik Máté
adjunktus

Pusztai-Spisák Bernadett
tanársegéd

2022

A konzulens nyilatkozata

Alulírott, Dr. Petrik Máté a Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézetének oktatója a Szád-horony kialakítású hegtoldatos karima szivárgásának vizsgálata végeselemes analízissel című TDK dolgozatot beadásra alkalmasnak ítélem.

Miskolc, 2022.11.07.

.....

a konzulens aláírása

A konzulens nyilatkozata

Alulírott, Pusztai-Spisák Bernadett a Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézetének oktatója a Szád-horony kialakítású hegtoldatos karima szivárgásának vizsgálata végeselemes analízissel című TDK dolgozatot beadásra alkalmasnak ítélem.

Miskolc, 2022.11.07.

.....

a konzulens aláírása

Eredetiség nyilatkozat

Alulírott Kulcsár Benedek Zsolt, a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Karának hallgatója büntetőjogi és fegyelmi felelősségem tudatában kijelentem és aláírásommal igazolom, hogy ezt a dolgozatot saját magam készítettem, a benne leírt vizsgálatokat – ha ezt külön nem jelzem – magam végeztem el, és az ismertetett eredményeket magam értem el. Adatokat, információkat csak az irodalomjegyzékben felsorolt forrásokból használtam fel. Minden olyan részt, melyet szó szerint, vagy azonos értelemben, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával megjelöltem.

Miskolc, 2022.11.07.

.....

a hallgató aláírása

Tartalom

1. Bevezetés 3
2. A karimák és tömítések általános ismertetése 4
   2.1. Karimák bemutatása 5
   2.2. Tömítések bemutatása 6
   2.3. Szivárgási esetek 7
   2.4. A vizsgált kötés bemutatása 9
3. Számítások 10
   3.1. Számítási módszerek 10
   3.2. A számítás menete 11
      3.2.1. Alapadatok 11
      3.2.2. Karima paraméterek 11
      3.2.3. Csavar paraméterek 15
      3.2.4. Tömítés paraméterek 16
      3.2.5. A kötés megfelelősége 19
      3.2.6. Tömítéshez szükséges minimális összeszorító erő 20
      3.2.7. Összeszereléskor fellépő erők 20
4. Végeselemes szimuláció 23
   4.1. Modellalkotás 23
   4.2. A modell hálózása 24
   4.3. Szimulációs paraméterek beállítása 25
      4.3.1. Anyagtulajdonságok definiálása 25
      4.3.2. Kontakt testek meghatározása 28
      4.3.3. Kezdeti és peremfeltételek 29
      4.3.4. Terhelési esetek 30
      4.3.5. A szimulációk számításainak beállításai 31
   4.4. A szimuláció eredményei 31
      4.4.1. Hálóérzékenységi vizsgálatok 31
      4.4.2. A tengelyszimmetrikus szimuláció eredményei 32
5. Összefoglalás 45
6. Summary 46

Köszönetnyilvánítás 47

7. Irodalomjegyzék 48
8. Mellékletek 51
   8.1. Melléklet – a karima méret választásához használt makró 51
   8.2. Melléklet – az anyagválasztáshoz használt makró 55
   8.3. Melléklet – a terhelési eset választáshoz használt makró 55
   8.4. Melléklet – az iterációhoz használt makró 56

1. Bevezetés

A karimás kötések felhasználása során két főbb problémacsoport foglalkoztatta a 20. és 21. század kutatóit: a kötés szilárdságának kérdése, valamint a szivárgások. A két kutatási terület közül az elsőt már a huszadik század első felétől kezdődően vizsgálták, és meglátásaik alapján finomították a vonatkozó amerikai és európai szabványokat, és azok számítási módszereit [1]. Ezek a szabványi számítások az akkori kutatási eredményeknek köszönhetően teljesen megfelelnek az ipar mai elvárásainak. A szivárgások problémáját hasonlóan hosszú ideje vizsgálják, de ez a kérdéskör a mai napig foglalkoztatja a téma kutatóit, mivel a számítástechnika és ezen belül is a végeselemes szoftverek fejlődésével sokkal pontosabban lehet előre jelezni az ilyen típusú meghibásodások bekövetkezésének valószínűségét, a kötés tényleges megfelelőségét [2]. Nem véletlen, hogy az elmúlt negyed évszázadban a problémát vizsgáló tudományos cikkek száma jelentősen megnövekedett [3].

A témában fellelhető tudományos cikkek mellett ebben a témában is találhatóak kevésbé kutatott területek. Ilyen például a szád-horony kialakítású karimák szivárgásának vizsgálata, amelynél a szivárgás a szakirodalom alapján kevésbé gyakori jelenség. A vizsgálataim során a célom, hogy a szabványi számítások és a végeselemes szimulációk eredményeit összevetve meghatározzam, hogy a szád-horony kialakítású karimák mennyire érzékenyek a szivárgási problémákra magasabb üzemi nyomásokon.

Ennek a problémának a vizsgálata érdekében végeselemes szimulációkat készítettem kétdimenziós modell felhasználásával. A numerikus vizsgálatok célja a tömítőfelület keresztmetszetének sugárirányа mentén ébredő összenyomási feszültségek vizsgálata. A kutatás során összehasonlítom a szabvány által kapott felületi összeszorító erők értékeit a szimuláció által meghatározott valóságos esethez képest. Ezzel választ adva arra, hogy a szád-horony kialakítású tömítőfelületek esetében hogyan oszlik el a felületi feszültség, és ezzel mennyire biztosítható a tömítés szivárgásmentessége.

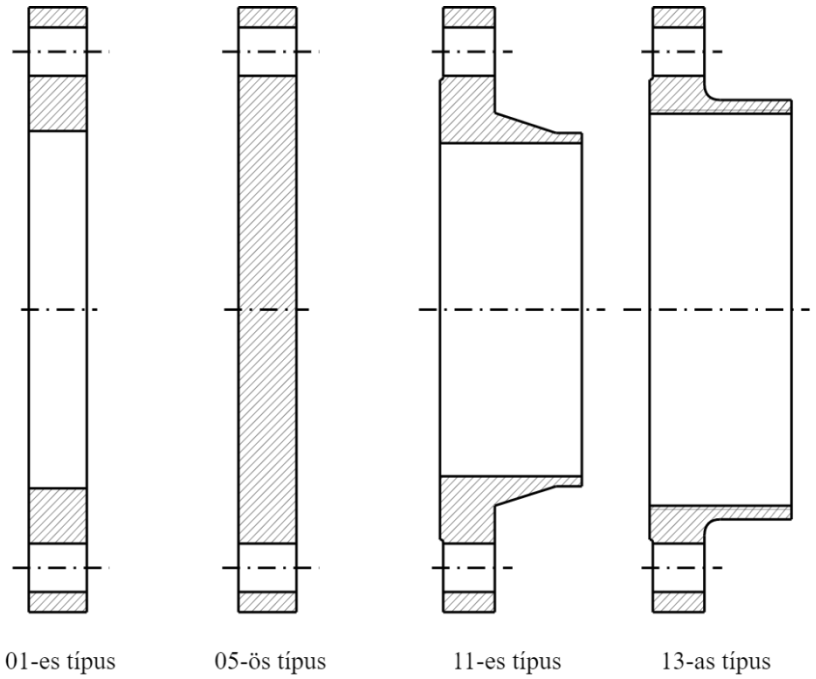
2. A karimák és tömítések általános ismertetése

Több tudományos cikk is foglalkozott már a tömítetlenségek vizsgálatával, mint például H. Estrada [4]. A Journal of Mechanics Engineering and Automation szaklapban megjelent cikkében egy munkaleces tömítőfelületű karimáról és a hozzá tartozó lapos tömítésről készült kétdimenziós modellen elvégzett szimulációt mutatott be, majd az eredményeit összehasonlította az amerikai ASME szabvánnyal kapott értékekkel [5]. Kutatásához az ABAQUS szoftver használta, mivel az említett program a folyadék penetrációt is fegyelembe tudja venni azokon a helyeken, ahol a tömítéshez szükséges összeszorító erő már nem áll rendelkezésre. Kutatása eredményeként megállapította, hogy az amerikai szabvány számításai elegendő csavar összeszorító erőt biztosítanak a kötés szivárgásmentességéhez. Megemlítette továbbá, hogy a szabvány a biztonság irányába téved a szivárgás bekövetkezési esélyének megállapításakor, valamint bemutatta, hogy a tengelyszimmetrikus szimulációval hitelt érdemlően lehet vizsgálni a különböző karima szivárgással kapcsolatos problémákat.

P. Lošák és kutatócsoportja szintén végeselemes módszerekkel vizsgálta a karimáskötések szivárgásának főbb okait, különös figyelmet fordítva az elégtelen tömítőerő hatására [6]. Egy másik cikkben egy olyan kutatás eredményeit mutatták be, amelyben M. Murali Krishna, M.S. Shunmugam és N. Siva Prasad a tömítés felületén kialakuló összenyomó erő tömítés menti eloszlását, valamint a szükséges csavarerő és a tömítési típusok összenyomódási karakterisztikájának kapcsolatát vizsgálták [2]. A tömítéssel ellátott és a tömítés nélküli karimák eltérését vizsgálta M. Abid, és D.H. Nash kutatók [7]. Háromdimenziós modelleken végzett végeselemes szimulációkkal vizsgálták a karimákban ébredő feszültségeket, valamint a tömítés csavarokra gyakorolt hatását. Egy másik kutatásban M. Abid vizsgálatokat folytatott a karimák biztonságos üzemelési állapotainak meghatározására [8]. Megállapította, hogy a karimák életciklusa során történt csavarmeghúzások hatására a karimák és a csavarok fáradása következik be. Ez a jelenség a hőterhelések esetében fokozottan igaz a karimák lineáris hőtágulásából adódó erők miatt. A Valqua Technology News szaklapban közölt egyik kutatásban a karimákra ható külső hajlító erő hatását vizsgálták a tömítettség viszonylatában [9]. A végeselemes szimulációkat a mérésekkel összehasonlítva megállapítottak egy kritikus hajlítóerő értéket az adott karima méretre és tömítésre vonatkozóan. Ennél a hajlítóerőnél megszűnik a tömítőerő a tömítés egy részén, amely gyors szivárgást okoz.

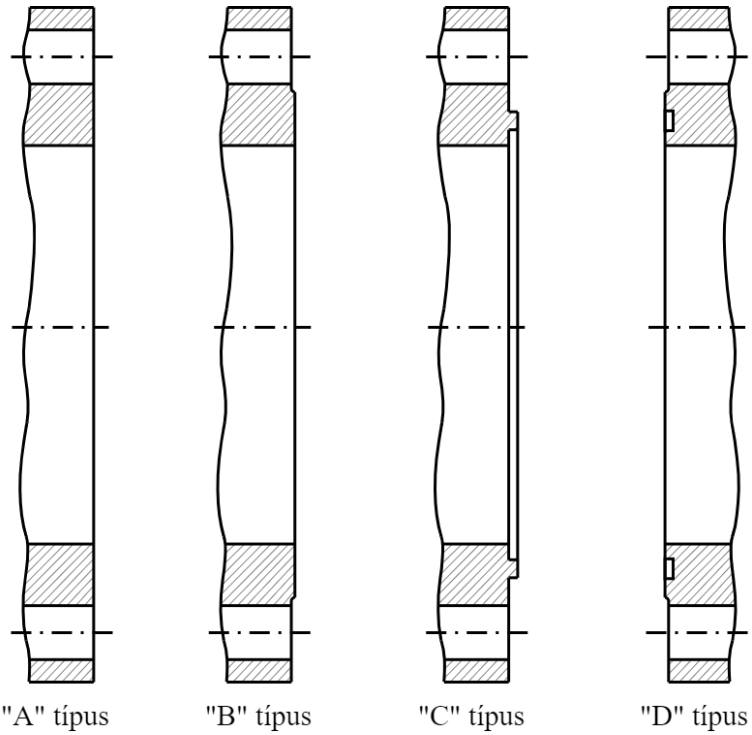
2.1. Karimák bemutatása

Az iparban a földfelszín feletti közegszállítást minden esetben csöveken keresztül oldják meg. A csatlakozó csőelemek összekötése történhet oldhatatlan és oldható kötéssel. A csőszerelvények esetében az oldhatatlan kötések csoportjából a különböző hegesztési eljárások a meghatározóak, az oldható kötéseket pedig általában csavarkötésekkel kivitelezik. Amennyiben a tervezett csővezetékrendszer időszakos tisztítása és vizsgálata elengedhetetlen, abban az esetben gyakori megoldás a karimás kötések alkalmazása. Karimás kötéseknek nevezzük az oldható, csavarokkal összeszorított karimafeleket és a szivárgás ellen köztük elhelyezkedő tömítés egységét. A karimás kötések földfelszín alatti alkalmazása nem ajánlott a kötés ridegsége miatt, továbbá így a kötés elveszti azt az előnyét, hogy könnyen szerelhető [10]. Az ipari felhasználásban nagyon sok különböző kialakítású karimával lehet találkozni. Egy adott karima kialakítását a csővezetékhez csatlakozó részének, a nyakának a típusával, valamint a karimák közti érintkező felület típusával lehet jellemezni. Az acél karimák eltérő változatainak méreteihez a rájuk vonatkozó MSZ EN 1092-1 szabvány ad útmutatást [11]. Ezek a típusú kötések a DN10-es (nominal diameter – névleges átmérő) mérettől egészen a DN4000-es méretig és PN6-os (nominal pressure – névleges nyomás) nyomásfokozattól PN100-as nyomásfokozatig alkalmazhatóak a szabvány által megengedett különböző variációkban. A karimák nyakkialakításai közül érdemes megemlíteni a lapos (01-es típus), a vak- (5-ös típus) a hegtoldatos (11-es típus), valamint a menetes (13-as típus) karimákat. A különböző kialakításokat az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra. Különböző karima kialakítások

Ezek mellett a karima kialakítások eltérőek lehetnek a csatlakozó felületük kialakításában is. A karimák csatlakozó felületének gyakori kialakításai a lapos tömítőfelület (A típus), a munkaleces tömítőfelület (B típus), a szád tömítőfelület (C típus) és a hornyos tömítőfelület (D típus), amelyeket a 2. ábra szemléltet.



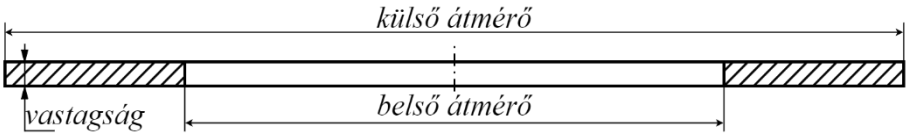
2. ábra. Karima csatlakozás típusok

2.2. Tömítések bemutatása

A karimás kötések fontos alkotóeleme a tömítés. A tömítések olyan szerkezeti kapcsolatot hoznak létre, amelyek feladata az anyagáramlás megakadályozása a tömítés által elválasztott két tér között [12]. A tömítetlenség kialakulhat a tömítés mellett és a tömítő anyagon keresztül is. A helyes tömítés kiválasztásával a tömítetlenség mindkét formája minimálisra mérsékelhető, vagy ideális esetben teljesen elkerülhető. Az ipar egyre növekvő elvárásaihoz számos anyagból - amely magába foglalja a fémes és nem fémes anyagokat is - sok különböző kialakítású tömítés készül.

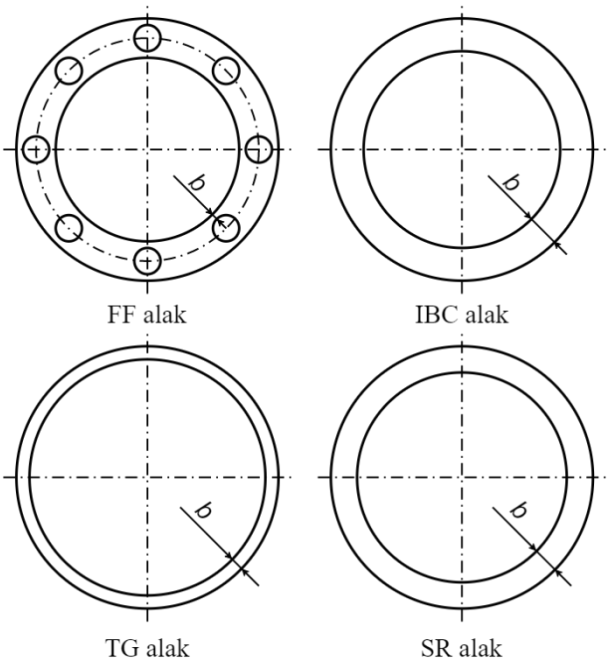
A síktömítések meghatározó szerepet töltenek be a műszaki életben. Napjainkban a síktömítések általában valamilyen kompozit anyag felhasználásával készülnek. A leggyakoribb mátrix az NBR (nitrile-butadiene rubber), amely egy szintetikus gumi, amelybe leggyakrabban aramid-, üveg-, grafit-, és teflonszálakat ágyaznak [13]. Ezen kívül gyakran alkalmaznak PTFE (polytetrafluoroehtylene), valamint aromás poliamidból készült tömítéseket is. Az előbbiekben felsorolt alacsonyabb hőmérsékletű alkalmazásokhoz megfelelő anyagok mellett a síktömítések viszonylatában magasabbnak számító hőmérsékleti tartományokban is találkozhatunk speciális tömítő anyagokkal. Ilyen például az expandált grafit, amely a nagy tisztaságú ásványi grafit egy szerkezetileg módosított változata.

Ebben az anyagban rétegesen helyezkednek el a grafit szemcsék, a rétegek között kis térközökkel, amely hatására az ásványi grafithoz képest az új anyag százötvenszer nagyobb elektromos és hővezető képességgel rendelkezik [14]. Az expandált grafitot sok esetben a nyomásállóság növelése érdekében valamilyen fém inzerttel látják el. Általában síklemez inzerttel vagy perforált lemezzel kombinálják az elkészült expandált grafitot. A síktömítés keresztmetszete és jellemző méretei a 3. ábra láthatóak.



3. ábra. Egyszerű síktömítés

A síktömítések tekintetében a szabvány négy különböző tömítési alakot különböztet meg: az FF (full face), az IBC (inner bolt circle), a TG (tongue-groove) és az SR (spiral wound) alakot. Az alkalmazott karima csatlakozó felületektől függ, hogy milyen alakú tömítés használható. A különböző tömítés alakok a 4. ábra lettek feltüntetve.

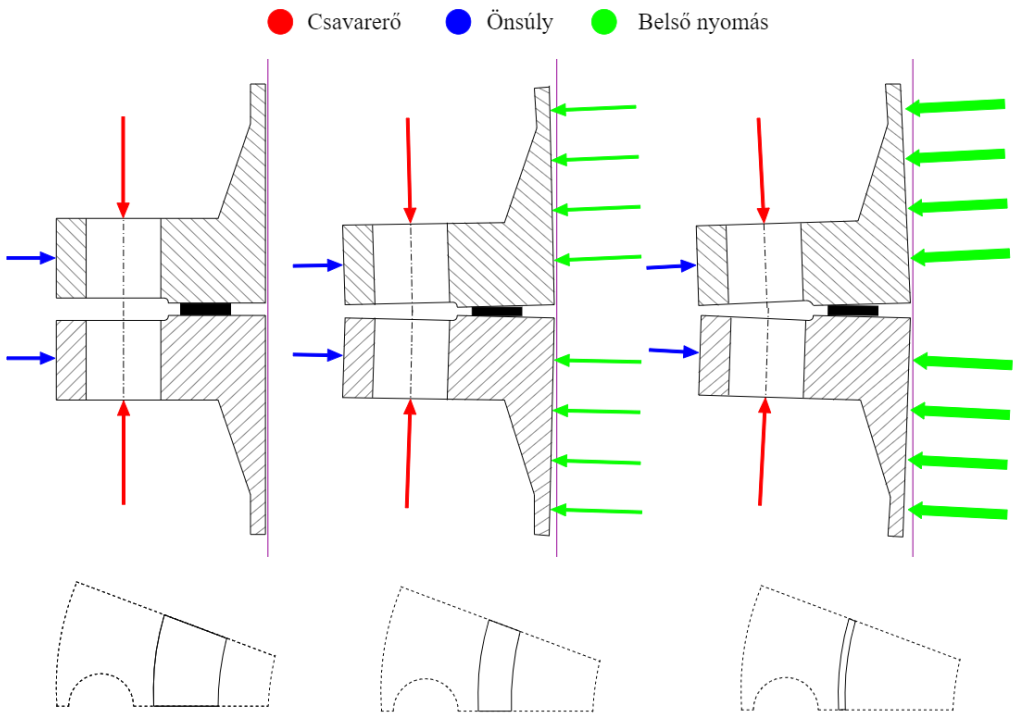


4. ábra. Síktömítések alakjának 4 típusa

2.3. Szivárgási esetek

A mechanikus összenyomás útján működő tömítések esetében kétfajta szivárgási esetről beszélhetünk. Az első az úgynevezett térfogati szivárgás, amely abban az esetben alakul ki, amikor a tömítés által határolt közeg a tömítés anyagán keresztül az abban elhelyezkedő pórusokban áramolva kerül ki a környezetbe [12]. Ez a szivárgástípus kevésbé gyakori, és a probléma fennállása esetén sem jár nagymértékű anyag kiáramlással.

A másik típus a felületi szivárgás, amely a tömítések érintkező felületei között jön létre. Ilyen esetekben a karima csatlakozó felületek felületi hibái okozzák a problémát, mivel a tömítések ezeket az egyenetlenségeket nem, vagy nagyon kis mértékben tudják kitölteni, így az áramló közeg könnyen talál tömítetlenségi utat. A felületi szivárgások kialakulását elősegíti továbbá a csatlakozó csövek önsúlyából származó hajlító erő, valamint a nagyobb belső nyomások, amelyek a karimát terhelik. Ezt az esetet szemlélteti az 5. ábra.



5. ábra. Felületi szivárgás kialakulása

Ahogy az ábrán látszik, a karimás kötésre ható hajlító erő és belső nyomás szétfeszíti a karimafeleket, így a tömítés érintkezési felülete a terhelések növekedésével fokozatosan csökken, amely így a legszélsőségesebb esetben már csak nagyon kicsi felületen fejti ki tömítő hatását. A folyamatot gerjeszti továbbá, hogy a tömítési felület lecsökken, így a karimákat még nagyobb felületen terheli a belső nyomás. Emellett az áramló közeg ezáltal nagyobb felületen tud érintkezni a tömítés anyagával, ezzel megnövelve a penetráció mértékét. Ez a penetráció növekedés még nagyobb jelentőségű azokban az esetekben, amikor a közeg kémiai összetétele jobban igénybe veszi a tömítés anyagát. Az ábrán vázolt eset felnagyítva mutatja be a karimafelek elmozdulását. Ettől függetlenül előre tudja jelezni olyan problémák hatását, amelyet a kisebb elmozdulás is okoz. Ilyen probléma lehet a karimatányérok deformációja esetén a karimák széleinek érintkezése, amely nagy lokális feszültségeket eredményez. Egy másik következménye ennek az elmozdulásnak, hogy a csavarokban nem egytengelyű feszültségállapot (azaz húzás) lép fel, hanem megjelenik a hajlítás is, mint igénybevétel.

2.4. A vizsgált kötés bemutatása

Az általam vizsgált kötés egy hegtoldatos, szád-horony kialakítású variáció. A hegtoldatos karimákat általában magas nyomású, magas hőmérsékletű esetekben használják, ahol az áramló közeg zavartalan mozgása fontos. Ezt azzal biztosítják, hogy a karima belső átmérője a nyaktól az érintkező felületig megegyezik a csatlakoztatott csővezeték belső átmérőjével. A szád-horony kialakítást azért választottam, mivel a szakirodalom kutatásakor kevés olyan cikket találtam, amely ezekkel a tömítőfelületekkel foglalkozott volna. A szád-horony kialakítás előnye, hogy a horonyban elhelyezett tömítést a belső nyomás nem mozdítja el a helyéről, valamint kevésbé van kitéve a szállított közeg által kifejtett hatásoknak [15]. Mindezek mellet a tömített állapot minimális csavar összeszorító erővel érhető el, így előszeretettel alkalmazzák ezt a fajta karima párosítást veszélyes, gyúlékony és robbanásveszélyes anyagokkal foglalkozó ipari területeken. A kötést 100°C-os, 150°C-os és 200°C-os környezetben vizsgáltam. A belső nyomást lépésekben építettem fel, így meg lehetett vizsgálni azt, hogy mennyire tartja meg a kötés a tömítettségét a belső nyomás növekedésével. Tömítésnek egy Frenzelit Novaphit 400-as expandált grafitból készült síklemez inzerttel rendelkező típust ajánlottak, amely akár 140 bar nyomásig és 500°C-ig is alkalmazható, így teljesen lefedi az én alkalmazási területemet [16]. A számításaim során azonban egy ettől eltérő tömítést alkalmaztam, mivel a gyártó, valamint a forgalmazó cég sem tudott a szimulációhoz szükséges adatokat szolgáltatni a tömítésről. Így az általam használt tömítés a Marc Mentat® végeselemes szimulációs szoftver tömítési példafeladatának a tömítése volt, mivel az alkalmazási körülmények szinte teljesen megegyeztek az én esetemmel. Az adott paraméterek és alkalmazási terület alapján, PTFE tömítés anyaggal rendelkezik, így a számításnál a PTFE anyaghoz tartozó állandókat helyettesítettem be.

3. Számítások

3.1. Számítási módszerek

A karimás kötésekkel kapcsolatos számítások esetében a szokásos méretezéstől eltérően egy ellenőrzési műveletről beszélhetünk. Ennek az ellenőrzési műveletnek három formáját szokták gyakran alkalmazni:

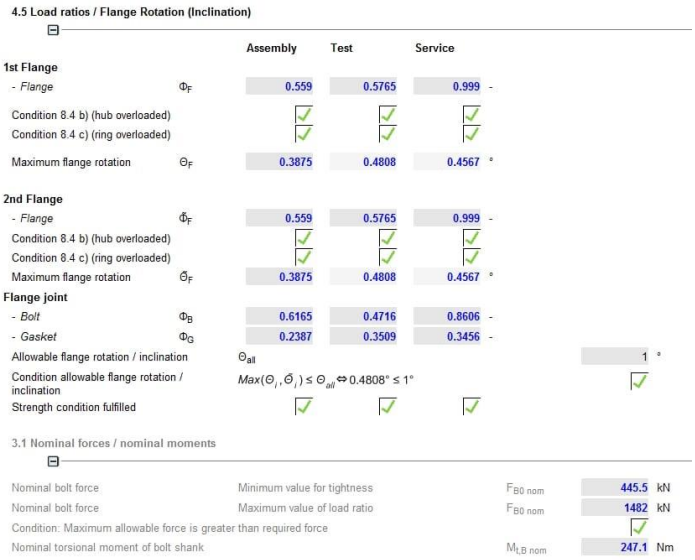
- Taylor Forge módszer [17]
- Alternatív módszer (EN 13445-3, G melléklet) [17]
- ASME [5]

Napjainkban mindhárom szabványi számítás elfogadott az ipar minden területén. A kivitelezők az egyes módszerek gazdaságosságát és pontosságát figyelembe véve dönthetnek, hogy melyik a számukra legmegfelelőbb megoldás. Emellett érdemes figyelembe venni az adott módszerrel járó elhanyagolások és hibák mértékét is, valamint az előírt alkalmazhatósági feltételeket is.

Az iparban egyre növekvő jelentőségű gazdaságossági kérdések okán, valamint a Taylor Forge módszer hiányosságainak kiküszöbölésére megfogalmazódott az igény egy új fajta, részletes számítási módszer megalkotására. Így jött létre az alternatív számítási módszer (MSZ EN 13445-3, G melléklet) [17]. Ennek az eljárásnak sok különböző előnye van, amelyekből a legfontosabbak az alábbi felsorolásban találhatóak [18]:

- Sok esetben sokkal gazdaságosabb megoldást ad, mint a hagyományos számítási módszerek.
- Minden terhelési esetben biztosítja a szivárgásmentes tömítést.
- A külső terhelések (önsúly; axiális erő) hatásait is figyelembe veszi az ébredő erők számításánál.
- A tömítés nem lineáris elasztikus viselkedését is számításba veszi.
- Figyelembe veszi a csavarok meghúzásának módszerét a minimálisan szükséges csavarerő számításánál.
- A vizsgálat tárgyát képező karima nem csak hengeres héjra, hanem kúpos felületre, vagy edényfenékre is rögzíthető.

Mivel ez a számítás komplex és sok bemenő adattal dolgozik, alkottak célszoftvereket, amelyek megkönnyítik a módszer használatát. Egy ilyen szoftver kezelőfelülete látható a 6. ábra. Természetesen ennek az eljárásnak is vannak alkalmazhatósági kritériumai (főleg geometriai szempontból), de sokkal szélesebb körben használható, mint a Taylor Forge módszer. Ezen előnyök miatt számításaimat az alternatív módszer segítségével hajtottam végre.



4.5 Load ratios / Flange Rotation (Inclination)

		Assembly	Test	Service	
1st Flange					
- *Flange*	Φ_F	0.559	0.5765	0.999	-
Condition 8.4 b) (hub overloaded)		✓	✓	✓	
Condition 8.4 c) (ring overloaded)		✓	✓	✓	
Maximum flange rotation	Θ_F	0.3875	0.4808	0.4567	°
2nd Flange					
- *Flange*	Φ_F	0.559	0.5765	0.999	-
Condition 8.4 b) (hub overloaded)		✓	✓	✓	
Condition 8.4 c) (ring overloaded)		✓	✓	✓	
Maximum flange rotation	Θ_F	0.3875	0.4808	0.4567	°
Flange joint					
- *Bolt*	Φ_B	0.6165	0.4716	0.8606	-
- *Gasket*	Φ_G	0.2387	0.3509	0.3456	-
Allowable flange rotation / inclination	Θ_{all}				1 °
Condition allowable flange rotation / inclination	$Max(\Theta_i, \bar{\Theta}_i) \le \Theta_{all} \Leftrightarrow 0.4808° \le 1°$				✓
Strength condition fulfilled		✓	✓	✓	

3.1 Nominal forces / nominal moments

Nominal bolt force	Minimum value for tightness	$F_{B0\ nom}$	445.5	kN
Nominal bolt force	Maximum value of load ratio	$F_{B0\ nom}$	1482	kN
Condition: Maximum allowable force is greater than required force			✓	
Nominal torsional moment of bolt shank		$M_{t,B\ nom}$	247.1	Nm

6. ábra. K*arimás kötés tervezéséhez és ellenőrzéséhez használt szoftver (forrás: [19])*

3.2.A számítás menete

3.2.1. Alapadatok

A számításaimat az alternatív módszer, vagyis az MSZ EN 13445-3, G melléklete alapján végeztem el [17]. A vizsgálni kívánt karimás kötés legfőbb paramétereit az 1. táblázat tartalmazza. Tömítésnek egy PTFE tömítést választottam, mivel ez megfelel a terhelések által támasztott követelményeknek.

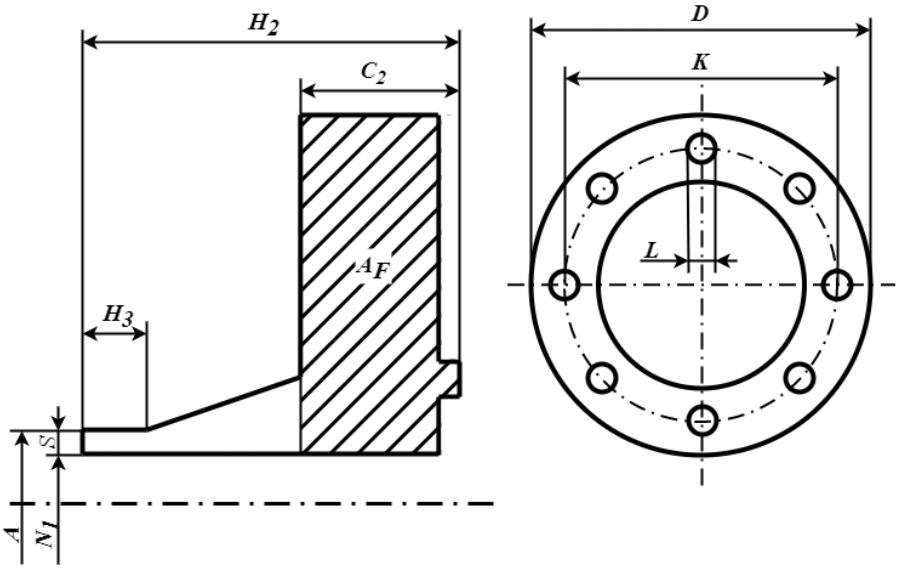
ALAPADATOK			
Megnevezés	*Jelölés*	*Érték*	*Mértékegység*
Nyomásfokozat	PN	40	-
Csatlakozó méret	DN	200	-
Üzemi nyomás	*P*	40	bar
Üzemi hőmérséklet	*T*	200	°C
Karima anyaga		1.4301	
Tömítés anyaga		PTFE	
Szállított anyag		víz	

1. táblázat. S*zámítási alapadatok*

3.2.2. Karima paraméterek

A szabványi számítás első része a karimával és annak legfőképp geometriai méreteivel foglalkozik. A számításaim során a vonatkozó MSZ EN 1092-1 [11] szabványt használtam a bemenő adatok értékeinek kikeresésére. Számításaimat a Microsoft Excel® asztali alkalmazásának felhasználásával táblázatos formában készítettem el. Az Excel táblámat úgy készítettem el, hogy abban a lehető legtöbb érték változtatható legyen, akár terhelési esetek, akár anyagválasztás szempontjából.

Ennek azért találtam szükségét, hogy a feladattervezés fázisában kiválaszthassam a számomra legmegfelelőbb vizsgálati esetet.

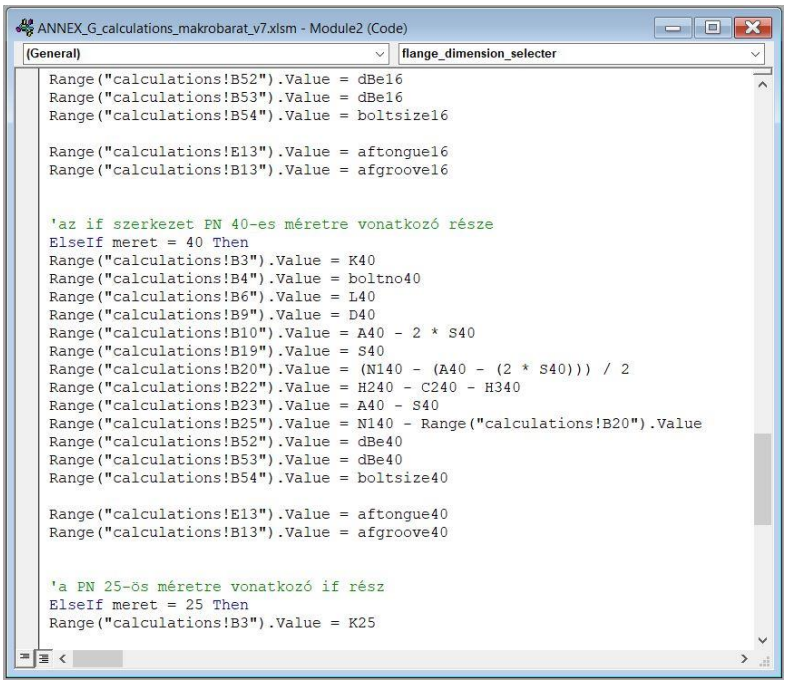


7. ábra. A karima jellemző paraméterei

Mivel a tervezési fázisban megfontoltam a PN16-os, PN25-ös és PN40-es DN200-as méretű karimákat is, így ezek értékei szerepelnek az összegyűjtött bemenő paraméterek között. A karima jellemző geometriai méreteit a 7. ábra tartalmazza. A számomra releváns értékek a D (külső átmérő), a K (csavarkör átmérő), az L (csavarfurat átmérő), a csavarok száma és mérete, az A (karima nyak külső átmérő), a C_2 (karima tányér vastagság), a H_2 (karima magasság), a H_3 (karima nyakhossz), az N_1 (karima nyak legnagyobb átmérő), az S (karima nyak falvastagság) és az A_F (karimatányér keresztmetszet) paraméterek voltak. Ahhoz, hogy a különböző nyomásfokozatú karimákhoz tartozó méretek változtatása gyors és könnyű legyen, létrehoztam az Excel tábla első makróját. A programot a 8.1 melléklet tartalmazza. A makró segítségével az alapadatok munkalapról kiválasztott karima jellemző méreteinek értékét a program beírja a számításokkal foglalkozó munkalap megfelelő celláiba. Ugyanilyen elgondolás alapján többféle anyag alkalmazása is felmerült a tervezés során. Az anyagjellemzők választásához írt makrót a 8.2 melléklet tartalmazza. A végső választás az 1.4301-es jelű nyomástartó edényekhez ajánlott ausztenites acélra esett, mivel az alkalmazott hőmérsékleten stabil, valamint jól hegeszthető anyag [20]. Az anyag szilárdsági paramétereinek behelyettesítésére írt makró szintén választó cellával és gombbal működtethető. Az alábbi 8. ábra és 2. táblázatban a kiválasztó cellák, az indító gombok, valamint a méretválasztó programsor egy részlete látható.

DN	PN	D	K	L	CSAVAR DB	CSAVAR MÉRET	A	C2	H2	H3	N1	S	dBe	AF SZÁD [mm^2]	AF HORONY [mm^2]
200	16	340	295	22	12	20	219,1	24	62	16	235	6,3	17,65	1400	1450
200	40	375	320	30	12	27	219,1	34	88	16	244	6,3	24,19	2443,25	2485,375
200	25	360	310	26	12	24	219,1	30	80	16	244	6,3	21,19	1918,75	1957,125

2. táblázat. K*ülönböző nyomásfokozatú karimák szabványos méretei*



8. ábra. Méretválasztó program egy részlete

A számomra legmegfelelőbb méret kiválasztásával tehát a bemenő adatok a táblázatba kerültek. Ebben a számítási fejezetben a karima tányérral, a csatlakozó héjjal, az emelőkarokkal és a rugalmassággal foglalkozó karima paraméterekkel kapcsolatos összefügéseket használtam fel. Érdemes megemlíteni, hogy a szabvány használatakor mindenképpen figyelembe kell venni a csatlakozó karimafelek esetleges eltéréseit. A dolgozat témájának esetében a csatlakozófelületükben eltérnek, így azokat a paramétereket, amelyek valamilyen szinten függenek az A_F értéktől, a változás miatt külön ki kell számolni az adott geometriai értékeket a szád, illetve a horony csatlakozó felülettel ellátott karimára is. Emiatt innentől egy-egy számítás esetében a szád karimára és a horony karimára külön értéket kapunk eredményül. A karima tányér esetében többek között a csavarok közti távolságot, az effektív csavarkör átmérőt, a karimák átlagos átmérőjét, valamint a karimák effektív axiális vastagságát számította a szabvány. A karima paraméterek számítási fejezet eredményeit a 3. táblázat tartalmazza.

G.5.1 Karima paraméterek~HORONY				MÁSIK KARIMA~SZÁD
Karima tányér	G.5.1.2	*mértékegység*	*definíció*	
d3	320	mm	valós csavarkör átmérő	
nB	12	db	csavarok száma	
pB	83,7758041	mm	csavarok közti legkisebb távolság	
d5	30	mm	csavar furat átmérő	
d5e	17,95240262	mm	effektív csavar furat átmérő	
d3e	315,5555556	mm	effektív csavarkör átmérő	
d4	375	mm	karima külső átmérő	
d0	206,5	mm	karima tányér belső átmérő	
bF	66,29759738	mm	karima effektív vastagsága	
dF	290,75	mm	karima átlagos átmérője	
AF	2485,375	mm^2	karimatányér keresztmetszeti felülete	2443,25
eF	29,5	mm	karima effektív axiális vastagsága	29
bL	0	mm	laza karima effektív vastagsága	
dL	0	mm	laza karima átlagos átmérője	
eL	0	mm	laza karima effektív axiális vastagsága	

3. táblázat. Karima tányérra vonatkozó számítások

A csatlakozó héj számítása esetében a szabvány a karimatányérhoz csatlakozó héjszerű nyakrészre vonatkozó számításokat gyűjtötte egybe. Bemenő adat például a karima nyak minimális falvastagságai az egyes részeken, a karima nyakrészének hossza, valamint a karima nyakának átlagos átmérői. Az ezekből kapott értékek tehát a karima nyakrészére vonatkoznak. Az emelőkarok számítása esetében a számítások nagyon hasonlóak a Taylor Forge módszer erő hatásvonalainak meghatározásához. A fejezetben meghatároztam a tömítés és a nyak erőkarjait, valamint az erőkar korrekciós tényezőt is. Ezeknek az erőkaroknak az értékei a csavar összeszorító erő hatásvonalától a karima középvonalának irányában mért távolságok.

A rugalmassággal kapcsolatos karima paraméterek meghatározásának fejezete volt a következő számítási egység. Amíg az előző emelőkarokra vonatkozó számításoknál a karima vastagságának azon része volt figyelembe véve, amely radiális irányú nyomásnak van kitéve, most az ugyanennek az erőnek nem kitett részek hatását vizsgáltam. A bemenő adatok között szerepelt az a φ_S (csatlakozó héjhoz mért) szög radiánban mért értéke, amely a csatlakozó héj dőlési szögét adja meg a karimához képest. Ezek után több működési változó és korrekciós faktor értéke került meghatározásra. A számítási fejezet ezen eredményeit a 4. táblázat ismerteti.

Csatlakozó héj	*G.5.1.3*	*mértékegység*	*definíció*	
e1	6,3	mm	minimális falvastagság a karima nyaknál	
e2	18,75	mm	falvastagság a karima nyak vastag oldalán	
β	2,976190476	-	közbenső működési változó	
lH	38	mm	karima nyak hossz	
d1	212,8	mm	karima nyak átlagos átmérő (vékony oldal)	
eE	12,66535971	mm	falvastagsága az átlagos csatlakozó résznek	
d2	225,25	mm	karima nyak átlagos átmérő (vastag oldal)	
dE	219,1653597	mm	átlagos csatlakozó rész átlagos átmérője	
Emelőkarok	*G.5.1.4*	*mértékegység*	*definíció*	
dGE	249	mm	tömítés effektív számítási átmérő	
eP	29,5	mm	karima vastagság azon része amely radiális nyomásnak van kitéve	29
hP	9,877946239	mm	erőkar korrekció	9,60361397
hG	33,27777778	mm	tömítés erőkar	
hH	48,19509792	mm	nyak erőkar	
hL	0	mm	laza karima erőkar	
Rugalmassággal kapcsolatos karima paraméterek	*G.5.1.5*	*mértékegység*	*definíció*	
ϕS	0	rad	csatlakozó héj dőlési szöge a karimához képest	
γ	0,253435559	-	közbenső működési változó	
ϑ	0,98228021	-	közbenső működési változó	0,999216075
λ	0	-	közbenső működési változó	0
cF	0,245682504	-	korrekciós faktor	0,239153516
hS	12,3811029	mm	erőkar korrekció	12,23319949
hT	17,84407394	mm	erőkar korrekció	17,28475092
kQ	0,85	-	korrekciós faktor	
hQ	13,09015631	mm	erőkar korrekció	12,75695243
kR	-0,15	-	korrekciós faktor	
hR	-1,857165435	mm	erőkar korrekció	-1,834979924
ZF	4,00776E-05	1/mm^3	karima rotációs rugalmassági modulusza	4,10654E-05
ZL	0	1/mm^3	laza karima rotációs rugalmassági modulusza	

4. táblázat. Geometriai paraméterek további fejezeteinek számításai

3.2.3. Csavar paraméterek

A csavarok méreteinek kiválasztásában az MSZ EN 1092-1 szabvány nyújtott iránymutatást. A karimák méreteinek definiálása során ugyanis meg van határozva a csavarfuratok mérete, a csavarok száma, valamint a csavarok menetméretei is. Ezek alapján az általam használt PN40 DN200-as méretű karimához 12 darab M27-es menetméretű csavar tartozik. A csavarok anyagának a sokszor használt, 1.7218-as jelölésű, azaz a 25CrMo4 anyagot választottam. A csavarok számításnál fontos hasznos átmérőjének meghatározását nem kellett kézzel elvégeznem az ismert összefüggések alapján, mivel a számításokat tartalmazó MSZ EN 13445-3 [17] szabvány G.8-1 táblázatában megtalálhatóak az egyes csavarméretekhez tartozó szükséges értékek. Ezeket felhasználva kiszámoltam a csavarok hasznos keresztmetszetének összegét az alábbi összefüggés alapján, amelyben *dBe* a hasznos csavar átmérőt, *dBs* pedig a csavar menet nélküli átmérőjének értékét mutatja. Mivel az általam vizsgált esetben a csavaron menet nélküli rész, így a két érték megegyezett, a minimális érték a hasznos csavar átmérőjének értéke lett.

$$A_B = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [\min(d_{Be}; d_{Bs})]^2 = 12 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [\min(24{,}19\ mm; 24{,}19\ mm)]^2 = 5514{,}97\ mm^2$$

A második részében a csavarokkal kapcsolatos számításoknak meg kellett adni a csavar különböző módon értelmezett axiális méreteit. Az első ilyen méret a csavaranya és a csavarfej közti hossz volt. Ez az én esetemben l_B = 65,5 mm-re adódott. Ezt az értéket a karima csatlakozó felületek (f_3), a karimatányérok (C_2) és a tömítés az axiális méretéből (e_G) számítottam ki.

$$l_B = C_2 + e_G + (C_2 - f_3) = 34\ mm + 2\ mm + (34\ mm - 4{,}5\ mm) = 65{,}5\ mm$$

Ezek után azt kellett megadni, hogy ebből az l_B hosszból milyen hosszon nincs menet. Ez az én esetemben nullával volt egyenlő. Ezekből az értékekből így számítható volt a csavarok axiális rugalmassági modulusza. A számítási fejezet eredményeinek összefoglalása a 5. táblázatban látható.

G.5.2 Csavar paraméterek~HORONY				MÁSIK KARIMA~SZÁD
Hasznos csavar keresztmetszeti felület	*G.5.2.1*	*mértékegység*	*definíció*	
dBe	24,19	mm	hasznos csavar átmérő	
dBs	24,19	mm	csavar menet nélküli részének átmérője	
dB0	27	mm	névleges csavar átmérő	
AB	5514,966315	mm^2	hasznos összes csavar keresztmetszeti felület	
Csavarok rugalmassági modulusza	*G.5.2.2*	*mértékegység*	*definíció*	
lB	65,5	mm	csavar axiális mérete	
ls	0	mm	csavar axiális mérete	
le	65,5	mm	csavar axiális mérete	
XB	0,015020574	1/mm	csavarok axiális rugalmassági modulusza	

5. táblázat. Csavar paraméterekre vonatkozó számítások

3.2.4. *Tömítés paraméterek*

A tömítési paraméterek számításánál a szabvány szintén a Taylor Forge módszerhez hasonló megközelítéssel indít. A tömítés geometriai méreteinek megadása után egy elméleti tömítőfelület meghatározásával kezdtem. Ennek meghatározása után pedig elhagyva a kizárólag geometriai méretekből álló számítási sorokat, felmerültek a terhelési esetek hatásai. Mielőtt még ebbe belekezdhettem volna, meg kellett adnom a választott karima anyagra jellemző névleges tervezési feszültséget. Az anyagomra jellemző anyagtulajdonságokat az MSZ EN 10028-7 adja meg, amelynek értékeit a 6. táblázat tartalmazza [21].

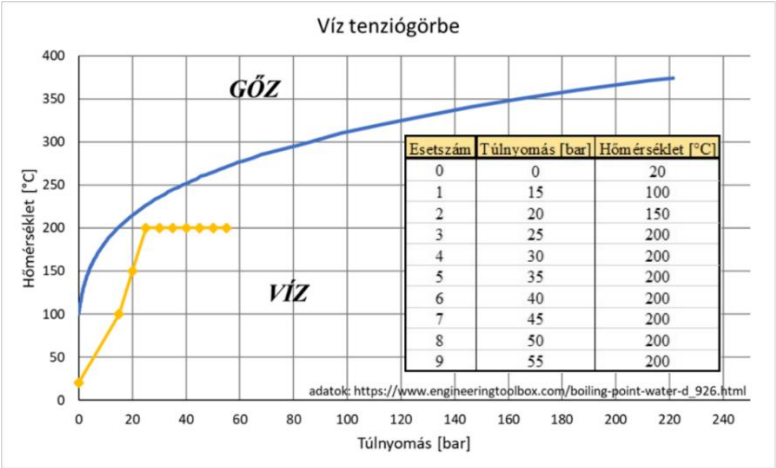
Karima anyaga	*Rp1,0/20* [Mpa]	*Rp0,2/20* [Mpa]	*Rm/20* [Mpa]	*Rp1,0/T200* [Mpa]	*Rp0,2/T200* [Mpa]	*Rm/T200* [Mpa]	*A* [%]	*fd*	*fa*	*E* [Gpa]
1.4301 (304)	250	210	520	157	127	400	45	130,8333	173,3333	200
1.4541 (321)	240	200	500	186	157	390	40	130	166,6667	200
1.4404 (316)	260	220	520	167	137	390	45	130	173,3333	200

6. táblázat. K*arima anyagok táblázatos értékei*

Mivel ausztenites anyagot választottam, amelynek a százalékos szakadási nyúlása 45%, az MSZ EN 13445-3 [17] szabvány alapján, az alábbi képlet segítségével tudtam meghatározni a névleges tervezési feszültséget. Ezt a szabvány jelen esetben f_B-vel jelölte.

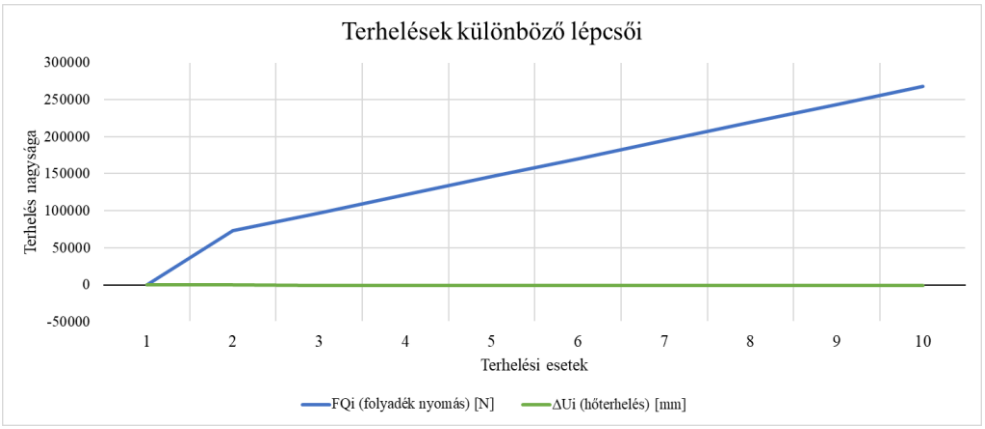
$$f_B = \max\left[\left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,5}\right); min\left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,2}; \frac{R_{m/T}}{3}\right)\right] = \max\left[\left(\frac{157\ \text{MPa}}{1,5}\right); \min\left(\frac{157\ \text{MPa}}{1,2}; \frac{400\ \text{MPa}}{3}\right)\right] = 130,83\ \text{MPa}$$

Vizsgálataim során összesen 8 terhelési esetet vizsgáltam a szerkezet összeszerelési állapotán kívül. A cél az volt, hogy a kiválasztott karima tömítettségét egy emelt hőmérsékleten, valamint a karima nyomásfokozatához képest átlagos és szélsőséges belső nyomásértékek esetén is megfigyelhessem. A szállított közegnek vizet adtam meg. Annak érdekében, hogy a vizsgált eseteknél térfogatváltozással járó forrás ne következzen be, a nyomás és hőmérsékletértékek választásakor figyelembe vettem a víz tenziógörbéjét. Maximális hőmérsékletnek a 200°C választottam, a nyomásértékeket pedig 15 bar-tól egészen 55 bar-ig fokozatosan építettem fel. Az első két terhelési eset alacsonyabb nyomásai miatt a hőmérsékletet is csökkentettem, hogy biztosan ne történjen halmazállapot változás. A terhelési eseteim a víz tenziógörbéjén feltüntetve, illetve táblázatba foglalva a 9. ábra vannak szemléltetve.



9. ábra. T*erhelési esetek elhelyezkedése a víz tenzió görbéjének viszonylatában*

A vizsgálataim eseteinek terheléseit szintén táblázatos formában rendszerezve a terhelésekből származó karimára ható erőket kiszámítottam. Ezeknek az erőknek a számításához felhasználtam geometriai és terhelési értékeket, valamint új bemenő adatokat is. Ilyen volt például a karima és a tömítés anyagának lineáris hőtágulási együtthatója. A számítások elvégzése után a kapott eredményeket diagrammá alakítottam (10. ábra).



10. ábra. T*erhelési esetekben fellépő erők*

A 10. ábra megfigyelhető, hogy két terhelés közvetlen erőt fejt ki a testre, egy terhelés pedig egy hosszúsági mértékegységgel jellemezhető. A kék színű vonal az F_{Qi}-vel jelölt belső nyomásból származó terhelést írja le, a második hatás pedig a hőterhelésből adódik. Ebben az esetben, ahogy a diagram is mutatja, milliméter a mértékegység, és az érték a teljes vizsgálat során a nulla érték közelében marad. Ez azért fordulhat elő, mert a hőterhelés során a karimákra ható hő által okozott axiális hőtágulás mertékét írjuk le, amely a csavarokat terhelheti. A képlet veszi az összes elemét a karimás kötésnek, és felírja a hőtágulásból adódó összesített méretnövekedést. A csavarok hőtágulásának értéke pozitív, viszont a karima felek, valamint a tömítés értékei mind negatív előjelűek. Ezen tényezők miatt lesz a végeredmény is negatív. Mindez az összeszerelési hőmérséklethez viszonyítva van meghatározva, tehát 20°C esetében a hőterhelés értéke nulla.

A terhelési esetek rugalmas változtathatóságának érdekében itt is alkalmaztam programozott makrót az eredmények kiírásához. Ezt a programot a 8.3 melléklet tartalmazza. A terhelések által kifejtett erők meghatározása után a tömítési erőt lehetett meghatározni. Innentől minden számított érték a vizsgált terhelési esetre érvényes, nem általános esetben. Ettől függetlenül a nulladik esethez tartozó tömítési erő olyan értelemben általános, hogy megadja, hogy mekkora erő biztosítása szükséges a tömítés felületén a szivárgásmentes üzemeléshez. Ennek az értéknek a meghatározása után egy iterációs folyamat következett, amelynek végeredményeként a b_{Gi} -vel jelölt átmeneti tömítő szélesség értéke került meghatározásra. A számítási folyamat bemenő paraméterei között a tömítésre vonatkozó adatok is szerepeltek. Ezeket az adatokat az MSZ EN 13445-3 [17] szabvány G.9-1 táblázata tartalmazza. Az általam felhasznált PTFE tömítés anyagára az alábbi 7. táblázatban szereplő értékek voltak érvényesek.

Tömítés típusa	Hőmérséklet [°C]	$Q_{0,min}$ [MPa]	Q_{max} [MPa]	E_0 [MPa]	K_1	m_1	g_C
PTFE	200	10	20	400	20	1,3	0,5

7. táblázat. T*ömítés számításhoz felhasznált jellemzők*

Az iterálási folyamatot is egy általam írt Excel makró segítségével hajtottam végre. Az iterációt végző makró sorait a 8.4 melléklet foglalja magába. Az iteráció azonban nem vesz igénybe sok időt, mivel az első közelítés számítása után, a visszahelyettesítendő b_{Gi} eredmény, mindig nagyobb lesz, mint a b_{Ge} érték, így a belső számítási eredmények nem változnak. Mivel a d_{Ge} jelölésű hasznos tömítés számítási átmérő értékét, már a számításaim előző részében felhasználtam, itt visszahelyettesítettem a helyes számított értéket, majd az iterációs újra lefuttattam. A tömítésre vonatkozó számítások utolsó lépéseként pedig meghatároztam a tömítés axiális rugalmassági moduluszának értékét. A *8.*táblázat tartalmazza a fejezet számítási eredményeit. Ebben megfigyelhető, hogy a 6. eset terheléseit helyettesítettem be. Erre amiatt volt szükség, mivel a szükséges összeszorító erő számításánál egy kritériumnak teljesülnie kell a csavarerő, és az F_{G0} minimális tömítőerő vonatkozásában. Mivel PN40 nyomásfokozatú karimát vizsgálok, így az ellenőrzéskor nem megfelelő értékeket kaptam a túlterhelt, 40 bar-nál magasabb nyomású esetekben. Így a kritériumok teljesítéséhez a maximálisan megengedett 40 bar-os nyomásértéket helyettesítettem be. Ez viszont csak egy terhelési eset volt. A többi terhelési esetben mindig a hozzá tartozó belső nyomás és hőmérséklet értékekkel kellett számolni, mint tervezési nyomás érték, mivel ezzel határozzuk meg az általunk eltervezett üzemeltetési körülményeket. Emellett megfigyelhető, hogy az F_{Ri} értéke nulla, vagyis nincs axiális vagy radiális külső terhelés a karimán. Ezt a terhelést a tengelyszimmetrikus szimuláció miatt nem vettem fel, mivel ebben az esetben csak tengelyszimmetrikus terhelések adhatóak meg.

G.5.3 Tömítés paraméterek~HORONY				MÁSIK KARIMA~SZÁD
Elméleti szélesség	*G.5.3.1*	*mértékegység*	*definíció*	
dG1	239	mm	elméleti belső tömítés érintkezési átmérő	
dG2	259	mm	elméleti külső tömítés érintkezési átmérő	
bGt	10	mm	elméleti tömítés szélesség	
dGt	249	mm	elméleti tömítés számítási átmérő	
AGt	7822,565707	mm^2	elméleti tömítőfelület	
Hasznos szélesség	*G.5.3.2*	*mértékegység*	*definíció*	
fB	130,8333333	MPa	névleges tervezési feszültség	
CASE	6	Frissítés	200	
FRi tensile	0	Húzott oldal		
FRi compression	0			
FQi	194781,8861			
ΔUi	-0,091152			
FGi (elozetes)	240513,8087	húzott oldal		
FGi*	240513,8087			
FG0	240513,8087	húzott oldal		
iteráció	Első közelítés	Iteráció	dGe visszahelyettesítés	
bGi*	22,45001805	mm	átmeneti tömítés szélesség becslés	
bGe*	10	mm	hasznos tömítés szélesség	
dGe	249	mm	hasznos tömítés számítási átmérő	
AGe	7822,565707	mm^2	hasznos tömítőfelület	
E0	400	MPa	tömítés összenyomáskori rugalmasági modulusza	
K1	20	-	állandó G9.2	
EGm	707,4615384	MPa	rugalmassági modulusz	
eG	2	mm	tömítés axiális vastagság	
EF0	200000	MPa	karima rugalmassági modulusza adott hőmérsékleten	
hG0	33,27777778	mm	tömítés emelőkar	
Qmax	20	MPa	maximálisan megengedhető összenyomási feszültség a tömítésben	
bGi	22,45001805		átmeneti tömítés szélesség	
Tömítés axiális rugalmassági modulusza	*G.5.3.3*	*mértékegység*	*definíció*	
XG	0,000255671	1/mm	tömítés axiális rugalmassági modulusza	

8.táblázat. T*ömítés paraméterek számítási fejezet eredményei*

3.2.5. *A kötés megfelelősége*

A kötés megfelelőségének vizsgálatára vonatkozó számítási fejezetet a már említett MSZ EN 13445-3 [17] G.9-1 táblázatának felhasználásával kezdtem. A tömítés kúszási faktorának (g_C) meghatározása után a tömítés és a csavarok rugalmassági moduluszának értékeit is behelyettesítettem. A fejezet célja a kötés megfelelőségének vizsgálata volt a különböző terhelésekre. Értelmezésük szerint a kötés axiális megfelelőségét jelzik *FG* (tömítési), *FQ* (nyomási) és *FR* (axiális és hajlító) terhelésre válaszul. A fejezet számítási eredményeit a 9. táblázat tartalmazza.

G.6.3 A kötés megfelelősége~HORONY				MÁSIK KARIMA~SZÁD
		mértékegység	*definíció*	
gC	0,5	-	tömítés kúszási faktora	
Q	30,74615385	MPa	effektív tömítés összenyomási feszültség átlag	
EGI	120	MPa	tömítés rugalmassági modulusz	
EBI	190	MPa	csavaragy rugalmassági modulusza	
YGI	8,37661E-05	mm/N	a kötés axiális megfelelősége az FG terhelésre válaszul	
YQI	7,97493E-05	mm/N	a kötés axiális megfelelősége az FQ terhelésre válaszul	
YRI	7,96814E-05	mm/N	a kötés axiális megfelelősége az FR terhelésre válaszul	

9. táblázat K*ötés megfelelősége számítási fejezet eredményei*

3.2.6. Tömítéshez szükséges minimális összeszorító erő

Ebben a fejezetben kizárólag tömítésre vonatkozó számításokkal foglalkoztam. A tömítés Q_{0min} táblázati értékének felvétele után számíthattam ki az $F_{G0,min}$ jelölésű minimális tömítési erőt összeszerelési esetben. Ezután a tömítés összenyomási együtthatójából és a belső nyomás értékéből, meghatároztam a tömítésben fellépő minimálisan szükséges összenyomási feszültséget. Végül a minimális tömítőerőt határoztam meg. A számítási fejezet eredményeit a 10. táblázat foglalja össze.

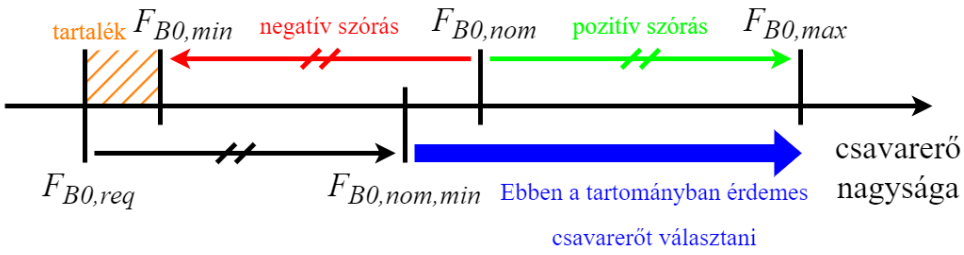
G.6.4 Tömítéshez szükséges minimális összeszorító erő~HORONY				MÁSIK KARIMA~SZÁD
		mértékegység	definíció	
Q0min	10	MPa	minimálisan szükséges összenyomási feszültség a tömítésben (asm)	
FG0,min	78225,65707	N	minimális tömítési erő összeszereléskor	
PI	4	MPa	nyomás értéke adott terhelési esetben	
mI	1,3	-	tömítés összenyomási együttható	
QI,min	5,2	MPa	minimálisan szükséges összenyomási feszültség a tömítésben	
FRi	0	húzott oldal	redukált feszültség	
FGI,min	40677,34168	N	minimális tömítő erő	

10. táblázat. G.6.4-es számítási fejezet eredményei

3.2.7. Összeszereléskor fellépő erők

Ez a számítási fejezet az összeszerelési esetben értelmezett számítási eredmények gyűjtésével indul a szükséges erők elnevezésű alfejezetben. Ahogy a fejezet végén feltüntetett 11. táblázatban megfigyelhető, az F_{R0} értéke itt is nulla, mivel nem vettem fel külső axiális vagy hajlító igénybevételt. A megfelelőségi paraméterek összegyűjtése után meghatározásra kerül egy minimális tömítő erő, amely minden terhelési esetben biztosítja a szivárgásmentes működést. Ennek az értéknek a meghatározásakor az összes terhelési eset maximumát kell venni. Mivel a végeredményre jelentős hatást gyakorol a belső nyomás, így a tervezett üzemelési körülmények esetét érdemes itt figyelembe venni, így beírva annak az esetnek az $F_{G\Delta}$ értékét. Tehát a felterhelés értékei nem irányadóak, ahogy az esetleges ingadozásból adódó kisebb túlterhelések sem. A későbbiekben a szimulációs eredmények kiértékelésénél ennek az értéknek nagy jelentősége lesz. A következő lépésben kiszámolt $F_{G0,req}$ (minimális tömítő erő) értékét elosztva a tömítés felületével megkaptam azt a szükséges feszültség értéket, amely a tömítés felületén kell ébrednie a szivárgásmentes üzemeléshez. Ezt az értéket fogom a későbbiekben összehasonlítani a ténylegesen kialakuló feszültségekkel. A minimális tömítőerő és a külső terhelésből adódó *FR0* érték összegekét megkaptam az összes szükséges csavarerőt, amelyet $F_{B0,req}$ néven jelöl a szabvány. A tömítés paraméterek számítási fejezetben említett vizsgálattal ebben a fejezetben kellett foglalkoznom. Meg kellett vizsgálni, hogy az összeszereléskor fellépő tömítési erőnél kisebb-e az előbb kiszámolt szükséges csavarerő értéke. A karima nyomásfokozatának függvényében, amennyiben a nyomás a karimára megengedett maximális nyomásérték alatt maradt a tervezett üzemelési esetben, úgy a vizsgálatnak minden esetben megfeleltek a számolt értékek. Emiatt a szimulációkat 40 bar nyomásig végeztem el.

A csavarterhelések szórásának vizsgálata volt a következő számítási alfejezet témája. Itt az első lépésben meg kellett határozni a csavarok meghúzásánál fellépő súrlódási tényezőt. Ezt egy tömítéseket gyártó cég, a Frenzelit cég oldalán található kalkulátor értékeivel számoltam, mivel jó alapot adott az ott felvett érték [22]. Ez az értéket én esetemben 0,14-re választottam a csavarok és a csavaranyák esetében is. Ilyen súrlódási tényező akkor érhető el, ha nem csak a csavarmenetet, de a csavarfej alját is kenőanyaggal látjuk el. A következő lépésben a csavarerő nagyságára vonatkozó szórási tényező táblázati értékét kellett meghatározni. Ezt az MSZ EN 13445-3 szabvány G.8-2 táblázata alapján lehet megtenni. A meghúzási módszertől függően a táblázat szórási értékeket ad meg, amely leírja, hogy milyen eltérés léphet fel az elérni kívánt és a tényleges csavarerő értéke között. Az én esetemben egy nyomatékkulccsal történő meghúzást feltételeztem. A szükséges csavarerő ($F_{B0,req}$) alapján felvettem egy tényleges csavarerő értéket ($F_{B0,nom}$). Ebből meghatároztam a maximális és minimális csavarerőt, amely a valóságban az összeszerelés után felléphet a szórás figyelembevételével. Végezetül kiszámítottam a szükséges csavarerő értékének ($F_{B0,req}$) segítségével egy olyan összeszerelési csavarerő értéket, amely fennállása esetén, az esetleges ingadozásokkal együtt is a minimális csavarerőnél nagyobb összeszorító erő lép majd fel. Ennek $F_{B0,nom,min}$ lett a jelölése. Így megadhattam egy tényleges minimális csavarerőt. A szabvány két követelményt támasztott a felhasználó által meghatározott összeszerelési csavarértékre. Az első az, hogy a minimálisan és maximálisan megengedhető érték között kell lennie. A másik pedig, hogy az előzőekben meghatározott $F_{B0,nom,min}$ értéknél nagyobb vagy azzal egyenlő legyen. Ezeknek a csavarerőknek az egymáshoz való viszonyát ábrázolja a 11. ábra.



11. ábra. Számított csavarerők viszonya

A szabvány azt írja, hogy a gyakorlati alkalmazásban érdemes a számolt $F_{B0,nom,min}$ értéknél kicsivel nagyobb összeszerelési csavarerőt meghatározni. Azonban mivel a szabvány számításai alapján már az $F_{B0,req}$ értékkel sem kéne a kötésnek szivárogni, így én a szimulációs eredmények összehasonlításánál ezt az összeszorító erő értéket használtam fel. Emellett az $F_{B0,nom,min}$ erő esetében is összehasonlításra kerül majd az elvárt és a tényleges eset. A szimulációhoz szükséges csavarerő meghatározása úgy történt, hogy ezt az összes összeszorító erő értéket elosztottam a csavar furatok által kijelölt körgyűrű felületén. Így ez volt a bemenő adatom a szimuláció esetében. A számítások eredményei a 11. táblázatban tekinthetőek meg.

G.6.5 Összeszereléskor fellépő erők ~HORONY				MÁSIK KARIMA~SZÁD
Szükséges erők	*G.6.5.1*	*mértékegység*	*definíció*	
YG0	8,38E-05	mm/N	a kötés axiális megfelelősége az FG terhelésre válaszul (asm)	
YR0	7,97E-05	mm/N	a kötés axiális megfelelősége az FR terhelésre válaszul (asm)	
FR0	0	húzott oldal	asm Fri-je	
FGΔ (számoláshoz)	225030,81	N	minimális tömítő erő (amely a többi esetben is megállja a helyét)	
FGΔ (valódi)	225030,8059	N	minimális tömítő erő (amely a többi esetben is megállja a helyét)	
FG0,req	225030,8059	N	minimális tömítő erő (asm)	
FB0,req	225030,8059	N	összes szükséges csavar erő	
FG0 (feljebbről)	240513,8087	N		
FB0,req<=FG0??	IGAZ			
Csavarterhelések szórásának figyelembe vétele	*G.6.5.2*	*mértékegység*	*definíció*	
nB	12	db	csavarok száma	
μ	0,14	-	súrlódási tényező a csavarok meghúzása esetén	
ε1+	0,17	-	kezdeti szórás értéke a csavar meghúzási erőnek tervezett érték felett	NYOMATÉKKULCSAL TÖRTÉNŐ MEGHÚZÁS
ε1-	0,17	-	kezdeti szórás értéke a csavar meghúzási erőnek tervezett érték alatt	
εn+	0,07930608	-	kezdeti szórás értéke a csavar meghúzási erőnek tervezett érték felett	
εn-	0,07930608	-	kezdeti szórás értéke a csavar meghúzási erőnek tervezett érték alatt	
FB0,nom	244414,3498	N	választott csavarerő	
FB0,nom>=FB0,req?	IGAZ			
FB0,max	263797,8937	N	maximális csavarerő szórással együtt	
FB0,min	225030,8059	N	minimális csavarerő szórással együtt	
FB0,min>=FB0,req?	IGAZ			
FB0,nom,min	244414,3498		minimális kezdeti összeszorító erő	
FB0,max,re?	263797,8937			
FG0,max,re?	263797,8937			

11. táblázat. Összeszereléskor fellépő erők fejezet számítási eredményei

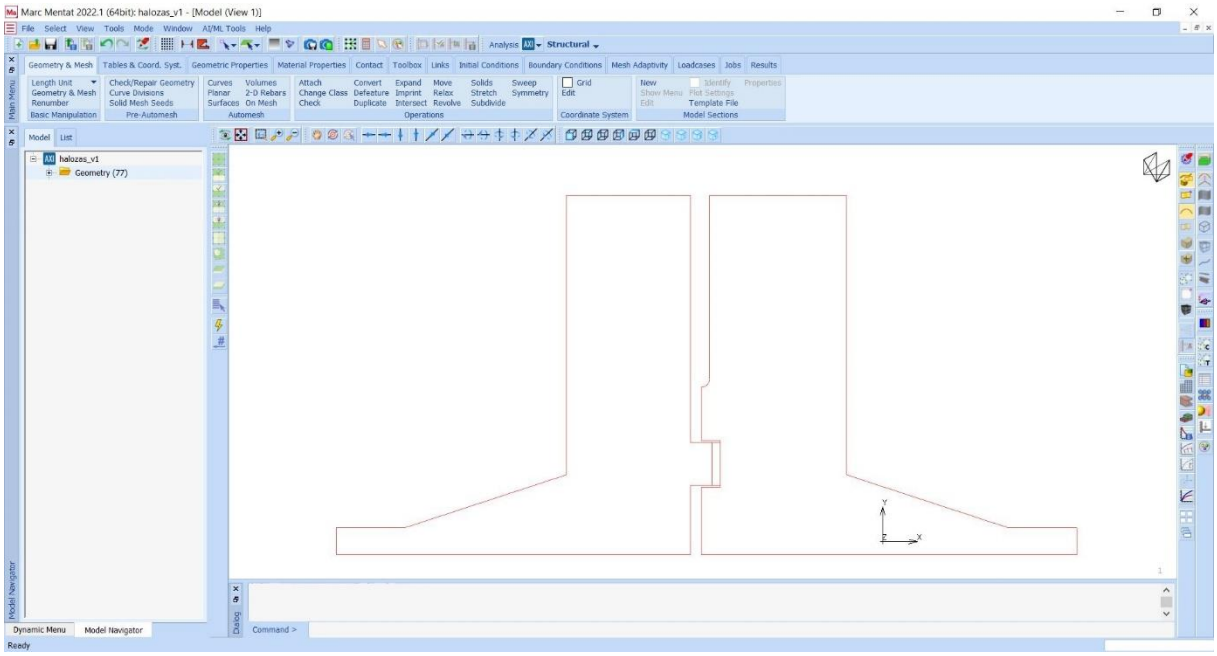
A kiértékeléshez a fejezetekben leírtak alapján meghatároztam az egyes terhelési esetekben szükséges kompenzációs nyomásértékeket, valamint a csavarerőt és a tömítés felületén ébredő szükséges feszültséget.

4. Végeselemes szimuláció

A végeselemes módszer egy számítógéppel támogatott problémamegoldó eljárás. Központi gondolata, hogy a szilárd test szabadsági fokainak a számát a valóságban fennálló végtelenről valamilyen véges számúra redukálja különböző megfontolásokkal [23]. A test feszültségállapotát és mozgását jellemző redukált számú független koordinátákat a geometria kitüntetett pontjaiban helyezzük el, hogy utána a szoftver az azokban ébredő feszültségállapotokat ki tudja számítani. A számítás során a fizikai rendszer reakcióját elemzi a közelítő numerikus megoldó egyenletek segítségével. A módszer alapja a virtuális munka elve. A diszkretizált (egyszerűsített) probléma megoldása során a számításokat a véges számú csomópontokban végezzük el, majd az ezekben kapott eredményeket interpoláljuk a közöttük fennálló térre, vagyis az elemekre. A végeselemes analízis építése 3 különböző részből áll: az első a pre-processzálás (másnéven az előkészítés), a második a megoldás, a harmadik pedig a poszt-processzálás.

4.1. Modellalkotás

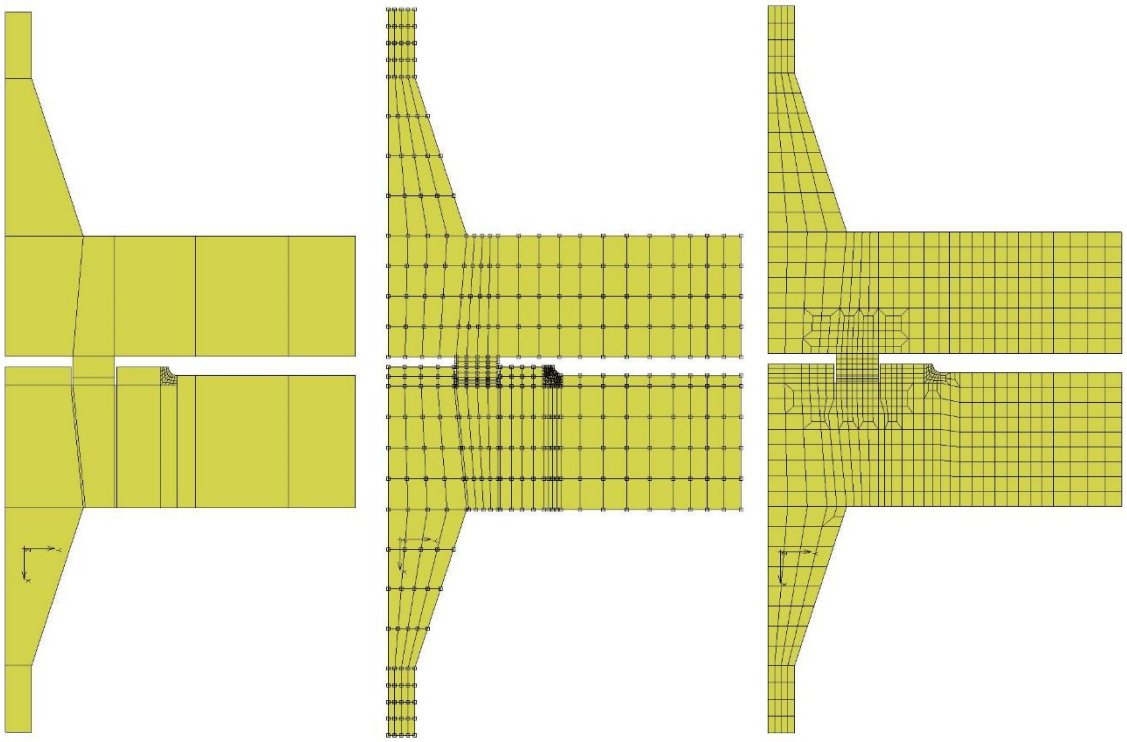
A tengelyszimmetrikus modell megalkotása egy olyan feladat volt, amelyben koordináta geometriát kellett alkalmazni. Az alkalmazott szoftver működése során először egy ponthalmazt kellett felvázolni, amely a geometria kitüntetett pontjait tartalmazta, majd ezekre a pontokra görbéket kellett illeszteni. A drótváz elkészítése után a hálózás során fel kell tölteni a rendelkezésre álló területet a szimulációhoz szükséges elemekkel.



12. ábra. Kétdimenziós modell az MSC Marc szoftverben

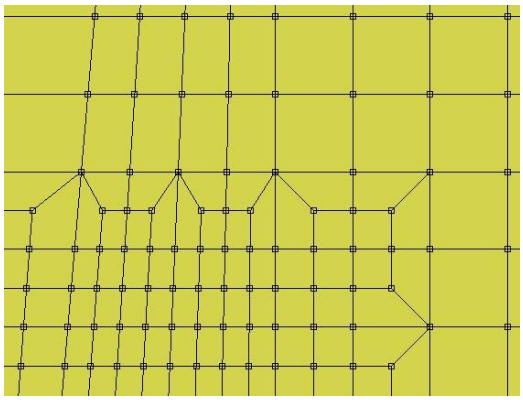
4.2. A modell hálózása

A hálózást, mint ahogy a modell elkészítését, szintén az MSC Marc Mentat® szoftver segítségével végeztem el. Az általam választott elemtípus a kétdimenziós lineáris 4 csomópontú négyszögelem volt. A hálót a szád és a horony részeken, valamint a tömítésnél sűrűbbre készítettem, mint a karima többi részén. A háló elkészítésének pár lépése az 13. ábra figyelhető meg.



13. ábra. K*étdimenziós háló sűrítése*

A 3 test csatlakozásainál olyan módon készítettem el a hálókat, hogy a külön testek szélein azonos helyeken legyenek a csomópontok. A csavarfuratok helyén is hasonlóan készítettem a két karimafél hálózását. A csavarok helyét jelző könnyített anyagtulajdonságokkal definiált elemek csoportjai körül, azonos méretű elemekből álló sávokat is készítettem, hogy a csavarterheléseket meg tudjam adni. Az ezzel kapcsolatos megfontolást a peremfeltételeket tartalmazó fejezetben részletezem. Ezzel megkönnyítettem a szoftver számításait, illetve az eredmények értékelését, valamint a megoldás hibáinak minimalizálását. Ugyanilyen logikával készült emellett a horony csatlakozófelülettel ellátott karima hornyának belső oldala, amelynek hasonló osztású a hálója, mint a mellette elhelyezkedő tömítésnek. Erre azért volt szükség, mivel a tömítés két oldalán 1-1 mm rés található a hornyos karimáig, emiatt az összenyomás hatására akár érintkezhetnek is ezek a felületek.



14. ábra. A *háló sűrűbb és ritkább részeinek összekötése*

A háló megfelelő elemméretének kérdése itt is felmerült, amelyet egy hálóérzékenységi vizsgálat elvégzésével optimáltam. Ennek fényében három különböző elemméretű hálót készítettem el, amelyeket a szimulációk lefuttatása után fogok értékelni. A modell hálózásakor a tömítésre fokozott figyelmet fordítottam, mivel a tömítés szimulációját egy a szoftver által használt „gasket" elemtípussal lehet elvégezni. Ennek a sajátossága, hogy a tömítés vastagsága mentén nem lehet felosztani a tömítést több részre a felterhelési és leterhelési görbe változtatása nélkül. Emiatt a tömítésnél a sűrítést csak a szélességi irányban végeztem el.

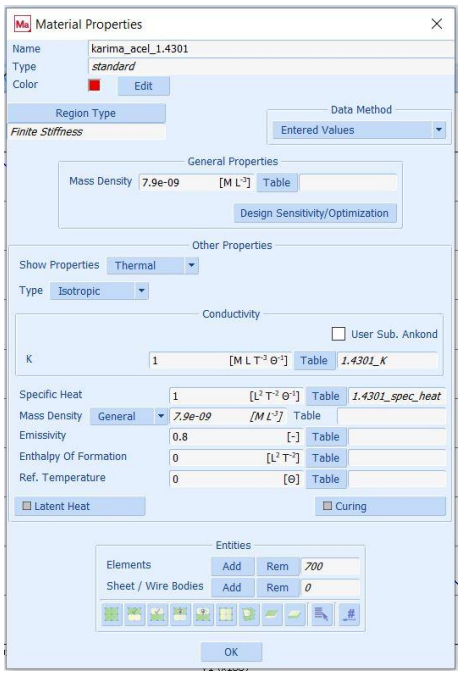
A szimulációs paraméterei között beállítottam az egyes elemek geometriai sajátosságait. Azok az elemek, amelyek nem képezték a tömítést, mindegyik elem tengelyszimmetrikus szimulációhoz megfelelő tömör geometriai paraméterekkel lett felruházva. Az elemeket emellett definiáltam, mint 10-es jelű elemeket, amelyek 4 csomópontú tengelyszimmetrikus szilárd test elemek. A tömítés anyagát tömör tömítés geometriai paraméterként értelmeztem, és 152-es számú elemtípust állítottam be, amely 4 csomópontú tengelyszimmetrikus elem, amely a tömítéseket hivatott szimulálni.

4.3. Szimulációs paraméterek beállítása

A szimulációs paraméterek beállítása a modell importálása után következett. Az egyik első feladatom a szimuláció típusának beállítása volt. Számomra az ún. „thermal/structural", vagyis a mechanikai és termikus terheléseket figyelembe vevő típus volt a megfelelő.

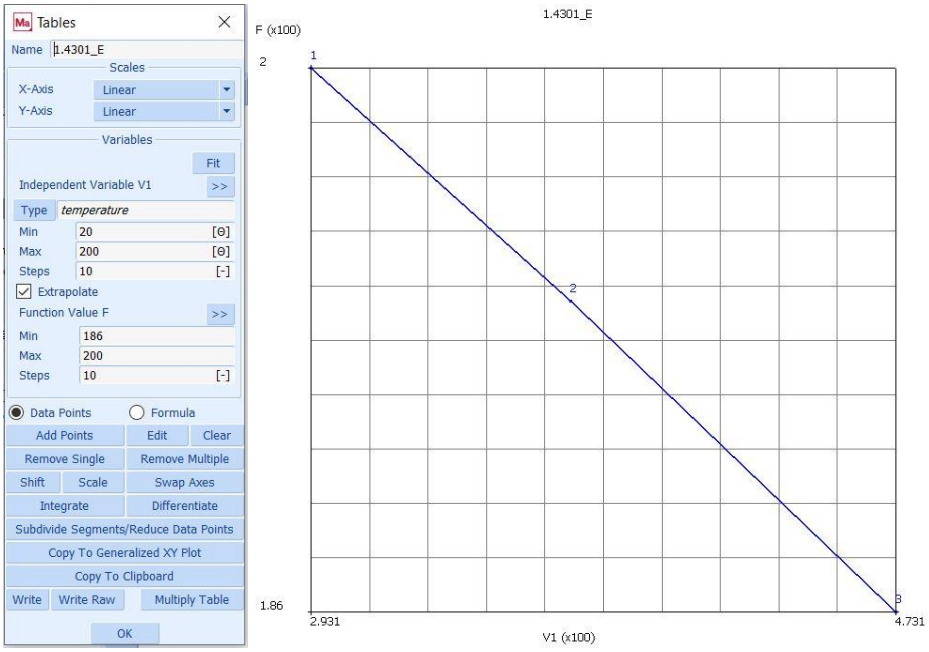
4.3.1. Anyagtulajdonságok definiálása

A karimás kötésem három alapanyagot tartalmazott: a karimák acélanyaga, a tömítés anyaga, valamint harmadikként a gyengített acélanyag, a furatok helyén. A felhasznált mértékegységek megválasztásának szempontjából a mérvadó a felhasznált geometria. Az én esetemben mivel milliméterben definiáltam a modellemet, így olyan mértékegység csoportot használtam, melynek alapmértékegységei a milliméter, tonna, másodperc és a kelvin. Ezeknek az alapegységeknek a felhasználásával SI alapegységekben kell a bemenő adatokat betáplálni.



15. ábra. Új anyag termikus tulajdonságainak definiálása a Marc Mentat® programban

Ezeknek az alapismereteknek a tudatában a karimák anyagának definiálásával kezdtem. A vizsgálatom során a sűrűség hőmérséklet függését annak kis mértéke miatt elhanyagoltam. Ezek után a mechanikai tulajdonságoknál maradva, az anyagom húzó rugalmassági modulusza következett. Viszont mivel ez egy a hőmérséklettől erősen függő érték, nem lehet figyelmen kívül hagyni a hőmérséklet okozta változását. Az általam használt értékek az alábbi Marc Mentat szoftverben definiált diagramon láthatóak, amelyet a szimuláció során használtam. A „V1" adatok a hőmérsékleteket, az „F" adatok pedig a rugalmassági modulusz értékeket jelzik Gigapascalban.



16. ábra. 1.4301 anyag rugalmassági modulusza a hőmérséklet függvényében

Mivel a hőterhelést Kelvinben definiáltam, a hőmérséklet függvényében változó anyagjellemzők tulajdonságait is Kelvin skálához igazítva adtam meg. A karima acél mechanikai tulajdonságainak definiálása után a termikus anyagjellemzők megadása következett. Ezeknek az anyagjellemzőknek az értékét, a MatWeb [24]weboldalról kerestem ki. Az alábbi 12. táblázatban összefoglaltam a karima acél anyagainak szimulációhoz megadott értékeit.

ANYAG: 1.4301 acél	Érték	Mértékegység
Sűrűség	$7{,}9 \cdot 10^{-9}$	tonna/mm^3
Húzó rugalmassági modulusz	200 - 186	GPa
Poisson tényező	0,3	-
Hővezetési tényező	15 - 17,5	tonna·mm/s^3·K
Fajlagos hőkapacitás	$5 \cdot 10^8$ - $5{,}1 \cdot 10^8$	mm^2/s^2·K
Emissziós tényező	0,8	-
Lineáris hőtágulási együttható	$16{,}16 \cdot 10^{-6}$	1/K

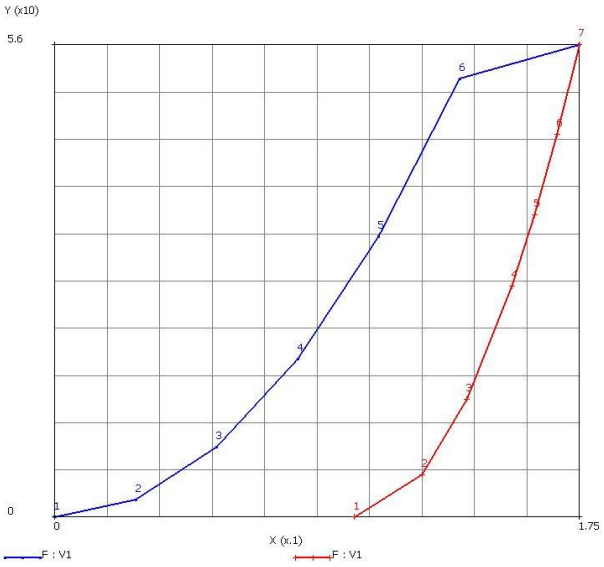
12. táblázat. K*arima acél anyagának paraméterei*

A második általam felhasznált anyag a csavarok anyaga volt. A vizsgálatom során a csavarok nem voltak külön testként modellezve, kizárólag az anyaguk tért el egymástól. Emiatt a fellelt régebbi kutatások módszereihez igazodva adtam meg az anyagtulajdonságokat [4]. Az ott vázolt helyzetben az ASME VIII [5] szabványra hivatkozva furattal gyengített lemezek számításához használt gyengített anyagjellemzőt adtak meg a szimulációban. A rugalmassági modulusz redukciós faktorának értéke megegyezik az egy mínusz a csavar furatok térfogatának és a csavar furat átmérőjének csavarkörön történő körbe forgatásából adódó körgyűrű térfogatának hányadosával. Az én számításaimban ennek az értéke 0,4375-re adódott. Tehát a karimában levő furatokban az ezzel az értékkel szorzott karima acél rugalmassági modulusz értéket adtam meg. Az alábbi 13. táblázat a csavar 1.7218 anyagának szimulációhoz megadott anyagjellemzőinek számszerű értékeit tartalmazza.

ANYAG: 1.7218 acél	Érték	Mértékegység
Sűrűség	$7{,}85 \cdot 10^{-9}$	tonna/mm^3
Húzó rugalmassági modulusz	205 - 184,5	GPa
Poisson tényező	0,3	-
Hővezetési tényező	41 - 42,8	tonna·mm/s^3·K
Fajlagos hőkapacitás	$4{,}61 \cdot 10^8$ - $4{,}99 \cdot 10^8$	mm^2/s^2·K
Emissziós tényező	0,8	-
Lineáris hőtágulási együttható	$11{,}3 \cdot 10^{-6}$	1/K

13. táblázat. C*savar acél anyagának paraméterei*

A tömítések megadásához először definiálni kell egy alapanyagot, amelyet a tömítés felvételekor majd meg kell nevezni. Ez az alapanyag adja meg a tömítés mechanikai jellemzőinek egy részét. Ezután a tömítés létrehozásakor meg kell adni a tömítés anyagára jellemző felterhelési és leterhelési függvényeket. Ezek megadják, hogy a tömítés felületén ébredő adott feszültség hatására, a tömítés két felületének mekkora az egymáshoz mért elmozdulása, a tömítés zsugorodása. Az alábbi 17. ábra az általam alkalmazott tömítés felterhelési (kék) és leterhelési (piros) útját tartalmazza.



17. ábra. T*ömítés felterhelési és leterhelési útja*

4.3.2. Kontakt testek meghatározása

Összesen három különböző kontakt testet kellett létrehoznom. Az első a tömítés volt. A tömítés esetében is, mint a szimuláció során minden testet, deformálható hálózott elemként definiáltam. A második test a szád csatlakozófelülettel ellátott karima volt, a harmadik pedig a horonnyal készített karimafél.

Ezt követően létrehoztam a tömítés és a karima acél anyaga közti érintkezés szabályait. Az általam vizsgált esetben a testek közötti súrlódási tényező értékét 0,8-nak vettem fel [4].Végül megadtam az érintkezéseket tartalmazó kontakt táblázatot, amelyet az alábbi 18. ábra szemléltet.

18. ábra. K*ontakt táblázat*

A cellákban megadott „T” jelölés az olyan testek közötti érintkező kapcsolatot jelez, amelyeknél a felületek egymáson képesek elmozdulni. Az érintkezési típus meghatározása után hozzárendeltem a kapcsolatokhoz a létrehozott érintkezési szabályokat, és ezzel a kontakt táblázat elkészült.

4.3.3. Kezdeti és peremfeltételek

A szimuláció bemenő adatai között egy kezdeti állapotot, és hét peremfeltételt kellett felvennem. A kezdeti állapot a hőmérsékletre vonatkozott. A kezdeti hőmérséklet a modell minden pontjában 293,13 K értékű.

Az első peremfeltételem a hornyos csatlakozófelületű karima nyakrészének megfogása volt. Mivel összekötöttem a karima nyakrészének négy pontját, ezt csak a legalsó pontra kellett felvennem. A pontok elmozdulását minden irányban nullának vettem, ezzel rögzítve a karimát.

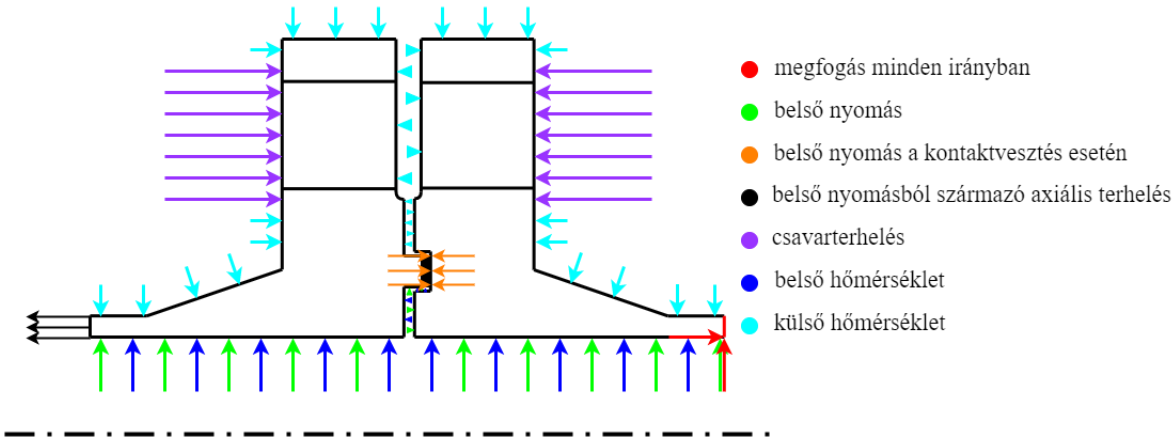
Ez után következhettek a szerkezeti felületi terhelések. Az első ilyen a belső nyomás volt, amelyből kettőt hoztam létre. Az első a tényleges belső nyomás volt, amely a karima belső felületeire volt hatással, a második pedig a tömítettség elvesztése esetében lépett fel a tömítés és a karima között. A tömítettség elvesztése esetén fellépő nyomást a szoftverben is be kellett állítani. Így a két test kontaktja esetén a terhelés nem működött. A két belső nyomás értéke megegyezett, és nagyságuk mindig a tervezett üzemelési nyomással volt egyenlő. A következő szerkezeti felületi terhelésem a szád csatlakozófelületű karima nyakára ható axiális erő volt. Ez hivatott érzékeltetni a belső nyomás hatását és a folytatólagosságát a csőszakasznak. Az axiális erő, vagy másnéven kompenzációs erő értékét az alábbi egyenletek alapján számítottam ki. A P_I az adott üzemi nyomást, az A_b a csővezeték keresztmetszetének belső felületét, az A_{kgy} a csővezeték keresztmetszetének anyagot tartalmazó körgyűrű felületét, az F a kompenzációs erőt, a P_{komp} pedig a kompenzációs nyomást jelöli. Ezt a számítást egy 40 bar nyomású esetben mutatom be.

$$F = P_I \cdot A_b = 4\ \text{MPa} \cdot 33491{,}22\text{mm}^2 = 133{,}96\ \text{kN}$$

$$P_{komp} = \frac{F}{A_{kgy}} = \frac{133964{,}88\ \text{N}}{4211{,}75\ \text{mm}^2} = 31{,}81\text{MPa}$$

A kompenzációs erőt ilyen módon nyomás értékként adtam meg. Ezek után a csavar terhelések megadása következett. A csavar terheléseket a karimatányérok csavarfuratok miatt kikönnyített anyagú részére illesztettem szintén, mint szerkezeti felületi terhelést. Mivel nem lett volna előnyös, hogy az alacsonyabb rugalmassági moduluszú anyag alakváltozása befolyásolja a szimuláció végeredményét, így a terhelést egy elemmel mindkét irányban kibővítettem. Így a terhelés egy kis része az eredeti acél szerkezeti anyagot is terheli. A csavarterheléseket mindkét karimafélre, egymással szembe mutató irányban vettem fel. Így a terhelések nagysága azonos, csak az irányuk ellentétes. A csavarterhelés nagysága is összefüggésben volt a tervezett üzemeltetési eset terhelési értékeivel.

A következő terhelések a szerkezetre ható külső termikus terhelések voltak. A két terhelés a belső és a külső hőmérséklet hatása volt. A belső hőmérsékletet minden belső felületre definiáltam. A külső hőmérséklet terhelését a külső elemekre vettem fel, a konvektív hőátadási tényezőt pedig 20-nak vettem. Az emissziós tényező értékét a külső és belső hőmérséklet esetében is 0,8-as értéknek feltételeztem. A peremfeltételek megadása után az alábbi ábra szerint nézett ki a peremfeltételekkel ellátott karimás kötésem tengelyszimmetrikus esetben.



19. ábra. A*lkalmazott peremfeltételek*

4.3.4. *Terhelési esetek*

Mivel a szimuláció során a valósághoz közeli állapotot szeretnénk vizsgálni, a szerkezet összeszerelését és felterhelését különböző terhelési esetekként kell megadni. A karimás kötésem üzembe helyezése három lépésből áll. Az első lépés a csavarok meghúzása. Ezt a csavarterhelés fokozatos felépítésével lehet elérni. A csavarok meghúzásának idejét egy egységnek vettem, és ezen belül azonos időközű léptetéssel 50 lépésben építettem fel a terhelést. Ennél a terhelési esetnél 3 terhelést adtam rá a szerkezetre: a karima megfogását az összekapcsolt pontokban, valamint a két csavarterhelést. A következő lépésem a hőmérséklet felépítése volt. Ennél a terhelési esetnél fontos, hogy annyi időegység álljon rendelkezésre a terhelések felépítésére, hogy a folyamat végére a hőmérsékleti eloszlás állandósult legyen. Így 3000 időegységet hagytam a hőmérsékletek felépítésére. A terheléseket adaptív, hőmérsékletre jellemző módon növeltem, a program egy beállítása segítségével. Ebben a terhelési esetben a csavarmeghúzások és a megfogás mellett a külső hőmérséklet és a belső hőmérséklet terhelését is figyelembe vette a program. Az utolsó üzembe helyezési lépés a belső nyomás kialakulása volt. Itt szintén egy egységnek vettem a terhelési eset idejét, és állandó időközű lépésekben 80 lépcsőben növeltem a tényleges értékre.

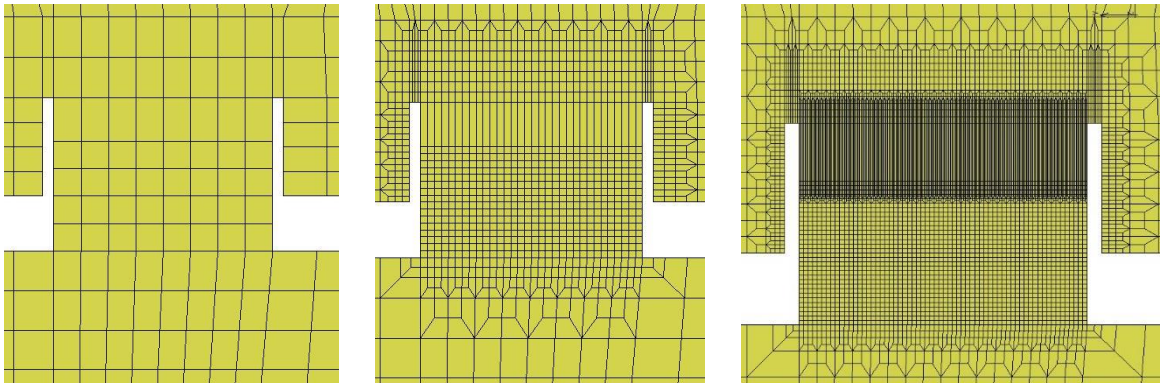
4.3.5. A szimulációk számításainak beállításai

A szimulációk futtatásához még be kellett állítani, hogy a szoftver milyen módszerekkel futtassa a szimulációkat. A feladat megoldó típusok közül számomra a termikus/szerkezeti szimuláció volt megfelelő. A létrehozásnál ki kellett választani a feladathoz tartozó terhelési eseteket, valamint meg kellett határozni azok sorrendjét. Ahogy a terhelési eseteknél említettem a feladatom a csavarok meghúzásával kezdődött, a belső hőmérséklet ráadásával folytatódott és a belső nyomás felépítésével fejeződött be. Ezek után hozzá kellett rendelni a kezdeti feltételeket és peremfeltételeket a feladathoz. Mivel csak olyan peremfeltételt és kezdeti feltételt hoztam létre, amelyre szükségem van, így az összeset hozzárendelhettem ehhez az esethez. Ezek után a testek érintkezésére vonatkozólag megadtam, hogy kezdeti esetben az érintkezés a létrehozott kontakt táblázat alapján történik, valamint, hogy az érintkezéseknél a hibrid eljárással számoljon a szoftver. Ezt követően kiválasztottam, hogy a szimuláció eredményei közül melyik értékeket gyűjtse össze a szoftver, hogy azokat később megvizsgálhassam. A feladat paraméterei között átállítottam a számítás során alkalmazott konstansok értékét Kelvin skálához igazodóra.

4.4. A szimuláció eredményei

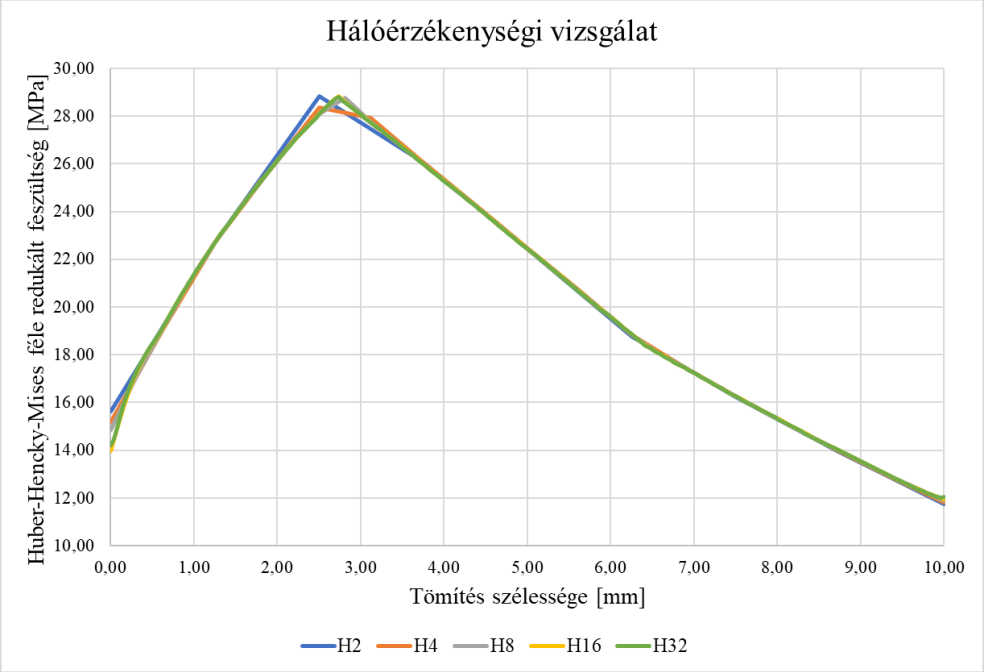
4.4.1. Hálóérzékenységi vizsgálatok

Az eredmények kiértékelésének elkezdéséhez ki kellett választanom az optimális számítási elemszámot. Ezt a hálóalkotás folyamatánál ismertetett hálóérzékenységi vizsgálat segítségével tettem meg. A szimulációhoz készítettem 5 különböző elemméretű hálót, majd ezeket a hálókat azonos terheléseknek vetettem alá. A háló elemméretének csökkentését, csak a vizsgálni kívánt hely környezetében hajtottam végre, mivel így a szimuláció időigénye nem nőtt jelentősen, viszont sikerült pontosabb eredményeket kapnom. Az 5 háló közül a H2-es a H8-as és a H32-es jelölésűt mutatom be a 20. ábra.



20. ábra. A tömítés környezetében levő elemek sűrítése (H2 – bal; H8 – közép; H32 – jobb)

Ezek után az összes hálóval azonos peremfeltételek és terhelések mellett szimulációt végeztem. Következtetéseimet a tömítésben ébredő maximális feszültségek eltérésének mértéke alapján vontam le. Emellett figyelembe vettem a tömítés felületén ébredő feszültségek lefutását is, amelyet a későbbiekben vizsgálni szeretnék.



21. ábra. H*álóérzékenységi vizsgálat során kapott eredmények*

	H2 [Mpa]	%	H4 [Mpa]	%	H8 [Mpa]	%	H16 [Mpa]	%	H32 [Mpa]
$\sigma_{red,max}$	28,82	1,62	28,36	1,39	28,76	0,24	28,83	0,10	28,8

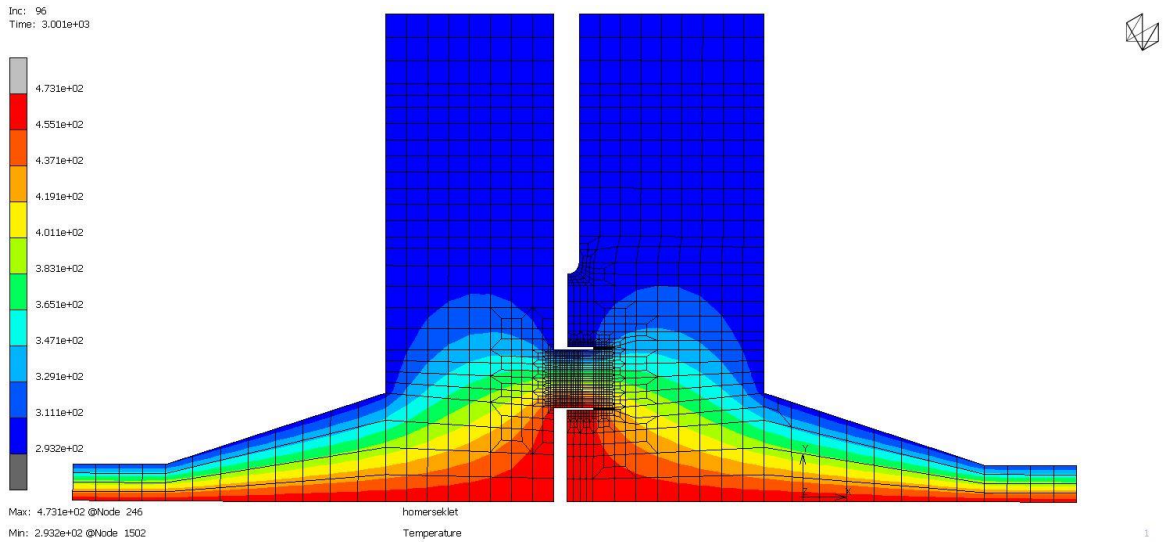
14*. táblázat*. Hálók eredményeinek százalékos eltérései

Ahogy a 21. ábra is látható, a különböző méretű hálók eredményei között jelentős eltérés nem tapasztalható. A feszültségek lefutásának görbéje közel azonos, csak a maximum értékben, valamint a tömítés szélein mutatnak eltéréseket. Ugyanez figyelhető meg a maximális feszültségek értékeinél is a *14*. táblázatban. Általánosságban igaz, hogy 5% hibahatár alatt nem szükséges új háló készítése. Ahogy az egyes hálók által kapott értékek között látszódik, nincs sehol ekkora eltérés, így az egy százalék alatti hibákat elfogadhatónak értékeltem. Így a H8-as jelölésű, közepes sűrűségű hálót választottam az szimulációk elvégzéséhez.

4.4.2. A tengelyszimmetrikus szimuláció eredményei

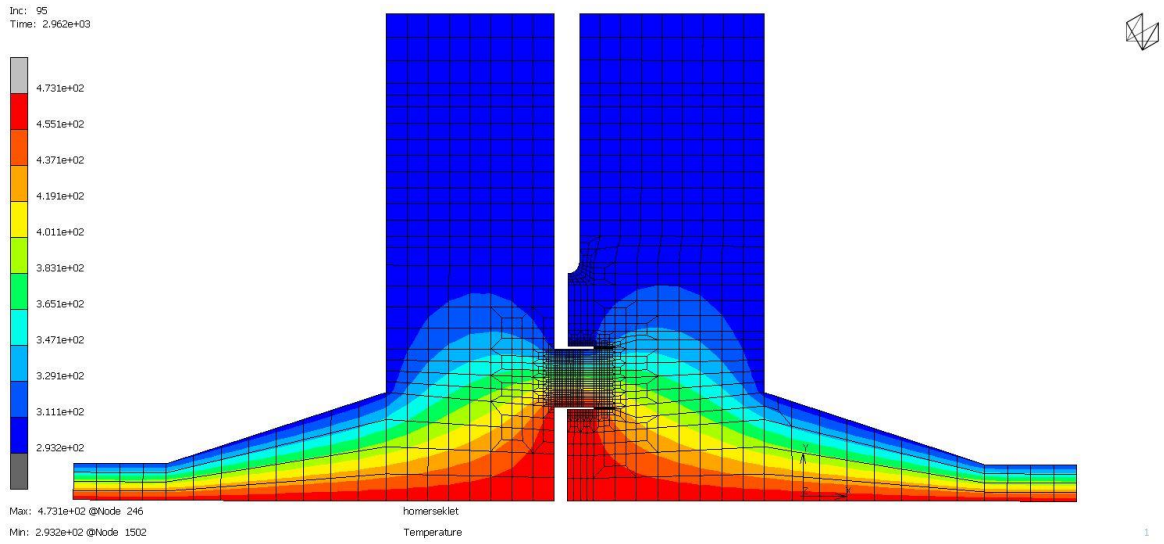
A terhelési eseteim közül először azokat vizsgálom, amelyekben a hőmérsékleti terhelés már a 200°C fokos értéken van. Ez a 25 bar, 30 bar, 35 bar és 40 bar belső nyomású esetekben igaz. Ezek még azok az esetek, amelyek a PN40-es karima nyomásfokozat határa alatt vannak, vagyis a karimának biztosan alkalmazhatónak kell lennie az adott terhelések mellett.

Az eredmények kiértékelése előtt meg kellett bizonyosodnom arról, hogy a karimában fellépő hőmérsékletmező ténylegesen állandósult. Amennyiben ez nem igaz, úgy hosszabb relaxációs időt kell hagynom a szimulációban a hőmérsékleti terhelés felépítése esetében. A hőmérsékletmező vizsgálatához a 30 bar-os, 200°C esetet figyeltem meg. Ennek a kérdésnek a vizsgálata a 22. ábra figyelhető meg.



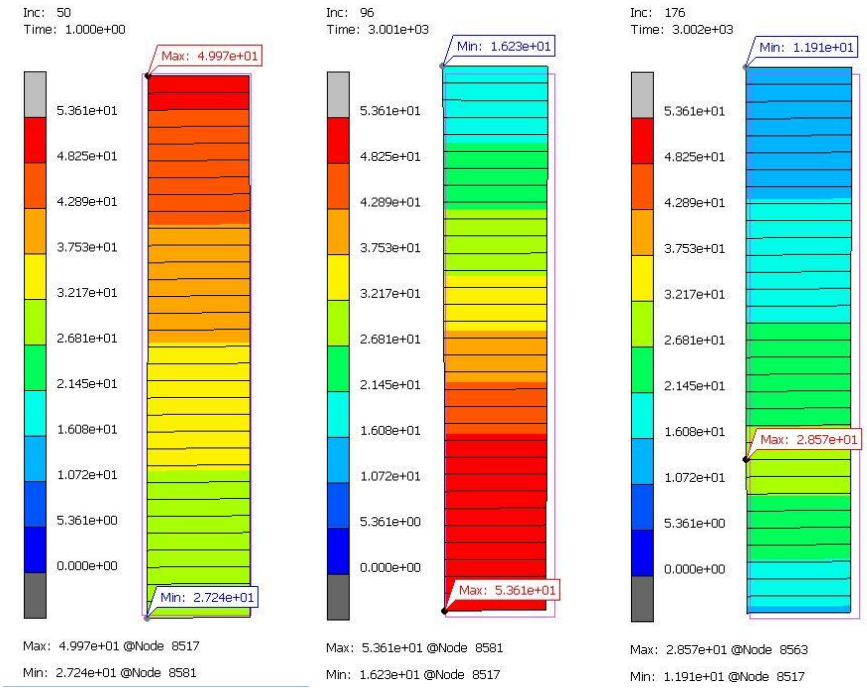
22. ábra. H*őmérséklet értékek alakulása az üzemelés során*

Az ábrán megfigyelhető, hogy a karimák és a tömítések belső részén, a hőmérséklet 473 K körüli értékét. Emellett az érintkező felületek esetében is látszik, hogy a hőátadás az érintkezéssel megvalósul, vagyis a szimulációs modell ebben az esetben is jól működik. További visszaigazolást ad a hőmérsékletek állandósult értékéről, az is, hogy a hőmérséklet terhelésben egy időlépéssel korábban (körülbelül 2900 másodpercnél) is ugyanezek a hőmérséklet értékek voltak megfigyelhetőek. Ezt az alábbi 23. ábra támasztja alá.



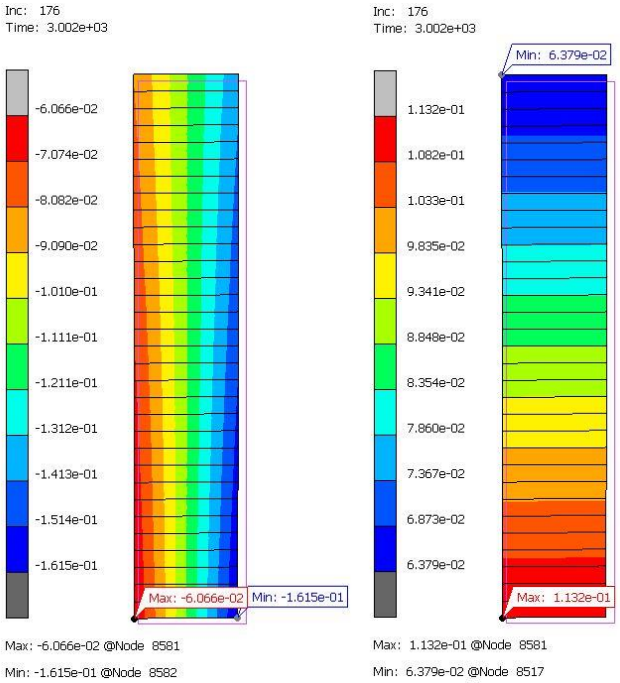
23. ábra. H*őmérséklet értékek alakulása 2900 másodpercnél*

Ezek után megvizsgáltam, hogy az üzembe helyezés során milyen feszültségek alakulnak ki a tömítésben. A 24. ábra a tömítés deformációját mutatja be. Balról indulóan az első eset a csavarterhelés utáni, a második a hőmérsékleti terhelés utáni, a harmadik pedig a nyomásterhelés felépítése utáni állapotot ábrázolja. Az ábrákon a vékony lila vonal szemlélteti a tömítés eredeti méreteit. Ezen felül az ábrákon látható színek a tömítésben ébredő Huber-Hencky-Mises féle redukált feszültség megapascalban. Balról az első ábrán a csavarok meghúzása utáni állapot figyelhető meg. Itt a feszültség értékek is jelzik számunkra, hogy a terhelés és a megfogások hatására a karimafelekben történik egy rugalmas alakváltozás. Ennek során a karimatányérok szélei egymás felé mozdulnak, emiatt lesznek a feszültségcsúcsok a tömítés külső átmérője közelében. Mivel a tömítés felületén ébredő összenyomó feszültség függvénye a tömítés összenyomódása, ahogy azt a tömítés felterhelési útja is mutatja, ebben az esetben a tömítés külső átmérője szenvedi el a legnagyobb alakváltozást. A második esetben a hőterhelések hatására fellépő lineáris hőtágulás a karimák belső oldalát terhelik leginkább, ezzel ellensúlyozva az előbb leírt karima csavarodásokat. Ebben az esetben a karimatányérok szélei inkább távolodnak egymástól a belül jelentkező nyomás hatására, emiatt a tömítés feszültségterének maximumai áthelyeződnek a tömítés belső átmérőjére. A csavarterhelés során összenyomott karimafelek a hőterhelés fázisában már enyhén távolodni kezdenek egymástól, majd ezt a távolodást a nyomásterhelés még jobban felerősíti. A nyomás felépítése ugyanis megpróbálja szétválasztani a karimafeleket.



24. ábra. T*ömítésben ébredő feszültségek és az alakváltozás*

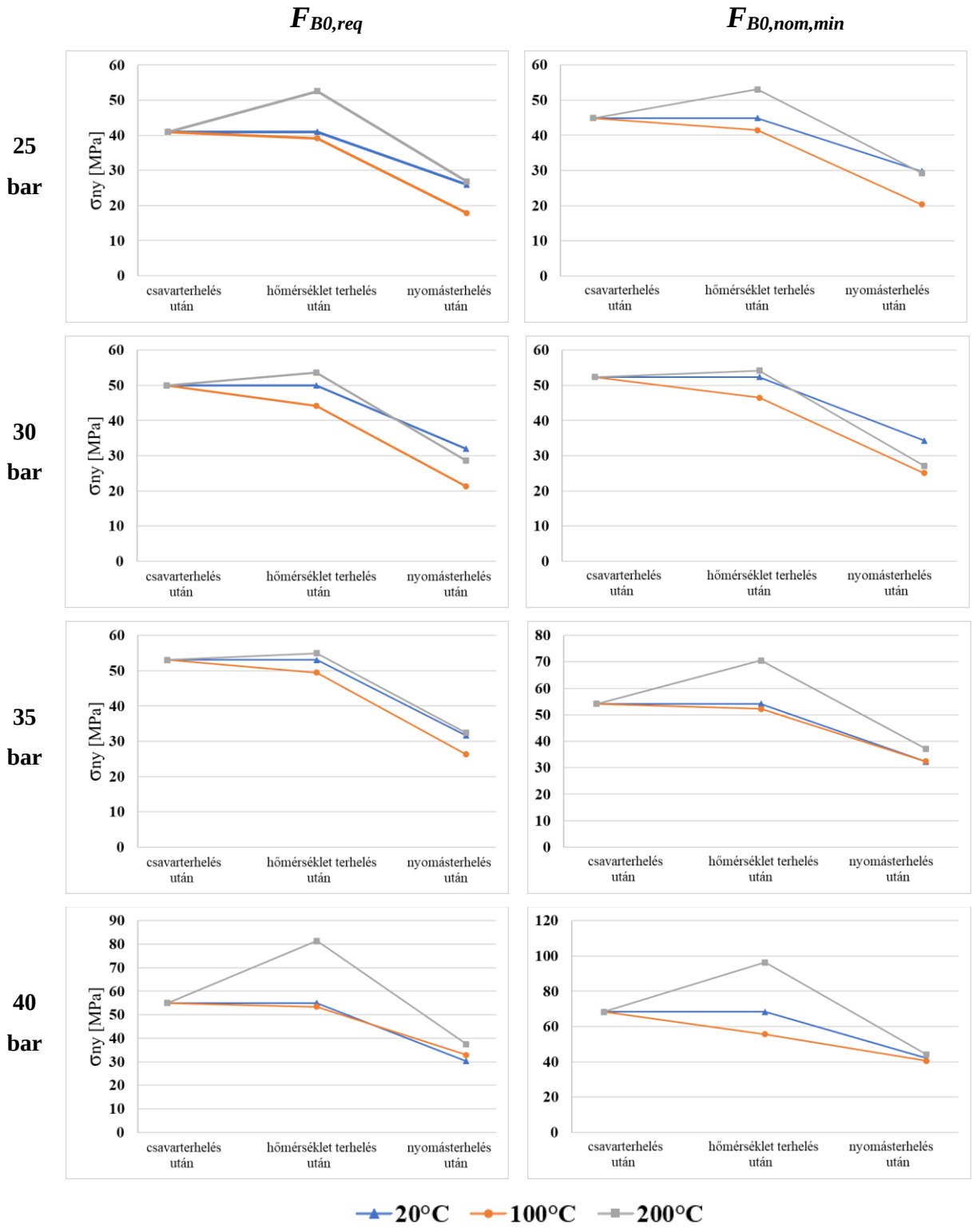
A maximális összenyomó erő a tömítésen a hőmérsékleti terhelés után jelentkezik. Itt körülbelül 53 MPa feszültség keletkezik a tömítés belső oldalán. A kialakult üzemi állapotban a feszültség maximum a tömítés külső felülete felé mozdul el. Az alábbi 25. ábra a tömítés elmozdulását írják le. A bal oldali ábra a tömítés pontjainak tengely irányú elmozdulását mutatja be, a jobb oldali ábra pedig a tömítés összenyomódásának mértékét.



25. ábra. T*ömítés pontjainak elmozdulása és a tömítés összenyomódása*

Megfigyelhető, hogy a kialakult üzemi állapotban a tömítés belső átmérőjének pontjai mozdultak el a legnagyobb mértékben. Ezt igazolja vissza az összenyomódást leíró ábra is, amelyen látszik, hogy a 2 mm vastagságú tömítés maximális összenyomódása az üzemi állapotban 0,113 mm-re adódik.

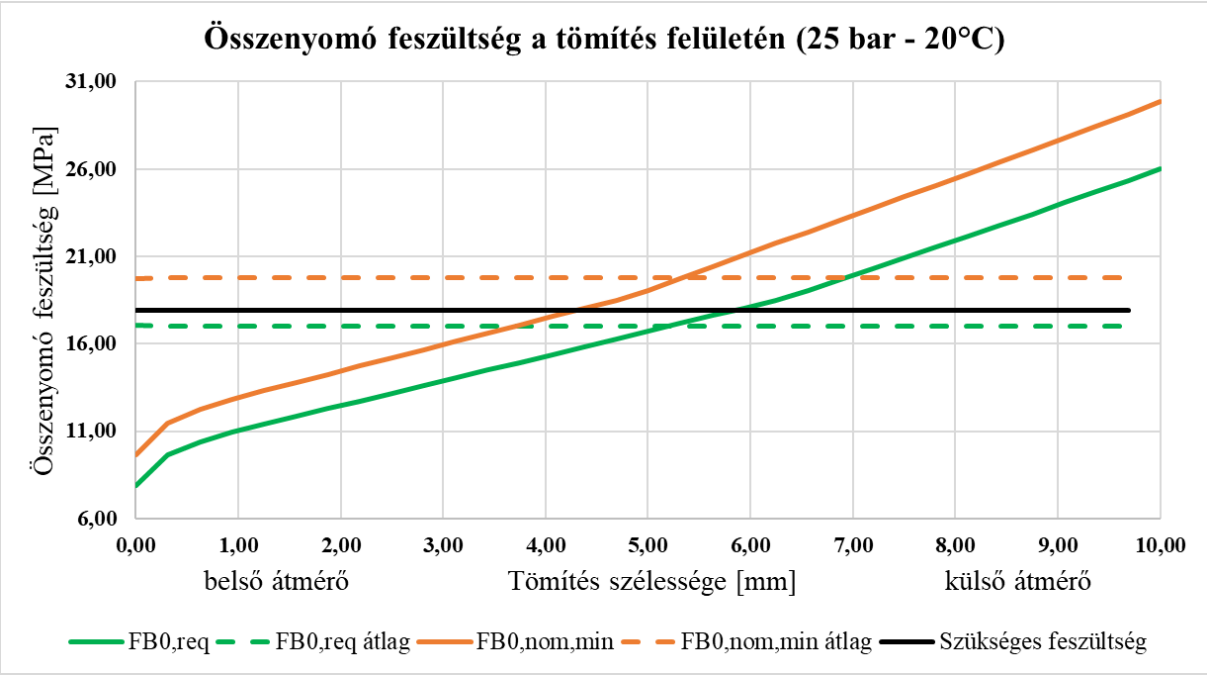
A vizsgálataim további részében a tömítésben ébredő maximális feszültségek értékeit hasonlítottam össze a különböző nyomásfokozatokon és hőmérsékleten, az egyes terhelési lépcsők viszonylatában. A szimulációkat ebben az esetben is 25 bar - 40 bar nyomásig futtattam, minden esetben 20°C, 100°C és 200°C hőmérsékleten. Emellett megvizsgáltam a szabvány által minimálisnak nevezett csavarerő ($F_{B0,req}$), valamint az ajánlott csavarerő ($F_{B0,nom,min}$) eltéréseit is. Az eredményeimet táblázatos formában mutatom be, ahol az első oszlopban az $F_{B0,req}$ csavarerővel terhelt karimák láthatóak, a második oszlop pedig az $F_{B0,nom,min}$ csavarerővel terhelt eseteket tartalmazza. A 26. ábra az adott terhelések különböző hőmérsékleti eseteit mutatja be.



26. ábra. T*ömítésen ébredő maximális feszültség alakulása*

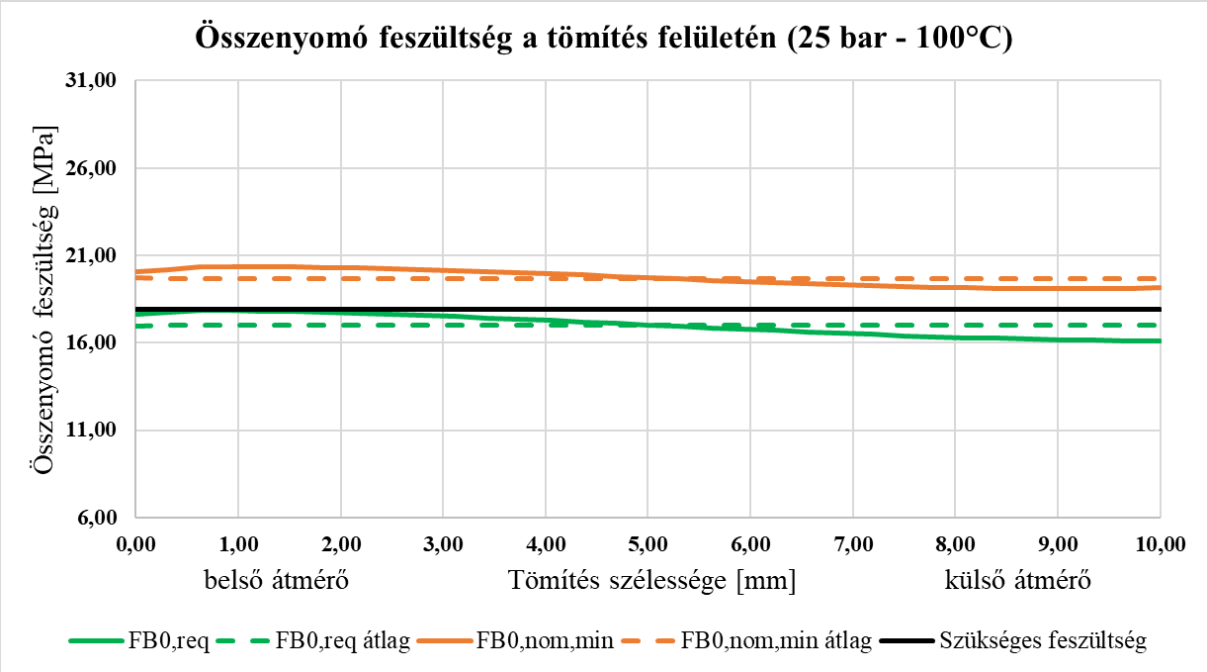
Az ábrákon megfigyelhetőek tendenciák, amelyek szinte az összes esetben igazak. A függőleges tengelyen szereplő σ_{ny} az összenyomó feszültséget jelöli. Az első két terhelési lépésben állandónak mondható 20°C hőmérsékletű esetekhez képest, a 100°C hőmérsékletű esetek által keltett maximális feszültségértékek kisebbek. A jelenség azzal magyarázható, hogy a hőtágulás hatása ellensúlyozza a csavarterhelés hatását, és a tömítés felületén közel egyenletes feszültségértékek alakulnak ki a tömítés szélessége mentén. Ezzel szemben a 200°C hőmérsékletű esetekben a hőmérsékleti terhelési lépcsőnél egy kiugrás található, amelynek oka a tömítés belső felületén ébredő összenyomódás, amelyet a karimák hőtágulása idéz elő. Ez amiatt szembetűnő, mivel a hőmérséklet hatására általában az anyagok relaxációja következik be, és így alacsonyabb feszültségértékekre lehetne számítani. Ezek után a nyomásterhelési lépcső befejezésével, mindhárom hőmérsékletű terhelés körülbelül azonos maximális feszültséget eredményez.

A tömítések felületén ébredő feszültségeket nem csak a maximumuk vizsgálatával, de a tömítés radiális irányú szélességének függvényében vett lefutásuk megrajzolásával is megvizsgáltam. Az ilyen jellegű diagramokon 3 feszültségértéket tüntettem fel. Az első, amely zöld színnel van jelölve, a minimális csavarerővel ($F_{B0,req}$) elért feszültségértékeket ábrázolja. A második, narancssárga színnel az ajánlott minimális csavarerő ($F_{B0,nom,min}$) hatására fellépő feszültségértékeket jelzi. A fekete vonal pedig a számítások alapján elérendő szükséges értéket jelzi. A szaggatott vonalak, a színben hozzájuk kapcsolódó feszültségértékek átlagát mutatják. Az alábbi ábrákon a 25 bar nyomású, különböző hőmérsékletű eseteket lehet megfigyelni.



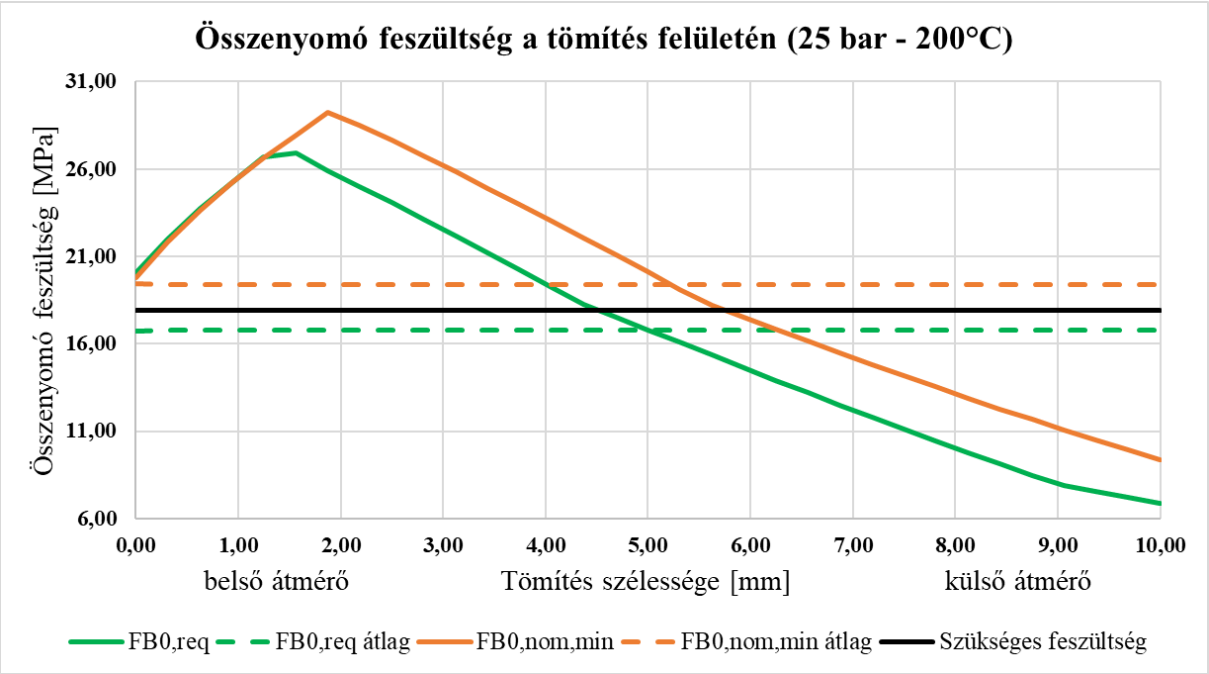
27. ábra. Feszültségek lefutása 25 bar 20°C

A 27. ábra megfigyelhető, hogy a minimális csavarerő ($F_{B0,req}$) görbéje, csak 6 mm-nél lépi át a tömítés eléréséhez szükséges minimális feszültséget, és az adatok átlaga is a szükséges feszültség érték alatt helyezkedik el. Az ajánlott minimális csavarerővel ($F_{B0,nom,min}$) azonban javul a tömítettség, mivel a teljes szélesség felénél is nagyobb szakaszon ér el a minimális feszültségnél nagyobb értékeket. A görbe átlaga így a szükséges értékeknél nagyobb. Ebből látszik, hogy a szabvány helyesen jár el, amikor a meghúzási módszertől függően, ajánlást tesz egy minimális csavarösszeszorító erőre ($F_{B0,nom,min}$). Emellett azt a javaslatot teszi, hogy ennél az ajánlott értéknél is érdemes nagyobb csavarerőt választani, amellyel már maradéktalanul biztosítható a tömítettség. Emellett a tömítés külső átmérőjénél vannak a feszültség lefutás görbék maximumai, mivel a hőmérsékleti terhelés okozta hőtágulás itt nem játszik szerepet, és a csavarerő keltette hajlítás a meghatározó a karimatányérokban.



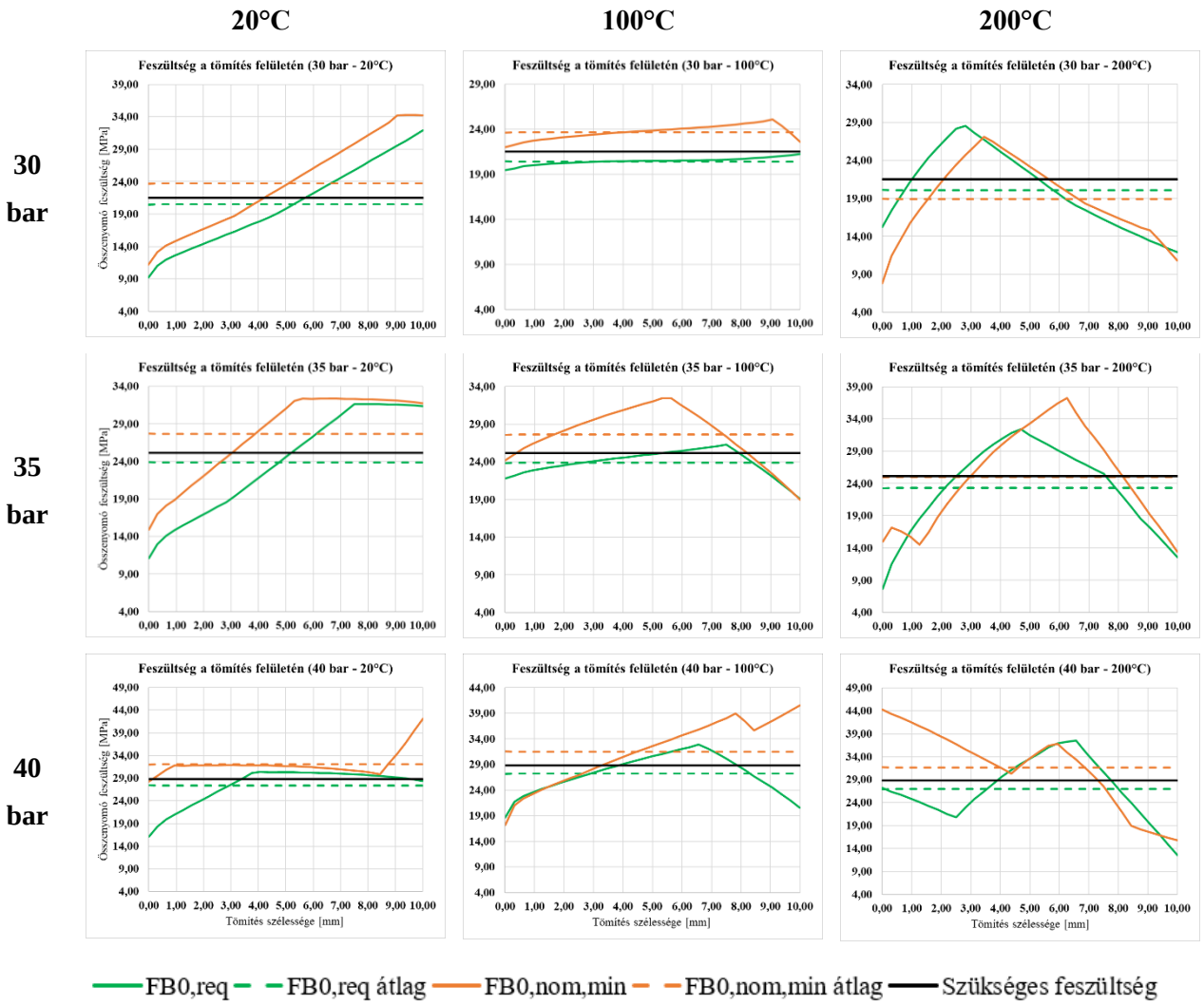
28. ábra. Feszültségek lefutása 25 bar 100°C

A 100°C hőmérsékletű görbék esetében is hasonló képet kapunk a minimális csavarerő ($F_{B0,req}$) és az ajánlott minimális csavarerő ($F_{B0,nom,min}$) keltette feszültségek viszonyáról a szükséges feszültséghez képest (28. ábra). Itt is megmutatkozik a szabvány helyes iránymutatása a csavarerő megválasztása szempontjából. A 20°C és 100°C hőmérsékletű esetek ábrái között a különbség a feszültség lefutások görbéinek meredeksége. A 100°C-os esetben szinte teljesen vízszintesek a görbék. Ez amiatt tapasztalható, mivel a 100°C-os hőmérsékleti terhelésből adódó hőtágulás, egy olyan mértékű ellentétes irányú forgatással hat a karimákra, amelyek a 25 bar nyomáshoz tartozó csavarerők hatásával összehasonlítható nagyságúak. Ennek a jelenségnek a következménye a maximális feszültségértékek esetében látott 100°C-os göbre értékeinek csökkenése a 20°C-os görbékhez értékeihez képest. Ebben az esetben nincsenek nagy kiugrások, így a feszültség maximum értéke az egész adatsor átlagának értékéhez közel esik.



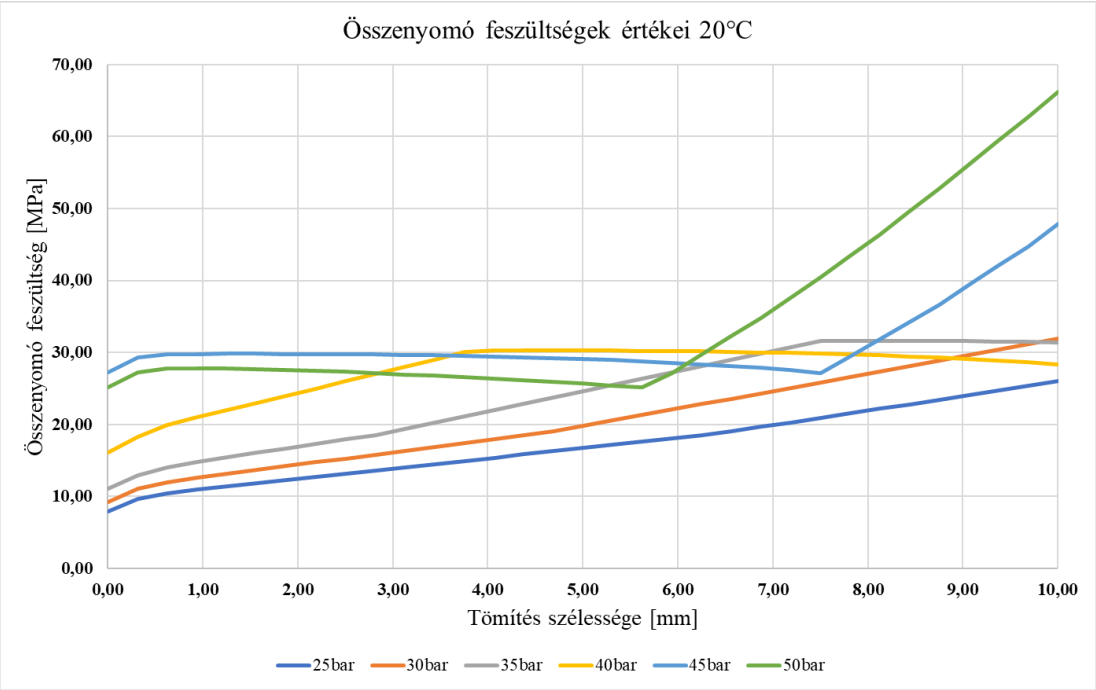
29. ábra. Feszültségek lefutása 25 bar 200°C

A 200°C hőmérséklethez tartozó feszültség értékeknél a 29. ábra látható, hogy a hőtágulás nagyobb hatást fejtett ki a karimákra, mint a csavarerő, így a feszültség görbék maximumai a tömítés belső átmérőjénél találhatóak. A görbék átlaga az eddig látott esetekhez hasonlóan alakul. Összességében elmondható, hogy a hőmérsékleti terhelés növekedésével a tömítés felületén ébredő feszültségek maximuma a karima belső átmérője felé mozdul el. A csavarerő csak egy bizonyos hőmérsékletig képes ellensúlyozni a hőtágulás hatását. Emellett a szabványi számítás a csavarerő megválasztásához megfelelő iránymutatást ad, amellyel elérhető a kívánt tömítettség. A magasabb nyomások eseteiről készült diagramokat az alábbi 30. ábra tartalmazza.



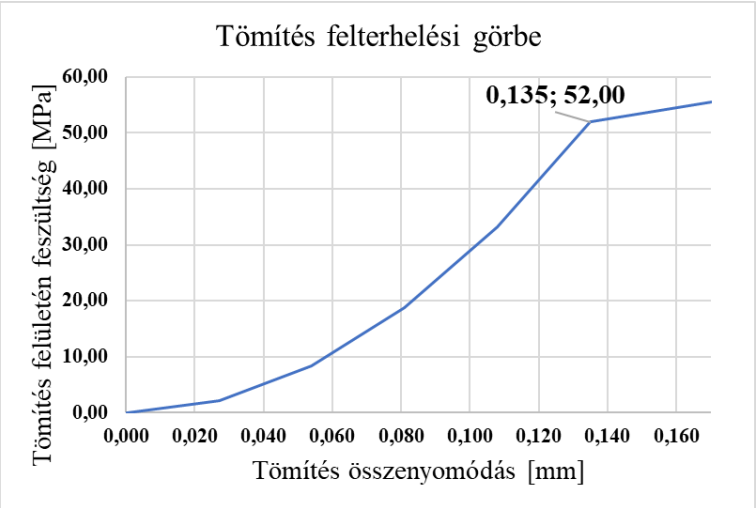
30. ábra. Tömítés felületén ébredő feszültségek a különböző esetekben

A következő lépésben különböző nyomások azonos hőmérsékleti terhelését vizsgáltam meg. Az azonos hőmérsékleti terhelés a 20°C-os hőmérséklet volt. Ehhez kiegészítésként két túlnyomással terhelt eset szimulációját is lefuttattam, hogy a kirajzolódó tendenciákat könnyebben észre lehessen venni. A terhelési esetekben kirajzolódó feszültségeloszlások a 31. ábra láthatóak.



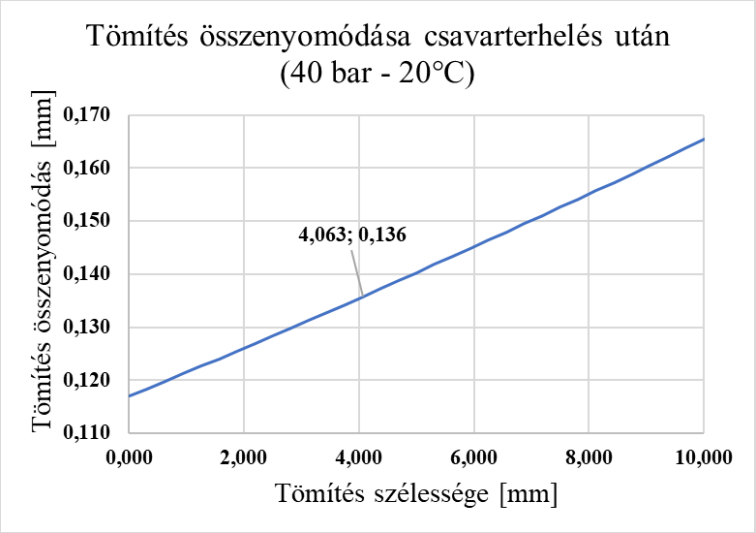
31. ábra. Feszültségek lefutása a tömítés szélessége mentén 20°C hőmérsékleten

A diagramon megfigyelhető, hogy az 35 bar, és annál nagyobb nyomásokkal terhelt esetekben a felületi feszültség értékek görbéi 30 MPa körül ellaposodnak, nem növekednek tovább. Kivételt jelentenek a 45 bar és 50 bar belső nyomású esetek. Ezeknél a belső nyomásértékeknél a túlterhelés hatása torzítja a tömítés külső átmérőjének értékeit. A görbék ellaposodásának magyarázata a csavarerővel áll szoros összefüggésben. A nyomások növekedésével a szabvány egyre nagyobb összeszerelési csavarerőt határoz meg. Ahogy a tömítésben ébredő feszültségek maximumának egyes terhelési lépcsők utáni állapotait megvizsgáltam, a 20°C hőmérsékletű esetekben a csavarterhelés után ébrednek a maximális felületi összeszorító feszültségek. Ezekben az esetekben nincs hőmérsékleti terhelés, amely megnövelné a feszültségek maximális értékeit. A tömítésnek emellett - ahogy a 32. ábra megfigyelhető - a felterhelési görbén van egy törés, amely a tömítés folyáshatárát jelzi. A 40 bar nyomású esetet vizsgálva, a csavarterhelés felépítése utáni állapotban a tömítés egy része megfolyik.



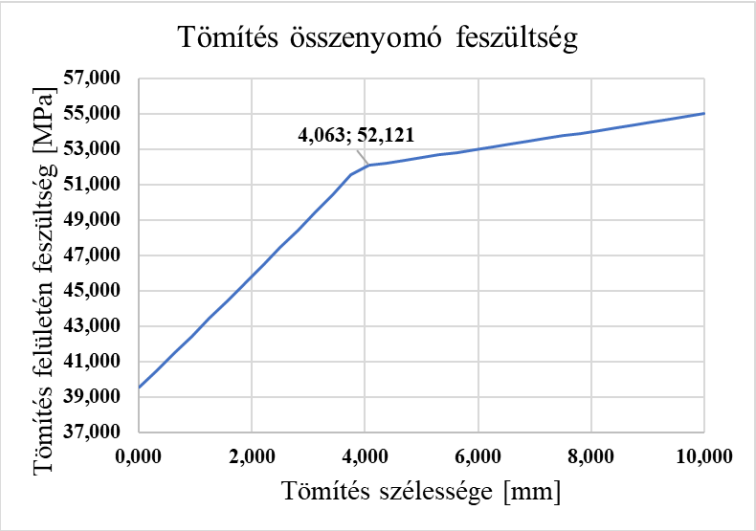
32. ábra. Tömítés felterhelési görbéje a folyáshatár pontjának értékeivel

Ahogy a 32. ábra szereplő diagram mutatja, a tömítés 52 MPa terhelésre 0,135 mm összenyomódásnál éri el a folyáshatárát. A szimulációs szoftver végeredményei közül kigyűjtöttem a tömítés összenyomódásának értékeit. Ezt a diagramot a 33. ábra szemlélteti.



33. ábra. A tömítés összenyomódása

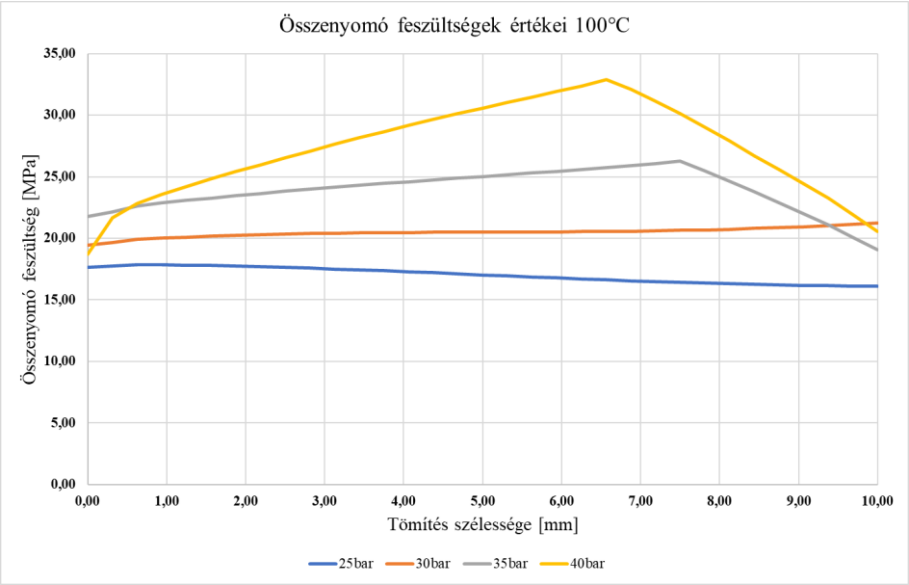
A diagramon látható, hogy a tömítés összenyomódása a szélessége mentén közel lineáris, és körülbelül 4 mm-nél eléri a folyáshatárhoz tartozó összenyomódás értéket. Emiatt kirajzoltattam a programmal a tömítés felületén ébredő feszültséget az adott terhelési lépcső után. Ez a 34. ábra látható.



34. ábra. Tömítés felületén ébredő összenyomó feszültség

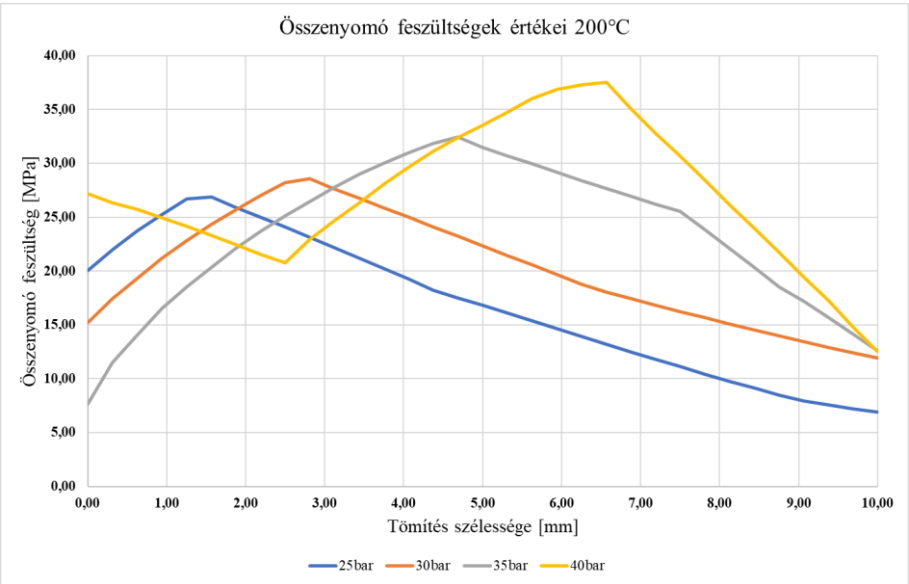
A diagramról leolvasható, hogy 52 MPa felületi feszültségnél és 4,063 mm-nél van egy törés a feszültség görbében. Vagyis a tömítés a 4 mm szélességtől kezdődően megfolyik, amely a 20°C hőmérsékleten vett nyomásterhelés utáni lépcső felületi összenyomó feszültség értékére is hatást gyakorol. A 31. ábra látható görbén ezért látható szintén 4 mm-nél az ellaposodás, a feszültség értékek maximalizálódása. A többi magasabb nyomással terhelt esetben, mivel az összeszerelési csavarerő is nagyobb, így a tömítés a szélesség függvényében hamarabb szenved el folyással járó alakváltozást.

Ugyanilyen módon megfigyelhetőek hasonlóságok a 100°C hőmérsékletű, illetve a 200°C hőmérsékletű feszültség görbék viszonylatában is. A 35. ábra a 100°C hőmérséklethez tartozó feszültség lefutás görbék figyelhetőek meg. Összehasonlítva a 25 bar-os és 30 bar-os eseteket a 35 bar-os és 40 bar-os esetekkel, megfigyelhető, hogy különböző meredekségűek a görbék. Ez abból adódik, hogy a 100°C hőmérséklet, az adott lineáris hőtágulási tényezőkkel számolva, pont akkora hatást fejt ki, mint a 25 bar és 30 bar nyomáshoz tartozó esetek csavarerői. A magasabb nyomású esetekben még kivehető, hogy a tömítés külső átmérőjénél nagyobb átmérőn ható nagyobb csavarerők hatása erősebb, mint a lineáris hőtágulásból adódó nyomás a tömítés belső átmérőjén. Emiatt ezek a görbék pozitív meredekségűek.



35. ábra. Feszültségek lefutása a tömítés szélessége mentén 100°C hőmérsékleten

A 200°C hőmérsékletű esetek összehasonlítását a 36. ábra szemlélteti. A különböző belső nyomású esetek itt is hasonló módon rajzolónak ki egymáshoz képest. Mindegyik görbe rendelkezik egy egyértelmű maximummal, amelyek a nyomás függvényében egyre növekvő értékűek, és egyre jobban a tömítés külső átmérője felé tolódnak el.



36. ábra. Feszültségek lefutása a tömítés szélessége mentén 200°C hőmérsékleten

5. Összefoglalás

A vizsgálataim során szád-horony kialakítású hegtoldatos karimák szivárgásával foglalkoztam. Célom az volt, hogy a szabványi számítások által kapott eredményeket, összehasonlítsam a végeselemes szimulációból nyert eredményekkel. Ebből az összehasonlításból szerettem volna következtetéseket levonni a szabványi számítások pontosságára vonatkozólag. Emellett szerettem volna megállapítani a kötés megfelelőségét különböző terhelési esetekben a szivárgás vonatkozásában.

A szabványi számítások elvégzésével kapott minimálisan szükséges csavarerővel terheltem az általam kiválasztott hálóméretű tengelyszimmetrikus szimulációs modellt. Ezt több terhelési esetben is elvégezve, összegyűjtöttem a terhelések hatására a tömítés felületén ébredő összenyomó feszültségek értékeit. Kiválasztottam ezek közül a maximális feszültségeket az egyes terhelési lépcsőket követően, valamint a tömítés radiális szélessége mentén felrajzolható feszültség lefutásokat is. Az eredményeket összehasonlítottam elsősorban az adott esetben a szabvány alapján számolt minimálisan szükséges tömítőerőből kapott összenyomó feszültséggel. Ezt megtettem az összes általam vizsgált esetben, majd adott szempontok szerint azonos terheléseket felvevő eseteket hasonlítottam össze egymással. Az összehasonlítások során megállapítottam, hogy a szabvány alapján számolt minimális csavarerő hatására keletkező összenyomó feszültség még nem elegendő a szivárgásmentes üzemeléshez. Viszont a szabvány útmutatásai által javasolt, meghúzási módszertől függő ajánlott minimális csavarerővel már minden esetben elérhető a kötés tömítettsége. A különböző terhelési esetek feszültség lefutás görbéit egymással összehasonlítva, arra a következtetésre jutottam, hogy a görbék elváltozása a csavarterhelés lépéseiben a tömítés anyagának megfolyására vezethető vissza. Ez hatással van a későbbi állandósult üzemi állapotban fellépő feszültségekre is.

Így a szabványi számításokat és a szimulációk eredményét összehasonlítva olyan eredményeket kaptam, amelyek igazolják elsősorban az általam használt szimulációs modellt. Másodsorban pedig igazolták az MSZ EN 13445-3 szabvány [17] „G” mellékletében található körültekintő számítási módszer egyenleteinek megfelelőségét.

6. Summary

This paper is a study on the tongue-groove type weld neck flanges leakage behaviour. My main goal was to compare the results of the relevant European standards calculations, with the results from my finite element analysis on this subject. I aimed to make conclusions on the accuracy of the standards from this comparison. On the other hand, I wanted to analyse the compliance of the bolted flanged joints in various different situations.

The flanged connection was loaded with the required minimal bolt force, which was acquired from the said European standard, the EN 13445-3 Annex G. The simulation model was an axisymmetric model with the appropriate element size, which I selected through the mesh sensitivity study. I collected great amounts of data from the simulation, which consist the maximum stresses in the gasket of the joint, and the stresses along the width of the gasket surface. Then I compared the results with the required minimal stresses that has to be achieved on the surface of the gasket for a seal tight joint. These minimal stresses were also acquired using the relevant standards calculations. From this comparison, I observed if the minimal stresses from the bolting up forces that meant to be enough to provide a leak free joint, were under the required stresses on the surface of the gasket. On the contrary the recommendations of the standards for a greater bolt force were favourable considering the mentioned stress distribution along the gasket width. Then I compared the loadcases that have matching loads regarding temperature. From these studies I learned that the change of the curves can be traced back to the yielding of the gasket material. These yielding effects are the results of the stress distribution in the permanent stages of the operating conditions.

With these studies, comparing the results from my simulation with the results of the relevant standards, the outcome validates the model of my simulation on the first place. Secondly, it justifies the accuracy of the calculations written in the European standards.

Köszönetnyilvánítás

Köszönetemet szeretném kifejezni konzulenseimnek, Dr. Petrik Máténak, hogy a konzultációk során nyújtott tanácsaival és szakértelmével támogatott, valamint Pusztai-Spisák Bernadettnek, hogy a végeselemes szimulációkkal kapcsolatos útmutatásával segítette munkámat.

Köszönettel tartozom továbbá a Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft.-nek, hogy biztosította számomra a szükséges számítástechnikai hátteret, valamint a Szerkezetintegritási és Gyártástechnológiai Osztály munkatásainak, akik magas szintű szaktudásukkal mindig készségesen segítettek a kutatásom során.

7. Irodalomjegyzék

[1] J. MARIN, „Stresses and deformations in pipe flanges subjected to creep at high temperatures," 1938.

[2] M. M. KRISHNA, M. SHUNMUGAM és N. S. PRASAD, „A study on the sealing performance of bolted flange joints with gaskets using finite element analysis," *International Journal of Pressure Vessels and Piping,* 2007.

[3] J. MACKERLE, „Finite element analysis of fastening and jointing: A bibliography (1990-2002)," *International Journal of Pressure Vessels and Piping,* 2003.

[4] H. ESTRADA, „Analysis of leakage in bolted-flanged joints using contact finite element analysis," *Journal of Mechanics Engineering and Automation,* 2015.

[5] *ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE SECTION VIII,* Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Kar Vegyipari Gépészeti Intézet szabványtár, 2021.

[6] P. LOSÁK, T. LÉTAL, J. BUZÍK és M. NAD, „Leakage-cause analysis of a flange joint designed according to standards," 2018.

[7] M. ABID és D.H. NASH, „Comparative study of the behaviour of conventional gasketed and compact non-gasketed flanged pipe joints under bolt up and operating conditions," *International Journal of Vessels and Piping,* 2003.

[8] M. ABID, „Determination of safe operating conditions for gasketed flange joint under combined internal pressure and temperature: A finite element approach," *International Journal of Vessels and Piping,* 2006.

[9] K. SATO, T. SAWA és R. MORIMOTO, „Evaluation of the mechanical behaviors of pipe flange connections with PTFE gaskets subjected to bending moment," *Valqua Technology News,* 2018.

[10] „Water Online," [Online]. Available: https://www.wateronline.com/doc/flanged-joint-pipe-0001. [Hozzáférés dátuma: 28. augusztus 2022].

[11] *MSZ EN 1092-1,* Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Kar Vegyipari Gépészeti Intézet szabványtár, 2002.

[12] H. LÁSZLÓ, Szerző, *Tömítések.* [Performance]. 2021/22 tanév II. félév Vegyipari készülék tervezés II. - előadás.

[13] „Types of Gaskets for Flanges (Soft, Spiral, Ring Joint),” [Online]. Available: https://blog.projectmaterials.com/gaskets/gasket-for-flange-asme/. [Hozzáférés dátuma: 24. szeptember 2022].

[14] E. Graphite, „Expanded Graphite,” [Online]. Available: https://nanografi.com/blog/expanded-graphite/. [Hozzáférés dátuma: 24. szeptember 2022].

[15] JÁRMAI KÁROLY, BOKROS ISTVÁN és DR. PETRIK MÁTÉ, Innovatív vegyipari gépészeti tervezés és technológiák I. kötet, 2022.

[16] „Frenzelit termékkatalógus,” [Online]. Available: https://www.frenzelit.com/fileadmin/produkte/dichtungen/novaphit/400/novaphit_400_Brochure_en.pdf. [Hozzáférés dátuma: 25. szeptember 2022].

[17] *MSZ EN 13445-3,* Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Kar Vegyipari Gépészeti Intézet szabványtár, 2021.

[18] „EN 1591 and EN 13445 Annex G,” [Online]. Available: http://www.ohmtech.hu/ohmtech/standards/en_1591_and_en_13445_annex_g.html. [Hozzáférés dátuma: 12. október 2022].

[19] „Flanges according to DIN EN 1591 and 13445-3 Annex G,” [Online]. Available: https://lv-soft.net/en/software-products/pressure-vessel-design/flange-and-gasket-calculations/module-package-1591. [Hozzáférés dátuma: 14. október 2022].

[20] „Ferro Pont,” [Online]. Available: https://ferropont.hu/hasznos-infok/acel-minosegek. [Hozzáférés dátuma: 20. október 2022].

[21] *MSZ EN 10028-7,* Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Kar Vegyipari Gépészeti Intézet szabványtár.

[22] „Frenzelit tömítési erő kalkulátor,” [Online]. Available: https://www.novadisc.de/en/gasket-product-design.html. [Hozzáférés dátuma: 28. augusztus 2022].

[23] P.-S. BERNADETT, Szerző, *Bevezetés a végeselemes analízisbe.* [Performance]. 2021/22 II.félév Vegyipari készülék tervezés II. - előadás.

[24] „MatWeb,” [Online]. Available: https://www.matweb.com/. [Hozzáférés dátuma: 15. október 2022.].

8. Mellékletek

8.1. Melléklet – a karima méret választásához használt makró

```
Sub flange_dimension_selecter()
'a méret változójának definiálása
Dim meret As Variant
meret = Range("calculations!I2").Value
'a PN 16-os karima méreteihez tartozó változók definiálása
Dim D16 As Variant
D16 = Range("parameters!C3").Value
Dim K16 As Variant
K16 = Range("parameters!D3").Value
Dim L16 As Variant
L16 = Range("parameters!E3").Value
Dim boltno16 As Variant
boltno16 = Range("parameters!F3").Value
Dim A16 As Variant
A16 = Range("parameters!H3").Value
Dim C216 As Variant
C216 = Range("parameters!I3").Value
Dim H216 As Variant
H216 = Range("parameters!J3").Value
Dim H316 As Variant
H316 = Range("parameters!K3").Value
Dim N116 As Variant
N116 = Range("parameters!L3").Value
Dim S16 As Variant
S16 = Range("parameters!M3").Value
Dim boltsize16 As Variant
boltsize16 = Range("parameters!G3").Value
Dim dBe16 As Variant
dBe16 = Range("parameters!N3").Value
Dim aftongue16 As Variant
aftongue16 = Range("parameters!O3").Value
Dim afgroove16 As Variant
afgroove16 = Range("parameters!P3").Value
```

```
'a PN 40-es karima méreteihez tartozó változók definiálása
Dim D40 As Variant
D40 = Range("parameters!C4").Value
Dim K40 As Variant
K40 = Range("parameters!D4").Value
Dim L40 As Variant
L40 = Range("parameters!E4").Value
Dim boltno40 As Variant
boltno40 = Range("parameters!F4").Value
Dim A40 As Variant
A40 = Range("parameters!H4").Value
Dim C240 As Variant
C240 = Range("parameters!I4").Value
Dim H240 As Variant
H240 = Range("parameters!J4").Value
Dim H340 As Variant
H340 = Range("parameters!K4").Value
Dim N140 As Variant
N140 = Range("parameters!L4").Value
Dim S40 As Variant
S40 = Range("parameters!M4").Value
Dim boltsize40 As Variant
boltsize40 = Range("parameters!G4").Value
Dim dBe40 As Variant
dBe40 = Range("parameters!N4").Value
Dim aftongue40 As Variant
aftongue40 = Range("parameters!O4").Value
Dim afgroove40 As Variant
afgroove40 = Range("parameters!P4").Value
'a PN 25-ös karima méreteihez tartozó változók definiálása
Dim D25 As Variant
D25 = Range("parameters!C5").Value
Dim K25 As Variant
K25 = Range("parameters!D5").Value
Dim L25 As Variant
L25 = Range("parameters!E5").Value
Dim boltno25 As Variant
boltno25 = Range("parameters!F5").Value
Dim A25 As Variant
A25 = Range("parameters!H5").Value
```

```
Dim C225 As Variant
C225 = Range("parameters!I5").Value
Dim H225 As Variant
H225 = Range("parameters!J5").Value
Dim H325 As Variant
H325 = Range("parameters!K5").Value
Dim N125 As Variant
N125 = Range("parameters!L5").Value
Dim S25 As Variant
S25 = Range("parameters!M5").Value
Dim boltsize25 As Variant
boltsize25 = Range("parameters!G5").Value
Dim dBe25 As Variant
dBe25 = Range("parameters!N5").Value
Dim aftongue25 As Variant
aftongue25 = Range("parameters!O5").Value
Dim afgroove25 As Variant
afgroove25 = Range("parameters!P5").Value
'ide beszúrhatóak az előbbi változó definiálás alapján új karima méretek változói is
'if szerkezet
'a PN 16-os méretre vonatkozó if rész
If meret = 16 Then
Range("calculations!B3").Value = K16
Range("calculations!B4").Value = boltno16
Range("calculations!B6").Value = L16
Range("calculations!B9").Value = D16
Range("calculations!B10").Value = A16 - 2 * S16
Range("calculations!B19").Value = S16
Range("calculations!B20").Value = (N116 - (A16 - (2 * S16))) / 2
Range("calculations!B22").Value = H216 - C216 - H316
Range("calculations!B23").Value = A16 - S16
Range("calculations!B25").Value = N116 - Range("calculations!B20").Value
Range("calculations!B52").Value = dBe16
Range("calculations!B53").Value = dBe16
Range("calculations!B54").Value = boltsize16
Range("calculations!E13").Value = aftongue16
Range("calculations!B13").Value = afgroove16
'az if szerkezet PN 40-es méretre vonatkozó része
ElseIf meret = 40 Then
Range("calculations!B3").Value = K40
```

```
Range("calculations!B4").Value = boltno40
Range("calculations!B6").Value = L40
Range("calculations!B9").Value = D40
Range("calculations!B10").Value = A40 - 2 * S40
Range("calculations!B19").Value = S40
Range("calculations!B20").Value = (N140 - (A40 - (2 * S40))) / 2
Range("calculations!B22").Value = H240 - C240 - H340
Range("calculations!B23").Value = A40 - S40
Range("calculations!B25").Value = N140 - Range("calculations!B20").Value
Range("calculations!B52").Value = dBe40
Range("calculations!B53").Value = dBe40
Range("calculations!B54").Value = boltsize40
Range("calculations!E13").Value = aftongue40
Range("calculations!B13").Value = afgroove40
'a PN 25-ös méretre vonatkozó if rész
ElseIf meret = 25 Then
Range("calculations!B3").Value = K25
Range("calculations!B4").Value = boltno25
Range("calculations!B6").Value = L25
Range("calculations!B9").Value = D25
Range("calculations!B10").Value = A25 - 2 * S25
Range("calculations!B19").Value = S25
Range("calculations!B20").Value = (N125 - (A25 - (2 * S25))) / 2
Range("calculations!B22").Value = H225 - C225 - H325
Range("calculations!B23").Value = A25 - S25
Range("calculations!B25").Value = N125 - Range("calculations!B20").Value
Range("calculations!B52").Value = dBe25
Range("calculations!B53").Value = dBe25
Range("calculations!B54").Value = boltsize25
Range("calculations!E13").Value = aftongue25
Range("calculations!B13").Value = afgroove25
Else
Range("calculations!B3").Value = "hiba"
Range("calculations!B4").Value = "hiba"
Range("calculations!B6").Value = "hiba"
Range("calculations!B9").Value = "hiba"
Range("calculations!B10").Value = "hiba"
Range("calculations!B19").Value = "hiba"
Range("calculations!B20").Value = "hiba"
Range("calculations!B22").Value = "hiba"
```

```
Range("calculations!B23").Value = "hiba"
Range("calculations!B25").Value = "hiba"
Range("calculations!B52").Value = "hiba"
Range("calculations!B53").Value = "hiba"
Range("calculations!B54").Value = "hiba"
End If
End Sub
```

8.2. Melléklet – az anyagválasztáshoz használt makró

```
Sub flange_material_selecter()
Dim material As Variant
material = Range("calculations!H2").Value
If material = "1.4301" Then
Range("calculations!B70").Value = Range("parameters!I11").Value
Range("calculations!B88").Value = Range("parameters!K11").Value * 1000
ElseIf material = "1.4541" Then
Range("calculations!B70").Value = Range("parameters!I12").Value
Range("calculations!B88").Value = Range("parameters!K12").Value * 1000
ElseIf material = "1.4404" Then
Range("calculations!B70").Value = Range("parameters!I13").Value
Range("calculations!B88").Value = Range("parameters!K13").Value * 1000
Else
Range("calculations!B70").Value = "hiba"
Range("calculations!B88").Value = "hiba"
End If
End Sub
```

8.3. Melléklet – a terhelési eset választáshoz használt makró

```
Sub force_selecter()
Dim case_num As Variant
case_num = Range("calculations!B71").Value
Dim i As Double
i = case_num + 3
Range("calculations!B72").Value = Worksheets("loads").Cells(i, 6).Value
Range("calculations!B73").Value = Worksheets("loads").Cells(i, 7).Value
Range("calculations!B74").Value = Worksheets("loads").Cells(i, 5).Value
Range("calculations!B75").Value = Worksheets("loads").Cells(i, 8).Value
Range("calculations!B109").Value = Worksheets("loads").Cells(i, 2).Value
Range("calculations!D71").Value = Worksheets("loads").Cells(i, 3).Value
End Sub
```

8.4. *Melléklet – az iterációhoz használt makró*

```
Sub bgiiteracio()
Dim bgi_koz As Variant
Dim bgi As Variant
Dim kulonbseg As Variant
Do
Range("calculations!B80").Value = Range("calculations!B91").Value
bgi_koz = Range("calculations!B80").Value
bgi = Range("calculations!B91").Value
kulonbseg = Abs(bgi - bgi_koz)
Loop While kulonbseg >= 0.00001
End Sub
```