



A mélyszivattyúrudazat viselkedésének szimulációja

Készítette: Gajda Mihály

Olaj- és gázmérnöki szakirány BSc (2008-as évfolyam)

Konzulens: Dr. Takács Gábor

Tanszékvezető egyetemi tanár



Miskolc, 2011.11.03.

Tartalom

1. Bevezetés	1
2. Mélyszivattyúrudazat viselkedésének szimulációja	2
2.1. Bevezetés	2
2.3. Hullámegyenlet megoldási lehetőségei	5
2.4. Hullámegyenlet prediktív megoldása véges differenciákkal	5
2.4.1. Diszkretizáció és stabilitási kritérium	6
2.4.2. Explicit séma többlépcsős rudazatokhoz.....	8
2.4.3. Himba kinematikájából származó peremfeltétel	10
2.4.4. Mélységi diagramból meghatározható peremfeltétel	12
2.4.5. Csillapítási együttható	15
2.4.6. Megoldási algoritmus	15
3. A hullámegyenlettel kapott eredmények kiértékelése	17
3.1. Bevezetés	17
3.2. Terhelés számítása a rudazat mentén	17
3.3. Terhelés-elmozdulás diagram és dugattyú tényleges lökethossza	19
3.4. Szervíztenyező számítása és a legpontosabb méretezési eljárás kiválasztása	20
3.5. Simarúd terhelés	22
4. A Legpontosabb méretezési eljárás kiválasztása két valós kút esetén	23
4.1. Bevezető.....	23
4.2. Kút-1 mélyszivattyús kút rudazatának a leméretezése	23
4.2.1. 2000 m-es beépítési mélység és 87-es rudazatkód.....	23
4.2.2. 2000 m-es beépítési mélység és 86-os rudazatkód.....	24
4.2.3. 1650 m-es beépítési mélység és 76-os rudazatkód.....	24
4.3. Kút-2 mélyszivattyús kút rudazatának a leméretezése	25
4.4. Összegzés	26
Felhasznált irodalom	27

1. Bevezetés

Dolgozatom témája a mélyszivattyúrudazat viselkedésének szimulációja. Dolgozatomban bemutatom a mélyszivattyúrudazat viselkedésének leírására használt legelterjedtebb matematikai modellt, a hullámegyenletet. Továbbá ismertetem a modell által kapott lineáris, másodrendű, hiperbolikus parciális differenciálegyenlet numerikus megoldását, véges differenciák módszerét és explicit megoldási sémát alkalmazva. Részletesen kitérek a himbaegység kinematikájából és a mélyszivattyú terhelés-elmozdulás diagramjából meghatározható peremfeltételekre, a diszkretizációra és az algoritmus stabilitási kritériumára. Ezután leírom, hogyan lehet a hullámegyenlet megoldásával kapott eredményeket kiértékelni és eldönteni, hogy melyik méretezési eljárás volt a pontosabb. Majd két valós mélyszivattyús kút esetében méretezem a rudazatot négy különböző eljárással és a hullámegyenlet segítségével eldöntöm, hogy melyik volt a legpontosabb.

2. Mélyszivattyúrudazat viselkedésének szimulációja

2.1. Bevezetés

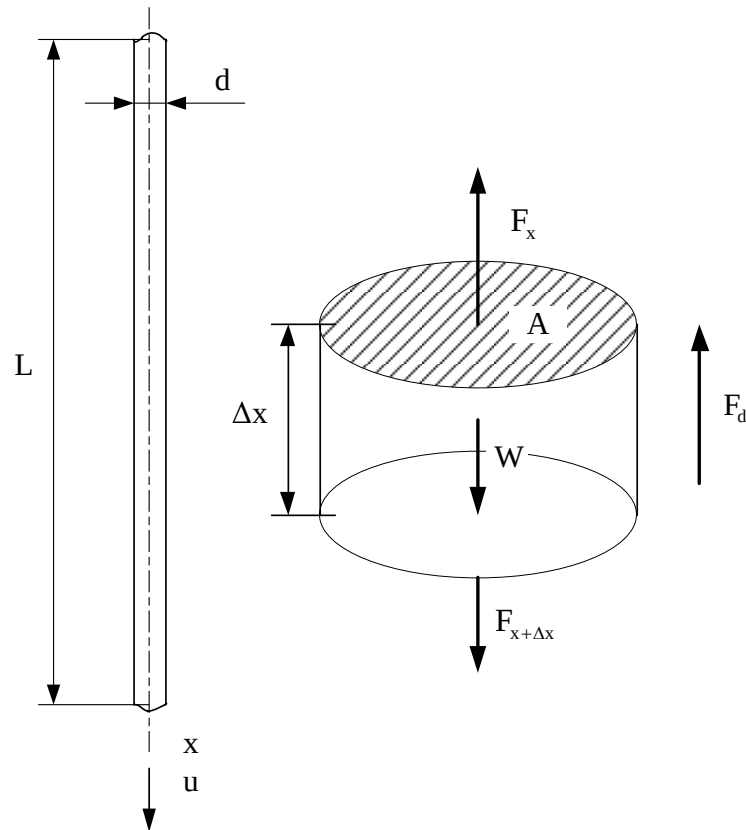
A szakértők már régen rájöttek, hogy a mélyszivattyú-berendezés pontos jellemzéséhez a mélyszivattyúrudazat szimulációja nyújtana a legjobb megoldást. Egyedül ez nyújtana a kellő pontosságot az üzemjellemzők számításához adott felszíni és felszín alatti feltételek mellett. Minden más módszer ami egyszerűsítő feltételeket használ képtelen a kellő pontosságot biztosítani a mélyszivattyú-berendezés tervezési és elemzési számításaihoz.

A mélyszivattyúrudazat rugalmassága okozza a legnagyobb problémát abban, hogy kiszámoljuk a felszíni adatokból a felszín alattiakat. A simarúdon és a mélyszivattyúnál keletkező mechanikai hatások hangsebességgel longitudinális mechanikai hullámok formájában terjednek tovább a rudazatban, majd különböző amplitúdóval és fázisszöggel találkoznak vagy verődnek vissza a rudazat valamelyik végéről. Ezek a rudazat rugalmasságából adódó dinamikus terhelések nagyban befolyásolják a rudazat elmozdulás és terhelés időfüggvényét.

2.2. Hullámegyenlet a Gibbs-féle modell alapján

A 2.1 ábrán látható egy L hosszúságú és A keresztmetszetű rudazatszakasz, x és u koordinátatengelyek lefele mutatnak a mélységet és a kitérést reprezentálva. Annak érdekében, hogy megtaláljuk a rudazat viselkedését leíró összefüggést, fel kell hogy írjuk a rá ható erőket, amik a 2.1 ábra szerint a következők:

- W a rudazat nedves önsúlya
- F_x a felső rudazatszakaszok által kifejtett húzóerő
- $F_{x+\Delta x}$ az alsó rudazatszakaszok által kifejtett húzóerő
- F_d csillapító erő, ami mindig a rudazat mozgásával ellen hat, a mechanikai és a viszkózus súrlódásból származik



2.1 ábra 'A' rudazat-keresztmetszetre ható erők

Newton második törvényének értelmében a rudazatra ható erők eredőjének egyenlőnek kell lenni a tömeg és a gyorsulás szorzatával:

$$F_x - F_{x+\Delta x} + W - F_d = m \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.1$$

A rudazat súlya W statikus erő, azaz a szivattyúzási ciklus alatt nem változik, ezért kivehetjük az egyenletből, és majd később a megoldásnál számításba vesszük. F_x és $F_{x+\Delta x}$ erők kifejezhetők x és $x+\Delta x$ mélységben lévő keresztmetszetekben lévő mechanikai feszültségekből:

$$F_x = \sigma_x \cdot A \quad 2.2$$

$$F_{x+\Delta x} = \sigma_{x+\Delta x} \cdot A \quad 2.3$$

ahol:

σ_x és $\sigma_{x+\Delta x}$ - feszültség x és $x+\Delta x$ keresztmetszetekben
 A - a rúd keresztmetszete

Így a 2.1 összefüggés a következő módon alakul át:

$$(\sigma_{x+\Delta x} - \sigma_x) \cdot A - F_d = m \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.4$$

Mivel a rudazat normális üzemviszonyok mellett a rugalmas deformáció tartományában van, ezért érvényes rá a Hooke törvény, ami kimondja, hogy adott keresztmetszetben a feszültség egyenesen arányos a megnyúlással:

$$\sigma = E \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \quad 2.5$$

ahol:

E - a rúd anyagának Young modulusa [Pa]

Ezt felhasználva a következőre módosul az egyenletünk:

$$E \cdot A \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_x \right) - F_d = m \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.6$$

Ha a 2.6 összefüggésben szereplő zárójeles tagot kifejezzük az elmozdulás második deriváltjával és a tömeget kifejtjük a térfogat és a sűrűség szorzataként, akkor a következőt kapjuk:

$$E \cdot A \cdot \Delta x \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - F_d = \Delta x \cdot A \cdot \rho \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.7$$

ahol:

ρ - a rúd anyagának sűrűsége [kg/m³]

Annak érdekében, hogy megkapjuk egyenletünk végső alakját még ki kell, hogy fejtjük a csillapítási erőt, ami az alábbi két erőhatást foglalja magában:

- a termelt folyadék által a rudazaton és a termelőcsővön gyakorlott viszkózus súrlódás
- a mechanikai súrlódás a rudazat és a termelőcső között

Ezeknek a súrlódási erőknek a meghatározása igen nehéz a sok ismeretlen tényezőnek köszönhetően. A folyadék által okozott súrlódás, mint viszkózus súrlódás könnyebben becsülhető, ezért a legtöbb szerző a súrlódásból származó erők összegét valamiféle viszkózus súrlódásként közelíti. Ami a következőkben bemutatásra kerül az Gibbs modellje, ugyanis ez a legelterjedtebb.

A szivattyúzási ciklus közben folyamatos az energia disszipáció, mivel a termelvénnyel viszkózus súrlódást gyakorol a rudazat teljes hosszára. A viszkózus súrlódási erő kis sebességeknél egyenesen arányos a relatív sebességgel, esetünkben a rudazat és a folyadék közötti relatív sebességgel ($\partial u / \partial t$). Gibbs többek között feltételezte azt is, hogy a csillapítási erő egyenesen arányos a rúd súlyával. Ezek alapján a következő formulát kapta a csillapítási erő számítására:

$$F_d = c \cdot \Delta x \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \quad 2.8$$

ahol:

$c = \frac{\pi \cdot v_s \cdot v}{2 \cdot L}$ - csillapítási tényező [1/s]

v - dimenzió nélküli csillapítási tényező [-]

v_s - hangsebesség a rudazat anyagában [m/s]

L - teljes rudazat hossz [m]

Ha a csillapítási erő kifejtett alakját behelyettesítjük a 2.7 egyenletbe és mindkét oldalt elosztjuk Δx -szel, akkor a következő összefüggést kapjuk:

$$E \cdot A \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - c \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = \rho \cdot A \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.9$$

Ez az összefüggés az egydimenziós hullámegyenlet végső alakja, ami leírja rudazatban ébredő erők eloszlását annak teljes hosszában. Ez az összefüggés változó keresztmetszetű rudazatra érvényes. További átalakításokkal a következő összefüggést kaphatjuk, ami már csak teljes hosszában azonos átmérőjű rúdra érvényes:

$$v_s^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - c \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.10$$

Ez a hullámegyenlet legelterjedtebb alakja, ami egy lineáris másodrendű hiperbolikus parciális differenciálegyenlet. Léteznek Gibbs modelljétől eltérőek is, a továbbiakban viszont csak ennek a megoldása kerül ismertetésre.

2.3. Hullámegyenlet megoldási lehetőségei

A csillapított hullámegyenletet megoldva képesek vagyunk a mélyszivattyúrudazat u elmozdulásának meghatározására tetszőleges mélységben és időpillanatban. Ebből következően a rudazat bármely pontjának a kitérése csak a függőleges távolság és az idő függvénye. Ahhoz hogy egy differenciál egyenletet meg tudjunk oldani bizonyos mellékfeltételekre van szükség. Annak függvényében, hogy milyen mellékfeltételek mellett kell megoldani a rudazatra felírt hullámegyenletet két eset lehetséges:

- Elemző (diagnosztikus) vizsgálat esetén adott a simarúd elmozdulásából és terheléséből adódó két peremfeltétel.
- Előrejelző (prediktív) vizsgálat esetén adott a simarúd elmozdulásából és a mélységi diagramból származtatható peremfeltétel.

Analitikusan csak a diagnosztikus esetet lehet megoldani, numerikusan viszont mindkettő megoldása lehetséges. A következőekben csak a prediktív eset véges differenciákkal történő megoldása kerül ismertetésre.

2.4. Hullámegyenlet prediktív megoldása véges differenciákkal

A differenciálegyenletek megoldására szolgáló közelítő módszereket két csoportba lehet sorolni, az egyik csoport a folytonos a másik a diszkrét módszerek csoportja. Folytonos módszerek a megoldási tartomány minden pontjában a diszkrét módszerek viszont csak bizonyos (diszkrét) helyein adják meg a megoldás közelítő értékét. A diszkrét módszerek csoportjába tartozik a véges differenciák módszere.

A parciális differenciálegyenletek közelítő megoldási módszerei közül egyszerűségénél és más előnyös tulajdonságainál fogva kiemelkedik a véges differenciák módszere. Előnye az is, hogy sem a megoldási függvényre, sem a mellékfeltételekre vonatkozó újabb, kiegészítő függvénytani megszorításokat nem kíván.

A módszer alap gondolata azon alapszik, hogy a differenciálegyenletben szereplő deriváltakat differenciahányadosokkal helyettesítjük. A hullámegyenletben szereplő differenciál hányadosokat a következőképpen helyettesíthetjük:

$$\frac{\partial u}{\partial t} \approx \frac{u(x, t + \Delta t) - u(x, t)}{\Delta t} \quad 2.11$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \approx \frac{u(x + \Delta x, t) - 2 \cdot u(x, t) + u(x - \Delta x, t)}{\Delta x^2} \quad 2.12$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \approx \frac{u(x, t + \Delta t) - 2 \cdot u(x, t) + u(x, t - \Delta t)}{\Delta t^2} \quad 2.13$$

A megoldás megkeresésére két féle sémát konstruálhatunk, az egyik az explicit a másik az implicit séma. Az implicit séma egy lineáris egyenletrendszer megoldására vezet. Az explicit sémával sokkal egyszerűbben lineáris egyenletrendszer megoldása nélkül oldhatjuk meg a feladatot. A 2.11, 2.12 és 2.13 képlet szerinti közelítések az explicit sémánál használatosak, implicit séma esetén bizonyos deriváltak közelítése máshogy történik.

Az explicit sémával történő megoldás részletes bemutatására a 2.4.2. alfejezetben kerül sor. Az adott stabilitási kritérium melletti diszkretizáció leírására a 2.4.1. alfejezetben kerül sor. A hullámegyenlet prediktív megoldásához szükséges mellékfeltételek ismertetésére a 2.4.1., a 2.4.3. és a 2.4.4. alfejezetben kerül sor.

2.4.1. Diszkretizáció és stabilitási kritérium

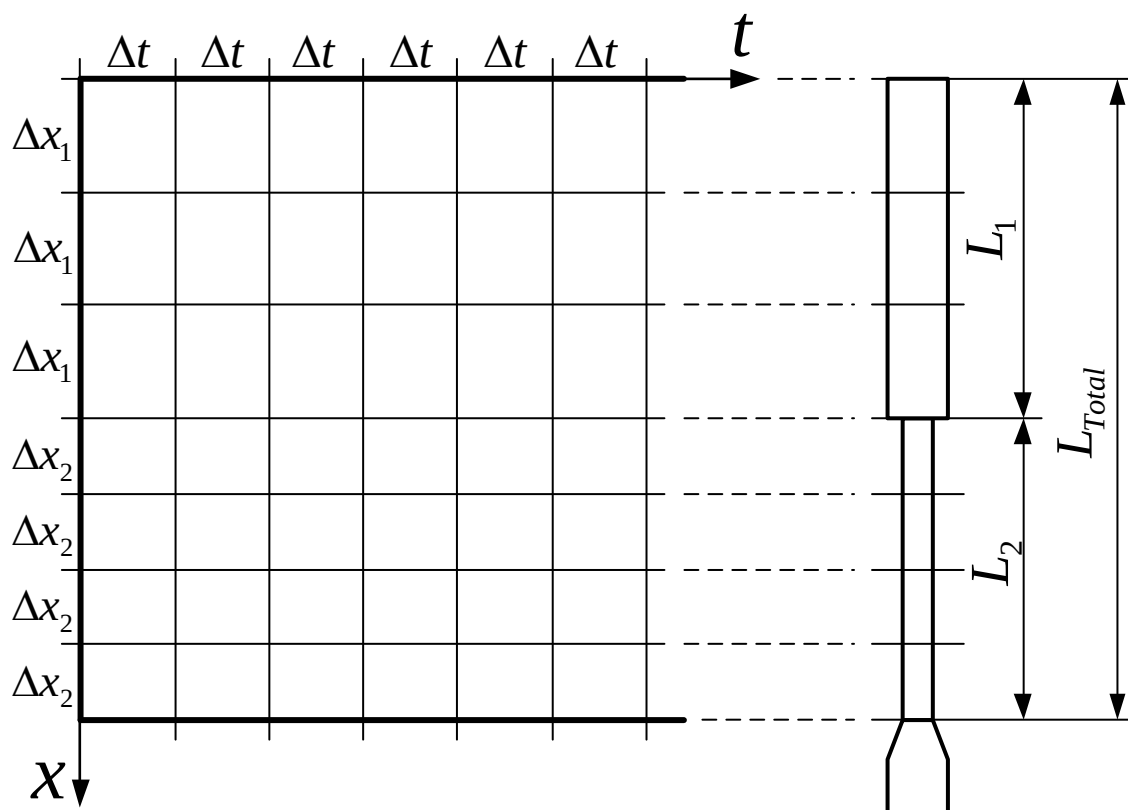
Véges differenciák módszerét alkalmazva a differenciálegyenletünket nem oldjuk meg a teljes idő(t)-mélység(x) síkon, csak bizonyos pontokban számítjuk ki a rudazat kitérésének értékét. Ezek a diszkrét pontok egy rácshálót alkotnak.

Úgy kell megválasztanunk a felosztást, amivel ezeknek a pontoknak a helyét meghatározzuk, hogy a közelítő számításunk ne halmozza a hibákat, azaz stabil legyen. Ennek érdekében úgynevezett stabilitási kritériumra van szükségünk, ami biztosítani fogja, hogy adott számítási algoritmus és rácsfelosztás mellett a hibák nem fognak lépésről lépésre halmozódni. Amennyiben x tengely felosztása Δx és t tengely felosztása Δt , akkor a stabilitási kritérium a következőképpen fog kinézni:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{v_s} \quad 2.14$$

Ennek a kritériumnak a fizikai háttere az, hogy az anyagban egy mechanikai hatás hangsebességgel terjed, ami számítási algoritmusunkban Δt idő alatt maximum Δx távolságot tud megtenni. Emiatt a Δt idő intervallumnak a felosztásunkban kisebbnek kell lennie mint amennyi idő alatt az adott mechanikai hatás megteszi hangsebességgel a Δx távolságot.

Egy mélyszivattyúrudazat mindig több szakaszból áll, amiknek az átmérője különbözik. Ezért célszerű minden rudazatszakra különböző Δx lépéstávolságot alkalmazni. Minden egyes rudazatszaka egész számú lépésre felosztani, és a legrövidebb rudazatszaka is legalább három részre, különben a későbbiekben gondot okoz a rudazatszaka tetejét terhelő erőnek a számítása. A 2.2 ábra egy kétlépcsős rudazathoz készített rácshálót ábrázol.



2.2 ábra rácsháló kétlépcsős rudazathoz

A 2.2 ábrán látható az a rácsháló aminek a rácspontjaiban kell számolnunk a kitérés értékét. A rácsháló egy oszlopában található rácspontok a rudazat egyes pontjainak a kitérését ábrázolják egy adott időpillanatban. A rácsháló egy sorában található rácspontok a rudazat egy adott pontjának a kitérését ábrázolják a különböző időpillanatokban.

A Δt idő intervallumot úgy kell megválasztani, hogy bármelyik rudazatszakaszban eleget tegyen a stabilitási kritériumnak. Továbbá ha a teljes szivattyúzási ciklus időtartamát elosztjuk ezzel a Δt idő intervallummal, akkor egész számot kell, hogy kapjunk. Vagyis először vesszük azt a szakaszt, amelyik felosztásához a legkisebb Δx tartozik és a stabilitási kritérium alapján meghatározzuk Δt közelítő értékét. Majd második lépésként ezt a kapott közelítő értéket annyival csökkentjük, hogy a szivattyúzási ciklus időtartama osztható legyen vele és így megkapjuk Δt végleges értékét.

Miután Δt értéke és Δx távolságok ismertek, minden kész a rácsháló felosztásához, így következhet a különböző paraméterek és peremfeltételek meghatározása.

2.4.2. Explicit séma többlépcsős rudazatokhoz

Annak függvényében, hogy a deriváltakat hogyan közelítjük különböző megoldási algoritmusokat, úgynevezett sémákat kaphatunk. Az explicit séma egyszerűbb az implicit sémánál, megoldásához nem szükséges lineáris egyenletrendszer megoldanunk. Explicit séma esetén is szóba jöhet a deriváltak helyettesítésének több változata is.

A hullámeqyenletnek a 2.10 összefüggés által leírt alakja csak homogén keresztmetszetű és anyagú rudazatokra alkalmazható, ezért számításainkhoz egy kevésbé leegyszerűsített alakját kell használni:

$$E \cdot A \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_x \right) - c \cdot \Delta x \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = \Delta x \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.15$$

Továbbá ha felírjuk a következő összefüggést ami az adott anyagban érvényes hangsebességre fen áll:

$$v_s^2 = \frac{E}{\rho} \quad 2.16$$

Ezt az összefüggést behelyettesítve a következőt kapjuk:

$$E \cdot A \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_x \right) - c \cdot \frac{\Delta x \cdot E \cdot A}{v_s^2} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\Delta x \cdot E \cdot A}{v_s^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad 2.17$$

Ez az egyenlet már tartalmazza a szükséges paramétereket, ami egy többlépcsős rudazatra való alkalmazáshoz szükséges. A két idő szerinti derivált a 2.11 és a 2.13-as összefüggés szerint kerül közelítésre, a rudazat fajlagos megnyúlását kifejező két deriváltat pedig a következő módon közelítjük:

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} \approx \frac{u(x + \Delta x, t) - u(x, t)}{\Delta x} \quad 2.18$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_x \approx \frac{u(x, t) - u(x - \Delta x, t)}{\Delta x} \quad 2.19$$

Célszerű bevezetni pár jelölést különböző paraméter csoportok jelölésére, amik a következők a j-edik rudazatszakra:

$$\alpha_j = \frac{\Delta x_j \cdot A_j \cdot E_j}{2 \cdot (v_{s(j)} \cdot \Delta t)^2} \quad 2.20$$

$$\beta_j = \frac{\Delta x_j \cdot A_j \cdot E_j}{2 \cdot v_{s(j)} \cdot \Delta t} \cdot \frac{c}{v_{s(j)}} \quad 2.21$$

$$\gamma_j = \frac{A_j \cdot E_j}{\Delta x_j} \quad 2.22$$

Ha az így kapott jelöléseket és a deriváltak közelítéseit behelyettesítjük, akkor a következő egyenletet kapjuk a j-edik és a (j+1)-edik rudazatszaksz csatlakozásánál található pontra:

$$\begin{aligned} & \gamma_{j+1} \cdot [u(x + \Delta x, t) - u(x, t)] - \gamma_j \cdot [u(x, t) - u(x - \Delta x)] - (\beta_j + \beta_{j+1}) \cdot [u(x, t + \Delta t) - u(x, t)] = \\ & = (\alpha_j + \alpha_{j+1}) \cdot [u(x, t + \Delta t) - 2 \cdot u(x, t) + u(x, t - \Delta t)] \end{aligned} \quad 2.23$$

Ezt az egyenletet átalakíthatjuk úgy, hogy kifejezzük az adott pont következő időpillanathoz tartozó kitérését:

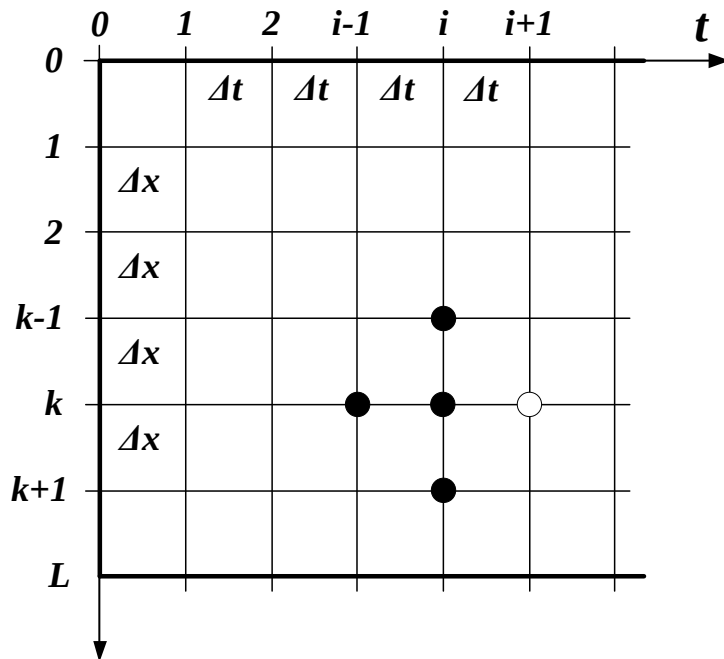
$$\begin{aligned} u(x, t + \Delta t) = & \frac{u(x, t) \cdot [2 \cdot \alpha_j + 2 \cdot \alpha_{j+1} + \beta_j + \beta_{j+1} - \gamma_j - \gamma_{j+1}] - u(x, t - \Delta t) \cdot [\alpha_j + \alpha_{j+1}]}{\alpha_j + \alpha_{j+1} + \beta_j + \beta_{j+1}} + \\ & + \frac{u(x + \Delta x, t) \cdot \gamma_{j+1} + u(x - \Delta x, t) \cdot \gamma_j}{\alpha_j + \alpha_{j+1} + \beta_j + \beta_{j+1}} \end{aligned} \quad 2.24$$

Ha az adott pont nem két rudazatszakasz csatlakozásánál található, akkor valamelyest egyszerűbb formát ölt az egyenletünk:

$$\begin{aligned} u(x, t + \Delta t) = & \frac{u(x, t) \cdot [4 \cdot \alpha_j + 2 \cdot \beta_j - 2 \cdot \gamma_j] - u(x, t - \Delta t) \cdot 2 \cdot \alpha_j}{2 \cdot (\alpha_j + \beta_j)} + \\ & + \frac{[u(x + \Delta x, t) + u(x - \Delta x, t)] \cdot \gamma_j}{2 \cdot (\alpha_j + \beta_j)} \end{aligned} \quad 2.25$$

A 2.24 és 2.25 összefüggés nem csak többlépcsős rudazatokra, hanem különböző anyagú rudazatokra is alkalmazható. A továbbiakban ennek ellenére csak acélból készült rudazatok kerülnek számításra.

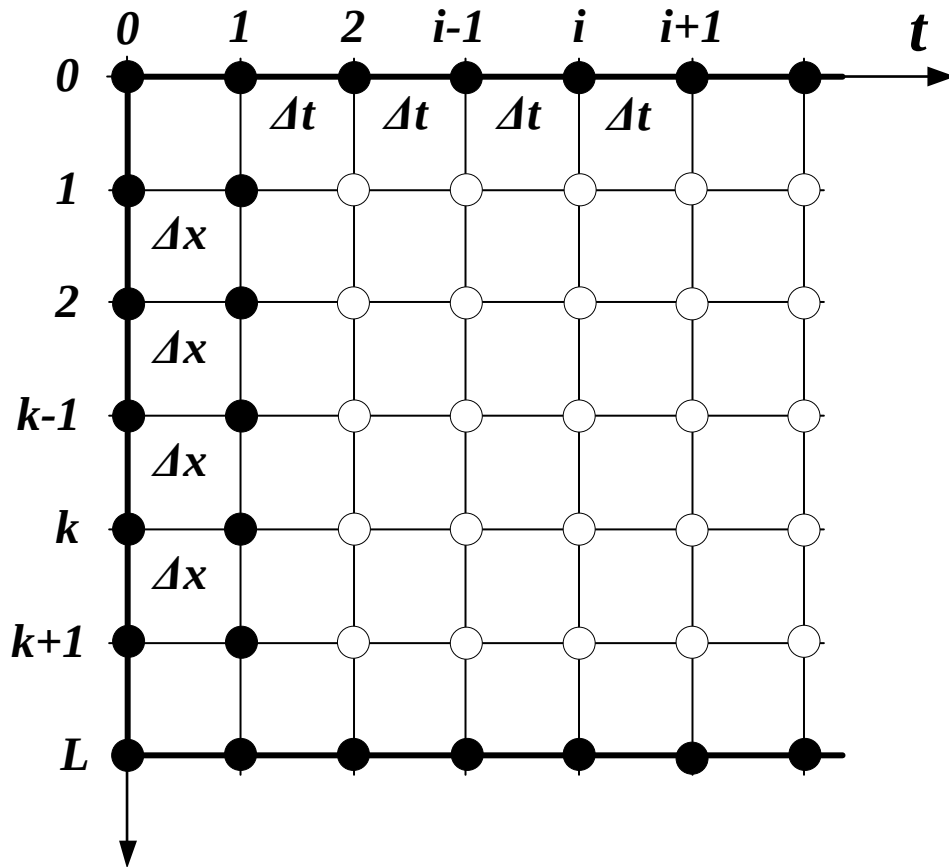
A 2.3 ábrán láthatjuk a 2.25 képletben szereplő pontokat ábrázolva a rácshálón. Amelyik rácsponthoz tartozó értéket ki szeretnénk számítani az fehér ponttal van jelölve. Amelyik rácspontokhoz tartozó érték ismerete szükséges ahhoz, hogy a fehérét meghatározzuk, az fekete ponttal van jelölve az ábrán.



2.3 ábra számításban szerepet játszó pontok a rácshálón

Ahhoz hogy a rácsháló pontjaihoz tartozó értékeket ki tudjuk számítani szükség van olyan pontokra amiknek az értéke ismert. Ezeknek a pontoknak az értéke a perem- és kezdeti feltételekből ismert. Két darab peremfeltételre van szükség ami megadja a rudazat kitérését annak két végpontjában az idő függvényében, és két darab kezdeti feltételre. A rudazat tetejének a kitérését a löketszámból és a himba kinematikai paramétereiből lehet meghatározni. A rudazat aljának a kitérését a mélyszivattyú üzemviszonyának leírásából lehet számítani. A két darab kezdeti feltétel a rudazat pontjainak kitérésére és sebességére vonatkozik, mivel meghatározásuk nem lehetséges, ezért mindkettőt nullának feltételezzük. Ennek a feltételezésnek a hatása pár szivattyúzási ciklus után elmúlik. A valóságban ez a feltételezés azt jelentené, mintha a szivattyú indításának pillanatába kezdenénk a számítást és így pár ciklust várni kellene, hogy beálljanak a folyamatos üzemre jellemző viszonyok.

A 2.4 ábra szemlélteti, hogy hol találhatóak azok a pontok a rácshálón, amelyeknek az értéke a perem- és kezdeti feltételekből határozható meg. Feketével vannak jelölve az ismert pontok, és fehérrel a számításra váróak.



2.4 ábra perem- és kezdetifeltételek által meghatározható pontok a rácshálón

2.4.3. Himba kinematikájából származó peremfeltétel

A rudazat tetejének a kitéréséből adódó peremfeltételt a simarúd-elmozdulásából határozhatjuk meg. A simarúd mozgása nem sokban tér el a harmonikus mozgástól, a

legelső számítási eljárások ezt feltételezték. A mozgás pontos leírásához szükség van a himbaegység paramétereire, ez rengeteg plusz adatot jelent. Ezért célszerű valamiféle közelítést használni a simarúd mozgásának leírására.

A simarúd mozgásának közelítésére Laine közölt egy empirikus módszert. Számításaihoz több mint 1000 féle kombinációját vette a különböző himbaegységeknek és lökethosszoknak. Majd ezeket átlagolta és a kapott eredményt, mivel az 360°-os forgattyú elfordulásonként periodikus, Fourier sorral közelítette. A 2.26 összefüggést közölte a simarúd mozgásának közelítésére, a hozzá szükséges konstansokat a 2.1 táblázat tartalmazza a himbaegység geometriai típusának megfelelően.

$$s(\omega \cdot t) = S \cdot \left\{ C_0 - JC \cdot \left[\frac{B_1}{1 \cdot \cos(\omega \cdot t)} + \dots + \frac{B_6}{6 \cdot \cos(6 \cdot \omega \cdot t)} - \frac{A_1}{1 \cdot \sin(\omega \cdot t)} - \dots - \frac{A_2}{6 \cdot \sin(6 \cdot \omega \cdot t)} \right] \right\} \quad 2.26$$

ahol:

ω - szögsebesség [1/s]

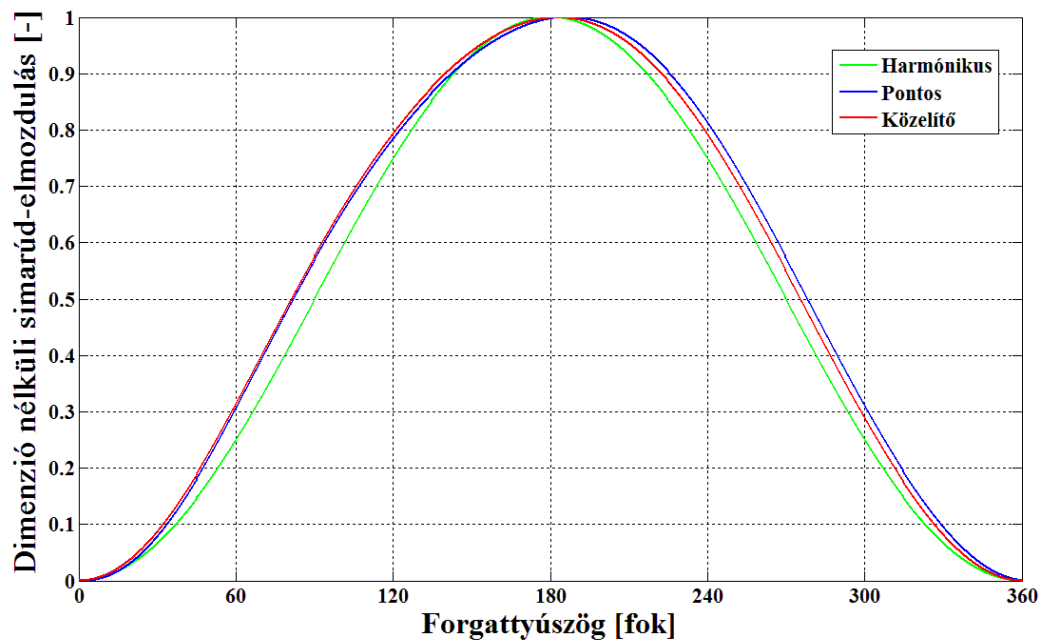
t - szivattyúzási cikluson belül eltelt idő [s]

Geometriai osztály	C_0	JC	B_1	B_2	B_3
Hagyományos	0.5314016	1	0.4973054	0.0630766	0.0071585
Mark II	0.4667592	-1	-0.495488	0.0528955	0.0090159
Légkiegyensúlyozású	0.4825728	-1	-0.498003	0.0346735	-0.006032
TorqMaster	0.5104814	1	0.495291	0.0255128	0.0059795
			B_4	B_5	B_6
Hagyományos			0.0014288	-0.000832	-0.00007
Mark II			-0.002989	0.0000267	0.0001207
Légkiegyensúlyozású			0.0003651	0.0000669	-0.000012
TorqMaster			0.0025668	-0.001279	0.0004448
			A_1	A_2	A_3
Hagyományos			0.0078489	0.012368	-0.017086
Mark II			0.0532208	-0.066165	0.0127199
Légkiegyensúlyozású			0.0071059	-0.000813	-0.006759
TorqMaster			-0.016295	0.0336193	-0.018433
			A_4	A_5	A_6
Hagyományos			-0.002505	-0.000555	-0.000123
Mark II			0.0007834	-0.000621	0.0000452
Légkiegyensúlyozású			0.0006587	-0.000207	0.0000162
TorqMaster			0.0020323	-0.000894	-0.000054

2.1 táblázat fourier együtthatók különböző geometriák esetén

A Laine által kidolgozott közelítéshez csak a lökethosszra és a himba geometriai típusára van szükség és a szögelfordulás függvényében megadja a simarúd elmozdulását. A 2.5 ábrán látható egy összehasonlítás a harmonikus mozgás, a közelítő és a pontosan számított mozgás között egy C-320D-256-100 jelű himbaegység esetén. Látható, hogy a

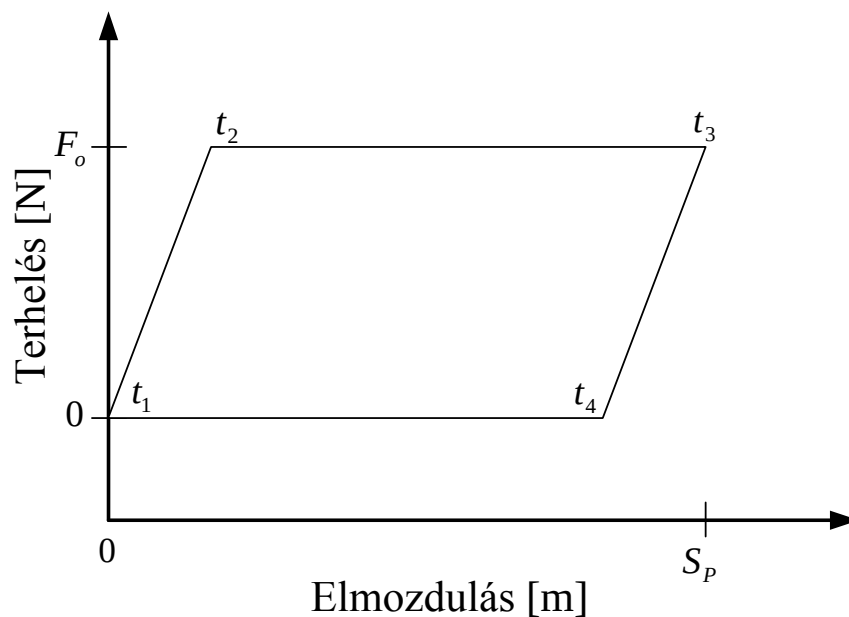
harmonikus mozgás is viszonylag jól közelíti a simarúd tényleges mozgását, de Laine összefüggése még pontosabb amellet, hogy szintén csak azokat a paramétereket igényli amiket a rudazatméretezési eljárások.



2.5 ábra simarúd mozgásának számítására vonatkozó módszerek összehasonlítása

2.4.4. Mélységi diagramból meghatározható peremfeltétel

A mélyszivattyú által szolgáltatott peremfeltétel leírása a számítási algoritmus legnehezebb része. A simarúd által szolgáltatott peremfeltétellel ellentétben itt csak azt tudjuk, hogy a szivattyú mélységi diagramja paralelogramma alakú. A 2.6 ábrán látható egy idealizált mélységi diagram.



2.6 ábra idealizált mélységi diagram

A szivattyúzási ciklust négy szakaszra oszthatjuk, amelyik négy szakaszon belül a mélyszivattyú dugattyújának az elmozdulása különböző módon számítható. A szivattyúzási ciklus alatt a dugattyút terhelő erő számításához szükséges megnyúlást célszerű úgy közelíteni a nagyobb pontosság érdekében, hogy nem hanyagoljuk el a Taylor-sorból a második deriváltat. Így a következő összefüggés vezethető le a dugattyút terhelő erő számítására:

$$\begin{aligned}
 F_p &= E \cdot A \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \\
 F_p &= E \cdot A \cdot \frac{u(L_{Total}, t) - u(L_{Total} - \Delta x, t)}{\Delta x} \\
 u(L_{Total}, t) &= u(L_{Total} - \Delta x, t) + \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{L_{Total} - \Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{1} + \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right|_{L_{Total} - \Delta x} \cdot \frac{\Delta x^2}{2} \\
 \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{L_{Total} - \Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{1} &= \frac{u(L_{Total}, t) - u(L_{Total} - \Delta x, t)}{\Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{1} \\
 \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right|_{L_{Total} - \Delta x} \cdot \frac{\Delta x^2}{2} &= \frac{u(L_{Total}, t) - 2 \cdot u(L_{Total} - \Delta x, t) + u(L_{Total} - 2 \cdot \Delta x, t)}{\Delta x^2} \cdot \frac{\Delta x^2}{2} \\
 F_p &= E \cdot A \cdot \frac{1.5 \cdot u(L_{Total}, t) - 2 \cdot u(L_{Total} - \Delta x, t) + 0.5 \cdot u(L_{Total} - 2 \cdot \Delta x, t)}{\Delta x} \quad 2.27
 \end{aligned}$$

ahol:

- F_p - terhelés a mélyszivattyú dugattyúján [N]
- E - a rúd anyagának Young modulusa [Pa]
- A - legalsó rudazatszakasz keresztmetszete [m²]

A szivattyúzási ciklus különböző szakaszaira érvényes összefüggéseket a 2.27 képletből származtathatunk.

A négy szakasz amire a szivattyúzási ciklust feloszthatjuk a következő:

- A fellöket kezdete a 2.6 ábrán látható t_1 és t_2 idő pillanat között zajlik. A dugattyú a t_1 idő pillanatkor van a legmélyebben, mikor ezt eléri a mozgószelep elkezd bezárni és elkezdődik a fellöket. Miközben a szelep záródik a folyadékterhelés fokozatosan a dugattyúra és vele együtt a rudazatra nehezedi, ennek hatására a rudazat elkezd nyúlni és ezzel együtt a terhelés is elkezd nőni. Ez alatt az időintervallum alatt a dugattyú elmozdulása a 2.28 képlet szerint számítható. Amikor a dugattyú felveszi a teljes folyadékterhelést a t_2 idő pillanatban akkor kezdődik a következő szakasz.
- A fellöket alatt t_2 és t_3 idő pillanat között a dugattyút a teljes folyadékoszlop nyomása terheli. A t_2 idő pillanatnál a mozgószelep teljesen lezár és a dugattyút egészen a t_3 idő pillanatig a folyadékoszlop nyomásának konstans értéke terheli. A két időpillanat között a dugattyú elmozdulását a 2.29 összefüggés szerint számíthatjuk. A t_3 időpillanatban a dugattyú mozgásának legmagasabb pontján

van, véget ér a fellöket és kezdődik a lelöket. A számítás során a szakasz végét úgy észlelhetjük, hogy a 2.29 képlet kisebb elmozdulást ad mint Δt idő intervallummal korábban.

- A lelöket kezdete a t_3 és t_4 közötti idő intervallumban zajlik. Amikor a dugattyú túlhalad a t_3 idő pillanaton akkor a mozgó szelep nyitni kezd, aminek következtében a terhelés és a rudazat nyúlása csökken. Ebben az időintervallumban a terhelést a 2.30 képlet szerint számíthatjuk. Amikor a dugattyún a terhelés nullára csökken akkor kezdődik a következő szakasz.
- A lelöket során a t_4 és t_1 idő pillanat között a dugattyún a terhelés nulla. A t_4 idő pillanat után a mozgószelep teljesen nyitva van. Ebben a szakaszban a dugattyú elmozdulását a 2.31 képlet szerint számíthatjuk. Amikor elérkezik a t_1 idő pillanat a lelöket véget ér és a ciklus előlről kezdődik. Számítás során a szakasz végét úgy észlelhetjük, hogy a 2.31 képlet nagyobb elmozdulást ad, mint Δt idő intervallummal korábban.

A dugattyú elmozdulásának számításához szükséges képletek a különböző szakaszokra:

$$u(L_{Total}, t) = \frac{\frac{k_T}{E \cdot A} \cdot \Delta x \cdot u_{LD} - 2 \cdot u(L_{Total} - \Delta x, t) + 0.5 \cdot u(L_{Total} - 2 \cdot \Delta x, t)}{\frac{k_T}{E \cdot A} \cdot \Delta x - 1.5} \quad 2.28$$

$$u(L_{Total}, t) = \frac{\frac{\Delta x \cdot F_o}{A \cdot E} + 2 \cdot u(L_{Total} - \Delta x, t) - 0.5 \cdot u(L_{Total} - 2 \cdot \Delta x, t)}{1.5} \quad 2.29$$

$$u(L_{Total}, t) = \frac{(F_o - k_T \cdot u_{LU}) \cdot \frac{\Delta x}{E \cdot A} + 2 \cdot u(L_{Total} - \Delta x, t) - 0.5 \cdot u(L_{Total} - 2 \cdot \Delta x, t)}{1.5 - \frac{k_T}{E \cdot A} \cdot \Delta x} \quad 2.30$$

$$u(L_{Total}, t) = \frac{2 \cdot u(L_{Total} - \Delta x, t) - 0.5 \cdot u(L_{Total} - 2 \cdot \Delta x, t)}{1.5} \quad 2.31$$

ahol:

- u_{LD} - a dugattyú legutolsó lelöket alatti elmozdulása [m]
- u_{LU} - a dugattyú legutolsó fellöket alatti elmozdulása [m]
- k_T - termelőcső rúgó állandója [m/N]

A mélyszivattyú által szolgáltatott peremfeltételnél tehát folyamatosan figyelni és ellenőrizni kell, hogy a szivattyúzási ciklus melyik szakaszában járunk, majd a hozzá tartozó képlettel kiszámítani az adott időpillanathoz tartozó dugattyú elmozdulást.

2.4.5. Csillapítási együttható

A rudazatban fellépő dinamikus erőhatások nagyságát nagyban befolyásolja a csillapítási együttható nagysága. Számítására ennek ellenére nincsen pontos módszer csak diagnosztikus esetben. Ugyanis az összes számítási módszer az energiamérleg felírásából számítja a csillapítási együtthatót, amihez a felszíni diagram területe és a kút hidraulikus teljesítménye szükséges. Mivel a csillapítási erő magában foglalja a mechanika súrlódást is, aminek a nagysága nagyon sok mindentől függhet, leginkább a kút ferdeségétől.

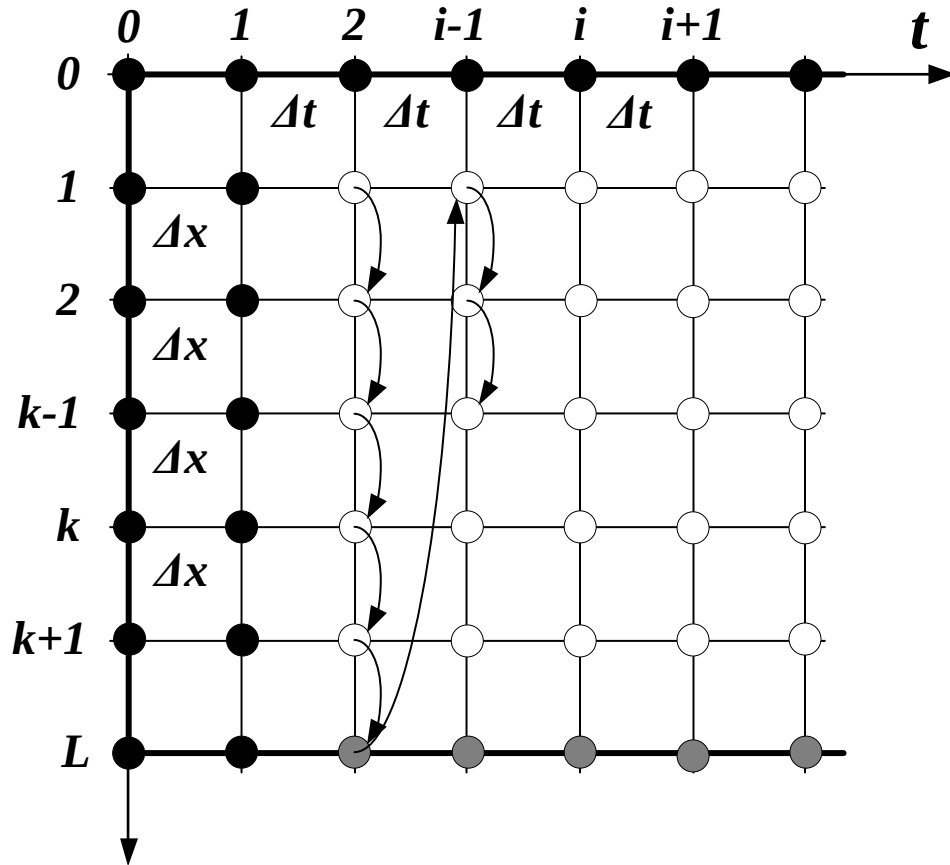
Amit tudni lehet empirikus mérésekből a dimenzió nélküli csillapítási együtthatóról az az, hogy átlagértéke 0.1 és jellemzően 0.05 és 0.15 közötti értékeket vesz fel, ferdébb kutakban értéke lehet 0.2 körüli is.

2.4.6. Megoldási algoritmus

Az előző alfejezetekben ismertetésre került a megoldási algoritmushoz szükséges összes lépés. Most ezeknek a megoldási lépéseknek a pontos sorrendje kerül bemutatásra:

1. Δx távolságok meghatározása külön minden rudazatszakasra.
2. Δt idő intervallum meghatározása úgy, hogy az kielégítse a stabilitási kritériumot, majd annyival csökkentése, hogy a szivattyúzási ciklus osztható legyen vele.
3. 2.24 és 2.25 számítási képlethez szükséges α , β és γ paraméterek értékének meghatározása minden egyes rudazatszakasra.
4. A kezdeti feltételek ismeretének hiányában a kezdő pillanatban a rudazat pontjainak a kitérését és sebességét is nullának tételezzük fel. Ennek a feltételezésnek köszönhető tranziens hatás kiküszöbölés az érdekében a számítást több szivattyúzási cikluson át végezzük.
5. A simarúd mozgásából származó peremfeltétel számítása a himbaegység kinematikájából a teljes szivattyúzási ciklusra.
6. Az adott idő pillanatban az összes diszkrét pont kitérésének a meghatározás, a rudazat tetejétől kezdve az aljáig.
7. A mélyszivattyú által szolgáltatott peremfeltételnek megfelelően a rudazat legalsó pontja kitérésének számítása.
8. 6. és 7. lépés ismétlése minden egyes időpillanatra több cikluson keresztül amíg a tranziens hatások meg nem szűnnek. (A pontok számításának a sorrendjét a 2.7 ábra mutatja. A rudazat alját jelölő pontok azért lettek szürkével és nem feketével jelölve, mivel jóllehet értékük a peremfeltételből származik, azt még sem lehet előre kiszámolni, mint a rudazat tetején, hanem csak a számítás közben lépésenként.)

9. Miután végeztünk a kitérések számításával, kiszámolhatjuk a rudazatszakaszok tetejét érvényes terheléseket, majd korrigálnunk kell azokat a rudazat nedves önsúlyával.



2.7 ábra pontok számításának a sorrendje a rácshálón ábrázolva

3. A hullámegyenlettel kapott eredmények kiértékelése

3.1. Bevezetés

A mélyszivattyúrudazat viselkedésének szimulációját elterjedten használják a mélyszivattyús kutak működésének diagnosztizálására, valamint előrejelzésére. A diagnosztikus elemzés legfőbb előnye a mélységi dinamométer-diagramok egyszerű meghatározása, amelyek a felszíni diagramoknál egyszerűbben elemezhetőek. A prediktív vizsgálati módszerek fő használata a tervezett mélyszivattyús berendezések üzemi jellemzőinek előrejelzése. Segítségével több lehetséges változatot lehet megvizsgálni a berendezés elemeinek kiválasztása előtt.

3.2. Terhelés számítása a rudazat mentén

A hullámegyenlet megoldásával alapvetően a rudazat pontjainak az elmozdulását kapjuk meg, amit ha deriválunk akkor megkapjuk a rudazat deformációját, amivel rugalmas alakváltozás esetén a terhelés egyenesen arányos. A rudazatra felépített modellnél elhagytuk a rudazat nedves önsúlyát, tehát a kapott eredményhez ezt is hozzá kell adni. Mivel az elmozdulás csak a rudazat bizonyos diszkrét pontjaiban ismert, ezért a deriválást is numerikusan kell elvégezni. Hasonlóan a szivattyú által szolgáltatott peremfeltételnél alkalmazott módszerhez, a derivált Taylor-sorfejtéssel való közelítésénél nem hanyagoljuk el a második deriváltat annak érdekében, hogy pontosabb eredményt kapjunk. Ebben az esetben az adott pont alatt vagy felett legközelebb elhelyezkedő két pont elmozdulásának az értékére van szükség, hogy kiszámíthassuk az adott pontban a távolság szerinti derivált, azaz a megnyúlás értékét. A rudazat közbelső pontjainál mindkét irányból, alulról és főlülől is elvégezhetjük a közelítést. A rudazat két végén, és a rudazatszakaszok aljának és tetejének közvetlen környezetében lévő pontoknál viszont csak az egyik irányból lehetséges a közelítés. Amennyiben az adott pontban a két alatta lévő pont elmozdulásának a felhasználásával szeretnénk a terhelést közelíteni akkor az 3.1 összefüggést kell használnunk, ha a két felette lévő pont felhasználásával, akkor az 3.2 összefüggést. Mindkét összefüggés tartalmazza a rudazat nedves önsúlyából származó korrekciót. Az összefüggésekben szereplő pontok egymáshoz viszonyított elhelyezkedését az 3.1 ábra mutatja.

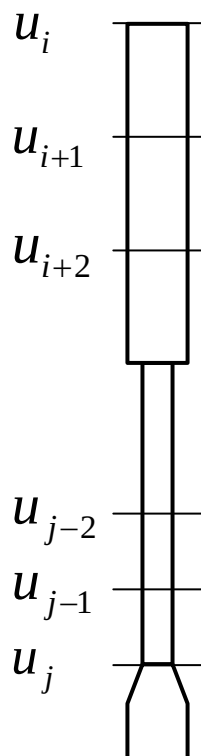
$$F_i = -E \cdot A \cdot \frac{1.5 \cdot u_i - 2 \cdot u_{i+1} + 0.5 \cdot u_{i+2}}{\Delta x} + (1 - 0.128 \cdot \gamma) \cdot \sum_{k=i}^n w_k \cdot \Delta x \quad 3.1$$

$$F_j = E \cdot A \cdot \frac{1.5 \cdot u_j - 2 \cdot u_{j-1} + 0.5 \cdot u_{j-2}}{\Delta x} + (1 - 0.128 \cdot \gamma) \cdot \sum_{k=j}^n w_k \cdot \Delta x \quad 3.2$$

ahol:

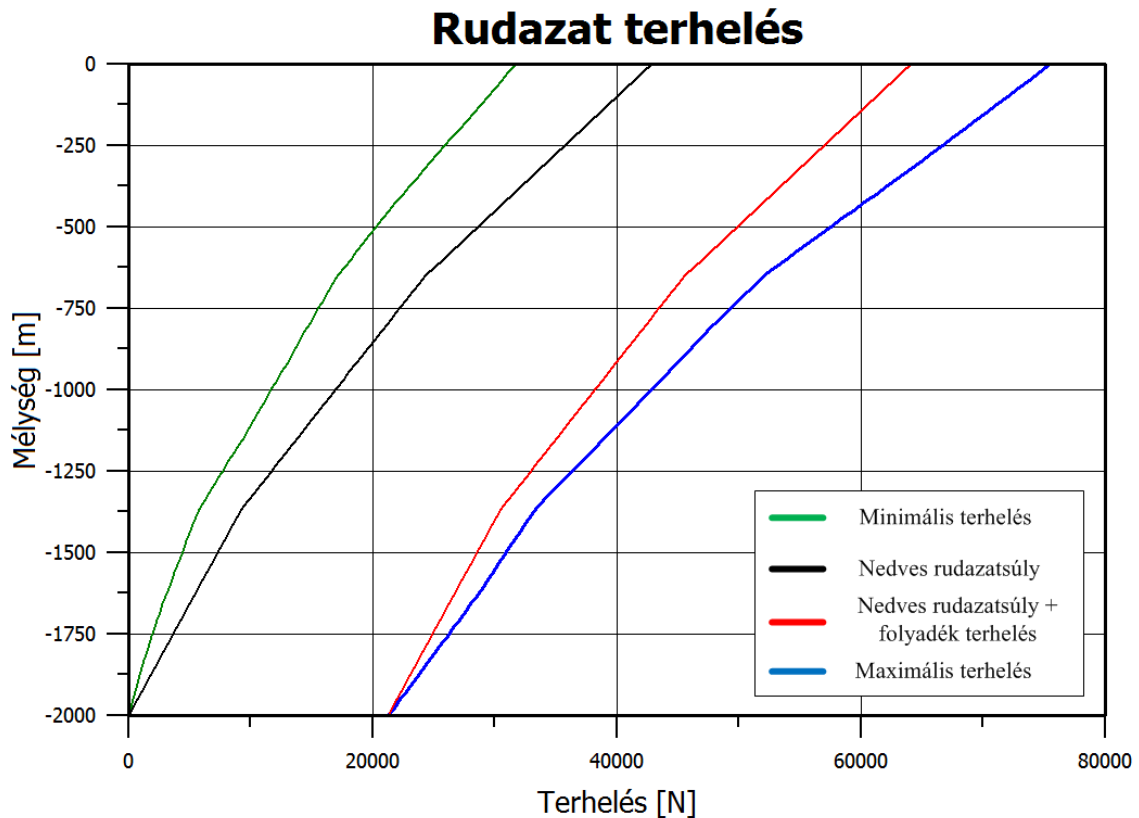
F_i, F_j - i és j -edik pontokban a terhelés [N]

u_i - a rudazat tetejétől számítva az i -edik pont elmozdulása adott időpillanatban [m]



3.1 ábra 3.1 és 3.2 képletben szereplő pontok elhelyezkedése

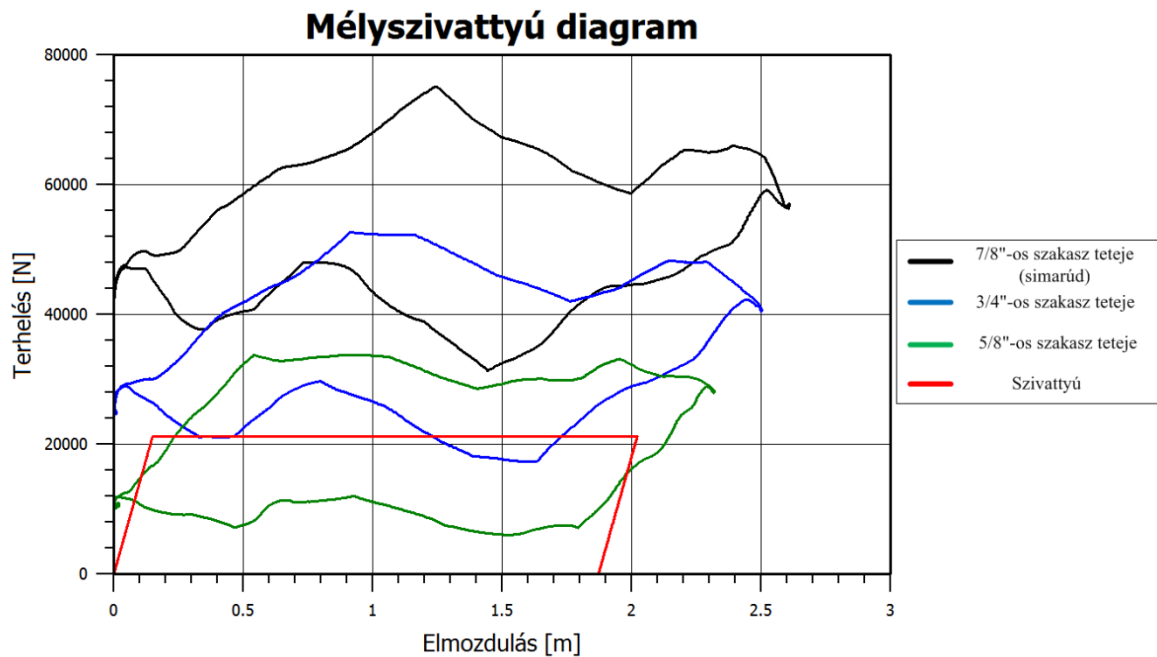
A terhelés számítását elvégezhetjük a rudazat összes pontjára minden időpillanatban. Majd minden pontnál a kapott terhelésekből kiválasztjuk a szivattyúzási ciklus alatt előforduló legnagyobb és legkisebbet, mivel ezeknek az értéke van hatással az adott pont kifáradással szembeni biztonságára. Az 3.2 ábra mutatja a különböző terhelések eloszlását egy háromlépcsős rudazat esetén. (2000 m-es beépítési mélység, 75-ös rudazat kód, 2,61 m-es lökethossz, 7 l/min-es löketszám, 1 1/2"-os dugattyú és 0.15-ös dimenzió nélküli csillapítási együttható) Jól látható az ábrán, hogy a minimális és a maximális terhelés is lineárisan változik egy adott rudazatszakaszon mentén. A maximális és minimális terhelés dinamikus része is megközelítőleg lineárisan növekszik az adott pont alatt lévő tömeggel arányosan. Ez közelítőleg igaz mindaddig, amíg a löketszám el nem éri a szinkron löketszám fele vagy harmada körüli értéket (csillapítási együtthatótól függően). Ennél nagyobb löketszám esetén minden méretezési eljárás pontatlan, mivel alapvető feltételezéseik hamissá válnak.



3.2 ábra különböző terhelések eloszlása a rudazat mentén

3.3. Terhelés-elmozdulás diagram és dugattyú tényleges lökethossza

Ha bizonyos pontok elmozdulását és terhelését egyszerre ábrázoljuk minden időpillanatban akkor az 3.3 ábrához hasonló diagramot kapunk. Ezen az ábrán ez előző alfejezetben ismertetett példa adataival került ábrázolásra a rudazatszakaszok legfelső pontjának a terhelés-elmozdulás változása a teljes szivattyúzási ciklus alatt. A diagramon látható, hogy milyen lesz a dinamóméterrel meghatározható felszíni diagram várható alakja. Továbbá leolvasható az adott pontok maximális és minimális terhelése, ami alapvetően meghatározza a kífáradással szembeni biztonságukat. Emellett leolvasható még az egyes pontok maximális kitérése is. A rudazat legalsó pont a mélyszivattyú dugattyújának felel meg, melynek maximális kitérése a dugattyú valós lökethosszát jelenti. Az ábráról tehát leolvasható, hogy a dugattyú lökethossza 2.002 m szemben a simarúd 2.61 m-es lökethosszával.



3.3 ábra terhelés-elmozdulás diagram

3.4 Szervíztényező számítása és a legpontosabb méretezési eljárás kiválasztása

A maximális és a minimális feszültségek ismeretében meghatározhatjuk az adott pont kifáradással szembeni biztonságát. Ezt a következő képlettel tehetjük meg:

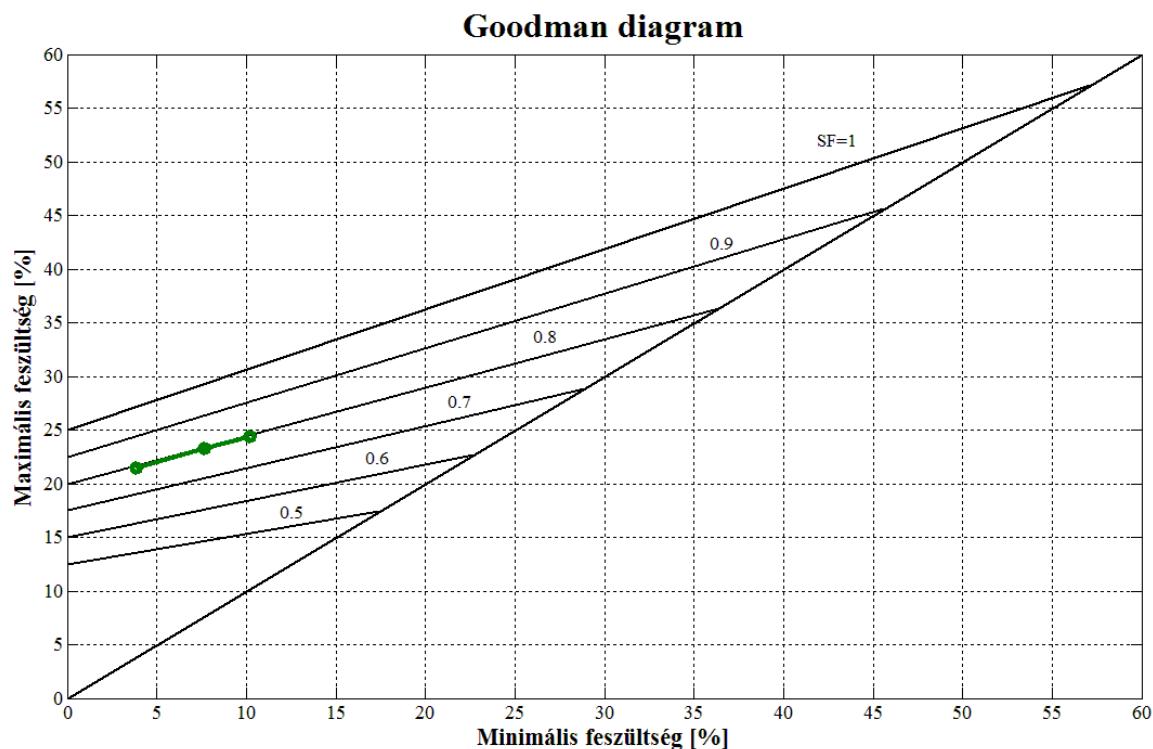
$$SF_i = \frac{\frac{F_{\max(i)}}{A_i}}{\frac{\sigma_B}{4} + 0.5625 \cdot \frac{F_{\min(i)}}{A_i}} \quad 3.3$$

ahol:

SF_i - az i-edik rudazat szakasz tetjén érvényes szervíztényező [-]

A_i - az i-edik rudazat szakasz keresztmetszete [m²]

Miután kiszámítottuk a szervíztényezőket minden rudazatszakasz tetejére utána ábrázolhatjuk őket a Goodman diagramon. Az előző alfejezetekben szereplő példában szereplő rudazat Gault-Takács eljárással lett méretezve, a rudazatszakaszok tetejében ébredő maximális és minimális feszültségek függvényében zöld színnel lettek ábrázolva a pontok az 3.4 ábrán szereplő Goodman diagramon. A szervíztényezők a rudazatszakaszok tetején alulról felfelé 0.791, 0.794 és 0.794, ami azt jelenti, hogy az eljárás ezen adatok mellett elég pontosan méretezte le a rudazatot. Ha ugyanezekkel a bemenő adatokkal leméretezem a rudazatot Neely módszerével akkor a következő szervíztényezőket kapom alulról-felfelé 0.756, 0.770 és 0.804. West módszerével pedig 0.776, 0.787 és 0.798.



3.4 ábra rudazatszakaszok tetejében ébredő feszültségek a Goodman diagramon

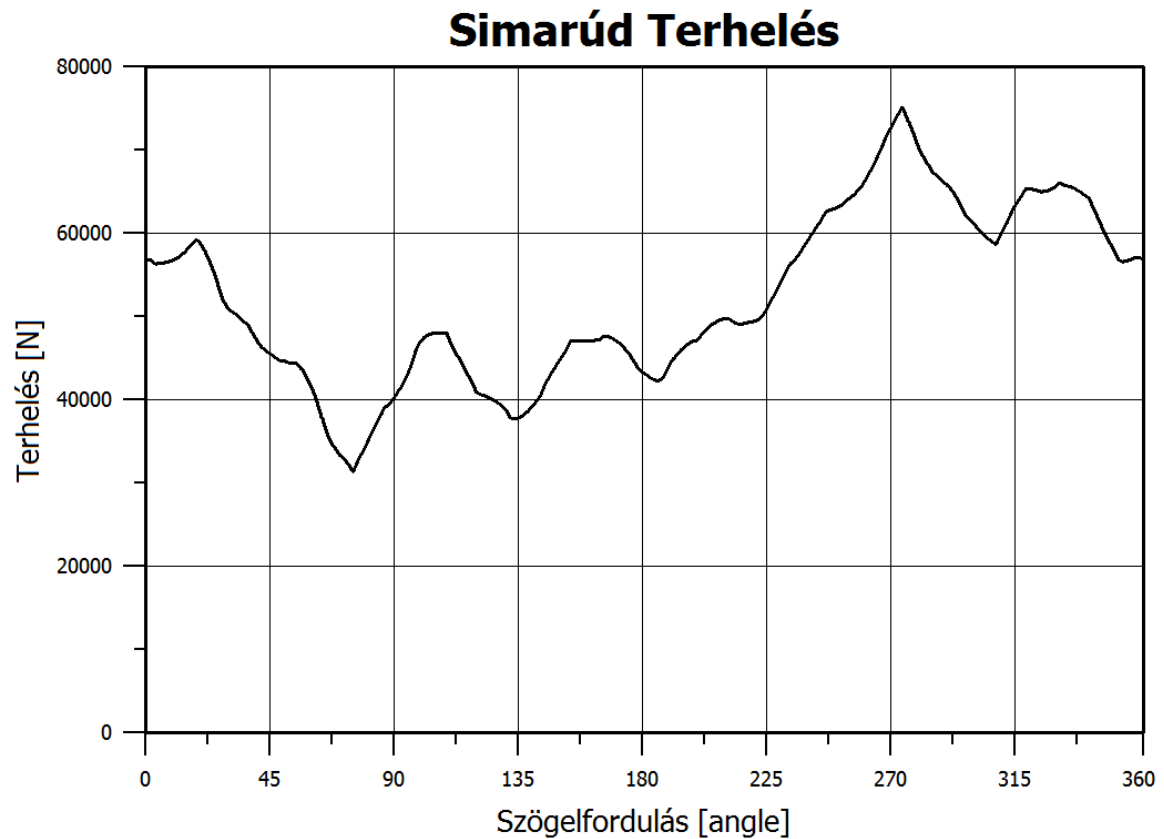
Jól látható, hogy a három különböző módszer más és más szervíztenyezőkkel méretezte le a rudazatot. Az a legjobb méretezési eljárás adott esetben, amelyiknél a szervíztenyezők a legközelebb esnek egymáshoz. Kétlépcsős rudazat esetén egyszerű a dolog, minél kisebb a két szervíztenyező között a különbség annál pontosabb az eljárás. Három vagy négy lépcsős rudazat esetén nem feltétlen elég a legnagyobb és a legkisebb különbségét venni. Célszerű kiszámolni a szervíztenyezők szórását, többlépcsős esetben ennek segítségével könnyebb megmondani, hogy a szervíztenyezők mennyire közel vagy mennyire távol helyezkednek el az átlagtól. A szervíztenyezők szórását a következő képlettel lehet számítani:

$$SF_{dev} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (SF_{av} - SF_i)^2}{n}} \quad 3.4$$

Ez alapján a Gault-Takács eljárással leméretezett rudazathoz tartozó szervíztenyezők szórása 0.0010, Neely módszerével 0.0118 és West eljárásával 0.0064. Eszerint a Gault-Takács eljárás volt a legpontosabb ebben az esetben ami szervíztenyezőkre ránézésre is látszott. Vannak esetek viszont, amikor nem ilyen egyszerű számítás nélkül eldönteni, hogy melyik a jobb.

3.5 Simarúd terhelés

A simarúdon várható terhelést ábrázolhatjuk a közlőmű lassú tengelyének szögelfordulásának függvényében. Az 3.5 ábra mutatja az előző alfejezetekben szereplő példához tartozó rudazatnak a várható simarúd terhelését a szögelfordulás függvényében. A simarúd terhelés kiszámítása és ilyen ábrázolása azért lényeges, mert ebből lehet kiszámítani a közlőmű lassú járatú tengelyén a rúdnyomatékokot, ami a mélyszivattyús berendezés további részeinek tervezéséhez szükséges.



3.5 ábra simarúd terhelés a szögelfordulás függvényében

4. A Legpontosabb méretezési eljárás kiválasztása két valós kút esetén

4.1. Bevezető

A nyári gyakorlaton azt a feladatot váltam el, hogy két valós mélyszivattyús kút esetében méretezzem a rudazatot a legpontosabb méretezési eljárással. A titoktartási szerződés miatt a kutak pontos megnevezése nem lehetséges, ezért Kút-1 és Kút-2 nevet kapják.

A rudazat méretezéséhez minden esetben API K anyagfokozatú acél rudak lettek felhasználva. A hullámegyenlet megoldásához 0.1-es értékű csillapítási együttható lett felhasználva.

4.2. Kút-1 mélyszivattyús kút rudazatának a leméretezése

Erre a kútra most tervezik a himbás, rudazatos-mélyszivattyús termelő-berendezés telepítését, ezért a beépítési mélység és a hozzá használandó rudazat-összeállítás megválasztása után több optimális üzempont adódott. A kúttól elvárt hozam minden esetben $15 \text{ m}^3/\text{nap}$ volt az üzempont megkeresése során.

4.2.1. 2000 m-es beépítési mélység és 87-es rudazatkód

Ebben az esetben két lehetséges üzempont is adódott. Az első esetben $1 \frac{1}{2}$ "-os mélyszivattyú méret, 2.1 m-es lökethossz és 5.8 l/min-es löketszám adódott. Ilyen bemenő adatok mellett a rudazatméretezési eljárások a következő eredményeket adták:

Módszer:	7/8"-os rudazat szakasz		1"-os rudazat szakasz		SF _{átlag}	SF _{szórás}
	L ₁ [m]	SF ₁	L ₂ [m]	SF ₂		
West	1394	0.926	606	0.912	0.919	0.0052
Neely	1392	0.926	608	0.912	0.919	0.0051
API	1446	0.941	554	0.908	0.924	0.0117
GT	1406	0.930	594	0.911	0.920	0.0066

4.1 táblázat méretezési eljárásokkal kapott eredmények

Ebben az esetben Neely és West módszere bizonyult a legpontosabbnak. A másik üzempont $1 \frac{3}{4}$ "-os mélyszivattyú méret, 2.1m-es lökethossz és 5.1 l/min-es löketszám mellett adódott. Ebben az esetben a rudazatméretezési eljárások a következő eredményeket adták:

Módszer:	7/8"-os rudazat szakasz		1"-os rudazat szakasz		SF _{átlag}	SF _{szórás}
	L ₁ [m]	SF ₁	L ₂ [m]	SF ₂		
West	1281	0.998	719	0.983	0.990	0.0054
Neely	1303	1.005	697	0.983	0.994	0.0078
API	1394	1.026	606	0.980	1.003	0.0164
GT	1301	1.004	699	0.983	0.994	0.0075

4.2 táblázat méretezési eljárásokkal kapott eredmények

Ebben az esetben West eljárása bizonyult a legpontosabbnak.

4.2.2. 2000 m-es beépítési mélység és 86-os rudazatkód

Itt csak egy üzempont adódott, 1 ¾"-os mélyszivattyú méret, 2.1 m-es lökethossz és 5.4 1/min-es löketszám mellett. A négy méretezési módszer a következő eredményeket adta:

Módszer:	6/8"-os rudazat szakasz		7/8"-os rudazat szakasz		1"-os rudazat szakasz		SF _{átlag}	SF _{szórás}
	L ₁ [m]	SF ₁	L ₂ [m]	SF ₂	L ₃ [m]	SF ₃		
West	551	0.945	769	0.964	680	0.962	0.957	0.0069
Neely	591	0.959	728	0.963	681	0.962	0.961	0.0014
API	812	1.042	600	0.974	588	0.941	0.985	0.0325
GT	593	0.960	747	0.969	660	0.961	0.963	0.0018

4.3 táblázat méretezési eljárásokkal kapott eredmények

Ebben az esetben ismét Neely eljárása adta a legjobb eredményt.

4.2.3. 1650 m-es beépítési mélység és 76-os rudazatkód

Itt szintén két üzempont adódott. Az első esetben 1 ½"-os mélyszivattyú méret, 2.1 m-es lökethossz és 5.7 1/min-es löketszám mellett. Ezekkel a bemenő adatokkal a méretezési eljárások a következő eredményeket szolgáltatottak:

Módszer:	7/8"-os rudazat szakasz		1"-os rudazat szakasz		SF _{átlag}	SF _{szórás}
	L ₁ [m]	SF ₁	L ₂ [m]	SF ₂		
West	1036	0.886	614	0.869	0.878	0.0059
Neely	1028	0.885	622	0.870	0.878	0.0052
API	1092	0.905	558	0.870	0.887	0.0124
GT	1056	0.893	594	0.870	0.882	0.0084

4.4 táblázat méretezési eljárásokkal kapott eredmények

Ebben az esetben is Neely eljárása bizonyult a legpontosabbnak. A másik üzempont pedig 1 ¾"-os mélyszivattyú méret, 2.1 m-es lökethossz és 4.9 1/min-es löketszám mellett adódott. Ilyen bemenő adatok mellett a négy méretezési eljárás a következő eredményeket adta:

Módszer:	6/8"-os rudazat szakasz		7/8"-os rudazat szakasz		SF _{átlag}	SF _{szórás}
	L ₁ [m]	SF ₁	L ₂ [m]	SF ₂		
West	899	0.953	750	0.952	0.953	0.0002
Neely	919	0.958	731	0.951	0.954	0.0027
API	1031	0.989	619	0.944	0.966	0.0160
GT	929	0.961	721	0.949	0.955	0.0041

4.5 táblázat méretezési eljárásokkal kapott eredmények

Ebben az esetben most West módszere bizonyult a legpontosabbnak.

4.3. Kút-2 mélyszivattyús kút rudazatának a leméretezése

Ez a kút már korábban is mélyszivattyús kútként üzemelt, a nyáron viszont megszorult a mélyszivattyú dugattyúja és jelenleg javításra vár. Engem arra kértek fel, hogy méretezzem újra a rudazatot a korábbi üzemelési paraméterek mellett. Egy 2"-os mélyszivattyú van beépítve 1611 m-re, előzőleg 2.14 m-es lökethosszal és 5.1 1/min-es löketszámmal üzemelt. A kútba 76 rudazatkódú rudazatot szeretnének visszaépíteni a javítás után is. A méretezéseket és az ellenőrzést elvégezve a következő eredmények adódtak:

Módszer:	6/8"-os rudazat szakasz		7/8"-os rudazat szakasz		SF _{átlag}	SF _{szórás}
	L1	SF1	L2	SF2		
West	714	1.051	899	1.059	1.055	0.0029
Neely	805.5	1.075	805,5	1.051	1.063	0.0083
API	939	1.108	672	1.044	1.076	0.0228
GT	770	1.066	841	1.053	1.060	0.0045

4.6 táblázat méretezési eljárásokkal kapott eredmények

Ennél a kútnál West módszere lett a legeredményesebb, habár a kútat ilyen paraméterek mellett nem lehet egyik eljárással sem leméretezni úgy, hogy az megfelelő kifáradással szembeni biztonsággal rendelkezzen. A valóságban a kút évek óta ilyen paraméterek mellett és 1200m-es dinamikus folyadék nívóval üzemel, ami azt jelenti, hogy a valóságban 0.9 körüli a szervíztényező értéke a rudazatszakaszok tetején, ezért a rudazat nincs kifáradással szemben túlterhelve.

4.4. Összegzés

A 6 esetből háromszor volt West módszere és kétszer Neely eljárása a legpontosabb, egy esetben meg mindkét eljárás hasonlóan pontosnak bizonyult, de az API ajánlást leszámítva a másik 3 módszer minden esetben műszakilag elfogadható eredményt adott. Mivel az a modell is tartalmaz közelítéseket és egyszerűsítéseket amiből a hullámegyenlet le lett vezetve és a dinamikus folyadék nível is jóval a mélyszivattyú dugattyúja felett lesz, ezért a valóságban a feszültségek és a szervíztényezők várhatóan máshogy fognak alakulni, de mivel a folyadék nível emelkedése csökkenti a szervíztényezők értékét, ezért ez nem jelent problémát. Kút-1 esetében az ottani szakemberek fogják eldönteni, hogy a mélyszivattyús termelő-berendezés melyik üzempont paramétereivel fog működni, és ennek megfelelően fogják majd az adott üzemjellemzők mellett leméretezett rudazatot beszerezni. Kút-2 üzemjellemzőin nem fognak változtatni.

Felhasznált irodalom

1. Gault, R. H. – Takács G.: „Improved Rod String Taper Design.” Paper SPE 20676 presented at the 65th Annual Technical Conference and Exhibition of the SPE in New Orleans, September 23-26, 1990
2. Gibbs, S.G.: „Predicting the Behavior of Sucker-Rod Pumping Systems.” JPT July 1963 760-78
3. Gibbs, S.G.: „Computer Diagnosis of Down-Hole Conditions in Sucker Rod Pumping Wells.” JPT January 1966 91-8
4. Laine, R.E. – Cole, D.G. – Jennings, J.W.: „Harmonic Polished Rod Motion.” Paper SPE 19724 presented at the 64th Annual Technical Conference and Exhibition of the SPE, San Antonio, Texas, October 8-11, 1989
5. Neely, A.B.: „Sucker Rod String Design.” PE March 1976 58-66
6. Schafer, D.J. – Jennings, J.W.: „An Investigation of Analytical and Numerical Sucker Rod Pumping Mathematical Models.” Paper SPE 16919 presented at the 62nd Annual Technical Conference and Exhibition of the SPE, Dallas Texas, September 27-30, 1987
7. Snyder, W.E.: „Howto Find Downhole Forces and Displacements.” OGJ August 19, 1963 96-9
8. Szarka Zoltán : Alkalmazott Matematika (Parciális differenciálegyenletek). Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
9. Takács G.: „Sucker Rod Pumping Manual.” PennWell Books, Tulsa Oklahoma U.S.A., 2003.
10. West, P.A.: „Improved Method of Sucker Rod String Design.” Proc. 20th Southwestern Petroleum Short Course, 1973 157-63
11. West, P.A.: „Improving Sucker Rod String Design.” PE July 1973 68-77

Köszönetnyilvánítás

Köszönetemet fejezem ki Dr. Takács Gábor Úrnak, aki mindig türelmesen, segítőkészen állt mellém a szakmai tudásával, a TDK dolgozatom elkészítése során.

Köszönettel tartozom még ipari konzulensemnek Tóth Dániel Úrnak, és az egész kardoskúti üzemnek, akik rengeteg értékes segítséget nyújtottak a TDK dolgozatom elkészítésében és hasznos szakmai információkkal segítették a munkámat.