



DEBRECENI EGYETEM
MŰSZAKI KAR
GÉPÉSZMÉRNÖKI TANSZÉK

UNIVERSITY OF DEBRECEN
FACULTY OF ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL
ENGINEERING

**CSŐVEZETÉKBE ÉPÍTETT
FOJTÓTÁRCSA MÉRETEZÉSE ÉS
ÁRAMLÁSTANI ELEMZÉSE
VÉGESELEMES MÓDSZERREL
SZAKDOLGOZAT**

Árendás Péter

Gépészeti szimulációs szakmérnök

Debrecen

2026

Tartalomjegyzék

Tartalomjegyzék	IV
Jelölések jegyzéke	VI
1 Bevezetés, célkitűzések	1
2 Irodalmi feldolgozás	3
2.1 Az áramlástan alapvető összefüggései	3
2.1.1 Kontinuitási egyenlet	3
2.1.2 Bernoulli-egyenlet	4
2.1.3 Nyomáskereső értelmezése	6
2.2 Csővezetékek áramlási veszteségei	6
2.2.1 Súrlódási veszteségek	7
2.2.2 Helyi ellenállások	7
2.2.3 Ellenállástényezők meghatározása	8
2.3 Fojtótárcsa működési elve	8
2.3.1 A működés alapjai	8
2.3.2 Vena contracta jelenség	9
2.3.3 Nyomáskereső kialakulása	10
2.4 A kavitáció jelensége	10
2.4.1 A kavitáció fogalma	10
2.4.2 A kialakulás feltételei	11
2.4.3 A kavitáció hatásai	11
2.5 A numerikus áramlástan szimuláció alapjai	12
2.5.1 A CFD módszer alapjai	12
2.5.2 A numerikus áramlástan számítás alapegyenletei	12
2.5.3 Alkalmazási területek	14
2.5.4 Jelentősége a vizsgált feladat szempontjából	14

3	Módszerek	16
3.1	Analitikus méretezés	16
3.2	Geometriai modellek.....	17
3.3	Anyagjellemzők	19
3.4	Peremfeltételek.....	20
3.5	Numerikus modell	21
3.6	Hálózás	23
3.7	Hálófüggetlenségi módszer.....	25
4	Eredmények	27
4.1	Analitikus méretezés eredményei	27
4.2	Hálófüggetlenségi vizsgálat	28
4.3	Saját geometria paraméteres vizsgálata	29
4.4	Furatátmérő hatása a nyomásesésre	31
4.5	Áramlási kép elemzése	33
4.6	Kavitáció vizsgálat	35
5	Következtetések	38
5.1	A méretezési eljárás értékelése.....	38
5.2	A numerikus modell megbízhatósága.....	39
5.3	A furatátmérő hatása és a kiválasztott geometria	40
5.4	Áramlási és kavitációs jelenségek értékelése	40
5.5	További vizsgálati lehetőségek.....	41
6	Összefoglalás	43
	Irodalomjegyzék	45

Jelölések jegyzéke

A	$[m^2]$	áramlási keresztmetszet
C	$[-]$	kiömlési tényező
D	$[mm]$	cső belső átmérője
d	$[mm]$	fojtótárcsa furatátmérője
Δp	$[Pa; MPa]$	statikus nyomásesés, nyomáskülönbség
$\Delta p_{\text{eltérés}}$	$[\%]$	statikus nyomásesés relatív eltérése
ε	$[-]$	expanziós tényező
$\dot{m}$	$[kg/s]$	tömegáram
μ	$[Pa \cdot s]$	dinamikai viszkozitás
ν	$[m^2/s]$	kinematikai viszkozitás
p	$[MPa]$	statikus nyomás
p_{in}	$[MPa]$	belépő oldali nyomás
p_{out}	$[MPa]$	kilépő oldali nyomás
$p_{\text{min, gauge}}$	$[MPa]$	minimális relatív statikus nyomás
$p_{\text{min, abs}}$	$[MPa]$	minimális abszolút statikus nyomás
p_{ref}	$[MPa]$	referencia nyomás
Re	$[-]$	Reynolds-szám
T	$[^{\circ}C; K]$	hőmérséklet
$\vec{v}$	$[m/s]$	sebességvektor
v	$[m/s]$	áramlási sebesség
v_{max}	$[m/s]$	maximális áramlási sebesség
y^+	$[-]$	dimenziótlan fal menti távolság
β	$[-]$	átmérőviszony d/D
ρ	$[kg/m^3]$	sűrűség
ζ	$[-]$	helyi ellenállás tényező

∇	[-]	nabla operátor
$\nabla \cdot \vec{v}$	[1/s]	sebességmező divergenciája
g	[m/s ²]	gravitációs gyorsulás

1 Bevezetés, célkitűzések

Az ipari csővezeték-rendszerek tervezésében visszatérő mérnöki feladat valamely technológiai ág áramlási viszonyainak beállítása, különösen akkor, amikor meghatározott tömegáramot vagy előírt nyomáskeresőt kell biztosítani. Erre a célra a gyakorlatban gyakran alkalmaznak fojtótárcsát, amely a csővezeték keresztmetszetének helyi leszűkítésével hoz létre szabályozott áramlási ellenállást. A megoldás előnye a szerkezeti egyszerűség, a kis helyigény és az üzembiztos működés, ugyanakkor a kívánt rendszerjellemzők csak akkor biztosíthatók, ha a tárcsa furatátmérője és geometriai kialakítása összhangban van az üzemi paraméterekkel. A jelen vizsgálat célja nem áramlásmérő elem kialakítása, hanem egy adott csővezeteki ág hidraulikai beszabályozása, amely során a fojtótárcsa feladata egy előírt nyomáskereső létrehozása adott tömegáram mellett.

A fojtótárcsa működésének fizikai alapja, hogy a szűkületen áthaladó közeg sebessége megnő, miközben a statikus nyomás lecsökken. A lemez mögött az áramlás kitágul, azonban a nyomás csak részben alakul vissza, mivel az áramlásleválás, az örvényképződés és a keveredési veszteségek következtében a mechanikai energia egy része disszipatív folyamatok révén visszafordíthatatlanul elvész. A jelenség értelmezésében meghatározó szerepet játszik a vena contracta kialakulása, vagyis az a tartomány, ahol a tényleges áramlási keresztmetszet a lemez utáni szakaszon a legkisebb, a sebesség a legnagyobb, a statikus nyomás pedig a legalacsonyabb.

A szükséges furatátmérő első közelítésben klasszikus áramlástani összefüggésekkel határozható meg, amelyek azonban jellemzően egyszerűsített, empirikus jellegű modelleken alapulnak. A valós működést azonban a helyi ellenállások, az áramlás szerkezete és a geometriai részletek jelentősen módosítják. Folyadék-közeg esetén különösen fontos annak vizsgálata, hogy a fojtótárcsa környezetében kialakuló lokális nyomásminimum megközelíti vagy eléri-e a telített gőznyomás tartományát, mert ekkor kavitáció léphet fel, amely az áramlási kép megváltozását, zaj- és rezgésjelenségeket, valamint anyagkárosodást is okozhat. Fontos megjegyezni, hogy az analitikus összefüggések gyakran lokális nyomáskülönbségre épülnek, míg a tényleges csővezetékben kialakuló nyomáskereső a teljes vizsgált szakaszra vonatkozik.

A klasszikus méretezési összefüggések mellett ezért indokolt a numerikus áramlástani vizsgálat alkalmazása is. A CFD-alapú elemzés lehetőséget ad a sebesség- és nyomásmező részletes vizsgálatára, valamint annak ellenőrzésére, hogy a tervezett geometria a valós áramlási viszonyok figyelembevételével biztosítja-e a szükséges nyomásesést. A numerikus eredmények mérnöki értelmezéséhez ugyanakkor nem elegendő pusztán az áramlási kép szemléltetése, a modellválasztást, a peremfeltételeket és a számítás megbízhatóságát is indokolni kell [7]. A numerikus modell a háromdimenziós áramlási jelenségeket – így a nyomás-visszanyerést, az örvényképződést és a lokális veszteségeket – közvetlenül számolja, ezért különösen alkalmas nem szabványos geometriai kialakítások vizsgálatára.

A szakdolgozat célja egy csővezetékbe épített fojtótárcsa méretezése és áramlástani vizsgálata ANSYS környezetben. A dolgozat bemutatja a fojtótárcsák alkalmazási területeit és a méretezés elméleti hátterét, meghatározza a szükséges furatátmérőt egy előírt nyomásesés alapján analitikus becsléssel, majd numerikus módszerrel pontosítja azt, elkészíti a vizsgált geometria végelem modelljét és hálózását, majd különböző üzemi paraméterek mellett elemzi a kialakuló áramlási viszonyokat. A vizsgálat célja annak ellenőrzése, hogy a számított geometria a rendszer követelményeinek megfelelő nyomásesést biztosít-e, valamint annak vizsgálata, hogy fennáll-e kavitáció kialakulásának veszélye [3], [5], [7]. A vizsgálat során alkalmazott peremfeltételek egy csővezeték-rendszer hidraulikai számításából származnak, amely HYSYS környezetben készült, így a modell a valós üzemi viszonyokat reprezentálja.

2 Irodalmi feldolgozás

A fojtótárcsa méretezése és numerikus vizsgálata olyan összetett áramlástechnikai feladat, amelyben a csővezeték egészére vonatkozó energiaviszonyok és a szűkület közvetlen környezetében kialakuló lokális jelenségek egyszerre játszanak szerepet. A méretezés során nem elegendő kizárólag a kívánt nyomásesésből kiindulni, mert a tényleges működést a geometriai kialakítás, az áramlási sebesség, a veszteségi mechanizmusok és – folyadékközeg esetén – a kavitációs hajlam egyaránt befolyásolja. Emiatt az irodalmi áttekintés célja nem pusztán az általános áramlástan alapfogalmak felsorolása, hanem azoknak az összefüggéseknek a rendszerezése, amelyek közvetlenül hozzájárulnak a fojtótárcsa furatátmérőjének meghatározásához és a CFD eredmények értelmezéséhez [1], [2], [3], [4], [5], [7].

2.1 Az áramlástan alapvető összefüggései

2.1.1 Kontinuitási egyenlet

Az áramló közegek viselkedésének leírása során alapvető jelentőségű a tömegmegmaradás törvénye, amely szerint zárt rendszerben a tömeg nem keletkezik és nemvész el. Az áramlástanban ezt az elvet a folytonossági egyenlet fejezi ki, amely az áramlás során a tömegáram állandóságát írja le [1].

Áramlástan vizsgálatok során gyakran alkalmazzuk az úgynevezett áramcső fogalmát, amelyet olyan képzeletbeli felület határol, amelyen keresztül az áramvonalak nem lépnek ki. Ennek következtében az áramcső egyes keresztmetszetein azonos tömegáram halad át, ami a tömegmegmaradás közvetlen következménye [1].

A tömegáram általános alakban az alábbi összefüggéssel írható le:

$$q_m = \rho \cdot A \cdot v = \text{állandó} \quad (1)$$

ahol:

- q_m a tömegáram [kg/s]
- ρ a közeg sűrűsége [kg/m³]
- A az áramlás keresztmetszete [m²]
- v az áramlás sebessége [m/s]

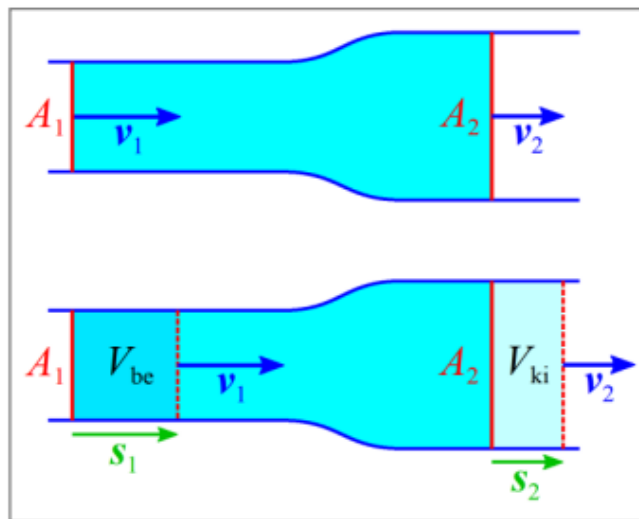
Állandósult áramlás esetén a belépő és kilépő tömegáram megegyezik, így felírható:

$$A_1 \cdot \rho_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot \rho_2 \cdot V_2 \quad (2)$$

Amennyiben a közeg sűrűsége állandónak tekinthető – amely folyadékok esetében jó közelítéssel teljesül –, az összefüggés egyszerűsödik:

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (3)$$

Az egyenlet alapján megállapítható, hogy a keresztmetszet és az áramlási sebesség között fordított arányosság áll fenn. Ennek megfelelően a keresztmetszet csökkenése esetén az áramlási sebesség növekszik, míg nagyobb keresztmetszet esetén csökken. Ez a jelenség különösen fontos olyan szerelvények esetében, ahol szándékosan hoznak létre keresztmetszet szűkülést. A fojtótárcsák működése során a közeg a furaton áthaladva felgyorsul, ami az áramlási és nyomásviszonyok megváltozását eredményezi, és ezáltal lehetővé teszi a kívánt nyomásesés kialakítását [1].



1. ábra Áramlás keresztmetszet-változás esetén a kontinuitási egyenlet szemléltetésére [10]

2.1.2 Bernoulli-egyenlet

Az áramló közegek viselkedésének leírásában alapvető szerepet tölt be a Bernoulli-egyenlet, amely a munka-energia tétel alapján vezethető le. Az összefüggés szerint ideális, súrlódásmentes és stacioner áramlás esetén az áramló közeg mechanikai energiája az áramvonal mentén állandó [1], [3].

Az áramvonal két pontja között az egyenlet az alábbi alakban írható fel [1]:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + U_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + U_2 \quad (4)$$

ahol:

- p a statikus nyomás [Pa]
- ρ a közeg sűrűsége [kg/m^3]
- v az áramlás sebessége [m/s]
- U az egységnyi tömegre vonatkoztatott helyzeti energia [J/kg]

Az egyenletben szereplő tagok az áramló közeg különböző energiaformáit reprezentálják, a mozgási, a nyomási és a helyzeti energiát. Ezek egymásba alakulhatnak, azonban ideális esetben összegük az áramvonal mentén állandó marad [1], [2].

Gyakorlati esetekben, különösen csővezetékben kialakuló áramlás vizsgálatakor, a helyzeti energia változása sokszor elhanyagolható. Ilyenkor a Bernoulli-egyenlet elsősorban a sebesség és a nyomás közötti kapcsolatot írja le. Ha az áramlás kisebb keresztmetszetű szakaszba jut, a közeg sebessége megnő, ami a statikus nyomás csökkenésével jár együtt. Ez a jelenség a kontinuitás és a Bernoulli egyenlet együttes alkalmazásával értelmezhető [2].

Valóságos áramlások esetén azonban az ideális feltételek nem teljesülnek, mivel a közeg viszkozitása, valamint a falakkal és szerelvényekkel való kölcsönhatás következtében energiaveszteségek lépnek fel. Ennek megfelelően az egyenlet veszteségi taggal egészül ki, amely a két pont közötti energia csökkenést fejezi ki [2].

A veszteségek figyelembevételével az áramlás során a mechanikai energia egy része hővé alakul, amely nyomáscsökkenés formájában jelenik meg. Ez különösen fontos csővezetékek, szűkületek és különböző szerelvények esetében, ahol az áramlási ellenállás jelentős lehet. A fojtótárcsák működése során a cél éppen egy meghatározott mértékű nyomáscsökkenés létrehozása, ezért a Bernoulli-egyenlet és a veszteségek együttes figyelembevétele alapvető jelentőségű a további vizsgálatok során [2], [3].

2.1.3 Nyomásesés értelmezése

Valóságos áramlások esetén az energiaveszteségek következtében az áramló közeg mechanikai energiája az áramlás mentén csökken, amely nyomáscsökkenés formájában jelentkezik [2].

A veszteségek figyelembevételével az energiaegyenlet az alábbi alakban írható fel:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + U_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + U_2 + \Delta p_{vesz} \quad (5)$$

A fenti összefüggésben a Δp_{vesz} a két vizsgált keresztmetszet közötti nyomásveszteséget jelöli.

A nyomásveszteségek két főcsoportra oszthatók: csővezeték mentén fellépő súrlódási veszteségekre, valamint a geometriai változásokhoz kapcsolódó helyi veszteségekre [2]. Szűkület esetén az áramlási sebesség növekedése a statikus nyomás csökkenésével jár együtt. A szűkület után az áramlás leválhat a falról, és örvények alakulhatnak ki, amelyek energiaveszteséget okoznak, így a nyomás csak részben áll vissza [3], [4].

A nyomásesés meghatározása különösen fontos csővezetékek és áramlástechnikai szerelvények méretezése során, mivel ezek működése gyakran meghatározott nyomáskülönbség létrehozásán alapul. A nyomásesés értelmezése ugyanakkor függ a vizsgált feladattól. Áramlásmérési célú alkalmazások esetén a nyomáskülönbséget meghatározott mérési pontok között értelmezik, míg csővezeték-rendszerek hidraulikai méretezésekor a teljes vizsgált szakasz nyomásesése is meghatározó lehet.

2.2 Csővezetékek áramlási veszteségei

A csővezetékben áramló közeg mozgása során a mechanikai energia folyamatosan csökken, amely elsősorban a viszkozitásból és a falakkal való kölcsönhatásból ered. Ennek a következtében az áramlás mentén nyomásesés alakul ki, amelyet az áramlási veszteségek jellemeznek [2].

A veszteségek két fő csoportra oszthatók, hosszmenti súrlódási veszteségekre és helyi veszteségekre. A súrlódási veszteségek a cső teljes hosszában jelen vannak, míg a helyi veszteségek az áramlás irányának vagy keresztmetszetének megváltozásakor jelentkeznek, például szerelvények, szűkületek vagy bővítések esetén [2].

2.2.1 Súrlódási veszteségek

A súrlódási veszteségek a csőfal és az áramló közeg közötti kölcsönhatás következtében alakulnak ki. Az áramló közeg a csőfal közelében lelassul, ennek hatására nyírófeszültség ébred, és a közeg mechanikai energiája fokozatosan csökken. Ez a folyamat nyomásesés formájában jelentkezik [2].

A súrlódási veszteségek a cső teljes hosszában jelen vannak, és mértékük függ a cső geometriai jellemzőitől, az áramlási sebességtől, valamint a közeg tulajdonságaitól. A cső belső felületének érdessége különösen turbulens áramlás esetén gyakorol jelentős hatást a veszteségekre [2].

A súrlódási nyomásveszteség számítására az alábbi összefüggés alkalmazható:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (6)$$

ahol

- λ a súrlódási tényező
- L a cső hossza
- D a cső átmérője
- ρ a közeg sűrűsége
- v az átlagos áramlási sebesség

Az összefüggés alapján a nyomásveszteség arányos a cső hosszával és az áramlási sebesség négyzetével, ezért nagyobb sebességek esetén lényegesen nagyobb veszteségek alakulnak ki. A súrlódási tényező értéke az áramlás jellegétől függ. Lamináris tartományban egyszerűbben meghatározható, turbulens tartományban viszont empirikus összefüggések vagy diagramok alkalmazása szükséges [2].

2.2.2 Helyi ellenállások

A helyi veszteségek az áramlás irányának vagy keresztmetszetének megváltozásából adódnak. Ilyen veszteségek keletkeznek például könyökökben, szűkítésekben, bővítésekben vagy különböző szerelvények esetén [2].

A helyi veszteségek általános alakja az alábbi összefüggéssel írható le:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (7)$$

ahol:

- ζ az adott szerelvényre vagy geometriai elemre jellemző ellenállási tényező.

A veszteségek fizikai oka elsősorban az áramlás leválása és az örvényképződés, amelyek energiaveszteséggel járnak. Ezek a jelenségek különösen jelentősek hirtelen keresztmetszet-változások esetén [3].

2.2.3 Ellenállástényezők meghatározása

A csővezetékben fellépő veszteségek számításához szükséges ellenállástényezők meghatározása az áramlási viszonyoktól függ. A súrlódási tényező értéke az áramlási jellegének megfelelően változik, amelyet leggyakrabban a Reynolds-szám segítségével jellemezhetünk [2].

A Reynolds-szám az alábbi összefüggéssel definiálható:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (8)$$

ahol:

- Re a Reynolds-szám,
- μ a dinamikai viszkozitás.

A Reynolds-szám alapján megkülönböztethetünk lamináris és turbulens áramlást, amelyek esetén a veszteségek mértéke jelentősen eltér [2]. A helyi ellenállás tényezők értékei általában kísérleti úton meghatározott adatokon alapulnak, és táblázatos vagy diagram formában állnak rendelkezésre. Ezek az értékek az adott szerelvény geometriai kialakításától függenek [2].

A fojtótárcsák esetében az ellenállástényező meghatározása különösen összetett, mivel azt a furat geometriája, valamint az áramlás során kialakuló jelenségek – például a vena contracta és az örvényképződés – egyaránt befolyásolják [3], [4].

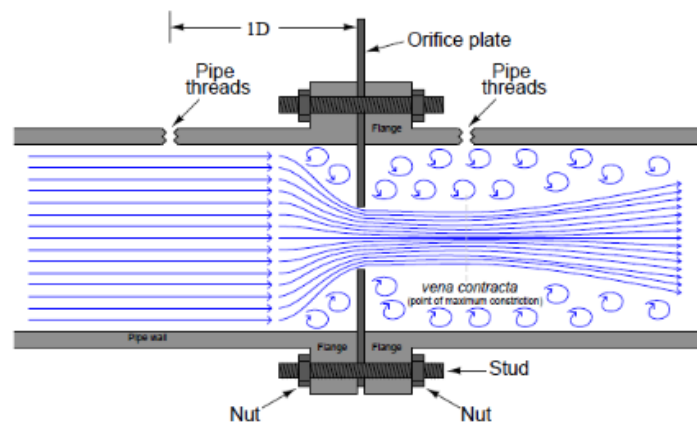
2.3 Fojtótárcsa működési elve

2.3.1 A működés alapjai

A fojtótárcsák működése a csővezeték keresztmetszetének szűkítésén alapul, amely az áramló közeg sebességének növekedését, ezzel együtt pedig a statikus nyomás csökkenését eredményezi [1], [3].

A szűkületen történő áthaladás során a közeg felgyorsul, majd a tárcsát követően az áramlás ismét kitágul. A valóságos áramlási viszonyok között azonban a közeg viszkozitása, valamint a falakkal való kölcsönhatása miatt energiaveszteségek lépnek fel, így a mechanikai energia egy része hővé alakul. Ennek következtében a nyomás nem áll vissza a kiindulási értékre, hanem a fojtótárcsa két oldala között tartós nyomáskülönbség alakul ki. [2], [3].

A kialakuló nyomáskülönbség nagysága függ az áramlási sebességtől, a közeg tulajdonságaitól, valamint a szűkület geometriai kialakításától, ezért a fojtótárcsa megfelelő méretezése alapvető fontosságú az üzemi viszonyok biztosításához.



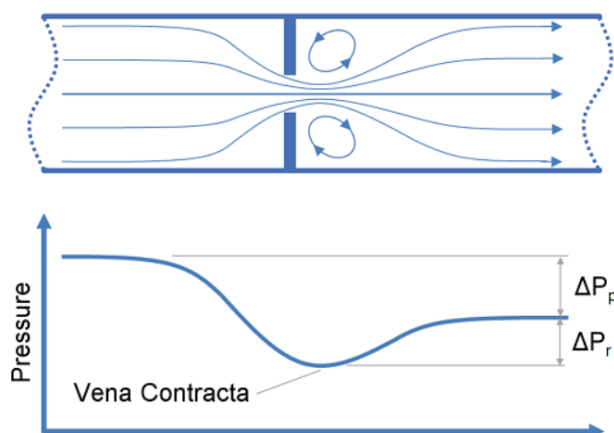
2. ábra Áramlási kép fojtótárcsán [11]

2.3.2 Vena contracta jelenség

A szűkületen történő áramlás egyik jellegzetes sajátossága, hogy a közeg a furat után nem azonnal tölti ki a rendelkezésre álló keresztmetszetet, hanem rövid szakaszon tovább szűkül. Ennek következtében alakul ki a vena contracta, amely az áramlási keresztmetszet minimumának felel meg [1], [3].

Ebben a tartományban az áramlási sebesség a legnagyobb míg a statikus nyomás a legalacsonyabb. A jelenség kialakulása az áramlás tehetetlenségével és a falról történő leválással magyarázható. A leváló áramlás következtében örvények alakulnak ki, amelyek hozzájárulnak az energiaveszteségek növekedéséhez [1], [3].

A vena contracta helyzete rendszerint a szűkület után alakul ki, és jelentős hatással van a tényleges áramlási keresztmetszetre, valamint a kialakuló nyomáseloszlásra. Ezért a jelenség figyelembevétele elengedhetetlen a fojtótárcsák működésének pontos értelmezéséhez.



3. ábra Áramlás és nyomáseloszlás fojtótárcsán, a vena contracta kialakulásával [12]

2.3.3 Nyomáskereső kialakulása

A fojtótárcsán kialakuló nyomáskereső a szűkület előtti és utáni nyomáskülönbségként értelmezhető, amelynek pontos értéke a vizsgált mérési pontok helyétől függ. A szűkületben a sebességnövekedés következtében a statikus nyomás csökken, ami Bernoulli-egyenletből következik [1], [2].

A szűkületet követően az áramlás kitágul, és a nyomás részben visszalakul. A valóságos áramlás során azonban az örvényképződés, a keveredés és a súrlódási hatások miatt energiaveszteség lép fel, így a nyomás nem éri el az eredeti értéket [2], [3], [4].

A kialakuló nyomáskereső mértéke több tényezőtől függ, többek között az áramlási sebességtől, a közeg fizikai tulajdonságaitól, valamint a szűkület geometriai kialakításától. A fojtótárcsák alkalmazásának lényege, hogy ez a nyomáskülönbség szabályozott módon jöjjön létre, amely lehetővé teszi az áramlási viszonyok beállítását.

2.4 A kavitáció jelensége

2.4.1 A kavitáció fogalma

A kavitáció olyan áramlástani jelenség, amely során a folyadékban a helyi statikus nyomás a telített gőznyomás alá csökken, ennek következtében pedig gőzbuborékok keletkeznek. Ezek a buborékok az áramlás során nagyobb nyomású tartományba kerülve gyorsan összeomlanak, ami jelentős lokális hatásokkal jár [5].

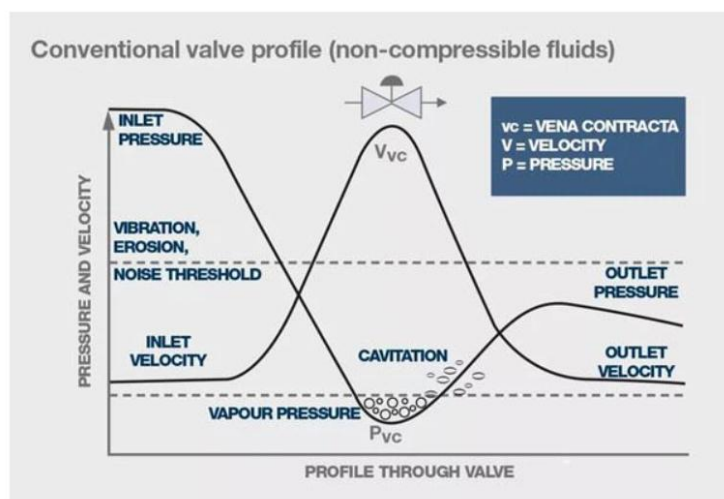
A jelenség sajátossága, hogy nem a teljes áramlási térben, hanem lokálisan, a legkedvezőtlenebb nyomásviszonyokkal rendelkező tartományokban alakul ki. Ilyen terület jellemzően a nagy sebességű, gyorsuló áramlási szakaszokban jön létre, ahol a nyomás minimumot vesz fel.

2.4.2 A kialakulás feltételei

A kavitáció kialakulásának feltétele, hogy az adott pontban a nyomás elérje vagy megközelítse a folyadék telített gőznyomását. Ez a feltétel elsősorban olyan helyeken teljesülhet, ahol az áramlás felgyorsul, és ennek következtében a nyomás jelentősen lecsökken [5].

Fojtótárcsák esetén a kritikus állapot jellemzően a vena contracta tartományban alakul ki, ahol a legkisebb effektív keresztmetszet és a legnagyobb áramlási sebesség jellemző [5].

A jelenség kialakulását több tényező befolyásolja, amelyek közül kiemelhető a közeg hőmérséklete, a folyadék fizikai tulajdonságai, az áramlási viszonyok és a geometriai kialakítás. Ezek együttesen határozzák meg, hogy adott üzemi körülmények között kialakul-e a kavitáció, illetve milyen mértékben jelentkezik [5], [6].



4. ábra Nyomás- és sebességeloszlás kavitációval [13]

2.4.3 A kavitáció hatásai

A kavitáció során keletkező buborékok összeomlása rövid idejű, de nagy intenzitású nyomáscsúcsokat hoz létre. Ezek a lokális hatások az érintett felületeken ismétlődően jelentkezve anyagkárosodást okozhatnak [5].

Az egyik legjelentősebb következmény az erózió, amely során az anyag felülete fokozatosan károsodik. A folyamat hosszabb távon a berendezés élettartamának csökkenéséhez vezethet. A kavitáció emellett zaj- és rezgéskeltéssel is jár, valamint kedvezőtlenül befolyásolja az áramlási viszonyokat. Ennek következtében a rendszer működése instabillá válhat, és a kialakuló nyomáseloszlás is megváltozhat [5], [6].

A fojtótárcsák alkalmazása során ezért különösen fontos annak ellenőrzése, hogy az üzemi paraméterek mellett fennáll-e a kavitáció kialakulásának veszélye.

2.5 A numerikus áramlástani szimuláció alapjai

2.5.1 A CFD módszer alapjai

A numerikus áramlástani szimuláció (Computational Fluid Dynamics, CFD) az áramló közegek viselkedésének vizsgálatát teszi lehetővé a kormányzó egyenletek numerikus megoldásával. Az alkalmazott modell alapját a tömeg- és impulzusmegmaradás törvényei képezik, amelyek differenciálegyenletes formában írhatók fel [7].

A numerikus eljárás során a vizsgált tartományt véges számú cellára bontják, és az egyenleteket ezeken a diszkrét elemekben közelítő módon oldják meg. Az így kapott egyenletrendszer iteratív megoldásával határozhatók meg az áramlási jellemzők, például a sebesség- és nyomásmező [7].

Valóságos műszaki feladatok esetén az áramlás gyakran turbulens, ezért a számítások során turbulenciamodellek alkalmazása szükséges, amelyek a jelenséget közelítő módon írják le [7].

2.5.2 A numerikus áramlástani számítás alapegyenletei

A numerikus áramlástani számítások alapját a folyadékáramlást leíró megmaradási törvények képezik. A CFD módszer ezeknek az egyenleteknek a numerikus megoldásán alapul, amely során a számítási tartományt véges számú cellára bontják, majd az áramlást leíró differenciálegyenleteket a diszkrétizált tartományon közelítő módon oldják meg. Az ANSYS CFX megoldó a folyadékáramlás számításához a tömeg- és impulzusmegmaradás egyenleteit, vagyis a folytonossági és Navier–Stokes-egyenleteket oldja meg numerikus úton [14].

A tömegmegmaradás törvényét a folytonossági egyenlet fejezi ki. Ennek általános alakja szerint a vizsgált térfogatelemben a tömeg időbeli változása és a felületen keresztüli tömegáram egyensúlyban van. Összenyomhatatlan, állandó sűrűségű közeg esetén az egyenlet egyszerűsített alakban írható fel:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (9)$$

ahol $\vec{v}$ az áramlási sebességvektor, ∇ a nabla operátor. Az összefüggés azt fejezi ki, hogy a folyadék a számítási tartományon belül nem sűrűsödik össze és nem ritkul, vagyis a sebességmező divergenciája zérus. Ez a feltétel különösen jól alkalmazható folyadékok, így a jelen vizsgálatban szereplő víz esetén, mivel a vizsgált nyomástartományban a közeg sűrűsége jó közelítéssel állandónak tekinthető.

Az impulzusmegmaradás törvényét a Navier–Stokes-egyenletek írják le. Ezek az egyenletek a közeg mozgásállapotának változása, a nyomásgradiens, a viszkózus hatások és az esetleges térfogati erők közötti kapcsolatot adják meg. Newtoni folyadék esetén az impulzusmegmaradás egyenlete általános alakban az alábbi formában írható fel:

$$\rho \cdot \left(\frac{d\vec{v}}{dt} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g} \quad (10)$$

ahol ρ a közeg sűrűsége, $\vec{v}$ az áramlási sebességvektor, p a statikus nyomás, μ a dinamikai viszkozitás, $\vec{g}$ pedig a gravitációs gyorsulás. Az egyenlet bal oldala a közeg gyorsulását írja le, míg a jobb oldalon a nyomásból, a viszkózus hatásokból és a térfogati erőkből származó tagok szerepelnek.

A Navier–Stokes-egyenletek közvetlen megoldása turbulens áramlások esetén nagy számítási igénnyel járna, mivel a turbulencia kis tér- és időléptékű ingadozásait is fel kellene bontani. Mérnöki gyakorlatban ezért gyakran Reynolds-átlagolt Navier–Stokes-egyenleteken, azaz RANS megközelítésen alapuló modelleket alkalmaznak. Ebben az esetben az áramlási mennyiségek átlagos és ingadozó komponensekre bonthatók, a turbulens ingadozások hatását pedig turbulenciamodell segítségével veszik figyelembe [7].

A turbulenciamodell feladata, hogy közelítő módon leírja a turbulens örvények hatását az átlagos áramlási mezőre. A jelen vizsgálat szempontjából ez különösen fontos, mivel a fojtótárcsa furatán áthaladó közeg a szűkület után leválásos, örvényes áramlást hoz létre. A kialakuló nagy sebességgradiens, a vena contracta környezetében fellépő lokális nyomásminimum, valamint a tárcsa mögötti visszaáramlási és keveredési tartományok pontosabb leírása turbulenciamodell alkalmazását teszi szükségessé.

A mérnöki CFD számításokban alkalmazott RANS alapú turbulenciamodellek közül gyakran használt megoldás az SST $k-\omega$ modell. A modell előnye, hogy a fal közeli tartományokban a $k-\omega$ modell kedvező tulajdonságait használja ki, míg a faltól távolabbi tartományokban a $k-\varepsilon$ modellre jellemző viselkedést veszi figyelembe. Ez különösen előnyös olyan áramlási feladatoknál, ahol a fal menti határréteg, az áramlásleválás és a szabad áramlási térben kialakuló turbulencia egyaránt meghatározó szerepet játszik [7].

A CFD számítás során tehát a szoftver nem zárt alakban oldja meg az áramlástani egyenleteket, hanem a számítási tartomány celláira diszkretizálva, iteratív numerikus eljárással határozza meg a sebesség-, nyomás- és turbulenciajellemzőket. A kapott eredmények pontosságát ezért nemcsak a fizikai modell, hanem a háló felbontása, a peremfeltételek, a turbulenciamodell megválasztása és a numerikus konvergencia is befolyásolja.

A jelen fejezet az alapegyenleteket a numerikus modell fizikai hátterének bemutatásához szükséges mélységben ismerteti, mivel a dolgozat fő célja azok mérnöki alkalmazása a fojtótárcsán kialakuló nyomáscsökkenés, sebességeloszlás és lokális nyomásminimum meghatározására.

2.5.3 Alkalmazási területek

A CFD módszert a mérnöki gyakorlatban olyan feladatok vizsgálatára alkalmazzák, ahol az áramlási tér részletes ismerete szükséges. Ilyen például a csővezetékek, áramlástechnikai szerelvények és különböző áramlásmódosító elemek vizsgálata [7].

A numerikus szimuláció lehetővé teszi a sebesség- és nyomáscsökkenés meghatározását, valamint az olyan lokális jelenségek elemzését, mint az áramlásleválás és az örvényképződés. Ez különösen hasznos olyan geometriai kialakítások esetén, ahol a veszteségek és a helyi áramlási viszonyok meghatározó szerepet játszanak [7].

2.5.4 Jelentősége a vizsgált feladat szempontjából

A fojtótárcsán kialakuló áramlási jelenségek – különösen a vena contracta, az áramlásleválás és az örvényképződés – a korábban bemutatott elméleti összefüggésekkel csak korlátozottan írhatók le [3], [4]. Ezek részletes vizsgálatához szükséges az áramlási tér lokális jellemzőinek meghatározása.

A CFD módszer lehetőséget biztosít a nyomás- és sebességeloszlás részletes meghatározására, így azonosíthatók a jelentős veszteségekkel járó tartományok, valamint a minimális nyomás helye is [7]. Ez különösen fontos a kavitáció szempontjából, mivel a jelenség kialakulása a lokális nyomásminimumhoz köthető, amely numerikus módszerekkel pontosabban meghatározható [5], [7].

A numerikus szimuláció eredményei így alkalmasak a méretezés során meghatározott geometria ellenőrzésére, valamint az áramlási viszonyok részletes elemzésére.

A CFD vizsgálatok ezért különösen alkalmasak nem szabványos fojtótárcsa-geometriák elemzésére, amelyeknél a lokális áramlási jelenségek, a nyomás-visszanyerés, az áramlásleválás és a kavitációs hajlam részletesebb értékelése szükséges. Ez indokolja a CFD módszer alkalmazását a jelen vizsgálat során.

3 Módszerek

3.1 Analitikus méretezés

A fojtótárcsa furatátmérőjének meghatározása előzetesen analitikus úton történt az ISO 5167 szabvány összefüggéseinek felhasználásával, első közelítésként [3]. A szabvány alapvetően differenciálynomás-elvű áramlásmérő elemekre készült, ezért az itt alkalmazott összefüggések empirikus becslésként szolgálnak a furatátmérő meghatározásához.

A furatátmérő és a csőátmérő arányát a β tényező jellemzi:

$$\beta = \frac{d}{D} \quad (11)$$

ahol d a furatátmérője, D pedig a cső belső átmérője [8].

A tömegáram és a nyomáskülönbség közötti kapcsolat az alábbi összefüggéssel írható le:

$$\dot{m} = C \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \sqrt{\frac{2\rho \Delta p}{1 - \beta^4}} \quad (12)$$

ahol C a kiömlési tényező, ε az expanziós tényező, amely a folyadék esetén egységnek vehető, ρ a közeg sűrűsége, Δp pedig a mérhető nyomáskülönbség [3], [8]. Fontos megjegyezni, hogy a fenti összefüggésben szereplő nyomáskülönbség az ISO 5167 szabvány szerinti mérési pontok között értelmezett differenciálynomás, amely nem azonos a teljes csőszakaszra vonatkozó nyomáseséssel.

A Reynolds-szám a csőátmérőre vonatkoztatva az irodalmi áttekintésben bemutatott összefüggés alapján került meghatározásra (8) egyenlet alapján.

Az átlagos áramlási sebesség a tömegáram alapján számítható:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (13)$$

ahol A a cső keresztmetszeti területe.

A kinematikai viszkozitás a vizsgálati közeg anyagjellemzője, amely a hőmérséklet függvényében változik, és irodalmi adatok alapján került meghatározásra.

A kiömlési tényező (C) a Reynolds-szám és a β arány függvénye, amely az ISO 5167 szabványban megadott Reader–Harris/Gallagher típusú empirikus összefüggéssel határozható meg [3].

Mivel a kiömlési tényező és a Reynolds-szám egymástól függenek, a furatátmérő meghatározása iterációs eljárással történt. Az iteráció során a β tényező feltételezésével meghatározásra került a Reynolds-szám, majd ennek alapján a kiömlési tényező, amelyből új furatátmérő számítható. A folyamat addig ismétlődik, amíg a számított értékek közötti eltérés elhanyagolhatóvá válik.

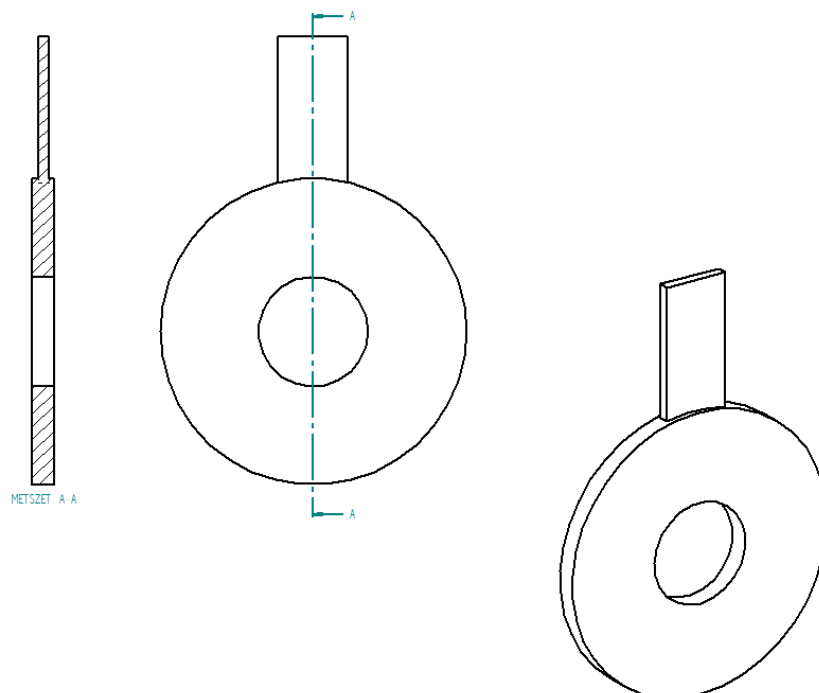
Az analitikus számítás eredményeként szolgált a numerikus modell geometriai kiindulási paramétereként.

3.2 Geometriai modellek

A numerikus vizsgálatok során a fojtótárca saját tervezésű geometriai kialakítással került modellezésre, amely hidraulikai beszabályozási célú üzemeltetési feltételekhez igazodik.

A fojtótárca mindkét oldalon éles peremű furattal rendelkezik, vagyis sem a belépő, sem a kilépő oldalon nem került alkalmazásra letörés. A furatátmérő az analitikus méretezés eredményeként került meghatározásra, amely a numerikus modell kiindulási paraméterét képezte.

A tárcsa vastagsága nem szabványos előírás alapján, hanem szilárdsági szempontok figyelembevételével került megválasztásra. Ennek megfelelően a kialakítás a valós műszaki alkalmazást reprezentálja. A vizsgált geometria metszeti képe a 5. ábrán látható.



5. ábra Fojtótárcsa geometria (éles peremű furatkialakítás)(saját forrás)

A modellezés során a fojtótárcsa a cső keresztmetszetét kitöltő, tengelyirányban elhelyezett elemként került kialakításra. A numerikus számítás pontosságának biztosítása érdekében a tárcsa előtt és után megfelelő hosszúságú egyenes csőszakaszok kerültek kialakításra. A belépő oldalon $10D$ hosszúságú szakasz, míg a kilépő oldalon megközelítőleg $15D$ hosszúságú csőszakasz biztosítja az áramlás megfelelő kifejlődését, valamint a kilépő oldali határfeltételek hatásának csökkentését.

A hosszabb csőszakaszok alkalmazása lehetővé teszi a fojtótárcsa környezetében kialakuló lokális áramlási jelenségek, valamint a teljes vizsgált szakaszra vonatkozó nyomásesés értelmezését, amely eltérhet a szűkület közvetlen környezetében értelmezett differenciálynomástól.

A számítási tartomány három részre került felosztásra: belépő szakaszra, a fojtótárcsa közvetlen környezetére, valamint kilépő szakaszra. A felosztás célja az volt, hogy a különböző áramlási jelenségekhez igazodó lokális hálózati finomság legyen alkalmazható.

A fojtótárcsa közvetlen környezetében finomabb háló került kialakításra a nagy sebesség- és nyomásgradiens pontosabb feloldása érdekében, míg a távolabbi szakaszokon durvább háló alkalmazása is elegendőnek bizonyult. A számítási tartomány felosztása és a hálózati zónák elhelyezkedése a 6. ábrán látható.



6. ábra A számítási tartomány felosztása és hálózási zónák elhelyezkedése (saját szerkesztés)

3.3 Anyagjellemzők

A numerikus vizsgálatok során a közeg 100 °C hőmérsékletű víz volt. A vizsgált üzemi állapothoz tartozó nyomásszintek alapján a víz a teljes számítási tartományban folyadékállapotúnak tekinthető, ezért egyfázisú, összenyomhatatlan folyadékként került modellezésre.

A számítások során a víz anyagjellemzői állandó értéként kerültek megadásra. A számítás során alkalmazott anyagjellemzőket az 1. táblázat foglalja össze.

1. táblázat. A számítás során alkalmazott víz anyagjellemzői 100 °C hőmérsékleten

Anyagjellemzők	Jelölés	Érték	Mértékegység
Közeg	-	víz	-
Hőmérséklet	T	100	°C
Sűrűség	ρ	958	$\frac{kg}{m^3}$
Dinamikai viszkozitás	μ	$2,82 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Kinematikai viszkozitás	ν	$2,94 \cdot 10^{-7}$	$\frac{m^2}{s}$

A Reynolds-szám meghatározásához szükséges kinematikai viszkozitás a dinamikai viszkozitás és a sűrűség hányadosaként számítható:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (14)$$

A folyadék összenyomhatatlansága a vizsgált nyomástartományban jó közelítéssel feltételezhető, mivel a nyomásváltozás a víz sűrűségét érdemben nem befolyásolja. A számítás során külön kavitációs vagy többfázisú modell nem került alkalmazásra. A kavitációs hajlam értékelése a kapott minimális statikus nyomás és a 100 °C-os víz telített gőznyomásának összehasonlítása alapján történt az eredmények fejezetben.

Az anyagjellemzők állandó értékként történő megadása egyszerűsíti a numerikus modellt, ugyanakkor a vizsgált üzemi tartományban megfelelő közelítést jelent. A számítás célja nem a hőmérséklet-változás vagy a hőátadás vizsgálata volt, hanem a fojtótárca által létrehozott nyomásesés és az áramlási kép meghatározása. Emiatt az izotermikus, állandó anyagjellemzőkkel végzett számítás a feladat szempontjából elfogadható közelítésnek tekinthető.

3.4 Peremfeltételek

A vizsgált üzemi állapothoz tartozó tömegáram- és nyomásértékek egy korábban elkészített HYSYS rendszerhidraulikai modelltől származnak. A HYSYS modellt a teljes csővezeték-rendszer hidraulikai viselkedését írja le, míg a jelen CFD vizsgálat a fojtótárca és annak közvetlen csőszakaszának részletes áramlástan elemzésére szolgál. A numerikus számítások peremfeltételei a vizsgált üzemi állapot alapján kerültek meghatározásra annak érdekében, hogy a modellben a csővezeték valós működéséhez közeli áramlási viszonyok alakuljanak ki.

A belépő oldalon tömegáram peremfeltétel került megadásra, míg a kilépő oldalon statikus nyomás peremfeltétel került alkalmazásra. A falfelületeken valós falhatás került figyelembevételre, vagyis no-slip peremfeltétel került beállításra. A csőfal abszolút érdessége a számítás során állandó értéként szerepelt, amelynek értéke 45 µm volt. Ez az érték az ipari gyakorlatban acél csővezetékekre alkalmazott közelítő érdességi értéként kezelhető. A nyomásértékek relatív nyomásként kerültek megadásra, vagyis a barg értékek a referencia nyomáshoz viszonyított túlnyomást jelentik. A számítás során alkalmazott peremfeltételeket a 2. táblázat foglalja össze.

2. táblázat: A numerikus modellben alkalmazott peremfeltételek (saját szerkesztés)

Peremfelület	CFD peremfeltétel	Megadott mennyiség	Megadott érték
Belépő oldal	Inlet	Tömegáram	$52,5 \frac{kg}{s}$
Kilépő oldal	Outlet	Statikus nyomás	0,23 MPa
Falfelületek	Wall		-
Falfelületek	Wall	Fali érdesség	45 μm

A belépő oldalon megadott tömegáram ipari egységben 189000 kg/h, amely SI egységre átszámítva:

$$\dot{m} = \frac{189000}{3600} = 52,5 \frac{kg}{s} \quad (15)$$

A számítás célja annak ellenőrzése volt, hogy a fojtótárcsa a megadott tömegáram és kilépő oldali nyomás mellett képes-e a belépő oldalon megközelítőleg 0,46 MPa nyomásszintet kialakítani.

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (16)$$

A peremfeltételek meghatározásánál fontos szempont volt, hogy a kilépő oldali nyomás rögzített értéként szerepeljen, míg a belépő oldali nyomás a számítás eredményeként alakuljon ki. A választott peremfeltétel-kombináció biztosítja, hogy a rendszer nyomásviszonyai a számítás során alakuljanak ki, így a fojtótárcsa hatása közvetlenül értékelhető.

3.5 Numerikus modell

A numerikus áramlástani vizsgálatok ANSYS Workbench 2025 R2 környezetben, ANSYS CFX megoldóval készültek. A Workbench környezet a geometriai modell, a hálózás, a peremfeltételek, a megoldás és az eredmények kiértékelésének egységes kezelését tette lehetővé.

A numerikus modell lehetővé teszi annak vizsgálatát, hogy a fojtótárcsa képes-e létrehozni az előírt nyomáscsökkenést, valamint hol alakulnak ki a legkedvezőtlenebb nyomásviszonyok.

A szimulációk háromdimenziós, stacioner áramlási modellként kerültek felépítésre. A háromdimenziós modell alkalmazását az indokolta, hogy a fojtótárcsa mögött kialakuló leválósos, örvényes áramlás térbeli jellegű, ezért annak pontosabb leírása 3D számítási tartományban megbízhatóbban végezhető el. Mivel a vizsgált geometria mérete és a számítási tartomány elemszáma kezelhető maradt, nem volt indokolt a modell egyszerűsítése kétdimenziós vagy tengelyszimmetrikus közelítésre. A modell nem a teljes csővezetéki rendszert tartalmazza, hanem annak egy reprezentatív szakaszát, így az eredmények lokális és szakaszszintű értelmezése szükséges.

A közeg egyfázisú, összenyomhatatlan folyadékként szerepelt a modellben, az anyagi jellemzők pedig a korábban bemutatott 100 °C-os vízhez tartozó értékek alapján kerültek megadásra. Hőátadás nem került figyelembevételre, mivel a vizsgálat célja nem a hőmérséklet-változás, hanem a fojtótárcsa áramlástan hatásának elemzése volt.

A vizsgált üzemi állapotban az áramlás turbulens tartományba esik, ezért turbulenciamodell alkalmazása volt szükséges. A számításokhoz az SST turbulenciamodell került kiválasztásra. Az SST modell előnye, hogy a fal közeli tartományok leírására alkalmas $k-\omega$ modell tulajdonságait ötvözi a szabad áramlási tartományban kedvezőbb viselkedésű $k-\epsilon$ modell jellemzőivel. Ez különösen előnyös olyan esetekben, ahol a fal közeli határréteg, az áramlásleválás és a cső belsejében kialakuló turbulens áramlás egyaránt fontos szerepet játszik. Fojtótárcsa esetén ezek a jelenségek a furat utáni nagy sebességű sugár, a leválási zóna és az örvényképződés miatt meghatározók.

A megoldó beállításainál automatikus időlépték került alkalmazásra. A számítások konvergenciájának megítélése nem kizárólag a reziduumok alapján történt, hanem a mérnöki szempontból fontos monitorozott mennyiségek változása is figyelembevételre került. A vizsgált mennyiségek közé tartozott a belépő oldali nyomás, a fojtótárcsán kialakuló nyomásesés, a minimális statikus nyomás, valamint a maximális áramlási sebesség.

A fojtótárcsa mögött kialakuló leválósos és örvényes áramlás miatt a reziduumok bizonyos esetekben nem csökkentek teljesen monoton módon, hanem egy adott értéktartomány körül ingadoztak. Az eredmények kiértékelése ezért akkor történt meg, amikor a monitorozott fizikai mennyiségek stabil értéktartományba álltak be. Ennek megfelelően a megoldás mérnöki szempontból kvázi-stacionárius állapotként került értékelésre.

A numerikus modell ellenőrzése során a tömegmegmaradás teljesülését is vizsgáltam. A belépő és kilépő oldali tömegáram összehasonlítása alapján ellenőrizhető volt, hogy a számítás során nem jelentkezik-e számottevő tömegegyensúly-hiba. Ez a vizsgálat a számítás stabilitásának és megbízhatóságának egyik fontos kiegészítő ellenőrzési lépése volt. A választott modellezési megközelítés lehetővé teszi a fojtótárcsa hidraulikai viselkedésének megbízható mérnöki értékelését.

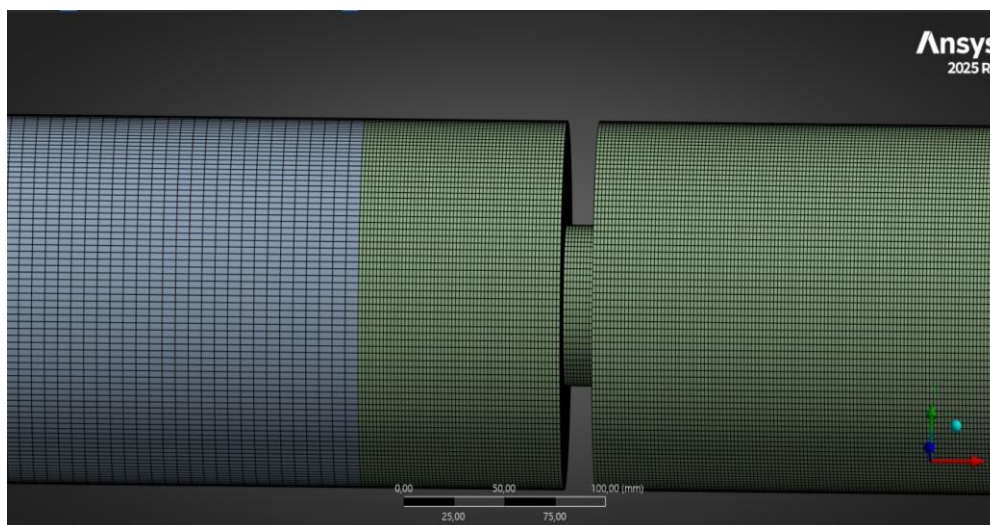
3.6 Hálózás

A numerikus szimulációkhoz szükséges térháló az ANSYS Meshing környezetben került létrehozásra. A számítási tartomány három különálló geometriai testre lett felosztva, amelyek a belépő szakaszt, a fojtótárcsa közvetlen környezetét, valamint a kilépő szakaszt reprezentálták. A tartomány ilyen jellegű felosztása lehetővé tette a lokálisan eltérő hálósűrűség alkalmazását.

A háló generálásához MultiZone hálózási módszer került alkalmazásra mindhárom tartományban. Ennek eredményeként döntően strukturált, hexaéderes (hexa) cellákból álló háló jött létre, amely kedvező numerikus tulajdonságokkal rendelkezik áramlástani szimulációk esetén. A strukturált háló alkalmazása különösen előnyös a csőszerű geometriák és az irányított áramlási viszonyok modellezésénél, mivel csökkenti a numerikus diffúziót és javítja a konvergencia tulajdonságokat.

A fojtótárcsa környezetében – ahol jelentős sebesség- és nyomásgradiens alakul ki – finomabb háló került alkalmazásra, míg a belépő és kilépő szakaszokon durvább cellaméret is elegendőnek bizonyult. A háló lokális finomítását face sizing beállításokkal valósítottam meg a be- és kilépő keresztmetszeteken, valamint a szűkület közvetlen környezetében.

A fal menti áramlás pontosabb leírása érdekében inflation rétegek kerültek kialakításra. Az alkalmazott rétegrend 15 inflációs rétegből állt, ahol az első réteg vastagsága 0,005 mm volt. A rétegek fokozatos növekedése biztosította a határréteg megfelelő felbontását. A kialakított strukturált hexaéderes háló a 7. ábrán látható.



7. ábra Strukturált hexaéderez térháló a számítási tartományban
(saját szerkesztés)

A háló minőségének értékelése során a CFD gyakorlatban leggyakrabban alkalmazott mérőszámok kerültek figyelembevételre, különös tekintettel a skewness és az orthogonal quality mutatókra. Ezek a paraméterek a cellák geometriai torzulását és ortogonalitását jellemzik, amelyek közvetlen hatással vannak a numerikus stabilitásra és a megoldás pontosságára.

A mérőszámok értelmezési tartományát és minőségi kategóriáit a szakirodalomban és ANSYS oktatási anyagokban megadott ajánlások alapján vettem figyelembe, amelyeket a 8. ábra szemléltet.

A háló generálása során törekedtem arra, hogy a cellák minősége a „jó” vagy „nagyon jó” tartományba essen, elkerülve a numerikusan kedvezőtlen, erősen torzult elemek kialakulását.

A kialakított háló esetében a y^+ értékek többsége az alacsony és közepes tartományba esik, azonban lokálisan magasabb értékek is előfordulnak. Ez a fal menti áramlás megfelelő mérnöki szintű leírását, valamint az SST modell stabil alkalmazását lehetővé teszi.

Skewness mesh metrics spectrum

					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum

					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

8. ábra Hálómínőségi mérőszámok (skewness és orthogonal quality) értékelési tartományai [9]

3.7 Hálófüggetlenségi módszer

A numerikus modell megbízhatóságának ellenőrzése érdekében hálófüggetlenségi vizsgálat került elvégzésre. A vizsgálat célja annak igazolása volt, hogy a számítási eredmények a háló finomításával egyre kisebb mértékben változnak, és a megoldás közelít egy hálófüggetlen állapothoz.

A vizsgálat során négy különböző finomságú háló (M1–M4) került kialakításra, amelyek a belépő, a fojtótárcsa környezetét tartalmazó középső, valamint a kilépő tartományokban alkalmazott cellaméreteket tértek el egymástól. A középső tartomány minden esetben finomabb felbontással került modellezésre a jelentős sebesség- és nyomásgradiens pontosabb leírása érdekében.

A háló finomítása során a térfogati cellaméretek mellett a be- és kilépő keresztmetszeteken alkalmazott face sizing értékek is módosításra kerültek, így biztosítva a háló következetes finomítását a teljes számítási tartományban. A fal menti határréteg felbontását biztosító inflation layer minden esetben változatlan maradt, lehetővé téve a térfogati háló finomításának önálló vizsgálatát.

A hálófüggetlenség értékelése során több fizikai és numerikus mennyiség került figyelembevételre. A vizsgálat során kiértékelt mennyiségek közé tartozott a fojtótárcsán kialakuló statikus nyomásesés (Δp), a belépő oldali nyomás, a maximális áramlási sebesség, a tömegmegmaradás hibája (mass imbalance), valamint a fal menti y^+ értékek. A vizsgálat során alkalmazott háló geometriai és hálózási jellemzőit a 3. táblázat foglalja össze.

3. táblázat: A hálófüggetlenségi vizsgálat során alkalmazott hálók geometriai és hálózási jellemzői (saját szerkesztés)

Háló	Belépő cellaméret [mm]	Középső cellaméret [mm]	Kilépő cellaméret [mm]	Face sizing [mm]	Elemszám [-]
M1	16	5	16	8	499106
M2	12	3,5	12	6	945209
M3	9	2,5	9	4,5	1736791
M4	6,5	1,8	6,5	3,2	3911994

4 Eredmények

4.1 Analitikus méretezés eredményei

Az analitikus méretezés célja a fojtótárcsa kiindulási furatátmérőjének meghatározása volt a vizsgált üzemi feltételek alapján. A számítás során a tömegáram, a cső belső átmérője, a közeg sűrűsége, valamint a kívánt nyomáskülönbség került figyelembevételre. Fontos megjegyezni, hogy az analitikus számítás az ISO 5167 szerinti differenciálnyomás-értelmezésen alapul, ezért a kapott eredmény első közelítésként értelmezhető.

A vizsgált üzemi állapotban a tömegáram 52,5 kg/s, a kilépő oldali nyomás 0,23 MPa, míg a célzott belépő oldali nyomás megközelítőleg 0,46 MPa.

$$\Delta p = 0,46 - 0,23 = 0,23 \text{ MPa} \quad (17)$$

Az iterációs számítás eredményeként a szükséges furatátmérő az alábbi értékre adódott:

$$d = 71,8 \text{ mm}$$

értékre adódott. A furatátmérő meghatározása az Anyag és módszer fejezetben ismertetett iterációs eljárással történt, amely figyelembe veszi a Reynolds-szám és a kiömlési tényező kölcsönös függését.

Az így meghatározott furatátmérő a numerikus vizsgálatok kiindulási geometriai paramétereként szolgált. A saját geometriai kialakítás, valamint a teljes csőszakaszra vonatkozó nyomásesés pontosabb meghatározása numerikus szimulációval történt. A számítás főbb bemenő adatait és eredményét a 4. táblázat foglalja össze.

4. táblázat: Az analitikus méretezés bemenő adatai és eredményei (saját szerekesztés)

Mennyiség	Jelölés	Érték	Mértékegység
Tömegáram	$\dot{m}$	52,5	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Kilépő oldali nyomás	p_{out}	0,23	MPa
Célzott belépő oldali nyomás	p_{in}	0,46	MPa
Nyomásesés	Δp	0,23	MPa
Számított furatátmérő	d	71,8	mm

4.2 Hálófüggetlenségi vizsgálat

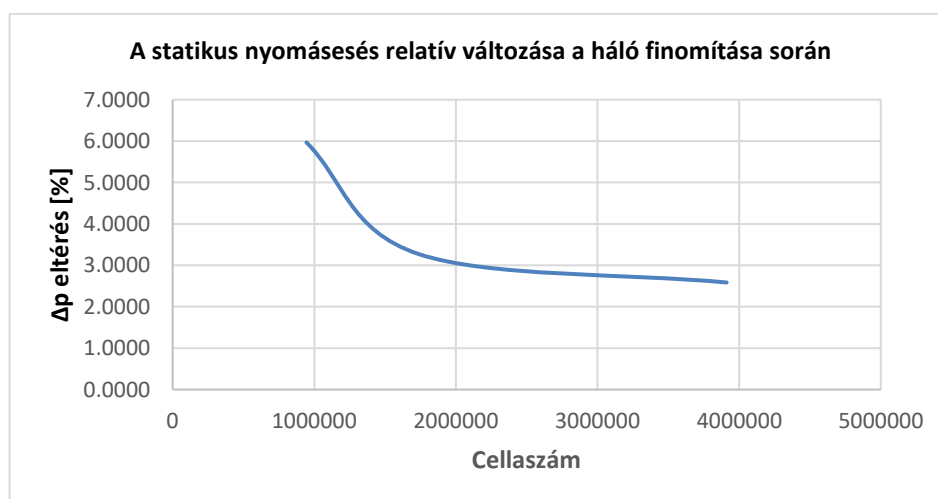
A hálófinomság hatását a statikus nyomásesés relatív változásán keresztül értékeltem. A vizsgálat során négy eltérő finomságú háló (M1–M4) került összehasonlításra. A vizsgált hálókhoz tartozó főbb eredményeket az 5. táblázat foglalja össze.

5. táblázat A hálófüggetlenségi vizsgálat során alkalmazott hálók jellemzői és a számított eredmények (saját szerkesztés)

Háló	Elemszám [-]	Statikus nyomásesés Δp [MPa]	Δp eltérés [%]	Mass imbalance [%]	y^+ átlag
M1	499 106	0,1274	-	0,00037	9,470
M2	945 209	0,1355	5,9691	0,00054	9,730
M3	1 736 791	0,1401	3,2734	0,00040	9,623
M4	3 911 994	0,1438	2,5858	0,00150	11,569

Az 5. táblázat eredményei alapján megfigyelhető, hogy a háló finomításával a számított statikus nyomásesés Δp értéke növekvő tendenciát mutat. Az egymást követő hálók közötti relatív eltérés fokozatosan csökken: az M1–M2 hálók között 5,9691%, az M2–M3 hálók között 3,2734%, míg az M3–M4 hálók között már csak 2,5858% eltérés adódott. Ez arra utal, hogy a megoldás a vizsgált hálótartományban közelít a hálófüggetlen állapothoz.

A statikus nyomásesés relatív változását a háló finomítása során a 9. ábra szemlélteti.



9. ábra A statikus nyomásesés relatív változása a háló finomítása során (saját szerkesztés)

A 9. ábra alapján jól látható, hogy a relatív eltérés a háló finomításával csökkenő tendenciát mutat. A legnagyobb változás az M1 és M2 hálók között jelentkezett, míg az M3 és M4 hálók közötti különbség már mérsékeltebb. Ez megerősíti, hogy a további hálófinomítás már csak korlátozott mértékben változtatja meg a számított nyomásesést.

A tömegmegmaradás vizsgálata alapján megállapítható, hogy a mass imbalance értéke minden esetben alacsony maradt, ami a számítások numerikus megbízhatóságát támasztja alá. A fal menti y^+ átlagértékek a vizsgált hálók esetében az alacsony és közepes tartományba esnek, így a választott SST turbulenciamodell alkalmazása a vizsgált esetben megfelelőnek tekinthető.

A legfinomabb M4 háló alkalmazása az elemszámot jelentősen növelte az M3 háléhoz képest, miközben a számított statikus nyomásesésben már csak mérsékelt változást eredményezett. Ennek alapján megállapítható, hogy a további hálófinomítás már nem jár arányos pontosságnövekedéssel.

A további számításokhoz ezért az M3 jelű háló került kiválasztásra, mivel megfelelő kompromisszumot biztosít a számítási pontosság, a numerikus stabilitás és a számítási költség között. A kiválasztott háló elemszáma 1 736 791 volt, amely mellett a számított statikus nyomásesés 0,1401 MPa értékre adódott.

4.3 Saját geometria paraméteres vizsgálata

A paraméteres vizsgálat során a furatátmérő hatását vizsgáltam a fojtótárcsán kialakuló főbb áramlási jellemzőkre. Az analitikusan meghatározott 71,8 mm furatátmérőből kiindulva több kisebb átmérő került kiértékelésre azonos peremfeltételek mellett. A furatátmérő módosítása az ANSYS Workbench Design Points környezetben történt, ahol a furat sugara geometriai paraméterként szerepelt. A paraméteres vizsgálat felépítését a 10. ábra szemlélteti.

Table of Design Points													
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Name	P1 - MultiZone Sweep Element Size	P2 - MultiZone 2 Sweep Element Size	P3 - MultiZone 3 Sweep Element Size	P4 - Face Stang Element Size	P5 - fojtótárcsa_...	P6 - Mesh Elements	P7 - deltap...	P8 - pressurelet	P9 - massimbalance	P10 - maxvelocity	P11 - yplumax	P12 - yplumval
2	Units	mm	mm	mm	mm	mm		MPa	MPa		mm s ⁻¹		
3	DP 5	9	2,5	9	4,5	35,9	1,7368E+06	0,13865	0,36865	0,0003851	20011	74,655	10,077
4	DP 6	9	2,5	9	4,5	34	1,7371E+06	0,17198	0,40198	0,0020563	22908	69,795	11,046
5	DP 7	9	2,5	9	4,5	33	1,7417E+06	0,19361	0,42361	0,0026376	24915	78,59	11,073
6	DP 8	9	2,5	9	4,5	32,5	1,7417E+06	0,20826	0,43826	0,0029646	24872	75,591	11,534
7	DP 9 (Current)	9	2,5	9	4,5	32	1,7464E+06	0,22702	0,45702	0,0018165	25517	78,512	11,375
8	DP 10	9	2,5	9	4,5	31,5	1,7355E+06	0,23759	0,46759	9,4459E-05	26052	101,02	12,818
*													

10. ábra: A furatátmérő paraméteres vizsgálatának felépítése ANSYS Workbench környezetben (saját szerkesztés)

A számítások eredményeit a 6. táblázat foglalja össze.

6. táblázat: A furatátmérő hatása a számított áramlási jellemzőkre (saját szerkesztés)

Furatátmérő d [mm]	Elemzés [-]	Δp [MPa]	p_{in} [MPa]	$p_{min,gauge}$ [MPa]	v_{max} [m/s]	Mass imbalance [-]
71,8	1 736 791	0,1387	0,3687	0,0715	20,01	0,000385
68	1 737 077	0,172	0,402	0,0248	22,91	0,002056
66	1 741 667	0,1936	0,4236	-0,0072	24,92	0,002637
65	1 741 696	0,2083	0,4383	-0,0140	24,88	0,002965
64	1 746 426	0,2211	0,4511	-0,0198	25,59	0,001431
63,4	1 738 487	0,2341	0,4641	-0,0289	25,75	0,000857
63	1 735 530	0,2394	0,4694	-0,0333	26,16	0,000487

Az eredmények alapján megfigyelhető, hogy a furatátmérő csökkentésével a számított statikus nyomásesés Δp növekvő tendenciát mutat. Ez az áramlási elmélettel összhangban van, mivel a kisebb keresztmetszeten áthaladó közeg nagyobb sebességre gyorsul, ami nagyobb helyi veszteséget és ezáltal nagyobb nyomásesést eredményez.

A 6. táblázat alapján az analitikusan meghatározott 71,8 mm furatátmérő esetén a számított statikus nyomásesés 0,1387 MPa, amely jelentősen elmarad a kívánt, megközelítőleg 0,23 MPa értéktől. A furatátmérő csökkentésével a nyomásesés fokozatosan növekedett: 64 mm furatátmérő esetén 0,2211 MPa, míg 63,4 mm esetén 0,2341 MPa érték adódott.

A belépő oldali nyomás alakulása szintén a furatátmérő csökkentésének hatását mutatja. A 64 mm furatátmérő esetén a számított belépő oldali nyomás 0,4511 MPa, míg a 63,4 mm furatátmérő esetén 0,4641 MPa volt. Mivel a célként meghatározott belépő oldali nyomás megközelítőleg 0,46 MPa, a vizsgált esetek közül a 63,4 mm-es furatátmérő adta a célértékhez legközelebb eső eredményt.

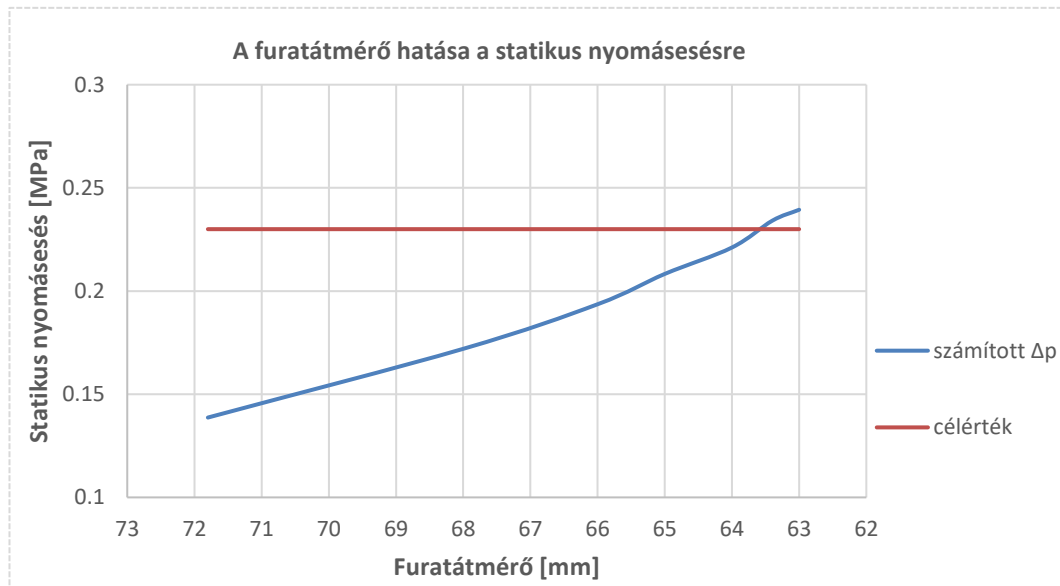
A maximális áramlási sebesség összességében növekvő tendenciát mutatott a furatátmérő csökkentésével. Ez a szűkületben kialakuló nagy sebességű sugár jelenlétére utal. A tömegmegmaradás hibája minden vizsgált esetben alacsony maradt, ami a számítások numerikus megbízhatóságát támasztja alá.

A 6. táblázatban szereplő $p_{\min, \text{gauge}}$ értékek a számítási tartományban kialakuló legkisebb relatív statikus nyomást mutatják. A furatátmérő csökkentésével a minimális nyomás értéke csökkenő tendenciát mutat, ami a fojtótárcsa utáni lokális gyorsulással és áramlásleválással hozható összefüggésbe. Ennek részletesebb kavitációs szempontú értékelése a 4.6 fejezetben kerül bemutatásra.

A paraméteres vizsgálat alapján megállapítható, hogy az analitikus méretezésből kapott 71,8 mm furatátmérő a vizsgált geometria és peremfeltételek mellett nem biztosította a kívánt nyomásesést. A numerikus eredmények alapján a beszabályozási cél szempontjából a megfelelő furatátmérő a vizsgált tartományban megközelítőleg 63,4–64 mm közé tehető. A célértékhez legközelebb eső eredményt a 63,4 mm furatátmérő adta, amely mellett a számított belépő oldali nyomás 0,4641 MPa, a statikus nyomásesés pedig 0,2341 MPa volt.

4.4 Furatátmérő hatása a nyomásesésre

A furatátmérő és a számított statikus nyomásesés kapcsolatát a 6. táblázat adatai alapján a 11. ábra szemlélteti. A 11. ábrán a narancssárga vízszintes vonal a célként meghatározott, megközelítőleg 0,23 MPa statikus nyomásesést jelöli.



11. ábra: A furatátmérő hatása a statikus nyomásesésre
(saját szerkesztés)

A 11. ábra alapján jól látható, hogy a furatátmérő csökkentésével a statikus nyomásesés növekszik. A nagyobb, 71,8 mm-es furatátmérő esetén a kialakuló nyomásesés még jelentősen elmaradt a célértéktől, míg a kisebb furatátmérők alkalmazásával a nyomásesés fokozatosan megközelítette, majd a 63,4 mm-es és 63 mm-es furatátmérők esetén meghaladta azt.

A jelenség oka, hogy a furatátmérő csökkentésével az átáramlási keresztmetszet kisebb lesz, ezért azonos tömegáram mellett a közeg sebessége megnő. A nagyobb sebesség következtében a fojtótárcsa környezetében jelentősebb helyi veszteségek alakulnak ki, amelyek a statikus nyomásesés növekedését eredményezik. A nyomásesés változása ezért nem kizárólag a geometriai keresztmetszet-változással, hanem az áramlásleválás, a sugárképződés és a keveredési veszteségek erősödésével is összefügg.

Az analitikus méretezésből kapott 71,8 mm furatátmérő esetén a számított statikus nyomásesés 0,1387 MPa volt, amely nem érte el a célként meghatározott, megközelítőleg 0,23 MPa értéket. Ez azt mutatja, hogy az analitikus számítás megfelelő kiindulási becslést adott, azonban a konkrét geometriai kialakítás és a vizsgált csőszakasz figyelembevételéhez numerikus pontosításra volt szükség.

A 64 mm-es furatátmérő esetén a számított nyomásesés 0,2211 MPa volt, amely már jól közelítette a kívánt értéket. A 63,4 mm-es furatátmérőnél 0,2341 MPa nyomásesés adódott, amely kis mértékben meghaladta a célértéket. A 63 mm-es furatátmérő esetén a nyomásesés tovább növekedett, így ez a kialakítás már a kívánt nyomásesés fölé esett.

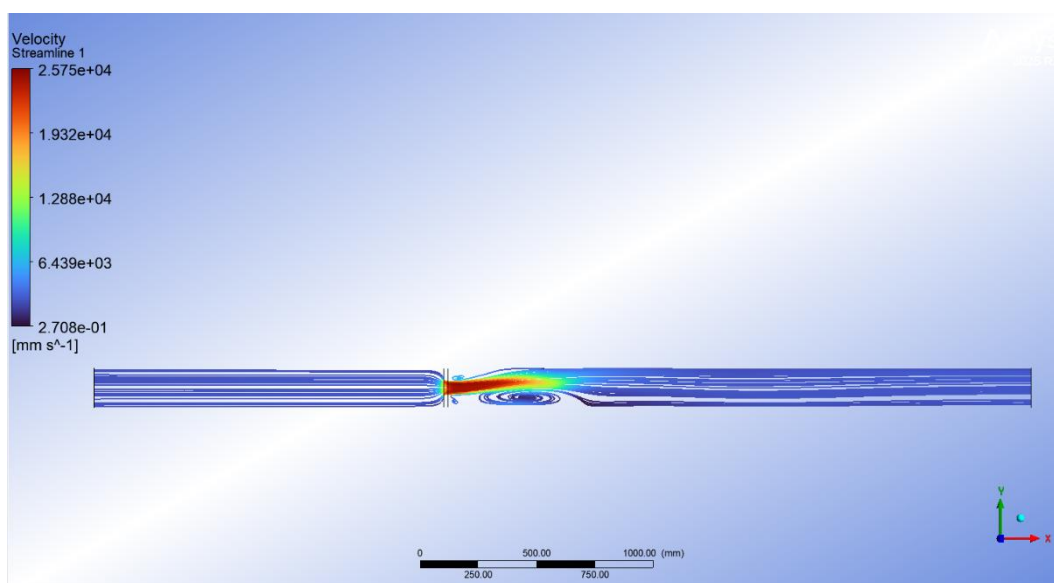
A vizsgálat alapján megállapítható, hogy a kívánt nyomásesés a 64 mm és 63,4 mm furatátmérők környezetében teljesül. Mivel a fojtótárcsa jelen esetben nem hitelesített áramlásmérő elemként, hanem hidraulikai beszabályozó elemként került vizsgálatra, a furatátmérő értékelésénél nem egyetlen elméleti érték, hanem egy mérnöki elfogadható tartomány meghatározása indokolt. A CFD eredmények alapján ez a tartomány megközelítőleg 63,4–64 mm közé tehető.

A 63,4 mm-es furatátmérő adta a célértékhez legközelebb eső eredményt, mivel ennél a geometriánál a statikus nyomásesés 0,2341 MPa, a belépő oldali nyomás pedig 0,4641 MPa volt. A 64 mm-es furatátmérő ugyan kissé kisebb nyomásesést eredményezett, de továbbra is a kívánt üzemi tartomány közelében maradt. A végleges furatátmérő megválasztásánál ezért a nyomásesés mellett a gyárthatósági, üzemeltetési és kavitációs szempontokat is figyelembe kell venni.

4.5 Áramlási kép elemzése

A fojtótárcsa környezetében kialakuló áramlási kép vizsgálata a célértékhez legközelebb eső furatátmérő esetén történt. Az elemzés célja annak bemutatása volt, hogy a számított nyomáscsökkenés milyen lokális áramlási jelenségekkel hozható összefüggésbe. Ennek érdekében a sebesség szerint színezett áramvonalak, a statikus nyomáseloszlás, valamint a tengely menti nyomásváltozás került kiértékelésre.

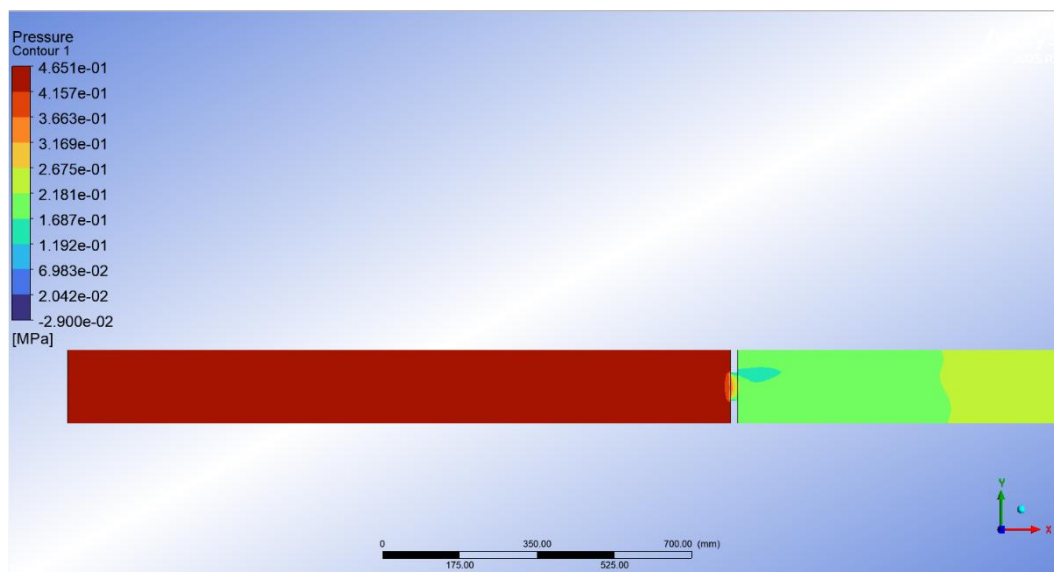
A sebesség szerint színezett áramvonalakat a cső tengelysíkjaiban felvett metszősíkon a 12. ábra szemlélteti.



12. ábra: Sebesség szerint színezett áramvonalak a fojtótárcsa tengelysíkjaiban (saját szerkesztés)

A 12. ábra alapján a vizsgált tengelysíkban megfigyelhető, hogy a fojtótárcsa előtt az áramlás a cső tengelyével közel párhuzamosan halad, majd a furat környezetében az átáramlási keresztmetszet hirtelen csökkenése miatt jelentősen felgyorsul. A furaton áthaladó közeg a fojtótárcsa után nagy sebességű sugárként lép be a kilépő oldali csőszakaszba. A sugár környezetében leválások, örvényes tartomány figyelhető meg, amely a helyi energiaveszteségek kialakulásának egyik fő oka.

A statikus nyomáseloszlást a fojtótárcsa környezetében a 13. ábra mutatja.

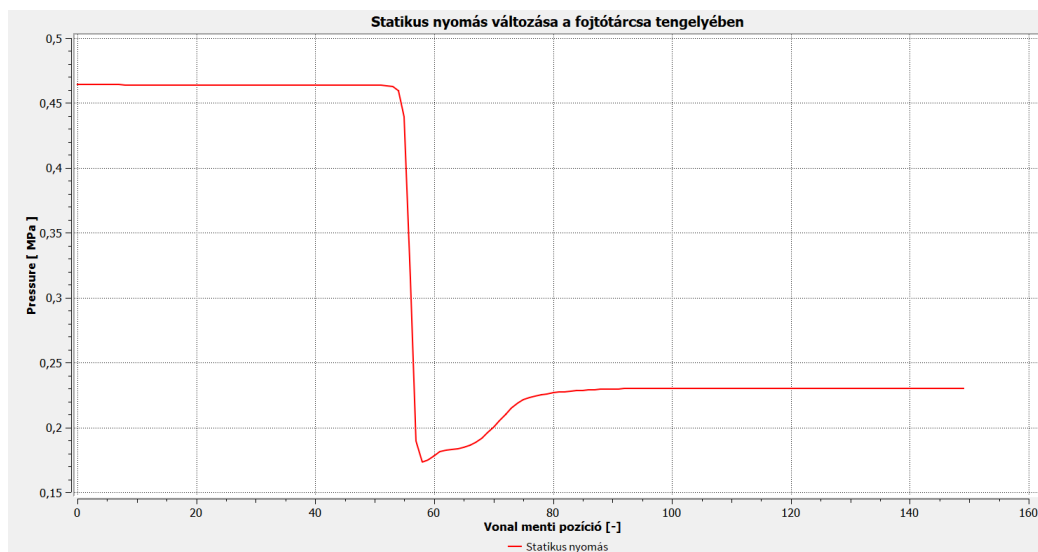


13. ábra: Statikus nyomáseloszlás a fojtótárcsa környezetében (saját szerkesztés)

A 13. ábra alapján jól látható, hogy a fojtótárcsa előtt magasabb nyomásszint alakul ki, míg a tárcsa utáni oldalon a statikus nyomás jelentősen lecsökken. A nyomásesés legnagyobb része a furat közvetlen környezetében jelentkezik, ahol az áramlás felgyorsulása, a keresztmetszet hirtelen változása és az áramlásleválás együttesen okoz jelentős veszteséget.

A fojtótárcsa után a statikus nyomás részleges visszaalakulása figyelhető meg. Ez a nyomás-visszanyerés azonban nem teljes, mivel a leválás, az örvényképződés és a keveredési veszteségek következtében az áramló közeg mechanikai energiájának egy része disszipálódik. Ennek eredményeként a vizsgált csőszakasz két vége között tartós nyomáskülönbség marad fenn.

A fojtótárcsa tengelyében felvett vonal mentén kiértékelt statikus nyomásváltozást a 14. ábra szemlélteti.



14. ábra: A statikus nyomás változása a fojtótárcsa tengelyében (saját szerkesztés)

A 14. ábra alapján megfigyelhető, hogy a fojtótárcsa előtti szakaszon a statikus nyomás közel állandó. A furat közelében a nyomás hirtelen csökken, majd közvetlenül a fojtótárcsa után éri el a minimumát. Ezt követően a nyomás részben visszaalakul, majd a kilépő oldali szakaszon közel állandósult értékre áll be. A görbe jól szemlélteti, hogy a nyomásesés nem kizárólag a lemez síkjában, hanem a szűkületet követő gyorsuló és keveredő áramlási tartományban alakul ki.

Az áramlási kép alapján megállapítható, hogy a numerikus eredmények összhangban vannak a fojtótárcsák elméleti működésével. A furatban kialakuló sebességnövekedés, a tárcsa utáni nagy sebességű sugár, a leválások zóna és a részleges nyomás-visszanyerés együttesen magyarázzák a számított statikus nyomásesés létrejöttét. A lokális nyomásminimum helye kavitációs szempontból is jelentős, ezért annak részletesebb értékelése a 4.6 fejezetben kerül bemutatásra.

4.6 Kavitáció vizsgálat

A fojtótárcsa környezetében kialakuló lokális nyomásminimum kavitációs szempontból kiemelt jelentőségű, mivel folyadékok esetén kavitáció akkor alakulhat ki, ha a helyi statikus nyomás a közeg adott hőmérsékletéhez tartozó telített gőznyomása alá csökken. A jelen vizsgálatban a közeg 100 °C hőmérsékletű víz volt, amelynek telített gőznyomása megközelítőleg 0,101 MPa abszolút nyomás.

A számítások során külön kavitációs vagy többfázisú modell nem került alkalmazásra, ezért az eredmények nem a kavitáció tényleges kialakulását vagy térbeli kiterjedését mutatják. A kavitációs hajlam értékelése a számított minimális statikus nyomás és a víz telített gőznyomásának összehasonlítása alapján történt.

A 6. táblázatban szereplő $p_{min,gauge}$ értékek relatív, azaz referencia nyomáshoz viszonyított nyomásértékek. A kavitáció értékeléséhez azonban abszolút nyomást kell figyelembe venni, ezért a relatív nyomásértékeket a referencia nyomás hozzáadásával lehet értelmezni:

$$p_{min,abs} = p_{ref} + p_{min,gauge} \quad (18)$$

ahol $p_{min,abs}$ a minimális abszolút statikus nyomás, p_{ref} a referencia nyomás, $p_{min,gauge}$ pedig a számított minimális relatív statikus nyomás.

A vizsgált esetekben a furatátmérő csökkentésével a minimális statikus nyomás értéke csökkenő tendenciát mutatott. A 71,8 mm és 68 mm furatátmérők esetén a minimális relatív nyomás még pozitív értéket vett fel, míg 66 mm és annál kisebb furatátmérők esetén a $p_{min,gauge}$ már negatív lett. Ez azt jelzi, hogy a fojtótárcsa utáni lokális áramlási tartományban a statikus nyomás a referencia nyomás alá csökkent.

A célértékhez legközelebb eső 63,4 mm furatátmérő esetén a számított minimális relatív statikus nyomás:

$$p_{min,gauge} = -0,0289 \text{ MPa} \quad (19)$$

Ennek megfelelően a minimális abszolút statikus nyomás közelítőleg:

$$p_{min,abs} = 0,1013 + (-0,0289) = 0,0724 \text{ MPa} \quad (20)$$

Ez az érték kisebb, mint a 100 °C-os víz telített gőznyomása, amely megközelítőleg 0,101 MPa. Ez alapján a 63,4 mm furatátmérő esetén a kavitáció kialakulásának lehetősége nem zárható ki.

Hasonló tendencia figyelhető meg a kisebb furatátmérők esetén is. A 63 mm furatátmérőnél a minimális relatív statikus nyomás tovább csökkent, ami még kedvezőtlenebb kavitációs viszonyokra utal. Ezzel szemben a nagyobb furatátmérők esetén a minimális nyomás magasabb értéken maradt, azonban ezek a kialakítások a szükséges nyomásesést nem biztosították megfelelő mértékben.

A 14. ábrán bemutatott tengely menti nyomáseloszlás alapján megfigyelhető, hogy a legkisebb statikus nyomás nem közvetlenül a fojtótárcsa előtti szakaszon, hanem a furatot követő gyorsuló és leválósos áramlási tartományban alakul ki. Ez összhangban van a fojtótárcsák működésével, mivel a vena contracta környezetében a sebesség lokálisan megnövekszik, a statikus nyomás pedig lecsökken.

A kavitációs vizsgálat alapján megállapítható, hogy a kívánt nyomásesést biztosító furatátmérő-tartományban a lokális statikus nyomás a telített gőznyomás alá csökkenhet. Emiatt a vizsgált üzemi állapotban kavitációs hajlam fennállhat. Mivel a jelen számítás egyfázisú folyadékmodellen alapult, az eredmények a kavitáció kialakulásának lehetőségére utalnak, de nem alkalmasak a kavitáció tényleges térbeli kiterjedésének vagy intenzitásának meghatározására. Ennek pontosabb vizsgálatához többfázisú, kavitációs modell alkalmazása lenne szükséges.

5 Következtetések

5.1 A méretezési eljárás értékelése

A szakdolgozat célja egy csővezetékbe épített fojtótárcsa furatátmérőjének meghatározása és a kialakuló áramlási viszonyok numerikus vizsgálata volt. A méretezés alapját a 3.4 fejezetben bemutatott üzemi feltételek, vagyis az előírt tömegáram, a kilépő oldali nyomás, valamint a célként meghatározott belépő oldali nyomásszint képezték. Ezek alapján a fojtótárcsának olyan nyomásesést kellett létrehoznia, amely biztosítja a vizsgált csővezetéki ág hidraulikai beszabályozását.

A furatátmérő első meghatározása analitikus úton, a 3.1 fejezetben ismertetett ISO 5167 alapú összefüggések felhasználásával történt. Az analitikus számítás eredményeként kapott 71,8 mm-es furatátmérő a numerikus vizsgálatok kiindulási geometriai paraméterét adta, amelynek eredményeit a 4.1 fejezet foglalta össze. A CFD eredmények alapján ugyanakkor megállapítható, hogy ez a furatátmérő a vizsgált geometriai kialakítás és peremfeltételek mellett a szükségesnél kisebb nyomásesést eredményezett.

Az eltérés oka elsősorban az analitikus és numerikus megközelítés eltérő értelmezési tartományában kereshető. Az alkalmazott analitikus összefüggések szabványos mérőperemes kialakításokra és meghatározott nyomáskülönbség-értelmezésre épülnek, míg a jelen vizsgálatban a fojtótárcsa hidraulikai beszabályozó elemként szerepelt. Ennek megfelelően a numerikus modellben a teljes vizsgált csőszakaszra vonatkozó nyomásesés, valamint a lokális áramlási jelenségek hatása is megjelent.

A számítások alapján az analitikus méretezés megfelelő kiindulási becslést adott, azonban a végleges értékeléshez szükség volt a geometria numerikus pontosítására. A 4.3 és 4.4 fejezetekben bemutatott paraméteres vizsgálat lehetővé tette a furatátmérő változtatásának, a kialakuló nyomásesésnek, valamint a lokális nyomás- és sebességviszonyoknak a részletesebb elemzését. Ennek alapján a méretezési eljárás eredményei mérnöki szempontból jól értelmezhetők, és igazolják, hogy hidraulikai beszabályozási célú alkalmazás esetén az analitikus számítás és a numerikus szimuláció együttes alkalmazása indokolt.

5.2 A numerikus modell megbízhatósága

A numerikus eredmények értékelése során fontos szempont volt annak ellenőrzése, hogy a kapott eredmények ne kizárólag egy adott hálófelbontás sajátosságait tükrözzék. Ennek érdekében hálófüggetlenségi vizsgálat készült, amelyben négy eltérő finomságú háló eredményei kerültek összehasonlításra. A 4.2 fejezetben bemutatott eredmények alapján a háló finomításával a statikus nyomásesés értéke növekvő tendenciát mutatott, ugyanakkor az egymást követő hálók közötti relatív eltérés fokozatosan csökkent.

A hálófüggetlenségi vizsgálat eredményei alapján a további számításokhoz az M3 jelű háló került kiválasztásra. Ez a háló megfelelő kompromisszumot biztosított a számítási pontosság és a számítási igény között, mivel a 4.2 fejezetben szereplő 5. táblázat alapján a finomabb M4 háló alkalmazása már jelentősen nagyobb elemszámot eredményezett, miközben a számított nyomásesésben csak mérsékelt változást okozott.

A numerikus megoldás megbízhatóságának értékelése során a tömegmegmaradás teljesülése is ellenőrzésre került. Az 5. táblázatban szereplő mass imbalance értékek alapján a tömegmegmaradás hibája minden vizsgált háló esetében alacsony maradt, ami arra utal, hogy a belépő és kilépő oldali tömegáramok között nem jelentkező számottevő eltérés. Ez a számítások numerikus stabilitását és az eredmények mérnöki értékelhetőségét támasztja alá.

A fojtótárcsa mögött kialakuló leválósos és örvényes áramlás miatt a monitorozott mennyiségek bizonyos mértékű ingadozást mutattak, amely az ilyen típusú áramlási feladatoknál várható jelenség. A 3.5 fejezetben ismertetett megoldási beállításoknak megfelelően az eredmények értékelése nem kizárólag a reziduumok alapján történt, hanem a monitorozott fizikai mennyiségek stabilizálódott értéktartománya is figyelembevételre került.

Összességében megállapítható, hogy a választott hálófelbontás, a tömegmegmaradás ellenőrzése és a monitorozott fizikai mennyiségek stabilizálódása alapján a numerikus modell alkalmas volt a fojtótárcsa által létrehozott nyomásesés, valamint a főbb áramlási jelenségek mérnöki szintű értékelésére.

5.3 A furatátmérő hatása és a kiválasztott geometria

A paraméteres vizsgálat eredményei alapján megállapítható, hogy a furatátmérő módosítása jelentős hatással van a fojtótárcsán kialakuló nyomásesésre. A 4.3 fejezetben bemutatott eredmények szerint a furatátmérő csökkentésével a statikus nyomásesés növekvő tendenciát mutatott, amely összhangban van a fojtótárcsák működésének elméleti hátterével.

A 4.4 fejezetben bemutatott nyomásesés-vizsgálat alapján az analitikusan meghatározott 71,8 mm-es furatátmérő nem biztosította a kívánt nyomásesést. A numerikus eredmények alapján a célként meghatározott, megközelítőleg 0,23 MPa nyomásesés a 64 mm és 63,4 mm furatátmérők környezetében teljesült. A 64 mm-es furatátmérő esetén a számított nyomásesés kismértékben a célérték alatt maradt, míg a 63,4 mm-es furatátmérő esetén kis mértékben meghaladta azt.

A vizsgált esetek közül a 63,4 mm-es furatátmérő adta a célértékhez legközelebb eső eredményt. Ennél a geometriánál a számított statikus nyomásesés 0,2341 MPa, a belépő oldali nyomás pedig 0,4641 MPa volt, amely jól közelíti a célként meghatározott üzemi állapotot. Ennek alapján a numerikus vizsgálatok szerint a beszabályozási cél szempontjából a megfelelő furatátmérő megközelítőleg a 63,4–64 mm közötti tartományba tehető.

Mivel a fojtótárcsa jelen esetben hidraulikai beszabályozó elemként került értékelésre, a furatátmérő megválasztása nem kizárólag egyetlen elméleti értékhez köthető. A vizsgálat alapján a 63,4 mm-es furatátmérő tekinthető a célértékhez legközelebb eső kialakításnak, ugyanakkor a 64 mm-es furatátmérő is a kívánt üzemi tartomány közelében maradt. A furatátmérő értékelésénél ezért a nyomásesés mellett a gyárthatósági, üzemeltetési és kavitációs szempontok együttes figyelembevétele is indokolt.

5.4 Áramlási és kavitációs jelenségek értékelése

A 4.5 fejezetben bemutatott áramlási képek alapján a fojtótárcsa környezetében kialakuló áramlási jelenségek összhangban vannak az elméleti várakozásokkal. A furat környezetében az átáramlási keresztmetszet hirtelen csökkenése miatt a közeg felgyorsul, majd a fojtótárcsa után nagy sebességű sugárként lép be a kilépő oldali csőszakaszba. A sugár környezetében leválósos és örvényes tartomány alakul ki, amely hozzájárul a helyi veszteségek és ezáltal a nyomásesés kialakulásához.

A statikus nyomáseloszlás alapján megfigyelhető volt, hogy a nyomásesés legnagyobb része a furat közvetlen környezetében, illetve az azt követő gyorsuló és keveredő áramlási tartományban jelentkezik. A fojtótárcsa után részleges nyomás-visszanyerés következik be, azonban a leválás, az örvényképződés és a keveredési veszteségek miatt a nyomás nem áll vissza a tárcsa előtti értékre. Ez magyarázza a vizsgált csőszakasz két vége között fennmaradó tartós nyomáskülönbséget.

A 4.6 fejezetben elvégzett kavitációs értékelés alapján a lokális nyomásminimum kavitációs szempontból kedvezőtlen lehet. A számított minimális relatív nyomásértékek abszolút nyomásra történő átszámítása alapján a célértékhez legközelebb eső 63,4 mm-es furatátmérő esetén a minimális statikus nyomás a 100 °C-os víz telített gőznyomása alá csökkenhet. Ennek alapján a vizsgált üzemi állapotban a kavitáció kialakulásának lehetősége nem zárható ki.

Fontos ugyanakkor, hogy a jelen numerikus modell egyfázisú folyadékmodellen alapult, külön kavitációs vagy többfázisú modell alkalmazása nélkül. Emiatt az eredmények nem a kavitáció tényleges kialakulását vagy térbeli kiterjedését mutatják, hanem a kavitációs hajlam értékelésére alkalmasak. A számítások alapján tehát a kiválasztott furatátmérő hidraulikai szempontból biztosítja a kívánt nyomásesést, azonban a lokális nyomásminimum miatt a kavitációs kockázat mérnöki szempontból figyelembe veendő.

5.5 További vizsgálati lehetőségek

A jelen dolgozatban elvégzett vizsgálatok alapján a fojtótárcsa hidraulikai viselkedése, a furatátmérő hatása, valamint a kialakuló főbb áramlási jelenségek mérnöki szempontból értékelhetők voltak. A számítások ugyanakkor több olyan további vizsgálati irányt is kijelölnek, amelyekkel a fojtótárcsa működése még részletesebben elemezhető.

A további vizsgálatok egyik fontos iránya a kavitáció részletesebb modellezése lehet. A jelen számítások egyfázisú folyadékmodellen alapultak, ezért a kavitációs hajlam értékelése a minimális statikus nyomás és a telített gőznyomás összehasonlításával történt. A kavitáció tényleges kialakulásának, intenzitásának és térbeli kiterjedésének meghatározásához többfázisú, kavitációs modell alkalmazása lenne szükséges.

További vizsgálati lehetőséget jelenthet a fojtótárcsa geometriai kialakításának módosítása. Ilyen lehet például a furat belépő vagy kilépő élének lekerekítése, letörése, illetve a tárcsavastagság hatásának elemzése. Ezek a módosítások befolyásolhatják a lokális sebesség- és nyomásviszonyokat, a leválás mértékét, valamint a kavitációs hajlamot is.

A fojtótárcsa beépítési környezetének változtatása szintén további vizsgálati irányt jelenthet. A beépítési hely, az előtte és utána elhelyezkedő csőszakaszok, valamint a környező csővezetéki elemek hatással lehetnek a fojtótárcsához érkező áramlási profilra, ezáltal a kialakuló nyomásesésre és a lokális áramlási viszonyokra. Ennek részletesebb vizsgálata hozzájárulhatna a fojtótárcsa rendszerszintű viselkedésének pontosabb értékeléséhez.

Érdemes lehet a vizsgálatot más üzemi állapotokra is kiterjeszteni. A tömegáram, a kilépő oldali nyomás vagy a közeg hőmérsékletének változása módosíthatja a kialakuló nyomásesést, a minimális statikus nyomást és a kavitációs viszonyokat. Több üzemi pont vizsgálata átfogóbb képet adhatna a fojtótárcsa alkalmazhatósági tartományáról.

A numerikus modell további fejlesztési lehetősége a tranziens szimuláció alkalmazása. A fojtótárcsa mögött kialakuló leválások és örvényes áramlás időben változó jelenségeket is tartalmazhat, amelyeket egy időfüggő számítás részletesebben képes leírni. Ez különösen akkor lehet indokolt, ha a nyomás- vagy sebességmező időbeli ingadozásai, illetve azok hatása is vizsgálati szemponttá válnak.

6 Összefoglalás

A szakdolgozat célja egy csővezetékbe épített fojtótárcsa furatátmérőjének meghatározása és áramlástan vizsgálat volt adott üzemi feltételek mellett. A fojtótárcsa feladata a vizsgált csővezetéki ág hidraulikai beszabályozása volt, vagyis meghatározott tömegáram mellett a szükséges nyomásesés létrehozása. A vizsgálat során a kiindulási üzemi adatok rendszerhidraulikai számításból származtak, majd ezek alapján analitikus és numerikus módszerek együttes alkalmazásával történt a furatátmérő értékelése.

Az első lépésben az ISO 5167 szabvány összefüggései alapján analitikus méretezés készült, amelynek eredményeként a kiindulási furatátmérő 71,8 mm-re adódott. Ez az érték a numerikus vizsgálatok geometriai kiindulási paramétereként szolgált. A számításokhoz ANSYS Workbench környezetben készült háromdimenziós CFD modell, amelyben a közeg 100 °C hőmérsékletű vízként, egyfázisú és összenyomhatatlan folyadékként került modellezésre. A vizsgálat során SST turbulenciamodell, strukturált hexaéderes háló, valamint a rendszer üzemi viszonyait reprezentáló tömegáram- és nyomásperepfeltételek kerültek alkalmazásra.

A numerikus modell megbízhatóságának ellenőrzésére hálófüggetlenségi vizsgálat készült. A különböző finomságú hálók összehasonlítása alapján az M3 jelű háló került kiválasztásra, mivel megfelelő kompromisszumot biztosított a számítási pontosság és a számítási költség között. A tömegmegmaradás hibája a vizsgált esetekben alacsony maradt, ami a számítások mérnöki szintű értékelhetőségét támasztotta alá.

A paraméteres vizsgálat során a furatátmérő változtatásának hatását értékeltem. Az eredmények alapján megállapítható, hogy a furatátmérő csökkentésével a statikus nyomásesés növekszik. Az analitikusan meghatározott 71,8 mm-es furatátmérő a vizsgált geometria és perepfeltételek mellett nem biztosította a kívánt nyomásesést, ezért numerikus pontosításra volt szükség. A számítások alapján a beszabályozási cél szempontjából megfelelő furatátmérő megközelítőleg a 63,4–64 mm közötti tartományba esik. A célértékhez legközelebb eső eredményt a 63,4 mm-es furatátmérő adta, amely mellett a számított statikus nyomásesés 0,2341 MPa, a belépő oldali nyomás pedig 0,4641 MPa volt.

Az áramlási kép elemzése alapján a fojtótárcsa környezetében a várható áramlástan jelenségek alakultak ki. A furatban a közeg felgyorsult, a tárcsa után nagy sebességű sugár jött létre, amelyet leválós és örvényes tartományok

kísérték. A statikus nyomás a furat környezetében jelentősen lecsökkent, majd a tárcsa után részleges nyomás-visszanyerés következett be. A nyomás azonban a veszteségek miatt nem állt vissza a kiindulási értékre, így a fojtótárcsa tartós nyomásesést hozott létre a vizsgált csőszakaszon.

A kavitációs szempontú értékelés során a számított minimális statikus nyomás és a 100 °C-os víz telített gőznyomása került összehasonlításra. A számítások egyfázisú folyadékmodellen alapultak, ezért a vizsgálat nem a kavitáció tényleges kialakulását vagy térbeli kiterjedését, hanem a kavitációs hajlamot értékelte. A célértékhez legközelebb eső furatátmérő esetén a minimális abszolút statikus nyomás a telített gőznyomás alá csökkenhet, ezért a vizsgált üzemi állapotban a kavitáció kialakulásának lehetősége nem zárható ki.

Összességében megállapítható, hogy az analitikus méretezés megfelelő kiindulási becslést adott, azonban a vizsgált, hidraulikai beszabályozási célú alkalmazás esetén a CFD számítás szükséges volt a furatátmérő pontosításához és az áramlási viszonyok részletesebb értékeléséhez. A numerikus vizsgálatok alapján a fojtótárcsa alkalmas a kívánt nyomásesés létrehozására, ugyanakkor a lokális nyomásminimum miatt a kavitációs kockázat figyelembevétele indokolt. További vizsgálati lehetőséget jelenthet a kavitáció többfázisú modellezése, a furatgeometria módosítása, a beépítési környezet hatásának elemzése, valamint más üzemi állapotok vizsgálata.

Irodalomjegyzék

- [1] Szlivka Ferenc: Hő- és áramlástechnika, Óbudai Egyetem, Budapest, 2014.
- [2] Pokorádi László: Áramlástan, Debrecen, 2002.
- [3] ISO 5167-2:2022 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part 2: Orifice plates, International Organization for Standardization, 2022.
- [4] Reader-Harris, M. J. – Barnett, J. – Mistry, K.: Orifice plate pressure loss ratio: theoretical work in compressible flow and experimental work in CO₂, konferenciaközlemény, 2019.
- [5] Brennen, C. E.: Cavitation and Bubble Dynamics, Oxford University Press, New York, 1995.
- [6] Simpson, A. – Ranade, V. V.: Modelling of Hydrodynamic Cavitation with Orifice: Influence of Different Orifice Designs, Chemical Engineering Research and Design, Vol. 136, 2018, p. 698–711.
- [7] Heteyi Csaba: Szélkerekek egymásra hatásának áramlástani modellezése, optimalizálása, PhD értekezés, 2022.
- [8] HydrauCalc: Square-Edge Orifice Flowmeter – ISO 5167-2:2003 D and D/2 pressure tappings. {online}
Elérhető: <http://www.hydracalc.com/>
(Letöltés ideje: 2026.04.20.)
- [9] ANSYS Inc.: ANSYS Meshing User's Guide, 2019.
- [10] Fizikakönyv: Áramlástan alapjai. {online}
Elérhető: <https://www.fizikakonyv.hu/059.pdf>
(Letöltés ideje: 2026.04.21.)
- [11] Instrumentation Tools: Orifice Tappings. {online}
Elérhető: <https://instrumentationtools.com/orifice-tappings/>
(Letöltés ideje: 2026.04.21.)
- [12] Neutrium: Vena Contracta. {online}
Elérhető: <https://neutrium.net/articles/fluid-flow/vena-contracta/>
(Letöltés ideje: 2026.04.21.)

- [13] Kent Introl: Velocity Control Trims. {online}
Elérhető: <https://kentintrol.com/severe-service-valves/velocity-control-trims/>
(Letöltés ideje: 2026.04.22.)
- [14] ANSYS Inc.: *Ansys CFX-Solver Theory Guide*, Release 2025 R1, ANSYS, Inc., 2025. {online}
Elérhető: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v251/en/pdf/Ansys_CFX-Solver_Theory_Guide.pdf
(Letöltés ideje: 2026.04.28.)