

MISKOLCI EGYETEM



GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR
VEGYIPARI GÉPEK TANSZÉKE

**T-IDOMBAN TÖRTÉNŐ ÁRAMLÁS HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐJÉNEK
ALAKULÁSA KÜLÖNBÖZŐ NUMERIKUS SZÁMÍTÁSI MÓDOK ÉS
SZOFTVERES SZIMULÁCIÓS MODELLEK FÜGGVÉNYÉBEN**

**Changes of heat transfer coefficient of the flow in T-
shape depending on several numerical methods and
simulation models**

KÉSZÍTETTE:

Mikáczó Viktória

Neptun-kód: LPUM6U

Tankör: Gx1MVE

KONZULENS:

Dr. Szepesi L. Gábor

egyetemi docens

Miskolci Egyetem

Gépészmérnöki és Informatikai kar

Vegyipari Gépek Tanszéke

Miskolc, 2012.

Tartalom

Bevezetés.....	3
A szakirodalom számításainak megfelelő alapösszefüggések	4
Numerikus modellek.....	7
Navier-Stokes egyenlet	10
Direkt Numerikus Szimuláció (DNS)	12
Nagy örvények szimulációja (LES)	13
Időátlagolt Navier-Stokes egyenlet (RANS)	14
A választott T-idom.....	16
A szakirodalomban megfogalmazott képleteknek megfelelő számítások.....	17
Numerikus szimulációk	19
Solid Edge és SCTPrime	20
SCTPre	21
SCTSolver és SCTPost	30
SCT PostProcessor	31
Összefoglalás.....	32
Irodalomjegyzék.....	35
Köszönetnyilvánítás.....	35

*„A tudomány nem képes megoldani a természet végső rejtélyeit.
Azért nem képes, mert mi is a természet részei vagyunk, s ezzel
részei vagyunk annak a rejtélynek is, amelyet megoldunk.”
(Max Planck)*

Bevezetés

A mérnöki gyakorlatban számos esetben van szükség különböző áramlástan vagy hőátadási folyamatok leírására. Rendelkezésre állnak a szakirodalom összefüggései, melyek többnyire kísérleti eredményeken alapulnak, ám sajnálatos módon ezek csak az adott körülmények közt lezajló folyamatokat írják le kisebb-nagyobb pontossággal. Amikor szükség van az alkalmazásukra, nagyon kis valószínűséggel adottak pontosan ugyanazok a körülmények, mint amikor meghatározták őket. A kézzel végzett számítások sokszor nehézkesek, vagy el sem végezhetőek. Pontosan ezért van létjogosultsága a numerikus modelleknek, és az ezeket felhasználó szimulációs szoftvereknek. Ám ezek számos megadott feltétel mellett sem mindig adnak a valóságnak legmegfelelőbb eredményt. Fontos problémát jelent a híd megteremtése eme két megoldási módszer között.

Dolgozatomban az eddigi TÁMOP kutatásokhoz kapcsolódva, egy szabványos T-csőidom hőátadását vizsgálom eltérő körülmények között. Ilyen idom fordul elő a már korábban vizsgált polimerizációs autoklávban, a töltet kedvezőbb keveredését és hűtését segítő Field-csővek csatlakozásánál. Ahhoz, hogy ezen csövek hűtővíz-ellátása lehetővé váljon, a gyakorlatban a következő megoldást alkalmazták: a reaktortesten két (a hűtővíz számára egy be- és egy kilépő) nyílást kiképezve a test aljában egy kör alakú csövet vezettek végig. Ez egyenként egy-egy csonkkal biztosítja a Field-csővek hűtővízellátását. Csatlakozásuknál az általam vizsgált elemhez hasonló T-idomokkal találkozunk.

A továbbiakban a szakirodalom szerint az adott hőátadási jellemzőre kapott számítási eredményeket hasonlítom össze azokkal a szoftveres eredményekkel, melyeket különböző numerikus modellek felhasználásával ad a kiválasztott program. A minél szélesebb spektrum lefedése érdekében vizsgálni fogom a lamináris, átmeneti, és turbulens tartományba eső áramlásokat is, mindegyiket több különböző numerikus modell felhasználásával.

A szakirodalom számításainak megfelelő alapösszefüggések

Leegyszerűsítve az alapfeladatot, tulajdonképpen egy (különböző sebességekkel) haladó folyadéktérfogatban történő hőátvitelt fogok vizsgálni. A hő terjedésének három formája létezik:

- hővezetés esetén elemi részecskék hőmozgása továbbítja az energiát;
- konvekció során makroszkopikus részecskék áramlása során terjed a hő;
- hősugárzáskor energiáttranszport alakul ki a molekulák, atomok rezgése következtében kibocsátott elektromágneses sugárzás következtében.

Áramlásban történő hőterjedés fő mozgatója a konvekciós folyamat. Emellett számolni kell közvetlenül a fal mellett megjelenő lamináris határréteg kialakulásával. Itt a hőmérséklet-változás nagyobb, mint a folyadék belsejében, mivel ott a turbulencia megjelenése miatt a hőmérséklet hamarabb kiegyenlítődik. Ezen tényezők miatt a hővezetés és a konvektív hőáram együttes jelenlétével kell számolni.

A lamináris rétegben síkfalhoz hasonló hővezetés alakul ki, így értelmezhető benne a λ hővezetési tényező. Egységnyi területű falon időegység alatt átmenő hőmennyiség:

$$q = -\lambda \Delta T$$

ahol

q a felületegységen átáramló hőmennyiség;

λ a hővezetési tényező [W/mK];

ΔT a fal és a folyadék közepes hőmérséklete közti hőmérséklet-különbség [K].

Továbbá az elemi felületen átmenő hőmennyiség a Newton-féle tapasztalati törvénnyel írható fel:

$$dQ = \alpha dF (T_f - T_k) d\tau$$

ahol

dQ az átvitt hőmennyiség;

α hőátadási tényező [W/m²K];

dF elemi falfelület;

T_f falhőmérséklet [K];

T_k közeg hőmérséklete [K];

$d\tau$ időegység.

Ezen összefüggésekkel kezdjük a levezetést. Később konvekciós taggal kibővítve és feltételezve hogy sem forrás, sem nyelő nincs a térben, a következő, úgynevezett Fourier-Kirchoff egyenlet adódik:

$$a \nabla^2 t = \frac{\partial t}{\partial \tau} + w \nabla t$$

ahol a fentebb említett változókon kívül:

a hőmérsékletvezetési tényező;

w áramlási sebesség [m/s].

Az egyenlet integrálási nehézségei miatt a feladatot a gyakorlatban a hasonlóság-elmélet alapján szokás megoldani. A hasonlóság-elmélet lehetővé teszi, hogy kísérleti jelenségek általánosítása révén a vizsgált határok közt egymáshoz hasonló jelenségekre integrális megoldást nyerjünk integrálás nélkül.

„A hasonlóságelmélet II. tétele Federman-Buckingham szerint:

Valamely jelenséget leíró differenciálegyenlet integrálja hasonlósági kritériumok függvényeként előállítható. Ezt a függvényt kritériális egyenletnek nevezzük. A kritériális egyenlet állandóit kísérleti úton kell meghatározni.

Két jelenség hasonló, ha a jelenséget egyértelműen meghatározó differenciálegyenletek azonosak, és amelyek esetén az egyértelműségi feltételek (matematikailag a differenciálegyenletek megoldásához szükséges feltételek: értelmezési tartomány, peremfeltétel, kezdeti feltétel, állapotegyenlet) hasonlósága teljesül. Az egyértelműségi feltételek hasonlóságának a hasonlóságot meghatározó kritériumok egyenlősége felel meg.” [4]

A hasonlóságelmélet kiinduló összefüggései:

1. Konvektív hőátadásnál a hőáramot a fentebb említett Newton-összefüggés alapján számítjuk:

$$q = \alpha \Delta t$$

2. A lamináris határrétegen ugyanez a hőáram halad át, melyet a Fourier-összefüggés segítségével is kiszámíthatunk:

$$q = \lambda \frac{dt}{dl}$$

Ezek különböző arányaival és összevetéseivel az alábbi táblázatban összefoglalt hasonlósági kritériumok adódnak.

Alapösszefüggés	Hasonlósági kritérium		Szereplő jelölések
Newton-összefüggés, Fourier-összefüggés (Konvektív hőátadás során és lamináris határrétegen áthaladó hő egyenlősége alapján.)	Nusselt-szám	$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$	α hőátadási tényező [W/m ² K] λ hővezetési tényező [W/mK] l jellemző geometriai méret [m]
Fourier-Kirchoff- összefüggés	Peclet-szám	$Pe = \frac{w l}{a}$	w jellemző sebesség [m/s] l jellemző geometriai méret [m] a hőmérsékletvezetési tényező $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ λ hővezetési tényező [W/mK] ρ sűrűség c fajhő
Navier-Stokes egyenlet	Froude-szám	$Fr = \frac{w^2}{l g}$	
	Euler-szám	$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$	
	Reynolds-szám	$Re = \frac{\rho w l}{\eta} = \frac{w l}{\nu}$	
Korábbi hasonlósági kritériumok	Prandtl-szám	$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a}$	
	Stanton-szám	$St = \frac{Nu}{Pr Re}$	

A csővezetékben uralkodó áramlás minőségét az arra jellemző Reynolds-szám értéke alapján határozzuk meg:

- ha $Re < 2320$ lamináris az áramlás;
- ha $2320 < Re < 10000$ átmeneti az áramlás;
- ha $10000 > Re$ turbulens áramlásról beszélünk.

„A szakirodalomban megfogalmazott képleteknek megfelelő számítások” című fejezetben a hasonlósági kritériumokból alkotott empirikus képletek felhasználásával határozom meg előbb a Nusselt-szám, majd ebből a hőátviteli tényező értékét. Az

alkalmazott összefüggések minden esetben szakirodalomból származnak, és csőben történő áramlásra vonatkoznak az adott áramlási minőségre vonatkoztatva.

A keresett hőátviteli tényező jellemző értékei:

- természetes áramlás (levegő) közben $\alpha=5-25 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- kényszerített áramlás (levegő) esetén $\alpha=10-500 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- kényszeráramlás (víz) esetében $\alpha=100-15000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Numerikus modellek

A hasonlósági kritériumok felhasználásával megalkotott, kísérleti eredményeken alapuló numerikus képletek mindössze az adott időpillanatban, az adott áramlásra vonatkozó átlagos hőátviteli tényező kiszámítására adnak lehetőséget. Hozzávetőleges számításokra és tervezési feladatok elvégzésére ez a módszer kiválóan használható, azonban nem képes kiváltani a ténylegesen elvégzett méréseket. Eme hiányosság kiküszöbölésére alkalmasak a számítógéppel végzett numerikus szimulációk, melyek elvükben különböznek a kézzel végzett számításoktól. A hasonlósági kritériumok alapul vétele helyett az éppen aktuálisan használt szoftver numerikus modellek felhasználásával, végeselem- vagy véges térfogat-módszerrel oldja meg a kitűzött áramlás- vagy hőtani feladatot. (Esetemben a használt SC/TETRA véges térfogat módszert alkalmaz.) Ezen módszerek lényege az, hogy a későbbiekben felsorolt alapösszefüggések rendszerének megoldását integrális alakra történő egyszerűsítéssel keresik meg úgy, hogy azokat a vizsgált geometria egyes részeire vagy ellenőrző térfogatára alkalmazza. A szoftver a teljes vizsgált geometriát különböző módokon hálózza be annak érdekében, hogy az egyes elemekre egyenként oldja meg az integrális alakokat. Ami az egyik elemen kapott számítási eredmény (például hőmérséklet-változás, elmozdulás, stb.) egy másik, vele érintkező elemen kezdeti- és/vagy peremfeltétel is lesz a számítás következő részében. Ez adja a számítás viszonylagos pontosságát rövid időintervallumok esetében. (Hosszabb időintervallumoknál a használt differenciálegyenletekben előforduló változók – megfelelő mennyiségű peremfeltétel hiányában – téves eredményeket hozhatnak.) Az előzőekből kitűnik, hogy a számítás pontosságát nagyban befolyásolja a megalkotott háló elemeinek mérete és a háló finomsága, ezzel pedig szoros összefüggésben van a számítások lefutásának ideje.

Tehát minél több elemből áll a háló, és ezek minél kisebbek, annál valóságosabb számítási eredményeket kapunk, viszont a számítási idő annál hosszabb lesz. Mindezek mellett a felhasznált numerikus modell típusa is nagyban befolyásolja a kapott eredményeket. Általában a különböző szoftverek lehetőséget adnak az ezek közül történő választásra.

Hőátadási feladatok megoldásánál a következő alapösszefüggéseket használjuk fel:

1. Tömegmegmaradás törvénye:

Összenyomhatatlan folyadékokra

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

Összenyomható folyadékokra

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho u_i = 0$$

2. Impulzus-megmaradás törvénye

Összenyomhatatlan folyadékokra

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho g_i \beta (T - T_0)$$

Összenyomható folyadékokra

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i$$

3. Kontinuitási egyenlet:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0$$

4. Energia-megmaradás törvénye:

Összenyomhatatlan folyadékokra

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho c_p T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} K \frac{\partial T}{\partial x_j} + \dot{q}$$

Összenyomható folyadékokra

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho H}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_j p}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} K \frac{\partial T}{\partial x_j} + \dot{q}$$

5. Diffúziós egyenletek:

Összenyomhatatlan és összenyomható folyadékokra

$$\frac{\partial \rho C}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho C}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \rho D_m \frac{\partial C}{\partial x_j} + \rho \dot{d}$$

$$\frac{\partial \rho C}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho C}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \rho D_m \frac{\partial C}{\partial x_j} + \rho \dot{d}$$

6. Gázállapot-egyenletek

Összenyomhatatlan folyadékokra $\rho = \text{áll.}$

Összenyomható folyadékokra $p = \rho RT$

Az előbbi egyenletekben előforduló jelölések:

x_i koordináták [m]

u_i az x_i irányban vett áramlási sebesség [m/s]

t idő [s]

ρ sűrűség [kg/m³]

p folyadéknomás [Pa]

μ viszkozitás [Pas]

σ_{ij} feszültségtenzor

H fajlagos entalpia [J/kg]

g_i gravitáció [m/s²]

β térfogati hőtágulási együttható [1/K]

T vizsgált közeg hőmérséklete [K]

T_0 a folyadék vonatkoztatási hőmérséklete [K]

c_p állandó nyomáson vett fajhő [J/kgK]

K hővezetési tényező [W/mK] **lambda!**

$\dot{q}$ hőforrás-tag [W/m³]

k turbulens kinetikus energia [m²/s²]

ε turbulens disszipációs energia [m²/s³]

C a diffúziófajták koncentrációja [-]

D_m diffúziós tényező [m²/s]

$\dot{d}$ a diffúzió forrástagja [1/s]

R gázállandó [J/kgK]

A következőkben a két leginkább magyarázatra szoruló alapösszefüggést fejtem ki bővebben.

Navier-Stokes egyenlet

A Navier-Stokes egyenlet a Newton-féle súrlódási törvényből és a Newton-féle dinamikai alaptörvényből indul ki, az 1 dimenziós problémát 3 dimenziós közelítéssel próbálván megoldani. (A közelítés a folyadéksűrűség állandóságát feltételezi.)

A viszkózus folyadék turbulens áramlása esetén érvényes a mozgásjellemzők pillanatértékeivel értelmezett általános mozgásegyenlet:

$$\frac{\partial \mathbf{v}_T}{\partial t} + (\mathbf{v}_T \cdot \nabla) \mathbf{v}_T = \mathbf{g} + \frac{1}{\rho} \text{Div} \mathbf{F}_T$$

ahol a $\mathbf{g}$ vektor a térfogati erőket jelenti. A konzervatív erőter esetén – amely potenciális és stacionárius ($\mathbf{g} = -\nabla U$ és $\partial U / \partial t = 0$) – a viszkózus folyadék turbulens mozgása esetén érvényes a pillanatértékkel felírt

$$\frac{\partial \mathbf{v}_T}{\partial t} + (\mathbf{v}_T \cdot \nabla) \mathbf{v}_T = -\text{grad} U + \frac{1}{\rho} \text{Div}(-p_T \mathbf{I} + \boldsymbol{\sigma}_T)$$

Navier-Stokes féle mozgásegyenlet, ahol U az erőter potenciálja. Míg Navier összenyomhatatlan, addig Stokes az összenyomható közegekre vezette le ezt az összefüggést.

A Navier-Stokes-féle mozgásegyenlet numerikus úton történő megoldása lamináris (kis Reynolds-számú) áramlások esetén nehézségek árán, de megoldható. A gyakorlatban előforduló turbulens áramlások numerikus számítása sokkal nehezebb feladat. Számos módszert dolgoztak ki ezen áramlások vizsgálatára.

A k-ε összefüggés

A turbulens áramlások pillanatnyi sebességterét két sebességtér összegeként fogjuk fel. Az egyik egy $\mathbf{v}(\mathbf{r}, t)$ átlagos sebességtér, a másik egy $\mathbf{v}'(\mathbf{r}, t)$ ingadozási sebességtér. Ez utóbbiban a sebességingadozás eredményeképpen a deformációval szembeni ellenállás megnő, ami látszólagos viszkozitás-emelkedéssel jár (ezt nevezzük örvényviszkozitásnak). A sebességgel analóg módon a pillanatnyi turbulens feszültségtér és nyomástér is két részre bontható.

Kolmogorov bevezette a k ún. turbulens kinetikus energia fogalmát, és felfogása szerint ennek transzportja minden turbulens áramlásban jelen van a nagyobb örvényektől a kisebb örvények felé haladva. A turbulens áramlásban az egymással érintkező folyadékreszecskek között folyamatos impulzuscsere valósul meg és a kialakuló örvények a folyadék energiájának jelentős részét felemésztik. Kolmogorov számára indokolt volt a hossz-, az idő- és a sebességléptékek bevezetése kapcsán az $\varepsilon = -dk/dt$ turbulens kinetikus energiadiSSIPáció mennyiségének definiálása is, ami azt a sebességet fejezi ki, amellyel a nagyobb örvények a kisebb örvények irányában leadják az energiájukat.

Launder és Spalding kidolgozták a napjainkban széleskörben elterjedt k - ε turbulencia-modellt, amelyben a turbulens áramlást leíró mozgásegyenletek kiegészülnek a turbulens áramlás kinetikus energia (k) és a turbulens kinetikus energiadiSSIPáció (ε) transzportját leíró differenciálegyenletekkel.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$$

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}}$$

Az ezek kapcsolatára vonatkozó összefüggések k - ε összefüggések néven váltak ismertté, és általában a következő egyenletekkel kerülnek kifejezésre:

Összenyomhatatlan folyadéokra

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_S + G_T - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_S + G_T) (1 + C_3 R_f) - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}$$

$$G_S = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$G_T = g_i \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

$$R_f = - \frac{G_T}{G_S + G_T}$$

Összenyomható folyadékokra

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_S - G_{S1} - G_{S2} - G_{S3} - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_S - G_{S1} - G_{S2} - G_{S3} - \varepsilon) - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}$$

$$G_S = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$G_{S1} = \frac{2}{3} \rho k D$$

$$G_{S2} = \frac{2}{3} \mu_t D^2$$

$$G_{S3} = \frac{\mu_t}{\sigma_t \rho^2} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \frac{\partial P}{\partial x_i}$$

$$D = \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

A fentebbi összefüggésekben (bár ez nincs külön feltüntetve) az u_i , T , ρ , P időátlagolt értékek. A k , az ε és az örvényviszkozitás dimenzióanalízise közben fennáll a következő összefüggés:

$$\mu_t = c_t \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Az empirikus konstansokat az alábbi táblázat tartalmazza:

σ_k	σ_ε	C_1	C_2	C_3	C_t	σ_t
1	1,3	1,44	1,92	0,0	0,09	0,9

A k - ε modell a Boussinesq-féle örvényviszkozitási hipotézisen alapuló két-egyenlet modell, mert az örvényviszkozitást a k és az ε mennyiségek segítségével definiálják. [6]

Direkt Numerikus Szimuláció (DNS)

A DNS összenyomhatatlan közeget feltételezve a kontinuitási egyenlet és a mozgásegyenletek teljes háromdimenziós és idő-függő megoldását jelenti az örvényméretek figyelembe vételével. A mozgás minden léptéke explicit megoldásra kerül a legnagyobbaktól egészen a legkisebbekig. Kolmogorov szerint minden turbulens áramlásban jelen van a k turbulens kinetikus energia transzportja a nagyobb örvényektől a kisebb örvények felé. A kinetikus energia belső energiává történő disszipációja a legkisebb örvényeken belül történik, melyeknél a folyadék viszkozitása jelentős. A Kolmogorov-féle hossz- idő- és sebességléptékeket használva a szimulációk a mozgásegyenletek pontos numerikus megoldásait adják, és elvileg a turbulens problémákat helyesen tükrözik.

A számítási hálózat elemeinek méretét döntően befolyásolja a viszkozitás által meghatározott Kolmogorov-hoszlépték, a számítás időlépéseire az időlépték van hatással.

A módszernél a Navier-Stokes egyenletet az ingadozó sebesség és nyomásértékekre vonatkozóan közvetlen oldják meg. Ebben az esetben egyáltalán nem használnak turbulencia-modellt. A feladatot nagyban megnehezíti az a tény, hogy a nagyméretű térbeli áramlásban az örvényeknek mind a mérete, mind a frekvenciája igen széles határok között mozog.

A módszer előnyei, hogy:

- a mozgásegyenletek pontos numerikus megoldását szolgáltatja, ezért elvben helyesen tükrözi a turbulens áramlási problémákat;
- egyszerűbb áramlási feladatok esetén kezdi átvenni a laboratóriumi mérések szerepét, mert a turbulens áramlások jellemzőivel kapcsolatban olyan információkat is szolgáltat, amelyek a mai mérési technikákkal hozzáférhetetlenek.

A direkt numerikus szimuláció alkalmazásával kapcsolatos tapasztalatok azt mutatják, hogy a Reynolds-szám növelésével a hálóelemek és a szükséges időlépések száma együttesen növekszik, tehát a számítógépes futtatás időigényessé válik. Ezért a módszert főleg kis Reynolds-számú, egyszerű geometriájú csatornaáramlások vizsgálatára alkalmazzák.

Nagy örvények szimulációja (LES)

A „Large Eddy Simulation” (LES) lényege, hogy nem kívánjuk közvetlenül számítani az egész, turbulens spektrumban lévő nagyon széles skálájú áramlást. A módszer csak a nagyméretű örvényeket számítja közvetlenül a Navier-Stokes egyenletekből. Ezek azok az örvények, amelyek alapvetően felelősek a turbulens áramlásban az impulzus és a hő transzportjáért. Ez a módszer egy térbeli szűrő alkalmazásával kiszűri ezeket az örvényeket, és hatásukat egy általános érvényű örvényviszkózitási turbulencia-moddellel veszi figyelembe, mely nem tartalmaz a feladattól függő empirikus állandókat.

A módszer előnyei, hogy:

- ugyanazon turbulens áramlási probléma esetén kevesebb számítási műveletet igényel, mint a direkt numerikus szimuláció, ezért nagyobb Reynolds-szám tartományban is kielégítő számítási eredményeket szolgáltat, amelyek az elvégzett mérésekkel jó egyezést mutatnak;

- nagyobb időlépések is alkalmazhatók, mint amekkorák a direkt numerikus szimuláció esetén megengedhetők.

A módszer hátrányai, hogy:

- a sebességtér nagyobb méretű örvényeinek meghatározása során szűrési eljárást kell alkalmazni, amelynek következtében a skalár mozgásegyenletekben speciális Reynolds-féle látszólagos feszültségek jelennek meg, ezért a módszer alapvető problémája ezen feszültségek modellezése;
- mivel a fal közelében minden esetben kis örvények találhatók, ezért az itt kapott számítási eredményeket döntően befolyásolja a Reynolds-féle feszültségek számítására alkalmazott turbulencia-modell.

A módszer gépidő-igényét tekintve a RANS és a DNS (Direkt Numerikus Szimuláció) között van, még mindig igen nagy CPU-igénnyel. Az egyre nagyobb teljesítményű számítógépek megjelenése kedvez a turbulens áramlási folyamatok DNS és LES útján történő megközelítésének, azonban ezek a módszerek a hétköznapi gyakorlat számára túlméretezettek.

Időátlagolt Navier-Stokes egyenlet (RANS)

A nemzetközi szakirodalomban ez a módszer „Reynolds Averaged Navier-Stokes” néven terjedt el. Ez a modell az úgynevezett feszültségtranszport-modellek közé tartozik.

Reynolds nyomán a turbulens áramlást leíró alapegyenletek időátlagát kellően nagy időintervallumban képezzük. Az időátlagolás következtében a mozgásegyenletekben az ismeretlen turbulens ingadozási komponensek szorzatainak időátlagai jelennek meg, amelyek a Reynolds-féle látszólagos feszültségtenzor elemeit alkotják. A fellépő új ismeretlenek száma minden esetben meghaladja a megoldandó differenciálegyenletek számát, ezért ezeket az ismeretlen turbulens ingadozási komponenseket modellezni kell. A modellezés során az ismeretlen mennyiségeket tapasztalati formulákkal helyettesítik vagy ezen ismeretlen turbulens ingadozásokra nézve újabb differenciálegyenleteket vezetnek be. A feszültség transzport modellek a Reynolds átlagolt Navier-Stokes (RANS) egyenletek megoldásán alapulnak, és a Reynolds-féle látszólagos feszültségek minél pontosabb meghatározására törekszenek.

A Reynolds-féle feszültségtenzor szimmetriájából adódóan háromdimenziós turbulens áramlások esetén hat, kétdimenziós esetben három transzportegyenletet kell megoldani a kontinuitási és a mozgásegyenleteken túl. A megoldandó egyenletek mellett

szükséges legalább egy járulékos egyenlet bevezetése is, amely a legtöbb esetben az ε turbulens kinetikus energia disszipációjára vonatkozik, hogy az adott turbulens áramlási feladatban szereplő egyik lépték meghatározható legyen. A modellegyenletekben ugyan nem szerepel a k turbulens kinetikus energia, de az esetek döntő többségében mégis szükséges kiszámítani, hogy az adott feladat peremfeltétel-rendszere zárt legyen. Az additív egyenletek konstansait kísérleti úton vagy direkt numerikus szimuláció segítségével határozzák meg, illetve finomítják.

A Reynolds-feszültségegyenlet modell előnye, hogy jól alkalmazható egyszerűbb és összetettebb turbulens áramlási feladatok esetén is, valamint az átlagjellemzők kiszámítása mellett a Reynolds-féle feszültségek meghatározását is lehetővé teszi.

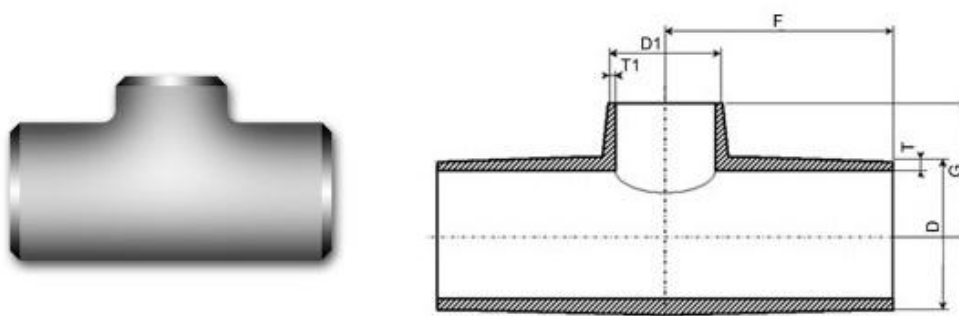
A Reynolds feszültség egyenlet modell hátránya, hogy a megjelenő járulékos parciális differenciálegyenletek (transzportegyenletek) miatt rendkívül számításigényes.

Az örvényviszkózitási modellek a Boussinesq-féle örvényviszkózitási hipotézisen alapulnak és a Reynolds átlagolt Navier-Stokes (RANS) egyenlet modellek közé sorolhatók. [1][2][3]

A fentebbi rövid leírásokat összevetve a leginkább kedvezőnek tűnő szimulációs modell a RANS, ezen belül a k - ε modell. Számítási idő és gépigény tekintetében ez a modell sokkal kedvezőbb, mint a direkt numerikus szimuláció. Viszont az e szempontból legkedvezőbb nagy örvények szimulációja sem igazán megfelelő, hiszen ez a modell a falközeli számítások során ütközik problémákba.

A választott T-idom

Az általam választott és vizsgálni kívánt T-idom az EN-10253/2 szabvány szerinti 1"-os idom. Az alábbi szabványrészletben is látható, hogy az idom névleges belső átmérője 25 mm, falvastagsága 2,6 mm (tehát a szabvány szerinti tényleges belső átmérő 28,5 mm), és a csonkjai egyforma keresztmetszetűek.



DN	D	T	DN1	D1	T1	F	G
15	21,3	2	15	21,3	2	25	25
20	26,9	2,3	20	26,9	2,3	29	29
		2,3	15	21,3	2	29	29
25	33,7	2,6	25	33,7	2,6	38	38
		2,6	20	26,9	2,3	38	38
		2,6	15	21,3	2	38	38
32	42,4	2,6	32	42,4	2,6	48	48
		2,6	25	33,7	2,6	48	48
		2,6	20	26,9	2,3	48	48
		2,6	15	21,3	2	48	48
40	48,3	2,6	40	48,3	2,6	57	57
		2,6	32	42,4	2,6	57	57
		2,6	25	33,7	2,6	57	57
		2,6	20	26,9	2,3	57	57
		2,6	15	21,3	2	57	57
50	60,3	2,9	50	60,3	2,9	64	64
		2,9	40	48,3	2,6	64	60
		2,9	32	42,4	2,6	64	57
		2,9	25	33,7	2,6	64	51
		2,9	20	26,9	2,3	64	44

1. ábra Szabványrészlet

Az általam a Solid Edge ST1 3D-s tervezőrendszerben megalkotott modell a szabványnak minden méretében teljesen megfelel, továbbá a belső élek 3 mm-es lekerekítést kaptak.

Ezzel a modellel fogom a későbbiekben elvégezni a kézi számításokat, és a különböző szoftveres szimulációkat is.

A szakirodalomban megfogalmazott képleteknek megfelelő számítások

A korábban már említett hasonlósági kritériumok segítségével megalkotott képleteket használom a hőátadási tényező számításához. Korábban már azt is említettem, hogy ezek az adott időpillanatban az adott áramlásra és geometriára vonatkozó átlagértékek, nem adnak információt a konkrét pontokban vett értékekről.

A számítások gyorsabb elvégzéséhez a Microsoft Excel 2010. programot hívtam segítségül. Az általam megalkotott táblázat a bemeneti adatok pontos megadása után kiszámítja az adott áramlási sebességhez és geometriához tartozó hasonlósági kritériumokat, megadja az áramlás típusát, és az ennek megfelelő képlet segítségével kiszámítja az aktuális hőátviteli tényező értékét.

A felhasznált szakirodalom [5] szerinti képletek a Nusselt-számra:

- Lamináris, hidraulikusan kialakult áramlás esetén:

$$Nu = 1,86 \left(Pe \frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta}{\eta_f} \right)^{0,14} \quad (1)$$

- Átmeneti áramlásra:

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \quad (2)$$

- Turbulens csőáramlásra:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\eta}{\eta_f} \right)^{0,14} \quad (3)$$

A kiszámított Nusselt-számokból a kritérium definíciójának kis matematikai átalakításával nyerhető a hőátadási tényező értéke:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d}$$

A Nusselt-számok meghatározása során az eltérő hőmérsékletek miatt kialakuló viszkozitás-különbségektől - $\frac{\eta}{\eta_f}$ - az iterációs feladat komplexitása miatt eltekintek, ezek hányadosát a képletekben 1-nek tekintem. A felhasznált anyagjellemzők közül a szobahőmérsékleten vett értékeket veszem alapul, hiszen a hőmérsékletfüggésük ilyen kis hőmérséklet-különbségek esetén elhanyagolható.

A felhasznált anyagjellemzők:

Anyagjellemző neve	Jele	Értéke
Jellemző geometriai méret: belső csőátmérő	d	0,0285 m
A víz hővezetési tényezője	λ	0,61 W/(mK)
A víz dinamikai viszkozitása	η	0,001 Pas
A víz sűrűsége	ρ	970 kg/m ³
A víz állandó nyomáson vett fajhője	c_p	4180 J/(kgK)

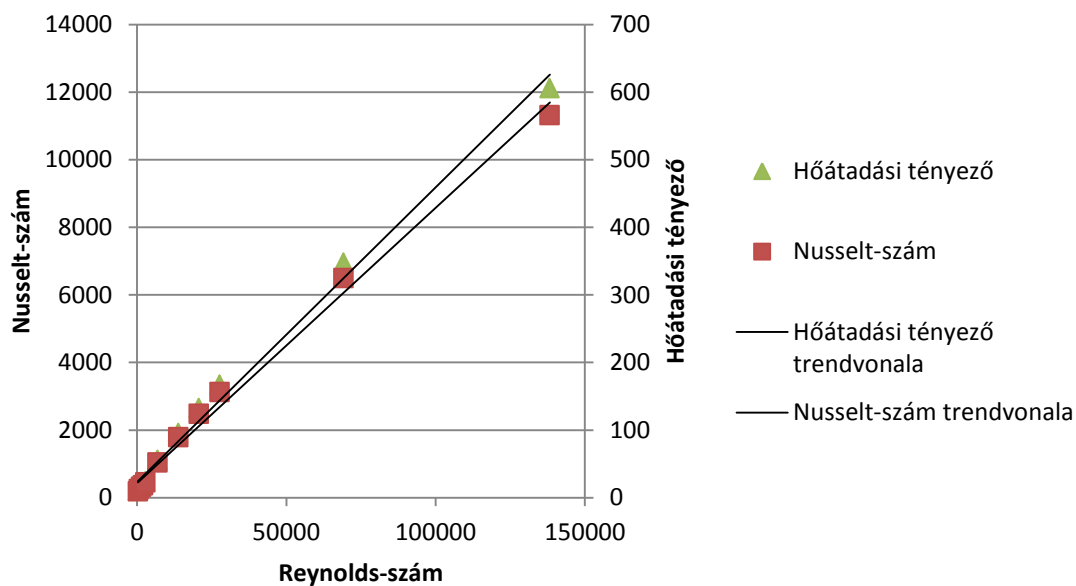
Az áramlásra jellemző Prandtl-szám minden esetben $Pr=6,852$.

Lamináris áramlás esetén a képletekben felhasznált l hossz a vizsgált csőhossz, amely a T-idom hossza a további vizsgált folyadéktérfogat hosszával kiegészítve. Ez esetben $l=0,4$ m.

Az alábbi táblázatban foglalom össze a bemeneti adatokat és az ezek függvényében kapott eredményeket.

Áramlási sebesség [m/s]	Reynolds-szám	Áramlás jellege	Nusselt-szám	Hőátadási tényező
0,01	276,45	lamináris (1)	9,541	204,212
0,025	691,125		12,949	277,158
0,05	1382,25		16,315	349,197
0,075	2073,375		18,676	399,731
0,1	2764,5	átmeneti (2)	22,906	490,3
0,25	6911,25		52,252	1118,4
0,5	13822,5	turbulens (3)	89,704	1920
0,75	20733,75		124,075	2655,6
1	27645		156,184	3342,9
2,5	69112,5		325,079	6957,8
5	138225		565,995	12114,3

2. ábra Bemeneti adatok és számítási eredmények



3. ábra A Nusselt-szám és a hőátadási tényező a Reynolds-szám függvényében

Ezen a diagramon a Reynolds-szám a vízszintes tengelyen látható, mindkét tengely logaritmikus léptékű. Kiválóan látszik a növekedési ütem linearitása a Reynolds-számhoz képest. Az is szembetűnő, hogy az értékek exponenciálisan növekednek.

Numerikus szimulációk

Numerikus szimulációimat az SC/TETRA szoftver segítségével végeztem el. Ez egy véges térfogat módszeren alapuló (Finite Volume Method, FVM), strukturálatlan (tetra-, penta- és hexaéder) hálót készítő általános célú áramlás- és hőtani szimulációs szoftver, melyet főleg bonyolult alakú geometriák kezelésére specializáltak. Előnye, hogy a felhasználó nyugodtan használhatja a már meglévő 3D CAD modelljeit, nem kell azokat egy külön szoftverben újra létrehozni azért, hogy a CFD-szimulációt végrehajthassa.

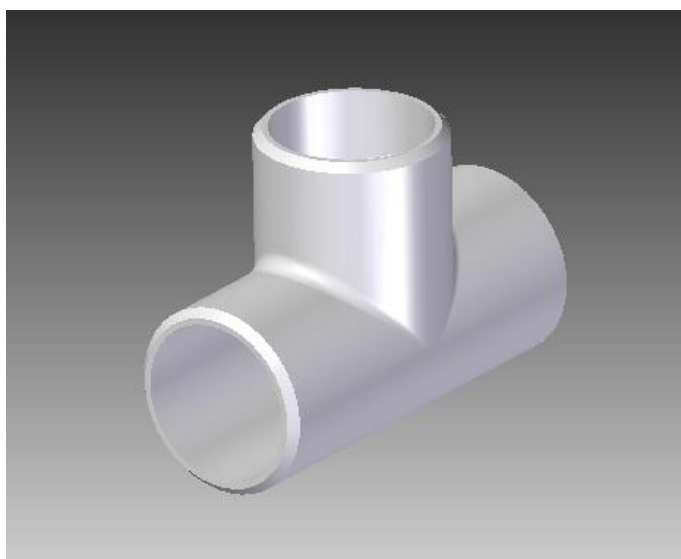
A következőkben röviden bemutatom a szimuláció lépéseit a főbb egységeknek megfelelően, az egységek neveit pedig a program alap nyelvén (angolul) a magyar név

mögött zárójelben tüntetem fel. Az egyes lépéseket az aktuálisan használt programkomponensenként csoportosítottam.

Solid Edge és SCTPrime

Legelső lépésként a kívánt geometriát kell megrajzolni valamilyen CAD-rendszerű szoftverben, vagy magában a szoftver SCTPrime nevű részében.

A modellt a Solid Edge ST1 nevű 3 dimenziós tervezőrendszerben rajzoltam meg. A hőátadást az idom belsejében kívánom vizsgálni. Ahhoz, hogy az áramlás a szimuláció során teljesen kialakulhasson, a bemenő és távozó folyadéktérfogatokat egy-egy, azokhoz teljes mértékben illeszkedő hengeres térfogatrésszel egészítettem ki. Az ez után következő ábrákon a T-idom belső térfogatrésze és a kiegészítő térfogatok láthatóak, maga az idom nem.

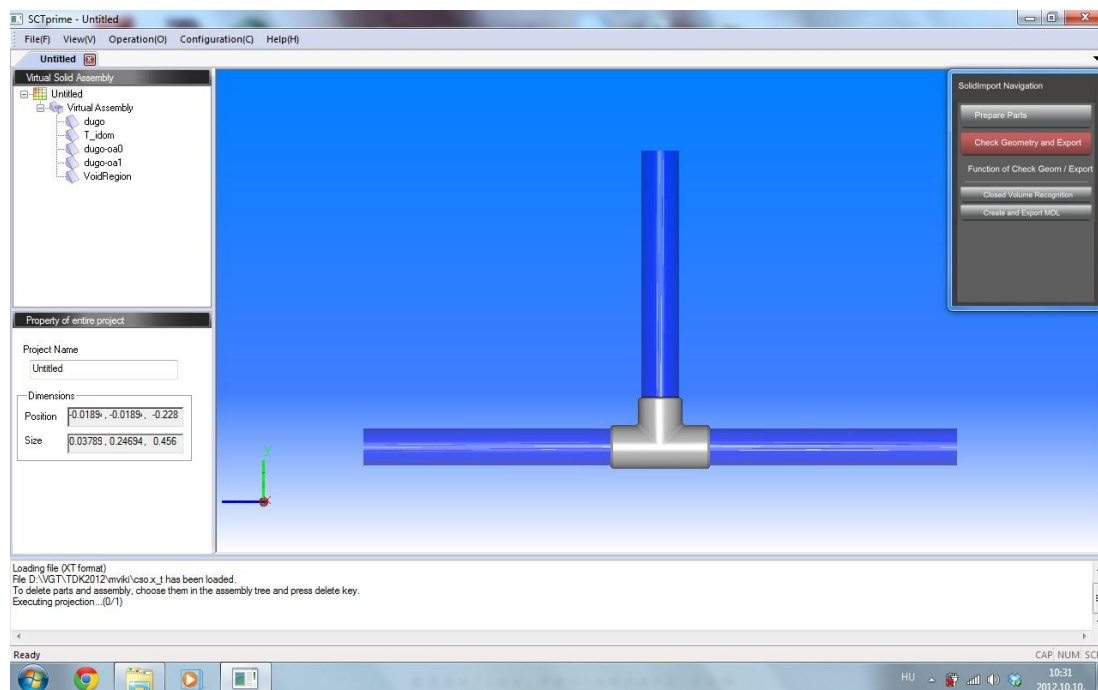


4. ábra Solid Edge T-idom modellje

Mivel az SC/Tetra szoftver az elkészült SolidEdge modellt egy köztes, parasolid formátumban képes kezelni, így azt .x_t kiterjesztéssel mentem el.

Az SCTpre nevű programkomponensben kezelem az elkészült fájlt. A szoftver először egy analízist végez el a geometrián, megvizsgálva a határfelületeket, a többszörös és a találkozó éleket is.

A szimuláció ezen a része a modell egyszerűsítését is elvégzi a szoftver számára. A teljes geometriát háromszög alakú lapkából építi fel, a későbbi hálózás és szimuláció egyszerűsítésére. A leegyszerűsített geometriát .mdl fájlformátumba mentem el.

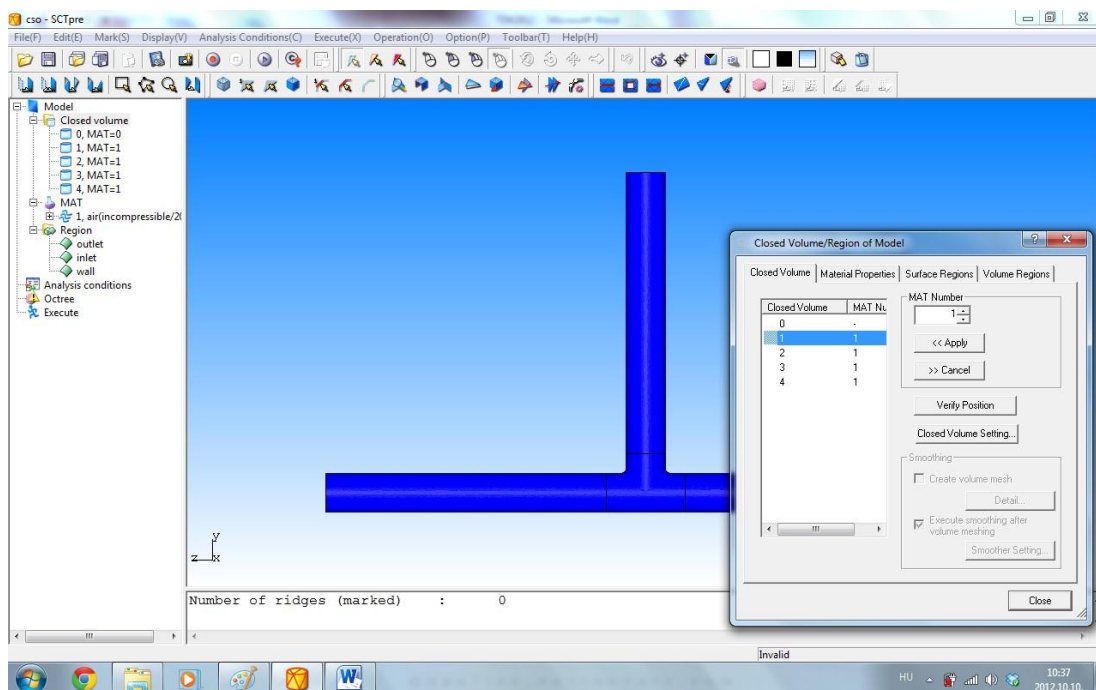


5. ábra A T-idom a kiegészítő térfogatokkal

SCTPre

Ettől a ponttól kezdődnek az előkészítő munkák az SCTPre program segítségével. Beemelem a már elkészült .mdl fájlt, majd megadom a beállításokat. Definiálni kell azokat a zárt térfogatókat, melyek a szimulációban részt vesznek. A program az egymásba metsző testek közös részeit különálló térfogatként kezeli, így ezek egyedi tulajdonságokkal ruházhatók fel.

Ezek után meg kell határozni ezek anyagát is. Az egyes felhasznált térfogatokban az eltérő anyagfajtákat számokkal jelöljük, a következő módon: $MAT = x$, ahol $x = 0, 1, 2, 3, \dots$. A nem vizsgált térfogatok anyaga 0 jelölést kap. Ez esetben egy darab térrész fog vizsgált anyagként, vízként szerepelni (maga a zárt térfogat), az azon kívül eső részt nem kell vizsgálnom. Ez $MAT = 1$ jelölésű lett.



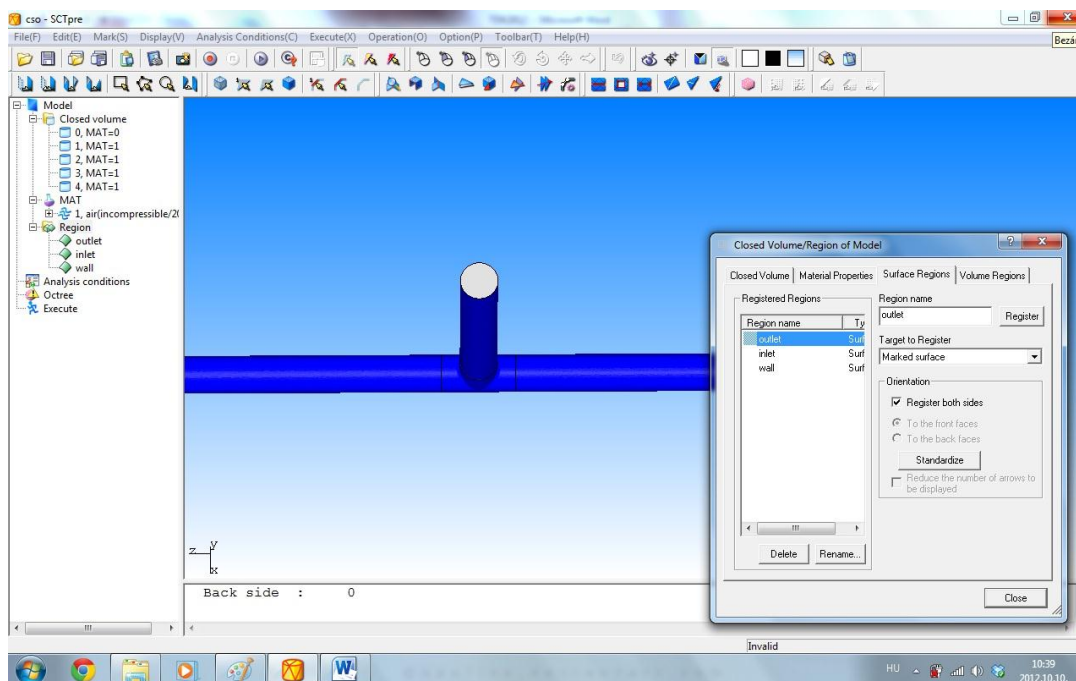
6. ábra Térrészek anyagának definiálása. Ez esetben csak egyetlen anyagfajta szükséges

A következő lépésben a felsorolt anyagok jellemzőit kell pontosan megadnom. Mivel ebben a szimulációban csak egyféle anyag szerepel (az áramló víz), így ennek tulajdonságait szükséges beállítani. Számításaim során az áramló vizet összenyomhatatlannak (incompressible) felételezem. (Egyéb alternatíva lenne az összenyomható (compressible) víz, mely alkalmazása esetén a program a megadott anyag sűrűségét a kiválasztott állapotegyenletnek megfelelően számítja ki; és az áramló víz (fluid convection), mely az adott állapotbeli sűrűséget az alap sűrűség és a hőtágulási együtthatók függvényében számolja. Ezen kívül még számos választható közeget felsorol a program, és emellett a felhasználó is betáplálhat és elmenthet saját tulajdonságú anyagokat.)

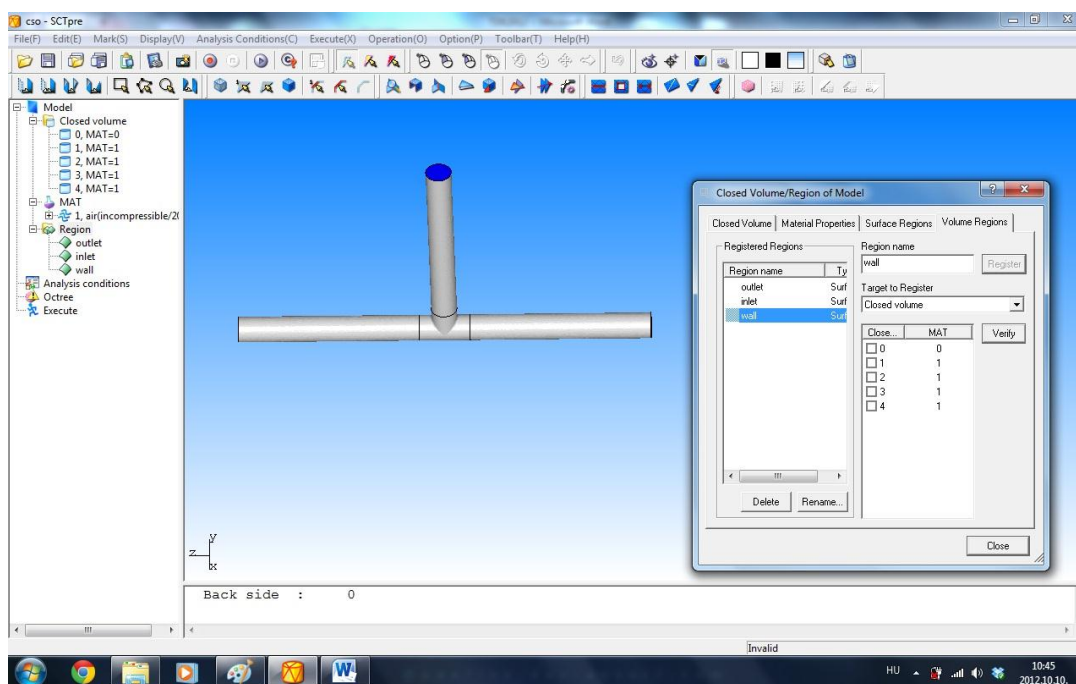
A következő, Régiók (Region) vázlatpontban azok a felületek és térfogatok kerülnek megjelölésre, melyekre különböző kezdeti és peremfeltételeket kell alkalmazni. (Kezdeti feltételnek nevezzük azokat a feltételeket, amelyek a kiindulási állapotra vonatkoznak, és csak abban az időpillanatban érvényesek. A peremfeltételek a szimuláció során folyamatosan jelen vannak, mindig állandó értékkel.)

Először a térfogati régiók (Volume Regions) kiválasztására van szükség. Mivel egyetlen térfogat van jelen (melyet a Solid Edge programból illesztettem be), ezt definiálni kell, a neve „Folyadék” lesz. Kezdeti hőmérséklete 20°C.

Ezt követően a felületi régiók kerülnek beállításra (Surface Regions). Első lépésként létrehozom az „inlet” felületet, mely a folyadéknak a térfogatba áramlásának felülete. Ezen át az áramlási sebesség kezdetben 1 m/s, a részecskék ki- és belépése a térbe nem akadályozott. A kilépő oldal lesz „outlet” felület, innen a kiáramlás a szabadba történik. Azok a felületek, ahol a hőcsere adiabatikus (nincs hőcsere a falon át), „wall” nevet kapnak.



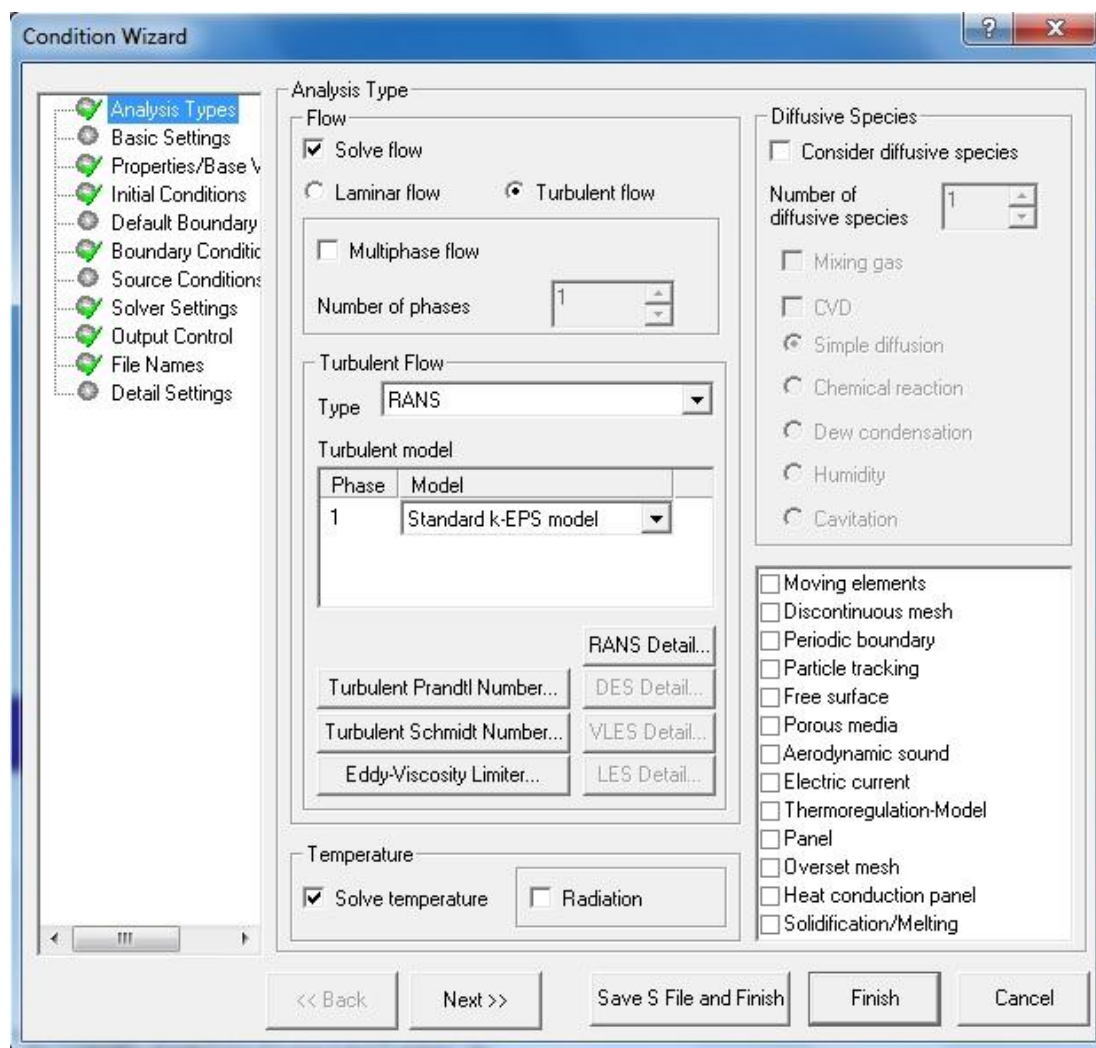
7. ábra Az „outlet” felületi régió beállításai



8. ábra A „wall” felületi régió beállításai

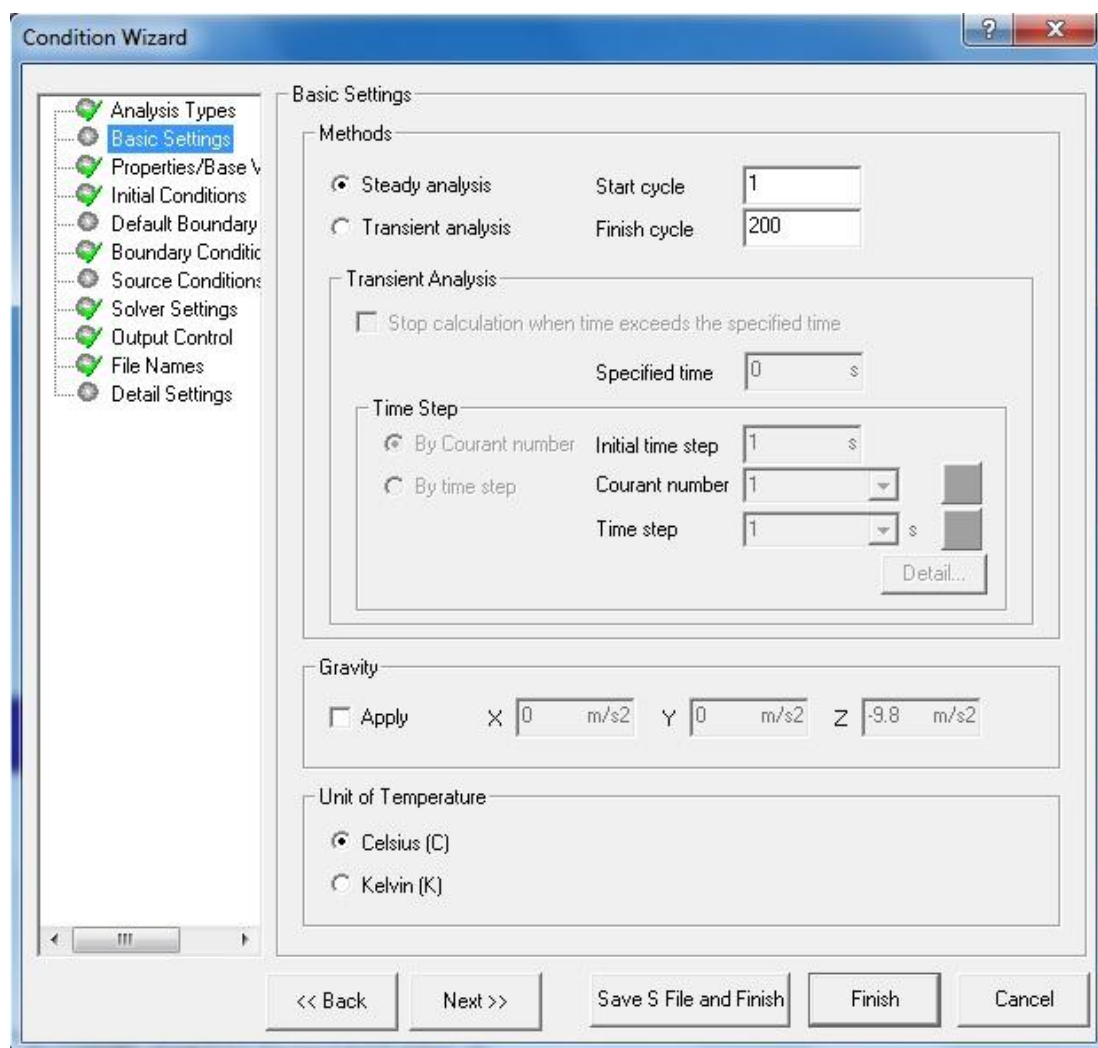
A most következő beállítási főfejezet az Analízis beállítások (Analysis conditions) néven szerepel. Itt történnek a paraméterezés legfontosabb részei, a kezdeti és peremfeltételek megadása, az áramlás tulajdonságainak rögzítése, a részecskék áramlásban való viselkedésének előírása. Ezen munkában a program egy beállítási varázslóval segíti a felhasználót.

A varázsló legelső fülén az analízistípusokat kell kiválasztani. Először beállítom, hogy a program oldja meg az áramlást, tehát a keveredésekkel is számoljon. Turbulencia-modellt fogok alkalmazni, és az áramlás típusát a megadott lehetőségek közül a korábban már kiválasztott RANS-ra állítom. A szimulációt pedig az általam kiválasztott k- ϵ modell alkalmazásával végzi a program.



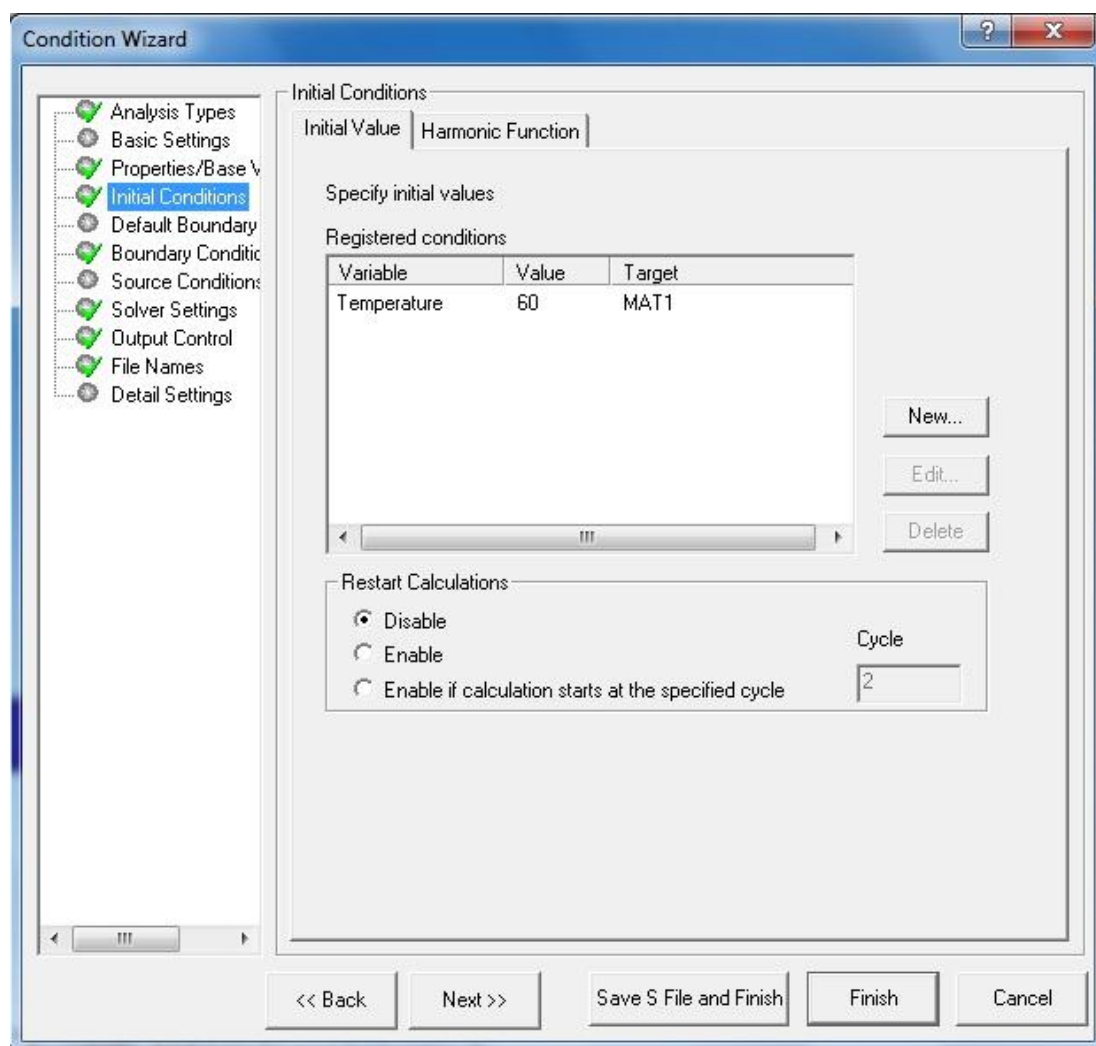
9. ábra Analízis-beállítások első füle: az analízistípusok

A második fülön az alapbeállításokat teszem meg. Megadom, hogy a szoftver az analízist tranziens módon hajtsa végre (tehát a program az idő múlását is figyelembe veszi a számítások során); és azt, hogy 200 számítási ciklus fusson le 1 másodperces időközönként véve a mintákat. A számítás egyszerűsítése miatt gravitációs hatás nem állítok be, mivel ez a tényező nem sokat változtatna egy ilyen méretű, folyadékkal telt csatornában történő áramláson. (Később néhány további szimulációt elvégezve előfordult, hogy a megadott 200 ciklus alatt nem konvergált a számítás, így hosszabb szimulációra volt szükség.)



10. ábra Alapbeállítások

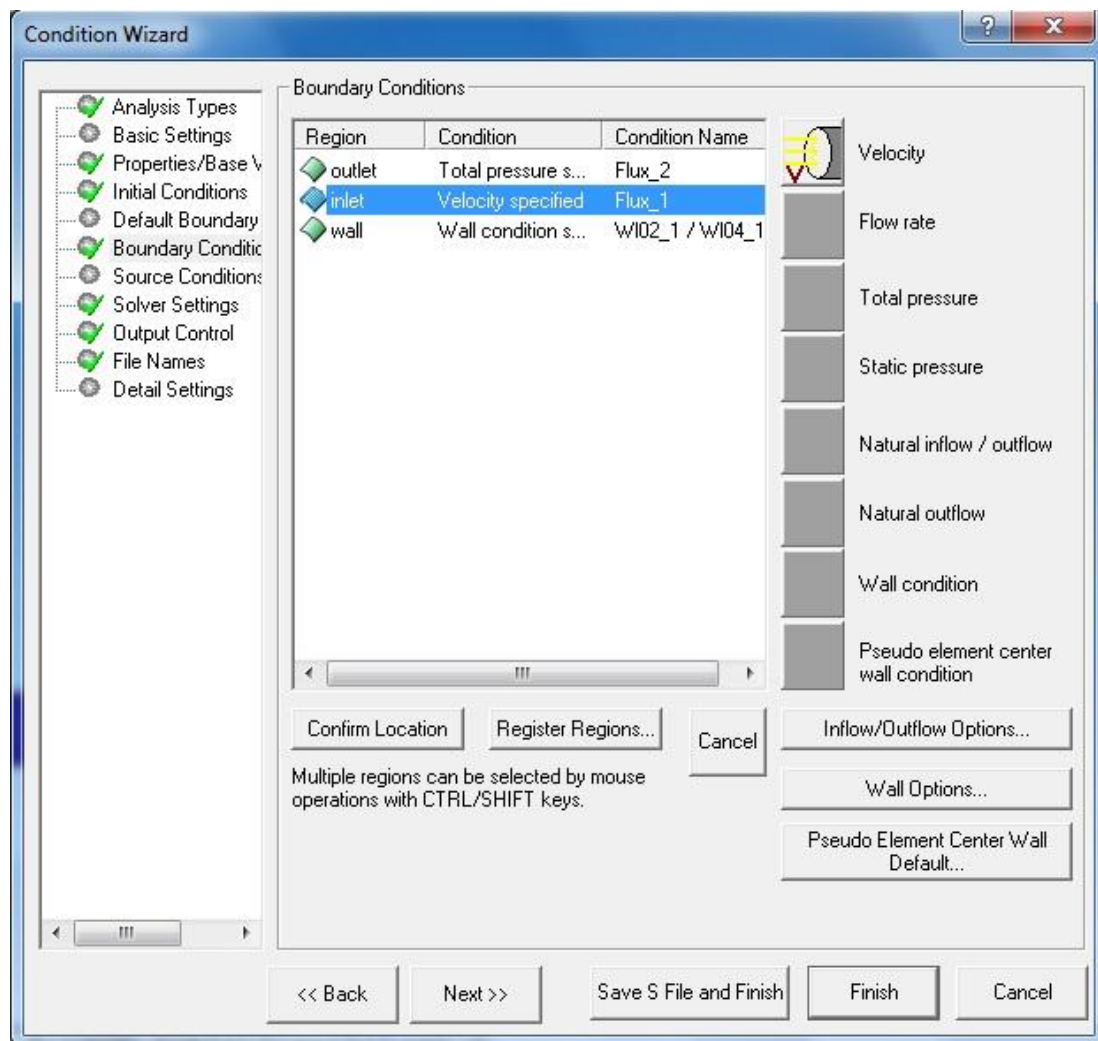
Az anyagtulajdonságokra és a kezdeti feltételekre (Initial Conditions) vonatkozó fűlek lehetőséget adnak az erre vonatkozó eddigi beállítások módosítására.



11. ábra Kezdeti feltételek

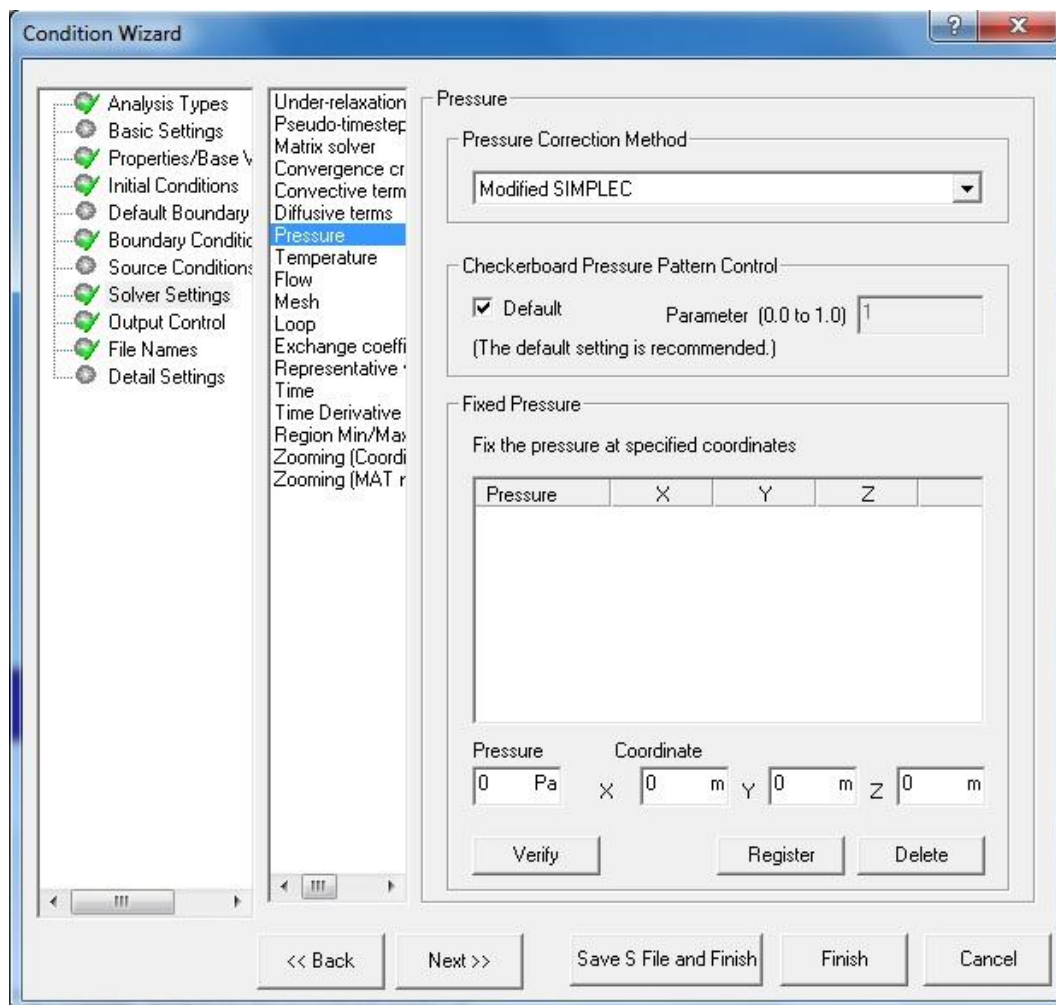
Az Egyéb peremfeltételek (Default Boundary Conditions) fülön állítható be, hogy a nem jelölt felületek falak legyenek, így válik a modell „viselkedése” valóságosabbá.

A Peremfeltételek (Boundary Conditions) fülön adom meg a tényleges peremfeltételeket. Az „inlet” felületre vonatkozóan a következő kikötéseket teszem: 1 m/s sebességű víz áramoljon, melynek hőmérséklete 20°C. Az „outlet” felületre mindössze azt a kikötést teszem, hogy a felületen uralkodó túlnyomás 0 Pa, tehát a folyadék a szabadba áramlik. Továbbá a függőleges kiömlésű „outlet” felületre 0,1 bar túlnyomást írok elő, hiszen innen a folyadék a Field-csőbe áramlik. Az „wall” nevű oldallapok falak lesznek, melyek hidraulikailag sima felületként viselkednek. (A falat szükség szerint megadhatjuk mozgó és/vagy forgó falként is, annak sebességkomponenseit és forgástengelyét megadva, vagy akár azt is, hogy hidraulikailag sima vagy durva felületű legyen a kiválasztott falfelület.)



12. ábra Peremfeltételek

Mivel RANS összefüggést kívánok alkalmazni, ez esetben a nyomáskorrekció beállítására is feltétlen szükség van.



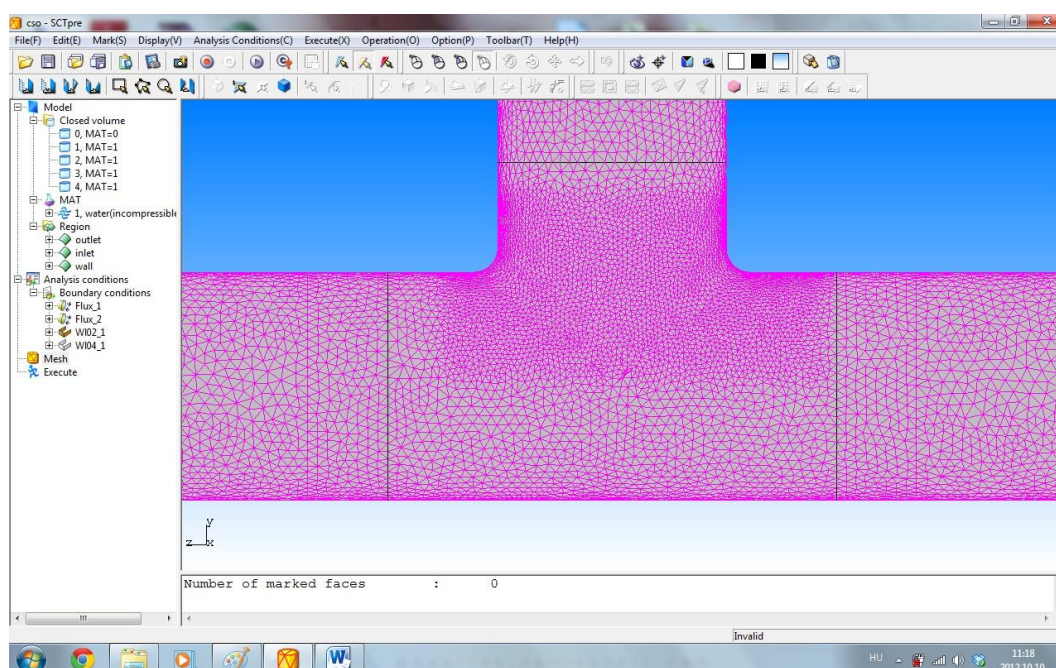
13. ábra A nyomáskorrekció beállítása

Ezen betáplált adatok szükségesek az áramlás modellezéséhez, a program ezek megadása után hozza létre a beállításokat tartalmazó .s kiterjesztésű szöveges fájlt. (Érdekesség, hogy az .s fájl létrehozása után, azt szöveges dokumentumként megnyitva egyszerű átírással szabadon módosíthatók a korábban megadott paraméterek.)

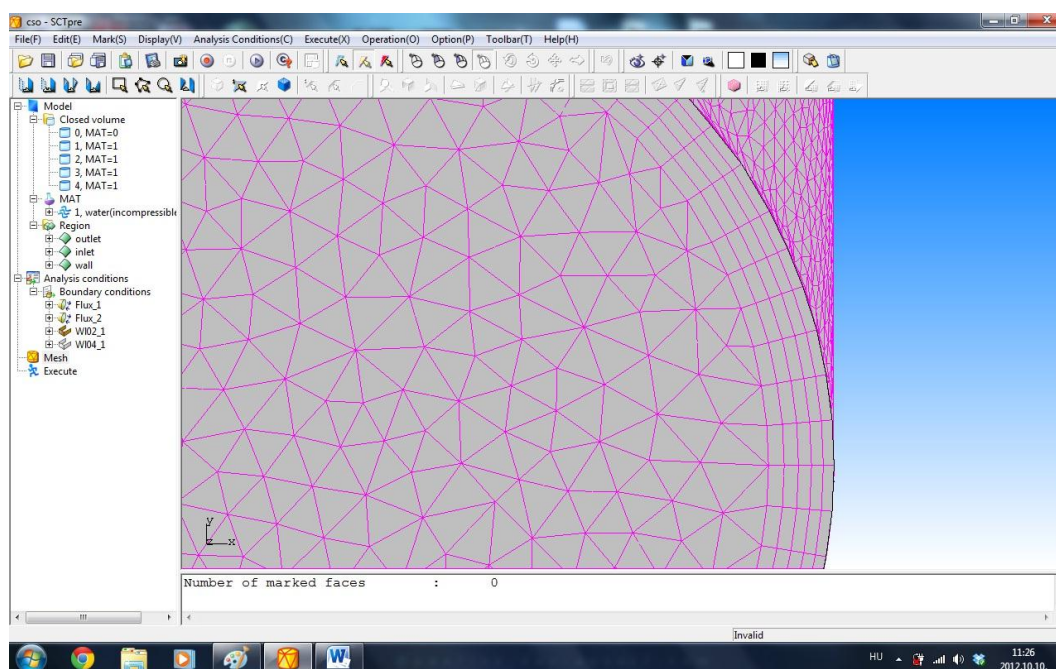
A következő fő lépés a háló méretének megadása, és annak számítása. Először a program létrehoz egy négyszögletű elemekből álló előhálót (octree). Azokon a helyeken, ahol a geometria hirtelen változik, bonyolultabb lesz, ott a program automatikus hálósűrítést alkalmaz, ami azt jelenti, hogy kisebb kockákból építi fel a geometriát az adott helyen. Persze ha a felhasználó úgy ítéli meg, ott saját értéket adhat meg a háló osztására vonatkozólag. Mivel az automatikus hálózás során úgy találtam, hogy a háló nem elég sűrű a szimuláció minél pontosabb végrehajtásához, ezért a geometria hirtelen változásának helyén (a T-idom elágazásánál) finomítottam rajta. Az előhálót ezek után egy .oct formátumú fájlba mentettem.

A szimuláció következő eleme a háló tényleges létrehozása az előháló alapján, a bal oldali menüsor „Execute” fülén. (Az SC/Tetra program a következő elemekből építhet hálót: tetraéder, piramis, prizma, és hexaéder. A felhasználó ezek közül szabadon választhatja az alkalmazni kívánt típust.)

Az előháló sem tökéletes, módosításra szorul. Ismert a falak menti lamináris határréteg kialakulásának jelensége, amely azt takarja, hogy a fal menti sebesség (kivéve ha „slip” – tehát teljesen sima - falról van szó) 0 m/s-ra csökken le. Mivel a falon keresztül közlünk hőt az áramló folyadékkal, a hőmérsékleti gradiens a falközeli régiókban igen gyorsan változik a kialakuló örvények jelenléte miatt. Épp ezért az analízis során finomabb hálóra van szükség a falfelületek közelében. Amennyiben folyadék és szilárd fal közti hőátadást számítunk nagy pontossággal, elegendő számú falközeli hálóelemnek kell rendelkezésre állnia a hőmérséklet-gradiens és a hőátadás meghatározásához. Általában ez nehézkesen biztosítható a falközeli régiókban. A faltól távolodva a sebességprofil hirtelen változik, ezért ezeken a részekben felületi hálósűrítésre van szükség. Általános gyakorlat, hogy a 3 rétegben történő sűrítés már megfelelő mértékű. Esetemben a geometria-változás miatti hálósűrítés miatt 5 rétegre volt szükség. Ezután a program létrehozza a tényleges hálót. Jellemzője, hogy nem struktúrált (tehát nem szabályos rács mintájú metszetet ad a háló), és tetraéderekkel tölti ki a rendelkezésre álló teret. A kész hálót .pre kiterjesztéssel mentem el.



14. ábra Az elkészült háló. Jól látható a sűrítés helye



15. ábra A háló egy részlete az „inlet” felületen. Látható a felületi hálósűrítés is

SCTSolver és SCTPost

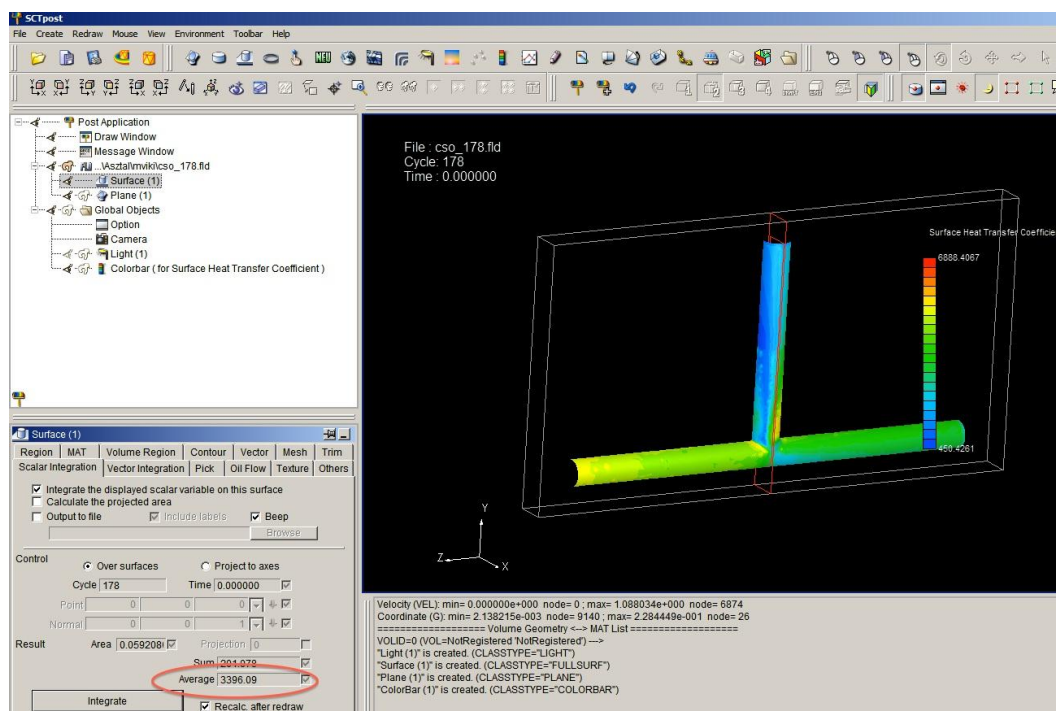
A számítások végrehajtására az SCTSolver nevű program alkalmas. Ennek elvégzéséhez egyszerre több fájl szükséges, külön a modellhez (.mdl), a beállításokhoz (.s), az előzetes hálóhoz (.oct) és a tényleges hálóhoz (.pre) is egyidejűleg. Minden egyes komponensnél meg kell adni az egyes fájlok elérési útvonalát a beolvasáshoz.

A szimuláció futtatása közben a Solver kirajzolja az úgynevezett konvergencia-görbét, amelyek információkkal szolgálnak a szimuláció lefolyásáról, és bizonyos hibákra is engednek következtetni.

A hibakeresés másik eszköze az SCTPost nevezetű szoftver is, amely számítás közben grafikusán is kirajzolja a már meglévő eredményeket. Ez nagyon hasznos eleme a folyamatnak, hiszen egy-egy szimuláció az adott számítógép teljesítményétől függően több óráig vagy akár több napig is tarthat, ezzel pedig viszonylag rövid idő alatt kiszűrhetőek a beállításbeli hibák, ekkor a szimuláció azonnal leállítható, nem kell kivárni a teljes szimuláció végét. A végeredmények egy-egy .s és .pre kiterjesztésű fájlokban kerülnek rögzítésre.

SCT PostProcessor

Az eredmények megjelenítésére a SCT PostProcessor nevű program alkalmas, az eredményfájlok .fld kiterjesztést kapnak. Ezek után a szoftver lehetőséget ad arra is, hogy a felhasználó különböző színekkel jelenítse meg az áramlásban részt vevő részecskék sebességkomponenseinek nagyságát, azok vektorát, akár a hőátadási tényező értéke is meghatározható a kívánt pontokban. A kijelzett eredmények animálhatók is, így láthatóvá válnak az egyes áramvonalak.



16. ábra Az eredmények szemléletesen. Pirossal bekarikázva a keresett hőátviteli tényező-érték

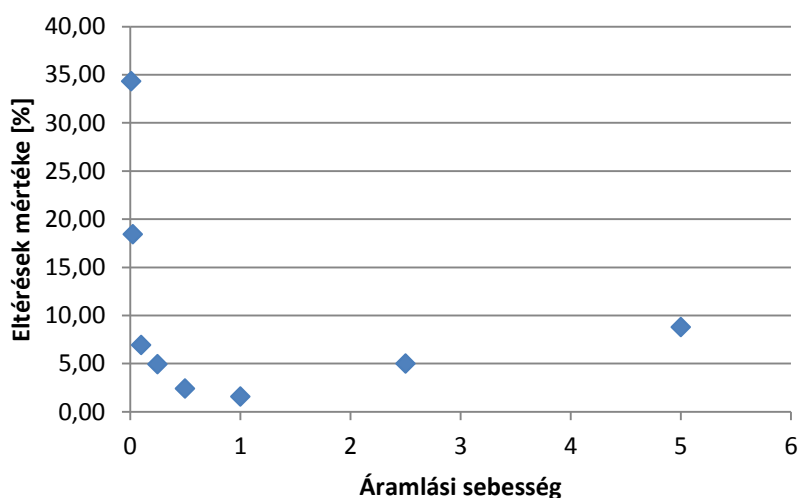
Jelen esetben az adott áramlásra jellemző hőátviteli tényező értékére vagyok kíváncsi, amely a vizsgált térfogat felszínén alkalmazott integrálközépével könnyen meghatározható.

Összefoglalás

Az alábbi táblázatban az SC/TETRA segítségével kapott hőátadási tényező értékeinek táblázatos összefoglalása látható az áramlási sebességek (és az ettől függő Reynolds-számok) függvényében.

Folyadéksebesség	Alkalmazott turbulencia-modell	Szimulált hőátviteli tényező (W/m ² K)	Számított hőátviteli tényező (W/m ² K)	Eltérés a számítottra vonatkoztatva [%]
0,01 m/s	k-ε, RANS	274	204	34,31
0,025 m/s	k-ε, RANS	328	277	18,41
0,1 m/s	k-ε, RANS	524	490	6,94
0,25 m/s	k-ε, RANS	1173	1118	4,92
0,5 m/s	k-ε, RANS	1966	1920	2,40
1 m/s	k-ε, RANS	3396	3343	1,59
2,5 m/s	k-ε, RANS	7305	6958	4,99
5 m/s	k-ε, RANS	13179	12114	8,79

17. ábra Az eredmények összefoglaló táblázata



18. ábra A szimulációk százalékos eltérései a kézzel számított eredményekre vonatkoztatva

Ahogy az a fentebbi táblázatból is kitűnik, a szimulációs eredmények minden esetben eltérést mutatnak a számítottakhoz képest. Ennek több oka is lehet:

1. A numerikus modellben az alap differenciálegyenletek megoldása közben több integrálási konstans is megjelenik, az ezek kiküszöbölésére szolgáló peremfeltételek sem mindig felelnek meg a valóságnak, továbbá egy bizonytalansági faktort visznek a megoldásba.

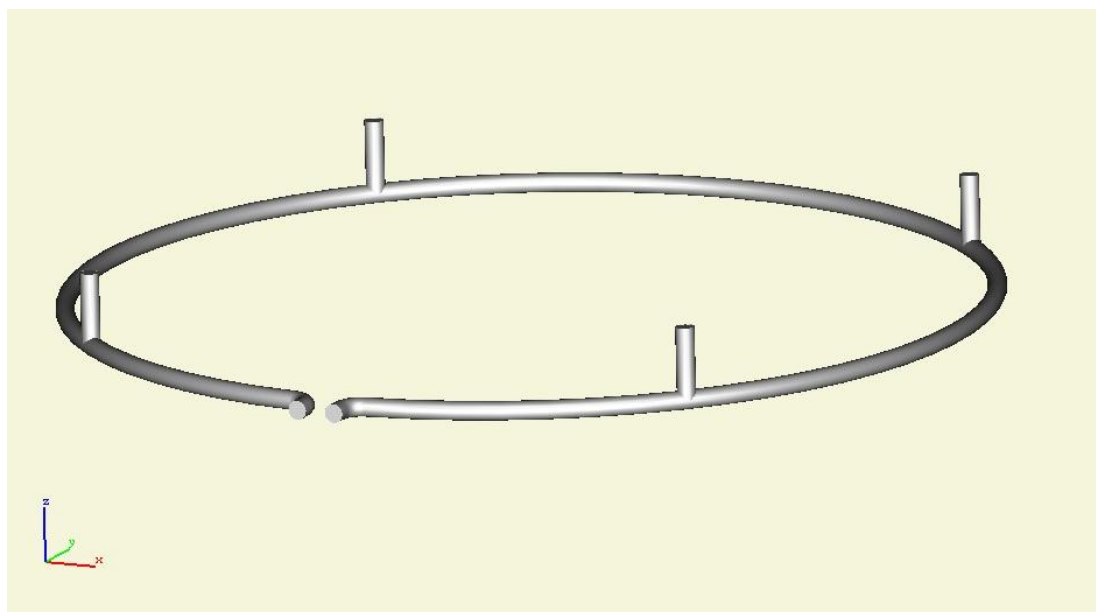
2. A legfontosabb, hogy a számítási képletek egyenes csőszakaszra vonatkoznak, a vizsgált geometria pedig egy T-idom. Az áramláskép itt jelentősen megváltozik, a fokozott keveredés miatt pedig a hőátadási tényező értéke is javul. Ezt igazolják a szimulációs eredmények is, hiszen kis eltéréssel, de mindig magasabb érték adódott a T-idomra, mint az egyenes csőre.
- Nagyszámú szimulációt elvégezve és ezeket kísérleti eredményekkel is alátámasztva megalkotható az erre az idomra vonatkozó empirikus képlet, amely az adott áramlásképre jellemző értékek felhasználásával megközelítőleg pontos értéket adna a keresett hőátadási tényezőre.

Néhány jelenségre érdemes külön figyelmet fordítani. A kezdeti szakaszban jelentősen csökken az eltérések mértéke a szimulációs és a kézzel számított értékek közt. Viszont úgy gondolom, hogy a diagram kezdeti szakaszában megjelenő 15% fölötti eltérések már semmiképp sem elfogadhatóak. Eme számottevő differenciák oka az adott áramlásokra jellemző alacsony Reynolds-szám értéke lehet, hiszen itt az áramlás ugyan lamináris, viszont a számításokat $k-\epsilon$ turbulencia modellekkel végeztem. Emelkedő Reynolds-számnál (0,1 m/s sebesség fölött) az eltérések az elfogadható tartományban maradnak, hiszen átlépünk az átmeneti tartományba (ami csak egyenes csőszakasznál átmeneti, viszont tudjuk, hogy a T-idomnál ez az érték már bőven turbulens áramlást takar). További feladatként célul tűztem ki, hogy a fenti számításokat más turbulenciamodellel is megvizsgálom.

Láthatjuk, hogy egy (körülbelül az 1 m/s-nál található) minimumpont után az áramlási sebesség növelésével egyre jobban növekszik az eltérések mértéke is. Ez minden bizonnyal annak köszönhető, hogy nagyobb sebességnél több idő kell a stabil áramlási kép kialakulásához, tehát a szimulációs idők is egyre tovább kell, hogy tartsanak (több ciklust kell lefuttatni a megbízható eredményekhez). A hosszabb ideig tartó szimulációk pedig a már említett integrációs konstansok bizonytalanságai miatt egyre nagyobb hibákat hordoznak magukban.

További kérdéseket vet föl, hogy ez a növekvő tendencia mikor vált át ismét nem tolerálható eltérési tartományba. Innen is látható, hogy a szimulációs modellek alkalmazásának is vannak határai. Mérnöki és tudományos célunk hogy ezeket a határokat minél jobban kitoljuk, ezzel segítve a fizikai jelenségek még pontosabb megismerését és hívebb leírását.

Jelen dolgozatom tulajdonképpeni célja, hogy egy viszonylag egyszerű geometrián (amit ez a vizsgált T-idom jelent) előszámításokat végezve a későbbiekben a - „Bevezetés” című fejezetben - már említett Field- csöveket hűtővízzel ellátó csőszakasz hőátadását vizsgáljam. Ennek a gyakorlat szempontjából azért van jelentősége, mert a reaktorban zajló polimerizáció igen kényes művelet, így a T-idomnál is láthatóan ezen funkcionális elemek hőátadása sem elhanyagolható.



19. ábra A Field- csövek hűtővíz-ellátó csatornájának 3 dimenziós modellje

Irodalomjegyzék

- [1] JANIGA GÁBOR – Kétdimenziós turbulens nyíróáramlások számítása sík, valamint enyhén görbül falakkal határolt csatornákkal, PhD. értekezés, Miskolc, 2002.
- [2] KÖNÖZSY LÁSZLÓ – Kétdimenziós nyíróáramlások számítása a turbulens örvénydiffúzió differenciálegyenletének megoldásával, PhD. értekezés, Miskolc, 2002.
- [3] DR. KALMÁR LÁSZLÓ – DR. BARANYI LÁSZLÓ – DR. KÖNÖZSY LÁSZLÓ – Hő- és áramlástan folyamatok numerikus modellezése
- [4] DR. ORTUTAY MIKLÓS – Hasonlósági kritériumok hőátviteli feladatoknál, Miskolc, 2003.
- [5] DR. ORTUTAY MIKLÓS – Hőátadás, Miskolc, 2003.
- [6] SOFTWARE CRADLE CO., LTD. –SC/Tetra Version 8 User's Guide, Thermofluid Analysis System with Unstructured Mesh Generator, Basics of CFD Analysis, 2009.

Köszönetnyilvánítás

A kutatói tanulmány a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-00001 jelű projekt részeként - az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében - az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.