

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FRANCIS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ AKIŞIN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Aydın Hacı DÖNMEZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı – Akışkan Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FRANCIS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ AKIŞIN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Aydın Hacı DÖNMEZ
(503091132)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı – Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091132 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Aydın Hacı DÖNMEZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**FRANCIS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ AKIŞIN MODELLENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU**.....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU**.....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Zehra YUMURTACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **5 Haziran 2012**

Ali amcama,

ÖNSÖZ

Bu çalışma boyunca benden hiçbir yardımını esirgemeyen hocam Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU'ya ve arkadaşlarım Yaşar MUTLU, Hıdır MARAL, Ali CELEN ve Özer BAĞCI'ya teşekkürü borç bilirim.

Haziran 2012

Aydın Hacı Dönmez
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Literatür Araştırması	1
1.3 Yük Değişimlerinin Döner Girdap Halatı Oluşumuna Etkisi	4
2. SAYISAL ÇÖZÜM AĞI (MESH) OLUŞTURULMASI.....	7
2.1 Giriş	7
2.2 Geometrinin Oluşturulması.....	7
2.3 Sayısal Çözüm Ağı Değişkenlerinin Seçimi	9
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (CFD) ANALİZLERİ.....	15
3.1 Giriş	15
3.2 Türbülans modelinin seçimi.....	15
3.3 Seçilen türbülans modelinin incelenmesi	16
3.4 Akışın modellenmesi ve sınır şartlarının belirlenmesi	17
3.4 Kullanıcı Tanımlı Fonksiyonlar (UDF).....	22
3.5.1 Kullanıcı tanımlı fonksiyonların tanımı ve kullanım yerleri	22
3.5.2 Çalışmada kullanıcı tanımlı fonksiyonların kullanılmasının nedeni.....	23
4. SONUÇ VE ÖNERİLER	25
4.1 Genişleyen Kanallarda Akışlar	25
4.1.1 Üniform çevresel hıza sahip akışlar	25
4.1.1 Değişken çevresel hıza sahip akışlar	28
4.2 Dirsekli Yayıcılardaki Akışlar	29
KAYNAKLAR.....	45
EKLER.....	47
ÖZGEÇMİŞ	55

KISALTMALAR

a	: İlk Sınır Tabaka Uzaklığı
b/a	: Büyüme Faktörü
G_k	: Hız Gradyenlerinin Oluşturduğu Türbülanslı Kinetik Enerji
G_b	: Kaldırma Kuvvetlerinin Oluşturduğu Türbülanslı Kinetik Enerji
k	: Türbülanslı Kinetik Enerji
P	: Basınç
r	: Radyal Uzunluk
R	: Karakteristik Girdap Yarıçapı
S_e	: Kaynak Terimi
S_k	: Kaynak Terimi
u	: x Yönündeki Hız
UDF	: Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon
v	: y Yönündeki Hız
w	: z Yönündeki Hız
y⁺	: Boyutsuz Duvar Uzaklığı
Y_M	: Türbülans Çalkantılarının Disipasyona Katkısı
α_k	: Ters Etkin Prandtl Sayısı
α_ε	: Ters Etkin Prandtl Sayısı
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik Viskozite
ε	: Türbülans Yayılma Oranı
Ω	: Açısal Hız

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Francis türbini yayıcısı.....	2
Şekil 2.1 : Özgül hızı 0,56 olan bir francis türbininin verim eğrisi.....	3
Şekil 1.3 : Değişik yüklerdeki yayıcı akışları.	4
Şekil 2.1 : Tepe açısı 10° olan kesik koni şeklindeki kanal.....	7
Şekil 2.2 : Tepe açısı 16° olan kesik koni şeklindeki kanal.....	8
Şekil 2.3 : Dirsekli yayıcı.	8
Şekil 2.4 : Sınır tabakaya ait verilerin belirlenmesi.	9
Şekil 2.5 : Duvar yüzüne oluşturulmuş sınır tabaka.....	10
Şekil 2.6 : Sayısal çözüm ağı elemanlarının tiplerinin belirlenmesi.	10
Şekil 2.7 : Giriş ve çıkış yüzeylerinde sayısal çözüm ağının oluşturulması.....	11
Şekil 2.8 : Girişte dörtgen şeklinde oluşturulan sayısal çözüm ağı.....	11
Şekil 2.9 : Tüm hacimde oluşturulan sayısal çözüm ağı.	12
Şekil 2.10 : Dirsekli yayıcıdaki sayısal çözüm ağı.....	12
Şekil 3.1 : Türbülans modelinin seçimi.	18
Şekil 3.2 : Akışkanın seçilmesi.	18
Şekil 3.3 : Giriş sınır şartının belirlenmesi.	19
Şekil 3.4 : Çıkış sınır şartının belirlenmesi.....	20
Şekil 3.5 : Ayrıklaştırma kıstaslarının belirlenmesi.....	20
Şekil 3.6 : Mutlak yakınsama kıstaslarının belirlenmesi.	21
Şekil 3.7 : Full Multigrid (FMG) initialization.	22
Şekil 3.8 : İterasyon penceresi.	22
Şekil 4.1 : Tepe açısı 10°, eksenel hız 4 m/s, çevresel hız 1 m/s.....	25
Şekil 4.2 : Tepe açısı 10°, eksenel hız 4 m/s, çevresel hız 2 m/s.	26
Şekil 4.3 : Tepe açısı 10°, eksenel hız 4 m/s, çevresel hız 3 m/s.....	26
Şekil 4.4 : Tepe açısı 16°, eksenel hız 4 m/s, çevresel hız 1 m/s.....	27
Şekil 4.5 : Tepe açısı 16°, eksenel hız 4 m/s, çevresel hız 2 m/s.....	27
Şekil 4.6 : Tepe açısı 16°, eksenel hız 4 m/s, çevresel hız 3 m/s.	27
Şekil 4.7 : Boyutsuz çevresel hızın boyutsuz yarıçap ile değişimi (R=0,1).	28
Şekil 4.8 : Boyutsuz çevresel hızın boyutsuz yarıçap ile değişimi (R=0,2).	29
Şekil 4.9 : Boyutsuz çevresel hızın boyutsuz yarıçap ile değişimi (R=0,3).	29
Şekil 4.10 : Tam yükte simetri yüzeyindeki hız profili.	30
Şekil 4.11 : Kısmi yükte simetrik yüzeyindeki hız profili.....	31
Şekil 4.12 : Tam yükte simetri yüzeyindeki akım çizgileri.	32
Şekil 4.13 : Kısmi yükte simetri yüzeyindeki akım çizgileri.....	32
Şekil 4.14 : Tam yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.....	33
Şekil 4.15 : Kısmi yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.....	33
Şekil 4.16 : Tam yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.	34
Şekil 4.17 : Kısmi yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.....	34
Şekil 4.18 : Tam yükte giriş bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.	35
Şekil 4.19 : Kısmi yükte akışa giriş bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.....	36
Şekil 4.20 : Tam yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.	36
Şekil 4.21 : Kısmi yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.	37
Şekil 4.22 : Tam yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.	37
Şekil 4.23 : Kısmi yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.	38
Şekil 4.24 : Tam yükte yayıcı boyunca akım çizgileri.....	38

Şekil 4.25 : Kısmi yükte yayıcı boyunca akım çizgileri	39
Şekil 4.26 : Tam yükte $0,02 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.	39
Şekil 4.27 : Kısmi yükte $0,02 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.	40
Şekil 4.28 : Tam yükte $0,015 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.	40
Şekil 4.29 : Kısmi yükte $0,015 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.	41
Şekil 4.30 : Tam yükte $0,0008 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.	41
Şekil 4.31 : Tam yükte yayıcı çıkışındaki statik basınç.	42
Şekil 4.32 : Kısmi yükte yayıcı çıkışındaki statik basınç.	43
Şekil A.1 : Tam yükte yayıcı girişindeki basınçlar.	48
Şekil A.2 : Kısmi yükte yayıcı girişindeki basınçlar.	49
Şekil A.3 : Tam yükte yayıcı dirseğindeki basınçlar.	50
Şekil A.4 : Kısmi yükte yayıcı dirseğindeki basınçlar.	51
Şekil A.5 : Tam yükte simetri yüzeyindeki basınçlar.	52
Şekil A.6 : Kısmi yükte simetri yüzeyindeki basınçlar.	53

FRANCIS TÜRBİNİ YAYICISINDAKİ AKIŞIN MODELLENMESİ

ÖZET

Dünyadaki enerji talebi artışına bağlı olarak, francis tipi hidrolik türbinlerinin sayısı ve kapasitesi de gün geçtikçe artmaktadır. Ülkemizdeki hidroelektrik santrallerin birçoğunda Francis tipi türbinler kullanılmaktadır. Bu nedenle, bu tip tesislerin işletimi büyük önem taşımaktadır.

Francis türbinli tesisler, termik santrallerin aksine, çoğu zaman optimum verim noktasının uzağında çalıştırılmaktadır. Bu durumun en önemli nedeni enerji piyasasındaki talebin esnekliğidir.

Çalışmada, Francis türbini yayıcısındaki akış modellenmeye çalışılmıştır. Öncelikle, geometriyi basitleştirmek adına sadece genişleyen kanaldan ibaret olan dirseksiz bir yayıcı modellenmiştir. Ayrıca, kanal simetrik olduğundan, kanalın dörtte biri çizilmiş bu sadece bu alanda çalışılmıştır. Sınır şartlarında simetri yüzeyleri belirlenmiştir. Böylelikle, bilgisayar işlemci yükü büyük ölçüde azaltılarak daha kısa zamanda sonuçlar elde edebilmek mümkün olmuştur.

Modelleme sırasında, türbin girişindeki hız değerlerinin hangi mertebelerde olduğu bilindiğinden, girişte hız sınır şartı kullanılmıştır. Çıkışta ise akışkanın hızının tanımlanması son derece zordur. Ancak, yayıcının çıkışının atmosfere açık olduğu unutulmamalıdır. Bu da çıkış basıncının atmosfer basıncına eşit olduğu, yani mutlak basıncın sıfır olduğu durumdur. Çıkışta bu nedenle basınç sınır şartı kullanılmıştır.

Francis türbini yayıcısına gelen akışın, türbin çarkından çıktığı göz önüne alınacak olursa akışın modellenmesi konusunda bize önemli bir fikir verecektir. Bu bağlamda, suyun hızının, akışkanın kendiliğinden aşağıya doğru hareketi sırasında kazandığı bir eksenel bileşeni; türbin çarkının dönme etkisinden kaynaklanan da bir teğetsel (çevresel) bileşeni olduğu düşünülebilir. İşte bu noktada, silindirik koordinatlarda çalışılarak, akışkanın farklı eksenel ve çevrel hız bileşenlerine sahip olduğu durumlar irdelenmiştir. Ayrıca, çevresel hız bileşeninin şiddeti arttıkça akış ayrılmalarının ve girdap oluşumlarının arttığı da görülmüştür.

Burada, literatür çalışmaları incelendiğinde, bu yöntemin sadece bir yaklaşım olarak kalabileceği ortaya çıkmıştır. Çünkü yayıcı içindeki akış hızının eksenel bileşeni üniform olarak kabul edilebilirken; teğetsel bileşeninin başta giriş kesitinin merkezinden olan radyal uzaklık olmak üzere, birkaç değişkenin fonksiyonu olduğu görülmüştür. Bu nedenle çalışmanın daha sonraki aşamasında bu çevresel hız profili tanımlanmıştır.

Çevresel hız profilinin tanımlanması için kullanıcı tanımlı fonksiyonlar kullanılmıştır. Kullanıcı tanımlı fonksiyonlar C programlama dili ile yazılan ve mevcut kodun özelliklerini iyileştirmek adına, kullanıcı tarafından programlanarak FLUENT'in çözücüsüne dinamik olarak yüklenebilen fonksiyonlardır. Bu yöntem ile çevrel hız profili oluşturularak FLUENT'in çözücüsüne yüklenmiş ve çevresel hız değerleri belirlenen fonksiyona bağlı olarak elde edilmiştir.

Çalışmanın son aşamasında dirsekli bir francis türbini çizilerek modelleme yapılmıştır. Burada da, tıpkı dirseksiz yayıcının modellenmesinde olduğu gibi,

yayıcının simetrik özelliğinden faydalanılarak, yarısı üzerinde sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Bir önceki çalışmada yapılan, çevresel hızın belirlenmesinde, kullanıcı tanımlı fonksiyonların kullanılması işi burada da yapılmıştır. Dirsekli francis türbininin modellenmesinde gerçek bir türbinin model deneyi verileri kullanılmıştır.

MODELLING OF FLUID FLOW IN FRANCIS TURBINE DRAFT TUBE

SUMMARY

Depending to the increase of energy demand in the world, the number and capacity of hydraulic turbines are increasing day after day. Most of the hydraulic turbines in Turkey are Francis type hydraulic turbine so, operation and maintenance of Francis turbines is an important issue.

On the contrary to thermal power plants, hydraulic turbines operate mostly away from their best efficiency point. This occurs mostly due to the flexibility in the energy market.

This study is related with the fluid flow modelling in Francis turbine draft tubes. Two types of draft tube are examined: Draft tube as divergent channel and draft tube with elbow. In order to simplify the geometry, first of all draft tubes without elbow (divergent channel only) are investigated. The study starts with forming the geometry. The geometrical shape of the draft tube is a truncated cone. However, only the quarter of the model is generated. Due to the symmetric geometry of the truncated cone draft tube, the quarter of the model can be constructed. This will be helpful to decrease the processor load because only the one fourth amount of mesh will be generated.

Determining the boundary conditions is also an important issue. The order of velocity at inlet is known approximately in this kind of flows so, as inlet boundary condition “velocity inlet” is used. On the other hand, measurement of velocity quantities is very difficult. Fortunately, there is another information that can be used as a boundary condition. The outlet of the draft tube is open to the atmosphere. This means that the outlet pressure is atmospheric pressure, and gage pressure is zero. So, “pressure outlet” boundary condition is set. The exterior face is defined as “wall” and symmetry faces are defined as “symmetry” while defining the other boundary conditions. These modelling and mesh generation processes are done by the help of “Gambit”.

During meshing procedure, first of all boundary layer creation operation is done. This is a vital approach in order to get the expected turbulence values like dimensionless wall distance (y^+).

In order to work with near wall treatment, dimensionless wall distance should not exceed 5. This requires finer mesh at near wall regions. As a result mesh number and computer work increases.

After generating boundary condition at channel wall surface mesh generation procedure continues with meshing inlet and outlet surfaces. These surface meshes are very important because the whole geometry will be meshed by the help of these surfaces. These surface meshes will be helpful for base generation for the mesh.

Another important issue in meshing procedure is setting mesh element types. There are three corners at inlet and outlet surfaces. The corner vertex is set as “triangle element”

and the other two corners are set as “end”. As a result quadrilateral mesh elements except first row of the mesh surface is obtained easily. So, mapped mesh elements are acquired.

While modelling the flow in draft tube, it should be considered that the fluid coming to the inlet of the draft tube comes from the runner of the hydraulic turbine. In this respect, it can be seen that water falling from the dam forms an axial velocity and the runner of the hydraulic turbine forms a tangential component for the velocity. Simply, it can be said that, the inlet velocity has two components: axial and tangential.

In this study the various combination of different axial and tangential velocity values are analyzed. It is obviously seen that, as the tangential component of the velocity increases, flow separations and vortex generations increases. Tangential velocity component varied from 1 m/s to 4 m/s.

On the other hand, its seen that constant tangential velocity component approximation is not realistic and reliable.

After literature review, it is clear that the axial componenet of the can be modelled as uniform and constant but, the tangential velocity component is a function of the radial distance from the center of the inlet “ r ”. Therefore, from now on it is a must to determine this tangential profile.

In order to define the tanmgential velocity profile user defined functions (UDF) are used. A user defined function, or UDF, is a function that you program that can be dynamically loaded with the FLUENT solver to enhance the standard features of the code. For example, you can use a UDF to define your own boundary conditions, material properties, and source terms for your own regime, as well as specify customized model parameters (e.g., DPM, multiphase models), initialize a solution, or enhance post-processing. UDFs are written in the C programming language using any text editor.

By the help of the compiled UDF’s study continued with the variable tangential velocity at same geometry. The tangential velocity profile defined as a function of radial distance (r), angular velocity (Ω) and characteristic vortex radius (R). After several analyses, dimensionless tangential velocity versus dimensionless radius graphics is obtained at different angular velocities and characteristic vortex radii. It is seen that the results are in good agreement with the results taken from literature review.

As a last step of the study, a draft tube with elbow is simulated. It is obvious that the geometry of draft tube with elbow is much more complicated becouse the geometry starts with diverging circular cross section, continues with varying elliptical cross section at elbow and ends up with diverging quadrilateral cross section. So, encountering more and more complicated flow conditions must be expected by a simple overview.

Becouse of the hardness of the geometry, modeling had done with “Solid Works” and meshing was carried on by ICEM. On the other hand, there is no option for boundary layer mesh in ICEM so, it would not be possible to have fine mesh near wall regions. Due to this problem, while modellig a real and bigger draft tube instead of enhanced wall treatment, standart wall functions are used. Moreover, flow analyses are done by “FLUENT”.

After several analyses, case and data files saved and post-processing stage started off. During post-processing procedure, CFD Post is used which is a workbench under ANSYS.

The draft tube is divided into three stages: entrance, elbow and outlet. At each part of the draft tube, at least three surfaces created which are perpendicular to the flow direction. At those surfaces velocity fields, pressure fields and streamlines are examined.

It is seen that the 90° elbow disturbs uniform fluid flow. The velocity vectors and 2-D streamlines at the symmetry surfaces obviously showed the characteristic features of the flow. The flow separations and vortex formations were clearly seen. Especially these flow separations and vortex formations occur after the elbow section at partial load. As a result, it can be said that besides the tangential velocity component of the fluid at inlet, the elbow of the draft tube causes flow separations and vortex formations. Moreover, pressure fields, vorticity profiles and the streamlines at the whole computational domain are also visualized.

In conclusion, when hydraulic Francis turbines works far away from their operating points many unwelcome consequences occurs like flow separations and vortex rope formations. These consequences led to noise and vibrations during operation. As a result, the lifetime of that equipment sharply decreases. Due to these problems, these plants should not be worked far away from their designed operating points.

1. GİRİŞ

Dünyadaki enerji talebi artışına bağlı olarak, francis tipi hidrolik türbinlerinin sayısı ve kapasitesi de gün geçtikçe artmaktadır. Ülkemizdeki hidroelektrik santrallerin birçoğunda Francis tipi türbinler kullanılmaktadır. Bu nedenle, bu tip tesislerin işletimi büyük önem taşımaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Francis türbinli tesislerde, yayıcı içindeki karmaşık akış birçok kişi tarafından araştırma konusu olarak ele alınmıştır [1-5, 7-11]. Nitekim, özellikle optimum yükün altında ve üstündeki yüklerle çalışma sırasında meydana gelen girdap (vorteks) olayı ve mekanik titreşimler, francis türbinlerinin çalışma şartlarına çok dikkat edilmesi gerektiğinin bir göstergesidir. Bu çalışmanın amacı, yayıcı girişinde – ya da başka bir deyişle türbin çıkışında- tanımlanan farklı dönme şiddetine (swirl intensity) sahip akışların hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yardımı ile incelenmesidir.

1.2 Literatür Araştırması

Enerji piyasasındaki talebin değişkenliği ve enerjinin depolanması konusundaki kısıtlar göz önüne alındığında, hidrolik türbinlerin çalışması büyük esneklik gerektirmektedir. Buna bağlı olarak, türbinler geniş bir aralıkta ve en iyi verim noktasının oldukça uzağında çalıştırılmaktadır [1]. Sonuç olarak, özellikle yayıcıda, birçok istenmeyen durum ortaya çıkmaktadır. Bunun en bilindik örneği, yayıcı girişinde kararsız ve eksenel simetrik olan dönel akışın, helisel girdaplara basınç çalkantılarının eşlik ettiği üç boyutlu ve kararsız bir akışa dönüşmesidir [2,6]. Ayrıca, dönen vorteks çekirdeğinin yarattığı kararsız basınç alanı hidroakustik rezonansa neden olabilmektedir [3]. Dönen akışların, hidrolik türbinlerin yayıcılarında basınç çalkantılarına neden olan kararsız akışları oluşturması gibi olumsuz etkileri olmakla beraber; türbin çarkının çıkışındaki dönme hareketi, akış ayrılımlarını azaltması yönü ile fayda sağlamaktadır [4].

Francis türbini yayıcısı, kısa bir konik genişleyen kanal (difüzör), 90° değişken kesitli bir dirsek ve uzun dikdörtgen kesitli genişleyen kanalın birleşiminden ibarettir. Kesitin şekli başlangıçta dairesel, dirsek kısmında eliptik, dirsekten sonra ise dikdörtgendir [5]. Bunun sonucunda, dönen ve genişleyen akışa eşlik eden kesit şekli ve alanının değişimi, akışı hidrodinamik olarak çok karmaşık bir hale getirmektedir [1]. Aşağıda, tipik bir dirsekli francis türbini yayıcısının şekli görülmektedir.



Şekil 1.1 : Francis türbini yayıcısı [6].

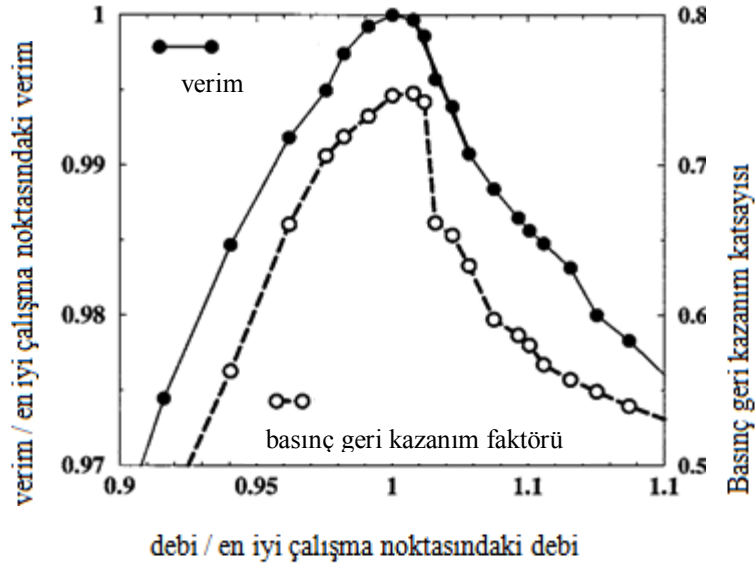
Francis türbinlerinde yayıcı kullanılmasının amacı, türbin çarkını terk eden akışkanın hızını düşürerek, akışın kinetik enerjisinin büyük kısmını statik basınca dönüştürmektir [1,4,5]. Bu durum, Bernoulli denkleminin klasik bir uygulamasıdır. Bernoulli denklemi uyarınca, sıkıştırılamaz daimi akış için bir akım çizgisi boyunca akışkanın sahip olduğu basınç enerjisi, kinetik enerji ve potansiyel enerjinin toplamı sabittir.

$$\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}V^2 + gz = sbt \quad [7] \quad (1.1)$$

Yayıcı içindeki akışta potansiyel enerji değişimi ihmal edilecek olursa, basınç enerjisi ve kinetik enerjinin ters orantılı olduğu görülecektir. Kesit alanı gittikçe artan yayıcıda hız ve kinetik enerji de gittikçe azalacak, basınç enerjisi artacaktır.

Mevcut bir hidroelektrik santralin iyileştirilmesi yapılacaksa çoğu zaman sadece çark ve kılavuz kanatlar düzenlenir. Salyangoz ve yayıcı gibi elemanlar istenmeyen davranışlar gösterdiği halde, ekonomik ve güvenlik gibi nedenler yüzünden nadiren

yeniden tasarlanırlar. Ancak, daha iyi bir çarkın montajı aşağıdaki verim eğrisinden de anlaşılacağı üzere yayıcı içindeki akışın güvenilir bir biçimde tahminine bağlıdır [4].



Şekil 1.2 : Özgül hızı 0,56 olan bir francis türbininin verim eğrisi [4].

Susan-Resiga [1] hidrolik türbinlerin yayıcısındaki 3 boyutlu karmaşık akışın fiziğinin daha iyi anlaşılması ve çalışma aralığının geniş bir kısmını açıklayan deneysel bir veri tabanı oluşturmak için çalışmalar yapmıştır. Bu doğrultuda, 3 boyutlu kararsız (unsteady) akış modelleri yapmış ve sonuçların deneyler ile örtüştüğünü görmüştür.

Susan-Resiga ve Muntean [2] hidrolik türbinlerin kısmi yükler altında çalışması sırasında görülen akış koşullarını sağlamak için akışa dönme etkisi veren bir eleman (swirling flow apparatus) tasarlamışlar ve su jeti enjeksiyonu ile akış kontrol yöntemleri test etmişlerdir.

Vu ve Shyy [5] dönme şiddetinin tanımından yola çıkarak, girişte dönel olan akışları karakterize etmişlerdir.

Paik [8] hidrolik türbinlerin yayıcılarındaki akışın doğru olarak tahmini için bir sayısal yöntem geliştirmiş ve bunu doğrulamıştır.

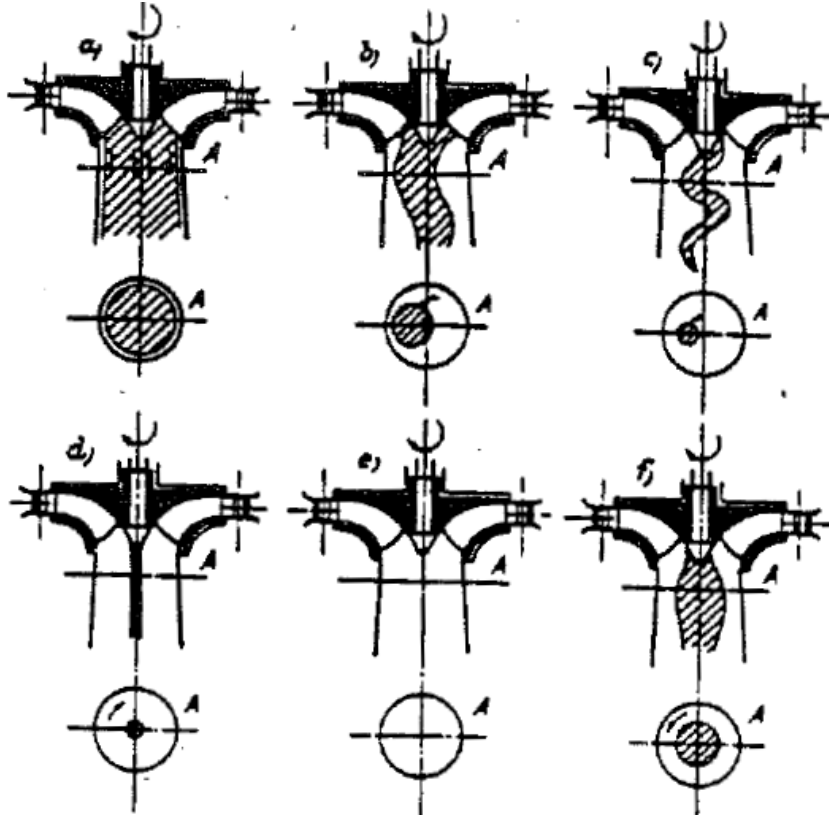
Agouzoul [9] 3 boyutlu sıkıştırılamaz türbülanslı akışların modellenmesi için bir sayısal yöntem geliştirmiş ve bu yöntemi yayıcı içindeki birçok akış durumunun hesaplanması için kullanmıştır.

Mao [10] yayıcıdaki döner girdap halatı (vortex rope) oluşumunun fiziksel nedeninin, yayıcının kısmi yük şartlarında çalışılırken dirsekteki dönen akıştan ileri geldiğini savunmuştur.

Susan-Resiga [4] ise yayıcıdaki içindeki akışın eksenel ve çevresel hız profillerini analitik olarak ortaya koymuştur. Hem eksenel hem de çevresel hız profilleri açısal hız (Ω), karakteristik girdap yarıçapı (R) ve girdap eksenine olan radyal uzaklığın (r) fonksiyonu olarak hesaplanmıştır.

1.3 Yük Değişimlerinin Döner Girdap Halatı Oluşumuna Etkisi

Yukarıda da belirtildiği gibi, özellikle kısmi yük altında çalışma sırasında döner girdap halatı oluşmaktadır. Bununla birlikte, farklı kısmi yüklerde yayıcı akışı ve döner girdap halatı biçimleri de farklılaşmaktadır. Aşağıdaki şekilde değişik yüklerdeki yayıcı akışları görülmektedir.



Şekil 1.3 : Değişik yüklerdeki yayıcı akışları [11].

a- Çok küçük yükler:

Ölü su çekirdeği bütün yayıcı kesitini doldurmuş durumdadır. Çalışma çok sorunlu değildir.

b- % 30-40 yük bölgesi:

Vorteks kısmen eksantriktir, hatve büyüktür, basınç salınımları büyüktür, tehlikeli çalışma bölgesidir.

c- %40-55 yük bölgesi:

Vorteks fazla eksantriktir, vida şeklindedir, hatve “b” dekinden daha küçüktür, basınç salınımları büyüktür, tehlikeli çalışma bölgesidir.

d- % 70-75 yük bölgesi:

Vorteks çekirdeği eksantrik değildir, basınç salınımları çok azdır. Çalışma rahattır.

e- % 75-85 yük bölgesi:

Vorteks yoktur, basınç salınımı yoktur ve düzgün bir çalışma vardır.

f- Aşırı yük bölgesi:

Vorteks hemen türbin göbeğinin bittiği noktadan başlar. Düşük seviyeli basınç salınımları görülür.

2. SAYISAL ÇÖZÜM AĞI (MESH) OLUŞTURULMASI

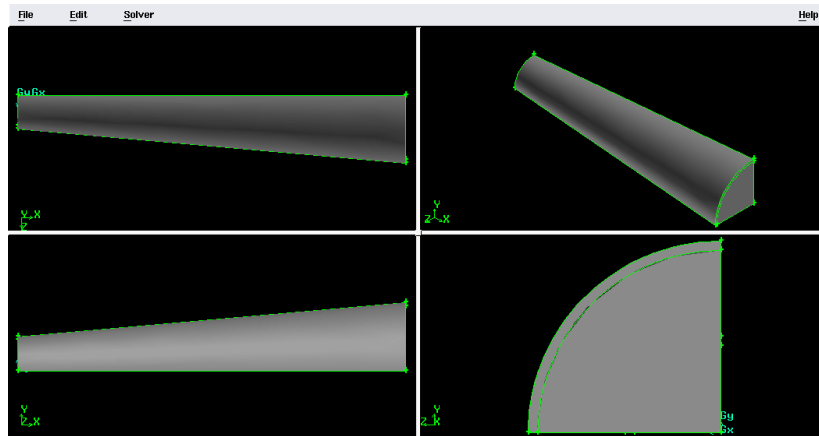
2.1 Giriş

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) çalışmalarının ilk ayağı, çalışılacak geometrinin oluşturulması ve bu geometri üzerinde sayısal çözüm ağının (mesh) oluşturulmasıdır. Model üzerindeki sayısal çözüm ağı, CFD sonuçlarına ve bilgisayarın performansına doğrudan etki ettiğinden son derece titizlikle oluşturulmalıdır.

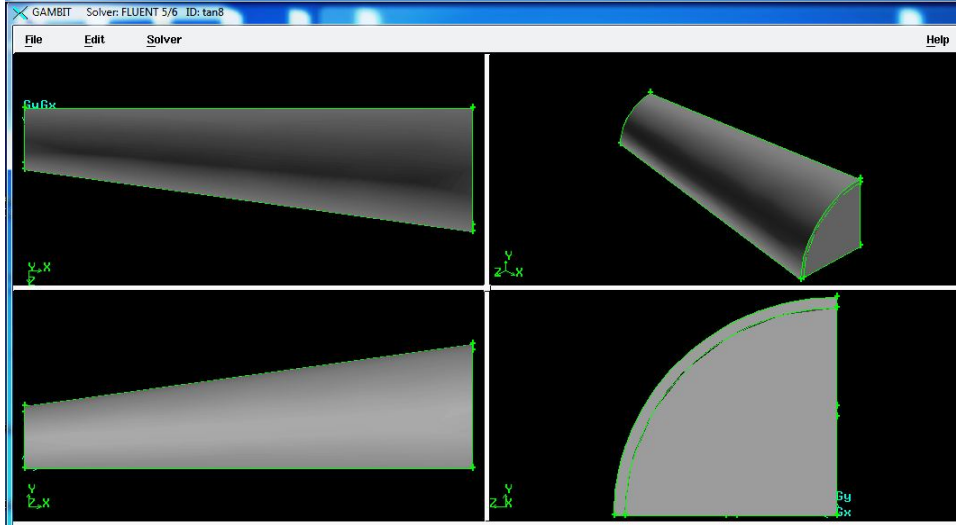
2.2 Geometrinin Oluşturulması

Sayısal çözümlemenin ilk adımı, sayısal çözüm ağı (mesh) oluşturmaktır. Bu doğrultuda öncelikle geometri oluşturulmalıdır.

Problemi basitleştirmek adına, ilk olarak genişleyen bir kanaldaki akış ele alınmıştır. Buradaki tüm çizimler ve sayısal çözüm ağı oluşturma işlemleri “Gambit” ile yapılmıştır. Bunun için öncelikle, giriş çapı 1m ve çıkış çapı 2m olan, kesik koni şeklinde bir kanal geometrisi üzerinde durulmuştur. Koninin tepe açısı 10° ve 16° olduğu iki durum incelenmiştir. Ayrıca, kesik konu şeklindeki kanalın simetrik özelliği göz önünde bulundurularak kanal, koninin çeyreği olacak şekilde çizilmiştir. Böylelikle tüm akış alanı için ağ örülmemiş, sadece çeyreği için ağ örülmüştür. Bu durum, bilgisayar yükünü büyük ölçüde hafifletecektir.

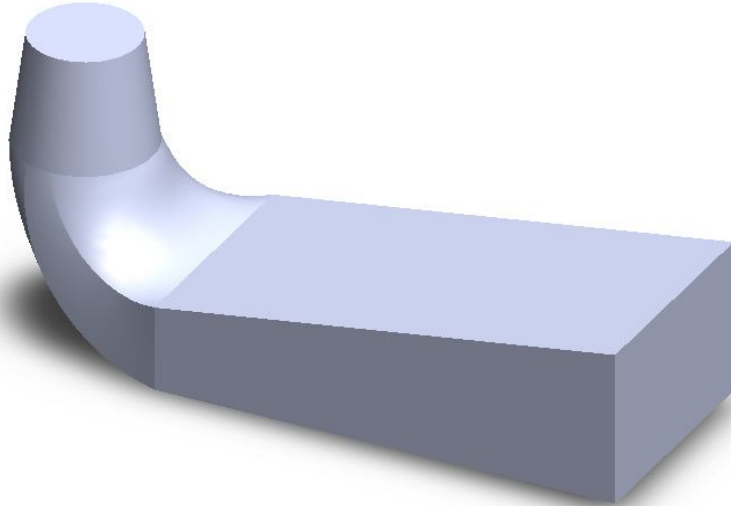


Şekil 2.1 : Tepe açısı 10° olan kesik koni şeklindeki kanal.



Şekil 2.2 : Tepe açısı 16° olan kesik koni şeklindeki kanal.

Bunun dışında, gerçek bir model deneyi göz önünde bulundurularak dirsekli bir francis türbini yayıcısı çizilmiştir. Yayıcının kesit alanı değişkenlik gösterdiğinden ve çizimi nispeten daha zor olduğundan, çizimde “Solid Works” programı kullanılmıştır. Sayısal çözüm ağı oluşturulurken küçük yuvarlatmaların büyük zorluklar çıkaracağı öngörülerek çizimde bazı basitleştirmeler de yapılmıştır.



Şekil 2.3 : Dirsekli yayıcı.

2.3 Sayısal Çözüm Ağı Değişkenlerinin Seçimi

Sayısal çözüm ağı oluşturmaya, sınır tabakanın oluşturulması işlemi ile başlanmıştır. Boyutsuz duvar uzaklığı (y^+) gibi, istenen türbülans değerlerinin sağlanması adına ilk sınır tabakanın yüzeye olan uzaklığı (a), sınır tabaka büyüme faktörü (b/a) ve sınır tabaka sıra sayısı (Rows) değerleri girilerek tüm duvar yüzeyinde sınır tabaka oluşturulmuştur.

Create Boundary Layer

Diagram: A grid of yellow squares representing the boundary layer. Labels: 'a' (bottom row height), 'b' (middle row height), 'c' (top row height), 'W' (width). A 'Show' button is present.

Definition:

Algorithm: Uniform

First row (a): 0.0001

Growth factor (b/a): 1.4

Rows: 12

Depth (D): 0.0139235

☐ Internal continuity

☐ Wedge corner shape

Transition pattern:

1:1 4:2 3:1 5:1

Transition Rows:

Attachment:

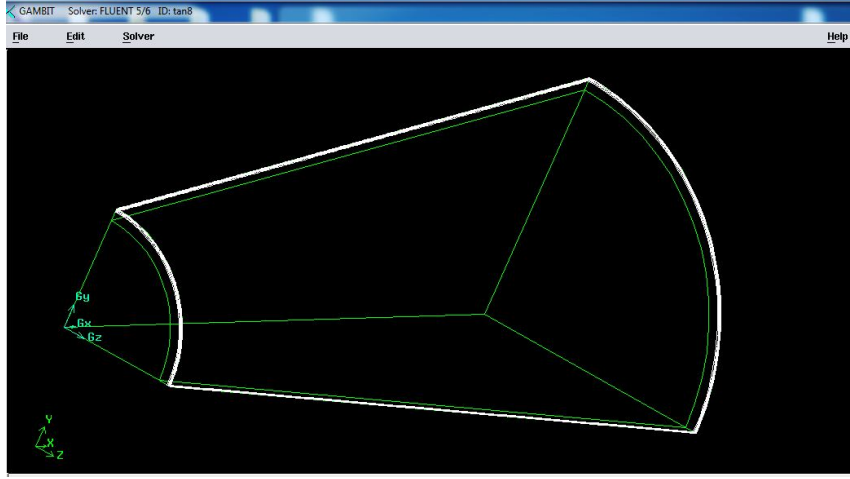
Faces: face.3

Label:

Apply Reset Close

Şekil 2.4 : Sınır tabakaya ait verilerin belirlenmesi.

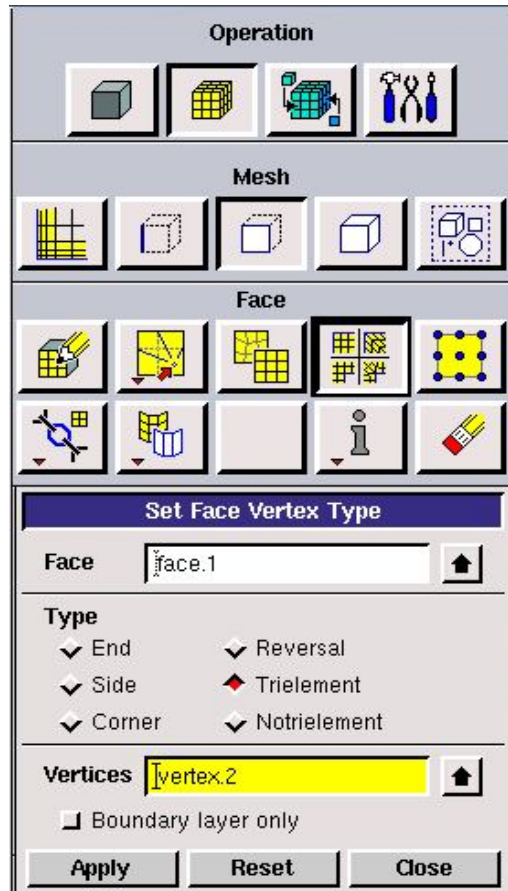
İlk sınır tabakanın yüzeye olan uzaklığı 0,0001m, sınır tabaka büyüme faktörü 1,4 ve sınır tabaka sıra sayısı 12 olarak seçilmiştir.



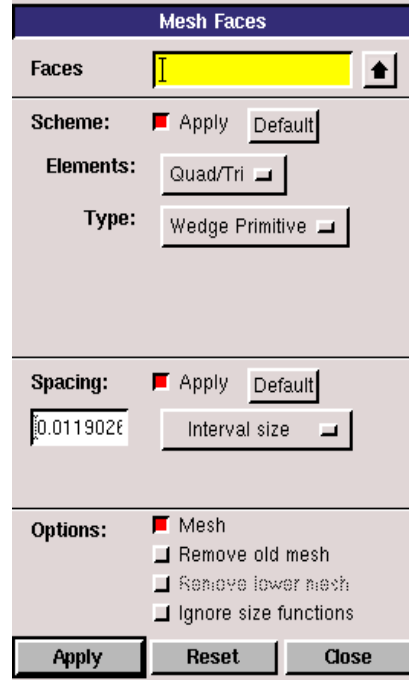
Şekil 2.5 : Duvar yüzeyi boyunca oluşturulmuş sınır tabaka.

Burada, ilk sınır tabakanın yüzeye uzaklığı (a) ne kadar küçük seçilirse boyutsuz duvar uzaklığı (y^+) da o kadar küçük olacaktır.

Duvar yüzeyine sınır tabaka oluşturulduktan sonra, sıra giriş ve çıkış yüzeyleri ile tüm hacimde sayısal çözüm ağı oluşturmaya gelmiştir. Bunun için ilk olarak giriş ve çıkış yüzeylerinde sayısal çözüm ağı oluşturulacaktır.

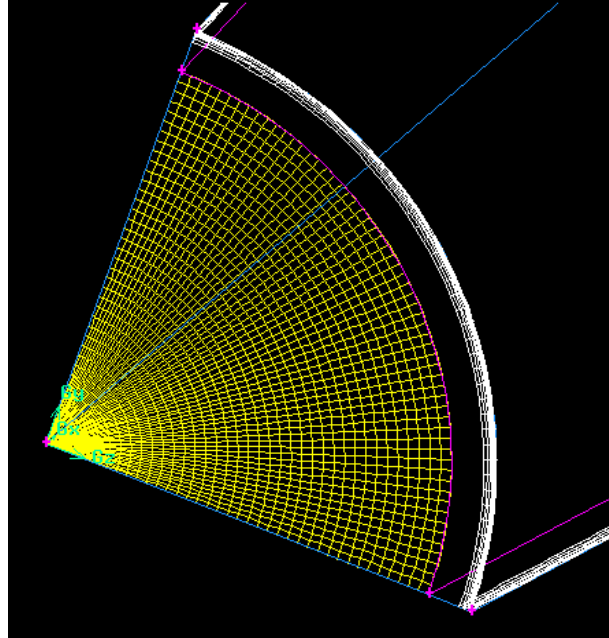


Şekil 2.6 : Sayısal çözüm ağı elemanlarının tiplerinin belirlenmesi.



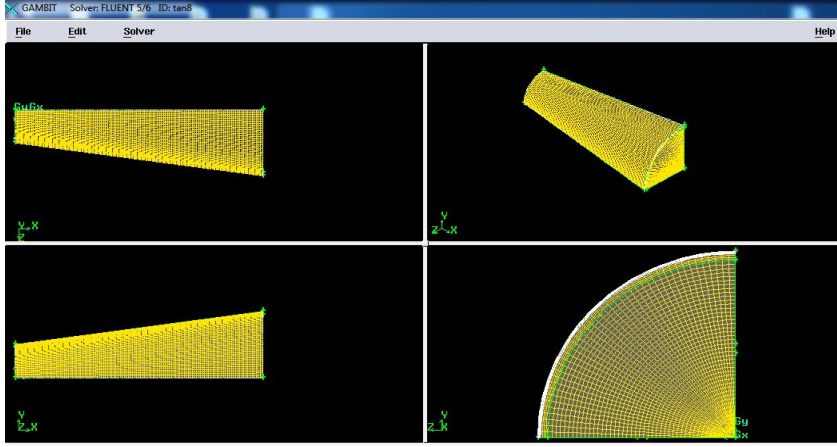
Şekil 2.7 : Giriş ve çıkış yüzeylerinde sayısal çözüm ağının oluşturulması.

Bu işlemde giriş ve çıkış yüzeylerinin köşeleri (kanal kesiti tam daire olarak düşünüldüğünde dairenin merkezi) “triangle”, uç kısımlar ise “end” olarak belirlenmiştir. Böylelikle, dörtgen şeklinde sayısal çözüm ağı oluşturulabilmek mümkün olmuştur.



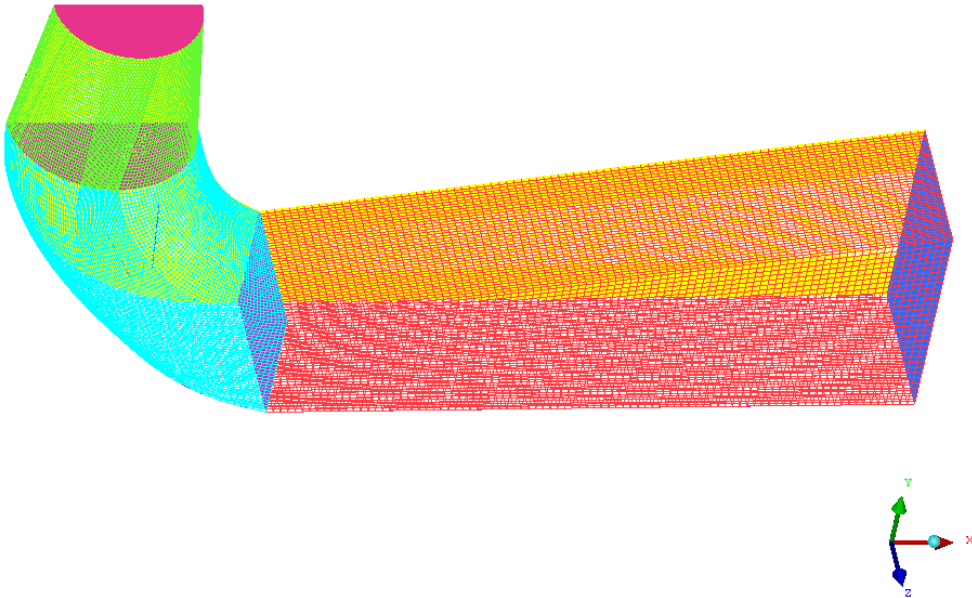
Şekil 2.8 : Girişte dörtgen şeklinde oluşturulan sayısal çözüm ağı.

Daha sonra, sıra tüm hacimde sayısal çözüm ağı oluşturmaya gelmiştir. Tüm hacim için sayısal çözüm ağı oluşturma işlemi, giriş ve çıkış yüzeylerindeki sayısal çözüm ağı temel alınarak yapılmıştır.



Şekil 2.9 : Tüm hacimde oluşturulan sayısal çözüm ağı.

Son olarak, dirsekli bir Francis türbini yayıcısı çizilerek bu geometri üzerinde sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Dirsekli yayıcının çiziminde “Solid Works”, yayıcı üzerinde sayısal çözüm ağı oluşturulmasında “ICEM” programları kullanılmıştır. Burada da bir önceki genişleyen kanalda olduğu gibi, geometrinin simetrik özelliğinden faydalanılmış ve yarısı üzerinde çalışılmıştır.



Şekil 2.10 : Dirsekli yayıcıdaki sayısal çözüm ağı.

Bundan sonraki aşama, sayısal çözüm ağı üzerinde uygun sınır şartlarının tanımlanmasıdır. Ardından, süreklilik (kütlenin korunumu) denklemi ve Navier – Stokes (momentumun korunumu) denklemleri eş zamanlı olarak çözülerek sonuçlar irdelenecektir.

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (CFD) ANALİZLERİ

3.1 Giriş

Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yardımı ile, ısı etkileşimlerinin de dahil olduğu pek çok akış problemi daha pratik ve etkin bir biçimde çözülebilmektedir. CFD yardımı ile matematiksel olarak karmaşık denklemlerle ifade edilebilen sistemlerin analitik çözümüne gerek kalmadan, sayısal çözüm elde edilebilmektedir. Ayrıca, sayısal olarak problem çözümü ile deneysel çalışmalara göre daha hızlı yol almak mümkün olmaktadır.

3.2 Türbülans Modelinin Seçimi

Türbülanslı gerilmeler için matematiksel bir tanımın geliştirilmesi 1877 yılında Boussinesq'in eddy viskozitesi kavramını ortaya atmasıyla başlamıştır. O zamandan günümüze kadar Reynolds, Prandtl ve Kolmogorov gibi birçok araştırmacı tarafından türbülans ve türbülansın modellenmesi ile ilgili çalışmalar yapılmıştır [11]. Bu çalışmalar sonucu, ortaya cebirsel (sıfır denklemlilik), bir denklemlilik, iki denklemlilik gibi birçok türbülans modeli ortaya çıkmıştır. Türbülans modellemesi için Navier – Stokes ve süreklilik denklemleri birlikte çözülmelidir. Sıkıştırılamaz ve daimi akış için, bu denklemlerin kartezyen koordinatlardaki ifadeleri aşağıdaki gibidir [12]:

Momentum (x yönü)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wu) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \left[\mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.1)$$

Momentum (y yönü)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wv) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \left[\mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.2)$$

Momentum (z yönü)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \left[\mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.3)$$

Süreklilik

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (3.4)$$

Türbülans modelinin oluşturulmasına, tüm bu denklemlerin zaman ortalaması alınarak başlanmaktadır. Denklemlerdeki tüm terimler anlık değerler olduğundan, bu terimlerin, zamana göre ortalaması alınmış (time mean) ve değişken (fluctuating) iki kısımdan oluştuğu düşünülmektedir (örneğin $u = \bar{u} + u'$). Tüm bu değişkenler ana denklemlerde yerine konduğunda sadece momentum ve ısı yayılım katsayıları bakımından, anlık denklemlerden farklılık gösterdiği görülecektir.

3.3 Seçilen Türbülans Modelinin İncelenmesi

Standart $k - \varepsilon$ yönteminde olduğu gibi RNG (Renormalizasyon Grup) $k - \varepsilon$ yöntemi de anlık Navier – Stokes denklemlerinden türetilmiştir. Yakhot ve Orzag tarafından ortaya atılan ve renormalizasyon grup teorisi denen bir yöntem modelin temelini oluşturmaktadır. Anlık Navier – Stokes denklemlerinin RNG, tıpkı standart $k - \varepsilon$ türbülans modelindeki türetilmesi sırasında, standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli ε yöntemindeki katsayılar ek olarak, transport denklemlerindeki türbülanslı kinetik enerji (k) ve yayılımına ek bazı terimler gelmektedir. Bu türbülans modelinin seçilmesinin en büyük nedeni, girdaplı akışların doğruluğunu arttırmak için, akışın dönme etkilerini dikkate almasıdır. Ayrıca, geniş aralıktaki akışlar için RNG $k - \varepsilon$ türbülans modeli, standart $k - \varepsilon$ türbülans modeline göre daha doğru ve güvenilir sonuçlar vermektedir [11]. RNG $k - \varepsilon$ türbülans modelinin transport denklemleri aşağıda gösterilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.6)$$

Burada $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ RNG teorisinden analitik olarak elde edilen sabitlerdir ve değerleri aşağıdaki gibidir;

$$C_{1\varepsilon}=1,42$$

$$C_{2\varepsilon}=1,68$$

$$C_\mu=0,0845$$

G_k ortalama hız gradyenlerinden kaynaklanan türbülanslı kinetik enerji üretim terimini, G_b kaldırma kuvvetlerinden dolayı oluşan türbülanslı kinetik enerjiyi, Y_M sıkıştırılabilir türbülansın büyüyen çalkantılarının toplam disipasyon oranına etkisini temsil etmektedir. S_ε ve S_k kullanıcı tarafından tanımlanan kaynak terimlerini, α_k ve α_ε da türbülanslı kinetik enerji ve yayılımı için ters etkin (inverse effective) Prandtl sayılarını göstermektedir.

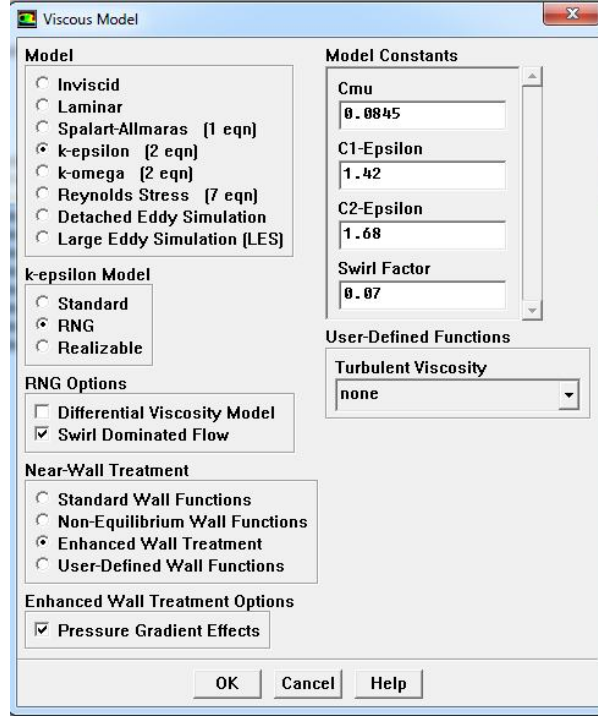
3.4 Akışın Modellenmesi ve Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Akışın modellenmesi ANSYS FLUENT programı kullanılarak yapılmıştır. Akışın modellenmesine öncelikli olarak türbülans modelinin seçilmesi ile başlanmıştır. Seçilen viskoz model RNG k – ε türbülans modelidir. Programın ara yüzünde RNG seçenekleri de bulunmaktadır. Bunlar “Diferansiyel Viskozite Modeli” ve “Girdaplı Akış Modeli”dir.

Yayıcı içindeki akış dikkate alınırken akışın türbinden çıktığı göz önünde bulundurulmalıdır. İlk yaklaşım olarak türbinden çıkan akışkanın, cebri borudan kendiliğinden akışı sırasında kazandığı bir eksenel hız bileşenine ve türbin çarkındaki dönme etkisinden dolayı kazandığı bir çevresel (teğetsel) hız bileşenine sahip olduğu düşünülebilir. Bu çevrel hız bileşenine ek olarak, akışkanın dirsekli ve genişleyen bir kanala gireceği düşünülerek, ortaya girdaplı bir akışın çıkacağı öngörülebilir. Bu nedenle RNG seçeneği olarak “Girdaplı Akış Modeli” seçilmiştir.

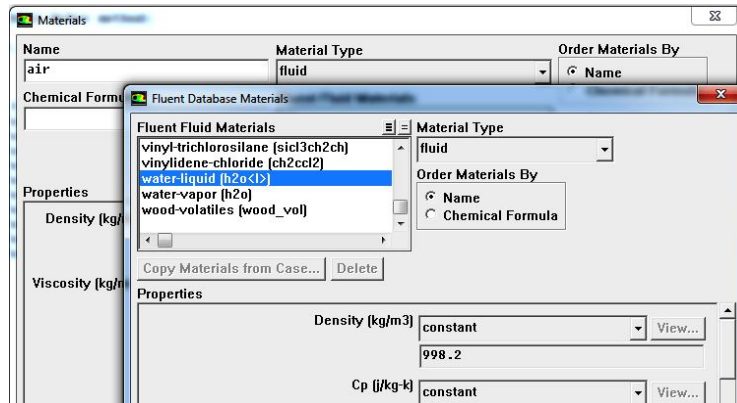
Duvar yüzey işlemi seçeneği olarak ise, yüzeydeki gradyenlerin etkileri göz önünde bulundurularak “Enhanced Wall Treatment” seçeneği seçilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken konu, analiz sonucunda hesaplanacak olan boyutsuz duvar uzaklığı (y^+) değeridir. Bu yüzey işlemi seçeneğinde boyutsuz duvar uzaklığı 5’i geçmemelidir.

Son olarak, yüzey işleme seçeneğinde basınç gradyeni etkilerinin de göz önünde bulundurulması seçeneği de işaretlenmiştir. B bunun nedeni akışkanın genişleyen bir kanaldaki hareketinin incelenmesidir.



Şekil 3.1 : Türbülans modelinin seçimi.

Bir sonraki aşama, akışkan tipinin belirlenmesidir. Akışkanımız su olduğu için FLUENT'in veri tabanına gidilerek su seçilmiştir. Burada akışkanın yoğunluğu, özgül ısısı, viskozitesi gibi değerler kendiliğinden tanımlıdır. İstenirse bu değerler üzerinde değişiklikler yapılabilir.



Şekil 3.2 : Akışkanın seçilmesi.

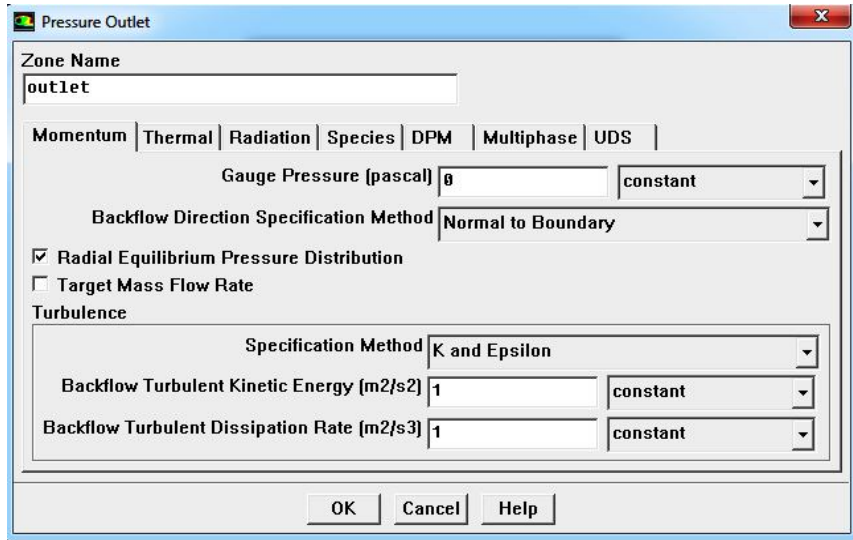
Çözücü seçeneği, türbülans modelinin belirlenmesi ve akışkan tipinin belirlenmesinin ardından sınır şartları belirlenmelidir. Daha önce de anlatıldığı gibi,

türbinden gelen akışkanın hızının eksenel ve teğetsel bileşenlerinin toplamı şeklinde ifade edilebildiği düşünülmüştür. Bu nedenle girişte silindirik koordinatlarda çalışılmış ve her bir koordinattaki hız değerleri belirlenmiştir. Farklı eksenel ve teğetsel hız değerlerinde analizler yapılarak sonuçlar irdelenmiştir.

Şekil 3.3 : Giriş sınır şartının belirlenmesi.

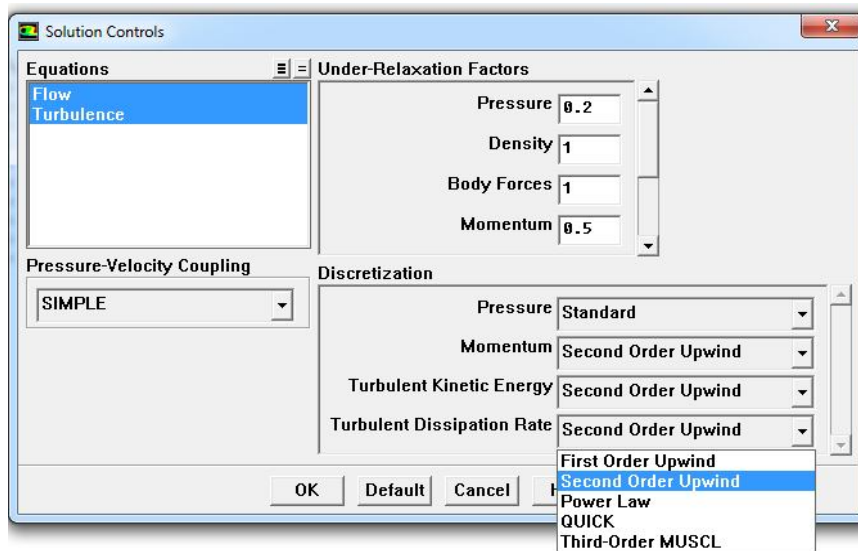
Bir diğer önemli sınır şartı çıkış sınır şartıdır. Girişin aksine, çıkışta hız değerlerinin bilinmesi ya da hesaplanması çok kolay değildir. Ancak, elimizde hıza dair bir bilgi olmasa da basınç bilgisi vardır. Bilindiği gibi, yayıcının çıkışı atmosfere açıktır. Bu nedenle, çıkış basıncı atmosfer basıncıdır; yani etkin basınç sıfırdır.

Sonucun yakınsamasını kolaylaştırmak adına da basınç dağılımının radyal olarak eşit olduğu varsayımı yapılmıştır. Bu seçenek de çıkış sınır şartı penceresinde işaretlenmiştir.



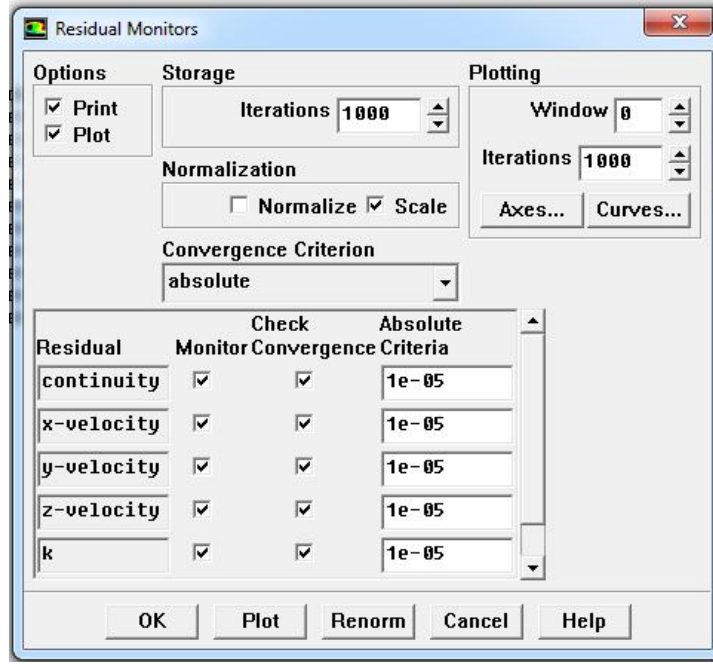
Şekil 3.4 : Çıkış sınır şartının belirlenmesi.

Bundan sonra, çözüm için nasıl bir ayrıklaştırma yapılacağı üzerinde durulmalıdır. Bilindiği gibi tüm CFD programları son elemanlar yöntemi esasına dayanır ve denklemlerin çözümü sayısal olarak yapılmaktadır. Sonlu hacimler yöntemi esasına dayanan bu çözümde, ne mertebede doğruluk isteniyorsa o mertebede ayrıklaştırma yapılmalıdır. Daha doğru bir sonuç elde etmek adına ikinci mertebeden ayrıklaştırma yapılmıştır. Ayrıklaştırmayı yaparken bir püf noktasına değinmek yerinde olacaktır. Çözümde önce birinci mertebeden ayrıklaştırma seçeneği seçilip birkaç yüz iterasyon yapıldıktan sonra ikinci mertebe ayrıklaştırma seçeneği seçilerek iterasyona devam edildiği takdirde çözümün yakınsaması daha kolay ve hızlı olacaktır. Gerekirse “under relaxation” değişkenleri de azaltılarak yakınsama kolaylaştırılabilir.



Şekil 3.5 : Ayrıklaştırma kıstaslarının belirlenmesi.

Daha sonra, mutlak yakınsama kıstasları belirlenmelidir. Bu adım, iterasyonun hangi mertebeye kadar devam edeceği ile ilgilidir. Mutlak yakınsama kıstasları, doğru çözümü elde etmek adına yeterince küçük olmalıdır. Bununla birlikte, bilgisayar işlemcisinin yükü de düşünülerek bir optimizasyona gidilmelidir. Tüm çalışmalarda mutlak yakınsama kriteri 10^{-5} mrtebesinde seçilmiştir.



Şekil 3.6 : Mutlak yakınsama kıstaslarının belirlenmesi.

Akışın modellenmesi süreci sınır şartlarının atanması, ayrıklaştırma kriterlerinin belirlenmesi ve akışkan tipinin seçilmesi gibi bir dizi işlem ile başlar. Bundan sonra çözüme nereden başlanacağı - genel olarak giriş- seçilerek süreç devam eder. Ancak, dönen makina elemanlarının, genişleyen ve spiral kanalların olduğu durumlar gibi birçok karmaşık akışın çözümünde, daha iyi bir başlangıç tahmini yapılabilirse çözüm ve yakınsama süreci kısalabilir. İşte bu amaç doğrultusunda “Full Multigrid (FMG) initialization” başlangıcı yapılabilir. Bu yöntem başlatıldığında ilk olarak, algoritma mevcut çözücü seçimini ve seçeneklerini kaydeder. Daha sonra çözücü, açık (explicit) formülasyona sahip yoğunluk tabanlı çözücüye (density based solver) dönüştürülür. Daha sonra, sürtünmesiz Euler denklemleri birinci mertebeden ayrıklaştırma yapılarak çözülür ve yaklaşık sonuç bulunur. Son olarak ilk başta seçilen çözücü ayarlarına tekrar dönülür [12]. Böylelikle daha iyi bir başlangıç şartı ile çözüme başlanır. Aşağıda bu işlem sırasında ki ekran görüntüsü görülmektedir.

```

/solve/initialize> fmg
Enable FMG initialization? [no] y

>> Reordering domain using Reverse Cuthill-McKee method:
      zones, cells, faces, done.
      Bandwidth reduction = 2656/2656 = 1.00
      Done.

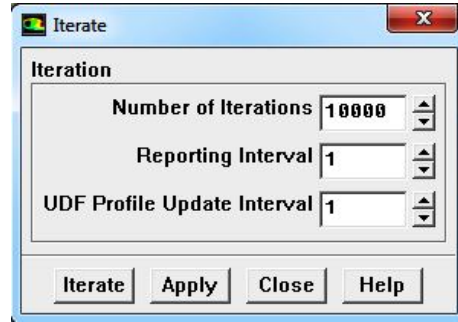
Creating multigrid levels...
Grid Level 0: 531000 cells, 1607455 faces, 545715 nodes
Grid Level 1: 66800 cells, 816955 faces, 0 nodes
Grid Level 1: 66800 cells, 206168 faces, 0 nodes
Grid Level 2: 9000 cells, 429805 faces, 0 nodes
Grid Level 2: 9000 cells, 29830 faces, 0 nodes
Grid Level 3: 1339 cells, 241678 faces, 0 nodes
Grid Level 3: 1339 cells, 4924 faces, 0 nodes
Grid Level 4: 254 cells, 154530 faces, 0 nodes
Grid Level 4: 254 cells, 1021 faces, 0 nodes
Grid Level 5: 59 cells, 103360 faces, 0 nodes
Grid Level 5: 59 cells, 283 faces, 0 nodes
Done.

```

Şekil 3.7 : Full Multigrid (FMG) initialization.

Bu yöntem kararsız (unsteady) ve çok fazlı akışlarda kullanılmamalıdır. Unutulmaması gereken nokta, bu yöntemin türbülans alanı değerlerine etki etmemesidir. Bu nedenle, hızlı yakınsama için türbülans alanı değerlerinin iyi tahmini çok önemlidir [11].

Tüm bu işlemlerden sonra iterasyona başlanabilir. İstenen mertebeye yakınsama sağlanıncaya kadar iterasyon devam eder.



Şekil 3.8 : İterasyon penceresi.

3.5 Kullanıcı Tanımlı Fonksiyonlar (UDF)

3.5.1 Kullanıcı tanımlı fonksiyonların tanımı ve kullanım yerleri

Kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF), mevcut kodun özelliklerini iyileştirmek adına, kullanıcı tarafından programlanan ve FLUENT'in çözücüsüne dinamik olarak yüklenebilen bir fonsiyondur. Kullanıcı tanımlı fonksiyonlar sınır şartlarını ayarlama, malzeme özelliklerini ve kaynak terimlerini tanımlama gibi birçok farklı alanda kullanılabilir [12].

Kullanıcı tanımlı fonksiyonlar C programlama dili ile yazılan dosyalardır. Hepsi “include udf.h” idadesini içermelidir.

Kullanıcı tanımlı fonksiyonlar çözümün başlatılması (solution initialization), işlem sonrası (post processing) iyileştirme ve mevcut FLUENT modellerinin iyileştirilmesi gibi farklı alanlarda kullanılmaktadır.

3.5.2 Çalışmada kullanıcı tanımlı fonksiyonların kullanılmasının nedeni

Daha önceki bölümlerde de açıklandığı gibi, yayıcıya giren akışkanın hızının bir eksenel bir de teğetsel bileşeni olduğu söylenebilir. Çözüm için ilk yaklaşımlarda bu değerler sabit değerler olarak kabul edilmiş ve farklı değerler belirlenerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ancak, bu konu ile ilgili yapılan geçmiş çalışmalar akışın teğetsel hız bileşeninin üniform olmadığını merkezden olan uzaklığın yani yarıçapın bir fonksiyonu olduğunu ortaya koymuştur. Bu nedenle, verilen hız profili sınır şartı olarak tanımlanmalıdır.

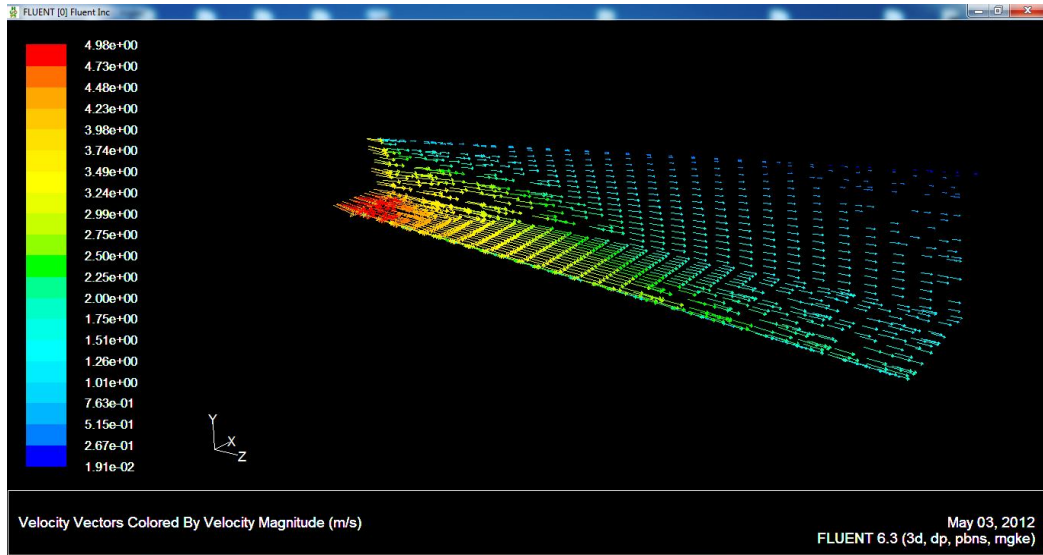
4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Burada, genişleyen kanallarda (dirseksiz yayıcı) ve dirsekli yayıcılarda incelenen akışların sonuçları üzerinde durulacaktır. Görülen akış karakterine göre öngörüle bulunup yayıcı performansının artırılması mümkündür.

4.1 Genişleyen Kanallarda Akışlar

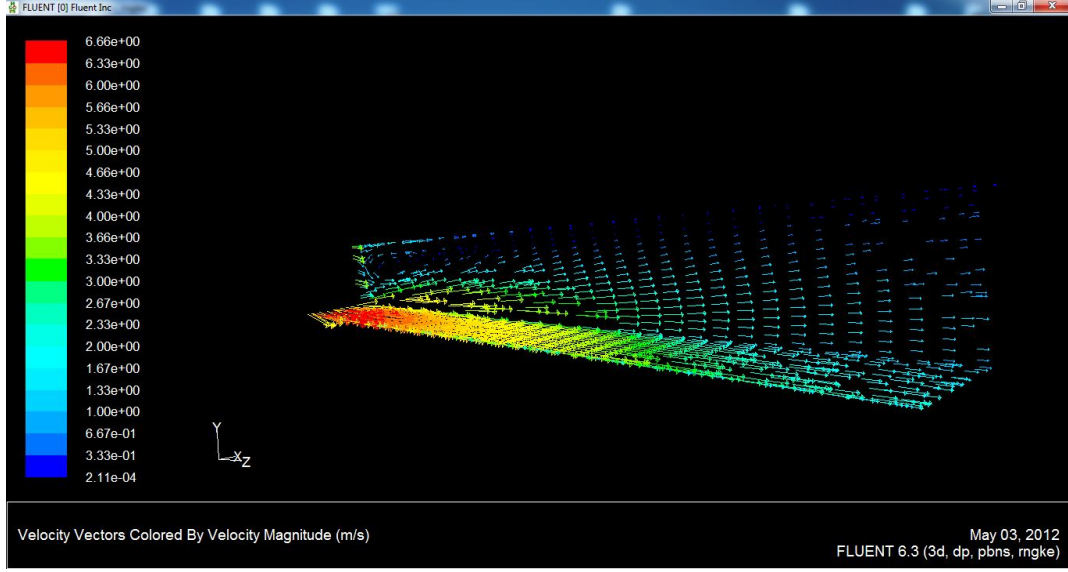
Üniform çevresel hıza sahip akışlar

Çalışmanın ilk aşamasında üniform çevresel hıza sahip akışlar incelenmiştir. Birçok farklı eksenel ve teğetsel hız değerleri için analizler yapılmıştır. Aşağıda, tepe açısı 10° olan kesik koni şeklindeki genişleyen kanalda, eksenel hızın 4m/s olduğu ve çevresel hızın sırasıyla 1m/s, 2m/s ve 3m/s olduğu durumlar için simetri yüzeylerindeki hız vektörleri gösterilmiştir.

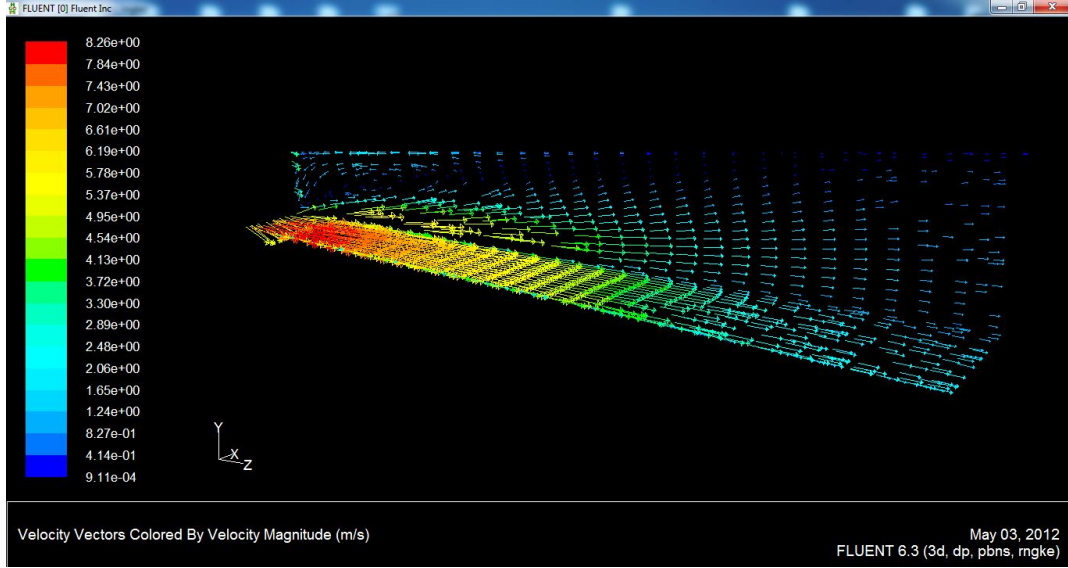


Şekil 4.1 : Tepe açısı 10° , eksenel hız 4m/s, çevresel hız 1m/s.

vektörlerine bakıldığında, herhangi bir akış ayrılmasının söz konusu olmadığı görülmekle beraber, girişteki çevresel hız bileşeninden dolayı akışın kısmen karmaşıklaştığı görülmektedir.



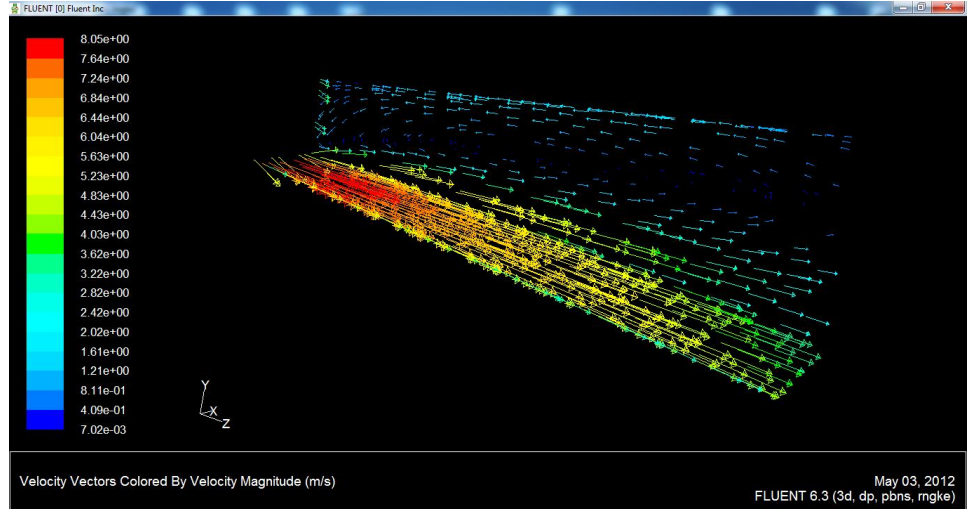
Şekil 4.2 : Tepe açısı 10° , eksenel hız 4m/s, çevresel hız 2m/s.



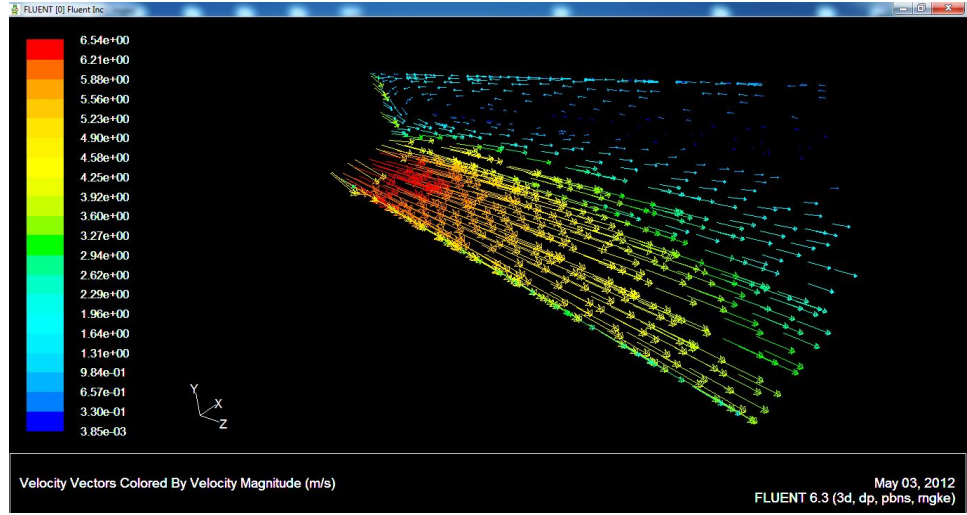
Şekil 4.3 : Tepe açısı 10° , eksenel hız 4m/s, çevresel hız 3m/s.

Şekillerden de görüldüğü üzere çevresel hız değeri büyüdükçe, girişte girdap oluşmakta ve oluşan girdap büyümektedir. Bunun yanı sıra, çevresel hız bileşeni büyüdükçe oluşan girdabın etkileri daha uzun mesafelere taşınmıştır. Nitekim, çevresel hızın 3m/s olduğu durumda girdap etkisi hemen hemen yayıcının çıkış noktasına kadar görülmektedir.

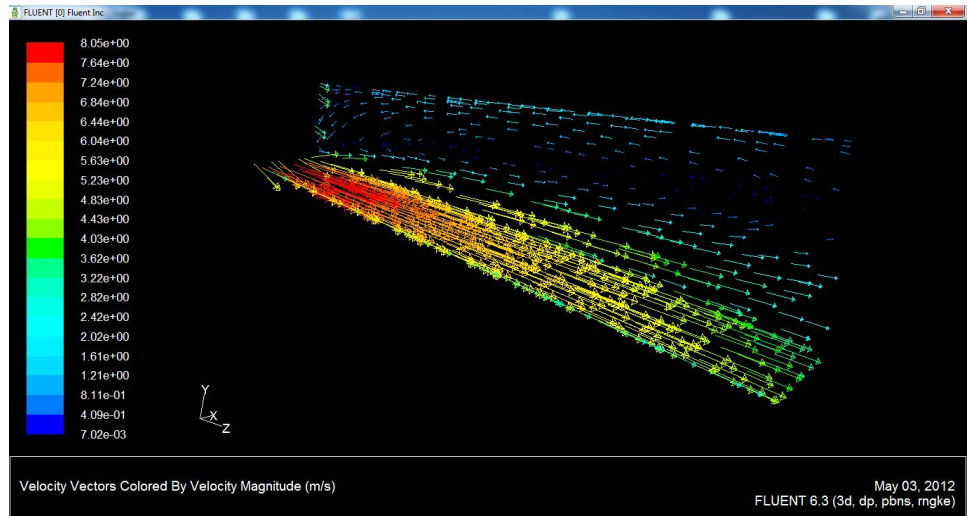
Akış ayrılmasına ve girdap oluşumuna etki eden en önemli faktörlerden biri de yayıcının genişleme açısıdır. Az önceki durum tepe açısı 10° olan durum için iken, aşağıda tepe açısı 16° olan kanalın simetri yüzeyindeki hız vektörleri görülmektedir.



Şekil 4.4 : Tepe açısı 16° , eksenel hız 4m/s, çevresel hız 1m/s.



Şekil 4.5 : Tepe açısı 16° , eksenel hız 4m/s, çevresel hız 2m/s.



Şekil 4.6 : Tepe açısı 16° , eksenel hız 4m/s, çevresel hız 3m/s.

Görüldüğü gibi, genişleme ne kadar hızlı olursa akış ayrılmaları ve girdap oluşumları da o kadar fazla olmaktadır. Bunun oluşumundaki en büyük neden, genişleyen akış sırasında oluşan ters basınç gradyenidir.

Değişken çevresel hıza sahip akışlar

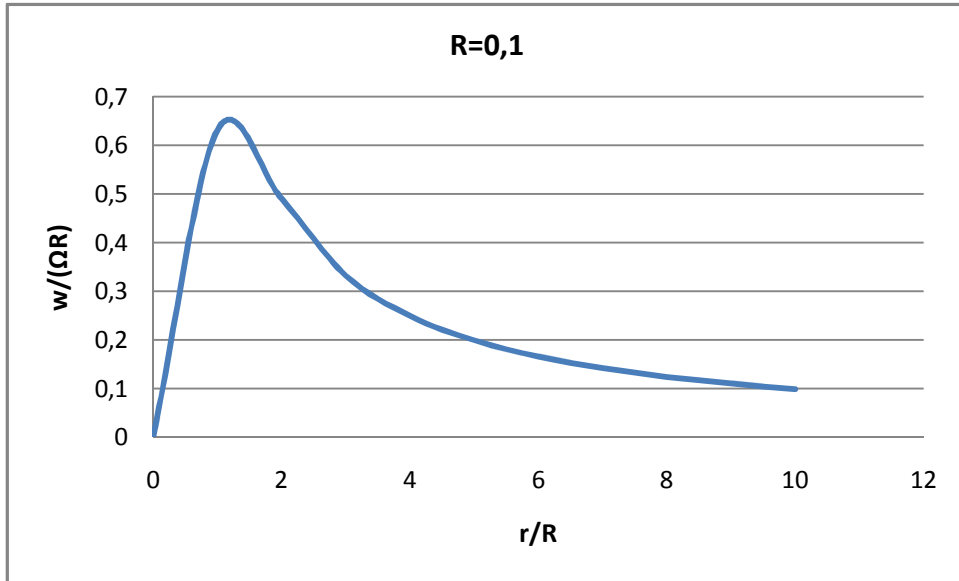
Çevresel hızın sabit olmadığı ve yayıcının giriş kesitinin merkezinden olan radyal uzaklığın bir fonksiyonu olduğu daha önce belirtilmişti. Bu nedenle, çevresel hızdaki bu değişkenliği modellemek için bir kullanıcı tanımlı fonksiyon yazılmalıdır.

Yayıcı içindeki karmaşık akışın modellenmesi konusunda birçok çalışma yapılmış ve çevresel hız bileşeninin nasıl bir karakterde olduğu bulunmuştur. Nitekim Susan-Resiga [4] çevresel hızın nasıl bir yapıda olduğunu açıkça ortaya koymuştur. Bu çalışmaya göre çevresel hız yarıçapın (r), karakteristik girdap yarıçapının (R) ve açısal hızın (Ω) fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir.

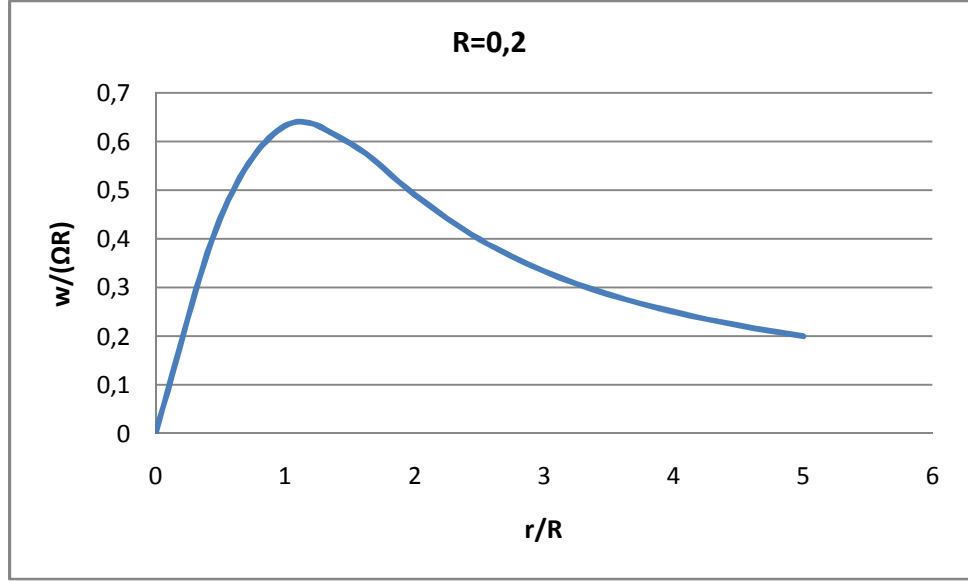
$$w(r) = \frac{\Omega R^2}{r} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{R^2}\right) \right] \quad (4.1)$$

Çalışmanın bu kısmında, çevresel hızın yukarıdaki gibi değiştiği göz önünde bulundurularak bir kullanıcı tanımlı fonksiyon oluşturulmuştur.

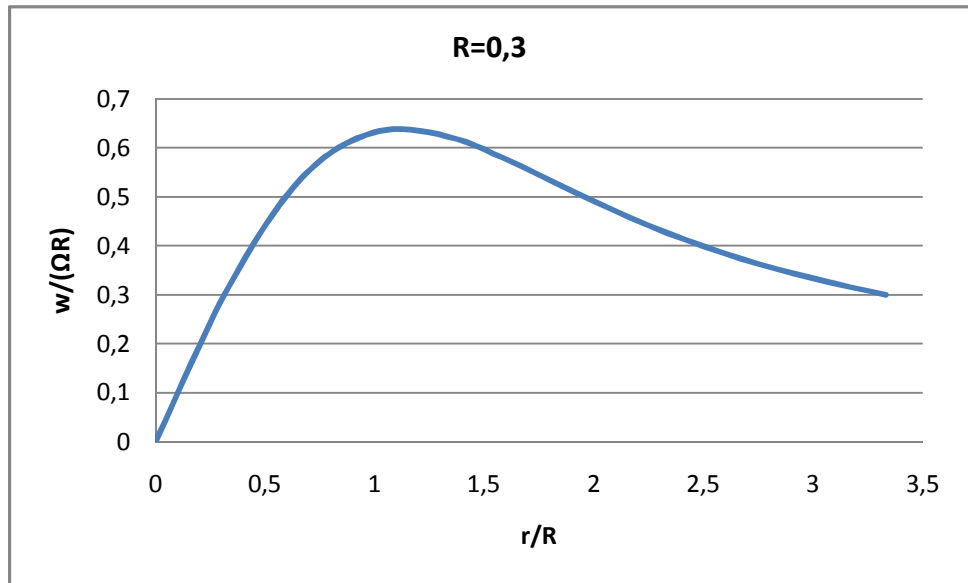
Analizler sonucu elde edilen verilere göre çevresel hız hesaplanarak boyutsuzlaştırılmış ve boyutsuz yarıçap ile değişimi irdelenmiştir.



Şekil 4.7 : Boyutsuz çevresel hızın boyutsuz yarıçap ile değişimi ($R=0,1$).



Şekil 4.8 : Boyutsuz çevresel hızın boyutsuz yarıçap ile değişimi ($R=0,2$).



Şekil 4.9 : Boyutsuz çevresel hızın boyutsuz yarıçap ile değişimi ($R=0,3$).

Buradan elde edilen sonuçlar, literatür çalışmalarında görülen sonuçlar ile bire bir uyuşmuştur. Karakteristik girdap yarıçapı arttıkça eğri giderek basıklaşmaktadır.

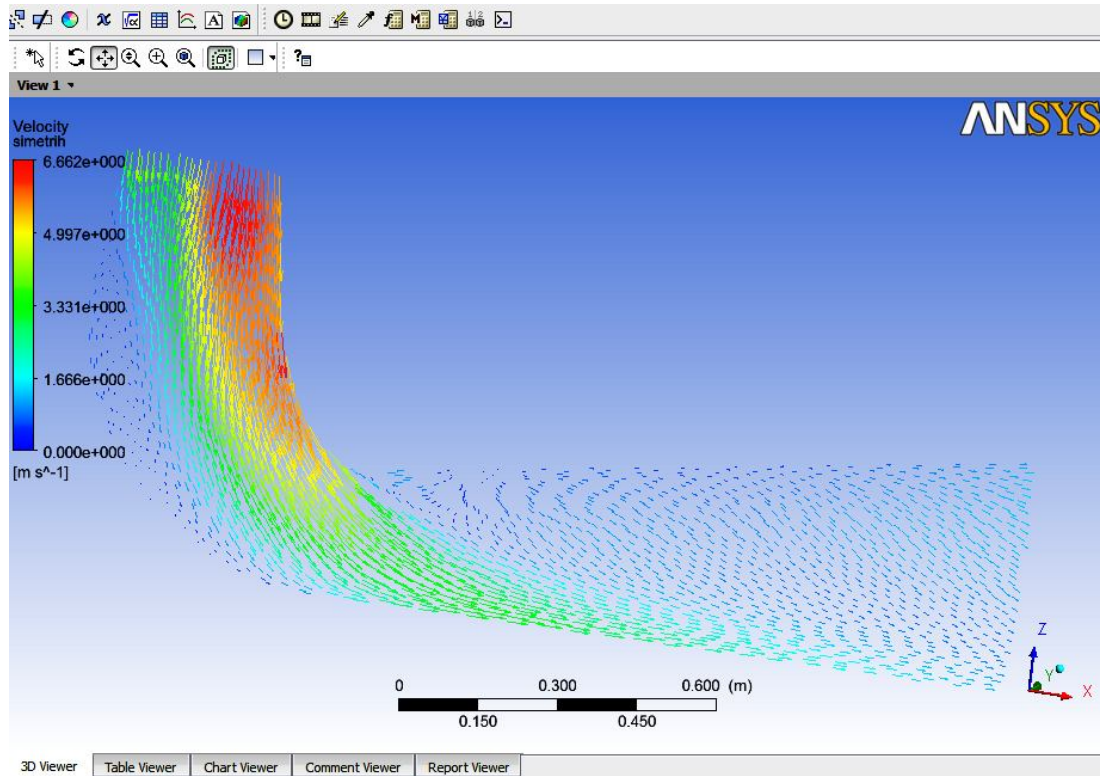
4.2 Dirsekli Yayıcılardaki Akışlar

Çalışmanın son aşamasında dirsekli yayıcılardaki akış incelenmiştir. Girişteki çevresel hız bileşeninin yanı sıra, geometrinin dirsekli olması da girdap oluşmasına neden olmaktadır.

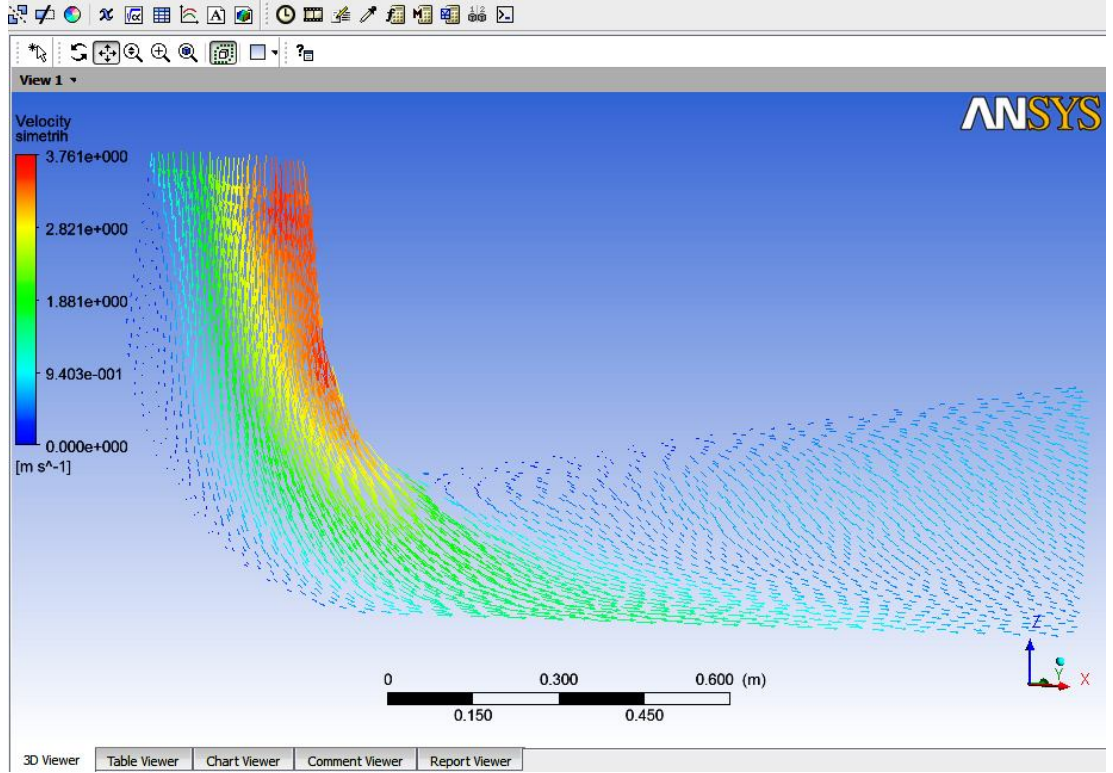
Dirsekli yayıcının modeli kısmen daha zor bir geometriye sahip olduğu için, Solid Works programı ile çizilip ICEM ile sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Daha önce de yapıldığı gibi, çevresel hız bileşeninin giriş kesitinin merkezinden olan radyal mesafenin bir fonksiyonu olduğu düşünülerek kullanıcı tanımlı fonksiyonlar kullanılmıştır. Ayrıca, ICEM programında sınır tabaka sayısal çözüm ağı oluşturma seçeneği olmadığından ve geometrinin çok büyük olmasından dolayı duvara yakın bölgelerde nispeten sık sayısal çözüm ağı oluşturulamamış ve y^+ değeri istenen mertebeye indirilememiştir. Bu nedenle, çalışmanın bu kısmında, duvar kenarında standart duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Ayrıca, hız ve basınç çıktıları alınırken, görselliğin daha iyi olması için CFD Post programı kullanılmıştır.

Dirsekli yayıcıda, tam yük ve kısmi yük için analizler yapılmış ve sonuçlar irdelenmiştir. Analiz verileri gerçek bir hidroelektrik santrali türbininin model deneylerinden elde edilmiştir. Kısmi yük durumu ise, tam yükte çalışılan debinin yarısı olarak ele alınmıştır (%50 yük bölgesi).

Dirseğin akışa etkisini görmek için, simetri yüzeyindeki hız vektörlerine bakmak yerinde olacaktır. Böylelikle akışın nerelerde hızlanıp yavaşladığı; varsa akış ayrılımları, kolaylıkla görülecektir.



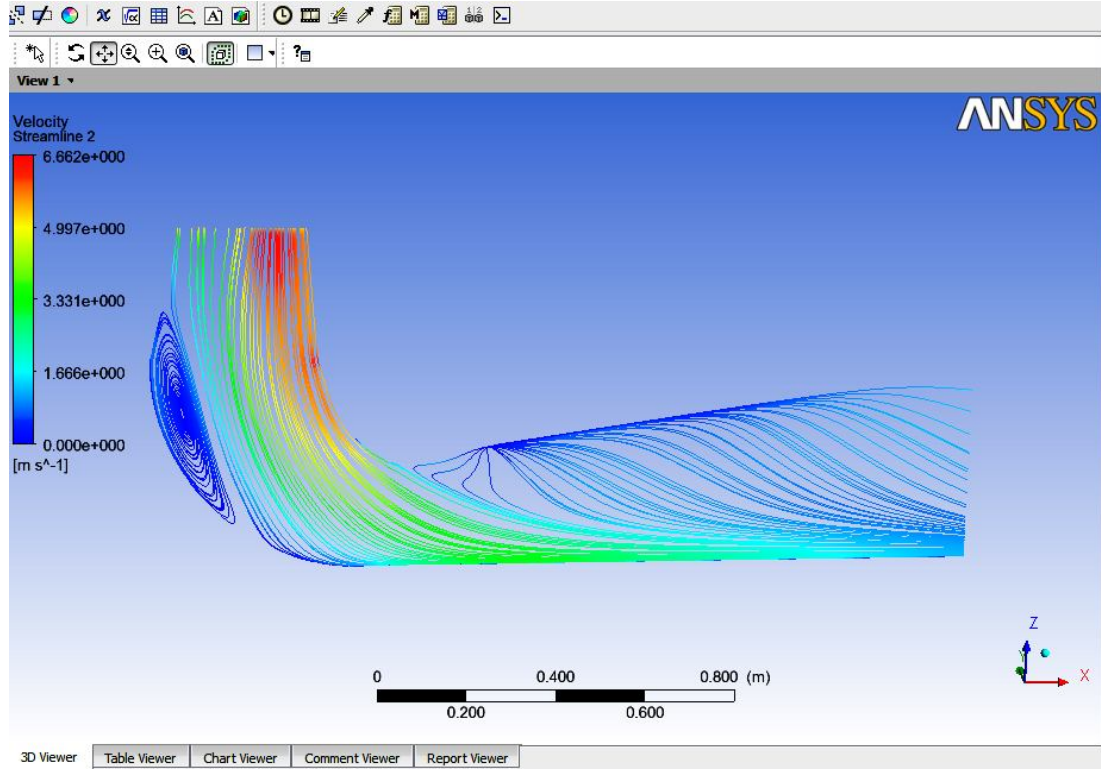
Şekil 4.10 : Tam yükte simetri yüzeyindeki hız profili.



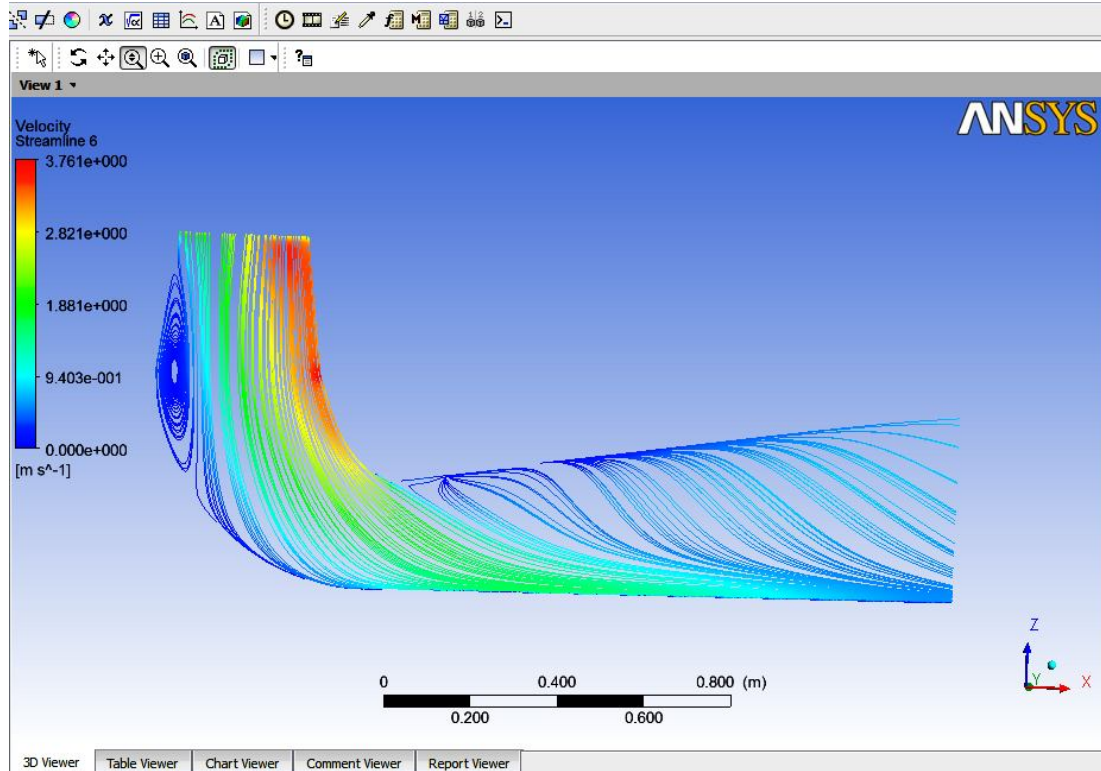
Şekil 4.11 : Kısmi yükte simetri yüzeyindeki hız profili.

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü gibi, dirsek kısmından sonra çok açık olarak akışın ayrıldığı ve geri dönerek girdap oluşturduğu açıktır. Her iki durumda da, dirsekten sonra, akışta geri dönüş bölgelerinin olduğu görülmüştür. Her iki durumda da, yayıcının simetri yüzeyindeki hız profili yapısal olarak birbirine çok benzemekte ancak, debiler ve dolayısıyla da hızlar farklı olduğu için, hız değerleri de bu ölçüde farklılık göstermektedir.

Akışın nasıl bir yapıda olduğunu anlamak için simetri yüzeyindeki akım çizgilerine göz atmak da faydalı olacaktır. Aşağıdaki şekillerde görülen akım çizgilerine bakıldığında, her iki durumda da dirsekten önce akışın geri döndüğü görülmektedir. Kısmi yükte dönme daha erken başlarken, tam yükte dönüş nispeten sonra başlamıştır. Bununla birlikte, tam yükteki dönme dirseğe kadar uzanmıştır. Kısmi yükte ise dönme daha kısa mesafede gerçekleşmiştir. Akım çizgilerinin bozulması her iki durumda da yayıcının sonuna kadar etkisini göstermektedir. Kısmi yükteki akım çizgilerinin bozulması, az da olsa tam yüke göre dah fazladır.



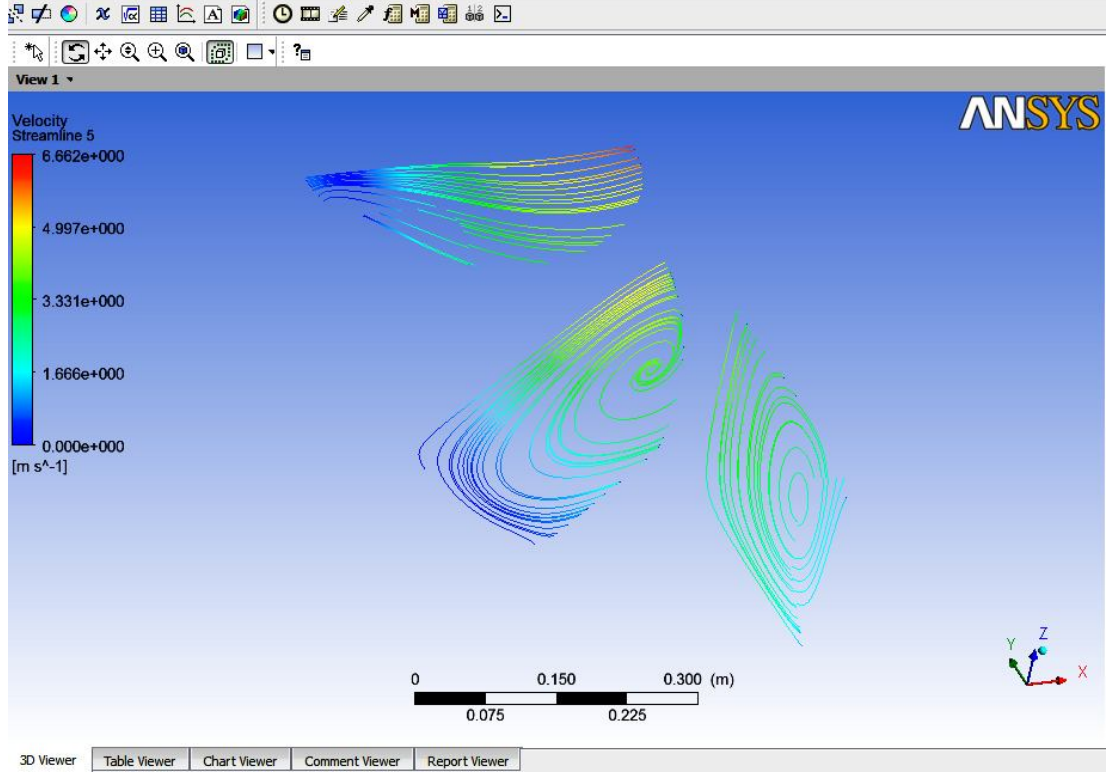
Şekil 4.12 : Tam yükte simetri yüzeyindeki akım çizgileri.



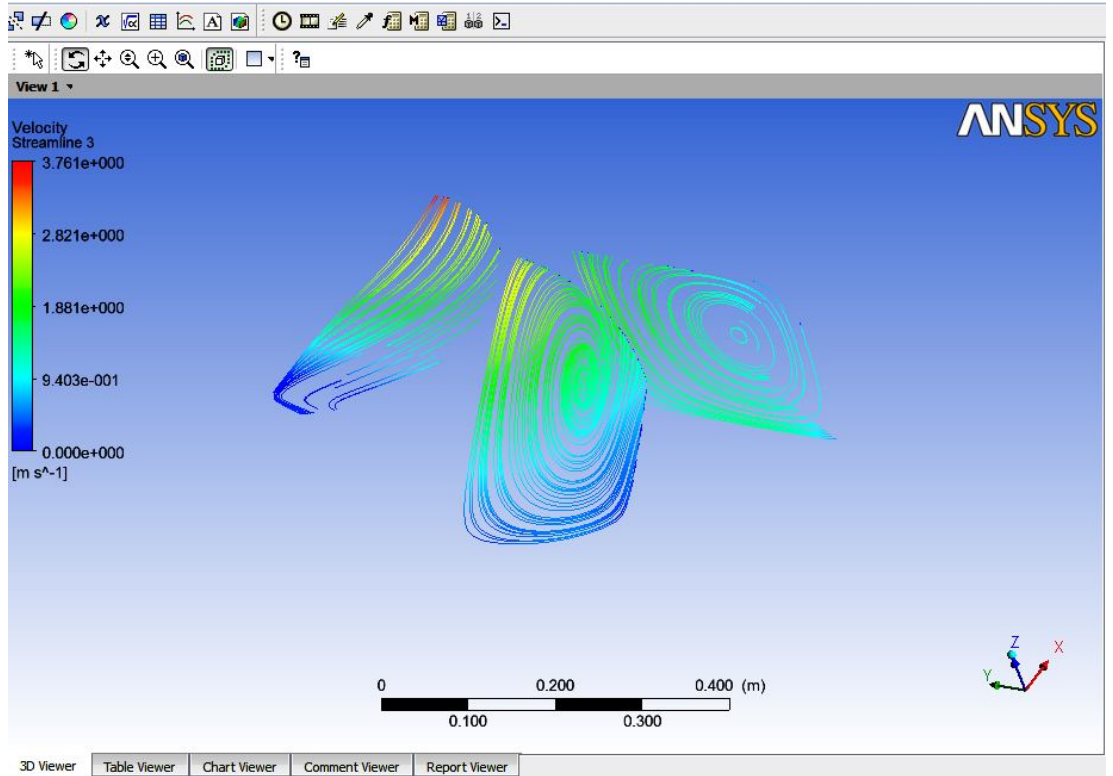
Şekil 4.13 : Kısmi yükte simetri yüzeyindeki akım çizgileri.

Dirsek bölgesinin akışın dönmesine olan etkisini göstermek adına, yayıcı nın dirsek kısmında akışa dik kesitler alınmış ve bu kesitlerdeki akım çizgileri gösterilmiştir.

Akışa dik yüzeylerdeki akım çizgilerinden de görüleceği üzere, dönme etkisinin en büyük nedeni dirsektir.

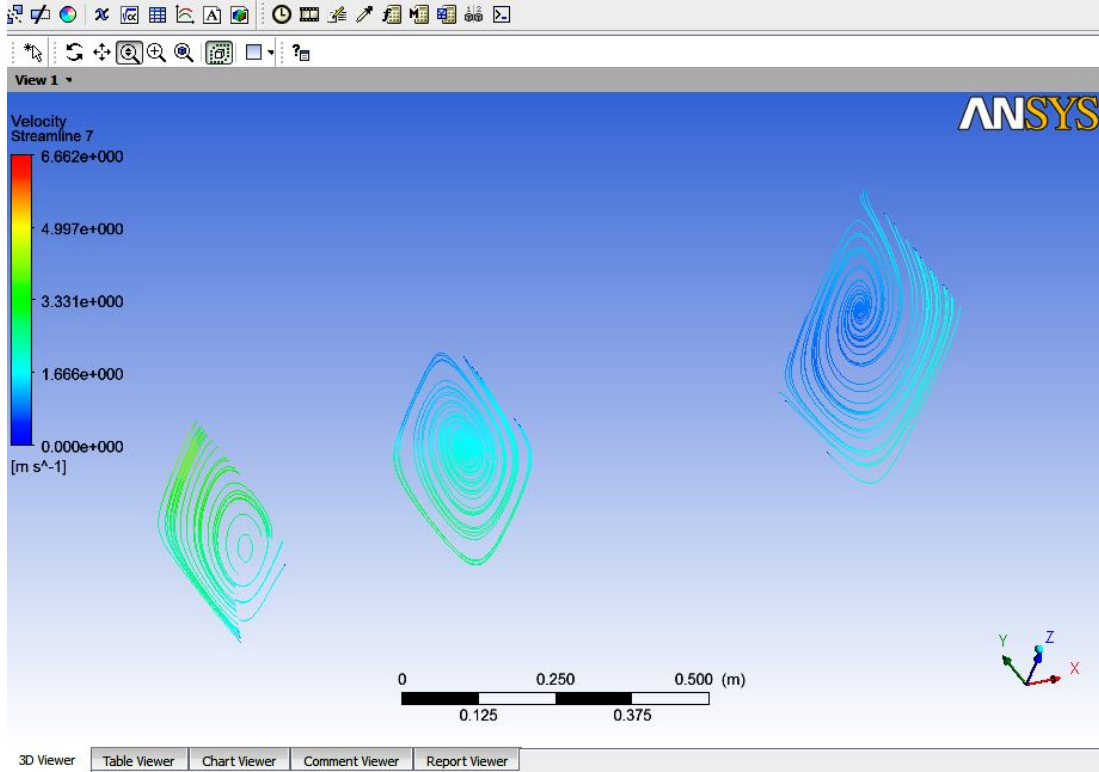


Şekil 4.14 : Tam yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.

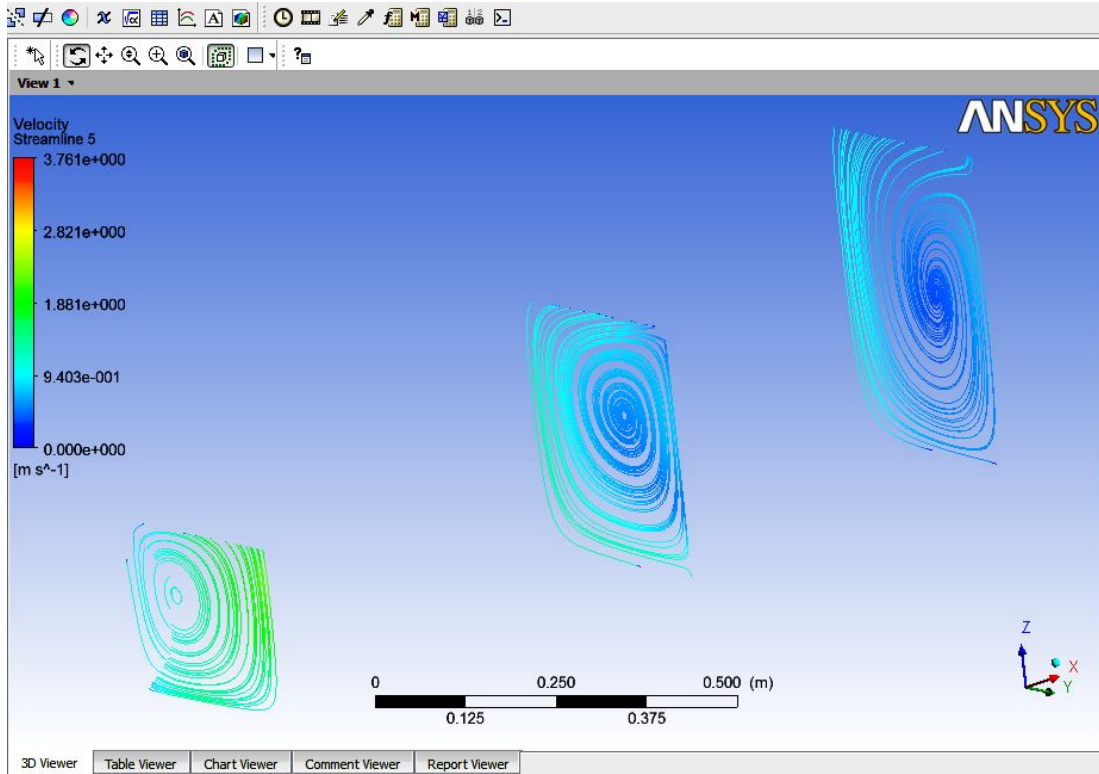


Şekil 4.15 : Kısmi yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.

Görüldüğü gibi, kısmi yükte tam yüke oranla, dönme etkisi daha şiddetli bir biçimde hissedilmektedir.



Şekil 4.16 : Tam yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.

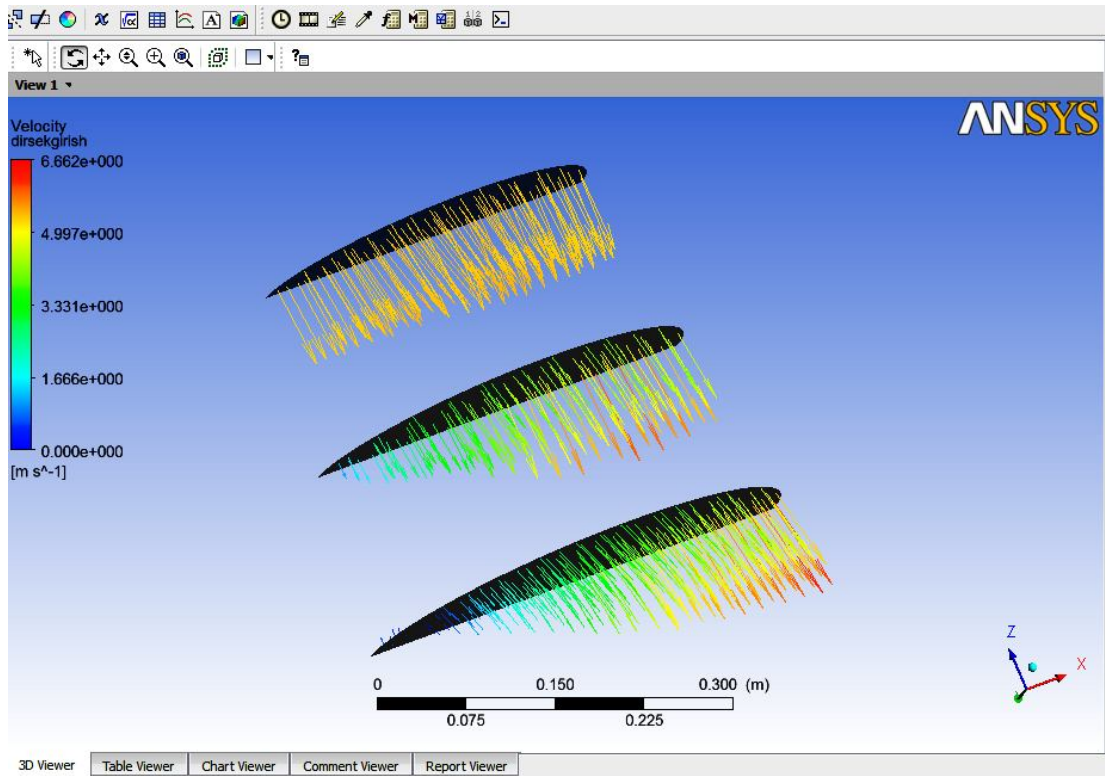


Şekil 4.17 : Kısmi yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki akım çizgileri.

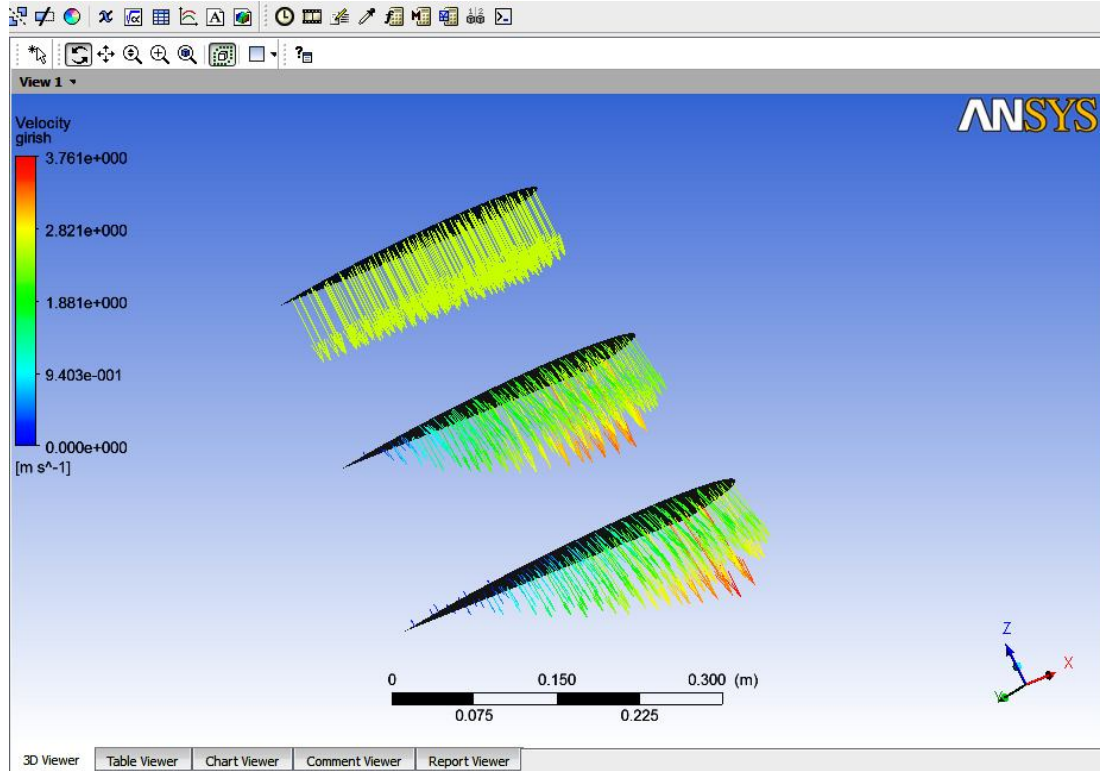
Yukarıdaki şekillere bakıldığında dirsekten sonra oluşan dönme etkisinin yayıcının çıkış bölgesinin sonuna kadar taşındığı görülmüştür.

Konik şeklindeki yayıcılarda, yayıcının tepe açısının akışa etkisi daha önce irdelenmişti. Tepe açısı ne kadar büyükse akış yarılmaları ve kopmalar o kadar kısa mesafede kendini göstermekte idi. Dirsekli yayıcının incelenmesindeki amaç, tepe açısının etkisinin yanı sıra dirseğin de akışa etkisini görmektir. Analiz sonuçları göstermektedir ki, dirseğe kadar nispeten düzgün gelen akış, dirsekten dönerek çıkmaktadır. Bu tip çalışmalar türbin içindeki akışın iyileştirilmesi ve yayıcının performansının artırılması konusunda bize yardımcı olacaktır.

Akışın girişten çıkışa kadar nasıl bir yapıya sahip olduğunu görmek için akışa dik kesitler boyunca hız profillerine bakmak yerinde olacaktır. Çalışmanın bu adımında yayıcı üç kısma ayrılmıştır. Bunlar giriş, dirsek ve çıkış bölgeleridir. Adlarından da anlaşılacağı üzere giriş kısmı dirseğe kadar olan kısım, dirsek kısmı 90°lik dönmenin olduğu kısım, çıkış kısmı ise dirsekten sonraki kısımdır.

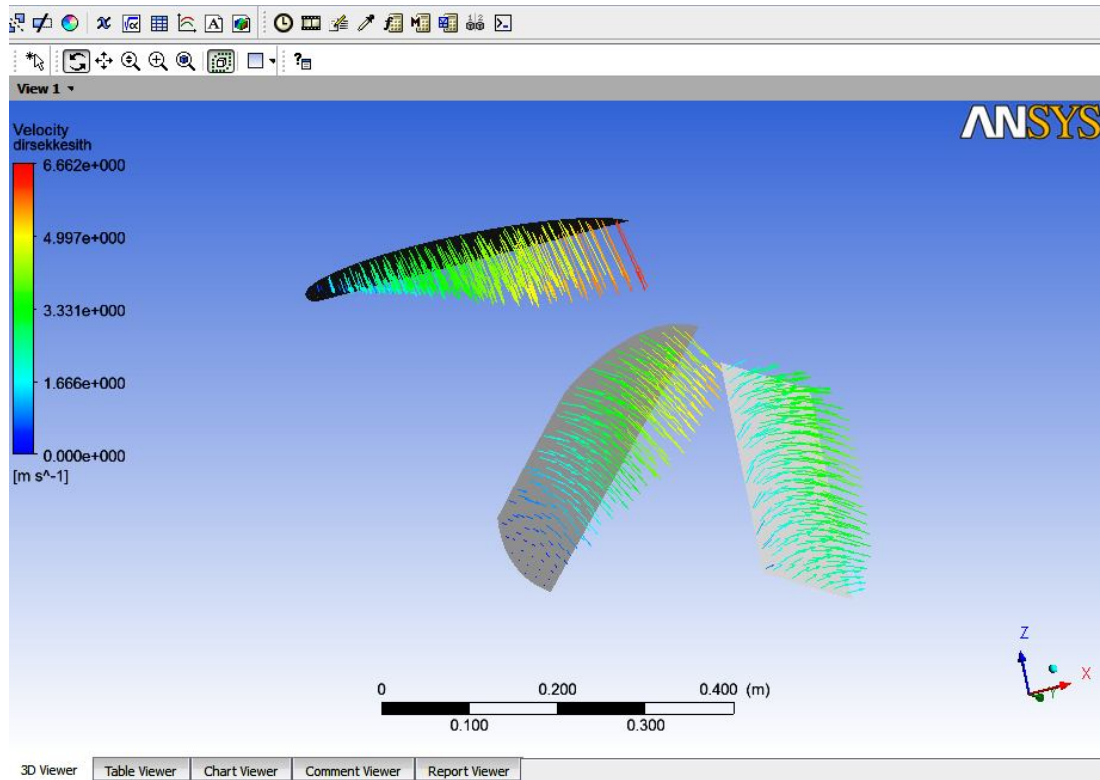


Şekil 4.18 : Tam yükte giriş bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.

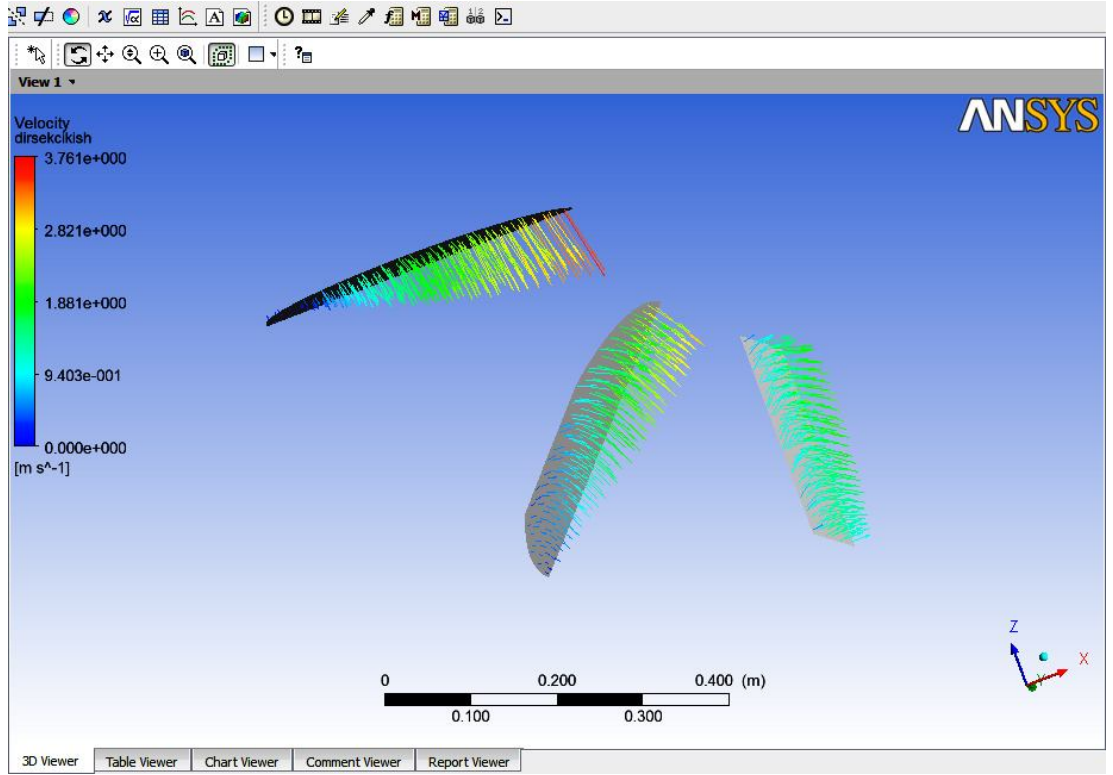


Şekil 4.19 : Kısmi yükte giriş bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.

Görüldüğü gibi giriş kısmında akış üniform olarak görünürken dirsek girişinde, dirseğin iç kısımlarına doğru hızlanma görülmüştür.

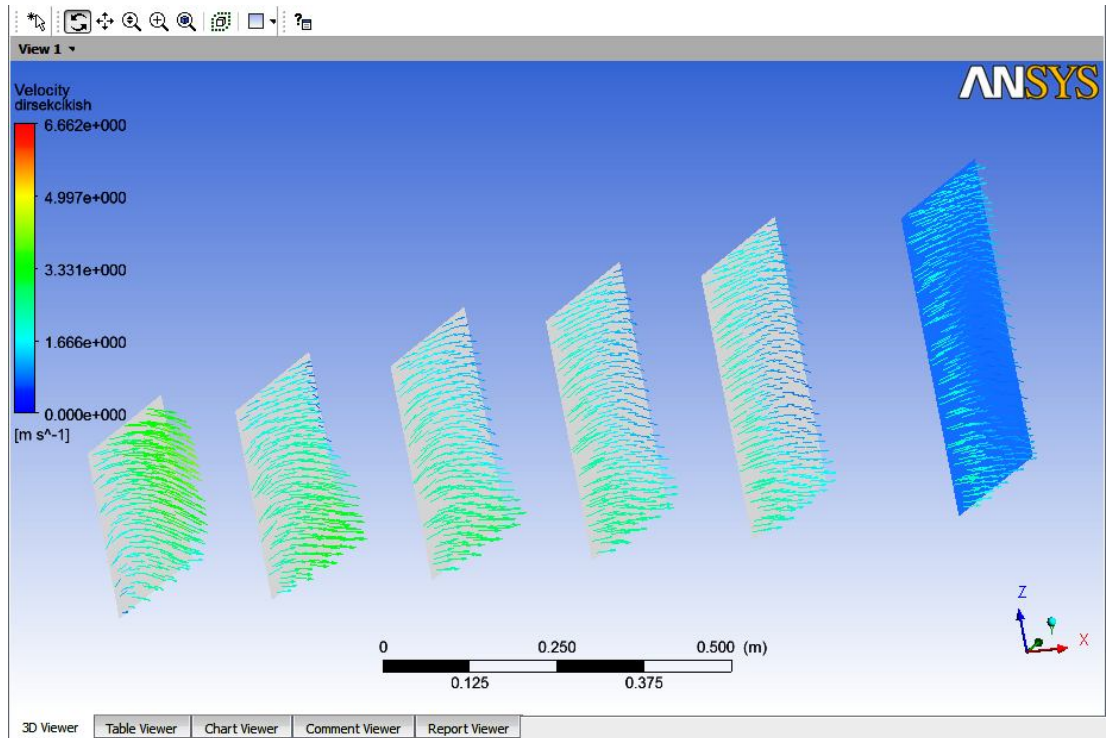


Şekil 4.20 : Tam yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.

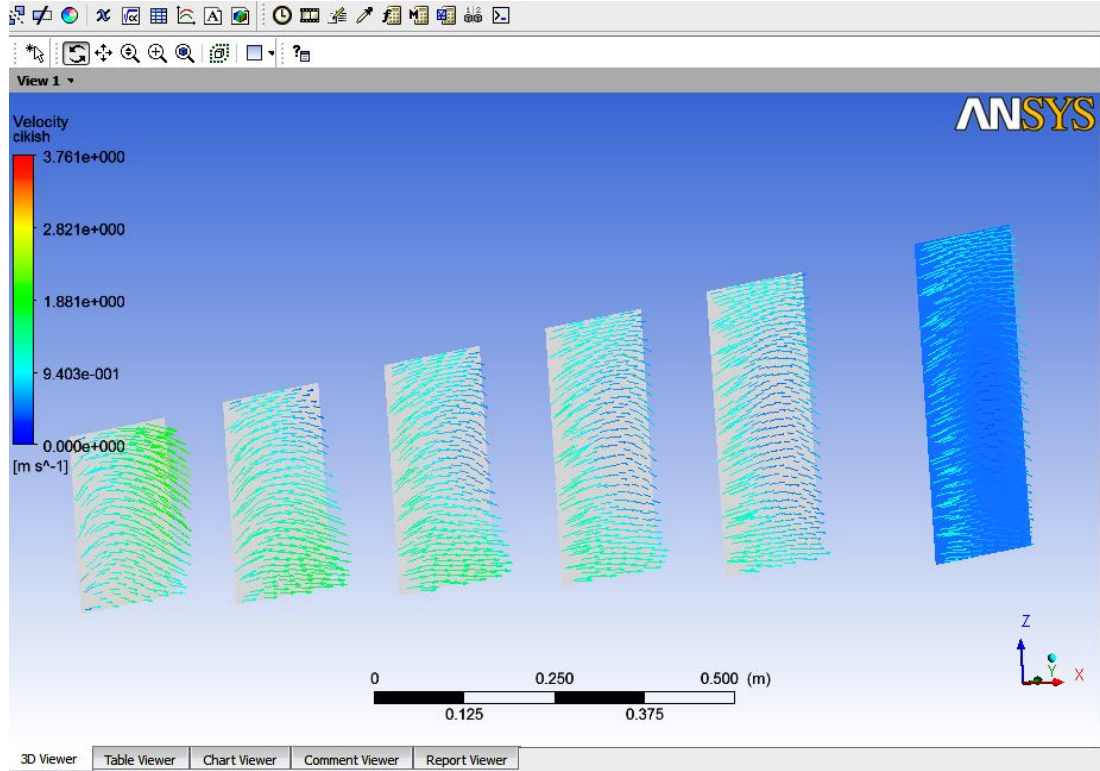


Şekil 4.21 : Kısmi yükte dirsek bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.

Dirsek girişinde, girişte üniform olan hız profili bozulmuş olsa da hız vektörleri kesite diktir. Ancak dirsek çıkışında böyle bir durum söz konusu değildir.

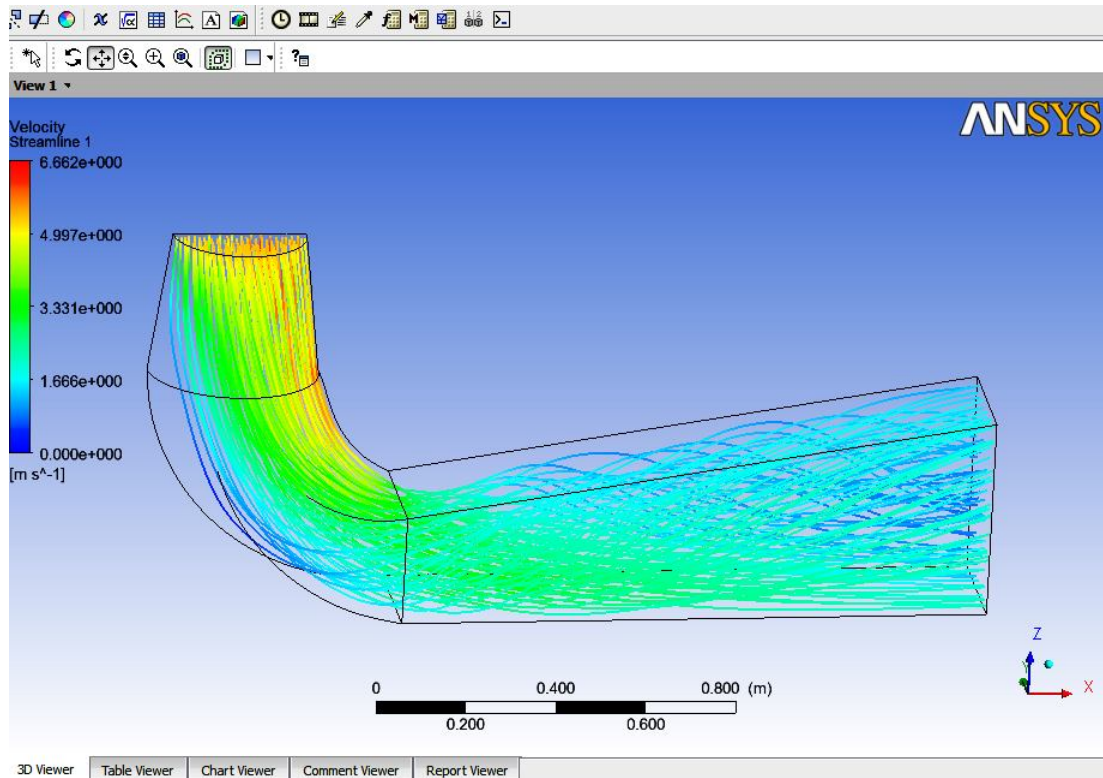


Şekil 4.22 : Tam yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.

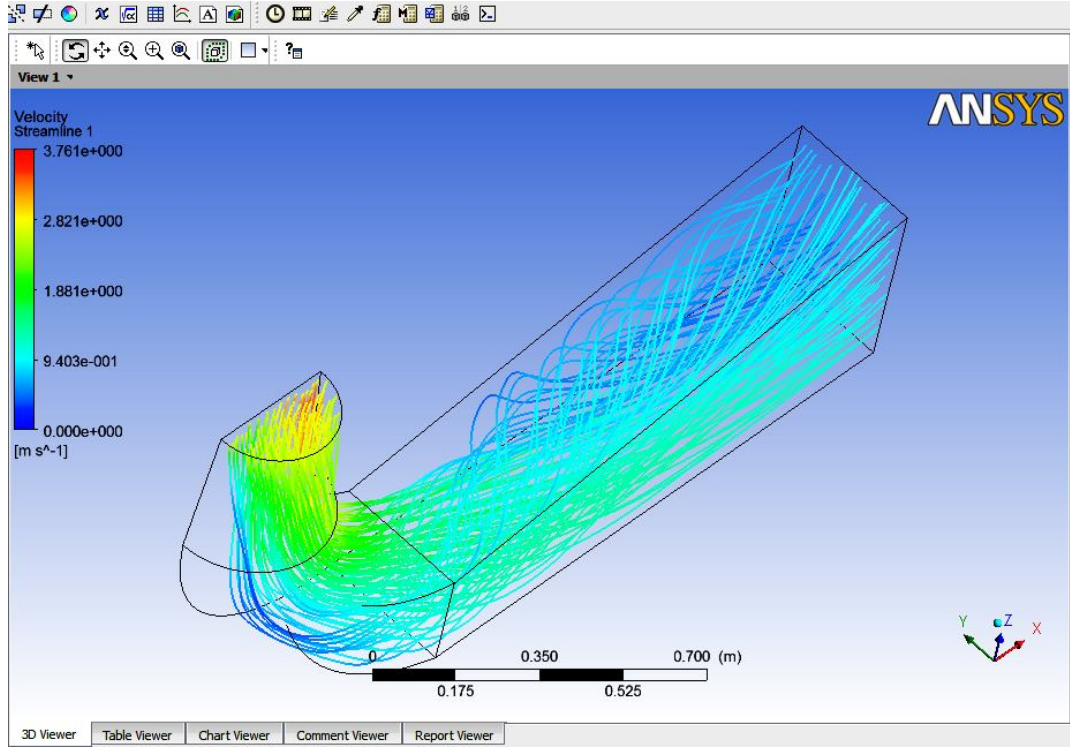


Şekil 4.23 : Kısmi yükte çıkış bölgesinde akışa dik kesitlerdeki hız vektörleri.

Yayıcının çıkış bölgesindeki hızvektörlerine bakıldığında da, artık girdaplı hale gelmiş akıştaki dönme etkilerinin çıkışa kadar sürdüğü gözlenmiştir.

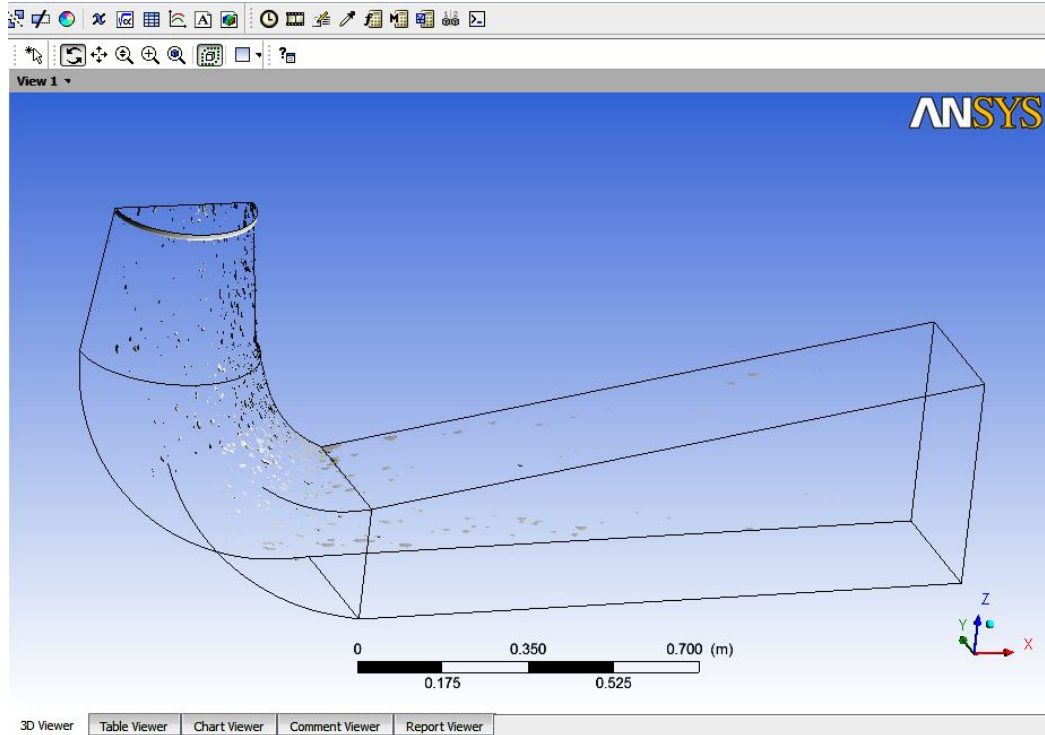


Şekil 4.24 : Tam yükte yayıcı boyunca akım çizgileri.

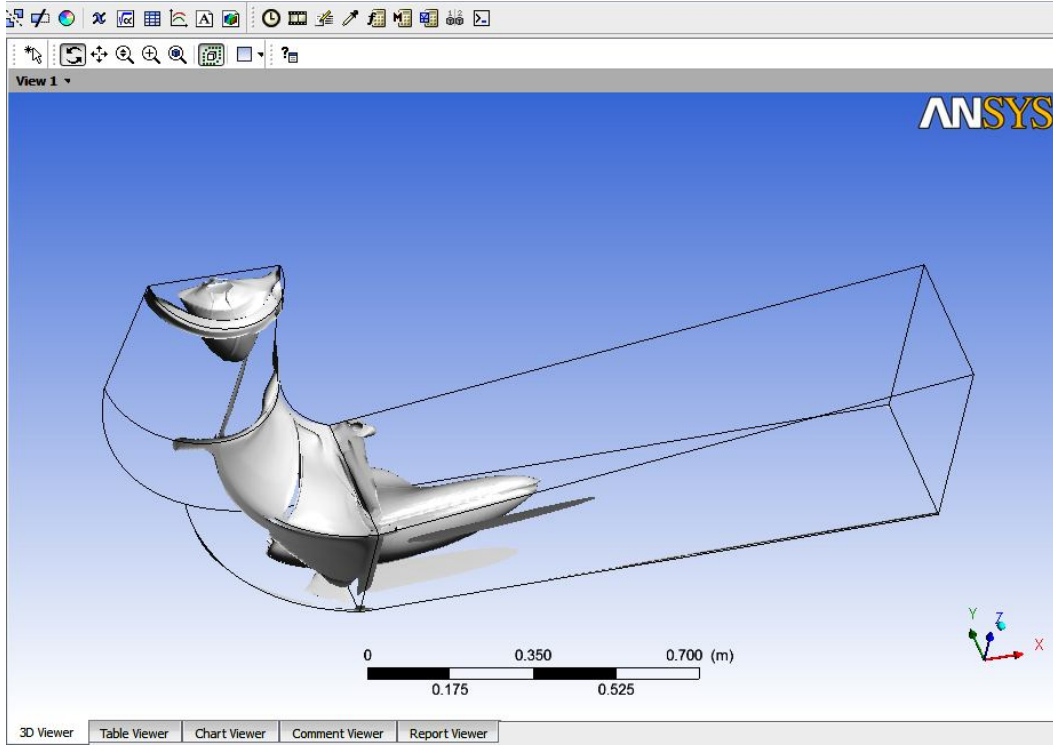


Şekil 4.25 : Kısmi yükte yayıcı boyunca akım çizgileri.

Yukarıdaki şekillerde bütün yayıcı boyunca akım çizgileri görülmektedir. Her iki durumda da dirsekten sonra dönüşler olduğu ve bu dönme etkilerinin yayıcının sonuna kadar devam ettiği açıkça görülmektedir.

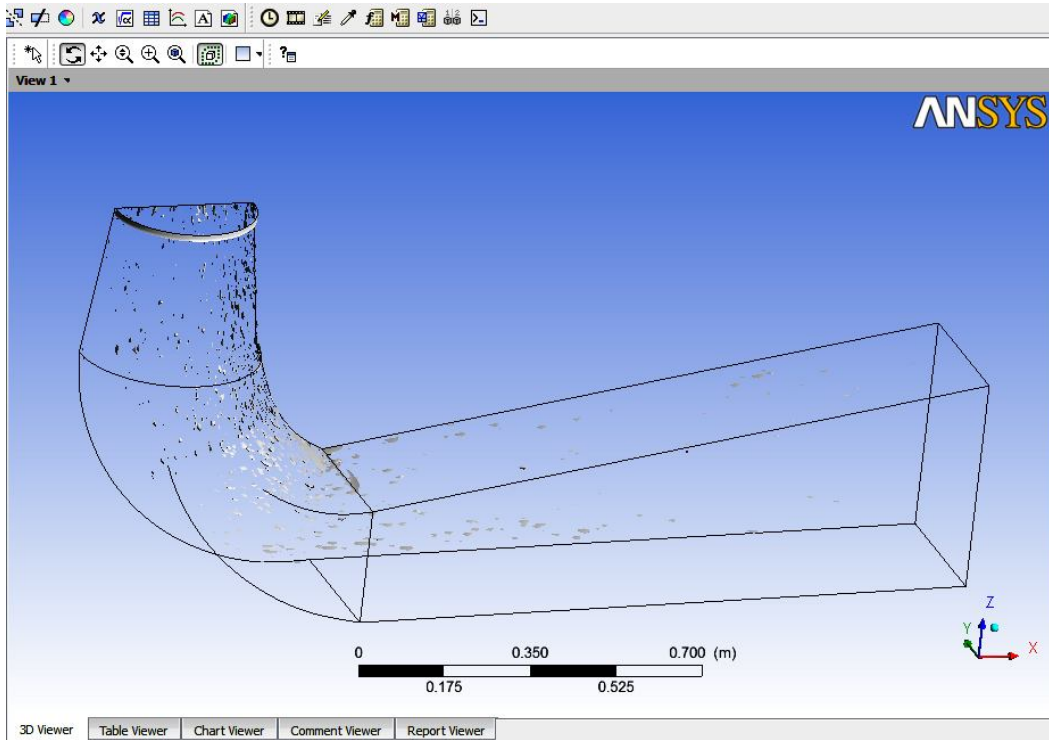


Şekil 4.26 : Tam yükte 0,02 s⁻¹ dönme şiddetindeki vortisite.

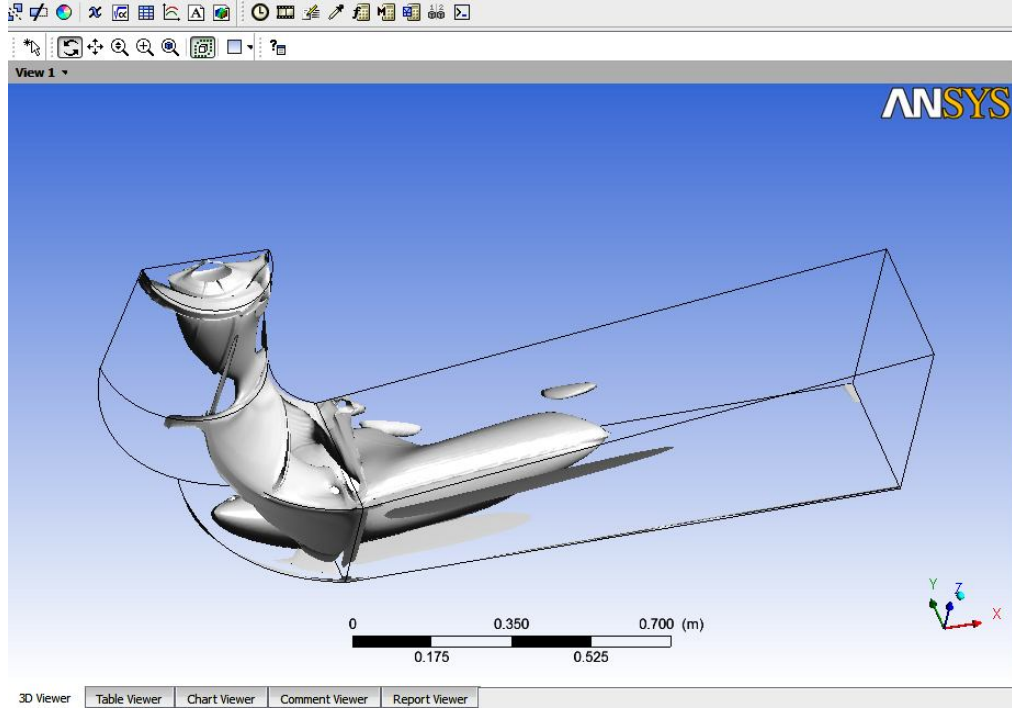


Şekil 4.27 : Kısmi yükte $0,02 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.

Görüldüğü gibi tam yükte $0,02 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetine sahip vortisitede neredeyse akış yok iken, kısmi yükte özellikle dirsekten sonra başlayan bir ölü su çekirdeğinin olduğu görülmektedir.

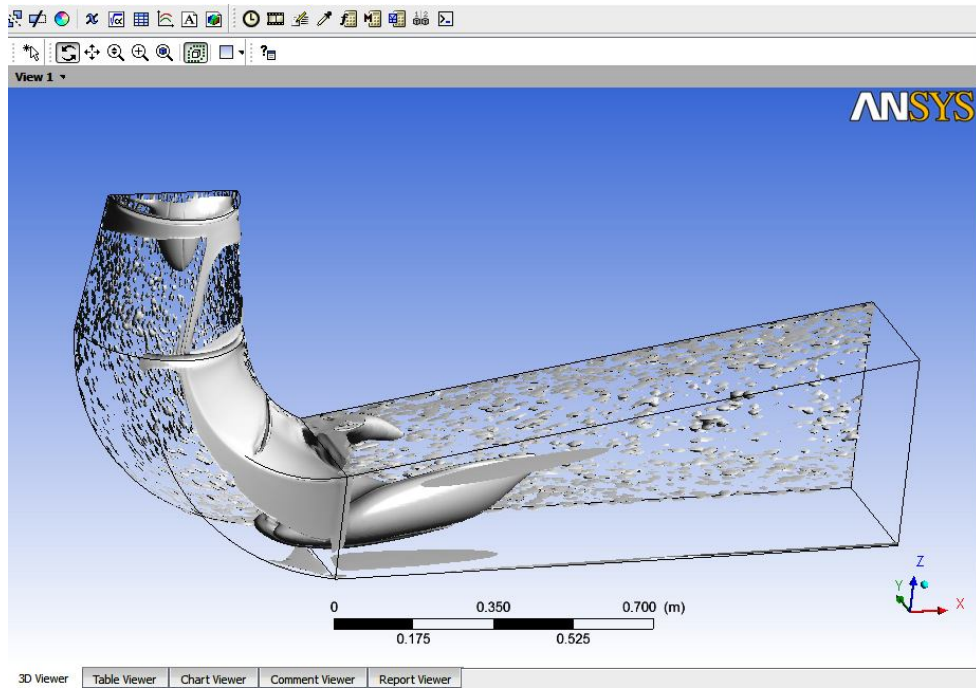


Şekil 4.28 : Tam yükte $0,015 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.



Şekil 4.29 : Kısmi yükte $0,015 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.

Dönme şiddetinin daha düşük olduğu vortisite bölgelerine bakıldığında, yine tam yükte neredeyse bu kadar dönme şiddetine sahip bir akışın olmadığı görülürken, kısmi yükte ölü su çekirdeği bölgesi artmıştır. Öyle ki, yayıcı girişinde ve hatta dirseğin çıkış yüzeyindenden çok da önce $0,015 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetine sahip vortisite bölgeleri görülmüştür.

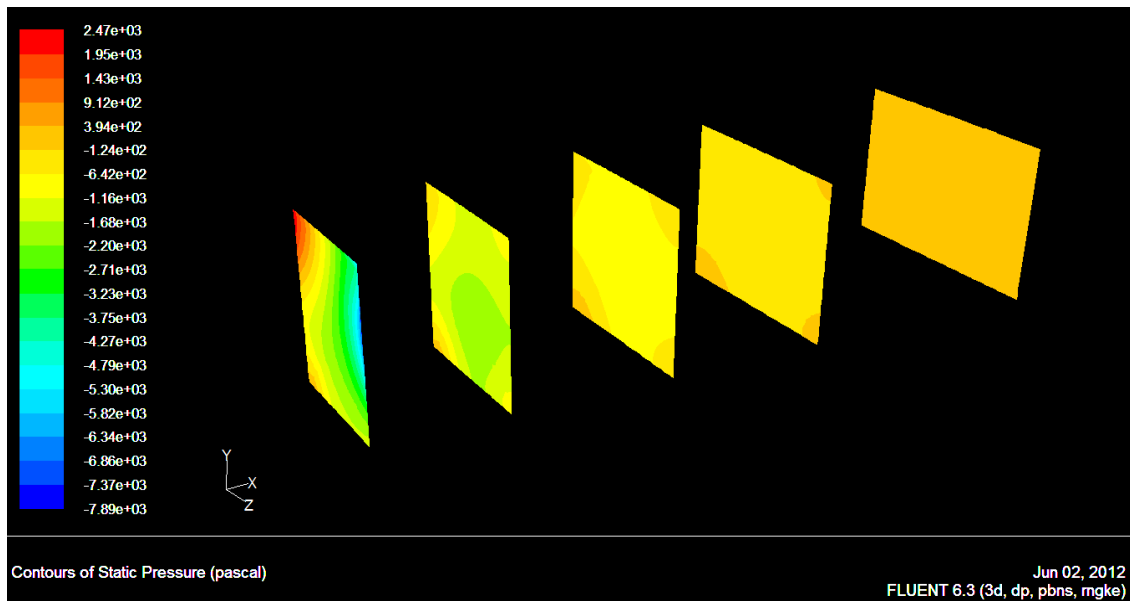


Şekil 4.30 : Tam yükte $0,0008 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetindeki vortisite.

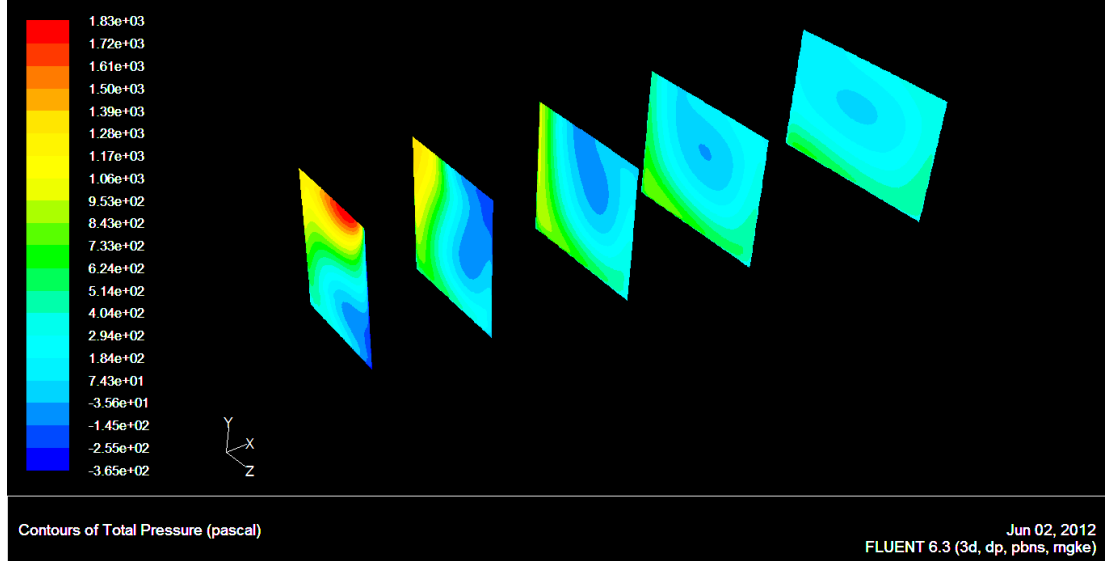
Tam yükte vortisiteyi görüntüleyebilmek için çok daha düşük dönme şiddetine sahip vortisite değerlerine bakılmak zorunda kalınmıştır. Nitekim, tam yükte dönme şiddeti $0,0008 \text{ s}^{-1}$ değerindeki vortisiteye bakıldığında kısmi yükteki $0,015 \text{ s}^{-1}$ dönme şiddetine sahip vortisite değerine sahip görünümün benzeri karşımıza çıkmaktadır. Burada unutulmaması gereken nokta, tam yükte gösterilen vortisite bölgelerinin şiddetinin yaklaşık 20 kat daha düşük olduğudur. Bu da, kısmi yükteki dönme şiddetin çok daha fazla olduğunun bir göstergesidir. Öyle ki, tam yükte dönmeyi görüntüleyebilmek için daha küçük dönme şiddetine sahip vortisitenin olduğu durum incelenmek zorunda kalınmıştır.

Son olarak, yayıcının çıkış bölgesinde, akışa dik kesitler boyunca statik basınçları incelemek yerinde olacaktır. Görüldüğü gibi, yayıcı çıkışında farklı mesafelerde akışa dik kesitler alınmış ve bu yüzeylerdeki statik basınçların değişimi gözlenmiştir. Böylelikle, eğer bir döner girdap halatı oluşumu söz konusu ise görebilmek mümkün olacaktır.

Aşağıdaki şekillerden de görüldüğü gibi tam yükte herhangi bir basınç dalgalanması yokken, kısmi yükte özellikle akışa dik yüzeydeki kesitlerin orta bölgesinde statik basıncın çok düşük olduğu bölgeler gözlenmiştir. Bu durum, döner girdap halatının olduğu yerlerde statik basıncın nispeten düşük seviyelere inmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.31 : Tam yükte yayıcı çıkışındaki statik basınç.



Şekil 4.32 : Kısmi yükte yayıcı çıkışındaki statik basınç.

Kısmi yükte yayıcı çıkışındaki statik basınç. Sonuç olarak, francis türbinleri tasarım yüklerinin uzağında çalıştırıldıkça özellikle yayıcıda istenmeyen sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Bu istenmeyen sonuçların başında akış ayrılmaları ve döner girdap halatı oluşumu gelmektedir. Bunun sonucunda, türbinlerin işletimi sırasında gürültü ve titreşim gibi sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu da bu tür teçhizatların ömrünün ksalmasına neden olmaktadır. Tüm bu nedenlerden dolayı, bu tip tesislerin tasarım değerlerinin uzağında çalıştırılmamasına azami derecede özen gösterilmelidir.

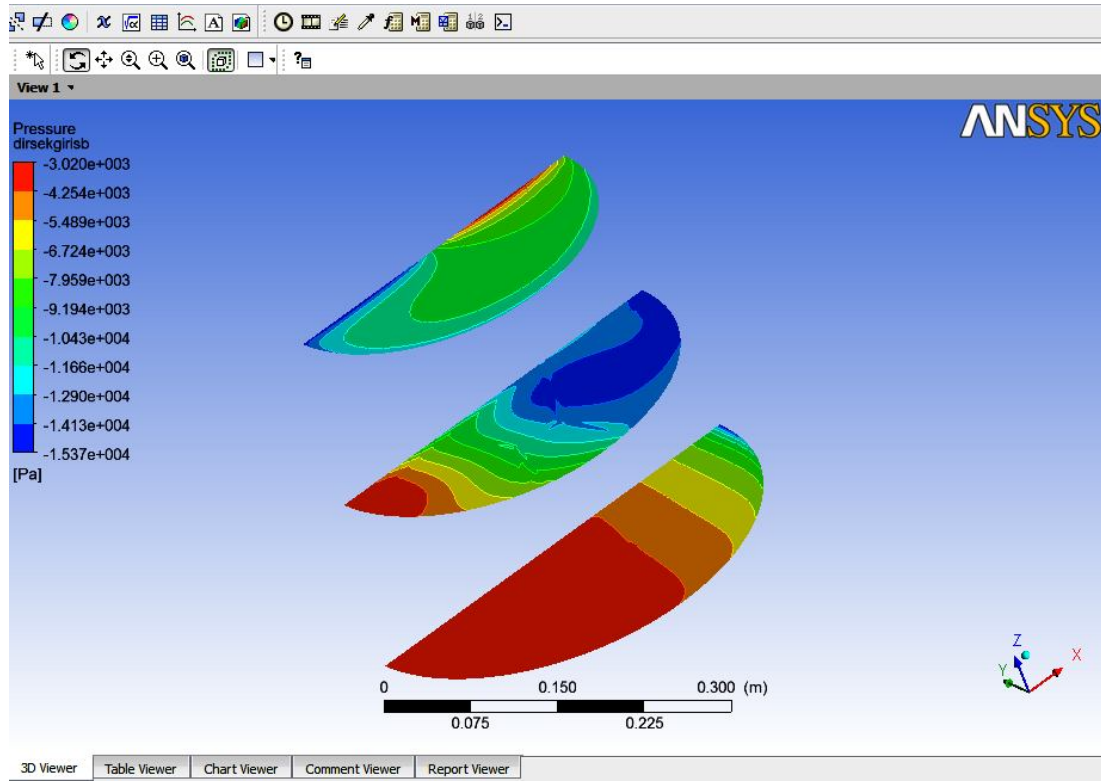
KAYNAKLAR

- [1] **Susan-Resiga, R., Muntean, S., Hasmatuchi, V., Anton, I. ve Avellan F.** (2010). Analysis and Prevention of Vortex Breakdown in the Simplified Discharge Cone of a Francis Turbine. *Journal of Fluids Engineering, Vol. 132, 051102*
- [2] **Susan-Resiga, R. ve Muntean, S.,** (2008). Decelerated Swirling Flow Control in the Discharge Cone of Francis Turbines, *The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering, Beijing, China, 89-96, 24-27 Kasım.*
- [3] **Susan-Resiga, R., Vu, T. C., Muntean, S., Ciocan, G. D. ve Nennemann, B.** (2006). Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge. *23rd. IAHR Symposium, Yokohama.*
- [4] **Susan-Resiga, R., Ciocan, G. D., Anton, I. ve Avellan F.** (2006). Analysis of the Swirling Flow Downstream a Francis Turbine Runner. *Journal of Fluids Engineering, Vol. 128, 177-189.*
- [5] **Vu, T. C., ve Shyy, W.** (1990). Navier-Stokes Flow Analysis for Hydraulic Turbine Draft Tubes. *Journal of Fluids Engineering, 112, 199-204.*
- [6] **Url-1** < <http://www.newmillshydro.com>>, alındığı tarih: 27.04.2012.
- [7] **White, F. M.** (2004). Akışkanlar Mekaniği. Sf. 302
- [8] **Paik, J., Sotiropoulos, F. ve Sale M. J.** (2005). Numerical Simulation of Swirling Flow in Complex Hydroturbine Draft Tube Using Unsteady Statistical Turbulence Models, *Journal of Hydrulic Engineering, Haziran 2005, 441-456.*
- [9] **Agouzoul, M., Reggio, M. ve Camarero, R.** (1990). Calculation of Turbulent Flows in a Hydraulic Turbine Draft Tube, *Journal of Fluids Engineering, 112, 257-263.*
- [10] **Mao, R. Z. F., Wu, J. Z., Chen, S. Y., Wu, L. Y. ve Liu S. H.** (2009). Characteristics and Control of the Draft-Tube Flow in Part-Load Francis Turbine, *Journal of Fluids Engineering, 131, 021101.*
- [11] **Güleç, M.** (1993). Francis türbinli tesislerde dönen vorteks çekirdeğinin geçici rejimlere etkisinin etüdü.
- [12] **Fluent 6.3 Getting Started Guide** (2006)
- [13] **Fluent 6.3 UDF Manual** (2006)

EKLER

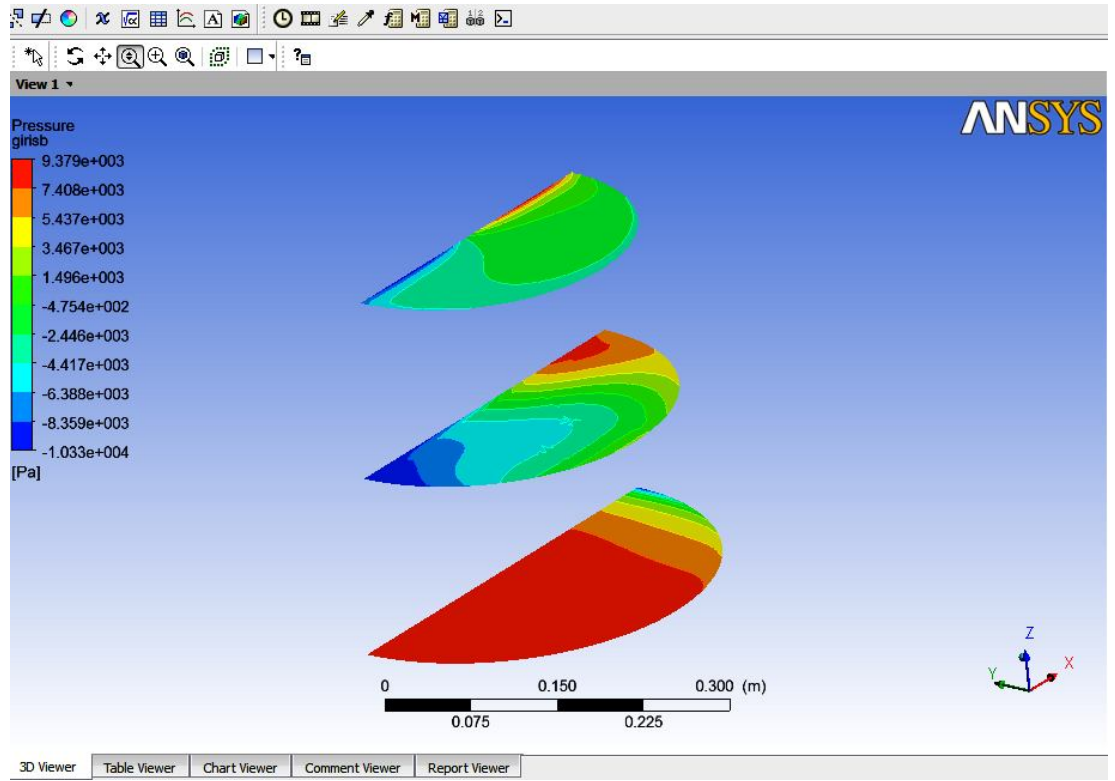
- EK A1:** Tam yükte yayıcı girişindeki basınçlar
- EK A2:** Kısmi yükte yayıcı girişindeki basınçlar
- EK A3:** Tam yükte yayıcı dirseğindeki basınçlar
- EK A4:** Kısmi yükte yayıcı dirseğindeki basınçlar
- EK A5:** Tam yükte simetri yüzeyindeki basınçlar
- EK A6:** Kısmi yükte simetri yüzeyindeki basınçlar

EK A1



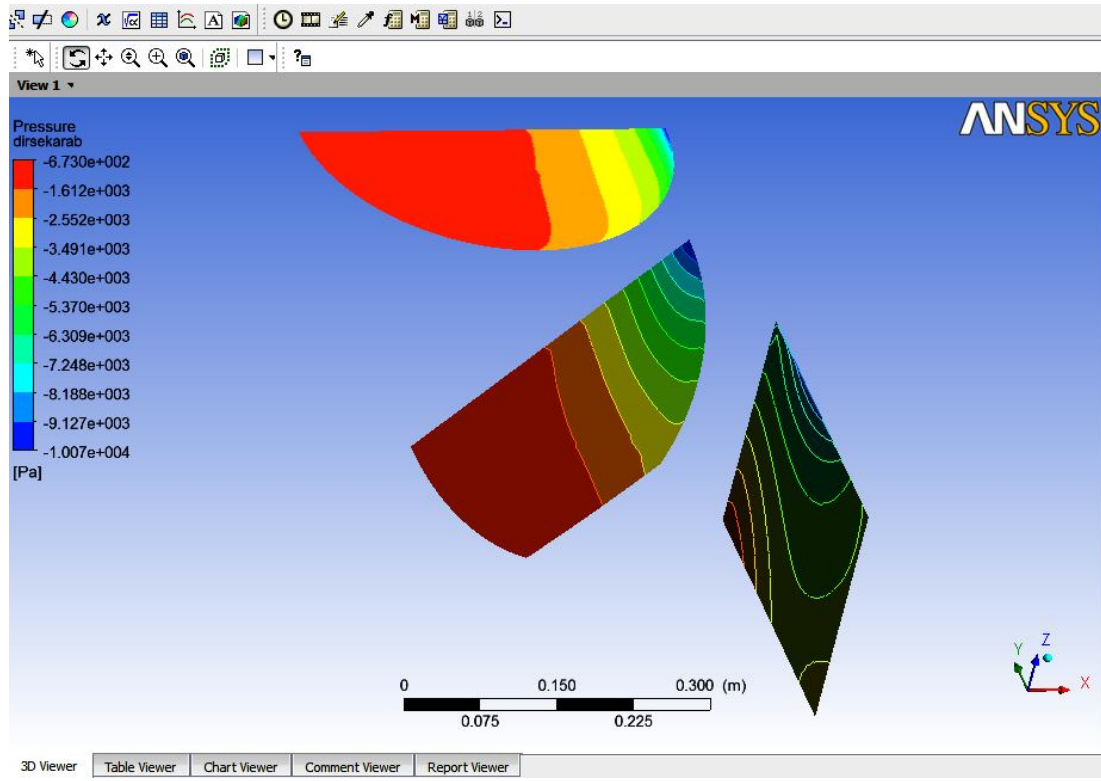
Şekil A.1 : Tam yükte yayıcı girişindeki basınçlar.

EK A2



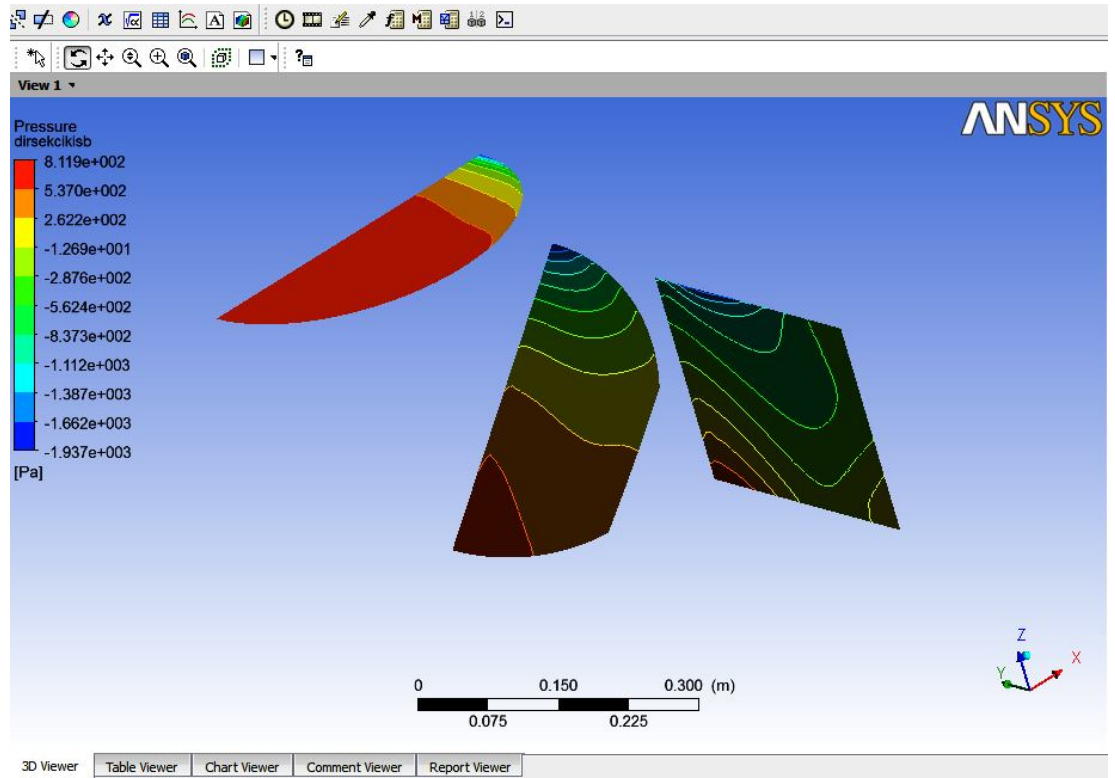
Şekil A.2 : Kısmi yükte yayıcı girişindeki basınçlar.

EK A3



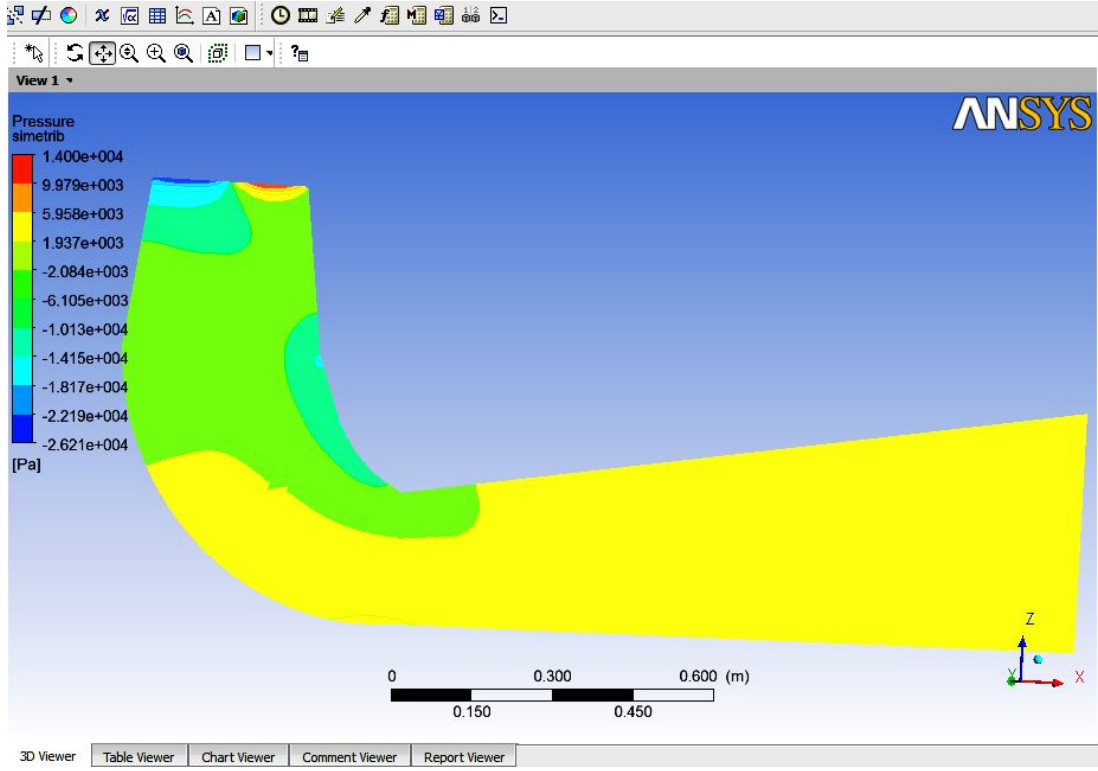
Şekil A.3 : Tam yükte yayıcı dirseğindeki basınçlar.

EK A4



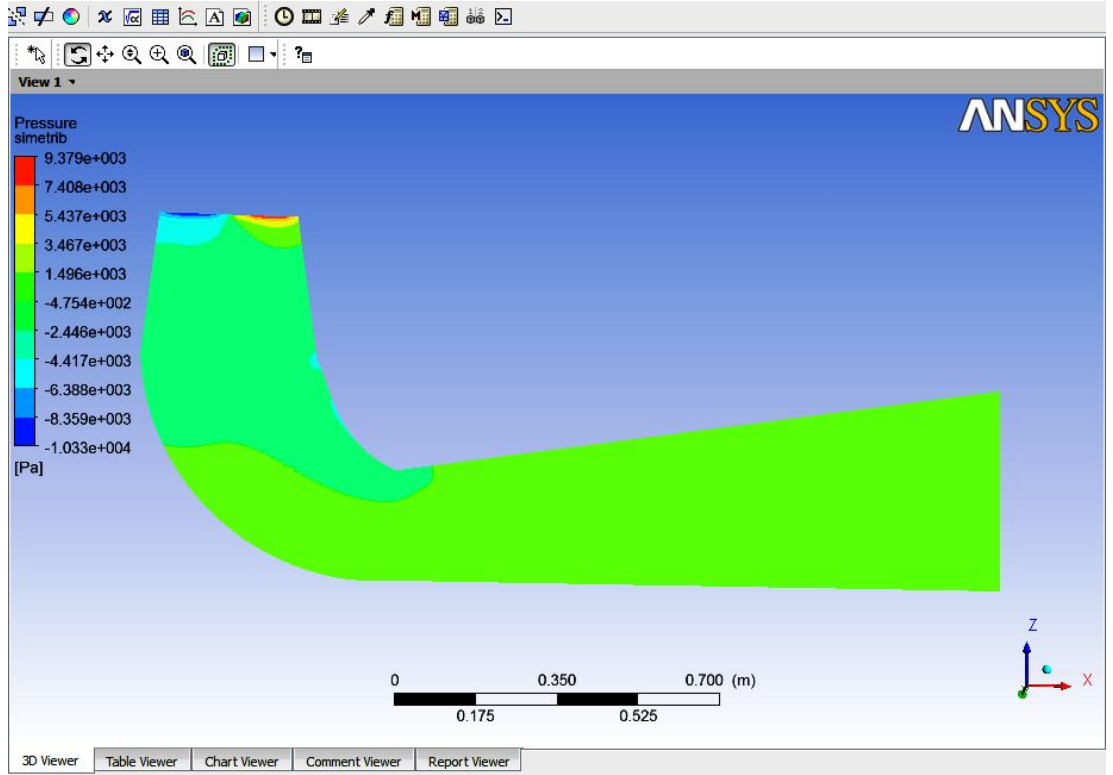
Şekil A.4 : Kısmi yükte yayıcı dirseğindeki basınçlar.

EK A5



Şekil A.5 : Tam yükte simetri yüzeyindeki basınçlar.

EK A6



Şekil A.6 : Kısmi yükte simetri yüzeyindeki basınçlar.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Aydın Hacı Dönmez

Doğum Yeri ve Tarihi: Beyşehir, 06.08.1986

Adres: İzzetpaşa mah. Vefa Poyraz cad. No:39/4 Şişli / İstanbul

E-Posta: adonmez@yildiz.edu.tr

Lisans: İ.T.Ü. Makine Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Araştırma Görevlisi (2010-...)

Yayın ve Patent Listesi:

Dönmez, A. H., Jabbaribehrooz, Y., Meydanlı, S. C. ve Kuddusi L. (2010) A New Design for an Existing Air – Conditioner Heat Exchanger to Improve the Thermal Performance, Clima 2010 Congress