

EKSENEL TÜRÜN TASARIMI ve CFD ANALİZİ

Ramazan KABA



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EKSENEL TÜRBİN TASARIMI ve CFD ANALİZİ

Ramazan KABA

Prof Dr İrfan KARAGÖZ

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2011

TEZ ONAYI

Ramazan Kaba tarafından hazırlanan “Eksenel Türbin Tasarımı ve CFD Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. İrfan Karagöz

Başkan	Prof. Dr. İrfan Karagöz : U.Ü. Müh.-Mim. Fakültesi, Makine Müh. Anabilim Dalı	İmza
Üye :	Prof. Dr. Atakan Avcı U.Ü. Müh.-Mim. Fakültesi, Makine Müh. Anabilim Dalı	İmza
Üye :	Unvanı, Adı ve Soyadı U.Ü. Müh.-Mim. Fakültesi, Tekstil Müh. Anabilim Dalı	İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü
.././....(Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgelerin akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğime,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

15/07/2011

İmza

Ramazan Kaba

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EKSENEL TÜRBİN TASARIMI ve CFD ANALİZİ

Ramazan KABA

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

Günümüzde hidrolik santrallerde aksenal türbinlerin kullanımı giderek yaygın hale gelmektedir. Bu çalışmada aksenal türbinlerin kanat tasarımı, performans analizi ve optimizasyonu CFD teknikleri kullanılarak ele alınmıştır.

En uygun hidrolik türbin tipinin debi, düşü değerlerine göre belirlenmesinden ve çalışma devri seçiminden sonra kanat açıları ve dış boyutlandırma hesabı yapılmış ardışık HAD analizleri sonucunda en uygun performans değerlerine sahip türbin elde edilmiştir. Tüm türbin yerine CFD analizleri, kolaylık sağlamak için periyodik sınır şartı ile tek bir kanat bölgesi üzerinden yapılmıştır. Yine aynı yöntem ile bu tasarımın verim ve devir sayısı bakımından en uygun olduğu tespit edilmiştir.

Son olarak tüm türbin sisteminin 3-D modeli elde edilmiş ve kavitasyon denetimi yapılmıştır. Ayrıca güç üretim sistemi, iletim mili ve buna bağlı teçhizatların (kayış-kasnak vb) tasarımı bilgisayar ortamında yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Eksenal türbin, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Kanat Tasarımı, Verim Analizi

2011, xii + 112 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

DESIGN AND CFD ANALYSIS OF AXIAL TURBINES

Ramazan KABA

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

Axial type turbines are becoming increasingly common in hydraulic power plants. In this study, blade design of an axial turbine, performance analysis and optimization of this turbine are performed by using CFD techniques.

After specifying the most suitable type of hydraulic turbine according to flow rate, head values and selecting operating speed, blade angles and external sizing of rotor and stator sections were performed and as a result of successive CFD analysis, the best performance values were obtained for this turbine. Instead of the whole turbine, CFD analyses were performed in a sector around one blade with periodic boundary conditions for simplicity. However, this design with the same method was found to be most suitable in terms of efficiency and speed.

Finally, the 3-D model of the whole turbine system is formed and control of cavitation is performed. Also the power generation system, transmission shaft and related equipments (belt-pulley, etc.) are modeled on computer environment.

Keywords: Axial turbine, Computational Fluid Dynamics, Blade Design, Efficiency Analysis

2011, xii + 112 pages.

TEŞEKKÜR

Bu alısmaya ışık tutan ve yön veren, ilmi kişiliği ve karakteriyle örnek alınabilecek nadir insanlardan olan hocam Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ'e teşekkür ederim.

Çalışmanın yapılmasında ve uygulanmasında büyük kolaylıklar gösteren TEKNO TASARIM A.Ő.'ye ve çalışan değerli mühendis arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Hayatın bu kıymetli insanlara daima güzellikler getirmesini dilerim.

Ramazan Kaba

20/05/2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	2
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	3
3.1. Hidrolik Enerji ve Hidroelektrik Santraller.....	3
3.1.1. Mikro ölçekli hidroelektrik sistemler.....	4
3.1.2. Hidroelektrik Sistemler Kullanılan Türbinler.....	6
3.1.2.1. Kaplan türbini.....	7
3.2. Türbin Seçimi.....	10
3.2.1. Hidrolik türbinlerde farklı verim tanımlamaları.....	14
3.2.2. Hidrolik türbinlerde kavitasyon.....	16
3.3. Türbin Kanatlarının Boyutlandırılma Teorisi.....	19
3.3.1. Hız üçgenlerinin çıkartılması.....	23
3.4. Hesaplamalı Akışkan Dinamiği Teorik Altyapısı.....	25
3.4.1. Korunum Denklemleri.....	27
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	29
4.1. Türbin Kanat Tasarımı.....	29
4.1.1. Türbin Tipinin Belirlenmesi ve Boyutlandırması.....	30
4.1.2. Kanat açılarının rotor-stator olarak ele alınması ve hesaplanması.....	31
4.2. Türbin Analizinin Gerçekleştirilmesi.....	45
4.2.1. Hidrolik türbin raporu.....	49
4.2.2. İyileştirme çalışması.....	64
4.3. Türbin Verim karakteristikleri.....	70
4.4. Türbin Ana Parçalarının Boyutlandırılması.....	79
4.4.1. Yayıcı ve toplayıcı kısımlarının tasarımı.....	79
4.4.2. Türbin milinin boyutlandırılması.....	81
4.4.3. Kayış-kasnak hesabı.....	93
4.4.4. Tüm sistemin modellenmesi.....	98
4.5. Tüm Model İçin Yapılan Akış ve Kavite Analizi.....	100
4.5.1. Akış analizi.....	100
4.5.2. Kavite Denetimi.....	107

5. SONUÇ.....	110
KAYNAKLAR.....	111
ÖZGEÇMİŞ.....	112

SİMGELER DİZİNİ

Simge	Açıklama
c	Mutlak hız, (m/s)
c_u	Mutlak hızın teğetsel hız bileşeni, (m/s)
c_m	Mutlak hızın aksenal hız bileşeni, (m/s)
D_i, D_g	Türbin çarkı (iç) göbek çapı, (m)
D_d, D_u	Türbin çarkı (dış) kanat ucu çapı, (m)
D_o	Türbin çarkı orta kesit çapı, (m)
r	Yarıçap, (m)
F	Kuvvet, (N)
g	Yerçekimi ivmesi, (m/s^2)
h	Eltalpi, (J/kg)
H_0	Net (brüt) düşü, (m)
H_r	Euler çark düşüsü, (m)
H_a	Atmosfer basıncı, (mSS)
H_b	Suyun buharlaşma basıncı, (mSS)
H_s	Türbin yayıcı yüksekliği, (m)
m	Kütle, (kg)
\dot{m}	Kütlesel debi, (kg/s)
M	Moment (tork), (Nm)
M_e	Eğilme momenti, (Nm)
M_b	Burulma momenti, (Nm)
σ	Thoma kavitasyon katsayısı
σ_e	Eğilme gerilmesi, (MPa)
$\sigma_{e\zeta}$	Eşdeğer gerilme, (MPa)
τ_b	Burulma gerilmesi, (MPa)
τ_T	Titreşimli halde mukavemet değeri, (MPa)

τ_{TD}	Tam değişkenli halde mukavemet değeri, (MPa)
n	Devir sayısı, (D/d)
n_s	Mil gücüne göre hesaplanmış özgül hızı, (D/d)
n_q	Debiye göre hesaplanmış özgül hızı, (D/d)
p	Basınç, (Pa)
P	Güç, (kW)
P_e	Türbin mil gücü, (kW)
Q	Debi, (m^3/s)
Q_ζ	Türbin çarkından geçen debi, (m^3/s)
R	Tepki kuvveti, (N)
t	Zaman, (s)
T	Sıcaklık, (K)
U	Hız, (m/s)
u, v, w	Kartezyen koordinatlarda hız bileşenleri, (m/s)
W	Bağıl hız, (m/s)
x, y, z	Kartezyen koordinat bileşenleri, (m)
Y_k	Özgül enerji, (m^2/s^2)
$Y_{k\infty}$	Sonsuz kanat kabulü ile özgül enerji, (m^2/s^2)
α	Akış (stator kanat) açısı, ($^\circ$)
β	Rotor kanat açısı, ($^\circ$)
η_G	Genel verim
η_K	Kaçak (hacimsel) verim
η_H	Hidrolik verim
λ	İkinci viskozite terimi, (kg/ms)
μ	Dinamik viskozite, (kg/ms)
ρ	Yoğunluk, (kg/m^3)
τ	Kayma gerilmesi veya moleküler gerilme tensörü, (kg/ms^2)
ω	Açısal hız, (r/s)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Hidrolik çevrim.....	3
Şekil 3.2. Hidroelektrik sistemlerin çalışması.....	4
Şekil 3.3. Depolamalı ve depolamasız sistemler.....	5
Şekil 3.4. Kaplan türbin çarkı ve çalışma prensibi.....	8
Şekil 3.5. Uskur tipi kaplan türbin çarkı.....	8
Şekil 3.6. Debi ve düşü değerlerine göre kullanılacak türbin çeşitleri.....	10
Şekil 3.7. Özgül hıza bağlı olarak türbin tiplerinin kullanılma bölgeleri.....	12
Şekil 3.8. Bir Hidroelektrik santralde toplam güç çıkışı ve kayıpları.....	12
Şekil 3.9. Özgül devir sayısı n_q ve düşüye göre türbin seçimi.....	13
Şekil 3.10. Türbin tiplerinin kısmi yüklerde çalışmaverim eğrileri.....	14
Şekil 3.11. Kavitasyon sonucu hasara uğramış bir francis türbin çarkı.....	17
Şekil 3.12. Kavitasyon katsayısı sınır değerleri grafiği.....	18
Şekil 3.13. Akış bölgesi ve tanımlanan kesitler.....	20
Şekil 3.14. çarkında hız üçgenleri ve su mutlak yolu AB'.....	21
Şekil 3.15. Dönel bir çarkta oluşan hız vektörleri.....	22
Şekil 3.16. Eksenel türbin kesit çaplarının görünümü.....	23
Şekil 3.17. Dönel bir çarkta oluşan hız vektörleri.....	24
Şekil 3.18. Bir HAD probleminin çözümündeki işlem adımları	26
Şekil 3.19. HAD analizlerinde kullanılan hacim elemanı tipleri.....	26
Şekil 4.1. Tesis su kanalından bir görünüm.....	29
Şekil 4.2. Tesis su kanalından bir görünüm.....	30
Şekil 4.3. Türbin kurulumu yapılacak yerden bir görünüm.....	30
Şekil 4.4. Türbin yerleşiminin şematik gösterimi.....	32
Şekil 4.5. Tasarım için gerekli açıların şematik gösterimi.....	32
Şekil 4.6. Oluşan hız üçgenleri.....	33
Şekil 4.7. Rotor için oluşan hız üçgenleri.....	33
Şekil 4.8. Uskur ve kaplan türbinlerde bazı boyut oranları.....	35
Şekil 4.9. Program ara yüzünde türbinin gösterimi.....	40
Şekil 4.10. Modellenen rotor için programa girilen koordinat değerleri.....	41
Şekil 4.11. Modellenen rotor için programa girilen açı değerleri (en iç kesitte).....	41
Şekil 4.12. Modellenen rotor için programa girilen açı değerleri (orta kesitte).....	42
Şekil 4.13. Modellenen rotor için programa girilen açı değerleri (en dış kesit).....	42
Şekil 4.14. Rotor için elde edilen bıçak profili (en iç kesit için) ve 3b görünümü... 43	
Şekil 4.15. Modellenen stator için programa girilen koordinat değerleri.....	44
Şekil 4.16. Stator için elde edilen bıçak profili (en iç kesit için) ve 3b görünümü... 44	
Şekil 4.17. Rotorun sonlu elemanlar modeli.....	45

Şekil 4.18. Orta kesitte rotor bıçak girişinde oluşan sınır tabakanın görünümü.....	46
Şekil 4.19. Tek bir stator-rotor analizi için program ara yüzünün görünümü.....	46
Şekil 4.20. Analiz ortamına alınan stator ve rotorun sınır şartları verilmiş hali.....	47
Şekil 4.21. İterasyon adımlarının grafiği.....	48
Şekil 4.22. İterasyonlarda denetlenen değerler.....	49
Şekil 4.23. Bütün akış bölgesinin ve bıçakların meridyonel görünümü.....	50
Şekil 4.24. Alan ortalama C_m 'nin akış yönündeki değişimi.....	52
Şekil 4.25. Stator bıçak yükleme şeması.....	53
Şekil 4.26. Rotor bıçak yükleme şeması.....	53
Şekil 4.27. Statorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (hücum kenarı).....	54
Şekil 4.28. Statorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (fırar kenarı).....	54
Şekil 4.29. Statorun dairesel ortalama C_m değerinin değişimi (fırar kenarı).....	55
Şekil 4.30. Rotorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (hücum kenarı).....	55
Şekil 4.31. Rotorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (fırar kenarı).....	56
Şekil 4.32. Rotorun dairesel ortalama C_m değerinin değişimi (fırar kenarı).....	56
Şekil 4.33. Orta kesitteki statik basınç dağılımı.....	57
Şekil 4.34. Orta kesitteki hız vektörleri.....	57
Şekil 4.35. Orta (% 50 span) kesitte statik basınç dağılımı	58
Şekil 4.36. Dairesel alan ortalama toplam basınç dağılımı	58
Şekil 4.37. Dairesel alan ortalama C_m dağılımı	59
Şekil 4.38. Statik basınç dağılımı(Rotor bıçakları).....	59
Şekil 4.39. Toplam basınç dağılımı (Rotor bıçakları).....	60
Şekil 4.40. Statik basınç dağılımı (stator ve rotorda).....	60
Şekil 4.41. Rotorda oluşan hız vektörleri.....	61
Şekil 4.42. Stator ve rotorda oluşan hız akım çizgileri.....	61
Şekil 4.43. Stator fırar kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları.....	62
Şekil 4.44. Rotor hücum kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları.....	63
Şekil 4.45. Rotor fırar kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları.....	63
Şekil 4.46. Stator fırar kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları.....	65
Şekil 4.47. Rotor hücum kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları.....	65
Şekil 4.48. Rotor fırar kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları.....	66
Şekil 4.49. Rotordaki su fırar açısı değişimine karşılık gücün değişimi	67
Şekil 4.50. Elde edilen rotorun son hali	69
Şekil 4.51. Elde edilen statorun son hali	69
Şekil 4.52. Elde edilen verilen verim karakteristik ($\eta - Q/Q_{mak}$) eğrisi	71
Şekil 4.53. Elde edilen GAMBIT modeli	72
Şekil 4.54. Hidrolik verim- debi oranı ($\eta - Q/Q_{mak}$) grafiği.....	73
Şekil 4.55. Hidrolik verim- devir sayısı ($\eta - n$) grafiği.....	74
Şekil 4.56. FLUENT' den elde edilen bıçak üzerindeki statik basınç dağılımı.....	75
Şekil 4.57. CFX' den elde edilen bıçak üzerindeki statik basınç dağılımı.....	76

Şekil 4.58. FLUENT' den elde edilen giriş toplam basınç dağılımı.....	76
Şekil 4.59. CFX' den elde edilen giriş toplam basınç dağılımı	77
Şekil 4.60. FLUENT' den elde edilen çıkış toplam basınç dağılımı	77
Şekil 4.61. CFX den elde edilen çıkış toplam basınç dağılımı	78
Şekil 4.62. FLUENT' den elde edilen hız akış iplikçiklerinin gösterimi	78
Şekil 4.63. CFX' den elde edilen hız akış iplikçiklerinin gösterimi	79
Şekil 4.64. Tasarımı yapılan toplayıcı.....	80
Şekil 4.65. Tasarımı yapılan yayıcı	81
Şekil 4.66. Mil boyunca uygulanacak ekipmanların şematik gösterimi	82
Şekil 4.67. Milin ilk kısmı için şematik gösterimi.....	83
Şekil 4.68. Düşey yük durumu	83
Şekil 4.69. Milin ilk kısmı için kuvvet ve moment diyagramı	84
Şekil 4.70. Milin birinci kısmı için ağırlık ilaveli şematik gösterimi.....	86
Şekil 4.71. Milin ilk kısmı için ağırlık ilaveli kuvvet diyagram.....	87
Şekil 4.72. Milin ilk kısmı için ağırlık ilaveli moment diyagramı	87
Şekil 4.73. Milin ikinci (kasnağı taşıyan) kısmı için şematik gösterimi	88
Şekil 4.74. Sehimin hesaplama formülasyonu	88
Şekil 4.75. Kayış-kasnak seçimi için tasarım değişkenleri ve şematik gösterimi...	91
Şekil 4.76. Dar V-kayışları için kullanılması gereken kesitin belirlenmesi.....	94
Şekil 4.77. Stator-rotor ve toplayıcı grubunun genel görünümü	96
Şekil 4.78. Statorda kullanılan yatağın görünümü	97
Şekil 4.79. Stator ve orta kısımdaki yatağın görünümü	97
Şekil 4.80. Kayış-kasnak grubu ve jeneratörün genel görünümü	98
Şekil 4.81. Sistemin genel görünümü	98
Şekil 4.82. Milin ilk (rotoru taşıyan) kısmının 2B görünümü ve ölçüler.....	99
Şekil 4.83. Milin ikinci (kasnağı taşıyan) kısmının 2B görünümü ve ölçüleri.....	99
Şekil 4.84. Toplayıcı sonlu elemanlar modeli	101
Şekil 4.85. Yayıcı sonlu elemanlar modeli dirsek kısmının genel görünümü	101
Şekil 4.86. Yayıcı sonlu elemanlar modeli giriş kısmının görünümü	102
Şekil 4.87. Yayıcı sonlu elemanlar modeli genel görünümü	102
Şekil 4.88. Analize hazır haldeki modelin genel görünümü	103
Şekil 4.89. Tüm model analizinde hızın akım iplikçığı şeklinde görünümü.....	103
Şekil 4.90. Tüm model analizinde hızın akım iplikçığı şeklinde görünümü.....	104
Şekil 4.91. Hız sonucunun akış iplikçığı görünümü (rotor-stator üzerinde).....	104
Şekil 4.92. Toplayıcı orta kesitinde hız vektörleri.....	105
Şekil 4.93. Yayıcı orta kesitinde hız vektörleri	105
Şekil 4.94. Yayıcı dirseğinde orta kesitinde hız vektörleri.....	106
Şekil 4.95. Statik basıncın tam orta kesitteki dağılımı. (rotor-stator hariç).....	106
Şekil 4.96. Rotor palaları ön yüzeylerinde mutlak basınç dağılımı.....	107

Şekil 4.97. Kavitasyon oluşumu (tüm model için).....	108
Şekil 4.98. Kavitasyon oluşumu (rotor için).....	108
Şekil 4.99. Rotor ön yüzeyinde su buharı hacimsel oran dağılımı	109
Şekil 4.100. Rotor arka yüzeyinde su buharı hacimsel oran dağılımı	109

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Türbin Tiplerinin Özgül Hıza Göre Sınıflandırılma.....	11
Çizelge 3.2. Yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen değerler	18
Çizelge 3.3. Tahrik suyu sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma basıncı değişimi....	19
Çizelge 4.1. Yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen değerler.....	40
Çizelge 4.2. Genel performans sonuçları.....	50
Çizelge 4.3. Performans sonuçları.....	51
Çizelge 4.4. Stator özet veri çizelgesi.....	51
Çizelge 4.5. Rotor özet veri çizelgesi.....	52
Çizelge 4.6. Hesaplanan ve ilk analiz sonucu elde edilen açı değerleri	64
Çizelge 4.7. Statorda yapılan açı değişiklikleri.....	64
Çizelge 4.8. Stator açı değişiklikleriyle elde edilen performans değerleri.....	66
Çizelge 4.9. Rotor firar açılarında yapılan açı değişiklikleri	67
Çizelge 4.10. Rotor üzerinde yapılan çalışmalar ile elde edilen bazı sonuçlar.....	67
Çizelge 4.11. Düzeltilmiş performans sonuçları.....	68
Çizelge 4.12. Düzeltilmiş stator özet veri çizelgesi.....	68
Çizelge 4.13. Düzeltilmiş rotor özet veri çizelgesi.....	68
Çizelge 4.14. Farklı debi değerlerinde alınan hidrolik türbin raporu sonuçları.....	71
Çizelge 4.15. Fluent ile elde edilen debi çalışması sonuçları.....	73
Çizelge 4.16. Fluent ile elde edilen devir sayısı çalışma sonuçları.....	74
Çizelge 4.17. Bazı malzemelerin eğilme ve burulma zorlamaları için titreşimli ve tam değişken mukavemet değerleri	85
Çizelge 4.18. V-kayış hesaplarına kullanılan C_2 (aşırı yük faktörü) değerleri	93
Çizelge 4.19. Dar v kayışlarının seçimi	94
Çizelge 4.20. Standart dar v kayış için c_3 boy ve c_1 sarılma açısı faktörleri.....	95
Çizelge 4.21. Kayış kasnak seçim kataloğu	95
Çizelge 4.22. Elde edilen sonlu elamanlar raporu.....	100

1. GİRİŞ

Fosil yakıtların giderek azalması ve bu yakıtlardan elde edilen enerjinin çevreye verdiği zararlardan dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarına olan talep son yıllarda artmıştır. Yenilenebilir Enerji; hidrolik, rüzgâr, güneş, jeotermal, biokütle, biyogaz, dalga, akıntı enerjisi ve gel-git gibi fosil olmayan enerji kaynaklarından elde edilen enerji demektir. Elektrik üretim ve tüketiminin yaygınlaştırılması, yerli kaynak olması sebebi ile dışa bağımlılığın ve yurt dışına gereksiz kaynak çıkışının azaltılması, sera gazı salınımlarının azaltılarak uluslararası yükümlülüklerin yerine getirilmesi, yerel istihdam ve sosyo-ekonomik bütünleşmeye katkı sağlaması, kaynak çeşitliliği oluşturularak enerjide arz güvenliğine olumlu etki yaratılması, sürdürülebilir kalkınmaya ve çevreye olumlu katkılar sağlanması gibi ülkemize birçok olumlu etkileri nedeniyle yenilenebilir enerji kaynaklarının öne çıkarılmıştır.

Yenilenebilir enerji kapsamında akarsular üzerinde kurulan su santralleri vasıtası ile elektrik üretilmesine hidroelektrik santral, kısaca HES denir. Yenilenebilir kaynaklarından biri olan hidroelektrik santraller (HES) dünyadaki elektrik gereksiniminin yaklaşık olarak %19'unu karşılamaktadır.

Bu çalışmanın temel amacı önceden belirlenmiş olan bir su kaynağı üzerine uygun hidrolik türbinin tasarlanmasıdır. Eksenel türbinler tasarım ve imalatı zor olduğu için dünyada kullanımı diğer türbinler kadar yaygınlaşmamıştır. Bu nedenle bu çalışmada eksenel türbin tasarımı ele alınmıştır. Türbinin tasarlanması; özgül hızının seçimi, kanat tasarımı ve sistemin diğer ana bileşenlerinin boyutlandırılması işlemlerini kapsamaktadır. Diğer taraftan elde edilen tasarımın söz konusu tasarım değişkenlerine en uygunu olduğunun ve veriminin en yüksek olduğunun gösterilerek akış karakteristiklerinin çıkarılması hedeflenmiştir. Bunun için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinden yararlanılmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Yüzyıllardır insanoğlunun hizmetinde olan, suyun var olan hidrolik enerjisini mekanik enerjiye çevirmeye yarayan türbinler gerçek gelişimi akışkanlar mekaniği bilimindeki ilerlemelerle birlikte 17. yüzyıldan itibaren gerçekleşmiştir. 21. yüzyılda artan akışkanlar mekaniği bilgisi, bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler, güçlenen sayısal çözüm yöntemleri ve çok çeşitli ölçüm yöntemleri sayesinde türbinler daha verimli ve daha performanslı olarak üretilmektedirler. Özellikle son yirmi sene içerisinde bilgisayar çözümleriyle desteklenen çalışmalar tasarımcılara yeni ufuklar açmış, performansları ve verimleri yüksek türbinler tasarlamada önemli olan akış karakterlerinin anlaşılmasında rol göstermiştir.

Sayısal çözümlerin yeterliliklerinin denenmesi amacıyla üniversiteler ve bazı kuruluşlar nominal ve kısmi debiler için kendi kodlarını çalıştırmışlardır. Quasi-3D, Euler 3D (Combes 1985), 3D Boundary Layer (Ubaldi 1985) bu kodlardan bazıları olup sonuçların bir kısmı ise 1985'te Philibert ve Verry, 1986'da Ubaldi ve arkadaşları tarafından yayımlanmıştır.

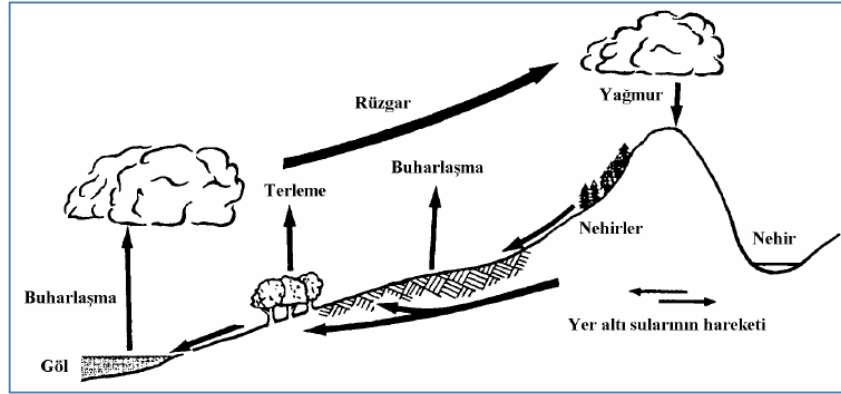
Turbomakine uygulamalarında kullanılan hesaplamalı akışkanlar mekaniği (CFD) tekniklerinin kapsamlı bir incelemesi Lakshminarayana (1991) tarafından yapılmıştır. Yayımlanan çoğu türbülanslı akış hesaplamaları kompresörlerdeki veya türbinlerdeki sıkıştırılabilir akış üzerine olmuştur.

Kumar ve arkadaşları (2010) tarafından francis türbin için akışkan mekaniği yaklaşımı ile akış karakteristikleri çıkarılmış ve farklı debiler için verim davranışları gözlenmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Hidrolik Enerji ve Hidroelektrik Santraller

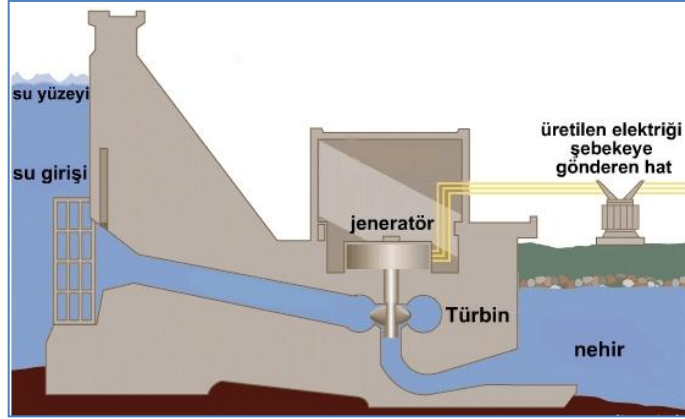
Hemen hemen bütün enerji kaynakları, güneş ışınımının maddeler üzerindeki fiziksel ve kimyasal tesirinden meydana gelmektedir. Hidrolik enerji de güneş ışınımından dolayı olarak oluşan bir enerji kaynağı olup hidrolik çevrimi Şekil 3.1'de verilmiştir. Deniz, göl veya nehirlerdeki sular güneş enerjisi ile buharlaşmakta, oluşan su buharı rüzgârın etkisiyle de sürüklenerek dağların yamaçlarında yağmur veya kar halinde yeryüzüne ulaşmakta ve nehirleri beslemektedir. Böylelikle hidrolik enerji kendini sürekli yenileyen bir enerji kaynağı olmaktadır. Enerji üretimi ise suyun potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye dönüştürülmesi ile sağlanmaktadır.



Şekil 3.1. Hidrolik çevrim. (Anonim 2011)

Hidroelektrik sistemlerde su, bir cebri boru veya kanal yardımıyla yüksek bir yerden alınarak türbine verilmektedir. Türbinlere bağlı jeneratörlerin dönmesi ile de elektrik enerjisi üretilmektedir (Şekil 3.2). Üretilen elektrik enerjisi doğrudan kullanılabilirdiği gibi bataryalarda da depo edilebilir. Türbinden elde edilen güç, suyun düşü (üst ve alt kodlar arasındaki düşey mesafe) ve debisine (türbinlere birim zamanda verilen su miktarı) bağlıdır.

Hidroelektrik santrallerde düşüye göre yapılan sınıflandırmada; 2-20 m alçak düşü, 20-150 m orta düşü, 150 m üstü ise yüksek düşü olarak kabul edilir. Ancak sınıflandırma güce göre yapılması daha uygundur. Hidrolik tesislerin güçlerine göre yapılan sınıflandırma aşağıdaki şekilde olmaktadır;



Şekil 3.2. Hidroelektrik sistemlerin çalışması. (<http://www.alternaturk.org/hidro.php>)

- $P > 50$ MW Büyük hidrolik tesisler
- $10 > P > 50$ MW Küçük tesisler
- $100 \text{ kW} > P > 10$ MW Mini tesisler
- $100 \text{ kW} > P$ Mikro tesisler

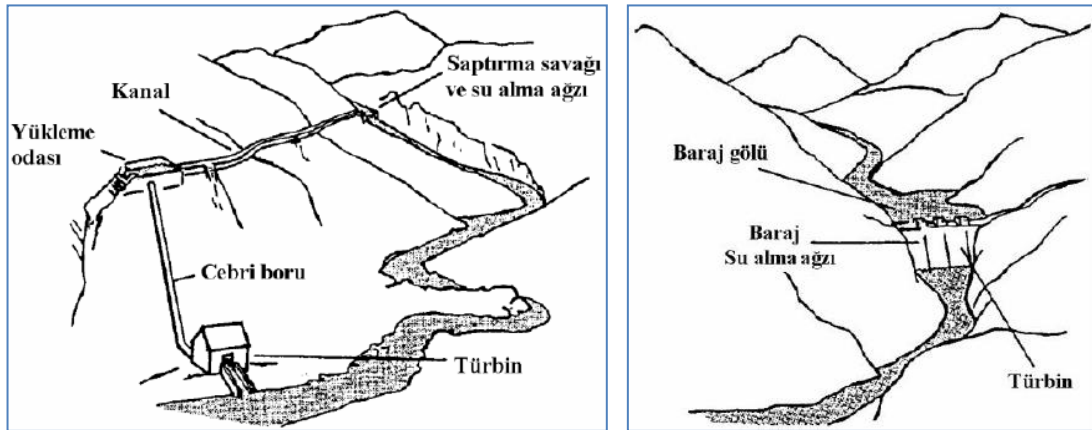
3.1.1. Mikro ölçekli hidroelektrik sistemler

Mikro hidroelektrik sistemler ulusal enerji şebekesine elektrik enerjisi sağlamazlar. Ana yerleşim bölgelerinden uzaktaki alanlarda yani ulusal enerji şebekesinin ulaşmadığı bölgelerde kullanılır. Güçleri, genellikle sadece bir yerleşim yeri veya çiftlik için yeterlidir. Güç bölgeleri, 200 W'tan başlayarak bir grup evin veya çiftliğin yeterli aydınlanma, pişirme ve ısınma enerjisini sağlayacak şekilde 100 kW'a kadar çıkabilir. Küçük fabrikaların veya balık çiftliklerinin enerji ihtiyacını karşılayacak şekilde ve ulusal enerji sisteminin bir parçası olmaksızın çalışabilirler. Mikro ölçekli hidroelektrik

sistemler, yalnızca yaz aylarında yaşamın olduğu yüksek yayla ve mezraların enerji ihtiyaçlarını karşılamak içinde çok uygun bir seçenektir.

Küçük, mini ve mikro ölçekli hidroelektrik santrallerin avantajları; merkezi enerji nakil sisteminden bağımsız olarak da çalışabilmeleri, ilk kurulum maliyetlerini düşük, işletme ve bakım masraflarının az olması, çevre kirliliğine neden olmamaları ve yerel olanaklarla yapılabilmeleridir.

Küçük hidroelektrik sistemler depolamasız ya da depolamalı (Şekil 3.3) olarak sınıflandırılmaktadırlar. Depolamasız sistemde bir saptırma savağı ve su alma ağzından kanala verilen su bir yükleme odasına kadar getirilir. Yükleme odasındaki fazla su için bir taşkın savağı bulunur. Su bir basınçlı borudan geçirilerek türbine verilir ve burada hidrolik enerji mekanik enerjiye çevrilir. Depolamasız sistemde suyun önü kesilmez, sadece bir kısmı bir kanal içerisine alınır. Genelde mikro ve mini hidroelektrik santraller bu şekilde kurulur. Yükleme odasında günlük bazda yapılan ayarlarla da su debisi kontrol edilir.



Şekil 3.3. Depolamalı ve depolamasız sistemler. (Anonim 2011)

Depolamalı sistemde ise suyun önü bir baraj sistemiyle kapatılır. Bu sistemin avantajı yağışlı mevsimde suyun barajda tutulmasıdır. Böylece yağışsız ve kuru mevsimde de gerekli potansiyel enerji sağlanmış olur. Ancak bu sistemler karmaşık ve pahalıdır. Örneğin baraj gölü belli aralıklarla kum ve kille dolar temizlenmesi oldukça zahmetli ve pahalıdır. Bir süre sonra baraj ömrünü tamamlar.

3.1.2. Hidroelektrik Sistemlerde Kullanılan Türbinler

Türbinler, akışkanın hidrolik enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinelerdir. Basit olarak bir mil ve mil üzerindeki kanatçıklardan oluşurlar. Kullanılan akışkana göre türbinin yapısı değişmektedir. Genel olarak şu ilke ile çalışırlar; sistemdeki akışkan (su) türbinin kanatçıklarına çarparak türbin miline hareket verir, hareket milin çıkışında mekanik işe dönüşür ve mekanik işten jeneratörler vasıtasıyla elektrik üretilir. Hidroelektrik güç tesislerinde kullanılan türbinlere hidrolik türbinler veya su türbinleri adı verilir. Su türbinleri kullanım alanlarına, ürettikleri güce, güç üretme biçimlerine göre birçok şekilde sınıflandırılabilirler. Düşüye göre sınıflandırmada; 300 m'den büyükler yüksek basınçlı, 400 m ile 20 m arası orta basınçlı, 50 m'den büyük düşüye sahip olanlara düşük basınçlı su türbinleri olarak kabul edilir. Bunun gibi birçok değişkene göre sınıflandırma yapılabilmektedir.

Türbin Çıkış Güçlerine Göre;

- Yüksek güçlü hidrolik türbinler (> 100 MW)
- Orta güçlü hidrolik türbinler (20 – 100 MW arası)
- Küçük güçlü hidrolik türbinler (1 – 20 MW arası)
- Mini Hidrolik türbinler (100 KW – 1 MW arası)
- Mikro hidrolik türbinler (5 KW – 100 KW arası)
- Piko hidrolik türbinler (< 5 KW)

Türbin Milinin Durumuna Göre;

- Yatay eksenli türbinler

- Dikey eksenli türbinler
- Eğik eksenli türbinler

Suyun Akış Doğrultusuna Göre;

- Eksenel akışlı türbinler (Kaplan, Uskur)
- Radyal akışlı türbinler (Francis)
- Diyagonal akışlı türbinler (Yüksek Hızlı Francis)
- Teğetsel akışlı türbinler (Pelton, Banki)
- Saptırılmış akışlı türbinler (Turgo)

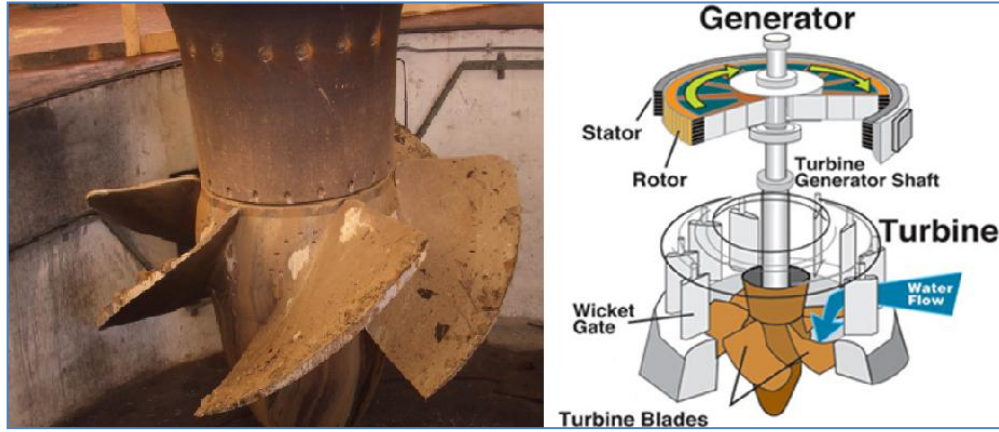
Yukarıda yapılan sınıflandırmalara ek olarak suyun etki şekline göre olan en uygun sınıflandırmadır. Burada türbinler aksiyon ve reaksiyon olarak tanımlanmaktadır. Aksiyon tipi türbinlerde (pelton, turgo, banki) su giriş ve çıkışında basınçlar atmosfer basıncına eşittir ve suyun kinetik enerjisinden faydalanılır. Reaksiyon tipi türbinlerde ise (francis, kaplan, uskur, boru) çark giriş ve çıkışı arasında basınç farkından yararlanır.

3.1.2.1. Kaplan Türbini

Bu türbin tipi eksenel olarak dönmekte etki türbinleri sınıfına girmektedir. Yani suyun girişi ile çıkışı arasında basınç farkı vardır. Bu çarkların özgül hızları büyük olup, yüksek debilerde ve buna karşılık düşük düşülerde çalışırlar. Bu tip türbinlerin verimli olabildiği ortalama düşü değerleri 80 m'nin altındadır. Kaplan türbinleri ya salyangoz gövdeli veya boru tipi olarak imal edilirler. Bugüne kadar imal edilen en büyük kaplan türbininde elde edilen güç 100 MW olup dönel çark çapı 10 m'nin üstündedir. Kaplan tipi türbinler klasik nehir türbinleri olarak ta ifade edilirler. Uskur (propeller), bulb, boru (tube), straflo diye adlandırılan türbinlerde kaplan türbininin varyasyonlarıdır.

Kaplan türbininin, gemi pervanesine benzeyen, ama onun tersi biçimde çalışan bir çarkı vardır. Bir motorun çevirdiği gemi pervanesi gemiyi ileriye doğru hareket ettirmek için suyu geriye iter. Kaplan türbininin çarkı çevresinden geçen suyun etkisiyle döner. Bu

türbinlerde su giriş ve çıkışı aynı eksendedir. Çevre boyunca yerleştirilmiş yönlendirici kanatlardan geçen su türbin çarkına gönderilir (Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Kaplan türbin çarkı ve çalışma prensibi (<http://electricalandelectronics.org>)

3 m ile 8 m dönel çark çapına kadar kanatlar ayarlanabilir olarak imal edilirler. Kanat sayıları değişken olabilir. Buradaki ayar, hidrolik servomotorlarla sağlanır. Özel durumlarda kanatların ayarlı olmasından vazgeçilebilir. Bu durumda türbinin adı uskur tipi olmaktadır (Şekil 3.5). Genelde kaplan türbinlerin bu tipleri kullanılmaktadır.



Şekil 3.5. Uskur tipi kaplan türbin çarkı.

20 m düşüye kadar beton salyangoz gövdeli imal edilirler. Daha büyük düşülerde ise salyangoz gövde saçtan imal edilmelidir. Bunun en büyük sebebi oluşan basınca karşı koyabilmesi içindir.

Kaplan türbinleri francis türbinlerine nazaran daha hızlı dönerler. Bu büyük avantaj nedeniyle jeneratöre arada kayış kasnak veya dişli olmadan da doğrudan bağlanabilmektedirler. Francis türbinleri orta düşüşler için kaplan türbinleri ise alçak düşüler için daha ekonomiktir. Yapımları aksiyon türbinlerine göre daha zordur. Bu nedenle mikro hidrolik sistemlerde daha az kullanılmaktadır. Ayrıca bu türbinlerde kavitasyon tehlikesi de vardır. Değişken debilerde de düşük verim verirler.

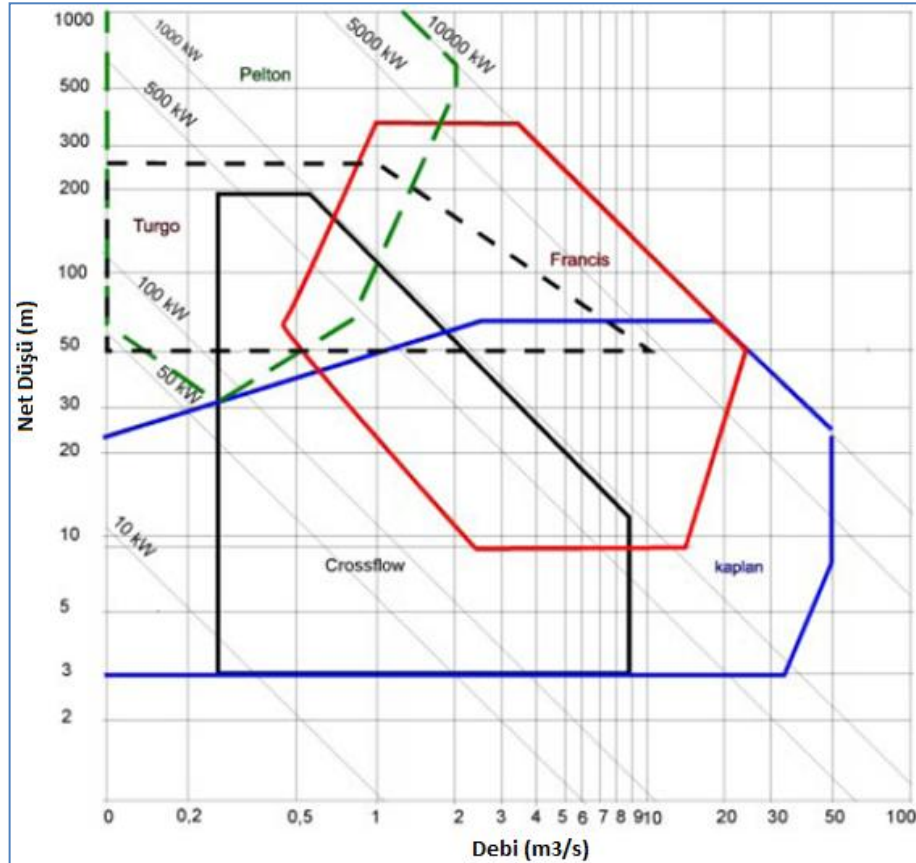
Düşen suyun miktarında veya düşüş yüksekliğinde veya yük talebinde kayda değer değişiklikler yer aldığı takdirde, uskur geometrisine sahip türbinlerin verimi %75'in altına düşmektedirler. Debi fazlalığına karşı önlem nispeten kolay ve genellikle, ya giriş vanalarının 'yük talebini izleyen otomatik kontrolüyle sağlanır, ya da fazla su, yakın konumda inşa edilmiş olan baca şeklindeki bir depoya (penstok) saptırılır. Gerekğinde bu baca suyu, "yüksüz başlatma" için kullanılmaktadır. Düşüş yüksekliğindeki mevsimsel değişmelerin veya yük talebindeki oynamaların yol açtığı verim düşüklüğü sorunlarını aşmak için ise kaplan türbininde rotor kanatlarının açıları ayarlanabilir kılınmış. Bu, yağ basıncıyla çalışan ve genellikle rotor gövdesi içine yerleştirilmiş bulunan bir servomotor aracılığıyla yapılmaktadır. Yağ, türbin ve alternatör şaftı üzerindeki yarıklardan geçen borularla iletilerek o anki su akışına göre en uygun kanat açısı ayarı yapılabilmektedir. Bu nitelikleriyle, suyun düşme yüksekliğindeki mevsimsel oynamalar sorun olmaktan çıkmaktadır.

Kaplan türbinleri genellikle salyangoz gövde biçiminde ve dikey olarak kullanılırlar. Yatay olması gereken durumlarda ise farklı bir uygulaması olan boru tipi türbinler kullanılmaktadır. Bu tip türbinler kaplan tipine nazaran daha düşük düşülerde tercih edilirler. Nehirlerde uygulamaları oldukça fazladır.

3.2. Türbin Seçimi

Hidrolik türbinlerin seçimi için sistemin kurulacağı yerdeki düşü ve debi değerleri belirlenmelidir. Bu değişkenler yardımı ile çeşitli firmaların deneyimleri sonucu edilen grafikler yardımı ile seçim yapılabilmektedir.

Hidroelektrik sistemlerde kullanılan türbin tipleri yüksek, orta ve alçak düşü makineleri olarak sınıflandırılır. Şekil 3.6'da 10 kW-10 MW güç bölgesi için farklı düşü ve debi bölgelerinde hidroelektrik santrallerde kullanılan türbinler gösterilmiştir. Bu gibi çeşitli firma ve kurumların hazırlamış olduğu grafiklerden türbin seçimi yapabilmek için öncelikle debi ve düşü değerlerinin bulunması gerekir. Ardından bu değerlerin grafikte



Şekil 3.6. Debi ve düşü değerlerine göre kullanılacak türbin çeşitleri (Penche 1998)

kesiştiği noktayla türbinden elde edilecek gç miktarını gösteren doğrunun kesiştiği veya yaklaşık olarak kesiştiği nokta hangi trbın bölgesinde kalıyorsa, kuracağımız hidroelektrik gç tesisimizde o trbının kullanılması verimlilik ve işletme Şartlarının iyileştirilmesi bakımından en uygun seşimdir. Bununla beraber trbın tipleri için yukarıda belirtilen düşü sınırları sadece bir n fikir vermek içindir. Herhangi bir tesiste kullanılacak trbın tipi hakkında kesin birşey söylenemez. Gerçekte HES'lerde kullanılacak trbın tipi özgül dönme sayısı ile belirlenir.

Bir trbının n_s özgül hızı, o türbine benzer olan ve aynı cins akışkanla 1 m net düşü altında çalışıp en iyi verimle milinden 1 BG gç veren trbının dakikadaki devir sayısı olarak tanımlanır. Çizelge 3.1'de özgül hıza bağlı olarak trbın tipleri görülmektedir. Çizelge veya eşdeğeri olan ve çeşitli firmaların çalışmalar sonucu elde edilen grafikler tip seçimlerinde kullanılmaktadır. Özgül hız (n_s) bağıntısı Şu Şekildedir;

$$n_s = \frac{\sqrt{P_e}}{H_0^{5/4}} \quad (3.1)$$

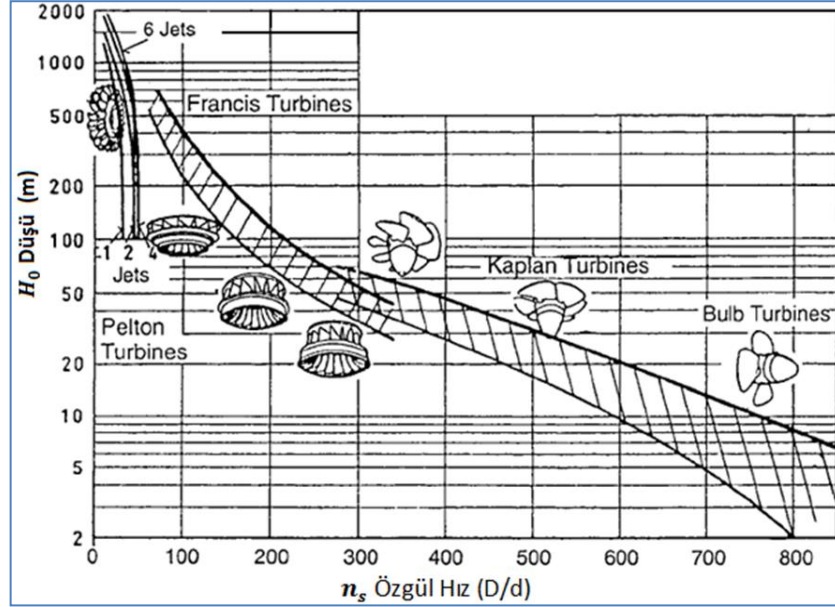
$$P_e = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_0 \cdot \eta_G$$

Çizelge 3.1. Trbın Tiplerinin zgl Hıza Göre Sınıflandırılması

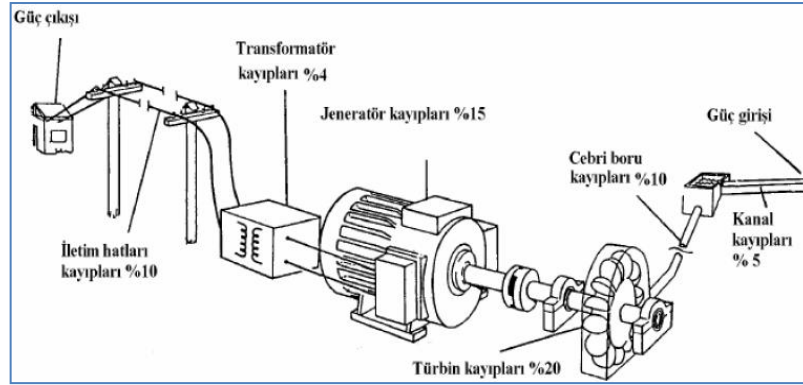
TÜRBİN TİPİ	ÖZGÜL HIZ (n_s)
<i>Pelton</i>	12-30
<i>Turgo</i>	20-70
<i>Banki Michell-Ossberger</i>	20-80
<i>Francis</i>	80-400
<i>Uskur veya Kaplan</i>	340-1000

Yukarıdaki denklemden de görüleceği gibi çıkış gücünün hesaplanması gerekmektedir. Bunun için sistemin çeşitli yerlerinde (Şekil 3.8) oluşan kayıplar göz önüne alınarak (belli verim değerlerinin kabulü ile) aşağdaki gibi elde edilebilir. Bir hidroelektrik gç sisteminde toplam gç çıkışı ve kayıpların oluşumu Şu Şekilde gösterilmiştir;

$$P_{\text{çıkış}} = \eta_{\text{inşaat}} \cdot \eta_{\text{cebri boru}} \cdot \eta_{\text{türbin}} \cdot \eta_{\text{jeneratör}} \cdot \eta_{\text{transformatör}} \cdot \eta_{\text{nakil hattı}} \cdot P_{\text{giriş}} \quad (3.2.)$$



Şekil 3.7. Özgül hızla ilgili olarak türbin tiplerinin kullanılma bölgeleri. (Karagöz 2009)

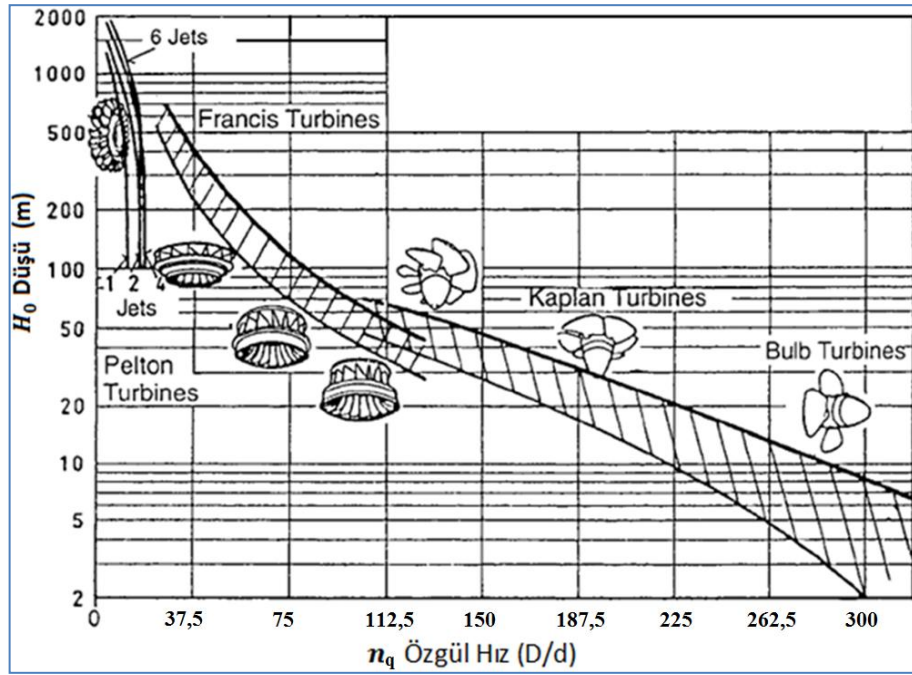


Şekil 3.8. Bir Hidroelektrik santralde toplam güç çıkışı ve kayıplar. (Anonim 2011)

Mil gücüne göre hesaplanan özgül hız değeri n_s , debiye göre de hesaplanabilmekte ve türbin tipinin seçiminde kullanılmaktadır. n_q olarak adlandırılan bu karakteristik büyüklük aşağıdaki gibi hesaplanır ve şekil 3.7'deki grafikten seçim yapılabilir.

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_0^{3/4}} \quad (3.3.)$$

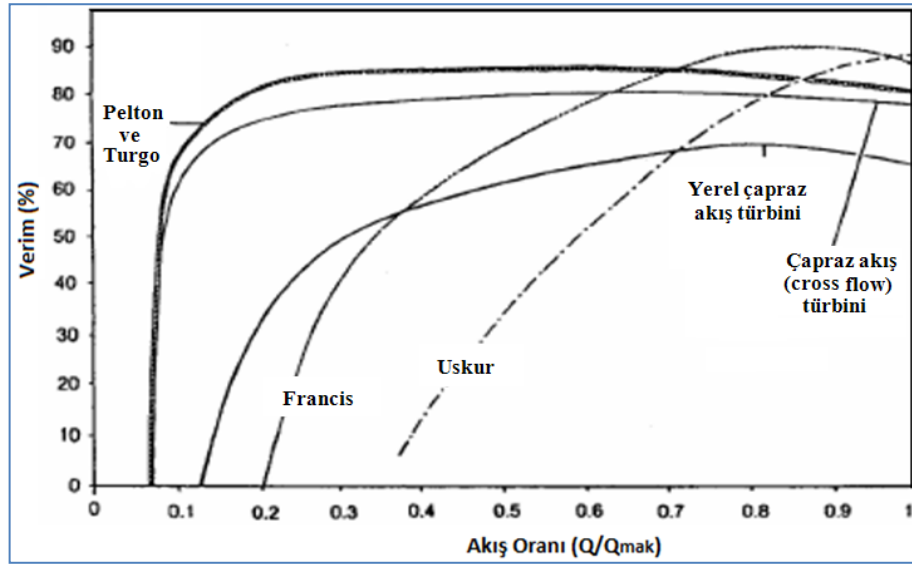
Türbin tipi seçiminde türbin veya jeneratörün hızı da önemlidir. Türbin tarafından döndürülen jeneratörler, tipik bir türbinin optimum hızından daha yüksek bir devirde dönerler. Bu bağlantı kayış kasnak, dişli mekanizması veya bir kavrama yardımıyla sağlanır. Burada hız oranının en az olması tercih edilir. Bu durumda bağlantı daha kolay ve maliyet daha düşüktür. Kural olarak 3:1 oranından kaçınmak gerekir en azından 2,5:1 oranı veya altı tercih edilmelidir.



Şekil 3.9. Özgül devir sayısı n_q ve düşüye göre türbin seçimi. (Karagöz 2009)

Şayet 1500 D/d ile dönen bir jeneratör varsa seçilecek türbinin hızı en az 500 D/d veya üzeri olmalıdır. Türbin hızının jeneratör hızında olması durumunda jeneratör doğrudan türbin miline bir kavrama ile bağlanır. Üreticiler bunu tavsiye etmektedirler. Genellikle, mikro türbin yerleştirmelerinde üniteleri ayrı olarak satın almak daha ucuzdur ve daha

sonra bağlantı sistemiyle yerlerine monte edilirler. Diğer bir ölçüt ise türbinin kısmi debi koşullarında çalıştırılıp çalıştırılmayacağıdır. Şekil 3.10'da kısmi yüklerde türbinlerin verim eğrilerinin değişimi verilmiştir. Tüm türbinler, bir güç-hız ve verim-hız karakteristiğine sahiptir. Pelton ve cross-flow (banki) türbinleri tasarım değerlerinin dışında farklı değerlerde de çalışmaları durumunda oldukça yüksek verim vermektelerdir. Francis türbinlerinde kısmi yükler karşısında verim düşmektedir. Hatta uskur türbinlerinde, tasarım debisinin %80 ve üstü haricindeki debi bölgesinde çok düşük verim elde edilir. Francis türbinleri büyük hidrolik sistemlerde oldukça sık kullanılan bir türbin olmasına karşılık karmaşık bir yapıya sahip olmaları ve kısmi yüklerdeki davranışı nedeniyle mikro hidrolik sistemlerde fazla kullanılmazlar.



Şekil 3.10. Türbin tiplerinin kısmi yüklerde çalışma verim eğrileri.(Anonim 2011)

3.2.1. Hidrolik türbinlerde farklı verim tanımlamaları

Kanat boyutlandırılmasında amaca uygun yani en yüksek verime yönelik bir çalışma yapılması gerektiğinden hidrolik türbinlerdeki verim tanımlamalarının bilinmesi gerekmektedir. Boyutlandırmanın en önemli kısmı olan açı hesaplamalarında verimle ilgili terimler kullanılarak belli bağıntılar elde edilmektedir.

Hidrolik santraller için brüt düşü su farklı bileşenler içinden geçmedikçe besleme kanalı seviyesi ile çıkış kanalı seviyesinin farkı olarak tanımlanmaktadır. Suyun sistem içinde akışı sırasında birincil ve ikincil olarak sınıflandırılan hidrolik kayıplar meydana gelir. Sistemin farklı bileşenlerdeki sürtünmeler sebebiyle oluşan yük kaybı birincil; yön veya akış kesit alanı değişikliği (örneğin cebri boru giriş ve çıkışında dirsek ve bağlantı yüzünden) sebebiyle olan kayıplar ise ikincil olarak tanımlanmaktadır. İkincil kayıplar birincillere nazaran çok küçük değerlerde olduğu için ihmal edilebilmektedir. Buna göre türbinde etkili olan net veya etkin yükseklik brüt düşüden hidrolik kayıpların çıkarılması ile bulunmaktadır.

Türbin girişinden geçen suyun hepsi türbin bıçaklarına çarpmayabilir. Toplam akışın bir parçası çark kanatları (pala) ile kılavuz kanatları (rotor- stator) arasındaki boşluktan veya türbin mili etrafındaki salmastralardan sızabilir. Aşağıdaki gibi tanımlanan kaçak (hacimsel) verim ile kaçak kaybı dikkate alınmaktadır.

$$\eta_K = \frac{\text{türbin kanatlarına çarpan su hacmi}}{\text{suyun sağladığı toplam su hacmi}} = \frac{Q_a}{Q}$$

Suyun türbin içinde akışı sırasında farklı parçalardaki girdap oluşumları, bıçak sürtünmeleri ve akış yönündeki değişimlerin yanısıra türbin girişindeki kinetik enerji kaybından dolayı hidrolik kayıplar oluşabilir. Enerji üretiminde, aşağıdaki gibi tanımlanan hidrolik verim hesaba katılarak hidrolik kayıplar dikkate alınmalıdır.

$$\eta_H = \frac{\text{türbin kanatları tarafından üretilen güç}}{\text{türbin girişinde su tarafından sağlanan güç}} = \frac{H_r}{H}$$

Burada H_r birim ağırlık başına düşen enerji transferini temsil etmektedir ve Euler veya çark düşüsü olarak bilinmektedir.

Türbin çarkları tarafından üretilen güç, iletim elemanları arasında, sabit parçalar (yataklama ve sızdırmazlık elemanları) arasında ve dönen parçalar (mil-çark) arasında oluşan sürtünme ile meydana gelen mekanik kayıplar yüzünden azalmaktadır. Bu kayıplar nedeniyle türbin shaftındaki kullanılabilir güç çarkta oluşandan azdır. Mekanik kayıplar hesaba katılarak elde edilen mekanik verim şu şekilde ifade edilebilir:

$$\eta_M = \frac{\frac{2\pi \cdot N \cdot T}{60}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_r} \quad (3.4)$$

Türbin genel verimi hidrolik, mekanik ve hacimsel (volumetrik) verimlerin bir ürünü olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir:

$$\eta_G = \frac{\frac{2\pi \cdot N \cdot T}{60}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} = \eta_H \cdot \eta_M \cdot \eta_K$$

3.2.2. Hidrolik türbinlerde kavitasyon

Kavitasyon hidrolik reaksiyon türbinlerinde ve merkezkaç pompalarda olan bir olaydır. Türbin ve pompa kanatları arasında akışkan ortamında basıncın buharlaşma basıncı (çizelge 3.3) altına düşmesiyle oluşan buhar kabarcıkları akışla beraber hareket ederek basıncı yüksek olan bölgeye gelince patlaması sonucu oluşan boşluğa sıvı molekülleri hücum ederek yüzeylerde darbe etkisi oluşturur. Kavitasyon etkilerini şu şekilde sıralayabiliriz;

- 1- Stator ve rotor kanatları arasında çok düşük basınçlı (vakumlu) hacimcikler oluşması ile enine kesit daraldığı için debi dolayısıyla da güç düşmektedir.
- 2- Vuruntu ve darbelerle oluşan salınımlar güç kaybına ve verimde % 10-%20 oranında azalmaya sebep olur.
- 3- Kavitasyona maruz kalan malzeme yüzeylerinde oluşan oyukcuklar giderek derinleşerek belirli bir işletme süresi sonunda malzeme yüzeyi şekil 3.11'deki

gibi adeta süngerleşir ve malzemeden kopmalar görülür. Bu ise türbin rotorunda dengelenmemiş radyal hidrolik kuvvetler oluşturarak jeneratöre güç iletimi yapılan bütün bir mil grubunda titreşime ve salınımlara neden olur.

- 4- Daha önce de bahsedildiği gibi kavitasyon emme borusu (yayıcı) verimini düşürerek genel verimi olumsuz yönde etkiler.



Şekil 3.11. Kavitasyon sonucu hasara uğramış bir francis türbin çarkı.

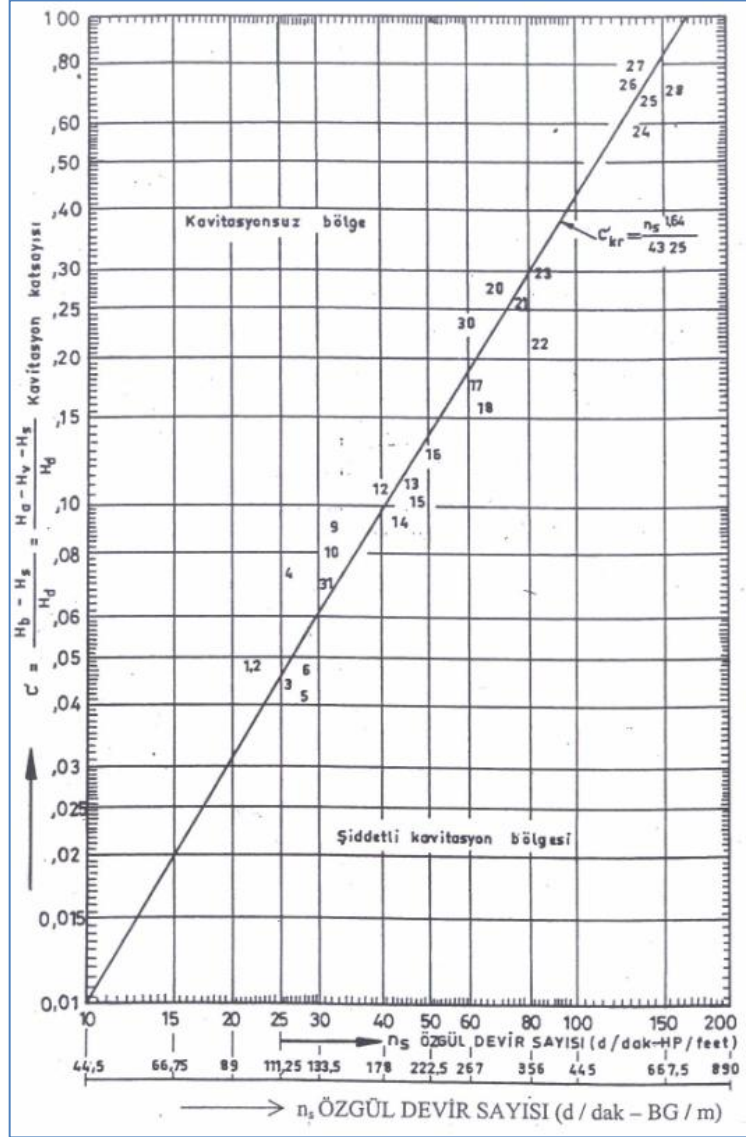
Türbinler için kavitasyon denetimi Thomas kavitasyon sabiti de denilen bir sayıya göre yapılır. Bu sayı;

$$\sigma = \frac{H_a - H_s - H_b}{H_o} \quad (3.5)$$

şeklinde tanımlanır. Bu değerlerden sadece H_s (türbinin yayıcı yüksekliği) değiştirilebilir. Diğer değerler sabittir. Yapılan deneysel çalışmalarla özgül hız değiştirilerek türbinlerin kavitasyona başladığı σ_{KR} değerleri belirlenir. Türbinin kavitasyona uğramaması için $\sigma_{TÜR} \geq \sigma_{KR}$ olmalı. Bunu sağlamak için bazen H_s 'nin negatif olması gerekebilir. Bu da türbinin zeminin altına monte edilemesini gerektirir. Söz konusu katsayı özgül devir sayısına bağlı olarak grafikler (şekil 3.12) veya çizelgeler (çizelge 3.2) halinde verilerek gerek sayısal yaklaşımlı analizlerde gerekse el ile yapılan basit hesaplamalarda kullanılabilir.

Çizelge 3.2. Kaplan tipi hidrolik türbinlerde Thoma kavitezyon katsayıları. (Başışme 2000)

Özgöl devir sayısı (n_s)	450-500	550-600	650-700	700-800
Thoma "kavitezyon" katsayısı σ_{kr}	0.40-0.45	0.60-0.65	0.85	1.05



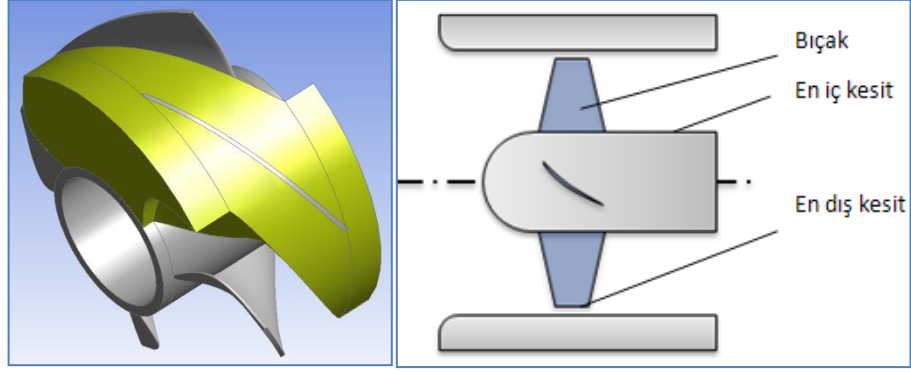
Şekil 3.12. Kavitezyon katsayısı sınır değeri grafiği. (Başışme 2000)

Çizelge 3.3. Tahrik suyu sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma basıncı değişimi. (Başesme 2000)

Su sıcaklığı °C	Buharlaşma basıncı (H_v) mSS	Su sıcaklığı °C	Buharlaşma basıncı (H_v) mSS
0	0.0623	19	0.2239
1	0.0669	20	0.2383
2	0.0719	21	0.2535
3	0.0772	22	0.2695
4	0.0829	23	0.2863
5	0.0889	24	0.3041
6	0.0953	25	0.3229
7	0.1021	26	0.3426
8	0.1093	27	0.3634
9	0.1170	28	0.3853
10	0.1251	29	0.4083
11	0.1337	30	0.4325
12	0.1429	31	0.4579
13	0.1526	32	0.4847
14	0.1629	33	0.5128
15	0.1737	34	0.5423
16	0.1853	35	0.5733
17	0.1975	50	1.257
18	0.2103	60	2.031

3.3. Türbin Kanatlarının Boyutlandırılma Teorisi

Türbin kanatlarının boyutlandırılması için ANSYS programının sadece turbo makine tasarımı için hazırlanmış modülü olan “Blade Generator” kullanılacaktır. Program çalışma mantığı olarak sistemi analizlerde kontrol hacmi olarak tanımlayacağı için stator (yönlendirici kanat) ve rotor olarak ayrı ayrı tanımlamakta ve bıçak sayısı kadar bölerek tek biri üzerinden işlem yapmaktadır (şekil 3.13). Bunun için tipi (kaplan, francis, aksenal, radyal) ve boyutları ne olursa olsun ilk olarak en iç (hub) ve en dış (shroud) kesit çaplarını belirtmemiz gerekmektedir. Ayrıca eğer boyutlandırmanın daha hassas olması için en iç ve en dış arasında istenilen sayıda kesitte tanımlama yapılması gerekmektedir. Bu tanımlama; kesit yarıçapları, giriş ve çıkış kısımlarındaki açı değerleri, kanat uzunluğu ve kabul edilen bir noktaya göre koordinat değerleri girilerek yapılır.



Şekil 3.13. Akış bölgesi ve tanımlanan kesitler.

Boyutlandırmadan kastedilen kanat açıları hesaplarıdır. Bu hesap hidrolik makinelerin ana denklemi (Euler eşitliği) denilen bir teoriye dayanmaktadır. Bir hidrolik makinesi dönel çarkında ideal akışkan kabulüyle enerji dönüşümü denklemini ilk kez 1754 yılında Leonhard Euler elde ettiğinden, genel olarak bu eşitliğe Euler Eşitliği adı verilmektedir. Euler kendi teorik yolu ile denklemi çıkarırken aşağıdaki şartları kabul etmiştir.

- Akışkan sıkıştırılmaz ve sürtünme kayıpları yok,
- Akış kanat kanatlarına uyumlu biçimde cereyan edecek,
- Bütün akım çizgileri aynı biçimde olacak,
- Ağırlığın etkisi ihmal edilecek,
- Akış daimi yani zamandan bağımsız olacak.

Bu kabullerden sonra hem türbinler hem de pompalar için hidrolik makineleri ana denklemi aşağıda görülen dönel çarkı ele alarak elde edilecektir.

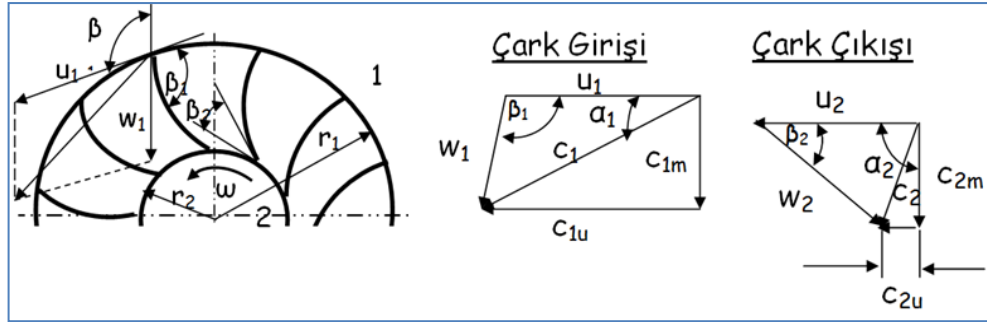
Şekil 3.14'deki pompa çarkında, çarkla birlikte dönen bir kişinin gördüğü akış, hareketsiz bir ortamdaki kişinin gördüğü akıştan farklı olacaktır. Çarkın içinde akış halinde hareket etmekte olan bir parçacığın, duran ortamda bulunan sabit bir kişiye göre sahip olduğu hız mutlak hız, çarkla birlikte dönmekte olan bir kişinin bulunduğu noktada gördüğü hız bağıl hız adını alır. Ayrıca çarkın dönme hızı vardır. Bu dönme hızı çark hesaplarında çarkın çevresel hız olarak ele alınır. Burada mutlak hız c , w bağıl

hareketsiz ortamda yani sabit eksen takımında \dot{B} noktasına gelmiş olur. Bu parçacığın çark kanat kanalı içinde A'dan B'ye gitmesi veya çarkın B noktasından \dot{B} 'ye gelmesi için gerekli zaman t olduğuna göre, $B\dot{B}$ yayının merkez açısı φ , ω açısal hızı sabit olmak üzere, $\omega \cdot t$ 'ye eşit olacaktır. Türbinlerde aynı mutlak yörünge ters yönde çizilmesi ile elde edilmektedir. Türbinlerde ana denklem tanımı şu şekilde yapılmaktadır;

Akışkandan dönel çarka etkileyen dönme momenti toplamı ve çarka verilen güç şöyledir;

$$M = \dot{m} \cdot (c_{u1} \cdot r_1 \cdot c_{u2} \cdot r_2) \quad (3.6)$$

$$P_{k\infty} = M \cdot \omega$$



Şekil 3.15. Dönel bir çarkta oluşan hız vektörleri. (Çallı 2007)

eşitliği şeklinde ifade edilir. Diğer taraftan enerji dönüşümünden elde edilen sonsuz kanat kabulündeki çark gücü ise;

$$P_{k\infty} = \dot{m} \cdot Y_{k\infty} \quad (3.7)$$

olacaktır. Son iki eşitliğin sol yanları aynı olduğundan, yapılacak işlemle,

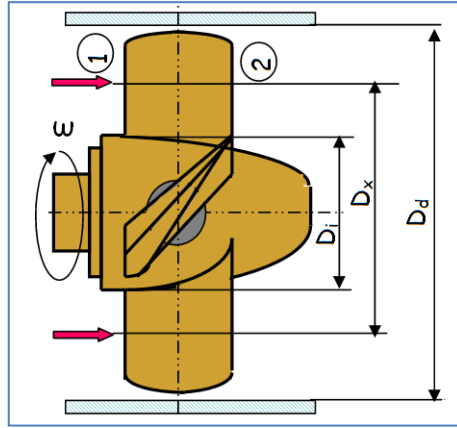
$$M \cdot \omega = \dot{m} \cdot Y_{k\infty} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned}
\dot{m} \cdot (c_{u1} \cdot r_1 - c_{u2} \cdot r_2) \cdot \omega &= \dot{m} \cdot Y_{k\infty} \\
Y_{k\infty} &= \omega \cdot (c_{u1} \cdot r_1 - c_{u2} \cdot r_2) \\
Y_{k\infty} &= c_{u1} \cdot u_1 - c_{u2} \cdot u_2
\end{aligned} \tag{3.9}$$

elde edilir. Sonsuz kanat durumundaki özgül enerji eşitliği elde edilmiş olur. İdeal akıştan gerçek akışa geçişten dolayı türbin çarkına verilen gerçek özgül enerji Y_k , sonsuz kanatlara sahip türbin çarkına gereken özgül enerjiden $Y_{k\infty}$ daha büyük olması gerekecektir. (Burada "p" özel olarak sonlu kanat sayısından dolayı oluşan güç düşümünü temsil etmektedir.)

$$Y_k = Y_{k\infty} \cdot (1 + p) \tag{3.10}$$

3.3.1. Hız üçgenlerinin çıkartılması

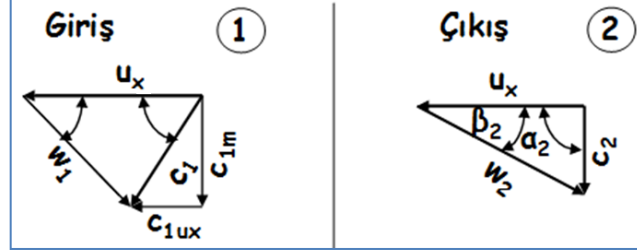


Şekil 3.16. Aksel türbin kesit çaplarının görünümü. (Çallı 2007)

Çevresel ve meridyen hızları arasında $u_x = r_x \cdot \omega$ bağıntı mevcuttur. Buradaki k_1 ile k_2 kanat kalınlığı göz önünde bulundurularak seçilen görgüsel sayılardır ($k > 1$ olmalıdır). c hızının çevresel bileşenleri,

$$c_{m1} = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_d^2 - D_i^2)} \cdot k_1 \quad (3.11)$$

$$c_{m2} = \frac{Q_2}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_d^2 - D_i^2)} \cdot k_1$$



Şekil 3.17. Dönel bir çarkta oluşan hız vektörleri. (Çallı 2007)

Şekil 3.17'deki giriş ve çıkış kesitleri için;

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_x - c_{u1x}} \quad (3.12)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_x} \quad (3.13)$$

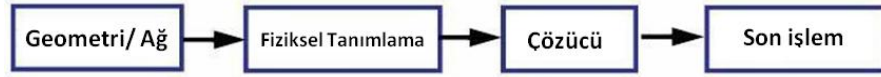
yazılabilmektedir. Buradaki hız üçgenleri değişik kesitlerde alınarak çizilmiştir (şekil 3.16'da $D_d \geq D_x \geq D_i$). "x" indisi iç ve dış kesitler arasındaki herhangi bir kesiti ifade etmektedir. Ayrıca $\tan \beta_2$ 'deki c_{u2x} terimi genel olarak sıfır kabul edilir.

3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Teorik Altyapısı

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) akışkan akışı, ısı transferi ve diğer ilgili fiziksel olayların bilgisayarlar yardımıyla simüle edilmesini sağlayan bilim dalı olarak tanımlanabilmektedir. Verilen sınır şartları altında ilgili hacimde korunum denklemlerini çözerek simülasyon gerçekleştirilir. HAD ilk başlarda sadece

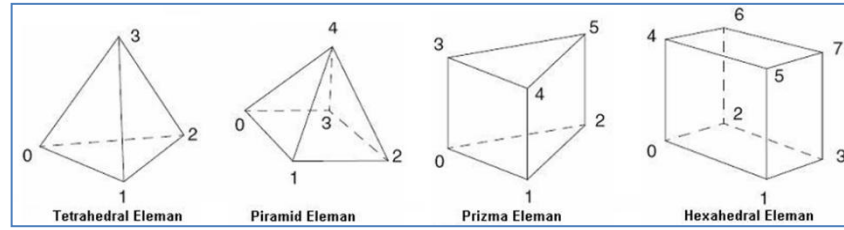
araştırmalarda kullanılan bir araçtı. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler, güçlü grafikler ve 3D sanal uygulamalardaki gelişmeler, laboratuvar çalışmalarına göre HAD modelleme ve çözümlerindeki zamanı ve dolayısıyla maliyetleri azaltmıştır. Günümüzün güçlü HAD kodları akış problemlerinin makul bir süre içerisinde çözümlerine olanak tanımışlardır. Bu etkiler sonucunda HAD bugün endüstriyel bir tasarım aracı olarak da kullanılmaktadır. HAD ölçek model testlerinin ve çok çeşitli simülasyonların hızlı biçimde, düşük maliyetle yapılabilmesine olanak sağlamaktadır. HAD, bilim adamları ve mühendisler tarafından kimya sanayisinden tıp bilimine kadar çok geniş alanlarda kullanılmaktadır. Momentum, ısı ve kütle geçişini tanımlayan Navier-Stokes denklemleri 19. yüzyılda elde edilmiş olup analitik olarak bilinen bir çözümleri mevcut değildir ve sayısal olarak çözülmektedirler. Yanma gibi diğer işlemleri ihtiva eden denklemler Navier-Stokes denklemleriyle ortak çözülmektedir. Sıklıkla bu ek denklemler türbülans modellerinde olduğu gibi bir yaklaşım kullanılarak denklemler sisteminde dahil olurlar. HAD kodlarında kullanılan birçok çözümler yöntemi bulunmaktadır. Bu yöntemlerden en çok kullanılanı ise "sonlu hacim" tekniğidir. Bu teknikte ilgilenilen alan kontrol hacmi denenen ufak alt hacimlere ayrılır. Denklemler her kontrol hacmi için ayrılaştırılarak tekrarlı (iteratif) olarak çözümler. Sonuç olarak her değişkenin yaklaşık değeri hacim içerisindeki özel noktalarda hesaplanmış olur.

HAD tasarım aşamasında bir sistemin performansını elde etmede veya varolan bir sistemin geliştirilmesinde kullanılabilir. Örnek olarak bir akış sistemindeki basınç düşüşünü hesaplamak için yapılacak ilk iş ilgilenilecek alanın belirlenmesidir. Böylelikle ilgilenilecek geometride belirlenmiş olur ve ilgili hacim için ağ üretilir. Bu ağ HAD kodunun (pre-processor) ön işlemci kısmına alınarak simülasyon için gerekli sınır şartları, akışkan özellikleri gibi değişkenler tanımlanır. Akış çözümler hız, basınç ve diğer değişkenlerin değişimlerini hesaplamak üzere çalıştırılır. Sonuçlar bir son işlemci (post-processor) ortam yardımıyla görsel hale getirilir. Bu sayede geometri değişikliği yapılarak tasarıma etkisi incelenebilir. Anlatımdan anlaşılacağı üzere bir HAD simülasyonunun gerçekleşmesi dört adımın yapılması ile olmaktadır (şekil 3.18).



Şekil 3.18. Bir HAD probleminin çözümündeki işlem adımları. (Tomaç 2005)

Ağ üretiminde kullanılabilecek 4 temel hacim ağ tipi vardır:



Şekil 3.19. HAD analizlerinde kullanılan hacim elemanı tipleri. (Tomaç 2005)

Bu eleman tiplerinden kullanımı en yaygın ve üretilmesi en basit olan tetra elemandır. Özellikle karmaşık şekillerde hexa başta olmak üzere diğer elemanlardan üretilmesi çok zaman alıcı ve zor olduğundan tetra kullanılmaktadır. Fakat bu çalışmada olduğu gibi turbomakinelere yapılan analizlerde (sınır tabaka etkilerinin önemli olduğu problemlerde, ayrılma noktası tespiti için yapılan analizlerde vb.) hexa kullanımı daha doğru ve hassas sonuçlar için kaçınılmaz olmaktadır. Hexa'nın en büyük avantajlarından birisi eleman kalitesi çok bozulmadan sınır tabakada istenilen sayıda düğüm oluşturulmasına izin vermesidir. Bu sayede sınır tabakadaki akış daha iyi bir biçimde analiz edilebilmektedir.

3.4.1. Korunum denklemleri

Bu bölümde anlatılan denklemler ve yaklaşımlar kullanılan ticari kodun (ANSYS) çözdüğü denklemler ve kullandığı yaklaşımları anlatmaktadır. Öncelikle her HAD kodunda ortak olduğu gibi çözülen (zamana bağlı Navier-Stokes Denklemleri) korunum denklemlerinin genel halleri kısaca;

Sürelilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3.14)$$

Momentum denklemi;

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot (-p\delta + \mu(\nabla U + (\nabla U)^T)) + S_M \quad (3.15)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial \rho h_{top}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{top}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \quad (3.16)$$

şeklinde yazılabilir. Eğer viskoz iş fazlaysa bu durumda enerji denkleminde viskoz kaymaların etkisini hesaba katabilmek için sağ tarafa ek bir terim eklenmesiyle denklem,

$$\frac{\partial \rho h_{top}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{top}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot \left(\mu \nabla U + \nabla U^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot U \delta U \right) + S_E \quad (3.17)$$

halini almaktadır. Eğer kinetik enerjinin toplam enerjiye etkisi ihmal edilebiliyorsa bu durumda denklem aşağıdaki gibi olur,

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \quad (3.18)$$

Bu denklemlerde S kaynak terimlerini ifade etmektedir. Ayrıca denklemlerde bulunan yedi tane bilinmeyene (u, v, w, p, T, h, ρ) karşılık beş denklem bulunmaktadır. Bilinmeyenlerin tamamını bulabilmek için gerekli diğer iki denklem ise durum denklemleri ve yapısal denklemdir. Bu çalışmada yapılan sayısal çözümler için süreklilik söz konusu olduğundan denklemlerdeki zamana bağlı terimler ihmal edilmiş ve ayrıca akışkan sıkıştırılmaz olduğundan yoğunluk, işlecin veya integralin dışına alınabilmiştir. Bu sadeleştirmeler yapıldığında korunum denklemleri:

$$\begin{aligned} \nabla U &= 0 \\ \rho \nabla \cdot (U \times U) &= \nabla \cdot \left(-p\delta + \mu(\nabla U + (\nabla U)^T) \right) + S_M \\ \rho \nabla \cdot (Uh) &= \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \end{aligned} \quad (3.19)$$

halini almaktadırlar. Korunum denklemleri bu halleriyle sürekli ve sıkıştırılmaz akışı temsil etmektedirler.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. Türbin Kanat Tasarımı

Bir HES projesinde ilk olarak santralde kullanılacak türbin tipi, düşü ve debiye göre belirlenir daha sonra türbinin tasarlanması işlemine geçilir. Tasarım işlemi türbinin giriş ve çıkış kısımlarının (dış ölçülerin) belirlenmesi ile türbinin kanat profillerinin çıkarılması ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile doğrulanması işlemlerini kapsar. Ayrıca yine aynı yöntem ile kanatların veriminin artırılması gerekmektedir. Dolayısıyla ilk olarak hidrolik türbinin kurulacağı yer olan Ankara'da Tatlar Atık Su Arıtma Tesisi'nde debi $8 \text{ m}^3/\text{s}$, düşü 6 m olarak ölçülmüştür (Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3). Ölçülen debi ve düşüye göre bu tesise $4 \text{ m}^3/\text{s}$ 'lik 2 türbin kurulması düşünülmüştür. Sonuç olarak $4 \text{ m}^3/\text{s}$ 'ye 6 m'lik bir türbin tasarlanacaktır.



Şekil 4.1. Tesis su kanalından bir görünüm.



Şekil 4.2. Tesis su kanalından bir görünüm.



Şekil 4.3. Türbin kurulumu yapılabilecek yerden bir görüntü.

4.1.1. Türbin Tipinin Belirlenmesi ve Boyutlandırılması

Şekil 3.6'dan ölçülen debi ve düşüye göre boru (uskur) tipi kaplan türbinin uygun olduğu görülmektedir. Devir sayısının belirlenmesi için özgül hızın gerekmektedir. Daha sonra dış ve iç çap ölçüleri hesaplanmalıdır. Türbinin devir sayısı 500 D/d uygun görülmüştür. Bu kabulde söz konusu HES'de kullanılacak jeneratör özellikleri bölüm 3'de anlatıldığı gibi göz önünde bulundurulmalıdır. Buna göre basit olarak,

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} = \frac{60 \cdot 50}{2} = 1500 \text{ D/d}$$

hesabı yapılabilir. Burada n türbin devir sayısı, f jeneratörün ürettiği akımın frekansı (Türkiye'de üretilen alternatif akım frekansı 50 Hz'dir.) ve p jeneratörün çift kutup sayısıdır. Sonuç olarak 500 D/d'lık hız türbin milinden elde edilerek 1/3 iletim oranında 1500 D/d'da jeneratöre verilmesi düşünülmüştür. (Yapısal olarak kayış-kasnak mekanizmalarında 1/2,5-1/3 arası iletim oranlarının uygun olduğu bilinmektedir.) Farklı kutup sayısına sahip jeneratörlerin bu sistem için düşünülmesi Türkiye şartlarında maliyeti arttırmaktadır.

Devir sayısının uygunluğunu denetlemek için şekil 3.9'dan yararlanılarak 6 m düşüde kaplan türbin için bir özgül hız (n_q) değeri seçilir. Grafikte kaplan türbin için verilen aralık 6 m düşü değeri ile çalıştırılırsa 220 D/d'dan 320 D/d'ya bir hız aralığı elde edilir. (Ortalama değeri yaklaşık 265 D/d'dir.) Buradan;

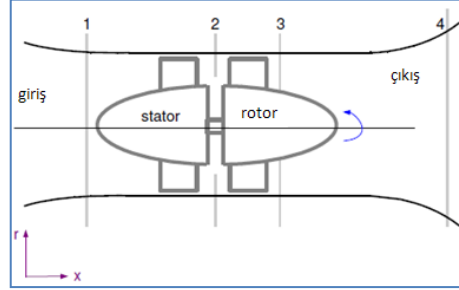
$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_0^{3/4}} = \frac{500 \cdot \sqrt{4}}{6^{3/4}} = 261 \text{ D/d}$$

özgül devir sayısı elde edilir ki bu değer grafik ile uyudur. Kabul edilen devir sayısı uygundur. Sonuç olarak türbin tipi seçilmiş ve devir sayısı belirlenmiştir.

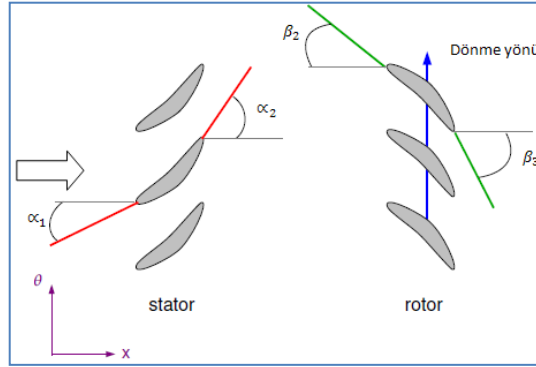
4.1.2. Kanat açılarının rotor-stator olarak ele alması ve hesaplanması

Turbo makinelerde akışkan kinematığını çözmek için genel olarak daha önce de bahsedildiği gibi hız üçgenleri ve çoğunlukla çark kanat giriş ve çıkış hız üçgenleri kullanılır. Şekil 4.4'deki gibi bir yerleşimi olan aksel türbinde kanat açıları ve hız

üçgenleri sırasıyla şekil 4.5 ve 4.6'de gösterilmiştir. Burada α_1 stator giriş açısı, α_2 stator çıkış açısı, β_1 rotor giriş açısı, β_2 rotor çıkış açısı olarak tanımlanmıştır ve üç



Şekil 4.4. Türbin yerleşiminin şematik gösterimi. (Ingram 2007)

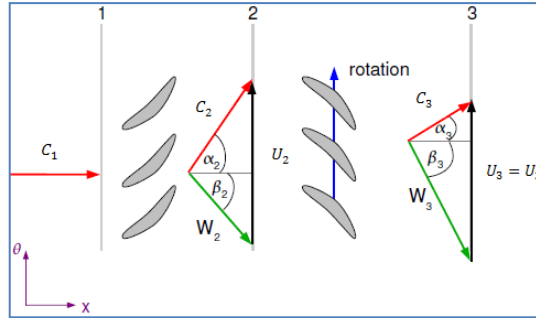


Şekil 4.5. Tasarım için gerekli açıların şematik gösterimi. (Ingram 2007)

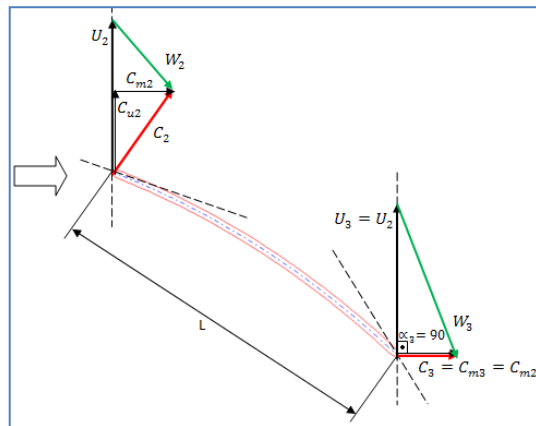
hızdan bahsetmek gerekir. Mutlak hız c , çevresel hız u , bağıl hız w ' dır. Açısal hız ile çevresel hız arasında $u = r\omega = \pi Dn$ olduğu bilinmektedir. Şekil 4.10'a dikkat edilecek olursa akışkan sisteme C_1 hızıyla girmektedir. Yönlendirici kanat (stator) etkisiyle C_2 'ye dönüşerek rotora girmektedir. Türbinin dönmesinden kaynaklanan çevresel hızı olan U ise bütün rotor boyunca sabittir. Statordaki gibi rotorda da C_2 mutlak hızı dönüşerek C_3 rotor çıkış hızı oluşmaktadır. Her iki konumda da mutlak hızların U ($U_2 = U_3$) hızıyla bileşkesi ω izafi hızları oluşturmaktadır. Ayrıca şekil 4.7'deki C_{m1} ve C_{u1} hızları gibi

mutlak hızların $x-\theta$ 'daki bileşenleridir. Sonuç olarak amaç türbinden alınabilecek en fazla gücün çekilmesidir. Bunun için ise ω_3 izafi hızı maksimum olmalıdır bir başka deyişle şekil 4.7'den görüleceği gibi $C_{u2} = 0$ veya $C_3 = C_{m3} = C_{m2}$ olmalıdır. Açılı hesaplarında bu göz önünde tutulacaktır.

İlk olarak şekil 4.8'den özgül hıza göre en iç (göbek) ve en dış (kanat ucu) çap oranı (D_g/D_u), kanat sayısı (z) ve k_{u1} katsayı değerleri aşağıdaki gibi okunarak (Kaçak verim %98'dir. Ayrıca türbin kanatlarının alt ve üst kısmından bırakılan hareket mesafesini tanımlayan "kanat yer işgal katsayısı" $\lambda=0,98$ olarak kabul edilmiştir.);



Şekil 4.6. Oluşan hız üçgenleri. (Ingram 2007)



Şekil 4.7. Rotor için oluşan hız üçgenleri

$$\frac{D_g}{D_u} = 0,45 ; k_{u1} = 1,93 ; z = 4$$

$$Q \cdot \eta_k = Q_\zeta = \frac{\pi}{2} (D_u^2 - D_g^2) \cdot \lambda \cdot C_{m2} \text{ ve } \eta_k = \lambda = 0,98$$

$$4 = \frac{\pi}{2} (D_u^2 - D_g^2) \cdot 0,98 \cdot C_{m2} \quad (4.1)$$

denklemleri elde edilir. Ayrıca teğetsel hız kanat giriş ve çıkışında birbirine eşittir ($u_2 = u_3$). Diğer taraftan teğetsel hızı veren iki denklem birbirine eşitlenerek D_a en dış çap ölçüsü elde edilir. Bunun için aşağıdaki işlemler yapılır;

$$u_2 = u_3 = \frac{\pi \cdot D_a \cdot n}{60} = k_{u1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}$$

$$\frac{\pi \cdot D_u \cdot 500}{60} = 1,93 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 6} \rightarrow D_u = 0,8 \text{ m} = 800 \text{ mm}$$

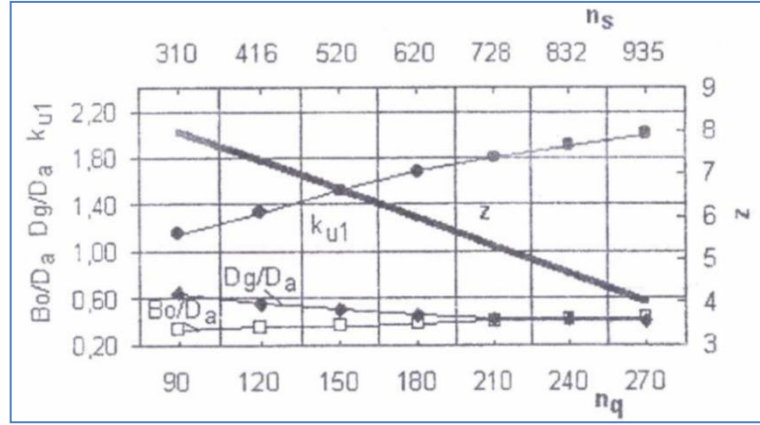
Şekil 4.8' den elde edilen D_a/D_g oranı hatırlanacak olursa,

$$\frac{D_u}{D_g} = 0,45 = \frac{0,8}{D_g} \rightarrow D_g = 0,36 \text{ m} = 360 \text{ mm}$$

olarak elde edilir. Sonuç olarak göbek ve kanat ucu çapı ölçüleri hesaplandıktan sonra daha önce elde ettiğimiz aşağıdaki denklemde yerine konularak C_{m2} hızı bulunur.

$$4 = \frac{\pi}{4} (D_u^2 - D_g^2) \cdot 0,98 \cdot C_{m2}$$

$$4 = \frac{\pi}{4} (0,8^2 - 0,36^2) \cdot 0,98 \cdot C_{m2} \rightarrow C_{m2} = 9,98 \text{ m/s}$$



Şekil 4.8. Uskur ve kaplan türbinlerde bazı boyut oranları. (Karagöz 2009)

Türbin verimlerinin bulunmasında, sistemin giriş ve çıkış güçlerine dayanan, farklı bileşenlerdeki düşü azalma yüzdesine veya kayıplara dayanan vb birçok yaklaşım bulunmaktadır. Bu çalışma kapsamında farklı bileşenlerde oluşan basınç kayıplarına dayalı kaplan türbinin verimi hesaplanmıştır.

Bu verimlere deneyimler doğrultusunda uygun değerler verilerek bir genel verim değeri elde edilmelidir. Bu çalışma kapsamında genel verimin %86 civarında olması hedeflenmektedir. Dolayısıyla hidrolik verim yardımıyla (C_{u2}) hız bileşeni aşağıdaki gibi hesaplanarak bulunur.

$$\eta_g = \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_H$$

$$0,86 = 0,98 \cdot 0,98 \cdot \eta_H \rightarrow \eta_H = 0,89$$

En dış kesit (kanat ucu, shroud) için;

$$\eta_H = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3}}{g \cdot H_0}, \quad c_{u3} = 0 \quad (\alpha_2 = 90^\circ)$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_u \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 500}{60} = 20,94 \text{ m/s}$$

$$0,89 = \frac{20,94 \cdot c_{u2}}{9,81 \cdot 6} \rightarrow c_{u2} = 2,5 \text{ m/s}$$

Giriş kanat açısı,

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} = \frac{9,98}{20,94 - 2,5} = 5,41 \rightarrow \beta_2 = 28,42^\circ$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} = \frac{9,98}{2,5} = 3,992 \rightarrow \beta_2 = 75,94^\circ$$

Çıkış kanat açısı

$$\tan \beta_3 = \frac{c_{m3}}{u_3} = \frac{9,98}{20,94} = 0,477 \rightarrow \beta_3 = 25,48^\circ$$

$$\beta_\infty = \frac{\beta_2 + \beta_3}{2} = \frac{28,42 + 25,48}{2} = 26,95^\circ$$

Kanat açılarından sonra hatve ve kanat uzunlukları da bulunur.

$$t = \frac{2\pi \cdot (D_a/2)}{z} = \frac{2\pi \cdot (0,8/2)}{4} = 0,628 \text{ m} = 628 \text{ mm (hatve)}$$

$$\left(\frac{L}{t}\right)_u = 1 \dots 0,7 \rightarrow L = 628 \text{ mm (L/t = 1 için)}$$

$$\rightarrow L = 534 \text{ mm (L/t = 0,85 için)}$$

$$\rightarrow L = 440 \text{ mm (L/t = 0,7 için)}$$

En iç kesit (göbek, hub) için;

$$\eta_H = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3}}{g \cdot H_0}, \quad c_{u3} = 0 \quad (\alpha_2 = 90^\circ)$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_g \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,36 \cdot 500}{60} = 9,42 \text{ m/s}$$

$$0,89 = \frac{9,42 \cdot c_{u2}}{9,81 \cdot 6} \rightarrow c_{u2} = 5,56 \text{ m/s}$$

Giriş kanat açısı,

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} = \frac{9,98}{9,42 - 5,56} = 2,59 \rightarrow \beta_2 = 68,85^\circ$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} = \frac{9,98}{5,56} = 1,79 \rightarrow \alpha_2 = 60,88^\circ$$

Çıkış kanat açısı

$$\tan \beta_3 = \frac{c_{m3}}{u_3} = \frac{9,98}{9,42} = 1,06 \rightarrow \beta_3 = 46,65^\circ$$

$$\beta_\infty = \frac{\beta_2 + \beta_3}{2} = \frac{68,85 + 46,65}{2} = 57,75^\circ$$

Hatve ve kanat uzunlukları;

$$t = \frac{2\pi \cdot (D_g/2)}{z} = \frac{2\pi \cdot (0,36/2)}{4} = 0,283 \text{ m} = 283 \text{ mm (hatve)}$$

$$\left(\frac{L}{t}\right)_g = 1,8 \dots 1,3 \rightarrow L = 509 \text{ mm (} L/t = 1,8 \text{ için)}$$

$$\rightarrow L = 438 \text{ mm } (L/t = 1,55 \text{ için})$$

$$\rightarrow L = 368 \text{ mm } (L/t = 1,3 \text{ için})$$

Orta kesit (middle span) için;

En dış ile en iç kesit çaplarının ortalaması alınarak tam orta kesitteki çap değeri elde edilir ve diğer kesite uygulanan işlemlerin aynısı uygulanır.

$$D_o = \frac{D_a + D_g}{2} = \frac{0,8 + 0,36}{2} = 0,58 \text{ m}$$

$$\eta_H = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3}}{g \cdot H_0}, \quad c_{u3} = 0 \quad (\alpha_2 = 90^\circ)$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_g \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,58 \cdot 500}{60} = 15,18 \text{ m/s}$$

$$0,89 = \frac{15,18 \cdot c_{u2}}{9,81 \cdot 6} \rightarrow c_{u2} = 3,45 \text{ m/s}$$

Giriş kanat açısı,

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} = \frac{9,98}{15,18 - 3,45} = 0,851 \rightarrow \beta_2 = 40,39^\circ$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} = \frac{9,98}{3,45} = 2,89 \rightarrow \alpha_2 = 70,93^\circ$$

Çıkış kanat açısı

$$\tan \beta_3 = \frac{c_{m3}}{u_3} = \frac{9,98}{15,18} = 0,657 \rightarrow \beta_3 = 33,32^\circ$$

$$\beta_\infty = \frac{\beta_2 + \beta_3}{2} = \frac{40,39 + 33,32}{2} = 36,86^\circ$$

Hatve ve kanat uzunlukları;

$$t = \frac{2\pi \cdot (D_o/2)}{z} = \frac{2\pi \cdot (0,58/2)}{4} = 0,456 \text{ m} = 456 \text{ mm (hatve)}$$

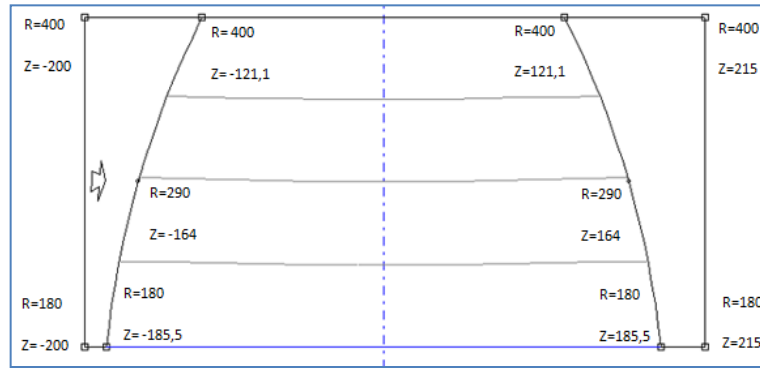
$$\left(\frac{L}{t}\right)_o = 1,4 \dots 1 \rightarrow L = 637,74 \text{ mm (L/t = 1,4 için)}$$

$$\rightarrow L = 546,64 \text{ mm (L/t = 1,2 için)}$$

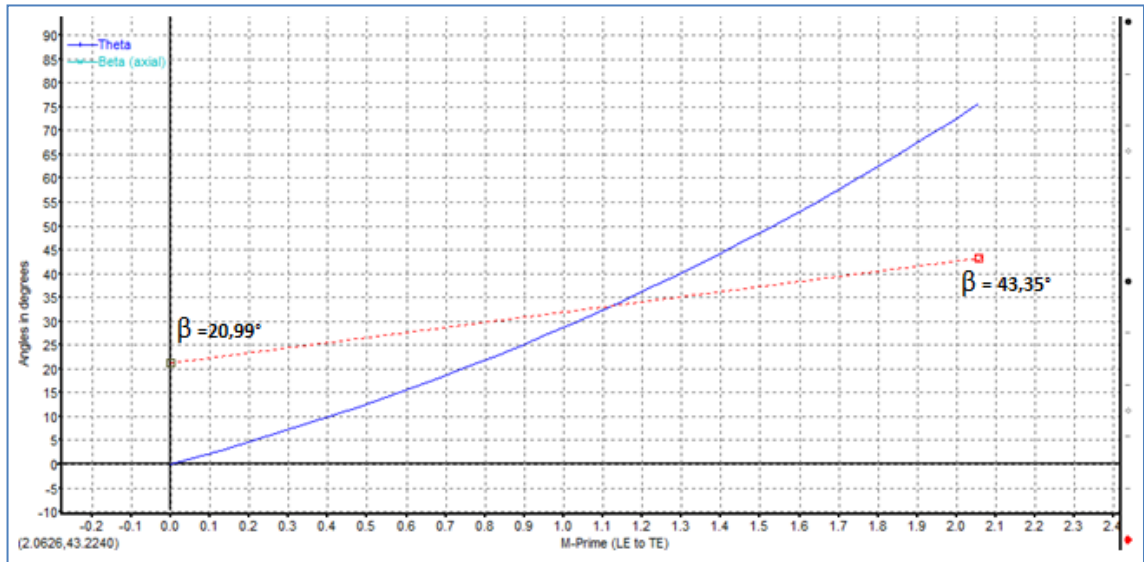
$$\rightarrow L = 455,53 \text{ mm (L/t = 1 için)}$$

Elde edilen açı ve uzunluk değerleri programa aktarılarak türbinin üç boyutlu olarak elde edilmesi gerekmektedir. Yukarıda yapılan işlemler rotor için yapılmış ve modellemeye ilk olarak rotordan başlanmıştır. Blade Generator programı ara yüzünde gerekli değerler girilerek modelleme yapılır. Şekil 4.9'a dikkat edilecek olursa rotor bıçağının sayfa düzlemine dik izdüşümünün $r=0$ (mil) ekseni etrafında aksenal simetrik olarak verildiği anlaşılmaktadır. Ayrıca suyun giriş-çıkış doğrultusu ok ile belirtilmiştir. Dolayısıyla "2" indisi giriş değerlerine "3" indisi ise çıkış değerlerine tekabül etmektedir. Programda, hesaplanan çapların yarı değeri alınarak ve her kesit için Δz uzunlukları hesaplanarak ($y=0$ eksenine tam ortalanması ile) oluşan koordinat değerleri şekildeki noktalara girilmelidir. β değerleri akışkan-kanat ilişkisi nedeniyle 90° 'ye tümleyeni olarak girilmelidir. Daha önceki hesaplardan hatırlanacak olursa açı değerleri en dış, en iç (göbek) ve orta kesit için yapılmıştı. Bu değerler aslında sonsuz sayıda kesit için yapılabilir. Bu çalışmada (şekil 4.9 ve 10'da taralı kısımlar) bıçak üç kesitten kontrol edilerek elde edilmiştir. Bu yüzden de şekilde taralı bölgeyi yanlardan sınırlayan doğrular diğer kesitlerin de tanımlanması ile eğri halini alacaktır. Bu daha hassas bir modelleme imkânı vermektedir. Söz konusu kesitlerin her biri için hesaplamalar yapılmış bir çizelge halinde aşağıda verilmiştir. (Açı hesaplamaları başlığı altında kanat ucu, orta ve göbek kesiti için hesaplamalar ayrıntılı olarak verilmiştir.) Bu hesaplar sonucunda aslında her kesitin giriş ve çıkış kısımlarında hız üçgenleri oluşturulmuştur. Ayrıca kanat açıları, uzunlukları ve hatve ile programa girilecek z-koordinat değerleri bulunmuş olur.

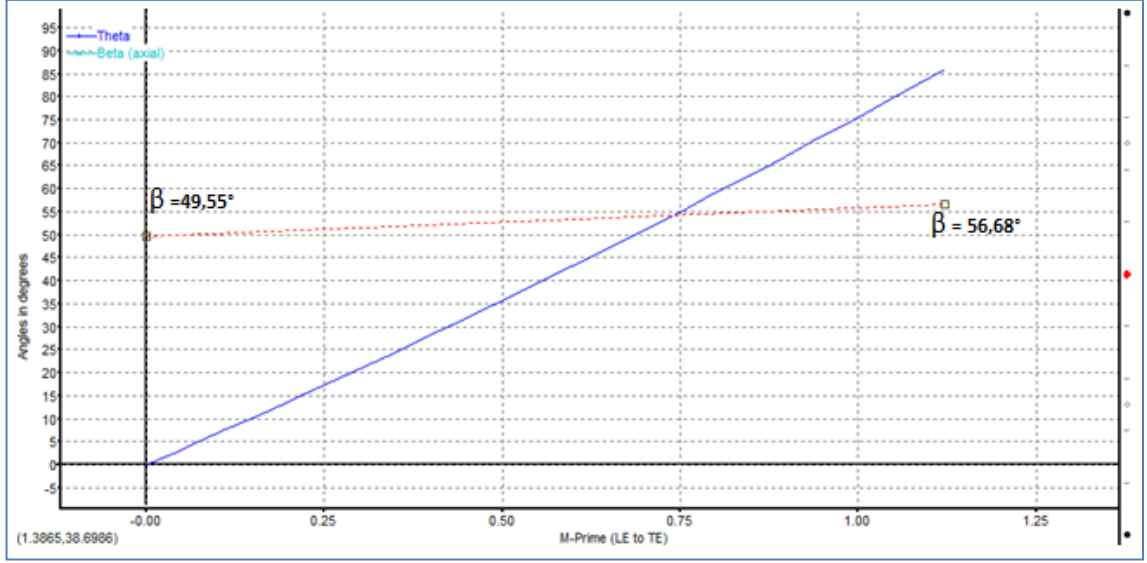
stator ile ortaktır. Ayrıca (şekil 4.10'da mavi renkle gösterilen dikey çizgiye) eksen çizgisine göre simetrik olacak şekilde Δz değerlerinin yarı değerleri girilir. Bu kabuller doğrultusunda giriş ve çıkış sınır çizgilerinin koordinatları girilir. (x-y düzleminde; "x"ler hesaplanan ve türbinin giriş ve çıkışında kabul edilen mesafelere göre oluşan değerler, "y"ler de en dış, orta ve en iç kesit çap değerleridir). Açı değerleri şekil 4.11, 4.12 ve 4.13'de gösterilen pencerede hesaplanan kesitler için girilir.



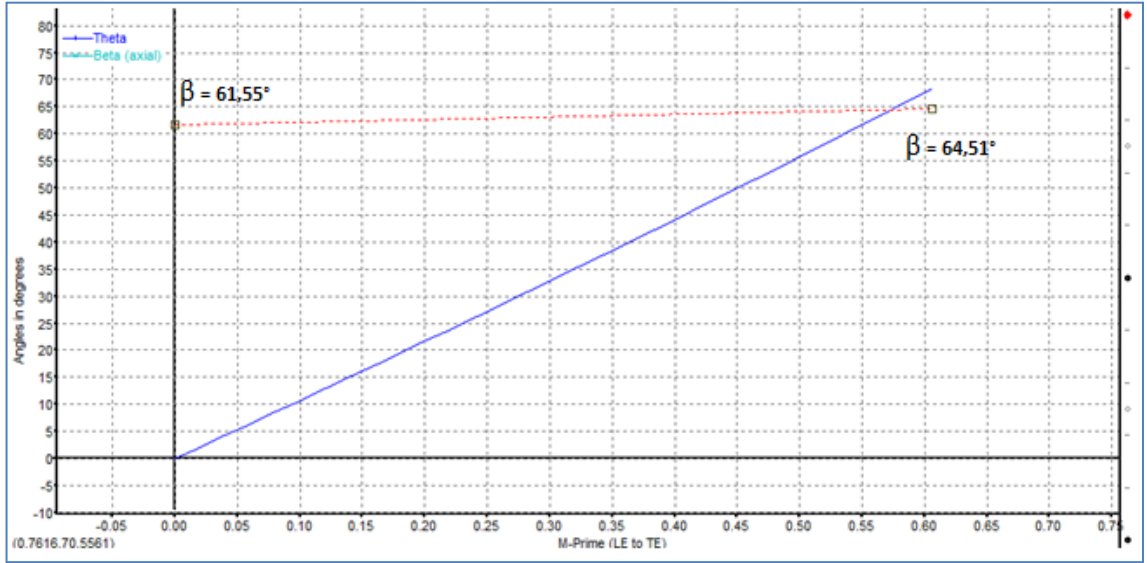
Şekil 4.10. Modellenen rotor için programa girilen koordinat değerleri.



Şekil 4.11. Modellenen rotor için programa girilen açı değerleri (en iç kesitte).



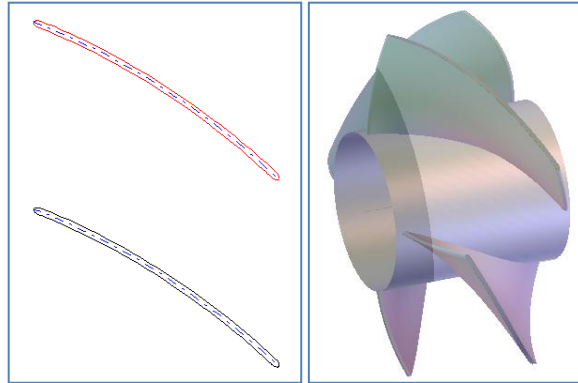
Şekil 4.12. Modellenen rotor için programa girilen açı değerleri (orta kesitte).



Şekil 4.13. Modellenen rotor için programa girilen açı değerleri (en dış kesitte).

Rotor için yapılan bu çalışma yönlendirici kanat (stator) için de yapılarak modelleme işlemi tamamlanmış olacaktır. Ancak rotordan farklı olarak açı hesaplamalarına gerek yoktur. Yönlendirici kanatlarda modelleme genel olarak rotora göre yapılmaktadır.

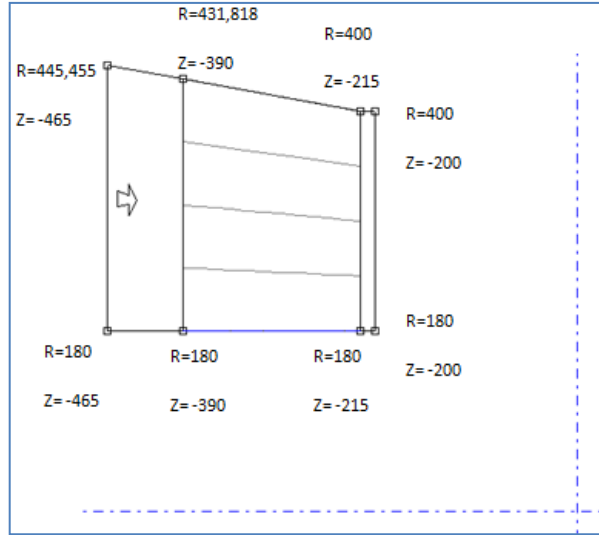
Rotorda hesaplanan kanat sayısı değeri (4 tane) sayısal olarak ortak bölenleri olmayacak şekilde belirlenir. Bu çalışmada 9 bıçaklı bir stator düşünülmüştür. Bıçaklardaki açı değerleri için rotor hesaplarında bulunan α değerleri ilk tasarımda alınabilir. Ancak giriş ve çıkış olmasına rağmen her bir çap kesiti için sadece tek bir α değeri vardır. Bu statorun rotor ile temas halindeki yüzeyi yani çıkış kesitindeki açı değerleridir. Amaç mümkün olduğunca bilinen değerlerden giderek stator için bir profil oluşturmaktır. Hesaplardan hatırlanacağı üzere en iç kesit için α değeri yaklaşık 61° , orta kesit için 71° , en dış kesit için ise 76° 'dir. Stator girişinde de aynı açı değerleri verilerek profil boyunca uygun bir kavis şekil 4.18'deki gibi verilmelidir. Kavisin verilmesi suyun stator bıçak yüzeyine dik bir açı ile çarparak girdap oluşumu gibi akış düzensizliklerini önleyecektir. Ayrıca yine rotorda yapıldığı gibi giriş ve çıkışlardaki bırakılacak mesafeler belirlenir.



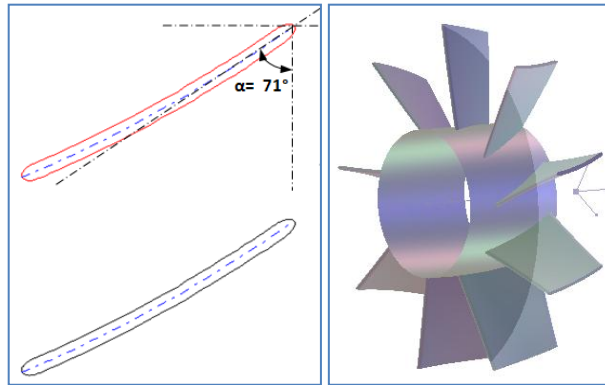
Şekil 4.14. Rotor için elde edilen bıçak profili (en iç kesit için) ve 3b görünümü.

Bu çalışmada kullanılan boru tipi uskur türbinlerde genellikle su ilk olarak toplayıcıya (inlet tube) gelir. Toplayıcının sonunda yönlendirici kanatlara (stator) çarparak rotora girer ve daha sonra yayıcı (draft tube) denilen kısımdan sistemi terk eder. Dolayısıyla debi ayarı toplayıcının ilk giriş kesitinde yapılır. $4 m^3$ 'lük su için otomatik kontrollü vana seçimi yapıldığında bu kesitin 1200 mm olması gerektiği görülmüştür. Daha sonra yapılacak olan analiz çalışmalarında işlem kolaylığı olması açısından toplayıcının ilk girişinden itibaren belli mesafesi alınmamıştır. Stator bıçağının su hücum kesitindeki

kanat ucu çapı ($r=431,818 \text{ mm}$) ve alınan kısmın giriş kesitinin çapı ($r=445,455 \text{ mm}$) ise (rotor dış çapı olan 805 mm'den 1200 mm'ye olan koniklikte giriş kısmının hangi çap değerine tekabül ettiği) katı modelleme programı olan CATIA' da belirlenmiştir. Buna göre elde edilen model ve kullanılan değerler şekil 4.15'de verilmiştir.



Şekil 4.15. Modellenen stator için programa girilen koordinat değerleri.

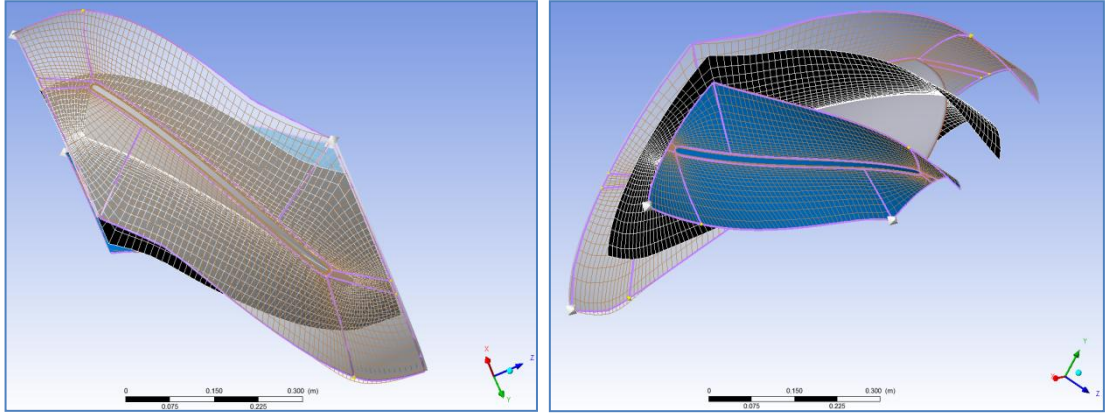


Şekil 4.16. Stator için elde edilen bıçak profili (en iç kesit için) ve 3b görünümü.

4.2. Türbin Analizinin Gerçekleştirilmesi

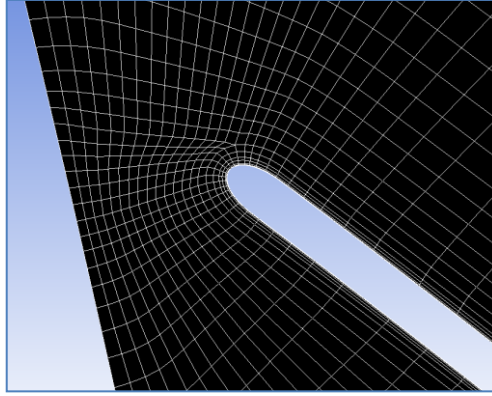
Modelleme işlemi ile elde edilen rotor ve stator (şekil 4.14 ve 4.16) için sonlu eleman ağı (meshing) oluşturulmalıdır. Bunun için yine sadece turbo makineler için hazırlanmış ANSYS programının “Turbogrid” modülü kullanılacaktır. Program bu tür işlemlerin fazlaca olduğu, analizden çıkacak sonuçlara göre tekrar geri dönülerek modellemenin tekrar yapıldığı durumlarda işlem kolaylığı ve hızlılığı sağlamaktadır.

Bilindiği gibi turbo makinelerdeki stator, rotor gibi parçalar çok karmaşıktır yapıya sahiptir. Bu yüzden düzdün dörtyüzlü elemanlarla (hex mesh) ağ yapısını oluşturmak daha önce bahsedildiği gibi epeyce zor hatta imkansız hale gelmektedir. Bu yüzden yapıyı belli yöntemlerle parçalara ayırarak basitleştirmeler yapılır. "J-grid" programının bu yöntemlerinden biridir. Ayrıca bıçak yüzeylerinde sınır tabaka tanımlanması gerekmektedir. Sonlu eleman ağı oluşturmak için yöntem olarak "j-grid" seçilmiştir (şekil 4.17).



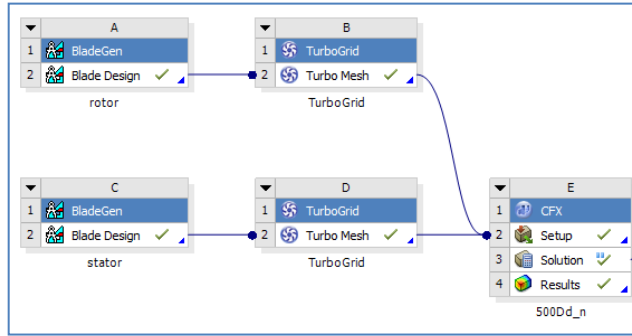
Şekil 4.17. Rotorun sonlu elemanlar modeli.

Eleman sayısı ve büyüklüğü orta (medium) olarak ayarlanmıştır. sonuç olarak 98 658 düğüm noktalı, 90 636 elemanlı, bir model elde edilmiştir. Sınır tabaka ve düzgün dörtyüzlü eleman tipi otomatik olarak seçilmektedir (şekil 4.18).



Şekil 4.18. Orta kesitte rotor bıçak girişinde oluşan sınır tabakanın görünümü.

Son işlem olarak sınır şartlarının verilmesi ve analizin çalıştırılmasıdır. Bunun için ANSYS yazılım paketinin alt modülü olan CFX programı kullanılacaktır. Sonlu eleman modeli hazırlanan stator ve rotor birlikte analiz ortamına alınarak sınır şartları verilir. Verilen sınır şartları her iki bileşen için aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.19. Tek bir stator-rotor analizi için program ara yüzünün görünümü.

Stator için kullanılan sınır şartları;

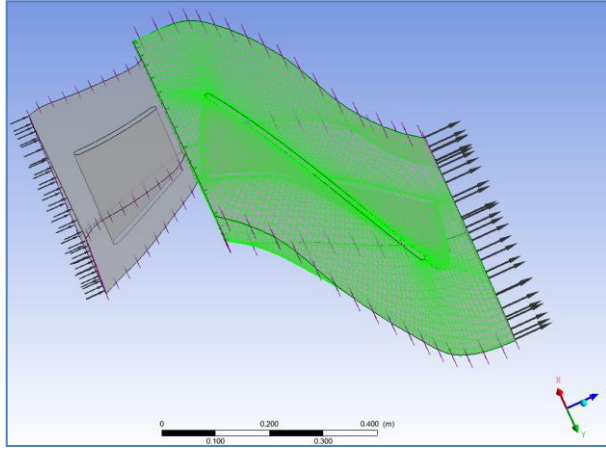
- Giriş: Debi girdisi, mass-flow rate [$m= 443,1 \text{ kg/s}$ ($4 \text{ m}^3/\text{s}$)]
- Çıkış: Ara yüzey tanımlaması (stator-rotor arasında), interface
- Sağ ve sol yüzeyler: Periyodik yüzey tanımlaması, periodic

- Alt ve üst yüzeyler: Duvar sınır şartı, wall
- Bıçak yüzeyi: Duvar sınır şartı, wall

Rotor için kullanılan sınır şartları;

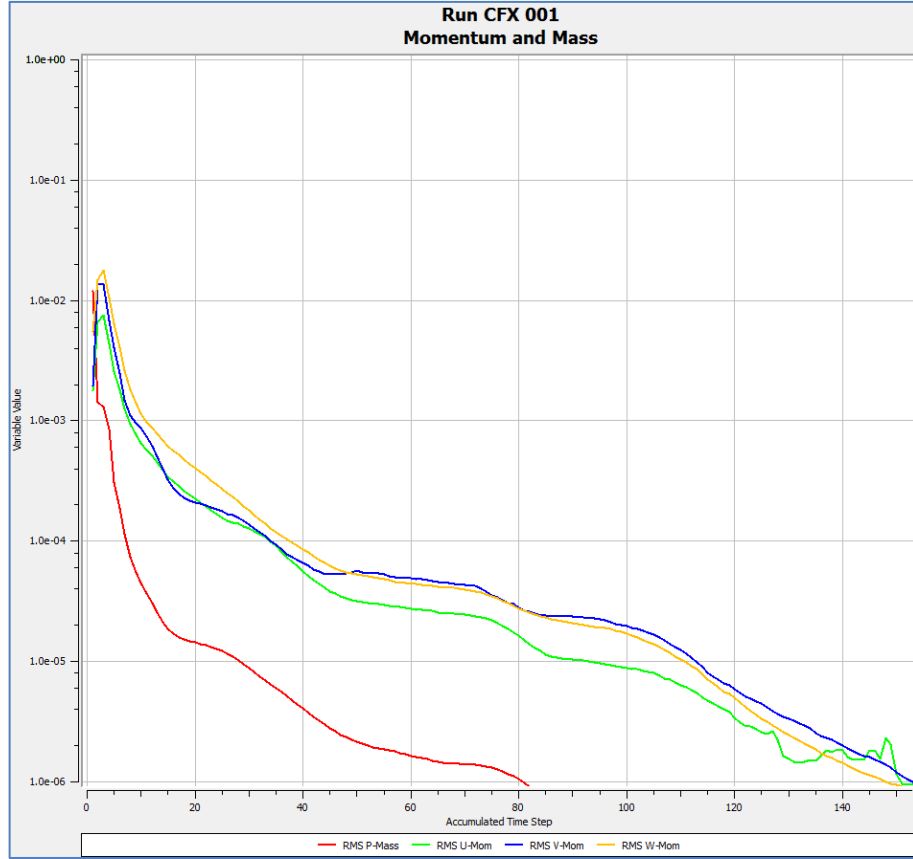
- Giriş: Ara yüzey tanımlaması (stator-rotor arasında), interface
- Çıkış: Basınç çıktısı, static pressure ($P=0$)
- Sağ ve sol yüzeyler: Periyodik yüzey tanımlaması, periodic
- Alt ve yüzeyler: Duvar sınır şartı, wall
- Bıçak yüzeyi: Duvar sınır şartı, wall

Giriş sınır şartında stator kanat sayısınca bölünerek tek biri için yapılacak hacim için 1/9 oranındaki debi değeri ($3988/9= 443,11$ kg/s) girilmiştir.



Şekil 4.20. Analiz ortamına alınan stator ve rotorun sınır şartları verilmiş hali.

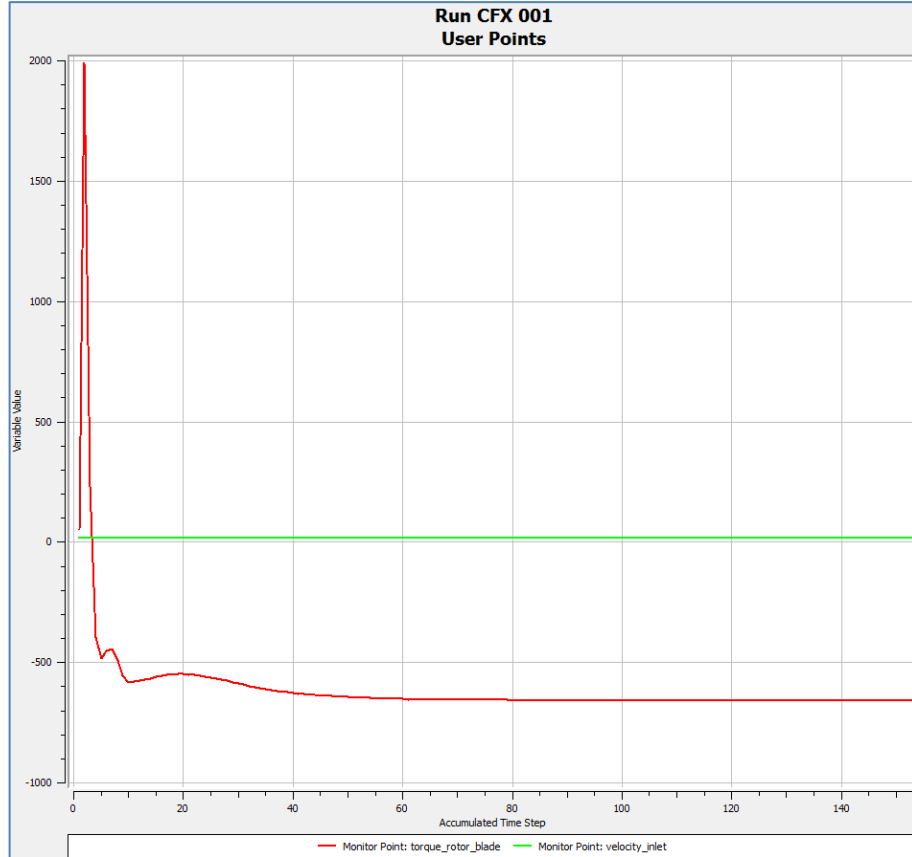
Yüzeyle verilen sınır şartlarının yanı sıra hacimlerde tanımlanmalıdır. Rotor hacmi için gücün elde edildiği kısım olması nedeniyle dönme hareketi ($500 D/d$) verilmiştir. Stator ise sabit hacim olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.21. İterasyon adımlarının grafiği.

Şekil 4.20'de görüldüğü gibi analiz rotor ve stator için tek bıçak üzerinden yapılmaktadır (Statorun 1/9'u ve rotorun 1/4'ü). Sürekli hal (steady state) için yapılan analizde türbülans modeli olarak SST (share stress transport) kullanılmıştır. Ayrıca akışkan bilindiği üzere su olarak tanımlanmıştır. Ek olarak analizin çalışması esnasında yakınsama grafiğinde giriş hızı, rotor torku gibi değerlerin denetimi yapılabilir. Bu bize analizin yakınsama durumu hakkında bize bilgi verir. Örneğin sistemde kütle korunumu ilkesine göre giriş ve çıkışta kütledebiler aynı olmalıdır veya belli bir kesitteki hız denge durumunda sabitlenmelidir. Buna göre girişte oluşacak hızın denetimi yapılarak söz konusu değerlerin sabit olması gereklidir. Yine aynı durum rotorda oluşan torkta görülmesi beklenir. Belli iterasyon sonrasında sabitlenmesi diğer bir ifade ile yakınsamanın gerçekleşmesi beklenmektedir. Böylelikle analizin bittiğini veya herhangi bir aksaklığını görebilmemiz mümkün hale gelir (şekil 4.21).

Analiz AMD Phenom(tm) II X4 965 (3.4 GHz) işlemcili ve 64 bit 8 GB bellek kapasiteli bilgisayar ile yaklaşık 150 iterasyon sonunda 45 dk sürmüştür (şekil 4.22). Analiz sonuçları hız, basınç, vb dağılımı şeklinde 3B olarak veya akış iplikleri şeklinde görülebileceği gibi yazılımın içinde hazır bulunan hidrolik türbin raporu (hydrolic turbine report) halinde de alınabilmektedir.

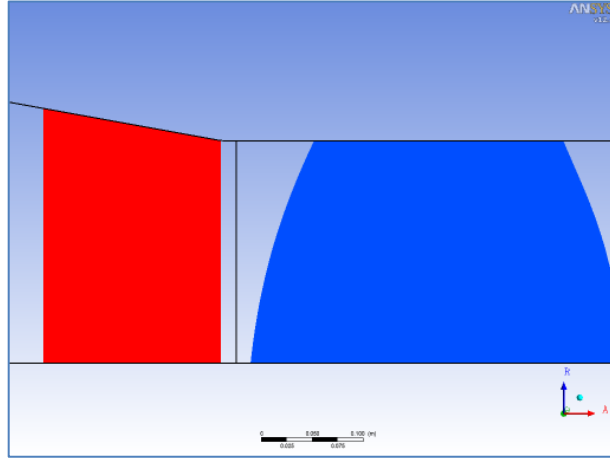


Şekil 4.22. İterasyonlarda denetlenen değerler.

4.2.1. Hidrolik türbin raporu

Buraya kadar yapılan çalışma sonucunda kabul edilen ilk tasarım ile yapılan analizin sonuçları alınmış olur. Yapılacak asıl çalışma bundan sonra başlayacaktır. Çünkü sonuçlar incelenecek olursa güç, devir sayısı, düşü vb değerlerin istenilen değerler

olmadığı görülebilmektedir. Ayrıca C_u hızının hesaplarda kabul edildiği gibi sıfır olmağı ve hız akış açılarının da hesaplandığı gibi olmadığı yaklaşık değerlerde olduğu görülmektedir. Bu şekilde sonuç almamızın iki sebebi vardır. Birinci ve ana sebep olarak yapılan hesapların hatırlanacağı üzere deneyimler sonucu elde edilmiş grafikler üzerinden alınan değerler ile başlatılmasıdır. Seçilen değer uygun olmasına rağmen grafik üzerinden belli bir aralıkta herhangi başka bir değer de olabilirdi. Dolayısıyla bu tamamen tasarımcının kabulü ile alakalıdır. İkinci sebep olarak uygulamalar neticesinde kesin olarak bildiğimiz değişken değerlerini kullandığımızda bile sonlu elemanlar yönteminin doğası gereği gerçekten belli oranda bir sapmanın mutlaka olmasıdır. Bu sapma kullandığımız sonlu eleman boyutuna, ağ yapısına, türbülans modeline vb. göre değişmektedir. İlk tasarım ile yapılan analiz sonuç raporu aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.23. Bütün akış bölgesinin ve bıçakların meridyonel görünümü

Çizelge 4.2. Genel performans sonuçları

Inlet Volume Flow Rate	4.0000	[m ³ s ⁻¹]
Reference Density	997.0000	[kg m ⁻³]
Head	3.3273	[m]
Output Power	107498.0000	[W]

Çizelge 4.3. Performans sonuçları

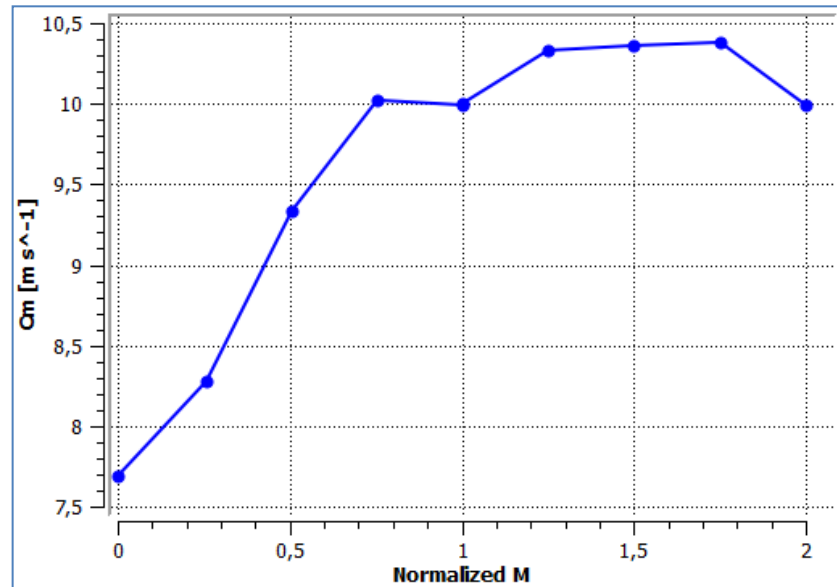
Rotation Speed	-52.3598	[radian s ⁻¹]
Inlet Volume Flow Rate	4.0000	[m ³ s ⁻¹]
Reference Density	997.0000	[kg m ⁻³]
Reference Diameter	0.3057	[m]
Output Power	107498.0000	[W]
Capacity Coefficient	2.6746	
Head Coefficient	0.1274	
Power Coefficient	0.2814	
Total-to-Total Head	3.3273	[m]
Total-to-Static Head	8.5926	[m]
Total-to-Total Efficiency %	123.6820	
Total-to-Static Efficiency %	312.6030	
Nozzle Loss Coefficient	0.0871	
Nozzle Efficiency %	90.8334	

Çizelge 4.4. Stator özet veri çizelgesi

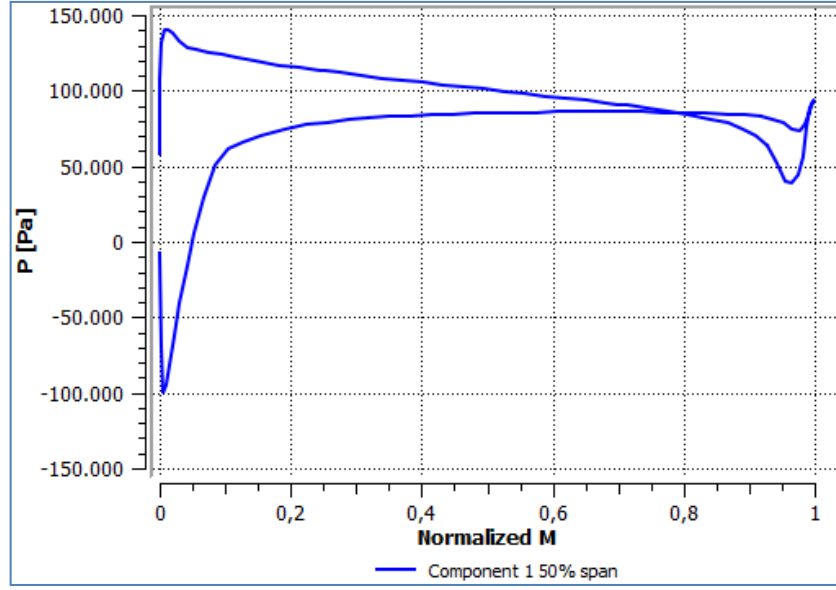
Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	114568.0000	104336.0000	83627.4000	86580.4000	N/A	-20708.4000	[Pa]
Ptotal	144018.0000	143369.0000	140804.0000	141453.0000	N/A	-2564.6900	[Pa]
Head	14.7300	14.6905	14.5804	14.5620	N/A	-0.1101	[m]
Static Head	11.7178	10.2447	8.4808	8.8206	N/A	-1.7639	[m]
Cm	7.6861	8.4343	10.1378	9.9954	1.2020	1.7034	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0012	0.1528	2.7324	2.7549	17.8820	2.5796	[m s ⁻¹]
C	7.6861	8.5762	10.5900	10.4425	1.2348	2.0139	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0001	1.1994	1.0609	1.0288	0.8845	N/A	
Flow Angle	-0.0094	0.9153	14.7722	15.8616	N/A	13.8570	[degree]

Çizelge 4.5. Rotor özet veri çizelgesi

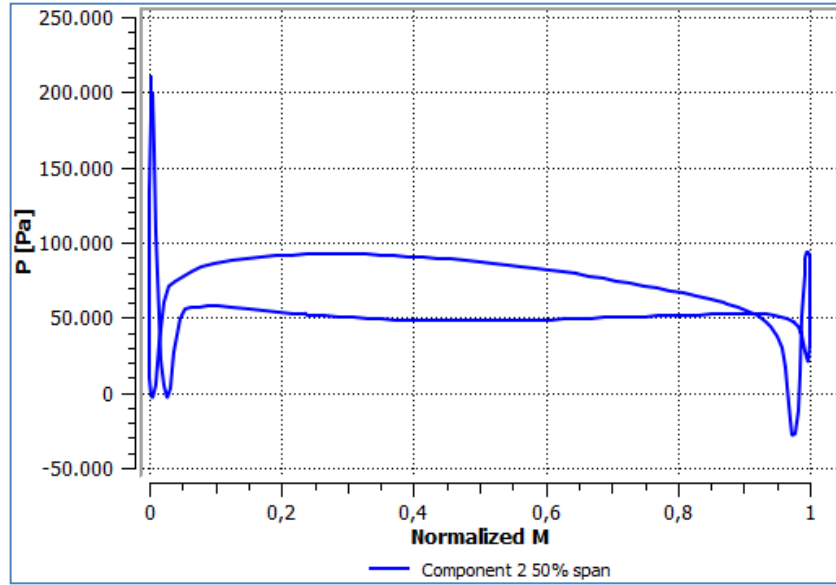
Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	86633.3000	86545.5000	57943.3000	60007.8000	N/A	-28602.2000	[Pa]
Ptotal	141424.0000	142260.0000	111684.0000	110779.0000	N/A	-30576.0000	[Pa]
Ptotal (rot)	100491.0000	100214.0000	96284.6000	96830.7000	N/A	-3929.6100	[Pa]
Head	14.5553	14.5433	11.4528	11.4027	N/A	-3.0905	[m]
Static Head	8.8220	8.7959	5.9195	6.1374	N/A	-2.8764	[m]
U	15.9142	16.0079	16.0053	15.9159	0.9998	-0.0026	[m s ⁻¹]
Cm	10.0004	10.0426	10.1778	9.9869	1.0135	0.1352	[m s ⁻¹]
Cu	2.7264	2.7809	1.0224	0.9420	0.3676	-1.7585	[m s ⁻¹]
C	10.4348	10.5379	10.3368	10.0563	0.9809	-0.2011	[m s ⁻¹]
Wu	-13.1879	-13.2286	-14.9843	-14.9739	1.1327	-1.7557	[m s ⁻¹]
W	16.6627	16.7476	18.2197	18.0994	1.0879	1.4721	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0287	1.0183	1.0253	1.0210	1.0068	N/A	
Flow Angle: Alpha	15.7173	15.4000	5.5674	5.5825	N/A	-9.8326	[degree]
Flow Angle: Beta	-51.3936	-51.1909	-54.9911	-55.3240	N/A	-3.8002	[degree]



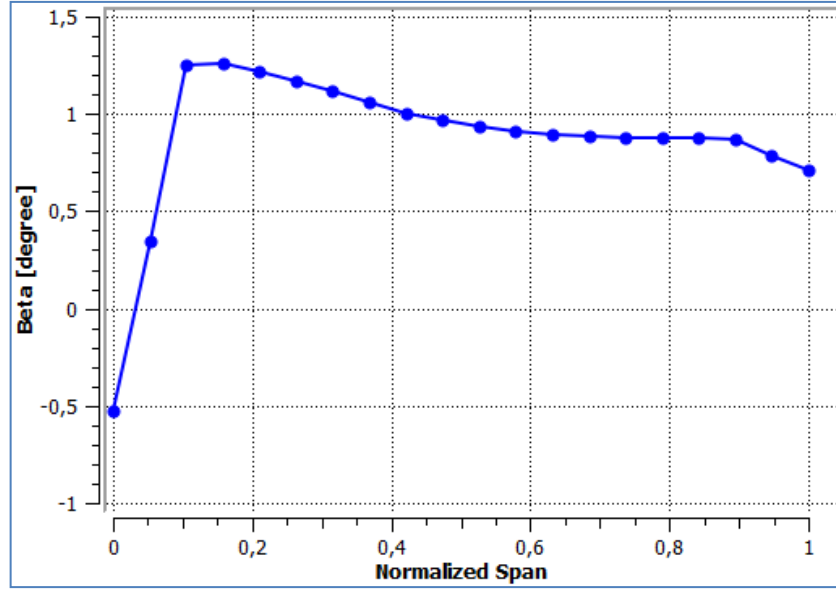
Şekil 4.24. Alan ortalama Cm'nin akış yönündeki değişimi.



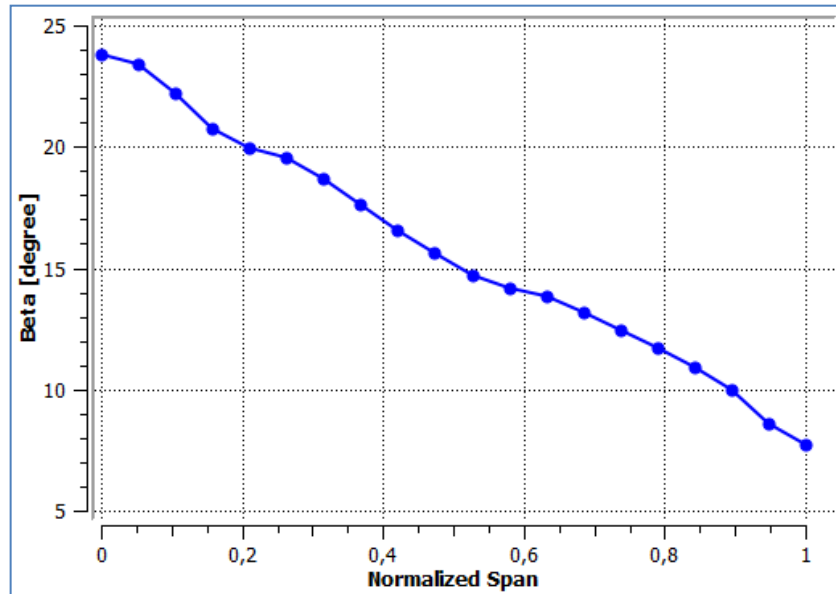
Şekil 4.25. Stator bıçak yükleme şeması



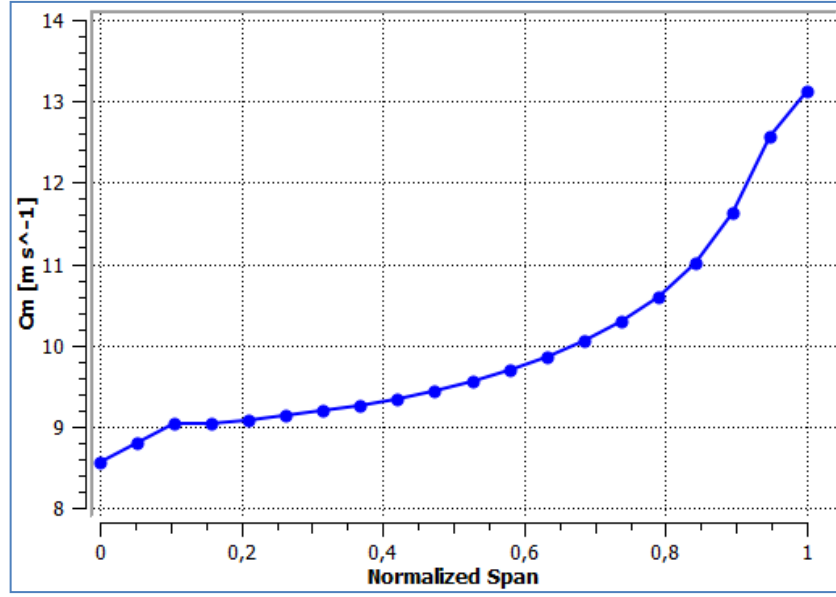
Şekil 4.26. Rotor bıçak yükleme şeması



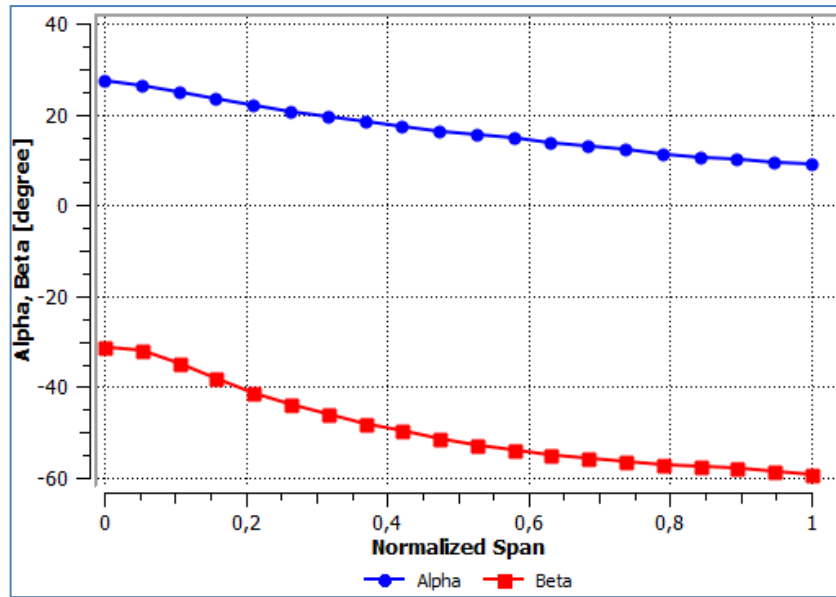
Şekil 4.27. Statorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (hücum kenarı)



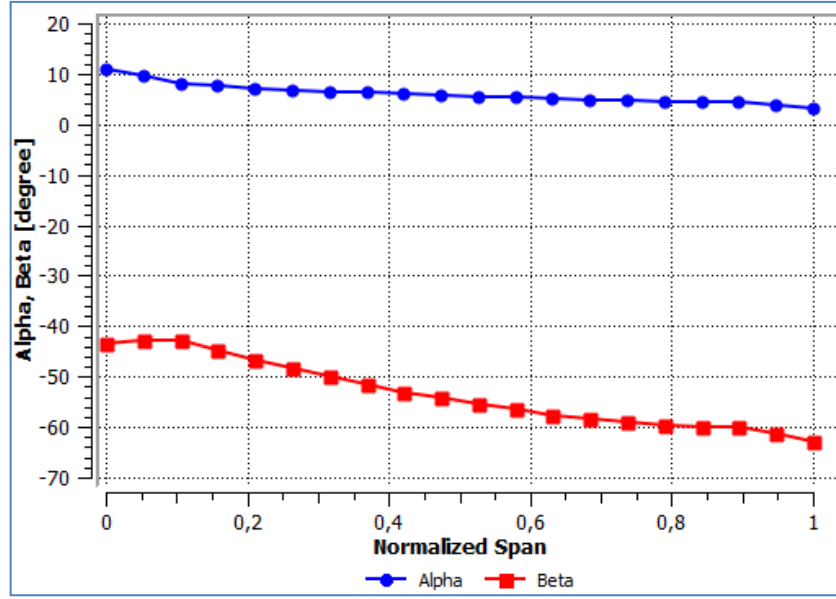
Şekil 4.28. Statorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (fırar kenarı)



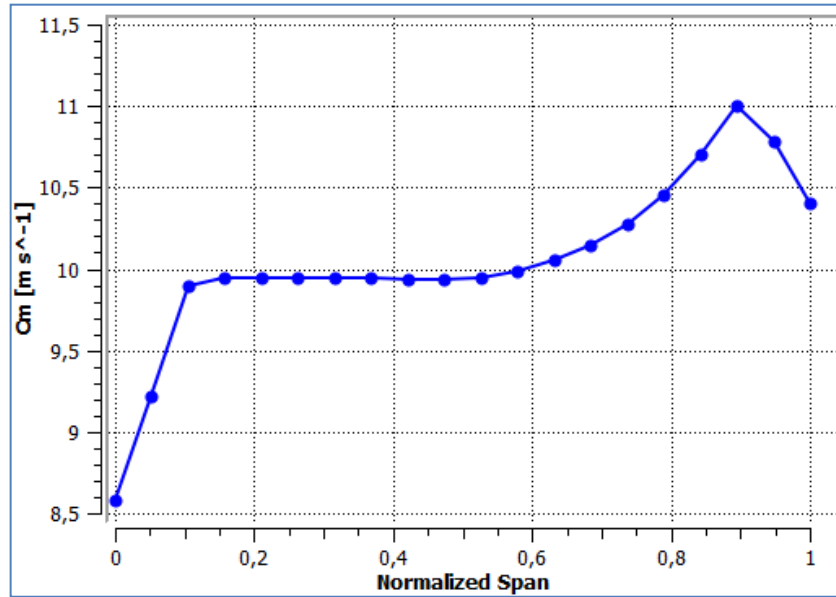
Şekil 4.29. Statorun dairesel ortalama Cm değerinin değişimi(firar kenarı)



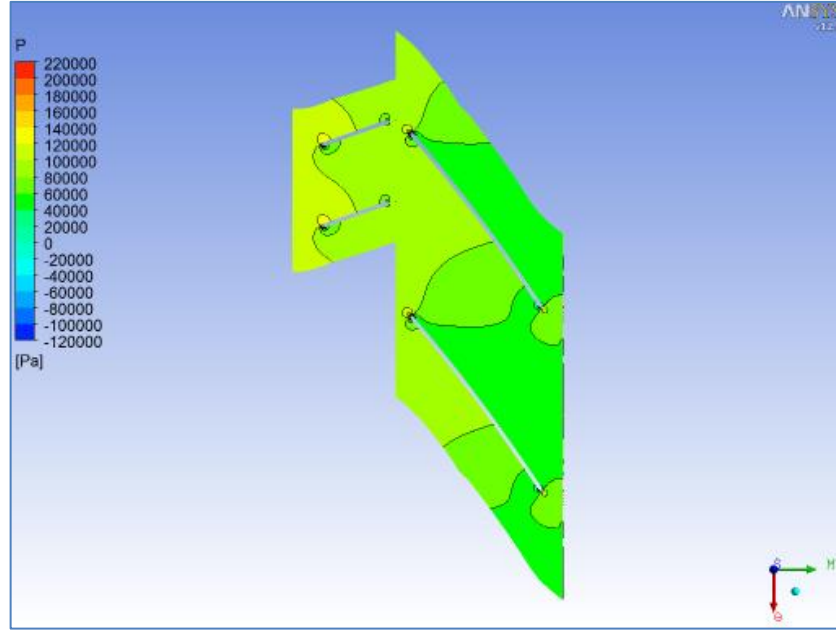
Şekil 4.30. Rotorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (hücum kenarı)



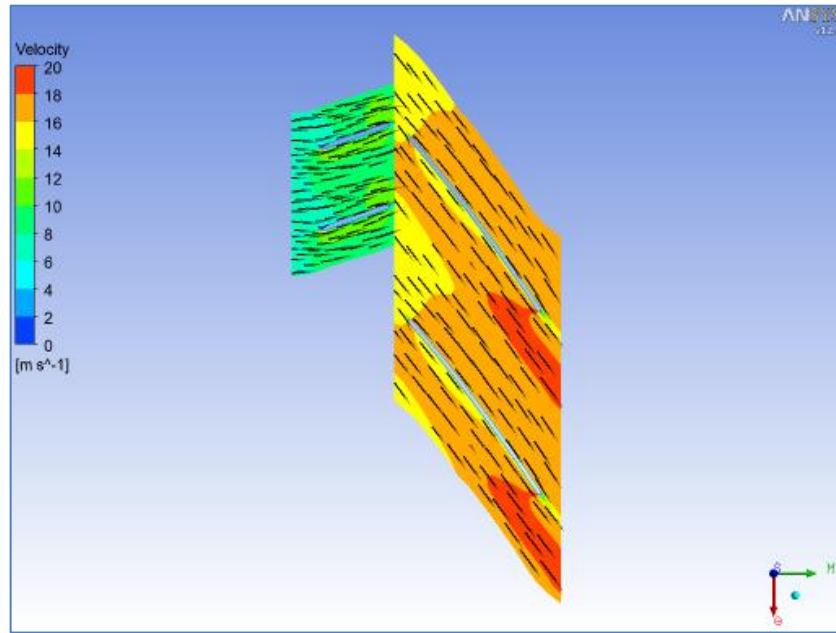
Şekil 4.31. Rotorun dairesel ortalama akış açısının değişimi (fırar kenarı)



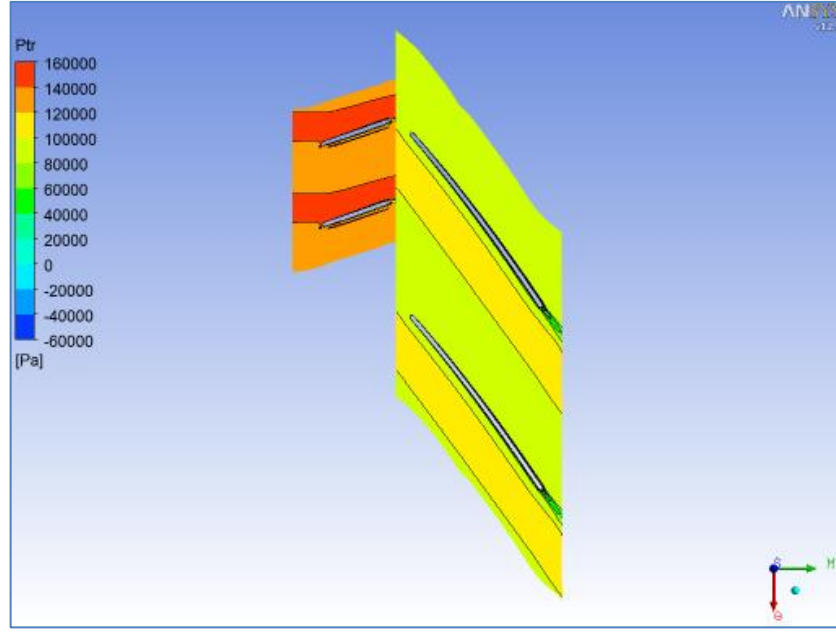
Şekil 4.32. Rotorun dairesel ortalama Cm değerinin değişimi (fırar kenarı)



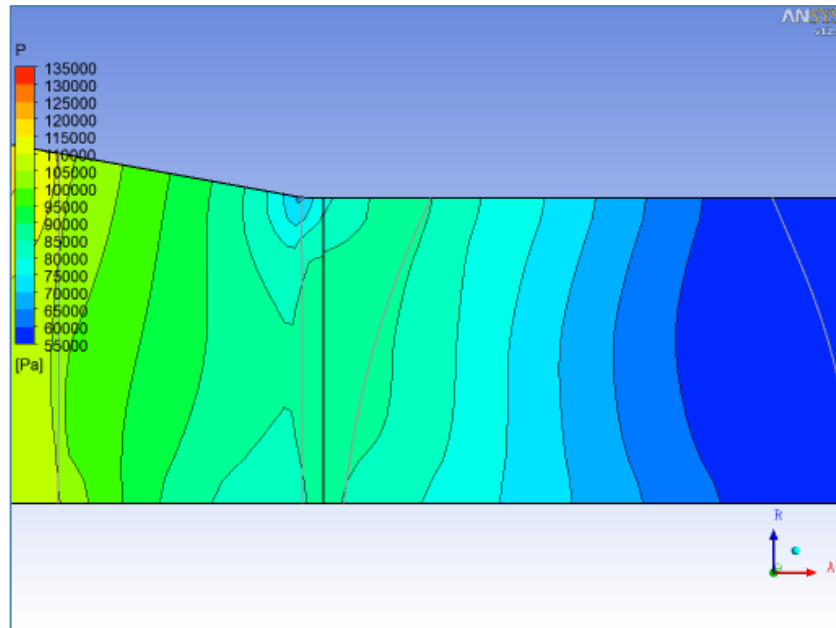
Şekil 4.33. Orta kesitteki statik basınç dağılımı.



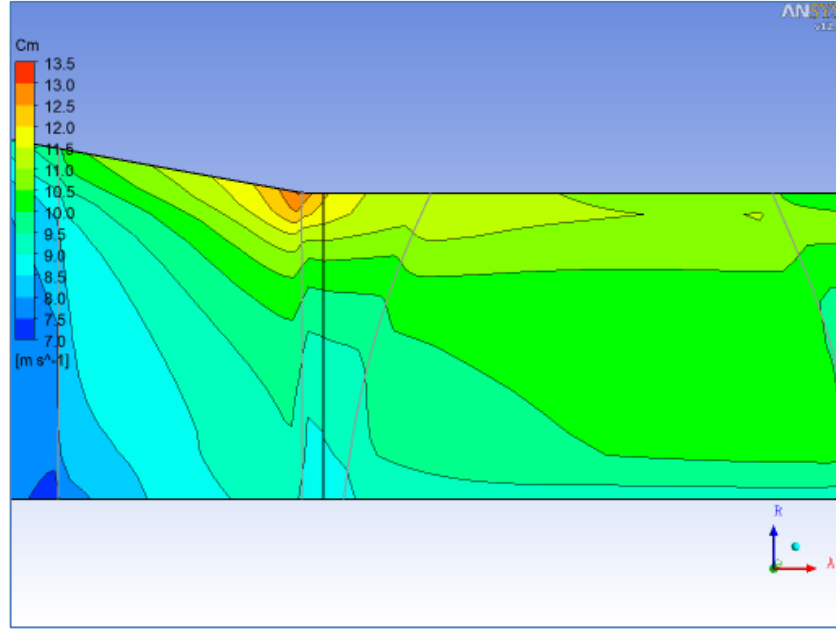
Şekil 4.34. Orta kesitteki hız vektörleri



Şekil 4.35. Orta (% 50 span) kesitte statik basınç dağılımı.

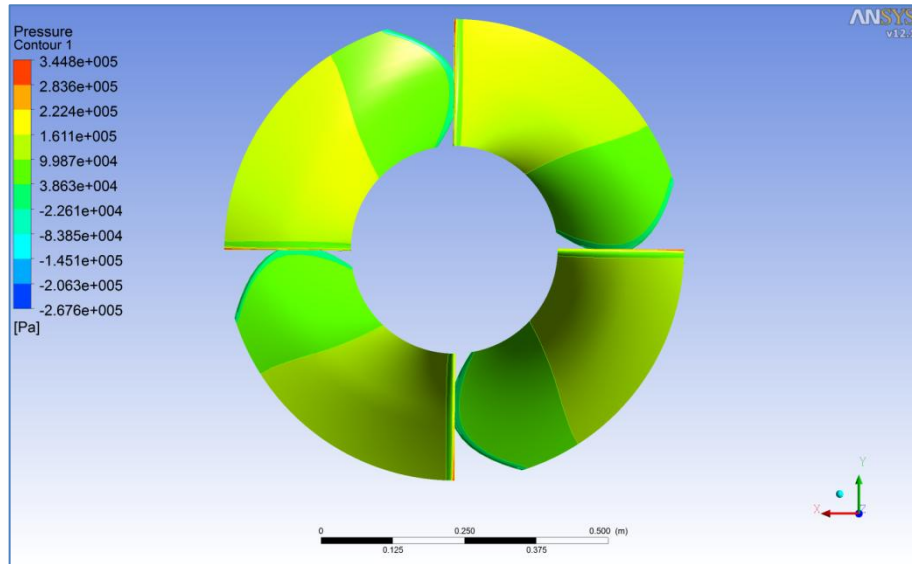


Şekil 4.36. Dairesel alan ortalama toplam basınç dağılımı.

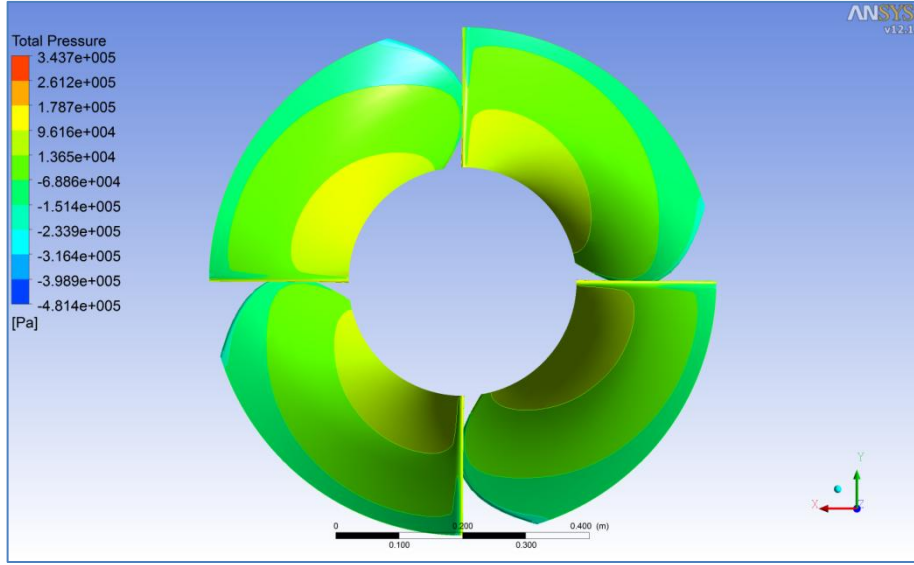


Şekil 4.37. Dairesel alan ortalama Cm dağılımı.

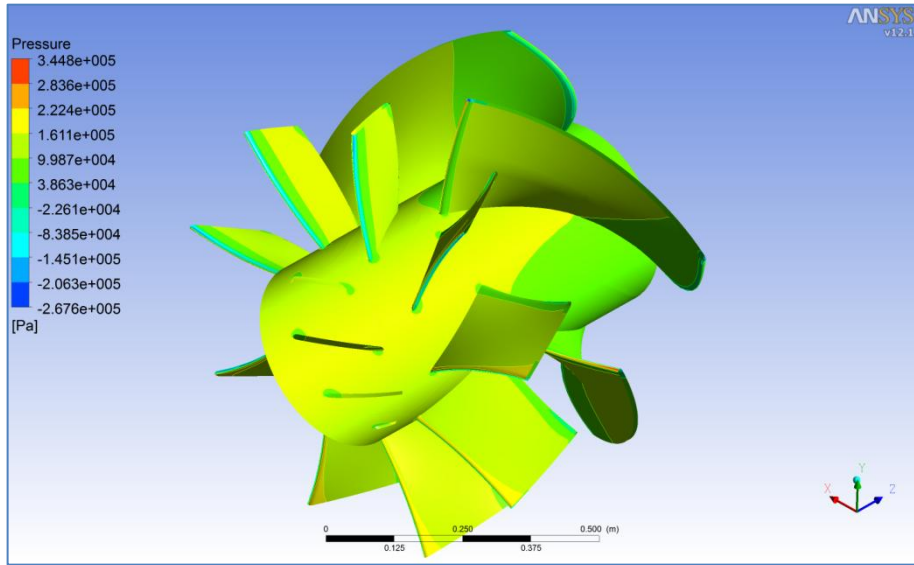
Yukarıdaki sonuçlar dışında da 3B olarak basınç, hız, sıcaklık, vb dağılımları hidrolik rapor haricinde alınabilir. Alınan bazı sonuçlar aşağıda verilmiştir.



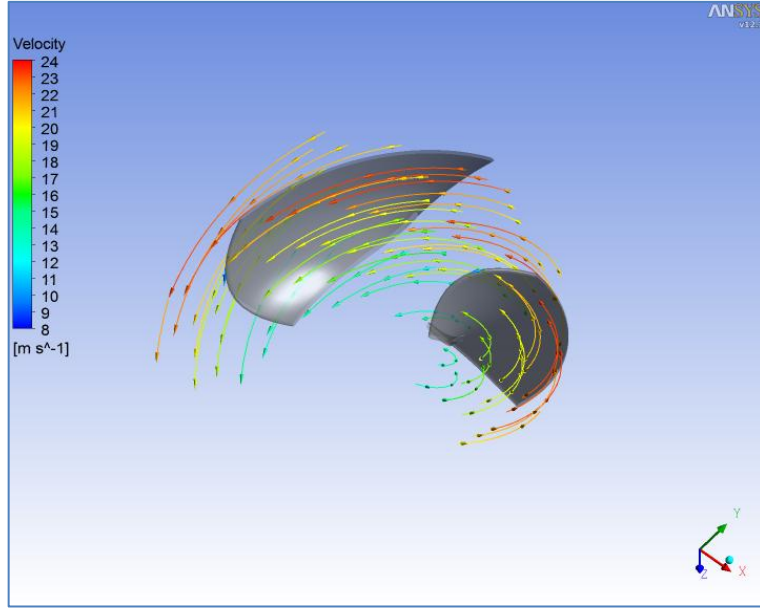
Şekil 4.38. Statik basınç dağılımı(Rotor bıçakları)



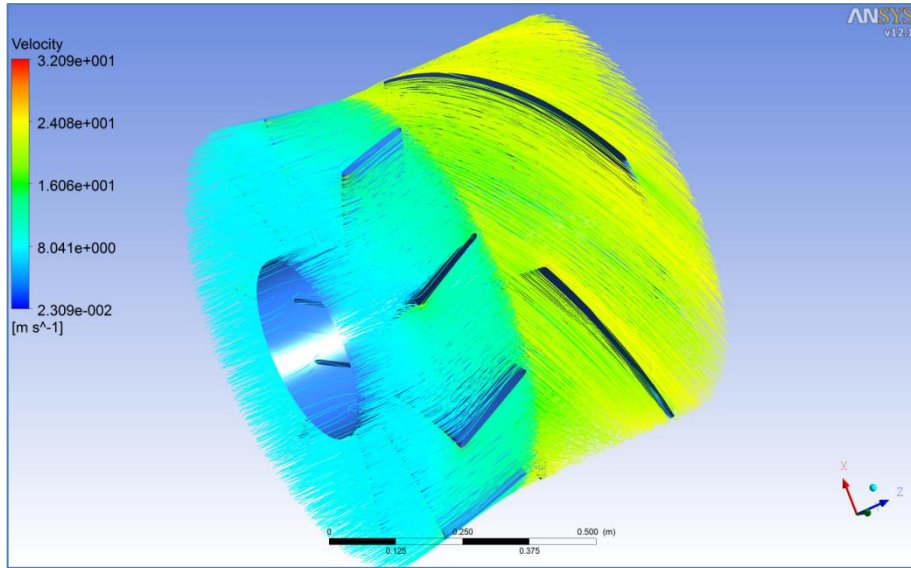
Şekil 4.39. Toplam basınç dağılımı (Rotor bıçakları)



Şekil 4.40. Statik basınç dağılımı (stator ve rotorda)



Şekil 4.41. Rotorda oluşan hız vektörleri

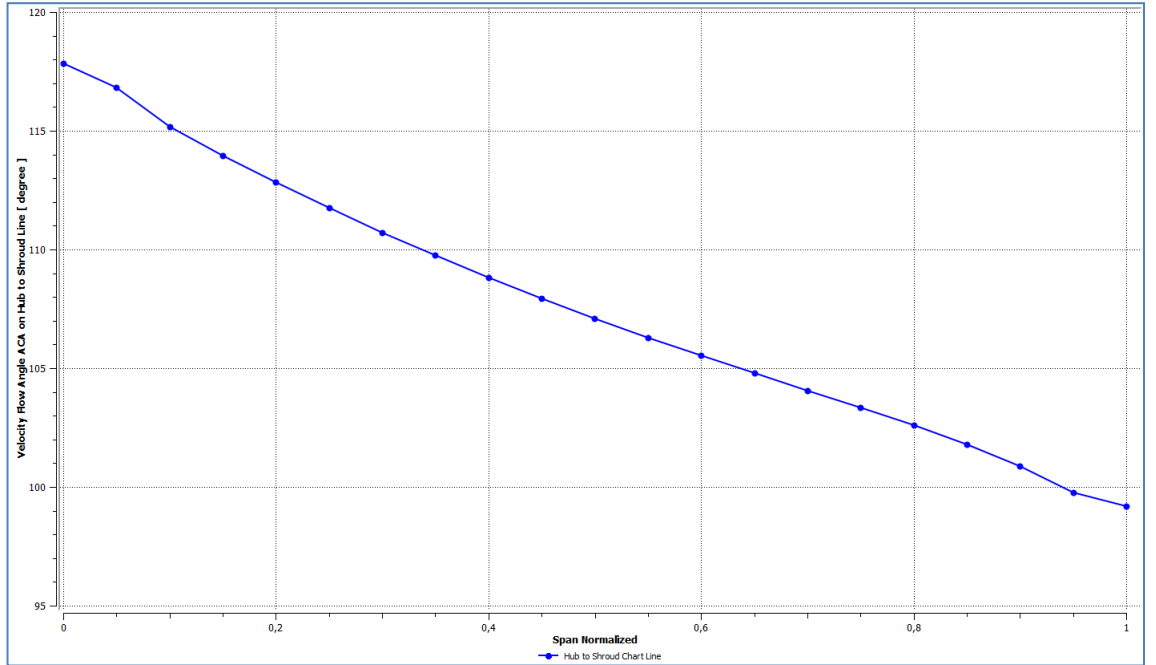


Şekil 4.42. Stator ve rotorda oluşan hız akım çizgileri

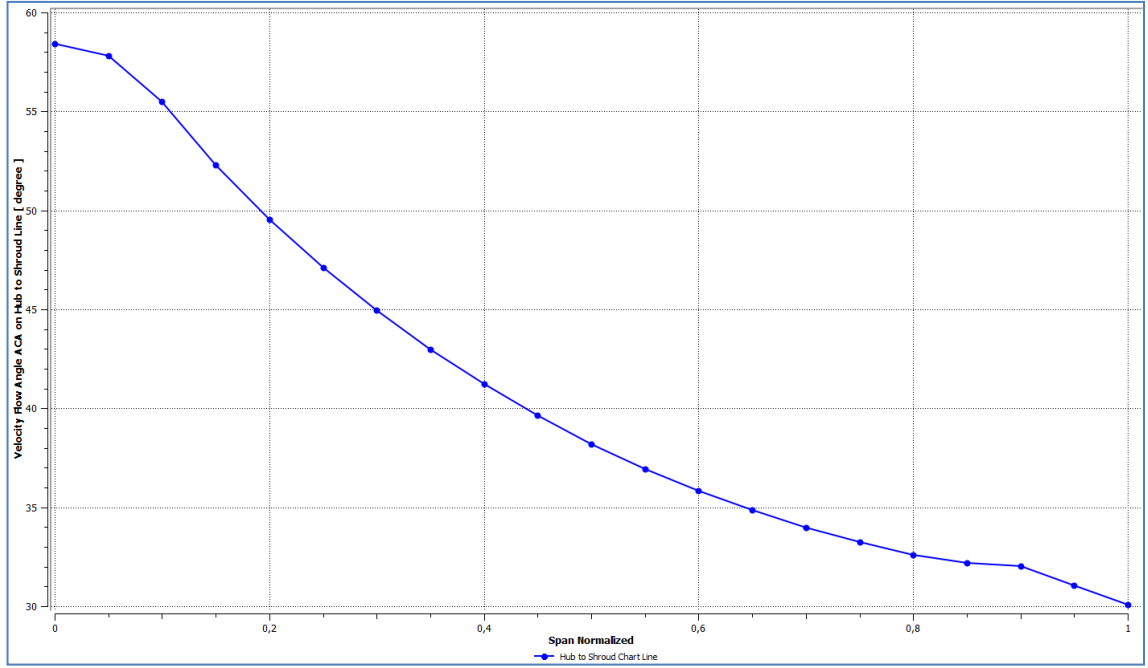
Sonuçlar incelenecek olursa hesaplar doğrultusunda olmadığı görülmektedir. Öyle ki çizelge 4.2'de düşü (head) değeri 6 m olması gerekirken yaklaşık 3 m'dir. Yine aynı

çizelgede çıkış gücü yaklaşık 200 kW olması gerekirken 107 kW gibi bir değer elde edilmiştir. Diğer taraftan C_u değeri hesaplardan hatırlanacağı üzere 0 alınmışken çizelge 4.5'de yaklaşık 1 m/s değeri elde edilmiştir. Bu değerlerin düzeltilmesi gerekmektedir.

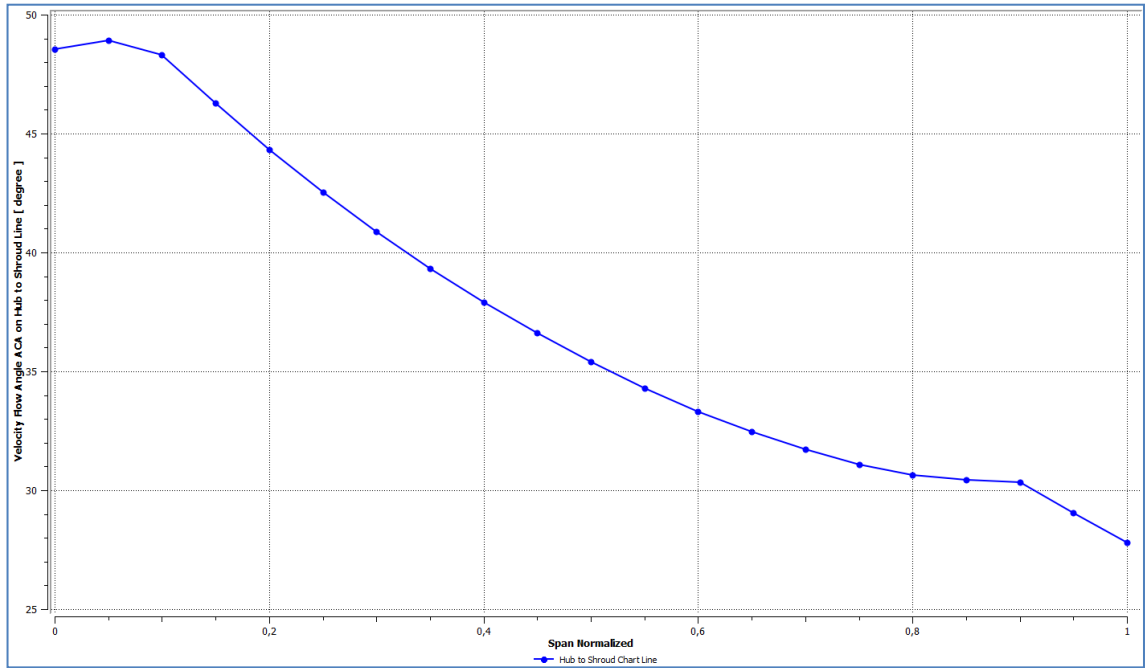
Denetlenmesi gereken diğer bir sonuç ise açı değerleridir. Suyun akış açıları ile kanat açıları aynı olmayabilir. Tasarımda kullanılan açı değerleri kanat profillerine aittir. Suyun akış yapısı itibariyle bu açı değerlerinde olmadığı görülmüştür. Öyle ki çizdirilecek grafiklerde böyle olmadığı görülecektir. Sonuçlarda α ve β değerleri grafik halinde verilmiş ancak hazır olarak alınan türbin raporunda bu değerler giriş-çıkış arasında göbekten kanat ucuna kadar ortalaması alınarak tek bir kesit için verilmiştir. Hâlbuki hesaplar göbük, orta ve kanat ucu olmak üzere 3 kesitte hesaplanmıştır. Bu yüzden diğer kesitlerde de bu grafikler çizdirilmesi gerekmektedir (şekil 4.43-45). Çizdirilen grafiklerde yatay eksen (0-1 aralığı) göbükten kanat ucuna kadar olan mesafeyi ifade etmektedir. Bu doğrultuda 0,5 orta kesiti ifade etmektedir.



Şekil 4.43. Stator firar kenarında göbükten kanat ucuna hız akış açıları



Şekil 4.44. Rotor hücum kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları



Şekil 4.45. Rotor firar kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları

Çizelge 4.6. Hesaplanan (sağda) ve ilk analiz sonucu elde edilen (solda) açı değerleri

	α_2 (°)	$180-\alpha_2$ (°)	β_2 (°)	β_3 (°)		α_2 (°)	β_2 (°)	β_3 (°)
Göbek	60,74	119,29	69,01	46,65	Göbek	120	59	48,5
Orta	70,82	109,18	40,45	33,32	Orta	109	38,5	35,5
Kanat ucu	75,85	104,15	28,45	25,49	Kanat ucu	101	30	28,5

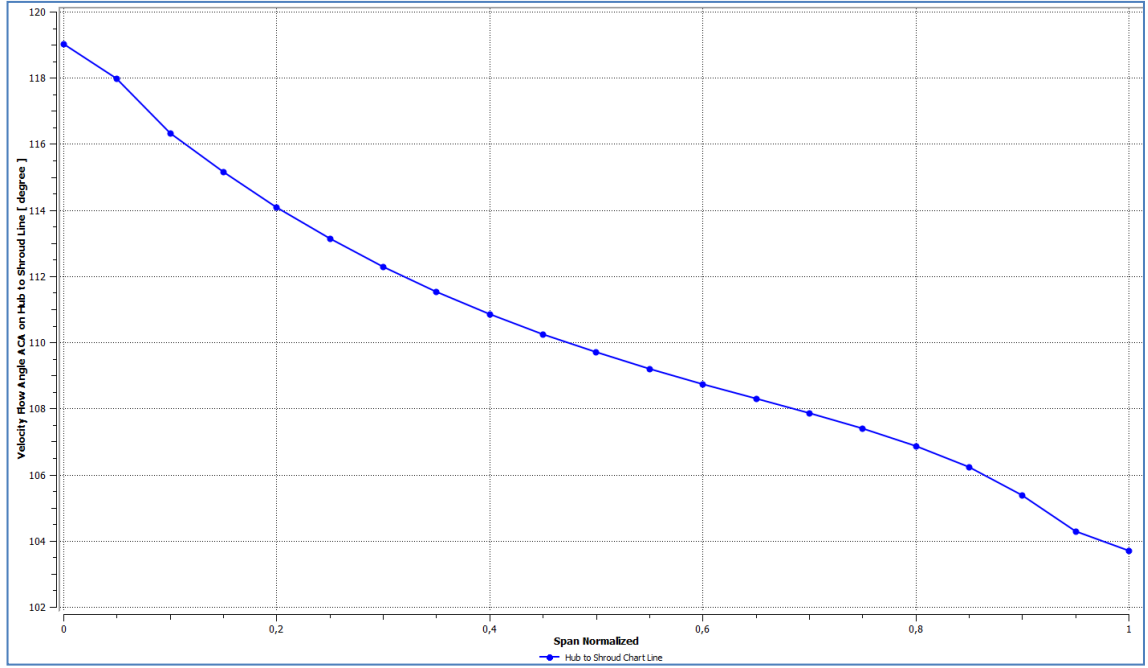
Kanat boyutlandırmasında elde edilen kanat açıları, ilk analiz sonucunda elde edilenler ile karşılaştırılırsa değerlerin yaklaşık aynı olduğu görülebilmektedir (Çizelge 4.6). Stator firar kenarındaki akış açılarının (α_2) programdan 180° 'ye tümleyeni olarak alınmıştır. Burada grafikten okuma hataları da göz önünde tutulursa açılarda en fazla 3° 'lük bir sapma olurken rotor girişi en iç kesiti akış açısında sapma 10° 'ye kadar varmıştır.

4.2.2. İyileştirme çalışması

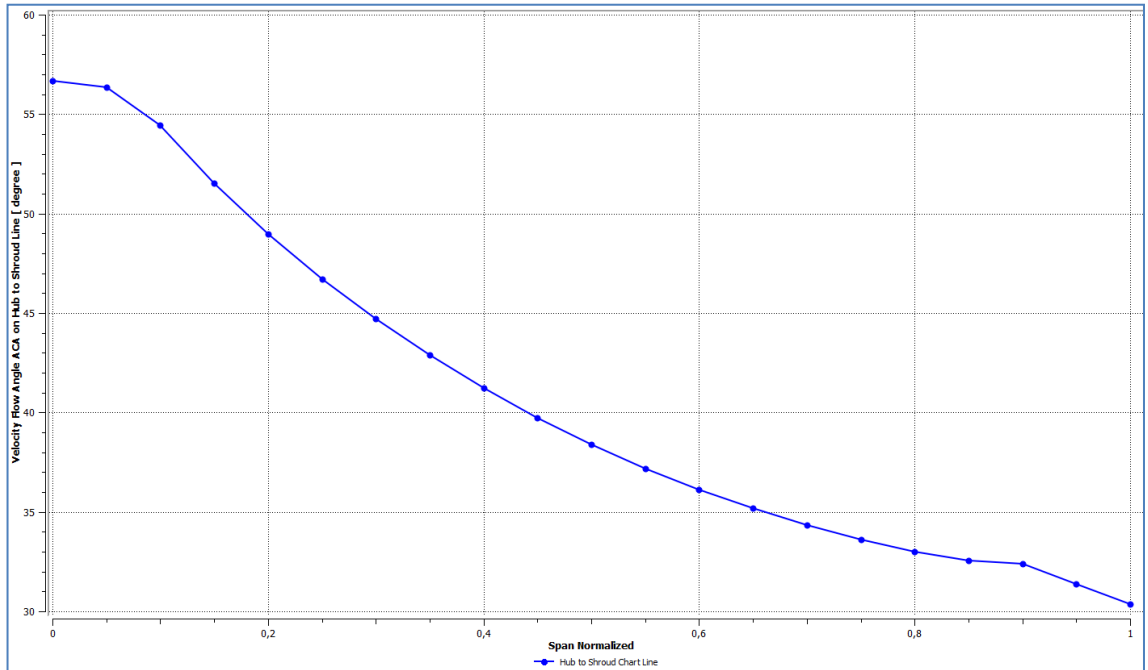
Elde edilen sonuçlar doğrultusunda söz konusu sorunlar nedeniyle iyileştirme çalışması yapılmıştır. Bunun için ilk olarak statorda sırasıyla şunlar yapılmıştır;

Çizelge 4.7. Statorda yapılan açı değişiklikleri.

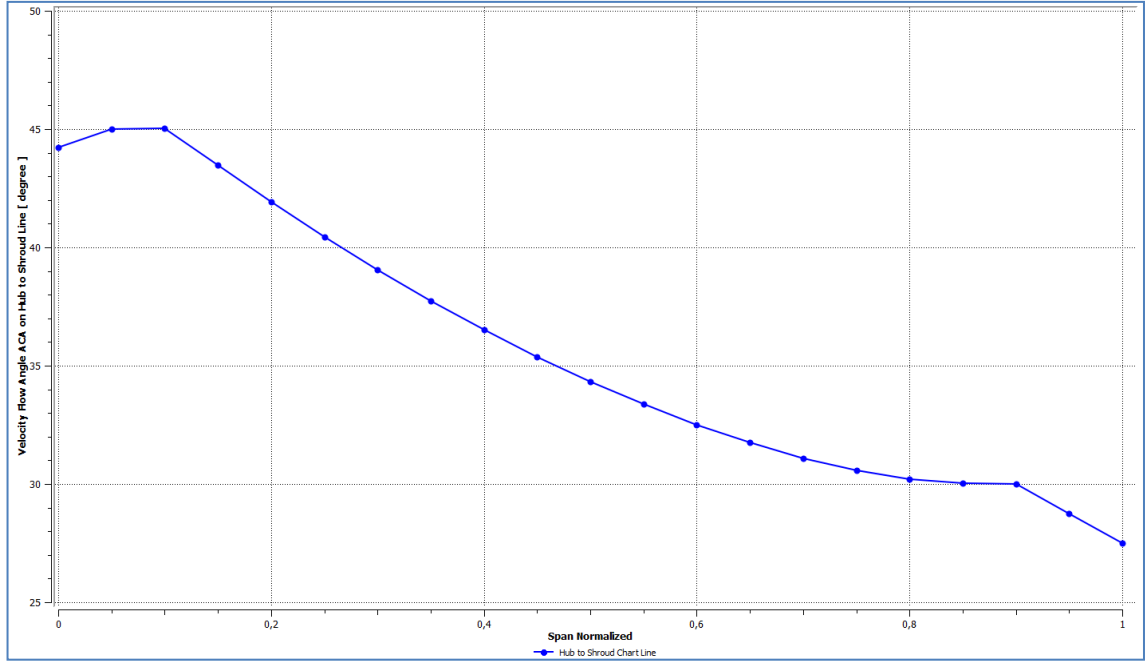
	göbek	orta	kanat ucu
stator 1. çalışması	58	69	73
stator 2. çalışması	68	69	70,1
stator 3. çalışması	73	69	65,5



Şekil 4.46. Stator firar kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları



Şekil 4.47. Rotor hücum kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları



Şekil 4.48. Rotor firar kenarında göbekten kanat ucuna hız akış açıları.

Sonuç olarak stator çıkışında yani rotor girişinde su akış açılarının iyileştirilmesi yapılmıştır. Ancak elde edilen stator son hali ile yapılan analiz sonucunda da görüleceği gibi (çizelge 4.8) performans değerleri (güç, hız, düşü) tam istenilen noktada değildir. Gücün düşük çıkmasının sebebi aslında suyun rotor bıçak yüzeyinde yeteri kadar kalmamasıdır. Bunu arttırmak için çıkış açılarının artırılması gerekmektedir. Bu sebeple rotor için aşağıdaki (çizelge 4.9) çalışmalar yapılmıştır.

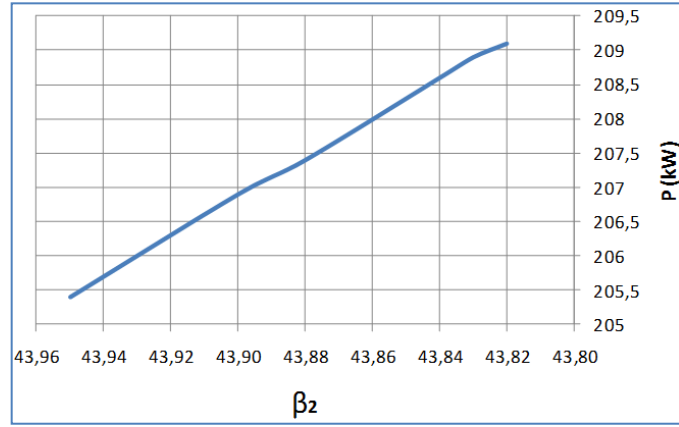
Çizelge 4.8. Stator açısı değişiklikleriyle elde edilen performans değerleri.

Inlet Volume Flow Rate	4.0000	[m ³ s ⁻¹]
Reference Density	997.0000	[kg m ⁻³]
Head	4.0805	[m]
Output Power	135563.0000	[W]

Çizelge 4.9. Rotor firar açılarında yapılan açı değişiklikleri.

	göbek	orta	kanat ucu	
	46,65	33,33	25,49	
rotor 1. çalışma	43,95	30,63	22,79	2,70° azaltma
rotor 2. çalışma	43,90	30,58	22,74	2,75° azaltma
rotor 3. çalışma	43,88	30,56	22,72	2,77° azaltma
rotor 4. çalışma	43,84	30,52	22,68	2,81° azaltma
rotor 5. çalışma	43,83	30,51	22,67	2,82° azaltma
rotor 6. çalışma	43,82	30,50	22,66	2,83° azaltma

Rotor üzerinde yapılan bu çalışma neticesinde türbin değişkenleri istenilen değerler getirilmiştir. Çizelge 4.10'da gösterilen çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlarda güç ve düşü değerleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.49. Rotordaki su firar açısı değişimine karşılık gücün değişimi.

Çizelge 4.10. Rotor üzerinde yapılan çalışmalar ile elde edilen bazı sonuçlar.

	su firar açısı (°)	P (kW)	H (m)	Cu (m/s)
rotor 1. çalışma	43,95	205,4	5,9077	0,0048
rotor 2. çalışma	43,90	206,9	5,9459	-0,0187
rotor 3. çalışma	43,88	207,4	5,96	-0,1279
rotor 4. çalışma	43,84	208,6	5,9909	-0,1467
rotor 5. çalışma	43,83	208,9	5,999	-0,1522
rotor 6. çalışma	43,82	209,1	6,006	-0,0544
rotor 7. çalışma	43,80	214,9	6,1578	-0,2499

Sonuç olarak rotor kanat profili de belirlenmiş olur. Aşağıda verilen sonuçlar incelenecek olursa iyileştirmelerin güç, düşü, Cm değerlerini gerçek değerlere ulaştırdığı görülmektedir (Çizelge 4.11-13).

Çizelge 4.11. Düzeltilmiş performans sonuçları

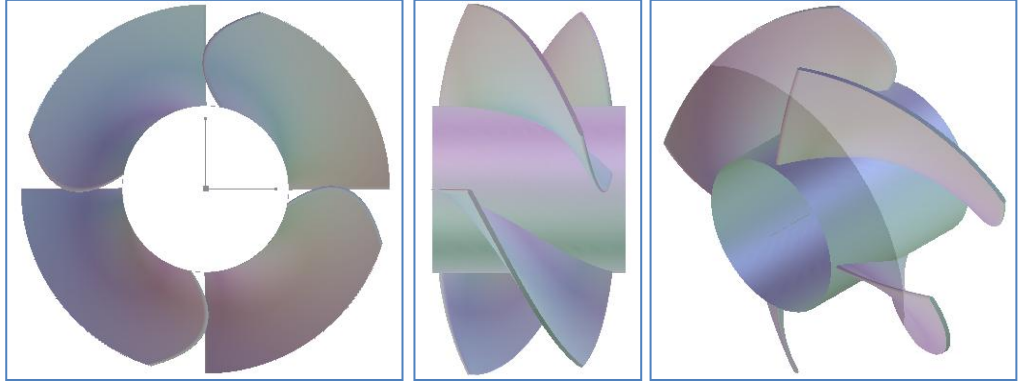
Inlet Volume Flow Rate	4.0000	[m ³ s ⁻¹]
Reference Density	997.0000	[kg m ⁻³]
Head	6.0060	[m]
Output Power	209130.0000	[W]

Çizelge 4.12. Düzeltilmiş stator özet veri çizelgesi

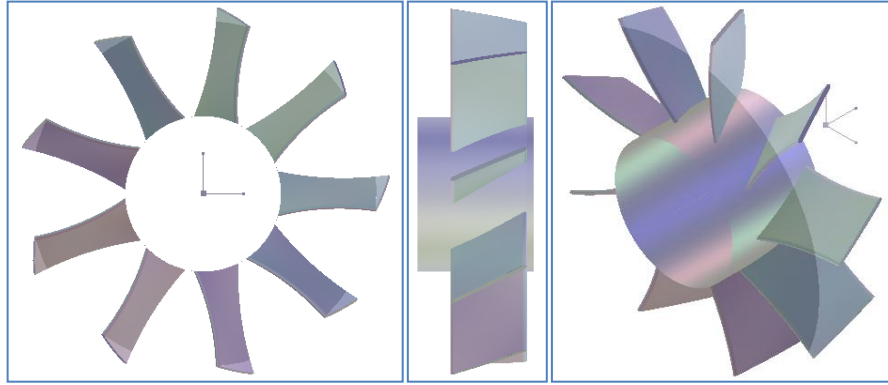
Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	140229.0000	128907.0000	107248.0000	110382.0000	N/A	-21658.6000	[Pa]
Ptotal	169681.0000	169171.0000	166100.0000	166878.0000	N/A	-3071.0300	[Pa]
Head	17.3547	17.3140	17.1838	17.1649	N/A	-0.1301	[m]
Static Head	14.3424	12.5660	10.9039	11.2603	N/A	-1.6621	[m]
Cm	7.6863	8.4584	10.1494	10.0046	1.1999	1.6910	[m s ⁻¹]
Cu	-0.0015	0.1830	3.2666	3.2924	17.8523	3.0836	[m s ⁻¹]
C	7.6863	8.6381	10.7411	10.5965	1.2434	2.1030	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0001	1.2684	1.0616	1.0280	0.8370	N/A	
Flow Angle	-0.0111	0.9514	17.4363	18.5986	N/A	16.4849	[degree]

Çizelge 4.13. Düzeltilmiş rotor özet veri çizelgesi

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	997.0000	997.0000	997.0000	997.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	110464.0000	109958.0000	57743.2000	60003.6000	N/A	-52214.7000	[Pa]
Ptotal	166776.0000	167037.0000	111333.0000	110377.0000	N/A	-55704.2000	[Pa]
Ptotal (rot)	116948.0000	116424.0000	111790.0000	112525.0000	N/A	-4634.0400	[Pa]
Head	17.1502	17.1316	11.4095	11.3487	N/A	-5.7221	[m]
Static Head	11.2636	11.2202	5.8946	6.1369	N/A	-5.3255	[m]
U	15.9146	16.0086	16.0087	15.9170	1.0000	0.0001	[m s ⁻¹]
Cm	10.0065	10.0352	10.2008	9.9962	1.0165	0.1656	[m s ⁻¹]
Cu	3.2518	3.2783	-0.0544	-0.1563	-0.0166	-3.3327	[m s ⁻¹]
C	10.5794	10.6423	10.3237	10.0204	0.9701	-0.3186	[m s ⁻¹]
Wu	-12.6628	-12.7317	-16.0645	-16.0733	1.2618	-3.3328	[m s ⁻¹]
W	16.2606	16.3773	19.1236	19.0157	1.1677	2.7463	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0279	1.0331	1.0239	1.0186	0.9911	N/A	
Flow Angle: Alpha	18.4065	18.0263	-0.6006	-0.8367	N/A	-18.6269	[degree]
Flow Angle: Beta	-50.2991	-50.0990	-57.0475	-57.4402	N/A	-6.9486	[degree]



Şekil 4.50. Elde edilen rotorun son hali.



Şekil 4.51. Elde edilen statorun son hali.

Yapılan çalışma ile yukarıda (şekil 4.50,4.51) vermiş olan rotor ve stator modeli elde edilmiştir. Elde edilen bu tasarımlarda güç ve düşü değerleri sonuç raporları ile doğrulanmıştır. Ancak asıl önemli olan verimdir. Türbinin verim karakteristiği çıkarılarak tasarımımızın verim yönünden de uygunluğu doğrulanmalıdır.

4.3. Türbin Verim Karakteristikleri

$$\eta_G = \eta_K \eta_M \eta_H \quad (4.3)$$

$$0,86 = 0,98 \cdot 0,98 \cdot \eta_H \rightarrow \eta_H = 0,89$$

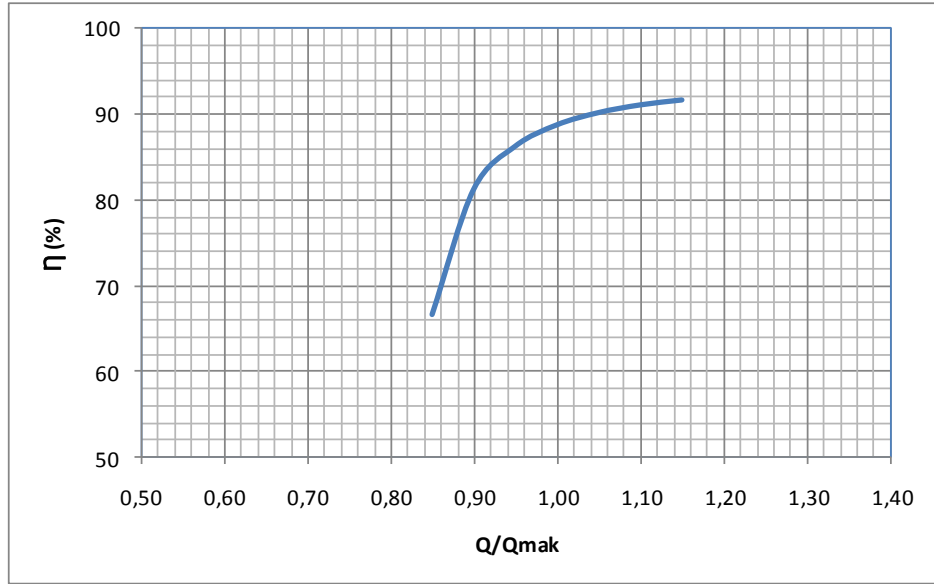
$$P_e = \rho g H_0 Q \eta_G = 1000 \cdot 9,81 \cdot 6,4 \cdot 1 = 235 \text{ kW}$$

Hesaplardan hatırlanacağı üzere yukarıdaki güç değeri %100 verimle elde edilebilecek değeridir. Simülasyonlarda kaçak ve mekanik verim göz ardı edildiğinden çıkan sonuç yalnızca hidrolik verimin göz önüne alınarak hesaplanan güç değeridir. Bu doğrultuda %89'luk bir verimle güç $(0,89 \times 235) 209,2 \text{ kW}$ 'dir. Sayısal çözümlerinde bu güç değeri beklenmektedir. Nitekim sonuçlara bakılırsa (çizelge 4.11) bu değere ulaşıldığı görülmüştür.

Bölüm 3.2'nin son kısmında verilen türbin seçiminde yardımcı olan verim eğrileri (şekil 3.10) hatırlanacak olursa bu çalışma kapsamındaki türbin tipi için (boru tipi kaplan, propeller) yaklaşık olarak bir parabol eğrisi olması beklenmektedir. Farklı debi (giriş hızı) değerlerinde başka hiçbir değişken değiştirmeden elde edilen sonuçlarda en iyi (nominal) verimin gerçek debi değeri olan $4 \text{ m}^3/\text{s}$ 'de elde edilmesi gerekmektedir. Bunun benzeri bir sonucun türbinin devir sayısı için geçerli olması gerekmektedir. Farklı türbin devir sayılarında yapılan analizlerde nominal verimin yine türbin çalışma devri olan 500 D/d 'da elde edilmesi beklenmektedir. ANSYS CFX programında yapılan çalışmalar ile elde edilen sonuçlara (çizelge 4.14) göre şekil 4.52'deki gibi doğrusal grafikler elde edilmiştir. Çizelgedeki hesaplanan güç değerleri $P = \rho g H_0 Q$ formülüyle elde edilmiştir. Verim ise bu formülle elde edilen %100'lük verimdeki gücün rapordan elde edilen güce oranlanmasıyla elde edilmiştir. Sonuçlara dikkat edilecek olursa net düşü değerinin debi ile birlikte değiştiği görülmektedir. Bu CFX programının algoritmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Zira hidrolik türbin rapor çıktılarından okunan değerler çizelgede verilmiş bunun harici bir sonuç alınamamıştır.

Çizelge 4.14. Farklı debi değerlerinde alınan hidrolik türbin raporu sonuçları.

Q/Q _{mak}	Q (kg/s)	Q (m ³ /s)	H (m) rapor	P (kW) rapor	P (kW) hesap	η (%)
0,85	376,6	3,4	1,66	37,05	55,52	66,74
0,90	398,8	3,6	3,14	90,00	110,74	81,27
0,95	421,0	3,8	4,58	147,25	170,69	86,26
1,00	443,1	4	6,01	209,13	235,68	88,74
1,05	465,3	4,2	7,42	275,66	305,78	90,15
1,10	487,4	4,4	8,83	346,94	381,07	91,04
1,15	509,6	4,6	10,23	422,73	461,41	91,62



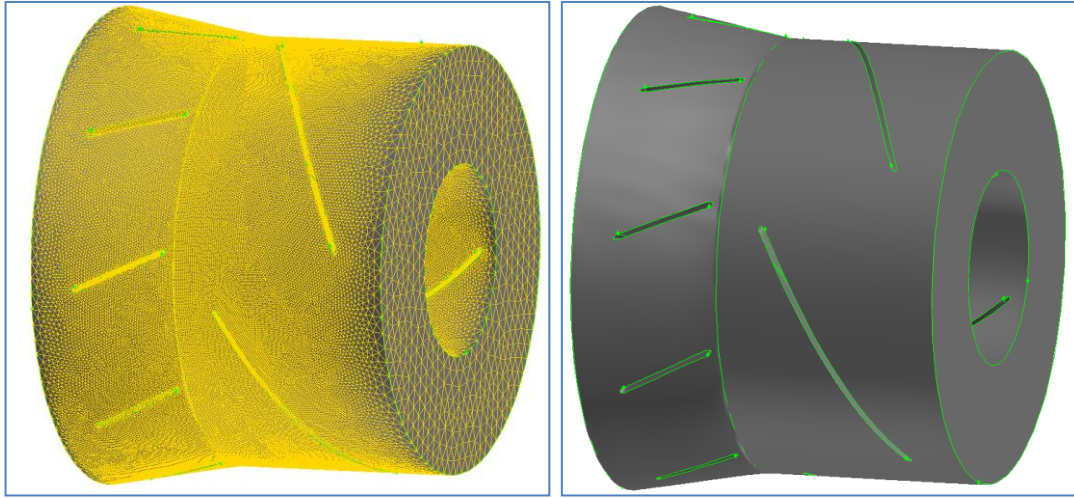
Şekil 4.52. Elde edilen verilen verim karakteristik ($\eta - Q/Q_{mak}$) eğrisi.

Verim eğrisi eldesi için yapılan FLUENT çalışması

CFX ile alınan yukarıdaki sonuçlara göre çalışma aynı şartlarda yine aynı yazılım grubunda olan FLUENT'de yapılmıştır. Bunun için Blade Generator programında elde edilen ve yukarıdaki debi çalışmasında da kullanılan nihayi stator-rotor modeli ".igs" uzantılı dosya halinde FLUENT programının sonlu elemanlar ağ modeli elde etmek için kullanılan GAMBIT programına aktarılarak gerekli işlemler yapılmıştır. Sonuç olarak

daha önceki çalışmalarda verilen sınır şartları uygulanarak stator için 1 277 805 eleman 277 682 düğüm noktası ve rotor için 1 674 881 eleman 363 658 düğüm noktası olmak üzere toplam 2 952 686 elemanlı model elde edilmiştir(şekil 4.53).

Elde edilen model programa aktarılarak sınır şartları aynı olacak şekilde girilmiştir (türbülans modeli k- ω , SST; giriş debi girdi; çıkış statik basınç). CFX' den farklı olarak modelde periyodiklik kullanılmamıştır. Bunu basitleştirmeyi yapmamız için rotor ve stator kanat profil eğrilerinin elde edilmesi gerekmektedir ki bu çok zor ve gereksiz bir işlemdir.



Şekil 4.53. Elde edilen GAMBIT modeli.

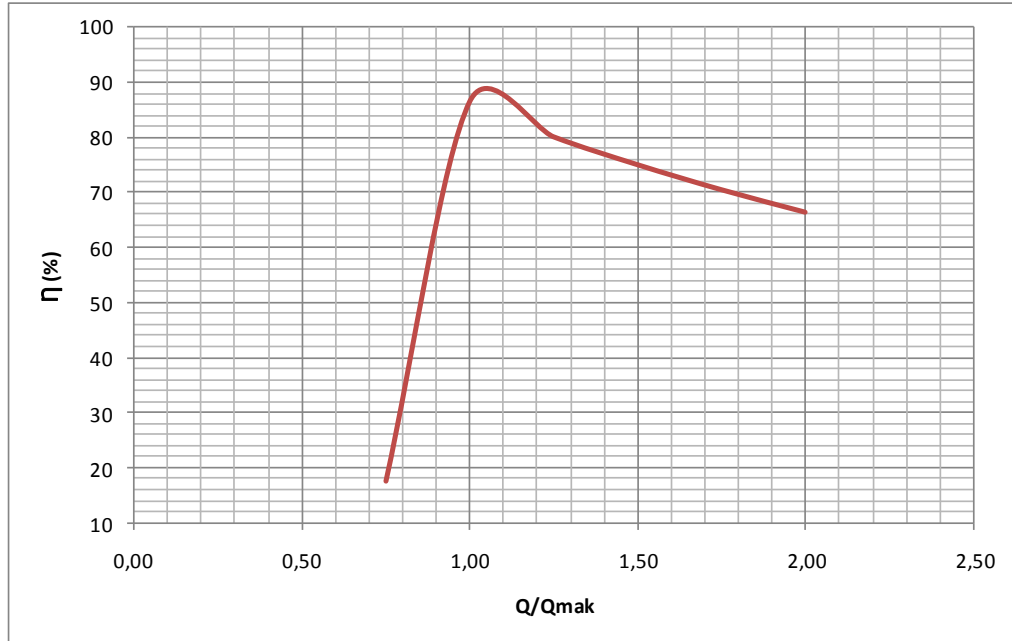
Verim karakteristiğinin çıkarılması için analiz 1'den 8 m³/s debi değerlerine kadar tekrarlanmış sonuçlar bir çizelge halinde aşağıda verilmiştir. Sonuçlara dikkat edilecek olursa yazılımın özelliği gereği rapor halinde gösterim söz konusu değildir. Değerler hazır olarak elde edilmediği için tek tek elle programa hesaplatılmıştır.

$$\eta_G = \frac{2\pi \cdot N \cdot T}{60 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H} = \eta_H \cdot \eta_M \cdot \eta_K \quad (4.4)$$

Dolayısıyla bölüm 4'te "Hidrolik türbinlerde farklı verim tanımlamaları" başlığı altındaki kısımda anlatıldığı gibi genel verim formülü uygulanarak bu formül için gerekli giriş-çıkış basınç farkı ve tork değerleri hesaplatılmıştır (çizelge 4.15).

Çizelge 4.15. Fluent ile elde edilen debi çalışması sonuçları

Q/Q _{mak}	Q (m ³ /s)	P _g (Pa)	P _ç (Pa)	P (Pa)	T _x (Nm)	T _y (Nm)	T _z (Nm)	T (Nm)	η _G (%)	η _H (%)
0,25	1,00	-46292,31	34349,27	-80641,58	68,73	-48,87	5278,41	5279,08	-342,77	-356,9
0,50	2,00	-16041,02	38341,66	-54382,68	-81,70	161,56	3463,21	3467,94	-166,95	-173,8
0,75	3,00	43980,20	38012,92	5967,28	-4,28	17,80	-56,85	59,73	17,47	18,2
1,00	4,00	131559,70	54924,82	76634,88	-24,72	-20,93	-5068,87	5068,97	86,58	90,2
1,25	5,00	240771,50	86514,78	154256,72	36,89	3,05	-11805,01	11805,07	80,14	83,4
1,50	6,00	385070,40	137439,80	247630,60	80,48	-72,67	-21302,31	21302,59	75,07	78,2
1,75	7,00	573219,10	212905,50	360313,60	176,51	-187,91	-33968,77	33969,75	70,52	73,4
2,00	8,00	812485,40	316528,60	495956,80	279,72	-385,04	-50332,40	50334,65	66,43	69,2

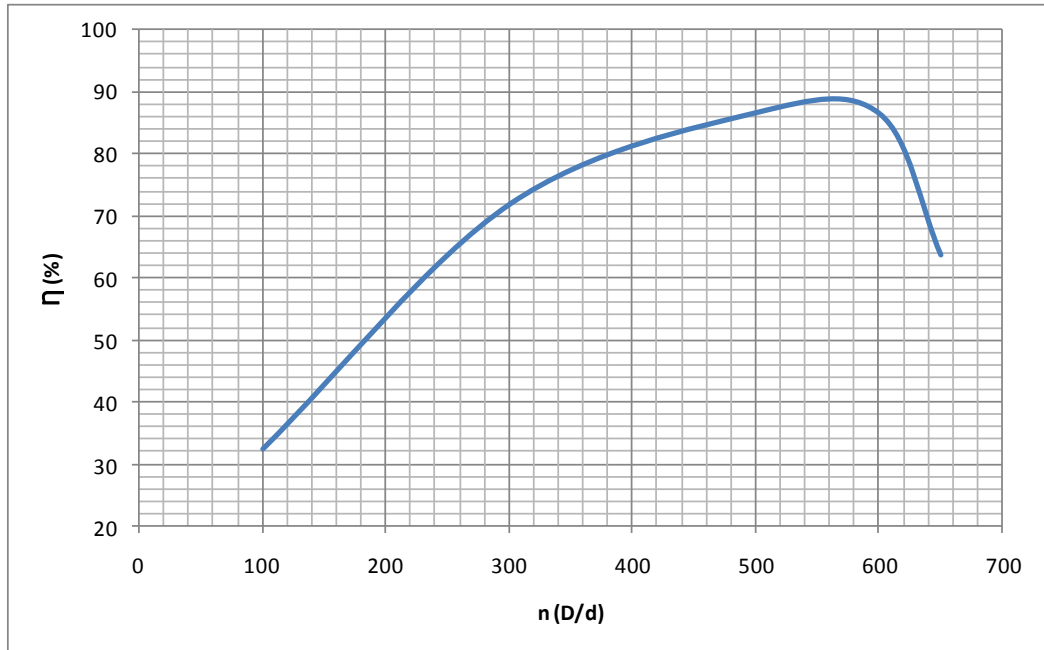


Şekil 4.54. Hidrolik verim- debi oranı ($\eta - Q/Q_{mak}$) grafiği

Benzer çalışma rotor devir sayısı için yapılmıştır. Bunun için debi sabit tutularak 300' den 650 D/d'ya kadar olan devir sayılarında analizler gerçekleştirilerek sonuçlar alınmış (çizelge 4.16) ve grafiğe aktarılarak türbin karakteristik eğrisi devir sayısı için elde edilmiştir (şekil 4.55).

Çizelge 4.16. Fluent ile elde edilen devir sayısı çalışma sonuçları

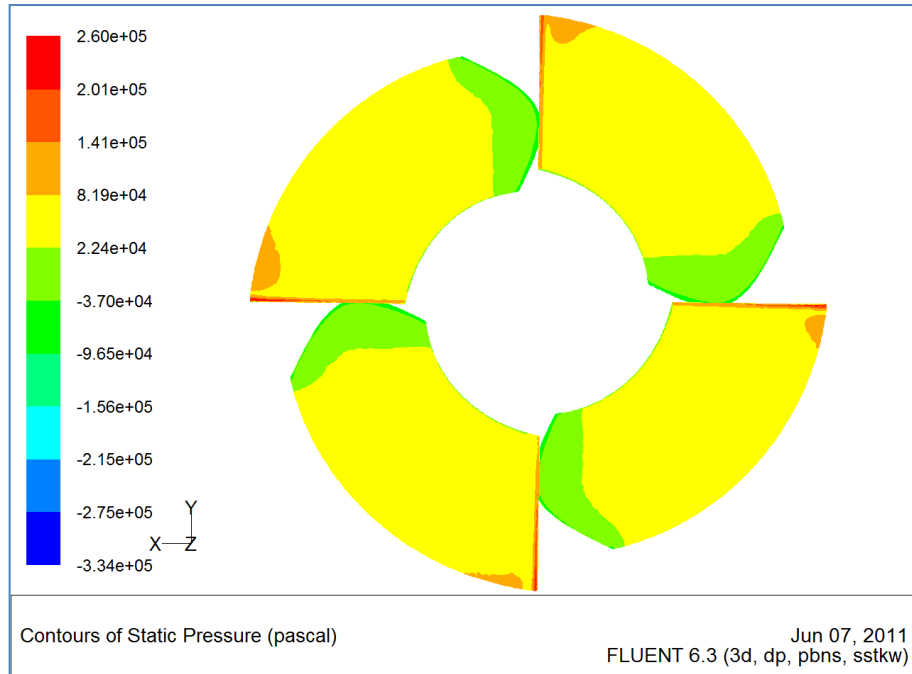
n (D/d)	P _g (Pa)	P _ç (Pa)	P (Pa)	T _x (Nm)	T _y (Nm)	T _z (Nm)	T (Nm)	η _G (%)	η _H (%)
300	183035,3	66817,7	116217,6	47,6	-61,8	-10625,0	10625,3	71,81	74,8
350	167910,3	59501,0	108409,3	32,4	-25,0	-9019,4	9019,4	76,23	79,4
400	155370,5	55821,9	99548,6	28,1	-14,8	-7653,8	7653,8	80,51	83,8
450	142867,9	54451,9	88416,0	-3,5	-27,5	-6299,5	6299,6	83,94	87,4
500	131559,7	54924,8	76634,9	-24,7	-20,9	-5068,9	5069,0	86,58	90,2
550	117185,8	57418,3	59767,5	-15,7	21,4	-3642,1	3642,2	87,75	91,4
600	101002,7	61611,2	39391,5	11,0	9,3	-2168,6	2168,6	86,48	90,0
650	83225,2	67236,5	15988,7	-4,2	59,4	-595,4	598,3	63,68	66,3



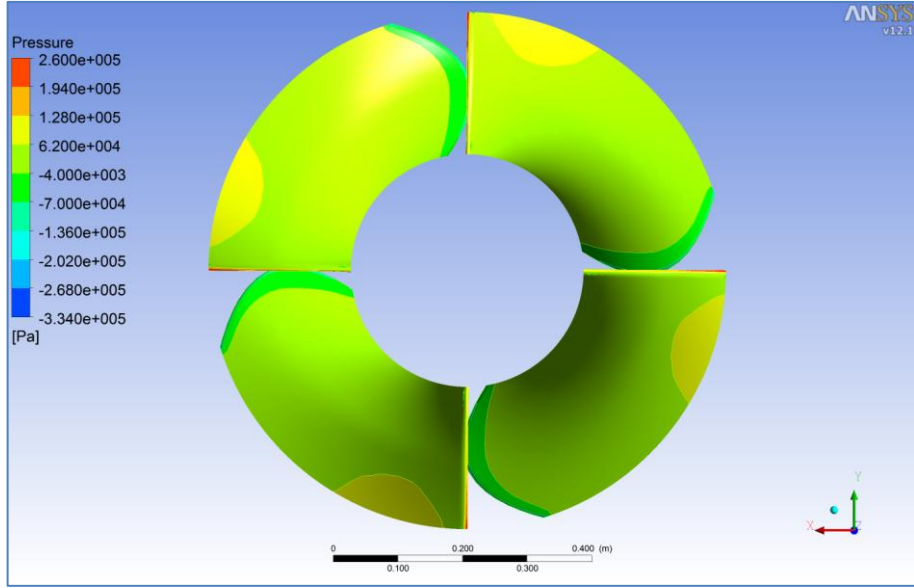
Şekil 4.55. Hidrolik verim- devir sayısı ($\eta - n$) grafiği

Sonuç olarak elde edilen sonuçlara göre türbinin (nominal) en uygun çalışma koşulları doğrulanmıştır. Buna göre 4 m³/s debi ve 500 D/d devir aralığında tasarlanan türbin en iyi verim değeri olan % 89' a ulaşmaktadır.

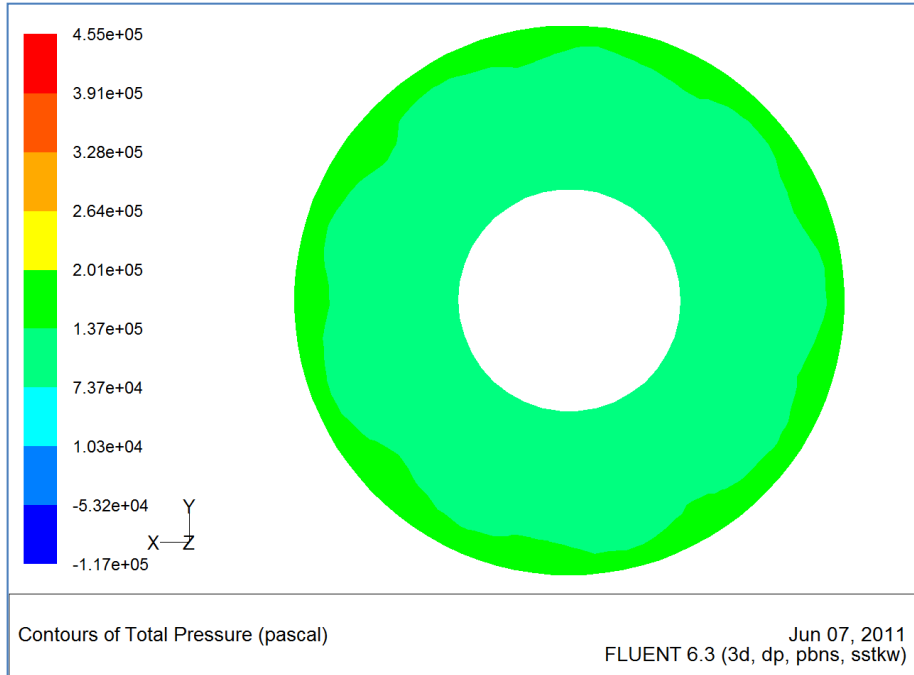
Yapılan karakteristik eğri çıkarma çalışmasında bu iki programdan en uygun çalışma koşulu olan 4 m³/s debi ve 500 D/d devir için karşılaştırmalı olarak çeşitli sonuçlar alınmıştır. Sonuçlar (şekil 4.56-4.63) incelenecek olursa her ne kadar dağılımlarda renklerin karşılık geldiği değer farklılıklarından dolayı farklı (basınç, hız) dağılımlar elde edildiyse de sonuç itibariyle bu iki yazılım arasında sonuçlar bakımından fark görülmemiştir. Ancak tork değerlerinde farklılıklar bulunmaktadır ve CFX'deki söz konusu bu doğrusallığın bundan kaynaklandığı düşünülmüştür. Ayrıca CFX'de FLUENT çalışmasındaki formülasyondan gidilerek elde edilen verim değeri % 40-50 iken yine CFX'de elde edilen sonuç raporlarında (hidrolik türbin raporu) verim değeri % 89 olduğu görülmüştür.



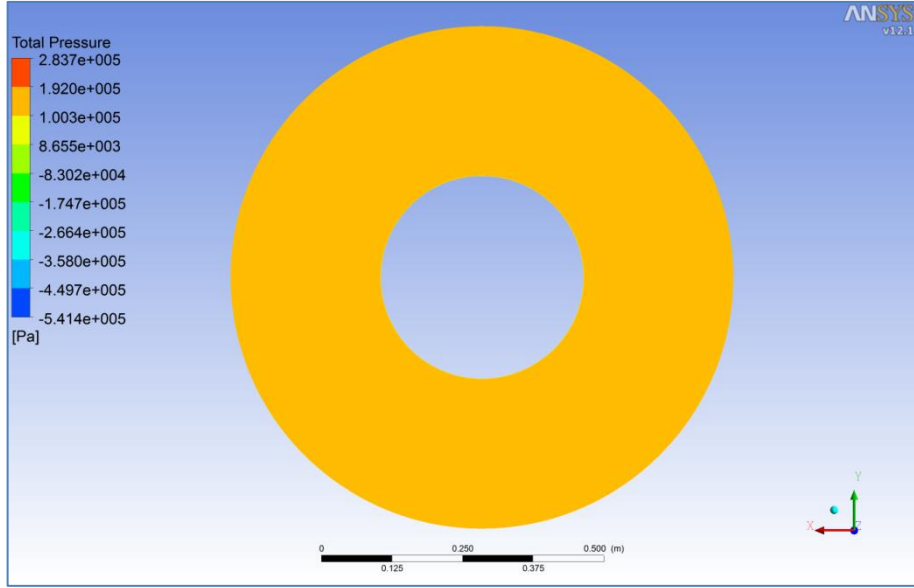
Şekil 4.56. FLUENT' den elde edilen bıçak üzerindeki statik basınç dağılımı.



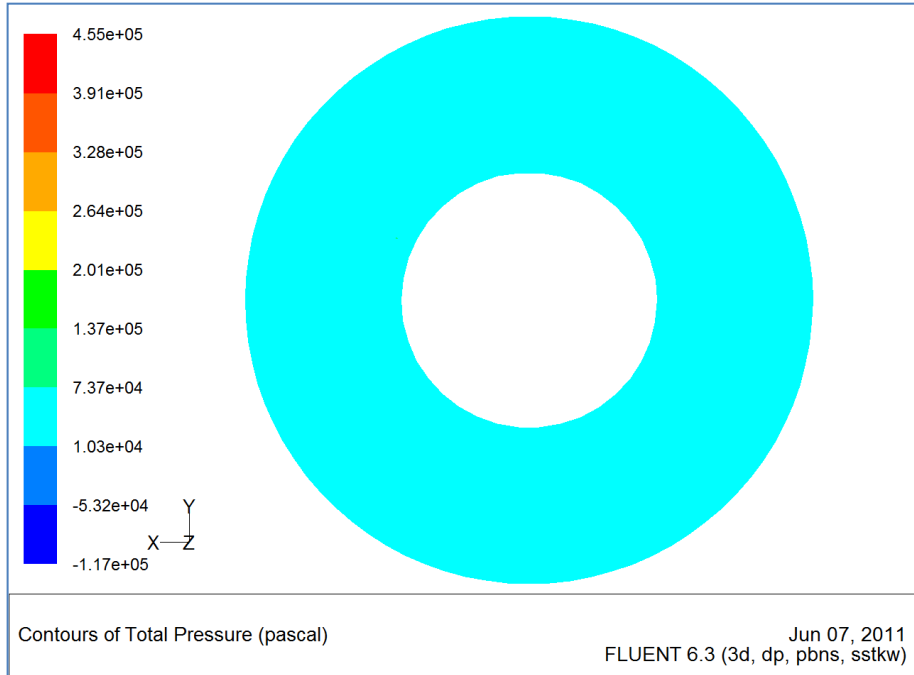
Şekil 4.57. CFX' den elde edilen bıçak üzerindeki statik basınç dağılımı.



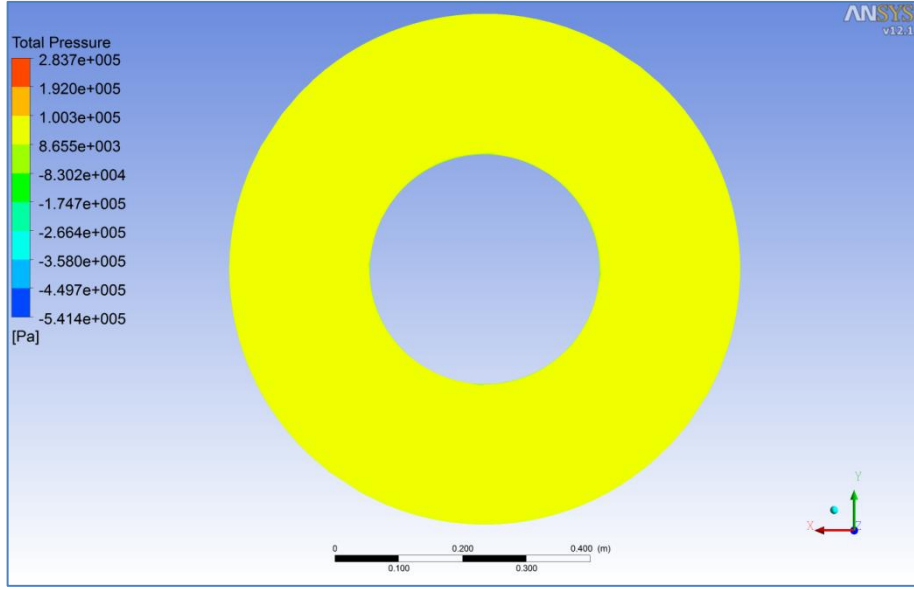
Şekil 4.58. FLUENT' den elde edilen giriş toplam basınç dağılımı.



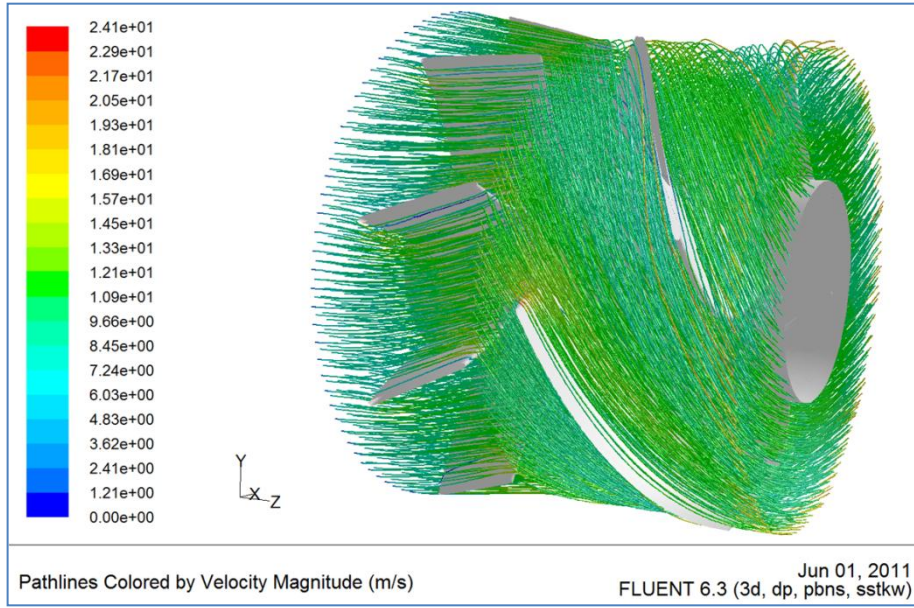
Şekil 4.59. CFX' den elde edilen giriş toplam basınç dağılımı.



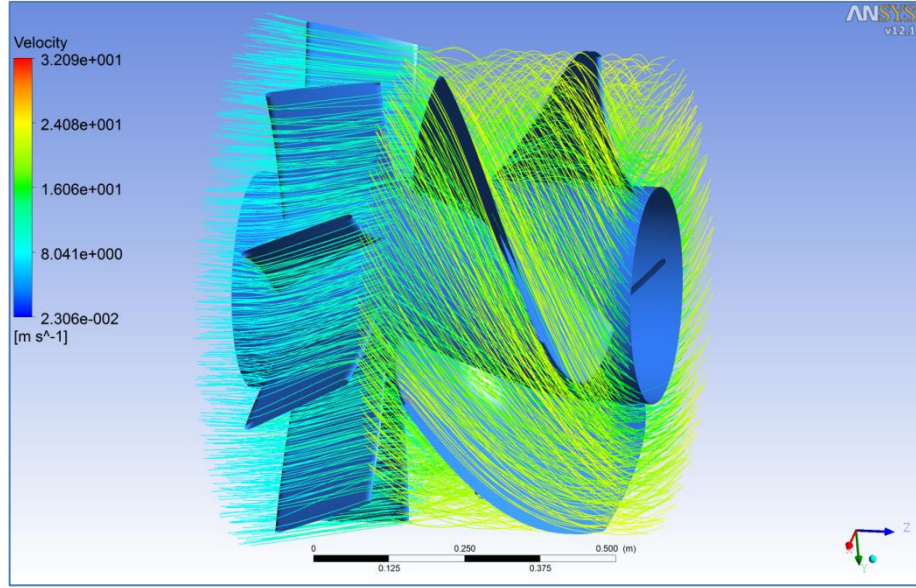
Şekil 4.60. FLUENT' den elde edilen çıkış toplam basınç dağılımı.



Şekil 4.61. CFX den elde edilen çıkış toplam basınç dağılımı.



Şekil 4.62. FLUENT' den elde edilen hız akış iplikçiklerinin gösterimi.



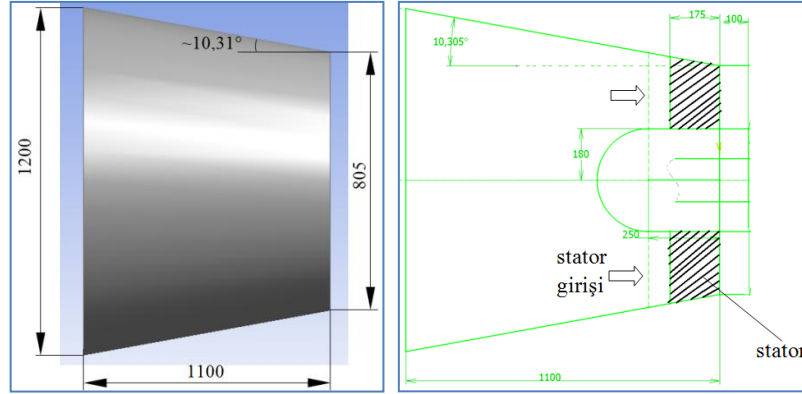
Şekil 4.63. CFX' den elde edilen hız akış iplikcikleri gösterimi.

4.4. Türbin Ana Parçalarının Boyutlandırılması

4.4.1. Yayıcı ve toplayıcı kısımlarının tasarımı

Toplayıcının yani giriş kısmının tasarımı daha önce de bahsedildiği gibi debi kontrol vanası ile ilgilidir. Vana standartları doğrultusunda 1200 mm'den rotor dış çapı olan 805 mm'ye 1100 mm uzunluğunda bir kesik koni olarak tasarlanmıştır. Uzunluk, konikliğin deneyimler doğrultusunda elde edilen yaklaşık 10 derecedelik değerde olması için bu değerdedir. Statorun bulunduğu kısımda hem yönlendirme hem de tasarlanacak mile mesnet olma görevi vardır (şekil 4.64).

Reaksiyon türbinlerinde türbin çıkışı ile boşalma kanalı arasında bulunan özel boruya yayıcı denir. Bu elemanın iki görevi vardır. Birincisi türbini istenilen seviyeye monte imkânı sağlamaktadır. Böylece mil, kayış-kasnak, jeneretör vb gibi ekipmanların su çıkış seviyesinde oluşan dalgalanmalardan etkilenmesini düşüyü değiştirmeden önler.

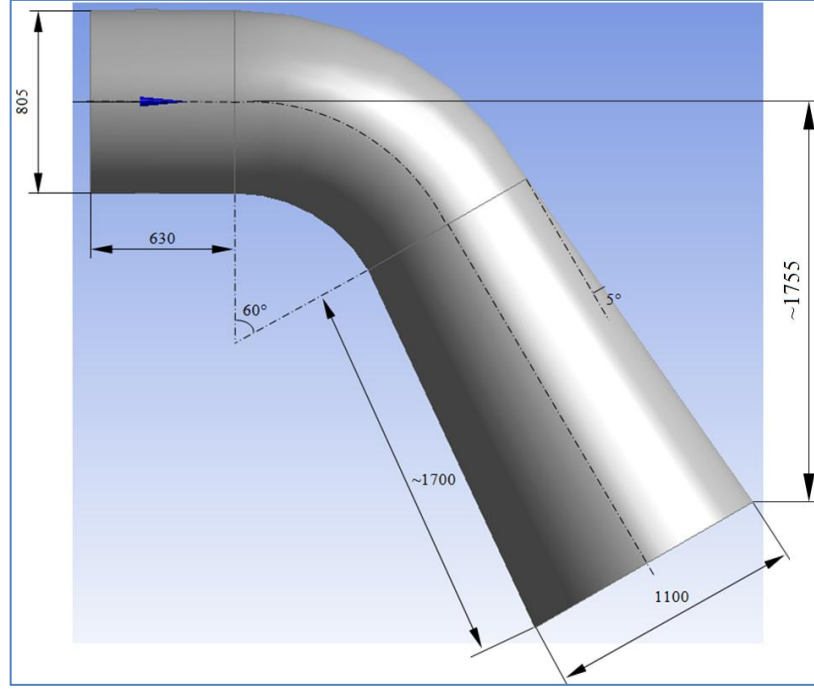


Şekil 4.64. Tasarımı yapılan toplayıcı.

İkinci olarak ise konikliği sayesinde çıkış basıncını (atmosferik basınç düşümünü, depresyon) azaltarak net düşüyü arttırmaktadır. Bu sebeplerden dolayı yayıcılar giriş kısımlarına göre daha dikkatli bir tasarıma ihtiyaç duyarlar. Örnek olarak fazla yüksek olması kaviteasyona sebep olmaktadır. Ayrıca yayıcılarda konikliğın yaklaşık olarak 5° olması uygundur.

Yukarıda bahsedilen değişkenler ve kabuller doğrultusunda 5° konikliğe sahip 60° dirsek yapılarak şekil 4,65'deki gibi bir ön tasarım elde edilmiştir. Yayıcının çıkış kısmı bir miktar su içinde olacağı hesaba katılmıştır. Elde edilen tasarımın da dâhil olduğu tüm model için kaviteasyon analizi daha sonraki bölümlerde incelenecektir. Ancak ilk tasarım için genel bir el hesabı aşağıdaki gibi yapılabilmektedir.

Şekil 4.65'de de görüldüğü gibi yayıcı yüksekliği yaklaşık 1700 mm (su içine girme mesafesi de göz önünde tutulursa) yani $H_s=1,7$ mSS' dir. Diğer taraftan türbinin net düşüsü $H_o=6$ mSS ve atmosfer basıncı $H_a=9,8$ mSS (720 mmHg/13,8) olduğu bilinmektedir. Son olarak suyun buharlaşma basıncı (çizelge 3.3'den 25 °C için) $H_b=0,3229$ mSS olarak okunmuştur. Bu bilgiler ışığında yapılan hesaplama ile kritik kaviteasyon sabiti;



Şekil 4.65. Tasarımı yapılan yayıcı.

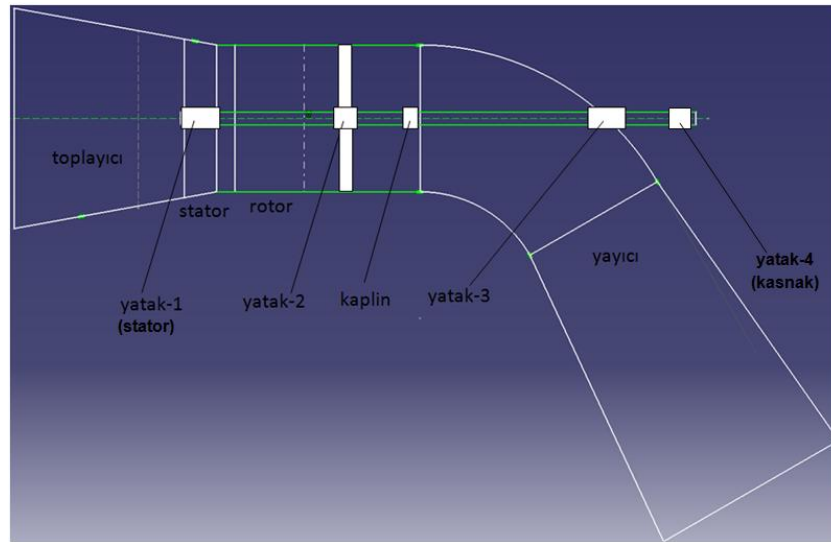
$$\sigma = \frac{9,8 - 1,7 - 0,3229}{6} \cong 1,3$$

olarak bulunur. Bu değerin şekil 3.12'den (veya çizelge 3.2) okunan $\sigma_{KR} = 1,05$ kritik kavitasyon katsayısından büyük olduğu görülmektedir. Sonuç olarak yapılan ilk yayıcı tasarımında kavitasyon yönünden bir sorun görülmemiştir.

4.4.2. Türbin milinin boyutlandırılması

Şüphesiz bu çalışmadaki rotor ve statordan sonra en önemli bileşen mildir. Milin tasarımının çok iyi yapılması gerekmektedir. Tasarımda uygulanacak yapısal özellikler (mile kademe verme, mesnet yerinin belirlenmesi gibi) muvamezet sınırları içinde olmalıdır.

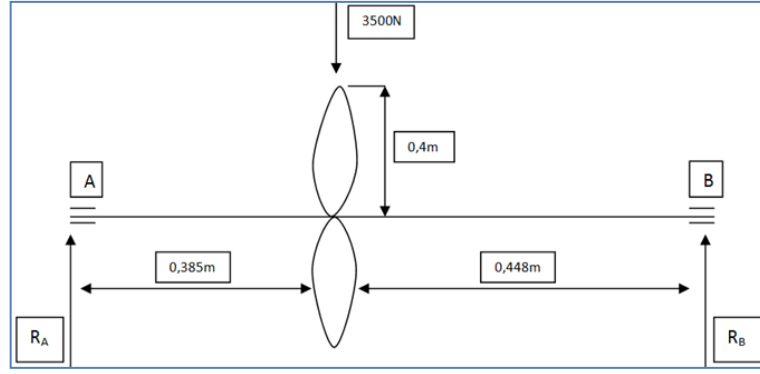
Tasarlanacak mil statordan başlayarak şekil 6.2’de görülen yayıcının dirsek kısmından çıkarak kasnağa bağlanacaktır. Rotordan alınan güç milden kayış-kasnak vasıtası ile jeneratöre aktarılacaktır. Stator ve rotor göbek uzunlukları, rotor çıkışından sonraki yayıcı dirseğine kadar olan mesafeler düşünüldülde yaklaşık 2,8 m’lik bir mil uzunluğu elde edilmektedir ki bu hem statik mukavemet hem de titreşim mukavemeti yönünden çok sakıncalıdır. Bunun için mil iki parçalı düşünülmüştür. Mil kaplin ile bağlanması uygun görülmüştür. Milde yataklama kabaca stator göbeğinde, milin dirsekten çıktığı noktada ve rotor çıkışında rulmanlı olarak düşünülmüştür. Yataklardaki rulman seçimi ve diğer mukavemet hesapları için yatak yüklerinin belirlenmesi gerekmektedir.



Şekil 4.66. Mil boyunca uygulanacak ekipmanların şematik gösterimi.

Milin ilk kısmının mukavemet hesabı:

$Güç = (Tork) \times (Açısal Hız)$ denkleminde kanattaki torkun değerini hesaplayabiliriz. Bu tork değeri, kanat eksenindeki döndürme momentiyle eşdeğerdedir. Türbin kanadının ağırlığı CATIA programında hesaplatılarak 350 kg (yaklaşık 3500 N) olarak alınmıştır.

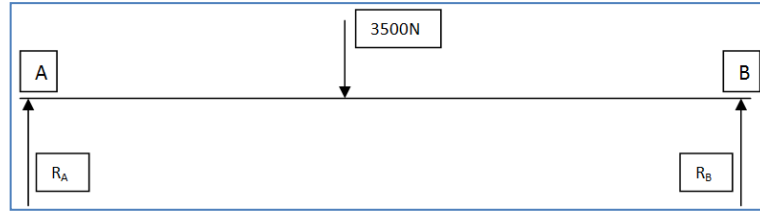


Şekil 4.67. Milin ilk kısmı için şematik gösterimi.

$$P = T \cdot \omega$$

$$235 = \frac{T \cdot \pi \cdot n}{30}, \quad n = 500 D/d$$

$$T = \frac{235 \cdot 30}{500 \cdot \pi} = 4490 \text{ Nm} = M_b$$

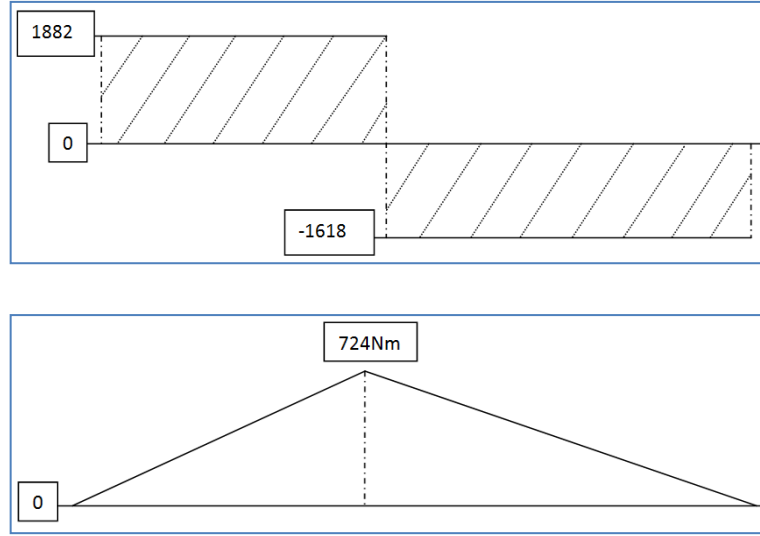


Şekil 4.68. Düşey yük durumu.

B noktasına moment alırsak R_A ve R_B değerini bulabiliriz.

$$M_B = R_A \cdot (0,833) - 3500 \cdot (0,448) = 0 \rightarrow R_A = 1882,4 \text{ N}$$

$$R_B = 3500 - 1882,4 = 1617,6 \text{ N}$$



Şekil 4.69. Milin ilk kısmı için kuvvet ve moment diyagramı.

Maksimum eğilme momentini Kuvvet Diyagramındaki taralı alan hesabıyla bulabiliriz. İki reaksiyon ve bir ağırlık kuvveti olduğundan, iki taralı alan da birbirine eşittir. Soldaki taralı alandan hesaplarsak;

$$M_{e,max} = 1882,4 \cdot (0,385) = 724,73 \text{ Nm}$$

bulunur. Daha önceden $M_b = 4490 \text{ Nm}$ değerini bulmuştuk. Bu iki değer ile eğilme ve burulma gerilmesi değerlerini hesaplayabiliriz. Eğilme ve burulma gerilmesi şu şekilde hesaplanırsa;

$$\sigma_e = \frac{32 \cdot M_e}{\pi \cdot d^3} = \frac{7385,7}{d^3}$$

$$\tau_b = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} = \frac{22879}{d^3}$$

Bu iki değer ile Maksimum Şekil Değişirme Enerjisi Hipotezini kullanarak eşdeğer gerilme değerini hesaplayabiliriz.

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \quad (4.5)$$

Çizelge 4.17. Bazı Malzemelerin Eğilme ve Burulma Zorlamaları İçin Titreşimli ve Tam Değişken Mukavemet Değerleri [N/mm^2] (Gediktaş, Yücenur 1989)

Malzeme	Eğilme		Burulma	
	σ_{eT}	σ_{eTD}	τ_T	τ_{TD}
İnşaat Çelikleri				
St 37	340	200	170	140
St 42	360	220	180	150
St 50	420	260	210	180
St 60	470	300	230	210
St 70	520	340	260	240
İslah Çelikleri				
C 22, Ck 22	480	280	250	190
C 35, Ck 45	550	330	300	230
40 Mn 4, 25 CrMo 4, 37 Cr 4, 46 Cr 2	620	370	340	260
41Cr 4, 34 CrMo 4,	820	480	550	330
50 CrMo 4, 34 CrNiMo 6, 36 CrNiMo 4, 42 CrMo 4, 50 CrV 4	940	530	630	370
30 CrNiMo 8, 36 CrMoV 4, 32 CrMo 12	1040	600	730	420
Sementasyon Çelikleri				
C 15, Ck 15	420	280	210	180
15 Cr 3	560	350	280	210
16 MnCr 5	700(840)	420	430	270
15 CrNi 6	900	550	450	300
20 MnCr 5	980	600	490	340
18 CrNi 8, 17 CrNiMo 8	1060	650	550	410

Türbin mili için yapılan yukarıdaki hesaplama sonrası ıslah çeliklerinden yüksek mukavemet değerleri nedeniyle 42CrMo4 seçilmiştir. Seçilen malzemenin burulma değerleri daha büyük olduğu için çizelge 6.3'den burulmayla ilgili değerler alınmıştır. Ayrıca türbin palaları için G-X4CrNi13-4 malzemesi uygun görülmüştür. Söz konusu malzemenin çalışması sırasında su ile birlikte gelen taş vb cisimlerin oluşturduğu darbelere ve kavitasyon, paslanma gibi yüzey aşınmalarına karşı mukavim olduğu bilinmektedir. Bu sebepten seçilecek malzemenin yüksek mukavemetli olması gerekmektedir.

$$\tau_{TD} = 370 \cdot 10^6 N/m^2, \quad \tau_T = 630 \cdot 10^6 N/m^2$$

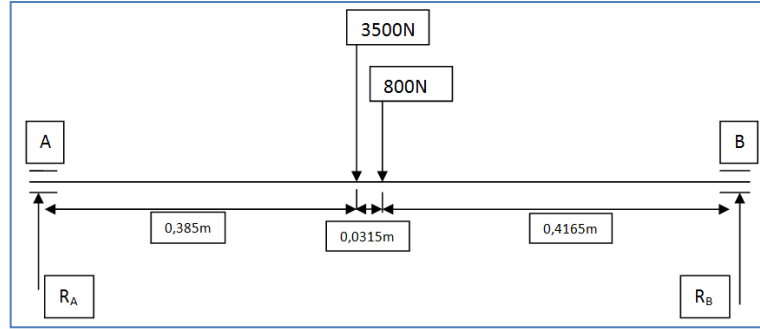
$$\sigma_{eş} = \sqrt{\left(\frac{7385,7}{d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{22879}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eş} = \frac{40310}{d^3} = \frac{\tau_{TD}}{s}$$

Burada $\tau_{burulma}$ değeri, mildeki burulma zorlaması tam değişken olduğu için τ_{TD} seçilmiştir. Emniyet katsayısı (s) 3 olarak seçilmiştir. Yapılan işlem sonucunda mil çapı ($d = 0,06935 \text{ m}$) yaklaşık 70 mm olarak hesaplanmıştır.

Belirlenen mil çapına göre eğilme kontrolü:

Mil malzemesi çeliğe göre mil ağırlığı 80 kg, yaklaşık olarak 800 N değerinde hesaplanmıştır. Buna göre milin ilk bölümünün ağırlığı hesaba katılarak yapılan eğilmeye denetimi.

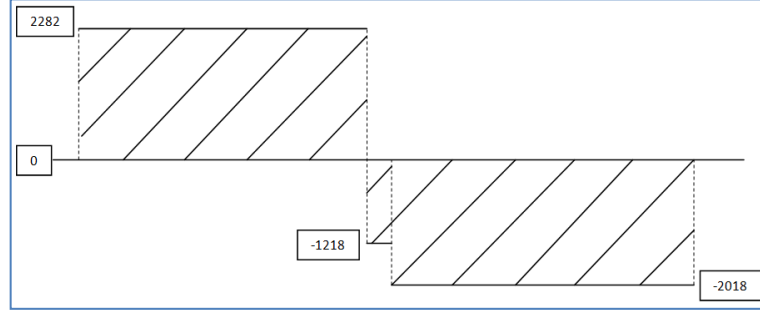


Şekil 4.70. Milin birinci (rotoru taşıyan) kısmı için ağırlık ilaveli şematik gösterimi

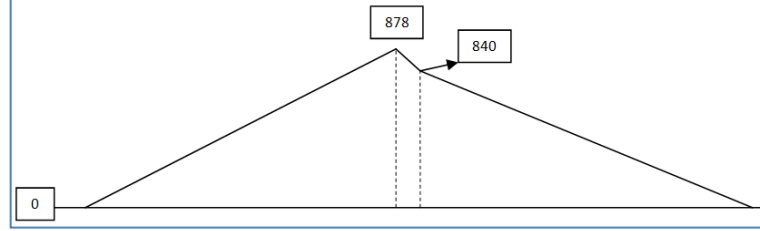
B noktasına moment alınırsa R_A değeri bulunabilir.

$$M_B = R_A \cdot (0,833) - 3500 \cdot (0,448) - (800 \cdot 0,4165) = 0 \rightarrow R_A = 2282 \text{ N}$$

Yukarı yönlü kuvvetler, aşağı yönlü kuvvetlere eşit olduğundan; R_B değerinin 3500 N +800 N değerinden R_A değerinin çıkartarak $R_B = 4300 - 2282 = 2018 N$ olarak bulabiliriz.



Şekil 4.71. Milin ilk kısmı için ağırlık ilaveli kuvvet diyagramı.



Şekil 4.72. Milin ilk kısmı için ağırlık ilaveli moment diyagramı.

Maksimum eğilme momentini Kuvvet Diyagramındaki taralı alan hesabıyla bulabiliriz. Üç taralı alanı hesaplarız. Çıkan değerlerin en büyüğü bize maksimum eğilme momentini verir.

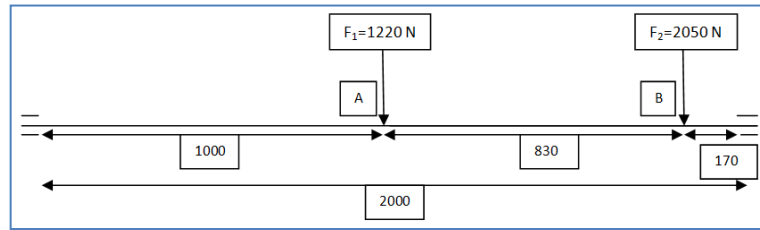
$$(2282) \cdot (0,385) = +878 \text{ (+ değeri reaksiyon kuvvetinin yukarı yönlü olmasıyla ilintilidir)}$$

$$(-1218) \cdot (0,0315) = -38 \text{ (- değeri ağırlık kuvvetinin aşağı yönlü olmasıyla ilintilidir)}$$

$(-2018).(0,4165) = -840$ (- değeri ağırlık kuvvetinin aşağı yönlü olmasıyla ilintilidir)

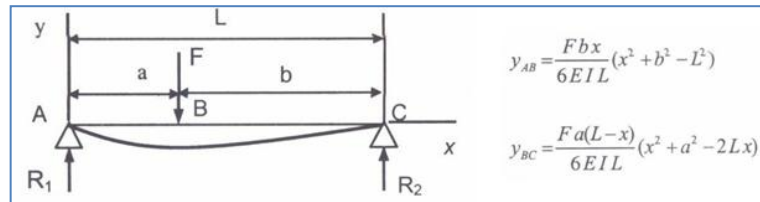
$M_{e,max} = 878 \text{ Nm}$ olarak alınır. Daha önce mil çapı hesabında $M_{e,max}$ 'ı 725 Nm olarak hesaplamıştı. Mil çapı seçimi gerçekleştirilirken daha büyük çap seçildiği için bu durum tehlike arz etmemektedir.

Milin ikinci kısmının mukavemet hesabı



Şekil 4.73. Milin ikinci (kasnağı taşıyan) kısmı için şematik gösterimi.

Mil boyunca biri kaplin, biri yataktan olmak üzere iki reaksiyon kuvveti; biri mil, biri de kasnaktan oluşan iki ağırlık kuvveti bulunmaktadır. Bu iki ağırlık kuvvetinin mil üzerinde oluşturacağı sehimin hesaplanarak kontrol altına tutulması gerekmektedir. Sehim hesabı için;



Şekil 4.74. Sehimin hesaplama formülasyonu.

Şekil 4.74 dikkate alınarak F_1 kuvvetinin A noktasında oluşturacağı sehimi için;

$$y_{A1} = \frac{F_1 \cdot b \cdot x \cdot (x^2 + b^2 - L^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \quad (4.6)$$

F_2 kuvvetinin A noktasında oluşturacağı sehimi için;

$$y_{A2} = \frac{F_2 \cdot b \cdot x \cdot (x^2 + b^2 - L^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

F_1 kuvvetinin B noktasında oluşturacağı sehimi için;

$$y_{B1} = \frac{F_1 \cdot a \cdot (L - x) \cdot (x^2 + a^2 - 2 \cdot L \cdot x)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

F_2 kuvvetinin B noktasında oluşturacağı sehimi için;

$$y_{B2} = \frac{F_2 \cdot b \cdot x \cdot (x^2 + b^2 - L^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

formülleri kullanılabilir. Bu formüllerde özel olarak;

a : Kuvvetin uygulandığı noktadan sol yatağa olan mesafe.

b : Kuvvetin uygulandığı noktadan sağ yatağa olan mesafe.

x : Sehimin oluşacağı noktadan sol yatağa olan mesafe.

L : Mil boyu.

E : Elastiklik modülü (Burada malzemeye göre $E=2,1 \times 10^5$ N/mm² olarak seçilmiştir).

I : Atalet momenti.

y_{A1} ve y_{A2} için $x=1000 \text{ mm}$, y_{B1} ve y_{B2} için $x=1830 \text{ mm}$ 'dir.

y_{A1} için $b=1000 \text{ mm}$, y_{A2} için $b=170 \text{ mm}$ ' dir.

y_{B1} için $a=1000 \text{ mm}$, y_{B2} için $b=170 \text{ mm}$ ' dir.

Mil için atalet momenti, mil çapı $d=100 \text{ mm}$ dikkate alınarak;

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 100^4}{64} = 490,625 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

olarak hesaplanır. Bu değerlere göre;

$$y_{A1} = \frac{1220 \cdot 1000 \cdot 1000 \cdot (1000^2 + 1000^2 - 2000^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} = \frac{-2,44 \times 10^{15}}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

$$y_{A2} = \frac{2050 \cdot 170 \cdot 1000 \cdot (170^2 + 1000^2 - 2000^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} = \frac{-0,67 \times 10^{15}}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

$$y_{B1} = \frac{1220 \cdot 1000 \cdot (2000 - 1830) \cdot (1830^2 + 1000^2 - 2 \cdot 2000 \cdot 1830)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$
$$= \frac{-0,6162 \times 10^{15}}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

$$y_{B2} = \frac{2050 \cdot 170 \cdot 1830 \cdot (1830^2 + 170^2 - 2000^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} = \frac{-0,3968 \times 10^{15}}{6 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

$$6 \cdot E \cdot I \cdot L = 6 \cdot (21 \times 10^4) \cdot (490,625 \times 10^4) \cdot 2000 = 12,3 \times 10^{15}$$

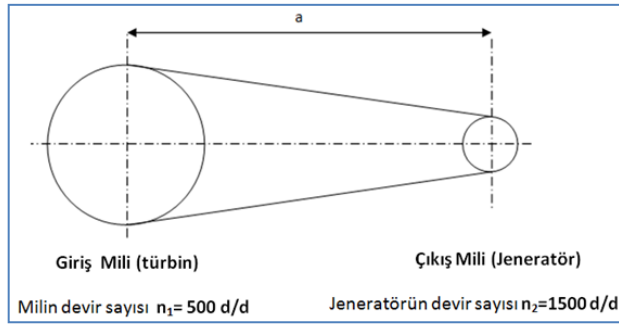
İki kuvvetin etkisiyle A noktasında oluşan toplam sehimi;

$$y_{A1} + y_{A2} = \frac{-2,44 \times 10^{15} + (-0,67 \times 10^{15})}{12,3 \times 10^{15}} = -0,255 \text{ mm}$$

İki kuvvetin etkisiyle B noktasında oluşan toplam sehim aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$y_{B1} + y_{B2} = \frac{-0,6162 \times 10^{15} + (-0,3968 \times 10^{15})}{12,3 \times 10^{15}} = -0,081 \text{ mm}$$

4.4.3. Kayış-Kasnak Hesabı



Şekil 4.75. Kayış-kasnak seçimi için tasarım değişkenleri ve şematik gösterimi.

Bu bölümde kullanılacak değişkenler şu şekildedir;

a : eksenler arası mesafe

i : çevrim oranı

L : kayış boyu

β : sarılma açısı

c_1 : sarma açısı faktörü

z : kayış sayısı

c_2 : aşırı yük faktörü

d_{e1} : mil kasnak çapı

c_3 : uzunluk faktörü

d_{e2} : jeneratör kasnak çapı

Kayış-kasnak hesaplarına kayış tipi seçimi ile başlanmıştır. Çizelge 4.18'den $c_2 = 1,4$ alınarak dar-V kayış tipi seçilmiştir. Daha sonra $P=200$ kW değerini kullanarak d_{e1} , d_{e2} , z değerlerinin hesaplanmıştır.

$$P_{hesap} = c_2 \cdot P = 1,4 \cdot 200 = 280 \text{ kW}$$

$n_2 = 1500 D/d$ ve 280 kW için kullanılacak profil şekil 4.76'dan SPC ve $d_{e2} < 630$ olarak seçildi. $i = n_2 / n_1 = 1500/500 = 3$ iletim oranı yardımıyla yine şekil 4.76'dan $d_{e2} = 400 \text{ mm}$ olarak seçildi.

$$d_{e1} = i \cdot d_{e2} = 3 \cdot 400 = 1200 \text{ mm}$$

olarak hesaplanabilir. Ancak bu değer standartlarda olmadığı için uygun olan 1250 mm değeri seçilmiştir. Tahmini eksenler arası mesafeyi $a = 2200 \text{ mm}$ alındığı takdirde;

$$L = 2a + \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot (d_{e1} + d_{e2}) + \frac{(d_{e1} - d_{e2})^2}{4a}$$

denkleminde $L = 7072 \text{ mm}$ olarak hesaplanmaktadır. Ancak yine standart bir değer olmadığı için çizelge 4.20'den $L = 7100 \text{ mm}$ olarak alınmış ve L boyuna bakılarak $c_3 = 1,04$ olarak seçilmiştir.

Gerçek a değeri aşağıdaki gibi bulunur. $\cos(\beta/2)$ ve diğer gerekli değerler dikkate alınarak çizelge 4.20'den $c_1 = 0,95$ olarak seçilmiştir.

$$\left. \begin{aligned} a &= 2200 - \frac{7072 - 7100}{2} \rightarrow a = 2186 \text{ mm} \\ \cos(\beta/2) &= \frac{(d_{e1} - d_{e2})}{2a} = 0,19 \rightarrow \beta = 158^\circ \end{aligned} \right\} \frac{d_{e1} - d_{e2}}{a} = 0,38$$

Çizelge 4.18. V-kayış hesaplarına kullanılan C_2 (aşırı yük faktörü) değerleri. (Gediktaş, Yücenur 1989)

Döndürülen makina	Döndüren makina					
	Kalkış momenti nominal momentin iki katından küçük olan elektrik motorları (M_d kalkış $< 2M_{dn}$)			Kalkış momenti nominal momentin iki katından büyük olan elektrik motorları (M_d kalkış $> 2M_{dn}$)		
Döndürülen makina	Günlük çalışma süresi [saat]					
	10 ve daha az	10-16 arası	16 dan fazla	10 ve daha az	10-16 arası	16 dan fazla
Hafif Şartlar: Santrifüj kompresör ve pompalar, vantilatörler (7,5 kW a kadar), düzgün yüklü bantlı konveyörler	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Normal Şartlar: Presler, zincirli konveyörler, takım tezgahları, ağaç işleme makineleri, vantilatörler (7,5 kW in üstünde)	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Ağır Şartlar: Pistonlu kompresörler ve pompalar, ağır tip konveyörler, titreşimli elekler, kovalı elevatörler	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Çok ağır Şartlar: Taş kırma makineleri, bilyalı ve çubuklu değirmenler	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

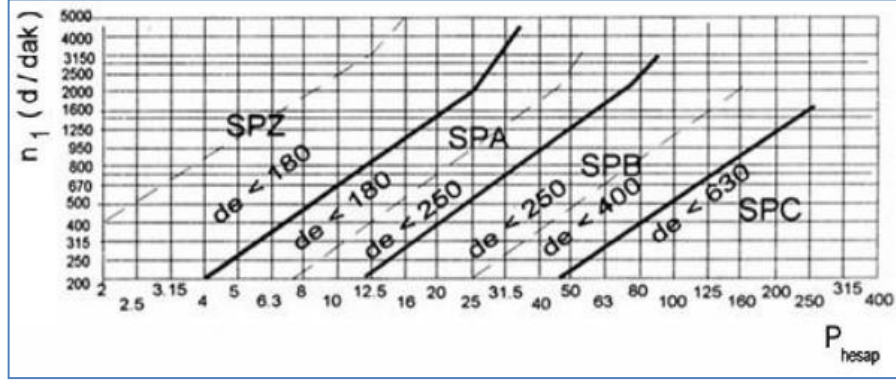
Kayış sayısı (z) formülündeki,

$$z = \frac{(P \cdot c_2)}{(P_1 \cdot c_1 \cdot c_3)} \quad (4.7)$$

P_1 değeri d_{e2} , i ve n_2 değerlerine göre çizelge 4.19'dan $P_1 = 48,4$ olarak seçilerek z (kayış sayısı) yukarıdaki denkleme göre 5,85 olarak hesaplandı. Standartlara bakıldığında kayış sayısı 6 olarak seçilmiştir.

Sonuç olarak 6 adet SPC kayışı, mil kasnak çapı $d_{e1} = 1250 \text{ mm}$ jeneratör kasnak çapı $d_{e2} = 400 \text{ mm}$, eksenler arası uzaklık $a=2186 \text{ mm}$, kayış boyu $L=7100 \text{ mm}$ değerlerine göre katalogdan 1250 mm çap değerli, 6 oluklu 200 kg ağırlıklı SPC /22/C kasnağı mil

için ve 400 mm çaplı 6 oluklu 48 kg ağırlıklı SPC /22/C kasnağı jeneratör için seçilmiştir.



Şekil 4.76. Dar V-kayışları için kullanılması gereken kesitin belirlenmesi (Gediktaş, Yücenur 1989)

Çizelge 4.19. Dar v kayışlarının seçimi. (Gediktaş, Yücenur 1989)

SPZ						SPA						SPB						SPC									
3=180° ve L _e =1600 mm için bir kayışın iletebileceği güç P ₁ [kW]						3=180° ve L _e =2500 mm için bir kayışın iletebileceği güç P ₁ [kW]						3=180° ve L _e =3550 mm için bir kayışın iletebileceği güç P ₁ [kW]						3=180° ve L _e =5600 mm için bir kayışın iletebileceği güç P ₁ [kW]									
d _{e1}	i	n ₁ [d/dak]					d _{e1}	i	n ₁ [d/dak]					d _{e1}	i	n ₁ [d/dak]					d _{e1}	i	n ₁ [d/dak]				
		400	700	950	1450	2850			400	700	950	1450	2850			400	700	950	1450	2850			400	700	950	1450	2850
63	1,0	0,32	0,50	0,64	0,88	1,41	90	1,0	0,75	1,17	1,48	2,03	3,13	140	1,0	2,16	3,43	4,38	6,04	9,02	224	1,0	6,52	10,4	13,1	17,6	20,8
	1,5	0,37	0,59	0,76	1,07	1,78		1,5	0,87	1,38	1,77	2,48	4,01		1,5	2,43	3,90	5,02	7,02	10,9		1,5	7,26	11,6	14,9	20,3	26,0
	≥3,0	0,38	0,62	0,79	1,12	1,87		≥3,0	0,90	1,43	1,84	2,58	4,21		≥3,0	2,49	4,01	5,17	7,25	11,4		≥3,0	7,43	11,9	15,3	20,9	27,3
71	1,0	0,43	0,66	0,88	1,23	2,05	100	1,0	0,97	1,54	1,97	2,75	4,39	160	1,0	2,85	4,58	5,89	8,21	12,4	250	1,0	8,12	13,0	16,5	22,3	25,8
	1,5	0,48	0,78	1,00	1,43	2,43		1,5	1,09	1,75	2,26	3,19	5,26		1,5	3,12	5,05	6,53	9,02	14,4		1,5	8,85	14,3	18,3	25,0	31,0
	≥3,0	0,49	0,80	1,03	1,47	2,51		≥3,0	1,12	1,80	2,33	3,29	4,47		≥3,0	3,18	5,16	6,68	9,04	14,8		≥3,0	9,02	14,6	18,7	25,6	32,3
80	1,0	0,55	0,89	1,15	1,63	2,76	112	1,0	1,23	1,98	2,55	3,59	5,86	180	1,0	3,53	5,71	7,38	10,3	15,6	280	1,0	9,93	15,9	20,4	27,4	30,0
	1,5	0,60	0,98	1,27	1,82	3,14		1,5	1,35	2,19	2,84	4,04	6,73		1,5	3,80	6,18	8,02	11,3	17,5		1,5	10,7	17,3	22,1	30,1	35,3
	≥3,0	0,61	1,00	1,30	1,86	3,22		≥3,0	1,38	2,24	2,91	4,14	6,94		≥3,0	3,86	6,29	8,16	11,5	17,9		≥3,0	10,8	17,6	22,5	30,7	36,5
90	1,0	0,66	1,11	1,44	2,06	3,53	125	1,0	1,51	2,45	3,17	4,49	7,39	200	1,0	4,20	6,83	8,84	12,4	18,4	315	1,0	12,0	19,4	24,7	33,1	
	1,5	0,73	1,20	1,57	2,25	3,91		1,5	1,63	2,66	3,46	4,94	8,27		1,5	4,47	7,30	9,48	13,4	20,4		1,5	12,8	20,7	26,5	35,7	
	≥3,0	0,75	1,22	1,60	2,30	3,99		≥3,0	1,66	2,71	3,53	5,04	8,47		≥3,0	4,53	7,41	9,63	13,6	20,8		≥3,0	12,9	21,0	26,9	36,4	
100	1,0	0,81	1,33	1,73	2,49	4,28	140	1,0	1,83	2,99	3,88	5,52	9,09	224	1,0	5,01	8,16	10,6	14,8	21,4	355	1,0	14,4	23,2	29,6	39,0	
	1,5	0,87	1,42	1,86	2,68	4,66		1,5	1,96	3,20	4,17	5,96	9,96		1,5	5,27	8,63	11,2	15,8	23,3		1,5	15,1	24,5	31,3	41,7	
	≥3,0	0,80	1,44	1,89	2,73	4,74		≥3,0	1,98	3,25	4,24	6,07	10,2		≥3,0	5,34	8,74	11,4	16,0	23,3		≥3,0	15,3	24,8	31,7	42,3	
112	1,0	0,97	1,59	2,08	3,00	5,15	160	1,0	2,26	3,70	4,81	6,86	11,2	250	1,0	5,87	9,58	12,4	17,3	24,1	400	1,0	17,0	27,4	34,8	45,1	
	1,5	1,02	1,69	2,21	3,19	5,53		1,5	2,38	3,91	5,10	7,30	12,1		1,5	6,14	10,0	13,0	18,3	26,0		1,5	17,8	28,7	36,5	47,7	
	≥3,0	1,04	1,71	2,24	3,23	5,62		≥3,0	2,41	3,96	5,17	7,41	12,3		≥3,0	6,20	10,2	13,2	18,5	26,4		≥3,0	17,9	29,0	36,9	48,4	
125	1,0	1,14	1,88	2,45	3,54	6,06	180	1,0	2,68	4,40	5,73	8,17	13,2	280	1,0	6,85	11,2	14,5	20,1	26,3	450	1,0	19,9	31,9	40,2	50,8	
	1,5	1,19	1,97	2,58	3,73	6,44		1,5	2,87	4,61	6,02	8,61	14,0		1,5	7,12	11,7	15,1	21,0	28,2		1,5	20,8	33,5	42,4	54,1	
	≥3,0	1,20	1,99	2,61	3,77	6,53		≥3,0	2,83	4,66	6,09	8,72	14,3		≥3,0	7,18	11,8	15,3	21,3	28,7		≥3,0	20,8	33,5	42,4	54,1	
140	1,0	1,33	2,20	2,88	4,15	7,07	200	1,0	3,10	5,09	6,64	9,44	15,0	315	1,0	7,98	13,0	16,8	23,1	27,7	500	1,0	22,7	36,3	45,4	55,5	
	1,5	1,38	2,29	3,00	4,34	7,44		1,5	3,22	5,30	6,93	9,89	15,8		1,5	8,25	13,5	17,5	24,1	29,6		1,5	23,5	37,6	47,1	58,2	
	≥3,0	1,40	2,31	3,03	4,38	7,53		≥3,0	3,25	5,35	7,00	9,99	16,0		≥3,0	8,32	13,6	17,6	24,3	30,0		≥3,0	23,7	37,9	47,5	58,8	
160	1,0	1,59	2,62	3,44	4,95	8,32	224	1,0	3,59	5,91	7,70	10,9	16,8	355	1,0	9,26	15,1	19,4	26,3		560	1,0	26,1	41,3	51,1	59,6	
	1,5	1,64	2,72	3,56	5,14	8,70		1,5	3,72	6,12	7,99	11,4	17,7		1,5	9,53	15,6	20,1	27,3			1,5	26,8	42,6	52,8	62,3	
	≥3,0	1,65	2,74	3,59	5,15	8,79		≥3,0	3,79	6,17	8,06	11,5	17,9		≥3,0	9,60	15,7	20,2	27,5			≥3,0	27,0	42,9	53,2	62,9	
180	1,0	1,84	3,04	3,99	5,73	9,48	250	1,0	4,12	6,79	8,84	12,5	18,6	400	1,0	10,7	17,4	22,2	29,5		630	1,0	29,9	46,9	57,0		
	1,5	1,89	3,13	4,11	5,92	9,85		1,5	4,25	7,00	9,13	13,9	19,4		1,5	10,9	17,8	22,8	30,5			1,5	30,6	48,2	58,7		
	≥3,0	1,90	3,16	4,14	5,96	9,94		≥3,0	4,28	7,05	9,20	13,0	19,6		≥3,0	11,0	17,9	23,0	30,7			≥3,0	30,8	48,5	59,1		

Çizelge 4.20. Standart dar v kayış için c_3 boy ve c_1 sarılma açısı faktörleri. (Gediktaş, Yücenur 1989)

	SPZ	SPA	SPB	SPC
c_3	C_3			
630	0.82			
710	0.84			
800	0.86	0.81		
900	0.88	0.83		
1000	0.90	0.85		
1120	0.93	0.87		
1250	0.94	0.89	0.82	
1400	0.96	0.91	0.84	
1600	1.00	0.93	0.86	
1800	1.01	0.95	0.88	
2000	1.02	0.96	0.90	
2240	1.05	0.98	0.92	0.83
2500	1.07	1.00	0.94	0.86
2800	1.09	1.02	0.96	0.88
3150	1.11	1.04	0.98	0.90
3550	1.13	1.06	1.00	0.92
4000		1.08	1.02	0.94
4500		1.09	1.04	0.96
5000			1.06	0.98
5600			1.08	1.00
6300			1.10	1.02
7100			1.12	1.04
8000			1.14	1.06
9000				1.08
10000				1.10
11200				1.12
12500				1.14

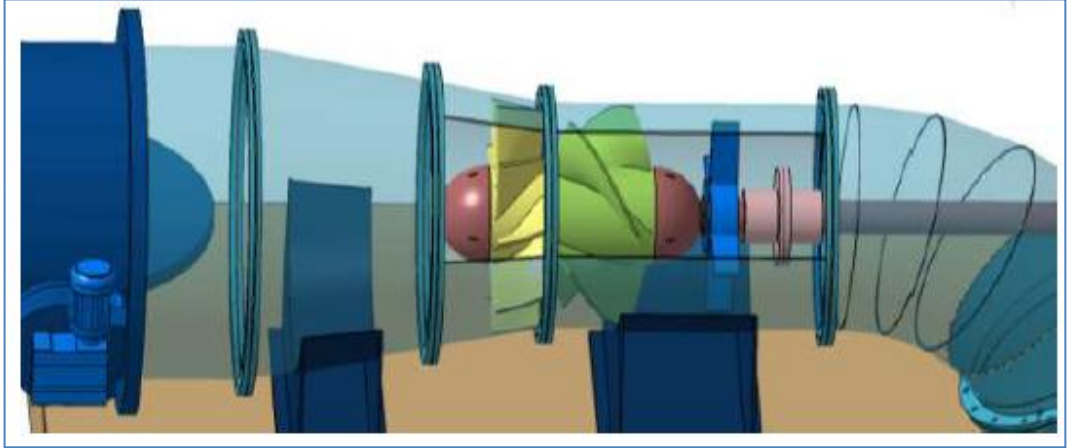
$\frac{d_2 - d_1}{a}$	Sarılma açısı $\beta \sim$	C_1
0	180	1
0.15	170	0.98
0.35	160	0.95
0.5	150	0.92
0.7	140	0.89
0.85	130	0.86
1.0	120	0.82
1.15	110	0.78
1.3	100	0.73
(1.45)	90	0.68

Çizelge 4.21. Kayış kasnak seçim kataloğu. (<http://www.yukseltorna.com/katalogx.pdf>)

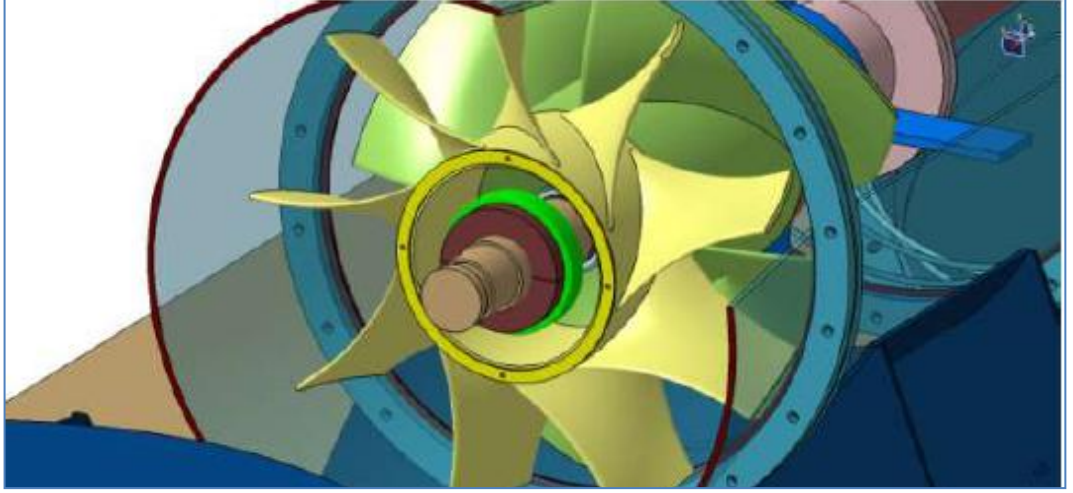
SPC 22/C	KASNAKLAR					SPC 22/C	KASNAKLAR					
	ÇAP d_w (mm)	Oluk Sayısı	İÇ	Genişlik b_2 (mm)	Göbek Uzunluğu l (mm)		KG.	ÇAP d_w (mm)	Oluk Sayısı	İÇ	Genişlik b_2 (mm)	Göbek Uzunluğu l (mm)
200	3	4	85	51	10,0	425	3	1	85	89	37,0	
	4	4	110,5	89	13,0		4	5	110,5	89	42,0	
	5	4	136	89	14,5		5	5	136	89	46,0	
	6	5	161,5	89	15,0		6	5	161,5	102	56,0	
	8	5	212,5	89	18,0		8	5	212,5	114	68,0	
224	3	4	85	51	12,0	450	3	1	85	89	34,0	
	4	4	110,5	89	16,0		4	4	110,5	89	39,0	
	5	4	136	89	18,0		5	4	136	102	49,0	
	6	4	161,5	89	20,0		6	5	161,5	114	67,0	
	8	5	212,5	89	25,0		8	5	212,5	127	81,0	
236	3	4	85	51	14,0	500	4	4	110,5	89	44,0	
	4	4	110,5	89	19,0		5	5	136	102	54,0	
	5	4	136	89	21,0		6	5	161,5	114	67,0	
	6	4	161,5	89	23,0		8	5	212,5	127	91,0	
	8	5	212,5	89	28,0		10	5	263,5	127	111,0	
250	3	4	85	51	13,0	560	4	5	110,5	102	60,0	
	4	4	110,5	89	22,0		5	5	136	114	71,0	
	5	4	136	89	25,0		6	5	161,5	127	85,0	
	6	5	161,5	89	27,0		8	5	212,5	127	101,0	
	8	5	212,5	89	32,0		10	5	263,5	127	121,0	
280	3	4	85	89	19,0	630	5	5	136	127	91,0	
	4	4	110,5	89	21,0		6	5	161,5	127	97,0	
	5	5	136	89	24,0		8	5	212,5	127	116,0	
	6	5	161,5	89	26,0		10	5	263,5	127	130,0	
	8	5	212,5	89	41,0		710	5	5	136	127	92,0
10	5	263,5	102	46,0	6	5		161,5	127	120,0		
300	3	1	85	89	21,0	800		4	5	110,5	127	100,0
	4	4	110,5	89	24,0			5	5	136	127	110,0
	5	4	136	89	27,0			6	5	161,5	127	120,0
	6	5	161,5	89	29,0		8	5	212,5	127	150,0	
	8	5	212,5	102	28,0		10	5	263,5	127	170,0	
315	3	1	85	89	21,0	1000	5	5	136	127	143,0	
	4	4	110,5	89	24,0		6	5	161,5	127	155,0	
	5	4	136	89	28,0		8	5	212,5	127	205,0	
	6	5	161,5	89	31,0		10	5	263,5	127	230,0	
	8	5	212,5	102	54,0		1250	6	5	161,5	127	200,0
10	5	263,5	114	60,0	8	5		212,5	127	270,0		
					10	5		263,5	127	300,0		

4.4.4. Tüm sistemin modellenmesi

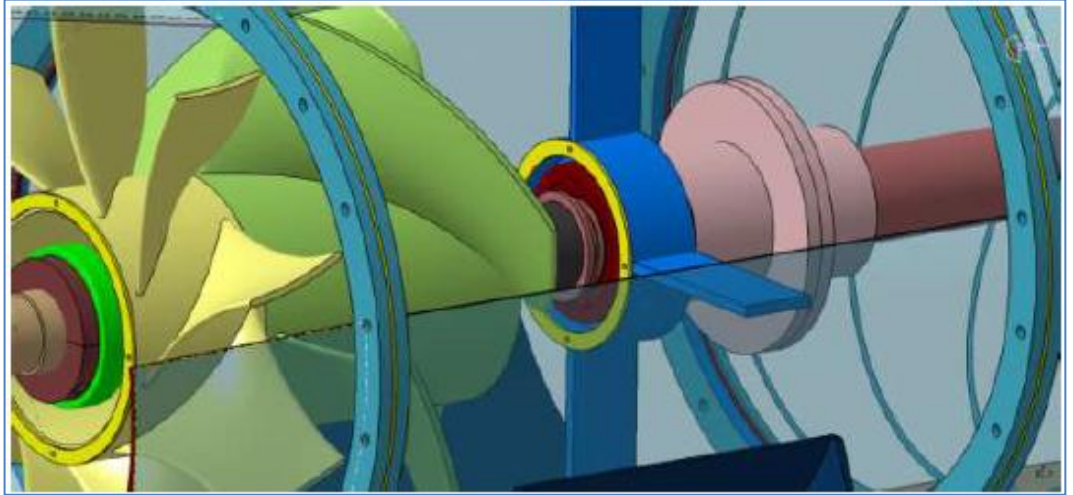
Mil ve kayış-kasnak için yapılan yukarıdaki çalışmadan sonra yatak yüklerine göre yataklara rulmanlar seçilmiştir. Milin statoru, dirseği ve kasnağı taşıdığı kısımlarda düz makaralı, orta kısımdaki yatakta (şekil 4.66'da yatak-2) konik makaralı rulman kullanılması uygun görülmüştür. Ayrıca kaplinin de mil çapına uygun olarak seçimi yapılmıştır. Tüm bu rulman ve kaplinler için gerekli kademeler ve kama kanalları, hesaplar doğrultusunda seçilmiş ve boyutlandırılmıştır. Ayrıca su içinde çalışan bu parçalardan stator-rotor grubunda yer alan yataklar için yapısal bir çözüm düşünülmüş ve yarım küre şeklinde kapaklar tasarlanmıştır (şekil 4.77). Diğer kısımların yani kaplinden önceki, yayıcı dirseğini taşıyan ve kasnağı taşıyan yataklarda mekanik salmastra kullanılmıştır. Sonuçta ise milde hesaplanan en düşük çap değeri olan 70 mm' den 110 mm'ye kadar bir artım olmuştur. Tasarlanan türbin milinin iki kısmında 2B olarak modeli şekil 4.82,4.83'de verilmiştir. Yapılan boyutlandırma çalışmasından sonra model CATIA yazılımının v5 R17 versiyonunda hazırlanmıştır. Elde edilen modelin 3B görünüşleri aşağıdaki resimlerde verilmiştir.



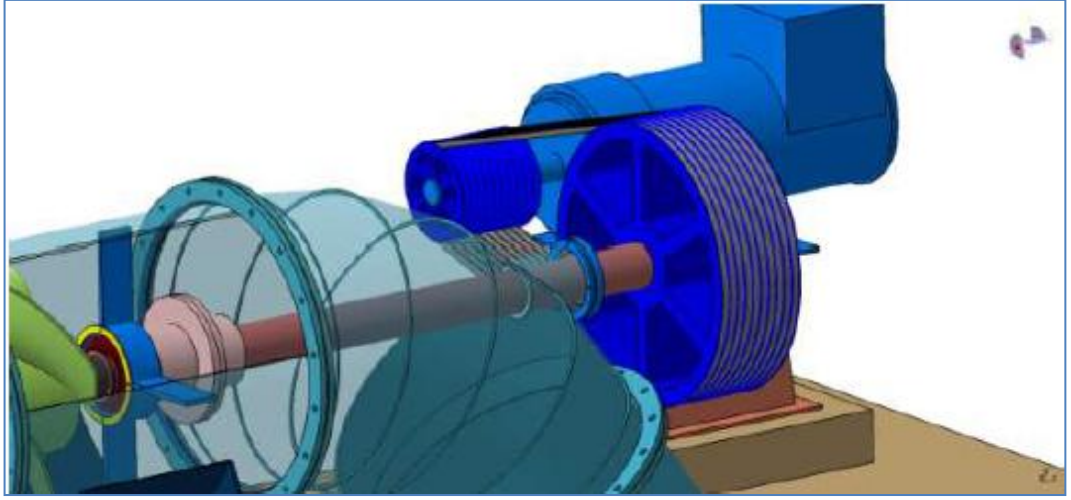
Şekil 4.77. Stator-rotor ve toplayıcı grubunun genel görünümü.



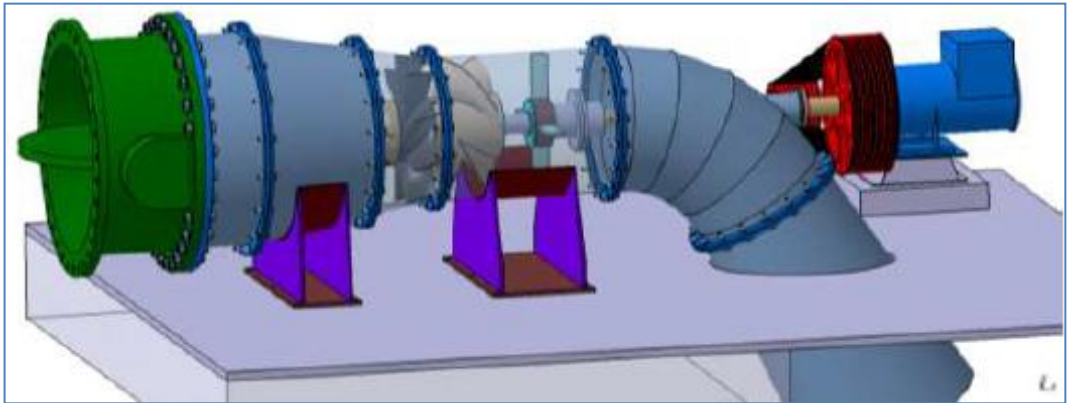
Şekil 4.78. Statorda kullanılan yatağın görünümü.



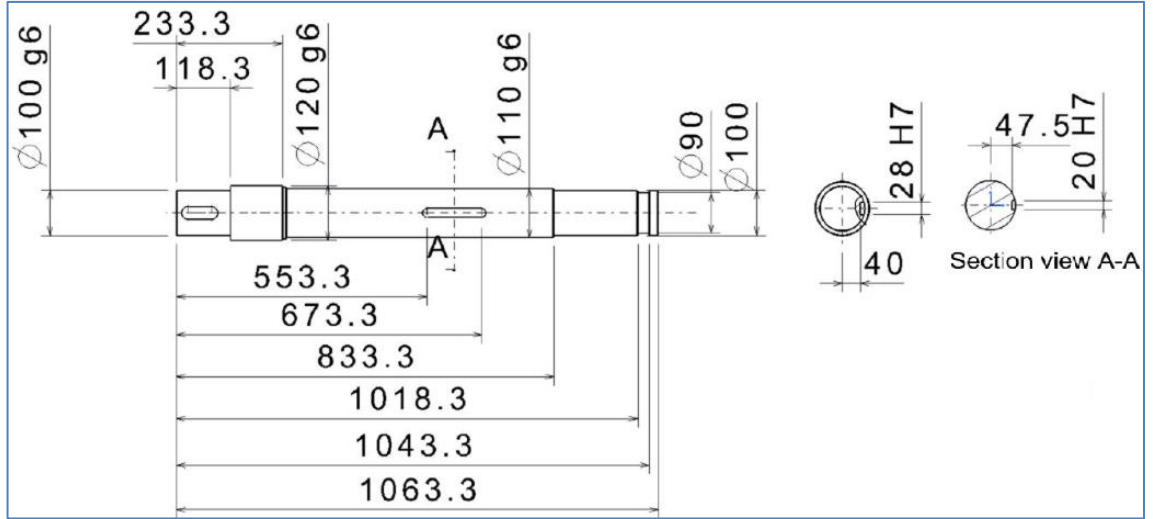
Şekil 4.79. Stator ve orta kısımdaki yatağın görünümü.



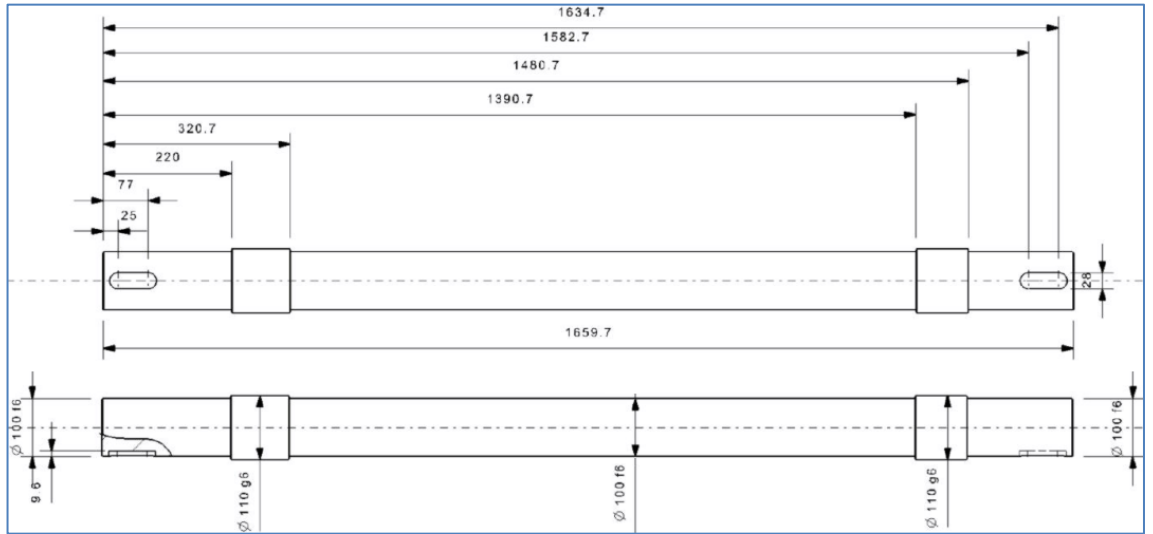
Şekil 4.80. Kayış-kasnak grubu ve jeneratörün genel görünümü.



Şekil 4.81. Sistemin genel görünümü



Şekil 4.82. Milin ilk (rotoru taşıyan) kısmının 2B görünümü ve ölçüleri.



Şekil 4.83. Milin ikinci (kasnağı taşıyan) kısmının 2B görünümü ve ölçüleri.

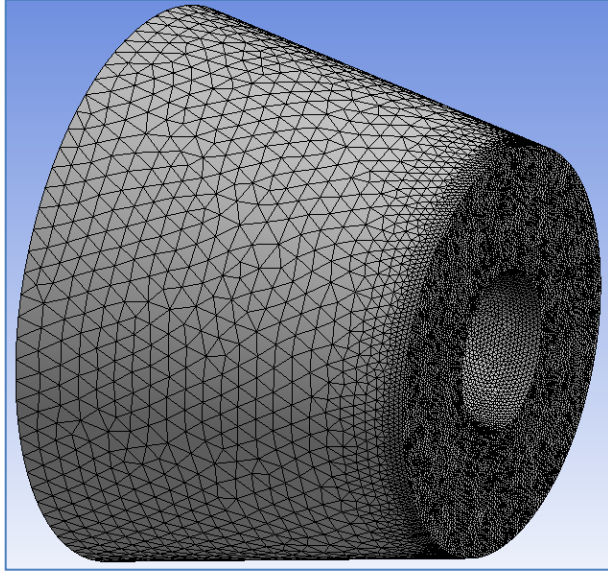
4.5. Tüm Model İçin Yapılan Akış ve Kavite Analizi

4.5.1. Akış analizi

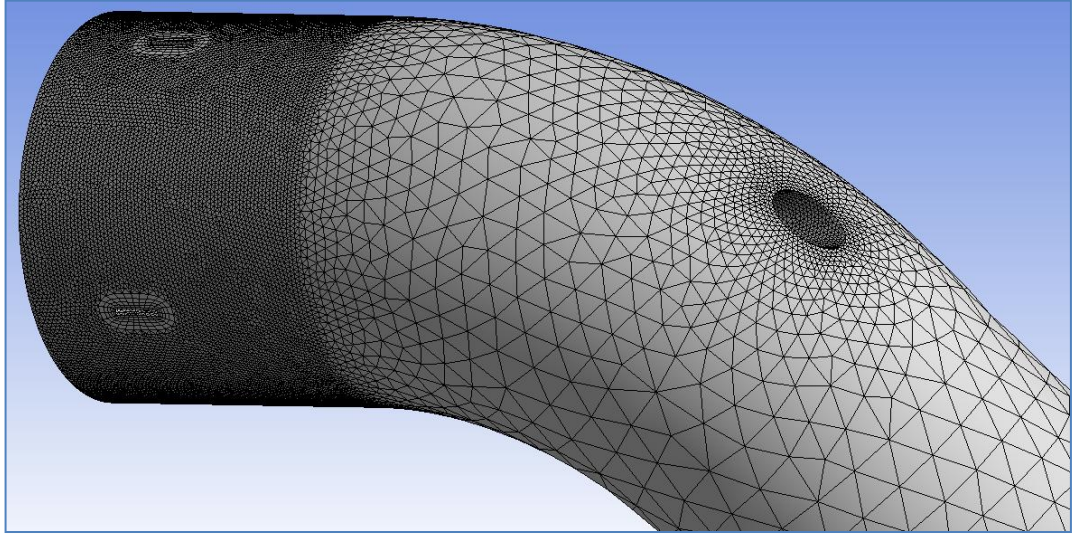
Önceki yapılan çalışmalarda akış analizleri sadece stator-rotor grubuna kanat profillerini doğrulama ve verim artırma amacıyla uygulanmıştı. Fakat genel yapıda da (toplayıcı, yayıcı kısımlarının da dâhil olduğu) akış yönünden bir denetimin yapılması gerekmektedir. Ayrıca bölüm 4.4.1' de elle yapılan kavite hesaplarının simülasyon ile görülmesi mümkündür. Bunun için toplayıcı ve yayıcının modellenmesi yapılarak sonlu elemanlar ağı oluşturulmuştur (şekil 4.84-4.87). Elde edilen eleman ve düğüm noktası sayıları çizelge 4.22'de verilmiştir. Uygulanan sınır şartları önceki çalışmalardaki gibidir. Ancak farklı olarak giriş sınır şartı toplayıcıya (giriş borusuna) çıkış ise yayıcıya verilmektedir. Stator-toplayıcı ve rotor-yayıcı arasında aynen rotor-stator arasında olduğu gibi arayüzey tanımlaması yapılmıştır. Girişte verilen debinin statordaki periyodik hacim alınması nedeniyle 1/9' u yerine tam değeri olan 3988 kg/s girilmiştir. Çıkışa "0" statik basınç, referans basınca ise 1atm ve analiz türbulans modeline SST uygun görülmüştür. Sınır şartları verilmiş analize hazır modelin genel görünümü şekil 4.88' de verilmiştir.

Çizelge 4.22. Elde edilen sonlu elemanlar raporu

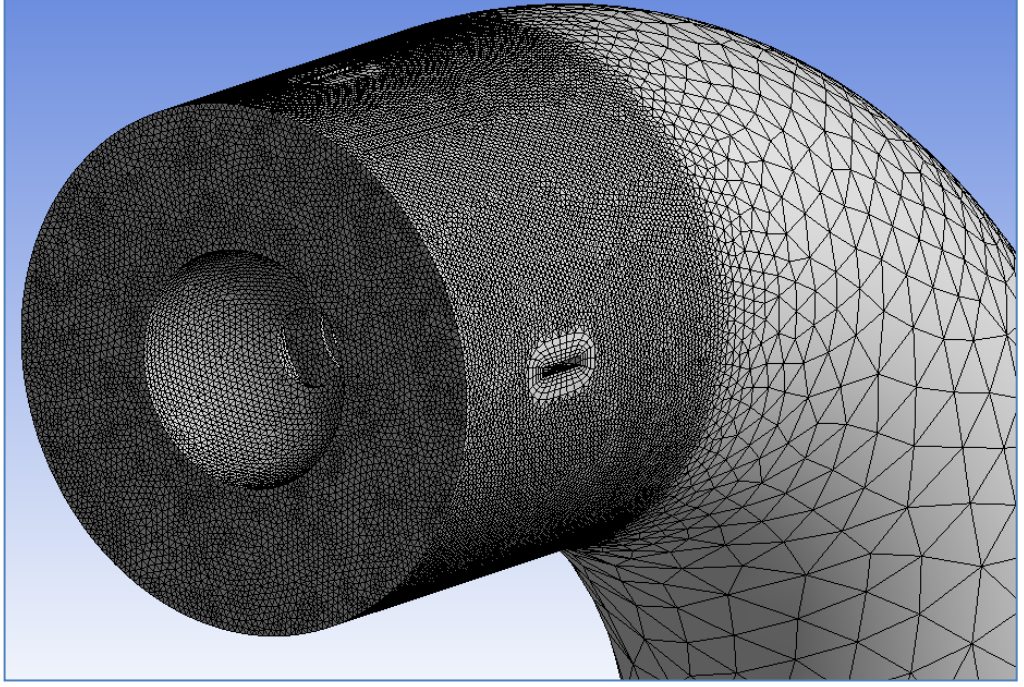
Domain	Nodes	Elements
draft_tube	179529	938635
inlet_tube	50029	263621
rotor	97800	89424
stator	101790	93456
All Domains	429148	1385136



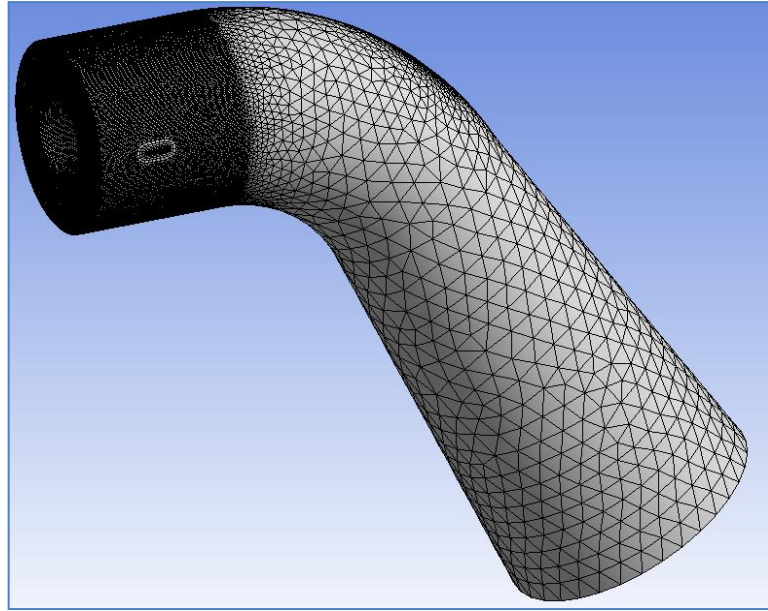
Şekil 4.84. Toplayıcı sonlu elemanlar modeli.



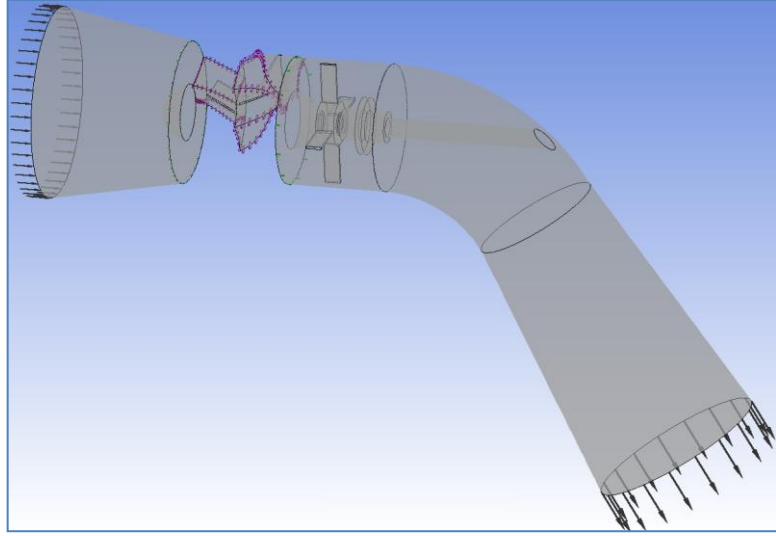
Şekil 4.85. Yayıcı sonlu elemanlar modeli dirsek kısmının genel görünümü.



Şekil 4.86. Yayıcı sonlu elemanlar modeli giriş kısmının görünümü.

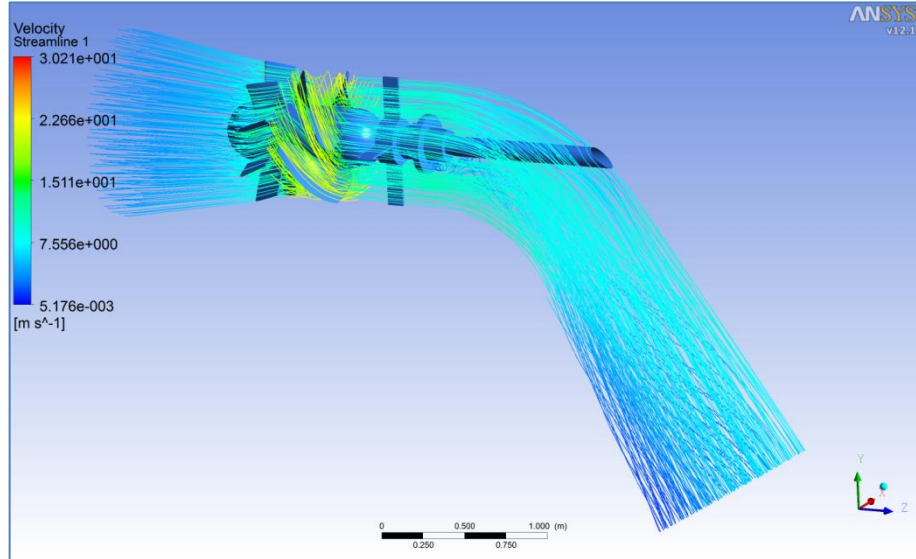


Şekil 4.87. Yayıcı sonlu elemanlar modeli genel görünümü.

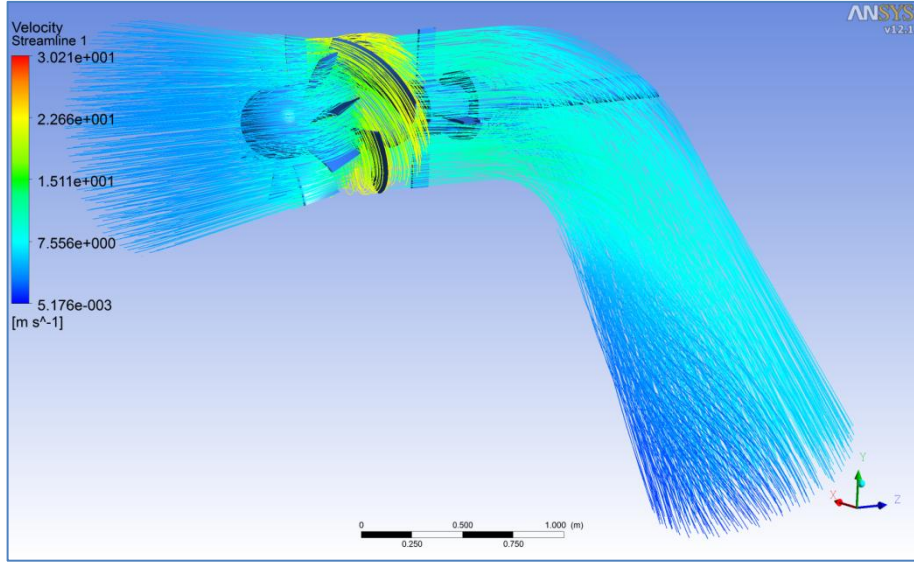


Şekil 4.88. Analize hazır haldeki modelin genel görünümü.

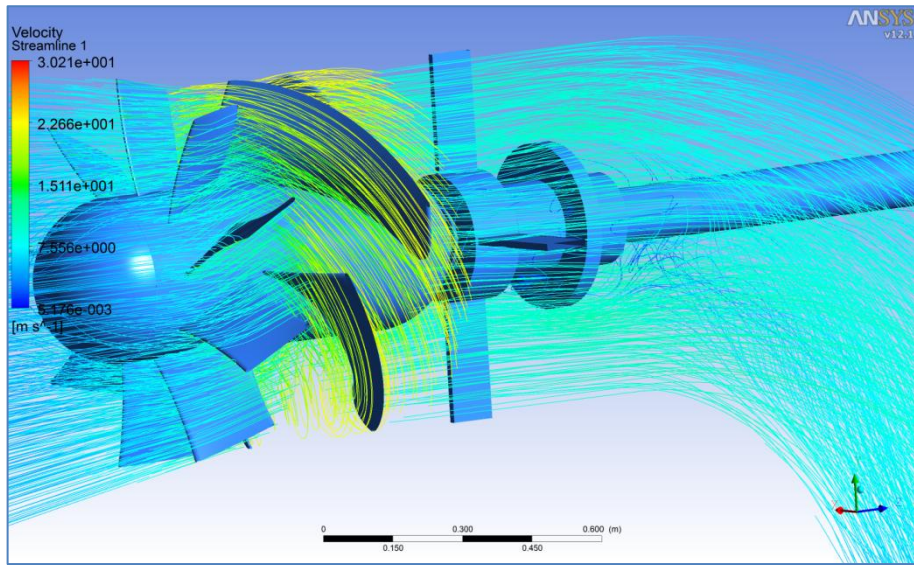
Sonuçlar incelenecek olursa (şekil 4.89-4.95) akış yönünden bir sorunun olmadığı görülmektedir. Ancak kaplım ve öncesinde yatağın bulunduğu kısımda bu elemanların birbirlerine yakın olmasından dolayı akışta bir düzensizlik olmaktadır (şekil 4.93,4.94).



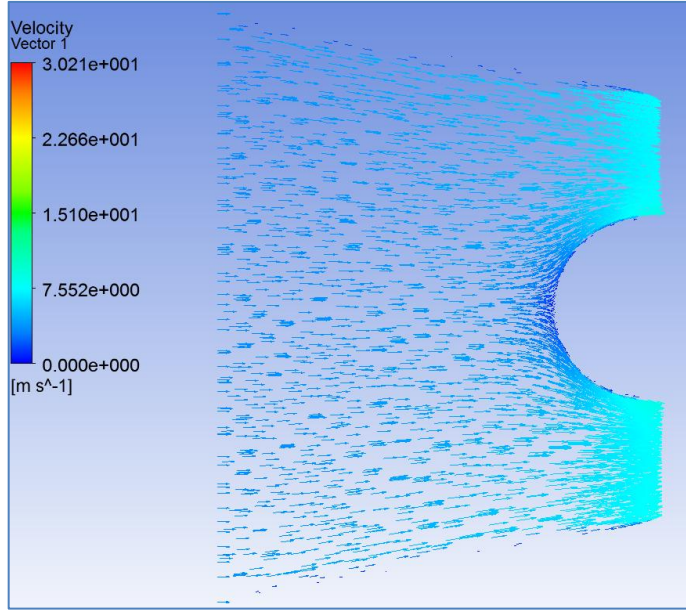
Şekil 4.89. Tüm model analizinde hızın akım iplikçığı şeklinde genel görünümü.



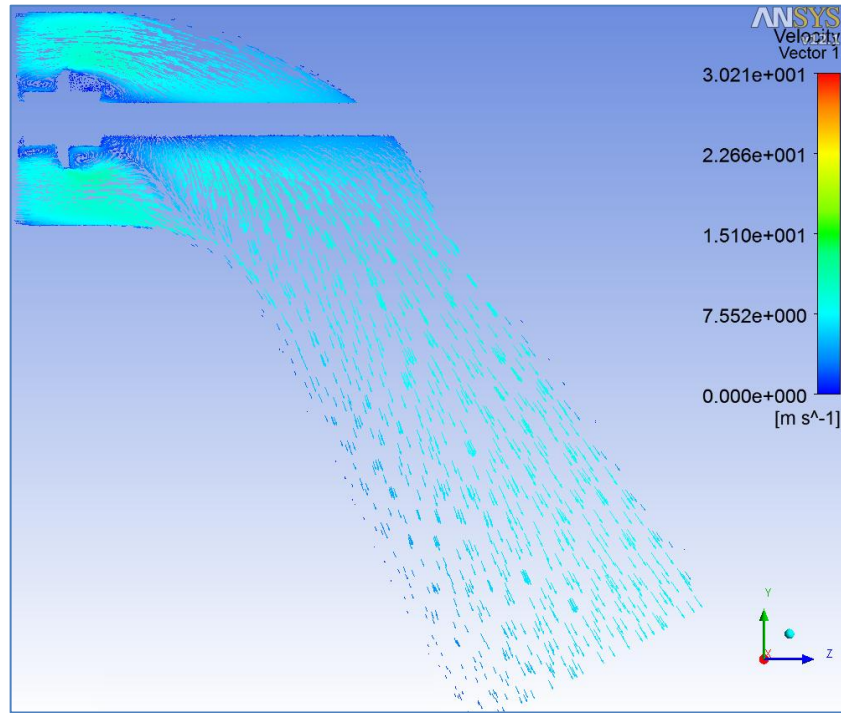
Şekil 4.90. Tüm model analizinde hızın akım iplikçığı şeklinde genel görünümü.



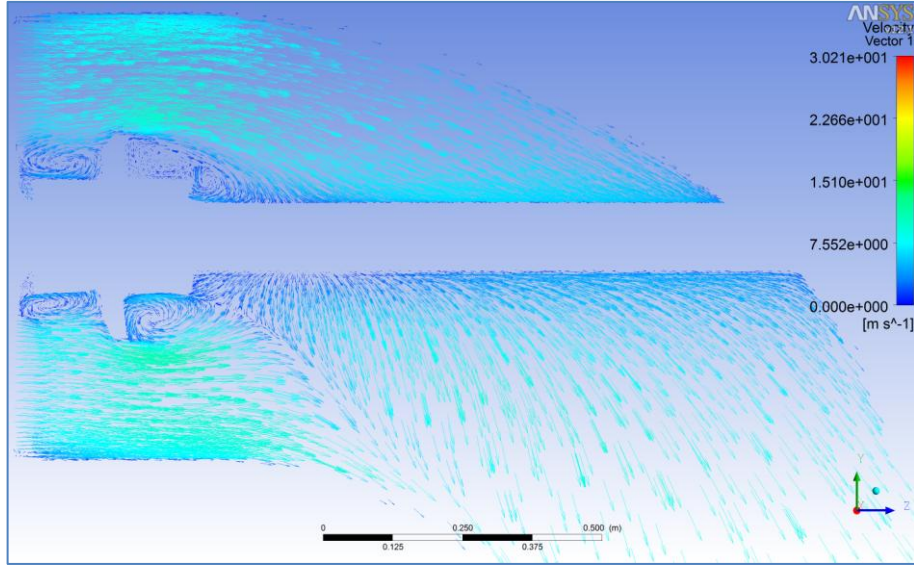
Şekil 4.91. Hız sonucunun akış iplikçığı görünümü (rotor-stator üzerinde).



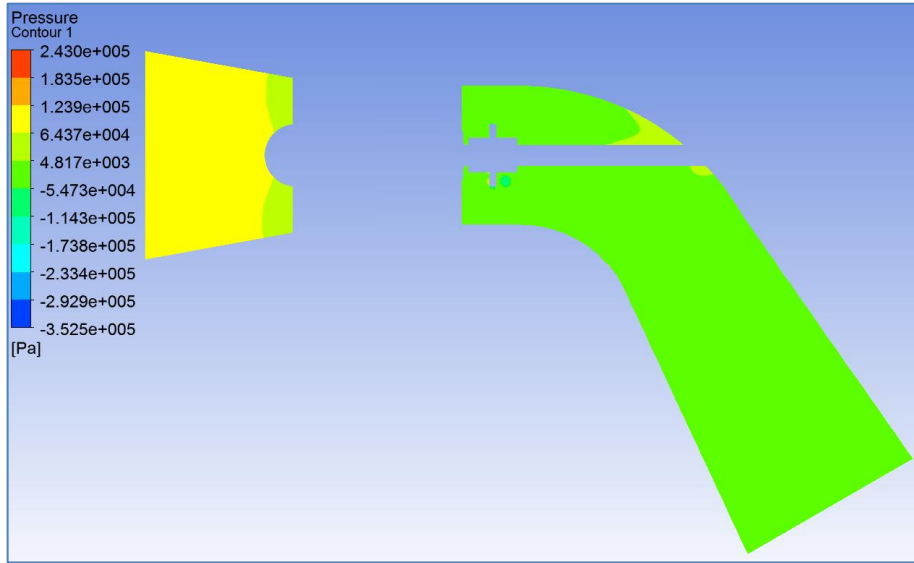
Şekil 4.92. Toplayıcı orta kesitinde hız vektörleri.



Şekil 4.93. Yayıcı orta kesitinde hız vektörleri.



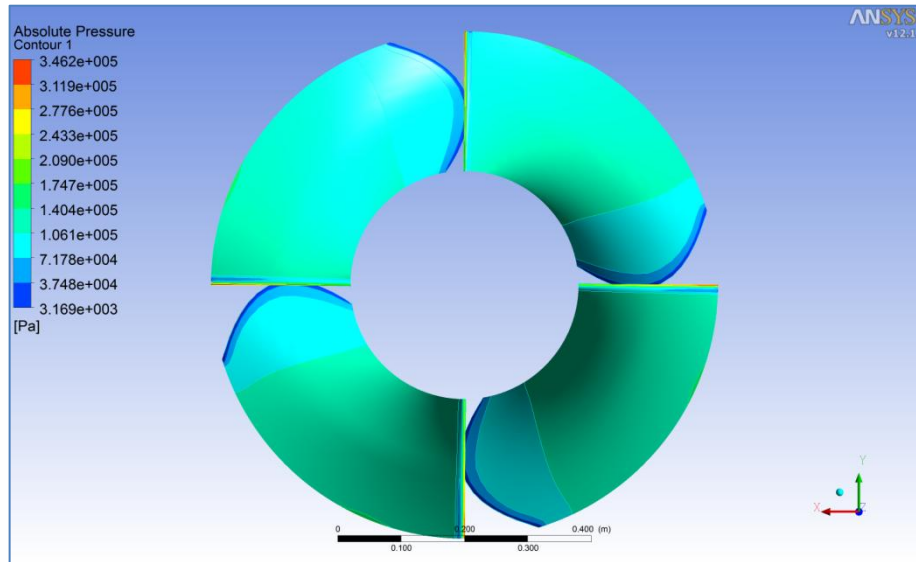
Şekil 4.94. Yayıcı dirseğinde orta kesitinde hız vektörleri.



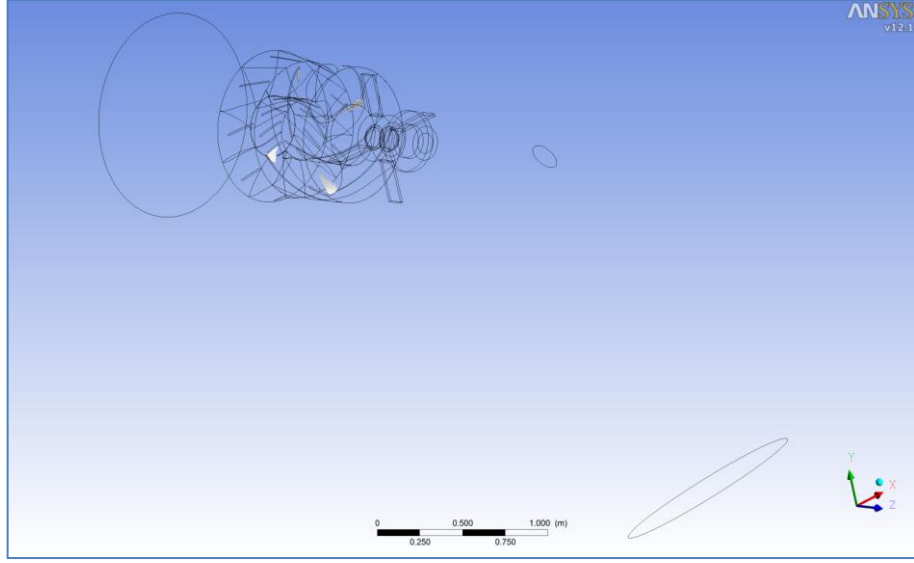
Şekil 4.95. Statik basıncın tam orta kesitteki dağılımı. (rotor-stator hariç).

4.5.2. Kaviteasyon Denetimi:

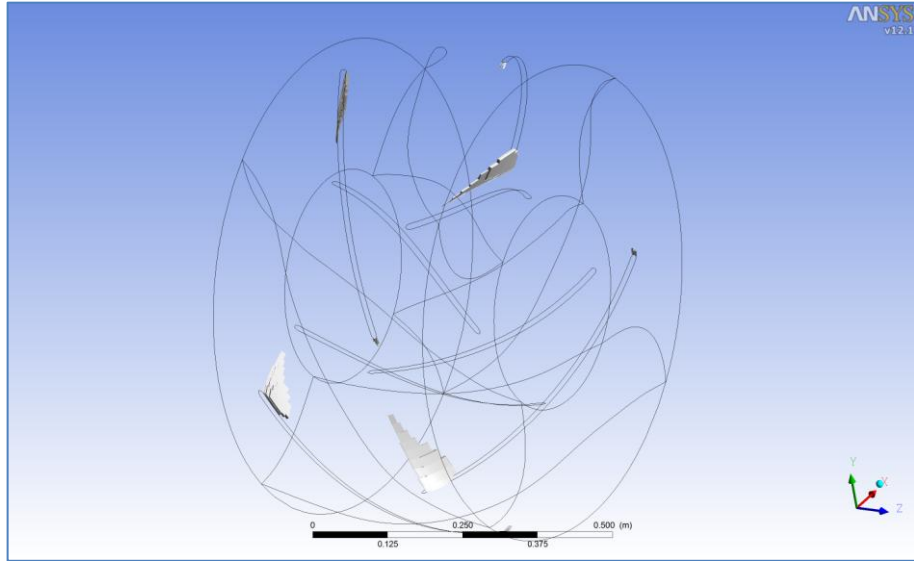
Tüm türbin sistemdeki kaviteasyonu görebilmemiz için yukarıda yapılan akış analizine kaviteasyon eklenmelidir. Bunun için malzemelerde su buharı eklemesi yapılmıştır. Analizde kaviteasyon ile ilgili girilen değişkenler; buharlaşma basıncı (25°C için) 3169 Pa, yüzey gerilim katsayısı 0,072 N/m, kaviteasyon modeli Rayleigh Plesset, kabarcık ortalama çapı 2e-6 m olarak tanımlanmıştır. Kabarcık dinamiği için Rayleigh-Plesset denklemi kullanılmıştır. Bu yöntem kaviteasyon kabarcıklarının küresel bir şekle sahip olduğu varsayımı ile gaz kabarcıklarının (çekirdek) dinamiğini ele almaktadır. Bu model, atalet, sıvının sıkıştırılabilirliği, kabarcık bileşeninin sıkıştırılabilirliği, sıcak akışkan ve kabarcık arasındaki kayma hızı ve kabarcık yüzeyi boyunca düzensiz basınç alanı gibi özellikleri kapsamaktadır. Araştırmacılar, kabarcık yüzeyi üzerindeki sıvı basınç dağılımını göz önünde bulundurmak için bir model ileri sürmüşlerdir. Bu model, kabarcık merkezinde basıncı kullanan klasik küresel kabarcık modelinin üzerinde önemli bir gelişme olarak kabul edilmiştir. Bu kabarcık modeli; kaviteasyon başlangıcı, kabarcık yığılması ve kaviteasyon kaynaklı gürültü çalışmaları için verimli bir araç olarak ele alınmıştır. Yapılan analiz sonuçları aşağıdaki gibidir.



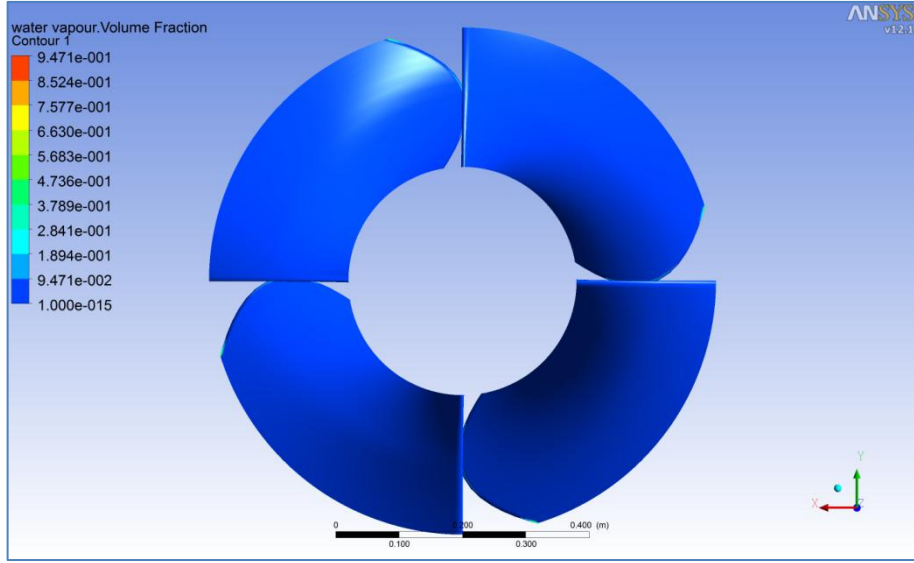
Şekil 4.96. Rotor palaları ön yüzeylerinde mutlak basınç dağılımı.



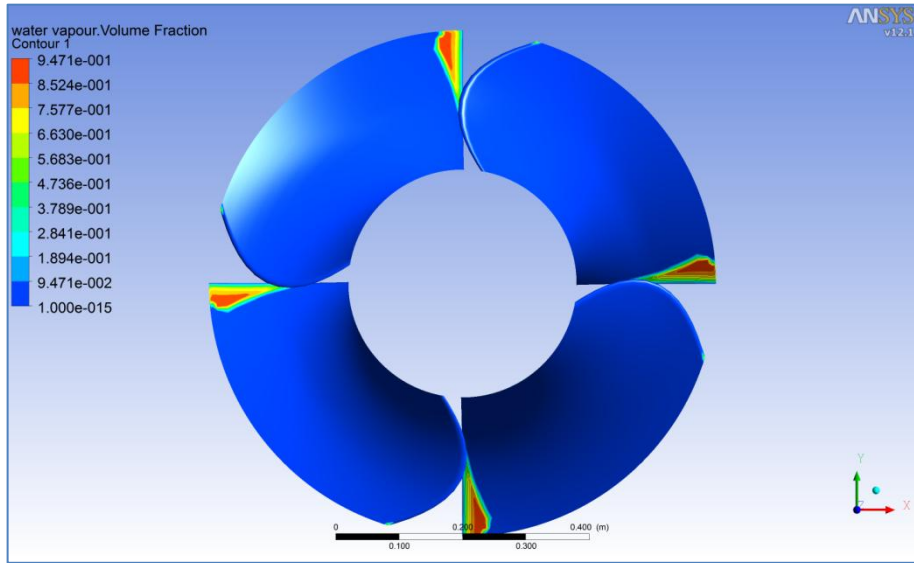
Şekil 4.97. Kavitasyon oluşumu (tüm model için).



Şekil 4.98. Kavitasyon oluşumu (rotor için)



Şekil 4.99. Rotor ön yüzeyinde su buharı hacimsel oran dağılımı.



Şekil 4.100. Rotor arka yüzeyinde su buharı hacimsel oran dağılımı.

5. SONUÇ

Bu çalışma sonucunda aksenal bir uskur tip kaplan türbinin kanat tasatımı diğer techizatları ile birlikte tasarlanmış hesaplamalı akışkanlar yöntemi ile verim analizi yapılmıştır.

1- İlk olarak önceden belirlenmiş çalışma şartlarına türbinin tipi belirlenerek kanat tasarımı yapılmış ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. İlk tasarım sonuçlarında (çizelge 5.1, şekil 5.27-5.29) beklenen sonuçlar alınamamıştır. Bunun sebebi kanat tasrınının tamamen kabuller ve deneyimler doğrultusunda hazırlanan grafik seçimlerinden kaynaklandığı görülmüştür. Bunun üzerine ilk olarak stator (çizelge 5.7 ve şekil 5.30-5.31) daha sonra ise rotor kanat açıları üzerinde yapılan değişiklikler ile istenilen performans değerleri (%89 verimde $4 \text{ m}^3/\text{s}$ debi ve 6 m düşü değerleri) elde edilmiştir (çizelge 5.10, şekil 5.34,5.35)

2- Elde edilen nihai (rotor- stator) modelin verim karakteristik eğrileri debi ve devir sayısı için çıkarılmıştır (şekil 5.38, 5.39). Elde edilen sonuçlara göre nominal çalışma şartlarının tasarımın gerçekleştirildiği şartların olduğu gösterilmiştir.

3- Rotor ve statordan sonra diğer türbin ana parçalarının (toplayıcı, yayıcı, mil ve kayış-kasnak) boyutlandırılması ve modellenmesi yapılmıştır. Ek olarak yayıcı tasarımı için önem arzeden bir tasarım ölçütü olan kavitasayonun denetimi yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarında (şekil 4.97-4.100) rotor kanatlarının arka yüzeyinin hücum kenarı en dış kesitinde kavitasyon bölgesinin oluştuğu görülmüştür.

4- Yapılan son çalışma ile tüm türbin bilgisayar ortamında modellenmiştir. Ayrıca sistemin geneli için akış ve kavitasyon analizleri yapılmıştır. Genel akış analizlerinde rotordan sonraki kısımlarda iki kısma ayrılan milin birleşim yerinde kaplin ve sızdırmazlık ekipmanlarının çevresinde akış düzensizlikleri (girdap oluşumları) gözlenmiştir. Bu yüzden verim düşümü beklenmektedir.

5- Sistemin neredeyse bütün elemanlarını taşıyan ve gücü ileten milin dönen parça olması nedeniyle titreşim dayanımının denetlenmesi hatta analizinin yapısal analizler dâhilinde yapılması gereklidir. Çalışma kapsamınca bu konuya yer verilmemiştir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2011.** Hidrolik Enerji. http://eng.harran.edu.tr/~ccetiner/hidro_elektrik_enerji_2.pdf (Erişim tarihi: 25.03.2011).
- Aslan, Y., Yaşar, C., Karabörk, M.Ç.** Bir Mikro-Hidro Örneği: Kayaboğazı Barajı. Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, http://www.emo.org.tr/ekler/1969a804c28c096_ek.pdf_ek.pdf (Erişim tarihi: 10.04.2011).
- Başışme, H. 2000.** Hidroelektrik Santraller ve Hidroelektrik Santral Tesisleri- 2. Baskı, EÜAŞ Genel Müdürlüğü Hidrolik Santraller Daire Başkanlığı Yayınları, Ankara, 663 s.
- Çallı, İ. 2007.** Hidrolik Makinalar Ders Notları, Sakarya, 24 s.
- Gediktaş, M., Yücenur, S. 1989.** Kayış-Kasnak Mekanizmaları. İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, İstanbul, 65 s.
- Ingram, G. 2007.** Very Simple Kaplan Turbine design. School of Engineering, Durham University, <http://www.dur.ac.uk/g.l.ingram/download/kaplandesign.pdf> (Erişim tarihi: 05.04.2011).
- Jain, S., Saini, R.P., Kumar, A. 2010.** CFD approach for prediction of efficiency of francis turbine, *IGTEM-2010, AHEC, IIT Roorkee*
- Karagöz, İ. 2009.** Hidrolik Makinalar. Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi , Bursa, 273 s.
- Khare, R., Prasad, V., Kumar, S. 2010.** CFD approach for flow characteristics of hydrolic francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology Vol. 2(8), 3824-3831.*
- Köse, Ö.O. 2009.** Hidroelektrik Güç Sistemleri ve Hidrolik Türbinler, Küçük Türbin Generatör ve Tesisler İşletme Müdürlüğü, Ankara, 24 s.
- Lakshminarayana, B., 1991.** An Assessment of Computational Fluid Dynamic Techniques in the Analysis and Design of Turbomachinery. The 1990 Freeman Scholar Lecture , Journal of Fluids Engineering, vol.113, pp.315-352
- Özgür, C. 1972.** Su Makineleri Dersleri. Çağlayan Basımevi, İstanbul, 310 s.
- Penche, C. 1998.** Layman's Guidebook on How to Develop a Small Hydro Site- second edition. European Small Hydropower Association (ESHA), Brussels-Belgium, 1998, 266 s.
- Tomaç, M.N. 2005.** Turbomakinelerin Akış Karakteristiklerinin Sayısal İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Varol, A. 1986.** Su Türbinleri Çözümlü Problemleri, Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Elazığ, 76 s.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ramazan Kaba
Doğum Yeri ve Tarihi : Denizli 01/01/1985
Yabancı Dili : İngilizce
Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise : Denizli Anafartalar Lisesi (2003)
Lisans : Dokuz Eylül Üni. Makine Müh. Böl. (2008)
Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Tekno Tasarım (2008-Halen)
İletişim (e-posta) : ramazan.kaba@hotmail.com
Yayınları :

1- Kopmaz, O., Korkmaz, İ., Uysal, M., Alpan, Ö., Kaba, R. 2010. Taşıt ağırlık merkezi ve atalet momentlerinin deneysel olarak hesaplama yöntemi. 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 07-08 Haziran 2010, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fak., Bursa.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

TEZ ÇOĞALTMA VE ELEKTRONİK YAYIMLAMA İZİN FORMU

Yazar Adı Soyadı	Ramazan Kaba
Tez Adı	Eksenel Türbin Tasarımı ve CFD Analizi
Enstitü	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği A.B.D.
Tez Türü	Yüksek Lisans
Tez Danışman(lar)ı	Prof. Dr. İrfan Karagöz
Çoğaltma (Fotokopi Çekim) izni	<input type="checkbox"/> Tezimden fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input type="checkbox"/> Tezimin sadece içindekiler, özet, kaynakça ve içeriğinin % 10 bölümünün fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input checked="" type="checkbox"/> Tezimden fotokopi çekilmesine izin vermiyorum
Yayımlama izni	<input type="checkbox"/> Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasına izin Veriyorum <input checked="" type="checkbox"/> Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasının ertelenmesini istiyorum 1 yıl <input type="checkbox"/> 2 yıl <input type="checkbox"/> 3 yıl <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasına izin vermiyorum

Hazırlamış olduğum tezimin belirttiğim hususlar dikkate alınarak, fikri mülkiyet haklarım saklı kalmak üzere Uludağ Üniversitesi Kütüphane ve Dokümantasyon Daire Başkanlığı tarafından hizmete sunulmasına izin verdiğimi beyan ederim.

Tarih :15/07/2011

İmza :