
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ÖZGÜL HIZ DEĞERİNE BAĞLI OLARAK FRANCİS TİPİ TÜRBİN ÇARKI TASARIMI VE PERFORMANSIN ANALİZİ

Buğra YILMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MART 2024

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Buğra YILMAZ
29/03/2024

ÖZGÜL HIZ DEĞERİNE BAĞLI OLARAK FRANCİS TİPİ TÜRBİN ÇARKI TASARIMI VE PERFORMANSIN ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Buğra YILMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2024

ÖZET

Kızılırmak Nehri üzerine kurulmuş olan Hirfanlı Hidroelektrik Santrali, Kırşehir ili, Kaman ilçesi, Hirfanlı köyü yakınlarında olup Ankara'ya yaklaşık 150 km mesafede bulunmaktadır. Hirfanlı Hidroelektrik Santrali 1960 yılında işletmeye açılmış olup günümüze kadar rutin bakım işlemleri dışında herhangi bir büyük ölçekli yenileme çalışmasına tabi tutulmamıştır. Santralde her biri 32 MW gücünde 4 adet Francis tipi türbin çarkı bulunmaktadır. Üretici bilgilerine göre santralin devreye alındığı 1960 yılında %92 olan türbin en yüksek hidrolik verimi 2020 yılında gerçekleştirilen verim ölçümünde %87,9 olarak ölçülmüştür. Türbin çarkları yıllar içerisinde kavitasyon aşınması sebebiyle performans kaybına uğramış olup bunun yanı sıra titreşim ve gürültü sorunları ile karşı karşıya kalınmıştır. Türbin çarklarında meydana gelen bu tip sorunların üretime ara verilerek bakım işlemleriyle giderilmeye çalışılmasıyla santralin emre amadeliği aksamakta aynı zamanda bu durum gelir kaybına sebep olmaktadır. Bu sebeplerle türbin çarklarının yeniden tasarlanıp üretilmesi ve montajının tamamlanması ihtiyacı doğmuştur. Bu çalışmada, Hirfanlı Hidroelektrik Santrali'nde kullanılmak üzere kavitasyona uğramadan yüksek verimle çalışacak Francis tipi türbin çarkının hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile tasarımı ve model testi üzerinde çalışılmıştır. Çalışmalar sırasında santralde bulunan türbin çarklarının özgül hız, debi, düşü vb. karakteristik değerleri göz önüne alınarak yeni tasarlanan türbin çarkının performansı ve model test sonuçları incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile %94,95 olarak bulunan türbinin en yüksek hidrolik verimi model test ile de doğrulanmıştır.

Bilim Kodu	:	92803
Anahtar Kelimeler	:	Hidrolik türbin tasarımı, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), Francis tipi türbin çarkı tasarımı
Sayfa Adedi	:	108
Danışman	:	Prof. Dr. Adnan SÖZEN

DESIGN OF THE FRANCIS TYPE TURBINE RUNNER AND ANALYSIS OF PERFORMANCE DEPENDING ON SPECIFIC SPEED VALUE

(M. Sc. Thesis)

Buğra YILMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

March 2024

ABSTRACT

Hirfanlı hydroelectric power plant, built on the Kızılırmak River, is located near Hirfanlı village, Kaman district, Kırşehir province, approximately 150 km from Ankara. Hirfanlı Hydroelectric Power Plant was commissioned in 1960 and has not been subjected to any large-scale rehabilitation work other than routine maintenance until today. The power plant has 4 Francis type turbine runner, each with a power of 32 MW. According to the turbine manufacturer information, the maximum turbine efficiency, which was 92% in 1960, the year the power plant was commissioned, decreased to 87.9% according to the efficiency measurements carried out at the power plant in 2020. Over the years, the turbine runners have suffered from performance loss due to cavitation wear, as well as vibration and noise problems. When such problems occurring in turbine runners were tried to be eliminated with maintenance operations by interrupting production, the availability of the power plant was disrupted and it also caused loss of income. For these reasons, there was a need to redesign and manufacture the turbine runners and complete the installation. In this study, the design with CFD method and model test of a Francis type turbine runner that will operate with high efficiency without cavitation for use in Hirfanlı Hydroelectric Power Plant was studied. During the studies, the performance and model test results of the newly designed turbine runner was analyzed by considering the characteristic values such as specific speed, flow rate, head, etc. of the turbine runners in the power plant. The highest hydraulic efficiency of the turbine, calculated as 94.95% by the computational fluid dynamics method, was also confirmed by model testing.

Science Code	:	92803
Key Words	:	Hydraulic turbine design, Computational Fluid Dynamics (CFD), Francis type turbine runner design
Page Number	:	108
Supervisor	:	Prof. Dr. Adnan SÖZEN

TEŞEKKÜR

Ülkemizde hidrolik türbin tasarımı yapılması konusunda beni yönlendiren saygıdeğer hocam Prof. Dr. Adnan SÖZEN'e, TEMSAN-Türkiye Elektromekanik Sanayi A.Ş. Ar-Ge ve İnovasyon Daire Başkanı Sayın Oğuzhan BENDEŞ başta olmak üzere değerli çalışma arkadaşlarıma ve kurum yöneticilerine, Graz Teknoloji Üniversitesi Hidrolik Akışkan Makineleri Enstitüsünün bilgilerini esirgemeyen hocaları Prof. Dr. Helmut JABERG ve Prof. Dr. Helmut BENIGNI'ye, eşim, oğlum ve tüm aileme teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması sırasında TEMSAN-Türkiye Elektromekanik Sanayi A.Ş.'nin teknik altyapı, donanım, yazılım, teknik bilgi birikimi ve dokümantasyon imkânlarından faydalanılmıştır.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

RESİMLERİN LİSTESİ xv

SİMGELER VE KISALTMALAR xvi

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR TARAMASI 7

3. HİDROELEKTRİK SANTRALLER 13

3.1. Hidrolik Türbin Seçimi 13

3.2. Francis Türbini 15

4. ÇARK TASARIMI VE ÇALIŞMANIN YÖNTEMİ 17

4.1. Çalışmanın Temel Eşitlikleri 17

4.1.1. Navier-Stokes eşitlikleri 17

4.1.2. Bernoulli eşitliği 18

4.2. Hız Üçgenleri 18

4.3. Santralde Mevcut Bulunan Ekipmanlar 19

4.3.1. Salyangoz 19

4.3.2. Sabit kanatlar 20

4.3.3. Ayar kanatları 21

Sayfa

4.3.4. Emme borusu 21
4.4. Temel Hesaplamalar 22
4.4.1. Özgül hız hesabı 22
4.4.2. Kavitasyon katsayısı (thoma sayısı) hesaplamaları 22
4.5. HAD Çalışmaları 24
4.5.1. Salyangozun HAD analizi 24
4.5.2. Kararlı durum analizleri 34
4.6. Türbin Çarkı Tasarımı ve Optimizasyonu 35
4.7. Bileşenlerin Ağ Yapılarının Oluşturulması 38
4.7.1. Ayar kanadı ağ yapısı 38
4.7.2. Çark kanadı ağ yapısı 40
4.7.3. Emme borusu ağ yapısı 42
4.7.4. Kuyruk suyu bloğu ağ yapısı 43
4.8. Ağ Hassasiyeti Çalışması 45
4.9. Analizlerin Kurulum Ayarları 47
5. SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMA 53
5.1. Kararlı Hal Analizi Sonuçları 53
5.2. Verim ve Kavitasyon Değerlendirmesi 87
6. MODEL TEST SONUÇLARININ İNCELENMESİ 93
7. SONUÇ VE ÖNERİLER 99
KAYNAKLAR 103
ÖZGEÇMİŞ 107

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 1.1. Hirfanlı hidroelektrik santrali karakteristik özellikleri 2

Çizelge 4.1. Salyangoz ağ sayıları 24

Çizelge 4.2. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz basınç kayıpları 25

Çizelge 4.3. Ayar kanadı ağ sayıları 39

Çizelge 4.4. Çark kanadı ağ sayıları 41

Çizelge 4.5. Çark ağ sayıları 41

Çizelge 4.6. Emme borusu ağ sayıları 43

Çizelge 4.7. Kuyruk suyu bloğu ağ sayıları 44

Çizelge 4.8. Tüm bileşenlerin ağ sayıları 44

Çizelge 4.9. Giriş sınır koşulları 48

Çizelge 4.10. Çıkış sınır koşulları 49

Çizelge 5.1. HAD analizi ağırlıklı ortalama verim değerleri 88

Çizelge 6.1. Model test ağırlıklı ortalama verim tablosu 95

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.1. Hidrolik türbin seçim grafiği 14

Şekil 3.2. Özgül hıza bağlı olarak değişen hidrolik türbin çark tipleri 15

Şekil 3.3. Francis tipi türbin bileşenleri 16

Şekil 4.1. Çark hız üçgenleri a) yüksek debi b) yüksek verim c) düşük debi 19

Şekil 4.2. Hirfanlı HES salyangoz 3 boyutlu modeli 20

Şekil 4.3. Hirfanlı HES sabit kanatların montajlı 3 boyutlu modeli 20

Şekil 4.4. Ayar kanadı 3 boyutlu modeli 21

Şekil 4.5. Hirfanlı HES türbin emme borusu 3 boyutlu modeli 22

Şekil 4.6. Salyangoz sıkı ağ yapısı 25

Şekil 4.7. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz basınç kayıpları grafiği 26

Şekil 4.8. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz sabit kanatları basınç dağılımı 27

Şekil 4.9. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz sabit kanatları hız dağılımı 27

Şekil 4.10. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz hız büyüklük vektörleri 28

Şekil 4.11. 60 m düşü ve 40 m^3/s debide salyangoz hız büyüklük vektörleri 28

Şekil 4.12. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz basınç dağılımı 29

Şekil 4.13. 60 m düşü ve 40 m^3/s debide salyangoz basınç dağılımı 29

Şekil 4.14. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz akış çizgileri 30

Şekil 4.15. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide sabit kanatlar basınç dağılımı 30

Şekil 4.16. 60 m düşü ve 40 m^3/s debide sabit kanatlar basınç dağılımı 31

Şekil 4.17. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz çıkışında hız dağılımı 31

Şekil 4.18. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz çıkışı çevresel hız değerleri 32

Şekil 4.19. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz çıkışı meridyonel hız değerleri 32

Şekil 4.20. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide meridyonel hızların gösterimi 33

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.21. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide s sabit kanatlar arası debiler 33

Şekil 4.22. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz sabit kanatlar arası debi geçişi..... 34

Şekil 4.23. Çark kanadı teta açıları dağılımı..... 36

Şekil 4.24. Basit model HAD analizi prosedürü..... 37

Şekil 4.25. Tam türbin modeli HAD analizi prosedürü..... 37

Şekil 4.26. a) Çark kanadı meridyonel görünümü b) Çark 3 boyutlu görünümü 38

Şekil 4.27. Ayar kanatları karşılaştırması (mavi: mevcut, kırmızı: yeni)..... 39

Şekil 4.28. a) Mevcut ayar kanadı b) Yeni tasarlanan ayar kanadı..... 39

Şekil 4.29. Ayar kanadı sıkı ağ yapısı..... 40

Şekil 4.30. Ayar kanadı grubu sıkı ağ yapısı 40

Şekil 4.31. a) Mevcut çark kanadı b) Yeni tasarlanan çark kanadı..... 41

Şekil 4.32. Çark kanadı sıkı ağ yapısı..... 42

Şekil 4.33. Çark sıkı ağ yapısı 42

Şekil 4.34. Emme borusu sıkı ağ yapısı..... 43

Şekil 4.35. Kuyruk suyu bloğu sıkı ağ yapısı 44

Şekil 4.36. Tüm bileşenlerin ağ sayılarının karşılaştırması 45

Şekil 4.37. Farklı ağ yapılarındaki verim değerleri 46

Şekil 4.38. Basit türbin modeli 48

Şekil 4.39. Verim sonuçları yakınsama görseli 49

Şekil 4.40. Debiye göre σ_{Turbin} ve $\sigma_{Santral}$ değerleri..... 50

Şekil 4.41. Tam türbin modeli 50

Şekil 4.42. Tam türbin modeli oluşturma aşamaları..... 51

Şekil 5.1. Giriş-çıkış hız vektörleri..... 54

Şekil 5.2. Ayar kanadı basınç dağılımı 54

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.3. Ayar kanadı çevresi basınç dağılımı 55

Şekil 5.4. Ayar kanatları grubu basınç dağılımı 55

Şekil 5.5. 1/10 katmanda ayar kanadı kanatlar arası görünüm 56

Şekil 5.6. 5/10 katmanda ayar kanadı kanatlar arası görünüm 56

Şekil 5.7. 8/10 katmanda ayar kanadı kanatlar arası görünüm 57

Şekil 5.8. Ayar kanatlarına bağlı değişen tork değerleri..... 58

Şekil 5.9. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı..... 59

Şekil 5.10. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı..... 59

Şekil 5.11. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı..... 59

Şekil 5.12. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark basınç dağılımı 60

Şekil 5.13. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark basınç dağılımı 60

Şekil 5.14. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark basınç dağılımı 61

Şekil 5.15. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark basınç dağılımı üstten görünümü 61

Şekil 5.16. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark basınç dağılımı üstten görünümü 62

Şekil 5.17. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark basınç dağılımı üstten görünümü 62

Şekil 5.18. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark basınç dağılımı alttan görünümü..... 63

Şekil 5.19. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark basınç dağılımı alttan görünümü..... 63

Şekil 5.20. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark basınç dağılımı alttan görünümü..... 64

Şekil 5.21. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı meridyonel basınç dağılımı..... 65

Şekil 5.22. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı meridyonel basınç dağılımı..... 65

Şekil 5.23. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı meridyonel basınç dağılımı..... 66

Şekil 5.24. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı..... 66

Şekil 5.25. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı..... 67

Şekil 5.26. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı..... 67

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.27. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı 68

Şekil 5.28. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı 68

Şekil 5.29. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı 69

Şekil 5.30. 60 m düşü 55 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı 70

Şekil 5.31. 60 m düşü 60 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı 70

Şekil 5.32. 60 m düşü 40 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı 71

Şekil 5.33. 60 m düşü 55 m^3/s debide ayar kanatları-çark arası basınç dağılımı 71

Şekil 5.34. 60 m düşü 60 m^3/s debide ayar kanatları-çark arası basınç dağılımı 72

Şekil 5.35. 60 m düşü 40 m^3/s debide ayar kanatları-çark arası basınç dağılımı 72

Şekil 5.36. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark girdap alanı 73

Şekil 5.37. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark girdap alanı 73

Şekil 5.38. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark girdap alanı 74

Şekil 5.39. 60 m düşü 25 m^3/s debide çark girdap alanı 74

Şekil 5.40. 60 m düşü 25 m^3/s debide izometrik görünümde çark girdap alanı 75

Şekil 5.41. 60 m düşü 55 m^3/s debide 100 000 Pa civarındaki alanlar 76

Şekil 5.42. 60 m düşü 55 m^3/s debide 80 000 Pa civarındaki alanlar 76

Şekil 5.43. 60 m düşü 55 m^3/s debide 60 000 Pa civarındaki alanlar 77

Şekil 5.44. 60 m düşü 55 m^3/s debide 40 000 Pa civarındaki alanlar 77

Şekil 5.45. 60 m düşü 55 m^3/s debide 30 000 Pa civarındaki alanlar 78

Şekil 5.46. 60 m düşü 25 m^3/s debide 60 000 Pa civarındaki alanlar 78

Şekil 5.47. 60 m düşü 25 m^3/s debide 40 000 Pa civarındaki alanlar 78

Şekil 5.48. 60 m düşü 25 m^3/s debide 20 000 Pa civarındaki alanlar 79

Şekil 5.49. 60 m düşü 25 m^3/s debide 0 Pa civarındaki alanlar 79

Şekil 5.50. Türbin çark kanadı üzerinde katman dağılımı 80

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.51. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide kanat basınç yüklemeleri 80

Şekil 5.52. 60 m düşü 55 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı 81

Şekil 5.53. 60 m düşü 60 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı 82

Şekil 5.54. 60 m düşü 40 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı 82

Şekil 5.55. 60 m düşü 55 m^3/s debide emme borusu eksenindeki hız dağılımı 83

Şekil 5.56. 60 m düşü 60 m^3/s debide emme borusu eksenindeki hız dağılımı 83

Şekil 5.57. 60 m düşü 40 m^3/s debide emme borusu eksenindeki hız dağılımı 84

Şekil 5.58. 60 m düşü 55 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri 84

Şekil 5.59. 60 m düşü 60 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri 85

Şekil 5.60. 60 m düşü 40 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri 85

Şekil 5.61. 60 m düşü 48 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri 86

Şekil 5.62. IEC 62256 standardına göre Francis türbini kayıp değerleri 87

Şekil 5.63. Çalışma noktalarında verim eğrisi 88

Şekil 5.64. Güç-verim grafiği 89

Şekil 5.65. Verim ve kavitasyon eğrisi 91

Şekil 6.1. IEC 60193 standardına göre minimum gereksinimler 93

Şekil 6.2. a) HAD ile tasarlanan çark b) Model testte kullanılan çark 93

Şekil 6.3. 60 m düşüde HAD ve model test hidrolik verim grafiği 95

Şekil 6.4. 65 m düşüde HAD ve model test hidrolik verim grafiği 96

Şekil 6.5. 55 m düşüde HAD ve model test hidrolik verim grafiği 96

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 1.1. Hirfanlı HES santral binası içi genel görünümü 2

Resim 1.2. Hirfanlı HES genel görünümü 3

Resim 1.3. Hirfanlı HES 1960 yılına ait türbin çarkı görseli 3

Resim 1.4. Hirfanlı HES türbin çarkının 2022 yılına ait fotoğrafı 4

Resim 1.5. Hirfanlı HES kuyruk suyu kanalı 4

Resim 6.1. Model test 60 m düşü ve 55 m^3/s debide çark akışkan hareketleri 97

Resim 6.2. Model test 60 m düşü ve 60 m^3/s debide çark akışkan hareketleri 97

Resim 6.3. Model test 60 m düşü ve 48 m^3/s debide çark akışkan hareketleri 98

Resim 6.4. Model test 60 m düşü ve 40 m^3/s debide çark akışkan hareketleri 98

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
m	Metre
m²	Metrekare
m³	Metreküp
s	Saniye
dk	Dakika
kg	Kilogram
Pa	Pascal
MPa	Megapascal
W	Watt
kW	Kilowatt
MW	Megawatt
GWh	Gigawatt saat
mSS	Metre su sütunu
g	Yer çekimi ivmesi
$\mathbf{H_{net}}$	Net düşü, m
Q	Akışkanın hacimsel debisi, m^3/s
$\mathbf{H_a}$	Tesisin bulunduğu yerdeki atmosfer basıncı, mSS
$\mathbf{H_v}$	Tesisin bulunduğu yerdeki suyun buharlaşma basıncı, mSS
$\mathbf{H_s}$	Türbin emme yüksekliği, m
n	Türbin çarkının dönme hızı, d/dk
ω	Türbin çarkının açısal hızı, 1/s
ρ	Yoğunluk, kg/m^3
P	Türbin mil gücü, W
η	Verim
$\mathbf{\eta_h}$	Hidrolik verim
$\mathbf{n_s}$, $\mathbf{n_q}$	Türbin özgül hız değeri
σ	Thoma kavitasyon katsayısı (sigma)

Kısaltmalar	Açıklamalar
BEP	En iyi verimlilik noktası (Best efficiency point)
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HES	Hidroelektrik santral
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyon
JCGM	Joint Committee for Guides in Metrology
MASL	Deniz seviyesinden yükseklik
NPSH	Net pozitif emme yüksekliği
RANS	Reynolds ortalamalı Navier-Stokes
SEY	Sonlu elemanlar yöntemi
SST	Kayma gerilmesi taşınımı
TEMSAN	Türkiye Elektromekanik Sanayi A.Ş.
TWL	Kuyruk suyu seviyesi (Tail water level)

1. GİRİŞ

Ülkemizde ve dünyada günden güne artan elektrik enerjisi ihtiyacı insanları sürekli alternatif enerji kaynaklarına yönlendirmektedir. Elektrik enerjisi ihtiyacının karşılanabilmesi açısından eskiden olduğu gibi günümüzde de yenilenebilir enerji kaynakları önemli bir yer tutmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını artırabilmek için çeşitli çalışmalar mevcuttur [1]. Ülkemizde yenilenebilir enerji kaynakları göz önüne alınarak yapılacak üretim sıralamasında ise hidroelektrik enerji halen en yüksek kapasiteye sahiptir. Ayrıca hidroelektrik santraller (HES), diğer üretim tipleri ile kıyaslandığında en düşük işletme maliyetine, en uzun işletme ömrüne ve en yüksek verime sahiptirler [2].

Ülkemizde su kaynaklarının mevcut hidrolik potansiyelinin belirlenebilmesi amacıyla 1935 yılında Elektrik İşleri Etüt İdaresi kurulmuştur. Bu kuruluş aynı zamanda hidrolik etütler yapmak, baraj ve HES projeleri hazırlamak, hidroelektrik santrallerin denetim, danışmanlık ve kamulaştırma hizmetlerini yürütme görevini de üstlenmiştir. Bu süreçteki önemli projeler; Seyhan, Sarıyer, Hirfanlı, Kesikköprü, Demirköprü ve Kemer Barajları ve Hidroelektrik Santralleri'dir [2].

Kızılırmak Nehri üzerine kurulmuş olan Hirfanlı HES, Kırşehir İli, Kaman İlçesi, Hirfanlı Köyü yakınlarında olup Ankara'ya yaklaşık 150 km mesafede bulunmaktadır. Hirfanlı HES her biri 32 MW gücünde 4 üniteye, toplamda 128 MW güce sahip olup ilk 3 ünitesi 1960 yılında, 4. ünite ise 1982 yılında devreye alınmıştır.

1960 yılında Türkiye enterkonnekte sistemine dahil olan ve o günden bu yana sisteme gerekli desteği veren Hirfanlı HES'te yaklaşık 64 yıldır rutin bakımların yapılması ve meydana gelen arızaların onarılması gibi çalışmaların dışında herhangi bir kapsamlı rehabilitasyon çalışması yapılmamıştır. Kapsamlı bir çalışma yapılmamış olması sebebiyle santralde yıllar içerisinde kavitasyon aşınmaları meydana gelmiş olup bu aşınmalar sonucunda türbin hidrolik verimi önemli ölçüde azalmıştır. Ayrıca kavitasyon sebebiyle ünitelerde yüksek titreşim ve gürültü sorunlarıyla da karşı karşıya kalınmıştır. Santralin mevcut karakteristik özellikleri Çizelge 1.1'de sunulmuştur.

Çizelge 1.1. Hirfanlı hidroelektrik santrali karakteristik özellikleri

Net düşü	H_{net}	60	m
Debi	Q_{max}	60	m^3/s
Dönme hızı	n	187,5	d/dk
Özgül hız, BEP	$n_{q,BEP}$	64,4	-
Üretici bilgilerine göre verim	η	92	%
Hidrolik güç	$P_{Hidrolik}$	35,87	MW
Üretici bilgilerine göre mil gücü		32,36	MW
Yoğunluk	ρ	998	kg/m^3
Türbin eksen seviyesi		785,9	masl
Kuyruk suyu seviyesi (çizim)	TWL	784,2	masl
Emme yüksekliği	Hs	1700	mm
Atmosfer basıncı (785,9 m yükseklikteki)	Ha	9,42	mSS
Santral sigma değeri (thoma sayısı)	$\sigma_{tesis,60m}$	0,126	-
Çark çapı	D_{2a}	3326	mm
Kinematik viskozite	ν	1,00E-06	-
Reynolds sayısı	Re	1,02E+08	-
Türbin çark kanadı sayısı	$Z_{Çark}$	13	Adet
Ayar kanadı sayısı	$Z_{Ayarkanadı}$	24	Adet

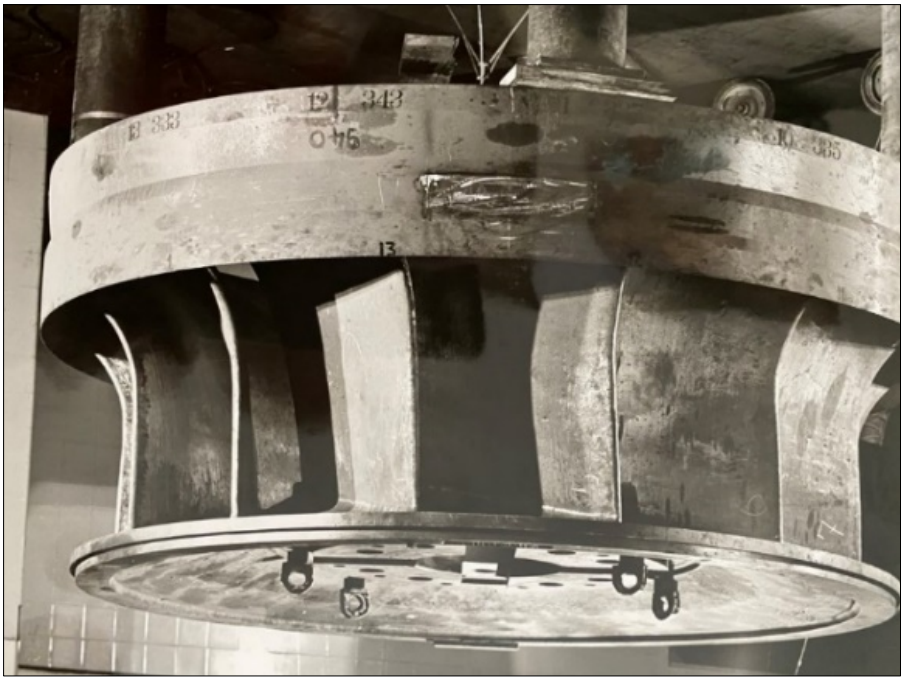
Her bir türbinde 12 adet sabit kanat ve 24 adet ayar kanadı bulunmakta olup bunlar pik döküm malzemeden yapılmıştır. Türbin şaftı dövme çelikten yapılmış olup 660 mm çapındadır. Şaftın yaklaşık uzunluğu 3500 mm ve yaklaşık ağırlığı 12000 kg'dir. Hirfanlı HES santral binasına ait görsel Resim 1.1, santral genel görünümüne ait görsel Resim 1.2, santralde hâlihazırda kullanılan ve 1960 yılında imal edilen çark görseli Resim 1.3'te gösterilmiştir. Ayrıca Resim 1.4'te santralde bulunan türbin çarkının 2022 yılına ait görseli ve Resim 1.5'te kuyruk suyu kanalı görseli bulunmaktadır.



Resim 1.1. Hirfanlı HES santral binası içi genel görünümü



Resim 1.2. Hirfanlı HES genel görünümü



Resim 1.3. Hirfanlı HES mevcut türbin çarkı görseli



Resim 1.4. Hirfanlı HES türbin çarkının günümüze ait fotoğrafı



Resim 1.5. Hirfanlı HES kuyruk suyu kanalı

Bu çalışmanın amacı, hâlihazırda işletmede bulunan Hirfanlı HES'teki 4 adet ve her biri 32 MW gücündeki Francis tipi türbin çarklarının yeniden tasarlanması ve sonuçlarının model test ile doğrulanması sürecidir. Hirfanlı HES 1960 yılında işletmeye açılmış olup santralde bulunan türbin çarklarında kavitasyon sebebiyle aşınmalar meydana gelmiştir. Bu sebeple düzenli aralıklarla çarklarda meydana gelen kavitasyon aşındırmaları kaynak işlemleri ile doldurulmakta, ardından taşlama ve zımparalama işlemleri yapılmaktadır. Yıllardır süregelen bu işlemler hem bakım maliyeti oluşturmakta hem de santralde ünitelerin bakım

için devre dışı bırakılmasıyla emre amadeliklerinin aksaması sebebiyle gelir kaybına sebep olmaktadır. Çark kanatları üzerinde yapılan işlemler aynı zamanda kanat formunu da bozmuş olup santralin işletmeye alındığı yıl %92 olan ünitelerin en yüksek hidrolik verimi 2020 yılında gerçekleştirilen verim ölçüm raporuna göre günümüzde %87,9'a gerilemiştir [3].

2. LİTERATÜR TARAMASI

Hidrolik türbin tasarımı hidrolik laboratuvarlarda gerçekleştirilen testlere gerçekleştirilebilse de bu yöntem maliyetli ve zaman alıcıdır [4]. Bu bağlamda teknolojinin gelişmesi ile hidrolik türbin tasarımı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri ile daha kolay bir süreç haline gelmiştir. Literatürde HAD yöntemleri ile türbin tasarımı konulu pek çok çalışma mevcuttur. Literatürdeki deneysel sonuçlar ile HAD sonuçları kıyaslamaları çalışmaları, HAD ile tasarımın güvenilir bir yöntem olduğunu doğrulamaktadır [5, 6].

Keçel (2013) tezinde bir Francis türbini için 17 ve 20 adet çark kanadı sayılarında ve yönlendirme kanat açılarının (12°-48°) değişiminin türbin karakteristikleri (hız, basınç, tork, verim ve güç gibi) üzerindeki etkilerini HAD yöntemiyle incelemiştir [7]. Bu çalışmalar sırasında ticari bir yazılım olan ANSYS programını kullanmıştır. Çalışmalar neticesinde ayar kanatlarının yönlendirme açısına bağlı olarak %5-14 arasında verim değişiklikleri gözlemlemiştir. Hazırladığı iki farklı türbin çarkı (17 ve 20 kanatlı) da 24°-27° yönlendirme açı aralığında verimli olarak bulunmuştur. Modellerde akım dalgalanmaları ve girdap oluşumları da incelenmiştir. Model-1'de daha düşük girdap ve titreşim seviyeleri olduğu tespit edilmiştir. Türbin tasarımları ve hesaplamalarında kullanılan HAD ve sonlu elemanlar yöntemi (SEY) programlarının zaman, maliyet ve güvenilirlik açısından büyük avantajlar sağladığı bildirilmiştir. Araştırmacı, türbinin en yüksek verim şartlarında çalıştırılması durumunda 25° yönlendirme kanat açısı tercih edildiğinde eşdeğer gerilmenin 7 MPa ve alınan basıncın ise 1,38 MPa değerlerine ulaştığını bulmuştur. Araştırmacı çark malzemesi olarak seçtiği St 1050 malzemesi için emniyet gerilmesinin altında olduğunu ve malzeme dayanımı bakımından yönlendirme kanat açısının en iyi çalışma aralığında çalışabilirliğini gösterdiğini belirtmiştir.

Keçel vd. (2017) çalışmalarında farklı çark kanadı sayılarına sahip iki model üzerinde salyangoz, çark ve emme borusundaki hız-basınç değişimleri, türbin çarkına etkiyen kuvvet-tork değerleri, emme borusunda oluşan girdaplar ile basınç değişimleri ve titreşim etkilerini incelemişlerdir [8]. Çalışmada en yüksek türbin gücü elde edebilmek için farklı sayıya sahip çark kanatlarının akışa olan etkisi değerlendirilmiş ve türbin bileşenlerinde meydana gelen etkiler incelenmiştir. Yapılan analizlerde türbin çark kanat sayısı 17 (model-1) ve 20 (model-2) olarak belirlenmiş ve yönlendirme kanat açısı 12°-48° aralığında değiştirilerek türbin

karakteristikleri (hız, basınç, tork, verim ve güç gibi) üzerinde oluşan etkiler incelenmiştir. Salyangoz boyunca girişte belirlenen ve modellerde çalışma basıncını sağlayan sınır koşulları için basınç dağılımı homojen olarak bulunmuştur. Model 1 ve model 2'deki emme borusu analizlerinde akış dalgalanmaları ve girdap oluşumları incelenmiştir. İki model arasındaki çıktı farklılıkları, türbin çarkındaki basınç emiliminin ve hız değişikliklerinin etkisini göstermiştir. Modellerden elde edilen sonuçların benzer değerler üretmesinin, analiz sonuçlarının doğruluğunu gösterdiği ortaya konmuştur. Türbin tasarımında üretim öncesi HAD ve SEY yazılımlarından faydalanmanın zaman, maliyet ve güvenilirlik açısından önemli avantajlar sağladığı söylenmiştir.

İnce (2016) tez çalışmasında üç boyutlu zamandan bağımsız sayısal çözümleme ile Türkiye'nin Bursa ilinde kurulmakta olan hidroelektrik santralin Francis tipi türbininin temel parçalarının tasarımını gerçekleştirmiştir [9]. Çalışmada farklı ayar kanadı açıklıklarında çark etkileşimleri incelenmiş, kayıp analizleri gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan türbinin geniş bir debi ve düşü aralığında %90 üstü hidrolik verimle çalışabildiği ortaya konmuştur. En iyi tasarım noktası kıyaslamaları gerçekleştirilerek türbinin en iyi tasarım noktasına olabildiğince yakın çalıştığı belirlenmiştir. Türbin tasarım sürecindeki en zorlu sürecin çark tasarımı olduğundan bahsedilmiş, çark performansını ve karakteristiğini etkileyen birçok parametre olduğu ortaya konmuştur. Bunlardan bazılarının akış beta açısı, kanat beta açısı, çark giriş ve çıkış çapları ve ayar kanadı yüksekliği olduğu belirtilmiştir. Çark performansını ve kavitasyon özelliklerini etkileyen temel çark parametreleri üzerine de çalışılmıştır. Türbin açısal hızı, çark geometrisi, türbin debi ve düşüsü her bir türbinde değişiklik gösterdiğinden ötürü her bir hidroelektrik santral için yeni bileşen tasarımları yapmanın zorunluluğu üzerinde durulmuştur. Tez kapsamında açısal hız değişiminin türbin kinematiği üzerinde yarattığı etkiler ayrıntılı olarak irdelenen bir diğer başlık olmuştur. Debinin açısal hıza bağlı olarak değişmediği varsayımı ile açısal hızın türbin kinematiğine etkisi incelenmiş, açısal hızın debi üzerinde ciddi etkiye sahip olduğu yorumu yapılmıştır.

Özcan (2016) tez çalışmasında Francis tipi bir türbini HAD analizi kullanarak analiz etmiş ve enerji üretim performansı açısından daha iyi bir tasarım önermiştir [10]. Türkiye'nin Mersin ili Tarsus ilçesinde yer alan ve 1973 yılında inşa edilmiş olan 56 MW kurulu gücündeki bir HES'te yer alan Francis tipi türbin çarkının yeniden tasarımı üzerine çalışmıştır. Türbinin performansı HAD yöntemi ile analiz edilmiş, muhtemel kavitasyon bölgeleri belirlenmiş ve türbinin tasarım noktası santralde yapılmış olan verim ölçümü

sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Daha sonra türbinin genel verimini artırmak ve kavitasyonsuz çalışma aralığını genişletmek için iyileştirme çalışması yapılmıştır. Mevcut türbinin ve yeni tasarlanan iyileştirilmiş türbinin enerji üretim performansları 2 farklı senaryo için karşılaştırılmıştır. Hesaplamalar yeni tasarımın toplam enerji üretiminde %2,84, en yüksek verim değerinde ise %2,2 artış gösterdiğini ortaya koymuştur. Yenileme çalışmaları için bir yöntem önerilmiştir. Çalışma sırasında simetrik ayar kanadı şekli kullanılmış ve santralde mevcut bulunan türbin veriminden %1 daha yüksek verim elde edilmiştir. Bu %1'lik fark 35-50 m^3/s debi aralığında devam etmiştir. Yeni tasarlanan kanat x-kanat formunda olup bilezik kısmındaki açısı azaltılarak daha iyi akış koşulları elde edilmiştir. Sahada mevcut olan türbin ile karşılaştırıldığında tasarlanan yeni çarkın en iyi verimlilik noktası 124 m düşü ve 37 m^3/s debi değerlerinden 132 m düşü ve 39,5 m^3/s değerlerine kaydırılmıştır. Aynı zamanda türbinin en yüksek verimi de yeni tasarımla birlikte %92,5'ten %94,2'ye çıkmış, 50 m^3/s debi değerine kadar kavitasyonsuz çalışma şartları oluşmuştur.

Jošt vd. (2017) çalışmalarında bir Francis türbininin kısmi yükte çalışırken emme borusundaki girdap nedeniyle oluşan basınç dalgalanması frekansı ve genliğini araştırmışlardır [11]. Çalışmalarını ANSYS ticari yazılımı ile zamana bağlı olarak gerçekleştirmişlerdir. Farklı özgül hızlara sahip çeşitli türbinler için emme borusu basınç titreşiminin ve girdabın yoğunluğunun büyük ölçüde çark kanatlarının ve akış yolunun şekline bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Bu sebeple bu girdabın neden olacağı basınç titreşiminin tasarım aşamasında tahmin edilmesi için gerekli çalışmaların yapılmasının önemini vurgulanmıştır. Çalışmalar neticesinde elde edilen debi, tork ve verim değerlerini model test sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Ölçülen ve sayısal olarak tahmin edilen frekans ve tepeden tepeye genlik değerlerinin, simülasyonlara kavitasyon dahil edilerek önemli ölçüde iyileştirildiği sonucuna varılmıştır.

Benigni vd. (2019) çalışmalarında 1922 yılında inşa edilen Meitingen Hidroelektrik Santrali'nin kavitasyon hasarları sebebiyle yeniden tasarlanıp üretildiğini ve montajıyla birlikte %14,8 üretim artışı sağlandığını belirtmişlerdir [12]. Meitingen Hidroelektrik Santrali üç adet ikiz Francis türbininden oluşmuştur. Ünite başına 4,4 kW elektrik üretim kapasitesi olan santralin her ünitesi 42 m^3/s debiye ve 114,2 özgül hız (n_q) değerine sahiptir. Santralin sayısal hesabı yazarlar tarafından iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Türbin performansını etkileyen farklı faktörleri anlamak ve daha hızlı sonuç almak için

basitleştirilmiş tek kanallı bir model kullanılmış olup her biri periyodik ara yüzlerle modellenen sadece bir ayar kanadı geçidi ve bir çark kanadı geçidi olacak şekilde ayar kanadı girişinde sınır koşulları belirlenmiştir. İkinci adımda genel bir makine modeli hesaplanmış ve sınır koşulları gerçek girişe yerleştirilmiştir. Böylece hem ayar kanadı hem de çark 360 derecelik modeller haline gelmiştir. Son olarak, iki emme borusunun ucundaki (bağlantı noktasının sonundaki) akış durumunun bir sınır koşuluyla sınırlandırılmaması için ek bir blok kurulmuştur. Tüm makinenin modeli kaba ağ yapısı için 11 000 000 düğüm, orta ağ yapısı için 21 000 000 düğüm ve ince ağ yapısı için 45 000 000 düğüm içermiştir. Analizler sonucunda 42,34 m^3/s debi ve 12,79 m net düşü değerlerinde 4554 kW aktif güç elde edilmiştir. Sahada ölçülen mevcut türbinin en yüksek hidrolik verimliliğinin ise yaklaşık %82,5 olduğu, yeni tasarımla %89,9'luk bir türbin verimliliğine ulaşıldığı söylenmiştir. Çalışmalar neticesinde elektrik üretiminin %14,79 artarak 10,74 GWh ek üretime karşılık geldiğini belirtmişlerdir.

Aylı vd. (2016) çalışmalarında Francis türbin çarkının kavitasyona uğramadan en yüksek verimle çalışmasının sağlanabilmesi için akış beta açısı, kanat beta açısı, çark giriş ve çıkış çapları, kanat yüksekliği vb. parametrelerin optimize edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir [13]. Çalışmada türbinlerin performans ve kavitasyon davranışlarını etkileyen türbin çarkı parametreleri incelenmiştir. Ayrıca türbinlerin, hidroelektrik santrallerin özelliklerine göre özel olarak tasarlanmakta olduğu, dönme hızı, çark geometrisi, ünite düşüsü ve debinin her türbin için değiştiğinden tasarım sürecinin zorlaştığından söz edilmiştir. Çalışmalar neticesinde, üretilen gücün ve verimliliğin düşmesine neden olan bir negatif basınç bölgesi varsa, çark kanadına dönme yönünde bir büküm verilmesinin performansın artmasını sağlayabileceği sonucuna varılmıştır. Varılan bir diğer sonuç ise çark kanadı girişinde bulunan beta açısının çarkın kavitasyon özelliklerinden ziyade üretilen güç üzerinde etkisi olduğudur. Bu etkinin, kritik değere kadar çark performansının artmasını sağlarken kritik eşikten sonra ise azalmasına sebep olduğu söylenmiştir. Çark çıkış çapının giriş çapına oranının 0,8-0,9 arasında olmasının türbinin güç ve verim değerlerine yüksek etkisinin bulunduğu yazarlar tarafından ortaya konan bir diğer sonuçtur. Yazarlar ayrıca HAD araçlarının, akış davranışını tahmin etmek için çok güçlü bir araç olduğunu ve hidrolik türbinlerde hidrolik davranışı tahmin etmek için HAD araçları ile bu çalışmayı yaptıklarını vurgulamışlardır.

Okyay (2010) tarafından gerçekleştirilen tez çalışmasında ticari HAD kodları tasarım sürecine dahil edilerek parametrik optimizasyon için bir metodoloji geliştirilmiştir [6]. Geliştirilen prosedürle tasarlanan Francis türbini enerji üretimi için imal edilmiş ve kurulmuştur. Tasarlanan türbinin kurulduğu santral Cuniş Hidroelektrik Santrali olup türbin net düşüsü 164,84 m, türbin debisi 2 m^3/s'dir. Çalışmada %91 hidrolik türbin verimine ulaşmak amaçlanmıştır. Türbin özgül hızı (n_q) 32,5 olarak hesaplanmıştır. Çark tasarımı ve optimizasyonu HAD araçlarıyla yapılarak çark giriş çapı 710 mm, çark çıkış çapı 518 mm, çark yüksekliği 174 mm ve ayar kanadı yüksekliği 80 mm olarak hesaplanmıştır. Çalışmalar neticesinde salyangozda %0,5 enerji kaybı bulunmuş olup bu enerji kaybının yaklaşık olarak 0,8 m düşü kaybına eşit olduğu vurgulanmıştır. Sabit kanatlarda %0,4 oranında enerji kaybı olduğu bunun da 0,626 m düşü kaybına eşit olduğu belirtilmiştir. Tasarlanan ayar kanadının ise %1,1 oranında enerji kaybına sebep olduğu bunun da 1,707 m düşü kaybına eşit olduğu söylenmiştir. Hedeflenen verim ve güç değerlerine ulaşmak için çark çıkış çapı ile taç ve bilezik görünüşleri üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Gerekli kanat geometrisi elde edildikten sonra ise çark giriş ve çıkış açıları ayarlanmıştır. Kavitasyonsuz bir tasarım elde edebilmek için çark kanatları üzerindeki basınç dağılımı incelenmiştir. Araştırmacı sonuç olarak ise bir Francis türbini tasarımına başlamak için ana girdilerin düşü ve debi olduğunu, türbinin genel boyutlarının belirlenmesi için ise bazı deneysel denklemlerin kullanıldığını belirtmiştir. HAD sonuçlarının türbin elemanları üzerindeki düzeltme ve iyileştirme işlemleri için kullanıldığından bahsetmiştir. Tasarlanan türbinin Cuniş HES'te kurulduğu, 2,94 MW güç ürettiği ve türbinin en yüksek hidrolik veriminin %94 olduğu belirtilmiştir.

Benigni vd. (2015) gerçekleştirmiş oldukları çalışmada Türkiye'de yer alan bir hidroelektrik santralin çarkını yeniden tasarladıklarından bahsetmişlerdir [14]. Öncelikle mevcut çark ve ayar kanatlarının lazer taraması yapılarak 3 boyutlu modelleri oluşturulmuştur. Daha sonra Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri ile her bir bileşene ait performans ve kayıplar hakkında bilgi edinilmiştir. Sahada mevcut olan parçaların erozyon, kavitasyon ve çatlaklarının incelenmesiyle birlikte iyileştirme potansiyeli belirlenmiştir. Daha sonra verimliliği artırmak ve kavitasyon bölgelerinden kaçınmak için iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Bahsi geçen HES 1970 yılında inşa edilmiştir. 56 MW güç değerine sahip olup 132 m düşü ve 48 m^3/s debi şartları altında çalışmaktadır. 2014 yılında santralin mevcut gömülü parçaları 3 boyutlu lazer tarama ile taranmıştır. Yeni çark kanadı tasarlanmış ve optimize edilerek en uygun şartlarda çalışacak çarkın HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan yeni tasarımda en yüksek hidrolik verimin hesaplandığı 37 m^3/s debi ve 124 m düşü

değerleri 39,5 m^3/s debi ve 132 m düşü değerleri olarak değiştirilmiştir. En yüksek verim noktasındaki hidrolik verim değeri ise %1,7 oranında artmıştır.

3. HİDROELEKTRİK SANTRALLER

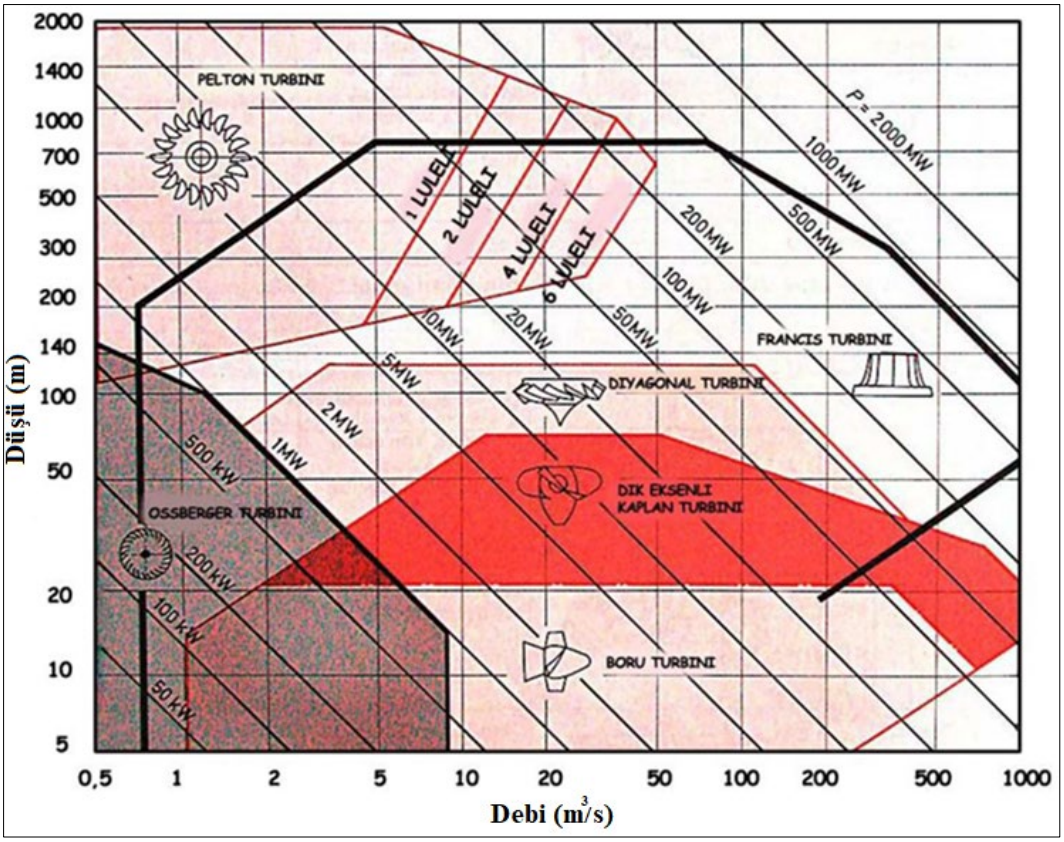
Temiz yenilenebilir enerji olarak adlandırılması sebebiyle son yıllarda daha çok ilgi ve araştırma konusu olan [15] hidroelektrik tesisler suyun potansiyel enerjisini mekanik enerjiye, buradan elde edilecek mekanik enerjiyi de elektrik enerjisine dönüştürmek için yapılan inşaat, elektromekanik ve hidromekanik sistemleri içermektedir. Bir kütle halinde hareket eden su aynı zamanda enerji taşımaktadır. Bu hareket içindeki enerji miktarını suyun akış veya düşüş hızı tayin eder.

Taşınacağı bölgeye yüksek bir kottan iletilen su potansiyel enerji içermektedir. Enerjinin dönüşümü prensibine göre potansiyel enerjinin ilk dönüşeceği enerji kinetik enerjidir. Daha sonra da türbin çarkına bağlı jeneratörün dönmesi ile elektrik enerjisi üretilir. Bu tip üretim şeklinin gerçekleştiği santrallere hidroelektrik enerji santrali denir.

19. yüzyılın sonlarından itibaren hidrolik potansiyel elektrik enerjisi kaynağı olarak kullanılmış ve 1882 yılında ilk hidroelektrik santral Amerika Birleşik Devletleri'nin Wisconsin eyaletinde işletmeye açılmıştır [16].

3.1. Hidrolik Türbin Seçimi

Bir hidroelektrik santralde yer alacak su türbinlerinin seçimi için santrale özgü bazı karakteristik bilgilerin bilinmesi gereklidir. Burada önemli olan iki ister debi ve net düşü değerleridir. Net düşü, türbin brüt düşüsünden düşü kayıplarını çıkarınca ortaya çıkan ve elektrik üretimine esas düşüdür [17]. Türbin seçimi yapılırken de hem türbin düşüsüne hem de düşü ve debinin bir fonksiyonu olan türbin özgül hız değerine göre seçim yapılır. Türbin düşüsüne göre seçim yapılırken düşüsü 50-1300 m arası olan santraller için Pelton tipi türbin, düşüsü 25-350 m arası olan santraller için Francis tipi türbin, düşüsü 5-60 m arası olan santraller için Banki tipi türbin, düşüsü 3-25 m arası olan santraller için Kaplan tipi türbin seçilebilir [18]. Debi ve düşü kullanılarak türbin seçimi Şekil 3.1'de bulunan hidrolik türbin seçim grafiği [19] kullanılarak yapılabilir.



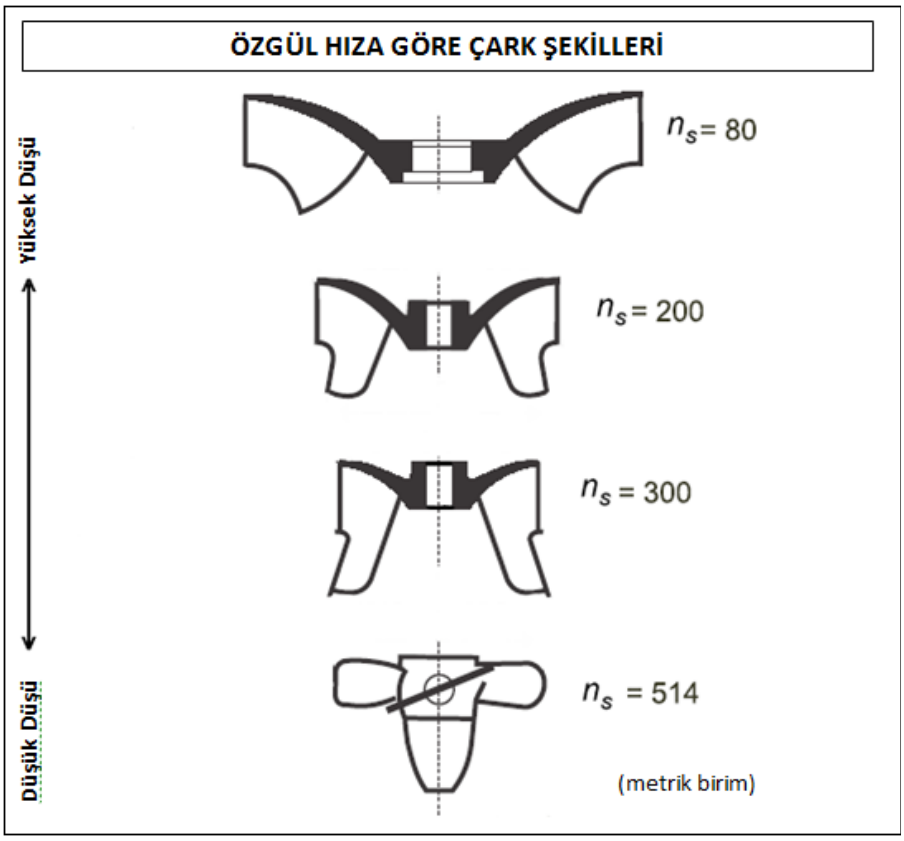
Şekil 3.1. Hidrolik türbin seçim grafiği

Türbin özgül hızı (n_s, n_q), o türbine benzer olan ve aynı cins akışkanla net düşü altında çalışıp en iyi verimle türbin milinden güç alınan türbinin dakikadaki devir sayısı olarak tanımlanır. n_s ve n_q olarak gösterilen özgül hız değeri Eş. 3.1 ve Eş. 3.2 ile bulunur [20].

$$n_s = n.\frac{\sqrt{P_e}}{H_{net}^{5/4}} \tag{3.1}$$

$$n_q = n.\frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{net}^{3/4}} \tag{3.2}$$

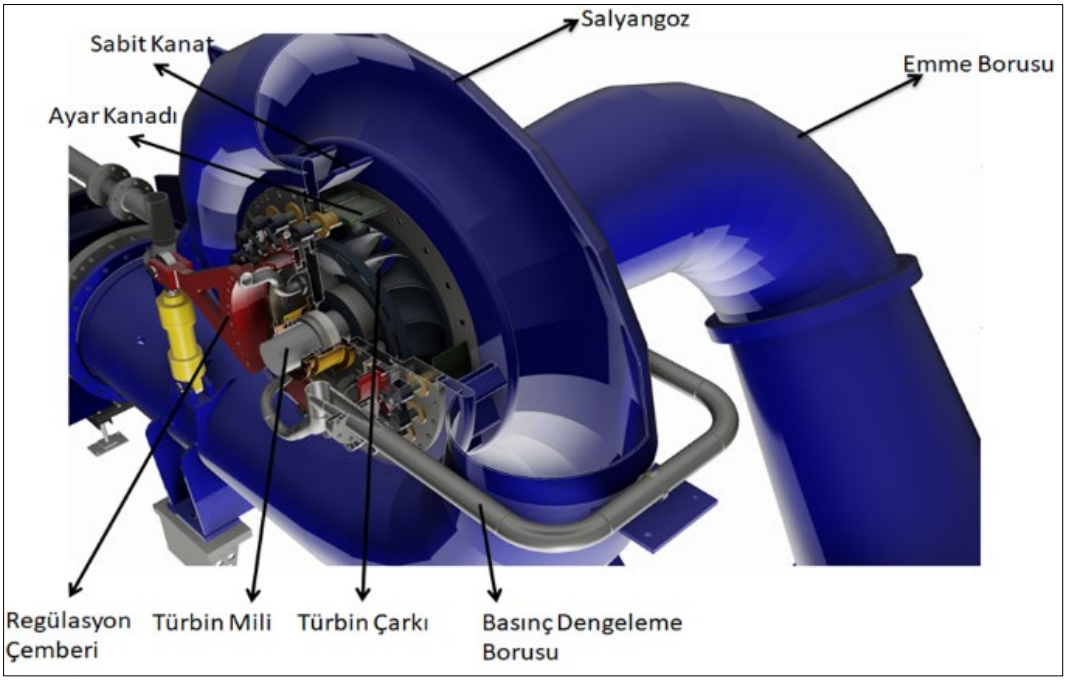
Özgül hız değeri (n_s) 4-70 arası olan hidroelektrik santrallerde Pelton tipi türbin, 80-400 arası olanlarda Francis tipi türbin, 300-1000 arası olanlarda ise Kaplan tipi türbin seçilebilir [21]. Özgül hıza bağlı olarak değişen çark tipleri Şekil 3.2'de gösterilmiştir [22].



Şekil 3.2. Özgül hıza bağlı olarak değişen hidrolik türbin çark tipleri

3.2. Francis Türbini

Francis türbini bir reaksiyon türbini olup reaksiyon tipi türbinler içerisinde geniş çalışma aralığıyla en çok tercih edilen türbin tipidir [23]. Türbin boyunca ilerleyen suyun enerjisi kanatlara verilerek basıncı değiştirilir. Türbin, yüksek basınçlı su girişi ile düşük basınçlı su çıkışı arasında bulunur. Suyun türbine giriş borusu salyangoz şeklindedir. Bütün bölgelerde eşit basınçta su girişi sağlayan salyangoz aynı zamanda kinetik enerji ve basınç enerjisinin düzenli dağılımını sağlar [24]. Ayar kanatları suyu türbin çarkına teğetsel olarak yönlendirir. Bununla birlikte Francis tipi türbinlerde akış düzenlemesi ayar kanatları vasıtasıyla sağlanır [25]. Ayar kanatlarından çarka yönelen akışkan çark kanatlarında radyal akış oluşturur ve bu durum çarkın dönmesini sağlar. Francis türbin bileşenleri Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Francis tipi türbin bileşenleri

Francis türbin çarkına su radyal olarak girip eksenel olarak çarkı terk eder. Francis türbinlerinin özgül hızlarına bağlı olarak verimleri %95'in üzerine kadar ulaşabilmektedir. Yüksek verimde çalışacak bir Francis türbini tasarımı için suyun çarka uygun açıda ve hızda girmesi gerekmektedir. Uygun açıda ve hızda çarka giren su basıncını çarka ilettikçe türbinin hidrolik verimi de yükselecektir.

Francis türbin çarkında hareket eden su saptırılırken kanatları da ters yönde iten bir tepki kuvveti oluşturur. Bu kuvvet aynı zamanda suyun enerjisinin türbin miline aktarılmasını sağlayarak jeneratörün dönmesine de olanak tanır. Francis türbini bu reaksiyon kuvveti dolayısıyla hareket ettiğinden reaksiyon tipi türbin olarak da bilinir.

Francis türbinlerinin yüksek verim, geniş çalışma düşüsü aralığı, uzun işletim süresi gibi avantajları varken, karmaşık yapısı, kavitasyona karşı hassasiyeti ve debi değişimlerine duyarlılığının fazla olması gibi dezavantajları bulunmaktadır.

4. ÇARK TASARIMI VE ÇALIŞMANIN YÖNTEMİ

4.1. Çalışmanın Temel Eşitlikleri

Verim, tork, debi, basınç dağılımı gibi değerlerin belirlenebilmesi için HAD analizi yöntemi kullanılmıştır. HAD, hidrolik türbinlerin akış davranışlarını benzetim yapmak için kullanılabilen bilgisayar tabanlı bir araçtır [8]. HAD analizleri bölgesel basınç dağılımı, hız alanları, basınç dalgalanmaları gibi türbinlerin bölgesel karakterizasyonunu değerlendirme fırsatı sunmakta olup hidrolik makinalarda akışı incelemek için Navier-Stokes denklemlerini kullanmaktadır. Navier-Stokes denklemleri içerisinde yer alan x-momentum eşitliği Eş. 4.1'de, y-momentum eşitliği Eş. 4.2'de, süreklilik eşitliği Eş. 4.3'te sunulmuştur. HAD çalışmaları kapsamında ANSYS 18.1 ticari yazılımı kullanılmış [9] olup bu yazılımın başlıca Workbench, Design Modeler, Bladegen, TurboGrid, Meshing, ICEM CFD ve CFX eklentilerinden faydalanılmıştır.

$$\rho\left[\frac{\partial uu}{\partial x}+\frac{\partial vu}{\partial y}\right]=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)+S_u \tag{4.1}$$

$$\rho\left[\frac{\partial uv}{\partial x}+\frac{\partial vv}{\partial y}\right]=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)+S_v \tag{4.2}$$

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \tag{4.3}$$

4.1.1. Navier-Stokes eşitlikleri

Akışkan içerisinde birim kütleye etkiyen momentum değişimlerinin basınç değişimleri ile viskoz kuvvetlerin toplamına eşit olduğunu ortaya koyan eşitliklere Navier-Stokes eşitlikleri denir. Navier-Stokes eşitliklerinin verilen akışkanın herhangi bir bölgesindeki kuvvetler dengesinin dinamik ifadesi olduğu söylenebilir. Viskoz akışkanların hareketini yöneten kısmi diferansiyel denklemler içerdiğinden Newton'un akışkanlar için ikinci hareket yasası olarak görülebilir [26]. Kararlı ve üç boyutlu bir akış için kütlenin korunumu süreklilik eşitliği Eş. 4.4 ile tanımlanır.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{4.4}$$

Kararlı ve üç boyutlu türbülanslı bir akış için, momentum eşitlikleri Eş. 4.5, Eş. 4.6 ve Eş. 4.7'de gösterilmiştir.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p+\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \tag{4.5}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial(-p+\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \tag{4.6}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial(-p+\tau_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + S_{Mz} \tag{4.7}$$

4.1.2. Bernoulli eşitliği

Bernoulli eşitliği, akışkanın herhangi bir noktasında dinamik ve statik basınçların birleşiminin toplam basıncı gösterdiğini ifade eder ve Eş. 4.8 ile gösterilir [27].

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho {v_1}^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho {v_2}^2 + \rho g h_2 \tag{4.8}$$

Hidrolik türbinlerde Bernoulli eşitliği kullanılırken türbinin su giriş ve çıkışı boyunca basınç ve hızının fonksiyonunu ifade edişinden yararlanılır.

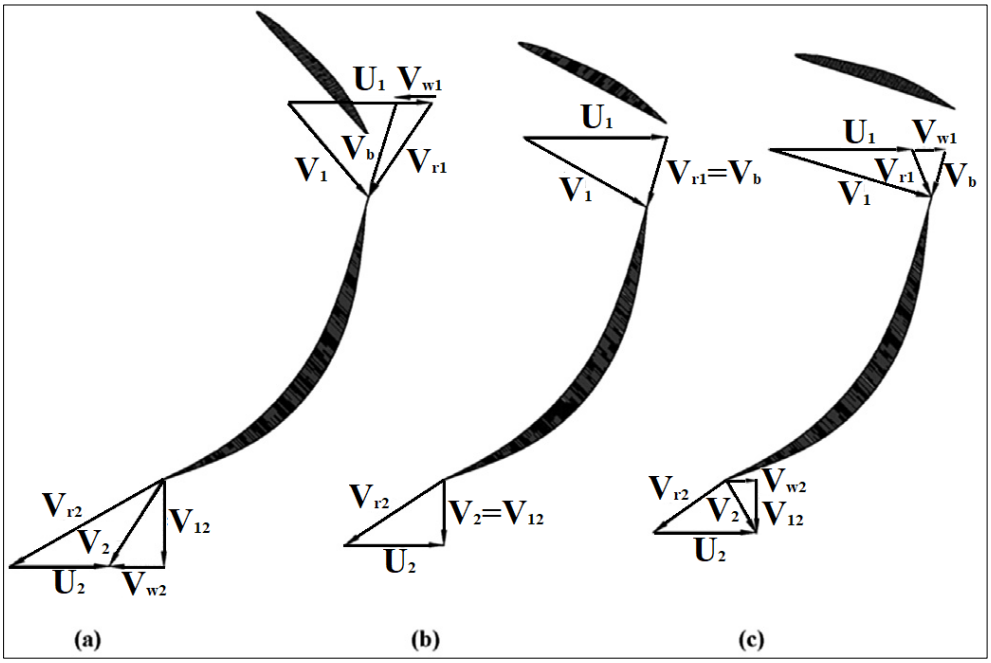
4.2. Hız Üçgenleri

Doğada oluşan akışkan akımlarının bir kısmı laminer akış olarak gerçekleşirken bir kısmı da türbülanslı olarak gerçekleşmektedir. Türbülans sebeplerinin tamamen anlaşılabilmesi için akım şartlarına bağlı olarak hızların değerlendirilmesi gereklidir [28].

Hidrolik türbinlerde geometrik karakteristikleri belirlemek için hız üçgenleri büyük fayda sağlamaktadır. Bu karakteristikler tasarımın bir parçası olup aynı zamanda tasarım sürecini de hızlandırmaktadır.

Francis türbininin çark kanatları arasındaki akışkanın hareketleri hız vektörleri şeklinde irdelenebilir. Bu vektörlerin oluşturduğu görselin şeklinin üçgen yapılı olması sebebiyle bu şekil hız üçgeni olarak adlandırılır. Çark giriş ve çıkışında meydana gelen hız üçgenleri Şekil

4.1'de gösterilmiştir [29].



Şekil 4.1. Çark hız üçgenleri a) yüksek debi b) yüksek verim c) düşük debi

4.3. Santralde Mevcut Bulunan Ekipmanlar

4.3.1. Salyangoz

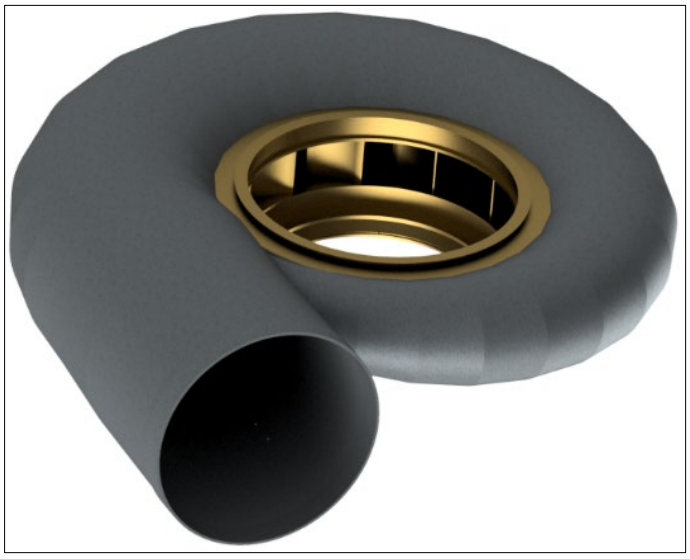
Hirfanlı HES'in türbin çarklarına basınçlı suyu çevresel şekilde eşit olarak dağıtan salyangoz boru sistemi bulunmaktadır. İyi bir türbin performansı için basınç ve kinetik enerjinin dağıtımı salyangoz tarafından gerçekleştirilir [24]. Salyangozun giriş çapı 3550 mm'dir. Hız ringinin montajlı olduğu salyangozun orta çapı 5090 mm'dir. Salyangozun yaklaşık ağırlığı 30000 kg'dir. Salyangozun 1960 yılına ait teknik çizimine uygun olarak oluşturulan 3 boyutlu modeli Şekil 4.2'de sunulmuştur.



Şekil 4.2. Hirfanlı HES salyangoz 3 boyutlu modeli

4.3.2. Sabit kanatlar

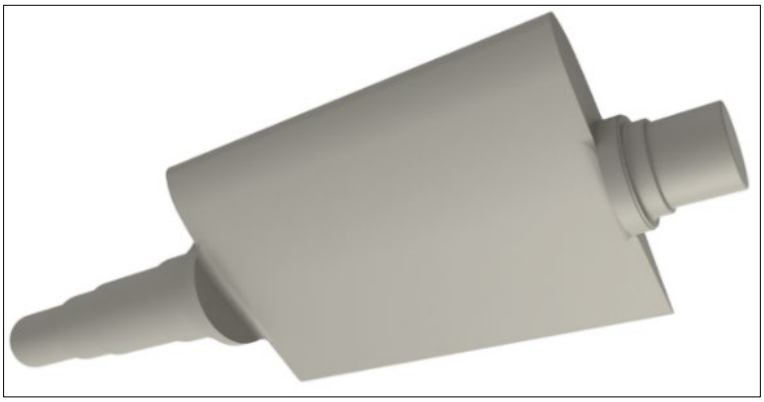
Hirfanlı HES'te türbin salyangozuna kaynaklı montajı yapılmış şekilde sabit kanatlar bulunmaktadır. Sabit kanatlar 12 adet olup görevi salyangoz içerisindeki suyu çarklara yönlendirmektir. Sabit kanatların yüksekliği 765 mm'dir. Yaklaşık ağırlığı 23000 kg olup 1960 yılına ait teknik çizimine uygun olarak oluşturulan 3 boyutlu modeli Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Hirfanlı HES sabit kanatların montajlı 3 boyutlu modeli

4.3.3. Ayar kanatları

Hirfanlı HES'te sabit kanatlardan geçen suyun yönünü ve debisini ayarlamak üzere hareketli parça olan ayar kanatları bulunmaktadır [25]. Bir adet ünitede 24 adet ayar kanadı bulunmaktadır. Ayar kanatlarının giriş yüksekliği 765 mm olup bu ölçü aynı zamanda türbin çarkının da su giriş yüksekliğidir. Bir adet ayar kanadının ağırlığı yaklaşık 330 kg'dir. Yeni tasarlanan ayar kanadının 3 boyutlu modeli Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Ayar kanadı 3 boyutlu modeli

4.3.4. Emme borusu

Hirfanlı HES'te türbin çarkından çıkan, basıncı sönümlenmiş suyun kuyruk suyu kanalına iletilmesini sağlayan emme borusu bulunmaktadır. Akışta oluşabilecek girdap ve basınç değişimleri emme borusunun geometrisi ile yakından ilgilidir [30]. Emme borusunun su giriş kısmı konik yapıda olup giriş çapı 3277 mm'dir. Emme borusunun çıkışında kuyruk suyu kanalına açılan 3500 x 4500 mm ölçüsünde iki adet çıkış kesiti bulunmaktadır. Emme borusunun 1960 yılına ait teknik çizimine uygun olarak oluşturulan 3 boyutlu modeli Şekil 4.5'te sunulmuştur.



Şekil 4.5. Hirfanlı HES türbin emme borusu 3 boyutlu modeli

4.4. Temel Hesaplamalar

4.4.1. Özgül hız hesabı

Türbin çarkı tasarımına ilişkin temel parametrelerden olan türbinin özgül hızını hesaplamak için santralin hidrolik özellikleri kullanılmıştır. Özgül hız, hidrolik makinelerde debi ve düşünün bir fonksiyonudur. Türbinin en iyi hidrolik verim noktasının en yüksek debinin %90 değerine karşılık gelen debide olacağı değerlendirilmiş, türbin çarkının dönme hızının da 187,5 d/dk olması sebebiyle en iyi verim noktasındaki özgül hız Eş. 4.9 kullanılarak 64,4 olarak hesaplanmıştır.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q.0,9}}{(H_{net})^{0,75}} = 187,5 \cdot \frac{\sqrt{61.0,9}}{(60)^{0,75}} = 64,4 \quad (4.9)$$

4.4.2. Kavitasyon katsayısı (thoma sayısı) hesaplamaları

Türbinlerde dinamik basınç düşüşleri sebebiyle akışkanın buharlaşma basıncının aniden azalmasıyla suyun içerisinde buhar boşlukları sebebiyle hava kabarcıkları oluşabilir. Bu hava kabarcıklarının birkaç nano saniye içerisinde içeri çökerek patlaması sonucu oluşturduğu hasar kavitasyon olarak adlandırılır [31]. Emme yüksekliği (Hs) ve türbinin eksen seviyesi kullanılarak Eş. 4.10 [32] ile 60 m düşüde santralin Thoma sayısı olarak

adlandırılan kavitasyon katsayısı 0,126 olarak hesaplanmıştır [33]. Burada Hirfanlı HES'in bulunduğu konumdaki atmosfer basıncı hesaplanırken Eş. 4.11'den [34] faydalanılmıştır.

$$\sigma_{Santral} = \frac{H_a - H_v - H_s}{H_n} \quad (4.10)$$

H_v: Tesisin bulunduğu yerdeki suyun buharlaşma basıncı (15°C), mSS [32,34]

H_s: Türbin emme yüksekliği, m (Bkz. Çizelge 1.1)

H_n: Net düşü, m (Bkz. Çizelge 1.1)

H_a: Tesisin bulunduğu yerdeki atmosfer basıncı, mSS

$$H_{a=} \frac{P_a}{g.\rho_{su}} = \frac{P_0\left(1-\frac{L.h}{T_0}\right)^{\frac{g.M}{R.L}}}{g.\rho_{su}} \text{ mSS} \quad (4.11)$$

$P_0 = 101325$ Pa

$L = 0{,}0097 \frac{K}{m}$ [34]

$M = 0{,}02896 \frac{kg}{mol}$

$R = 8{,}314 \frac{J}{mol\ K}$

$$H_{a=} \frac{101325\left(1-\frac{0{,}00976x785{,}9}{288{,}15}\right)^{\frac{9{,}81x0{,}02896}{8{,}314x0{,}00976}}}{9{,}81x998} = 9{,}42 \text{ mSS}$$

$$\sigma_{Santral} = \frac{9{,}42 - 0{,}17 - 1{,}7}{60} = 0{,}126$$

4.5. HAD Çalışmaları

Santralde mevcut bulunan ve değiştirilemeyecek ekipmanların üç boyutlu modelleri çizildikten sonra HAD analizleri için ağ yapısı oluşturma işlemleri gerçekleştirilmiş ve kurulum dosyaları hazırlanmıştır. Çözümler yapıldıktan sonra değerlendirmeler gerçekleştirilmiştir.

4.5.1. Salyangozun HAD analizi

Bu bölümde yalnızca salyangozdaki akış simülasyonu ele alınmıştır. Bölümün amacı, salyangozdaki enerji kayıplarının tespit edilmesi ve sabit kanatların çıkış açılarının değerlendirilmesidir. Salyangozun 3 boyutlu modeli 2 boyutlu çizimlere göre oluşturulmuştur (Bkz. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3). Enerji kayıplarının tespiti için ANSYS ticari yazılımının CFX eklentisi kullanılmıştır. Sıkıştırılamaz viskoz akışkanlar için otomatik duvar fonksiyonlu SST türbülans modelli kararlı hal RANS simülasyonu [15] kullanılmıştır. Salyangoz girişi sınır koşulu olarak debi değeri girilmiş ve türbülans değeri %5 olarak ayarlanmıştır. Çıkış sınır şartı olarak sabit statik basınç kullanılmıştır. Artan RMS yakınsama kriteri 10^{-5} olarak ayarlanmıştır [30]. İstenilen yakınsama değeri kayıplar sabit olduğunda elde edilmiştir.

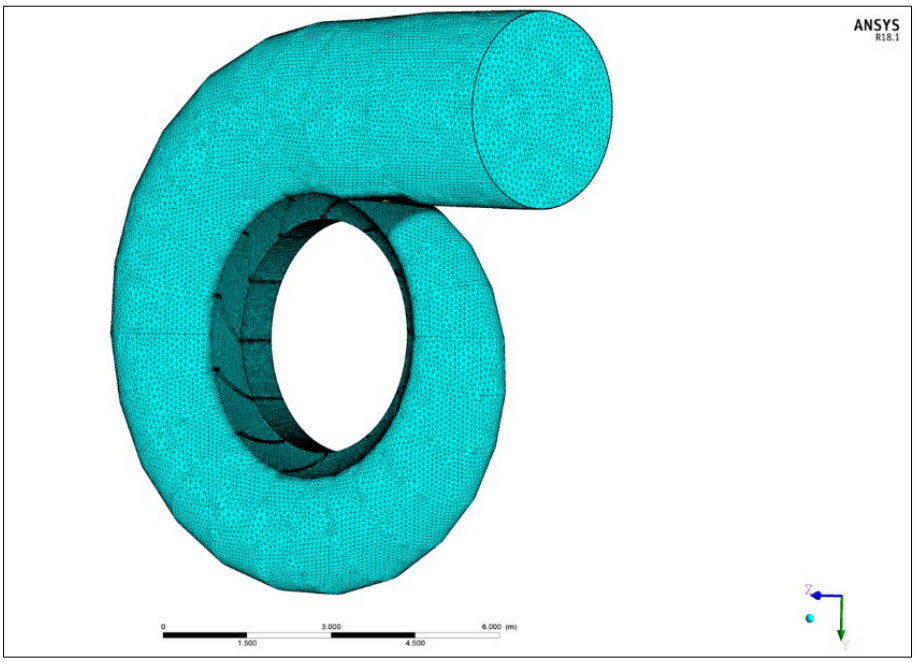
Salyangoz için ağ yapısı hassasiyeti çalışması yürütülmüştür. Hız ringi ve salyangoz için dört ağ yapısı çeşidi oluşturulmuştur. Katı yüzey yakınlarında ağ yapıları sınır tabakaları içermektedir.

Salyangoz için oluşturulan ağ sayıları Çizelge 4.1'de, sıkı ağ yapısı görseli ise Şekil 4.6'da gösterilmiştir [33].

Çizelge 4.1. Salyangoz ağ sayıları

Salyangoz	Kaba	Orta	Sıkı	Çok sıkı
Düğüm sayısı	511 447	1 500 485	2 682 004	4 754 221
Eleman sayısı	1 399 157	3 847 857	6 656 724	11 629 900

Salyangoz ağ sayıları incelendiğinde kaba ağ yapısından çok sıkı ağ yapısına doğru artan eleman ve düğüm sayısı gözlenmektedir.



Şekil 4.6. Salyangoz sıkı ağ yapısı

Salyangoza ait basınç kayıpları giriş ve çıkıştaki basınç farklarının ölçümü ile hesaplanmıştır. Salyangozun basınç kayıpları Eş. 4.12 ile bulunmuştur. Salyangoz ağ yapılarına bağlı olarak enerji kayıpları değişimi Çizelge 4.2 ve Şekil 4.7'de verilmiştir.

$$\Delta P_{toplam,\ Salyangoz} = \text{Salyangoz toplam basınç kaybı} = P_{toplam,\ giriş} - P_{toplam,\ çıkış} \quad (4.12)$$

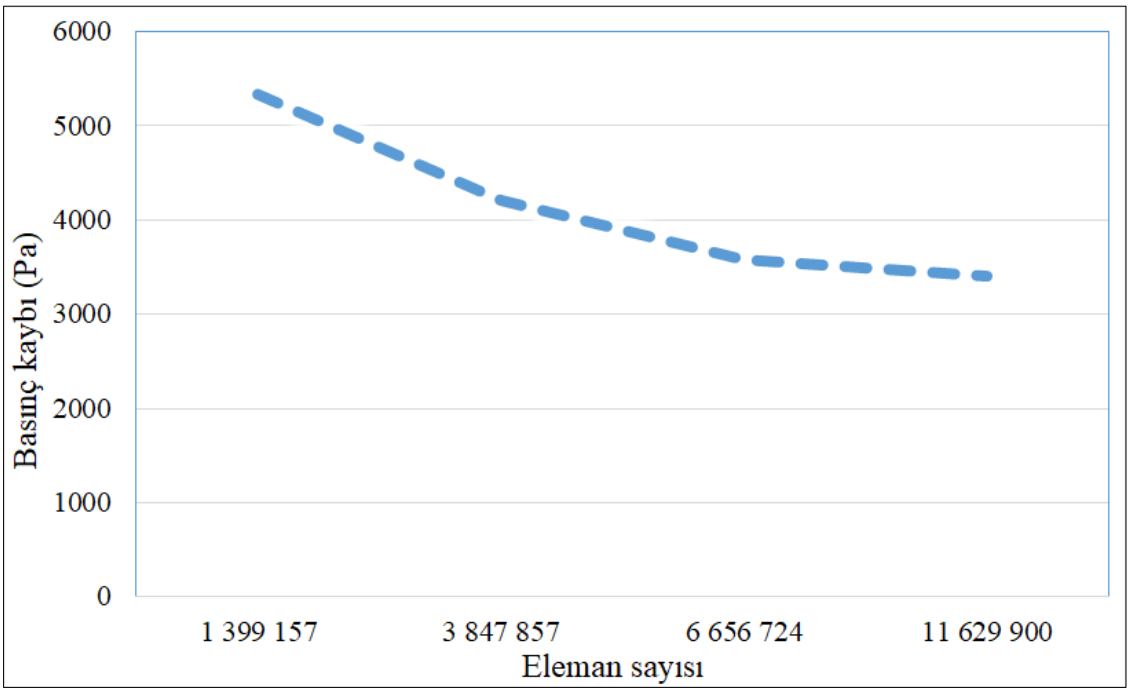
$P_{toplam,\ giriş}$: Salyangoz girişindeki toplam basınç (Pa)

$P_{toplam,\ çıkış}$: Salyangoz çıkışındaki toplam basınç (Pa)

Çizelge 4.2. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz basınç kayıpları

Ağ yapısı	Eleman sayısı	$\Delta P_{toplam,\ Salyangoz}$ (Pa)
Kaba	1 399 157	5338
Orta	3 847 857	4210
Sıkı	6 656 724	3580
Çok sıkı	11 629 900	3403

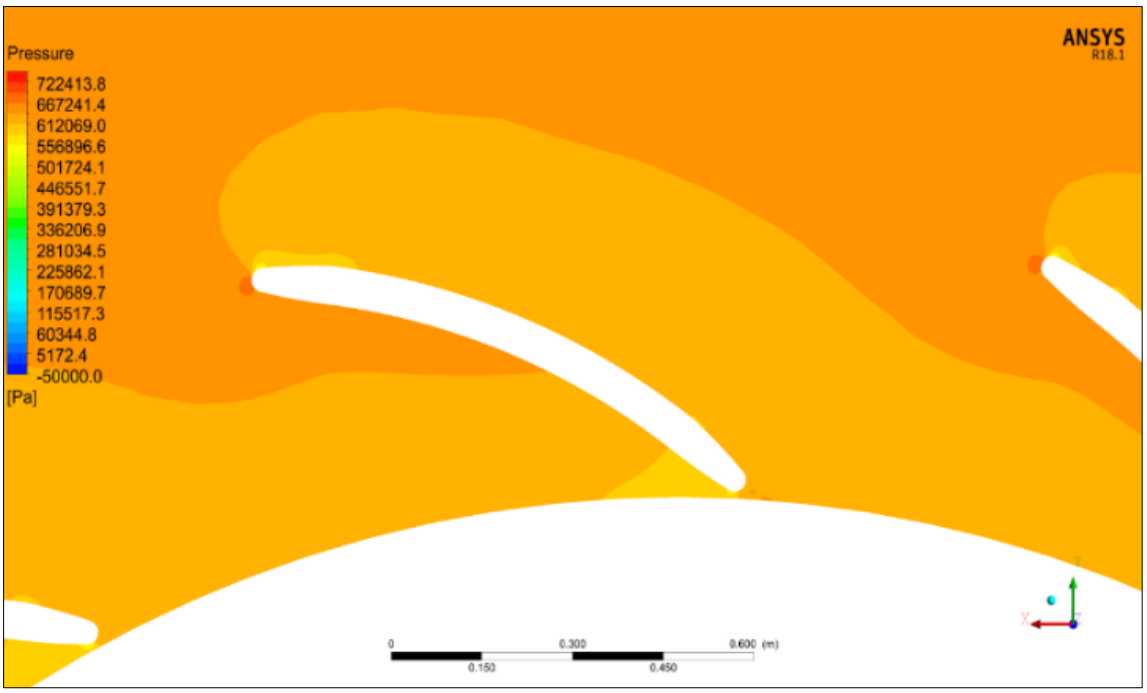
Çizelge 4.2 incelendiğinde ağ yapısını oluşturan elemanların sayısı arttıkça salyangozun basınç kaybının azaldığı görülmektedir.



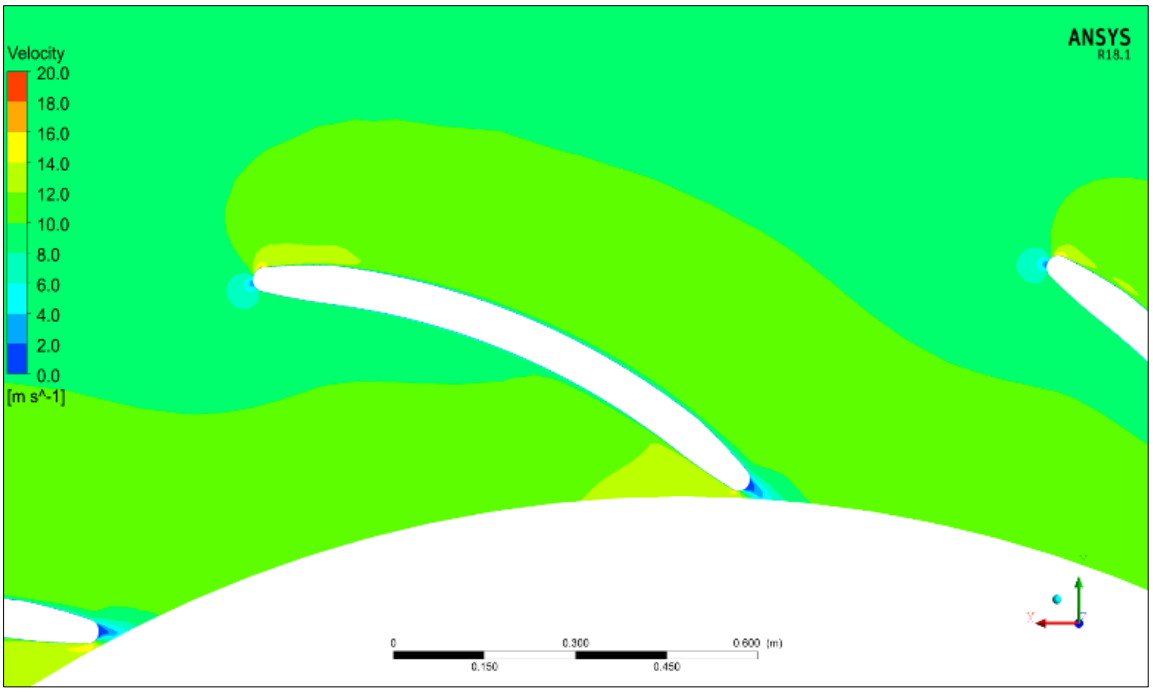
Şekil 4.7. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz basınç kayıpları grafiği

Şekil 4.7'deki enerji kayıpları grafiği incelendiğinde kayıpların sıkı ağ yapısı ile çok sıkı ağ yapısı arasında diğer ağ yapılarına görece çok düşük bir basınç kaybı farkı ortaya çıkmış olup sıkı ağ yapısında yeterli ağ sayısına ulaşıldığı değerlendirilmiştir.

Ağ yapısı oluşturma çalışması sonrası, salyangoz ve sabit kanatlar boyunca hız ve basınç dağılımları sıkı ağ yapısında incelenmiştir. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide sabit kanat basınç dağılımı Şekil 4.8, hız dağılımı Şekil 4.9'da verilmiştir.

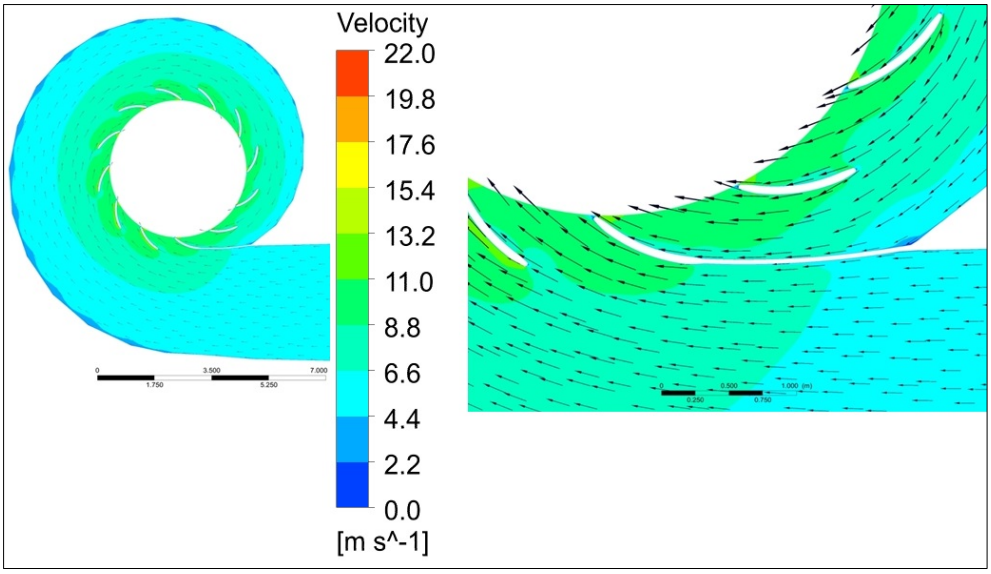


Şekil 4.8. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz sabit kanatları basınç dağılımı

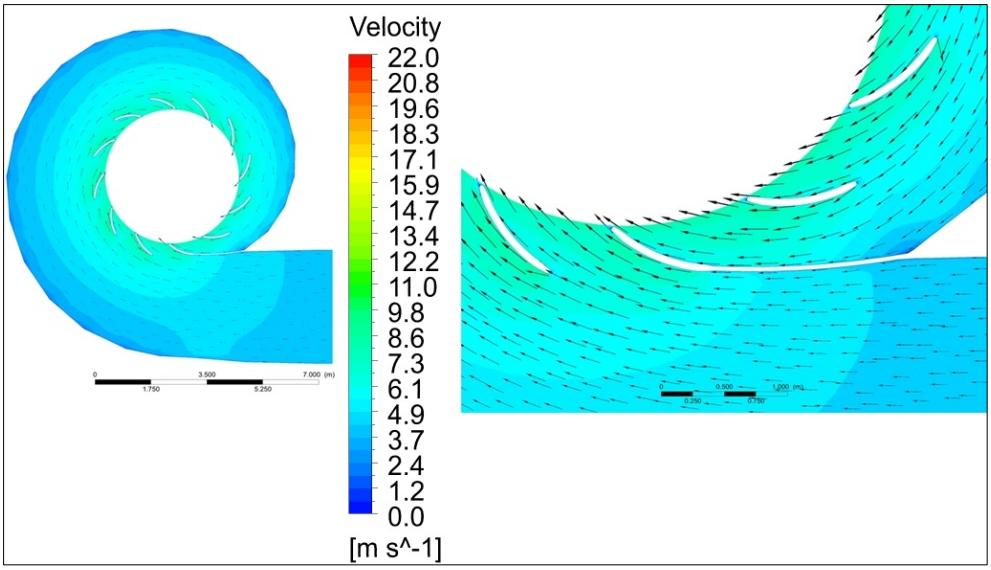


Şekil 4.9. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz sabit kanatları hız dağılımı

60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangozda oluşan hız vektörleri Şekil 4.10'da, 60 m düşüde ve 40 m^3/s debide salyangozda oluşan hız vektörleri Şekil 4.11'de verilmiştir.



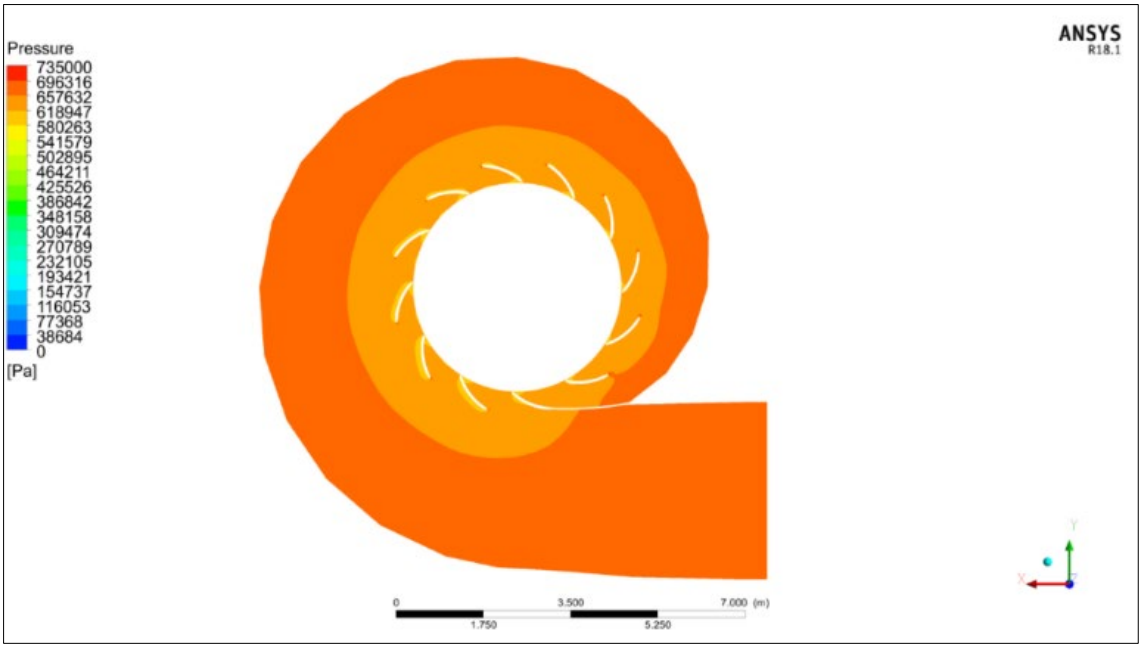
Şekil 4.10. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz hız büyüklük vektörleri



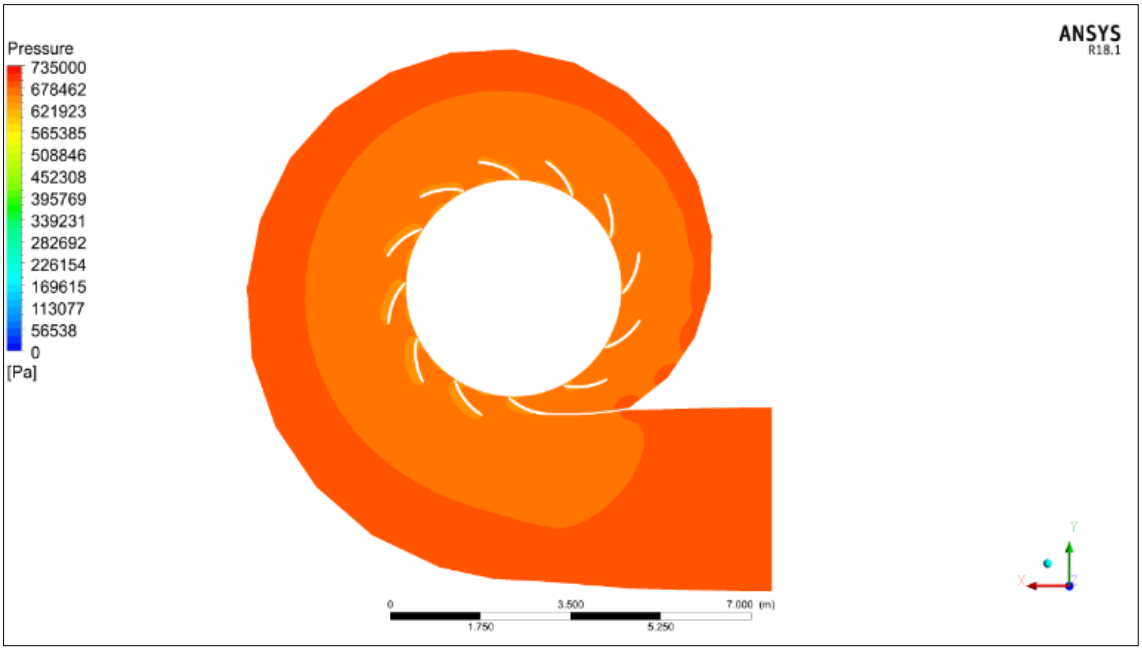
Şekil 4.11. 60 m düşü ve 40 m^3/s debide salyangoz hız büyüklük vektörleri

60 m düşüde 60 m^3/s ve 40 m^3/s debiler için hız dağılımları incelendiğinde akışta herhangi bir kopma olmadığı, suyun sabit kanatlar ve salyangoz duvarı boyunca ayrışma olmadan ilerlediği görülmektedir.

Salyangoz basınç dağılımları da incelenmiş olup 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangozda basınç dağılımı Şekil 4.12'de, 60 m düşü ve 40 m^3/s debide salyangozda oluşan basınç dağılımı Şekil 4.13'te verilmiştir.

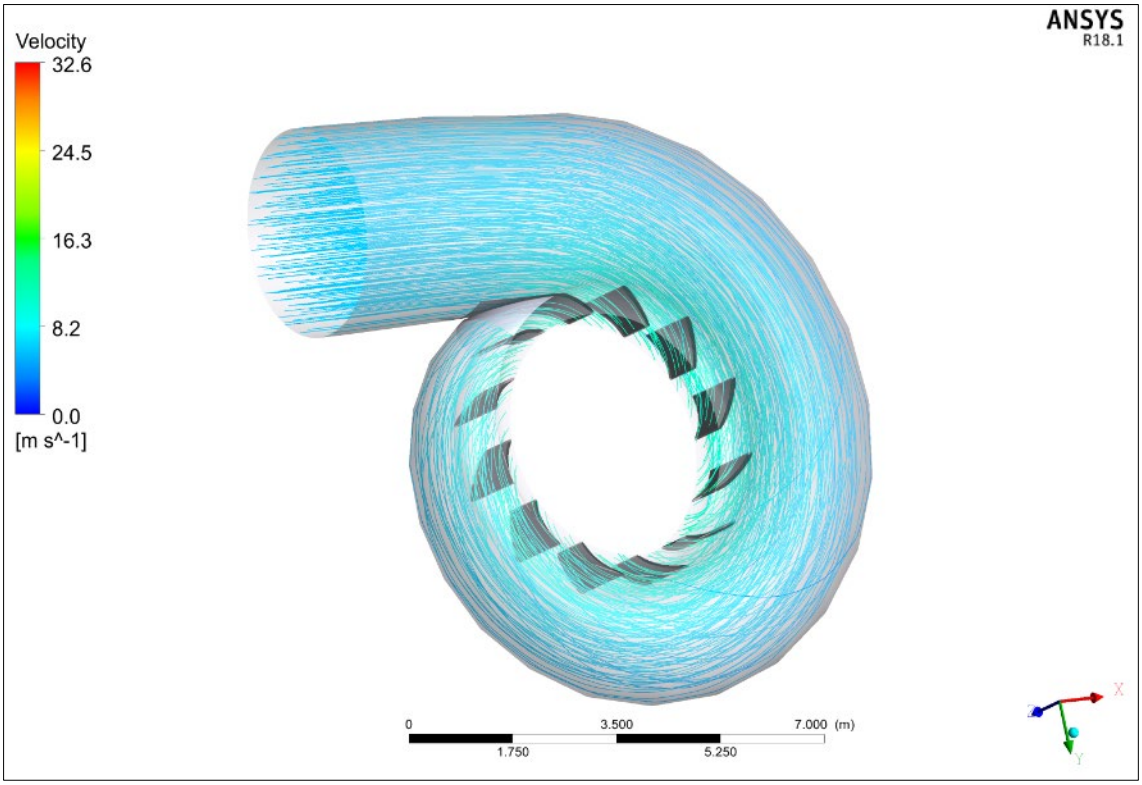


Şekil 4.12. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz basınç dağılımı



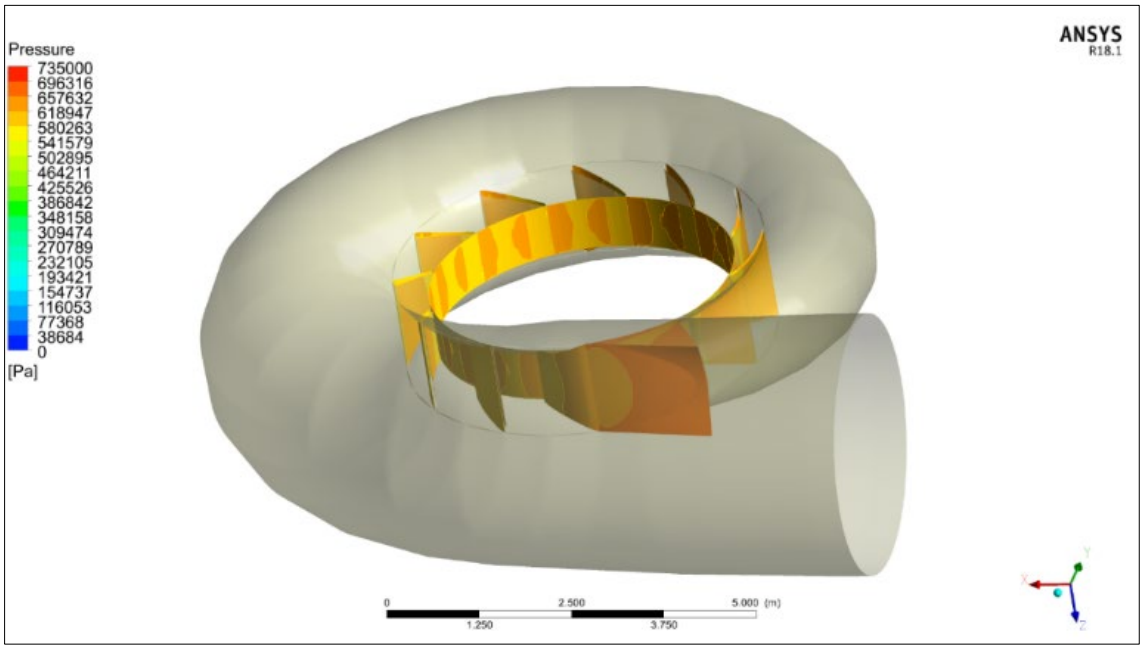
Şekil 4.13. 60 m düşü ve 40 m^3/s debide salyangoz basınç dağılımı

Salyangoza ait basınç dağılımları incelendiğinde her iki debi için de basınç dağılımlarının homojen olduğu görülmektedir. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz akış çizgileri Şekil 4.14'te verilmiştir. Salyangoz içerisindeki akış çizgilerinin homojen dağıldığı görülmektedir.

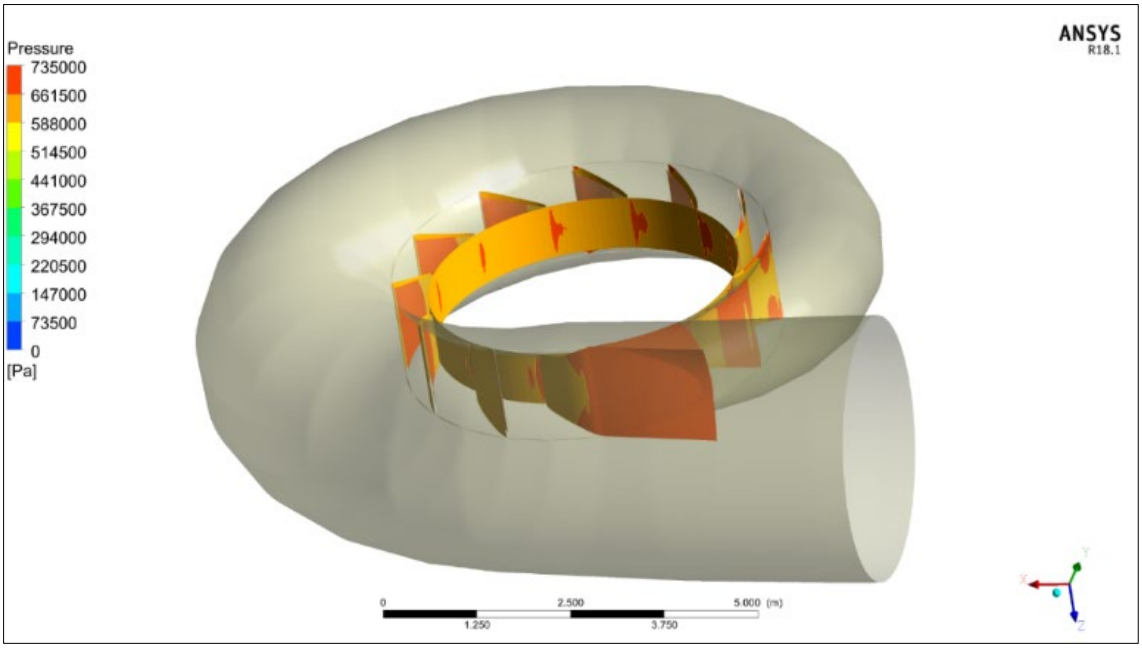


Şekil 4.14. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz akış çizgileri

60 m düşü ve 60 m^3/s debide sabit kanatların basınç dağılımı Şekil 4.15, 60 m düşü ve 40 m^3/s debide sabit kanatların basınç dağılımı Şekil 4.16'da verilmiştir.

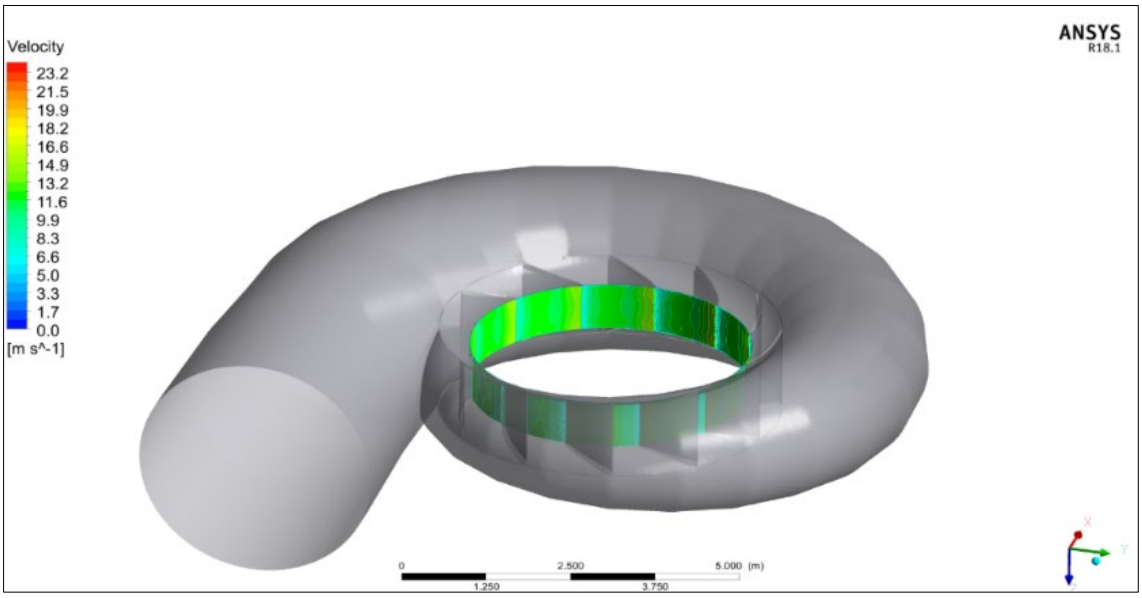


Şekil 4.15. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide sabit kanatlar basınç dağılımı



Şekil 4.16. 60 m düşü ve 40 m^3/s debide sabit kanatlar basınç dağılımı

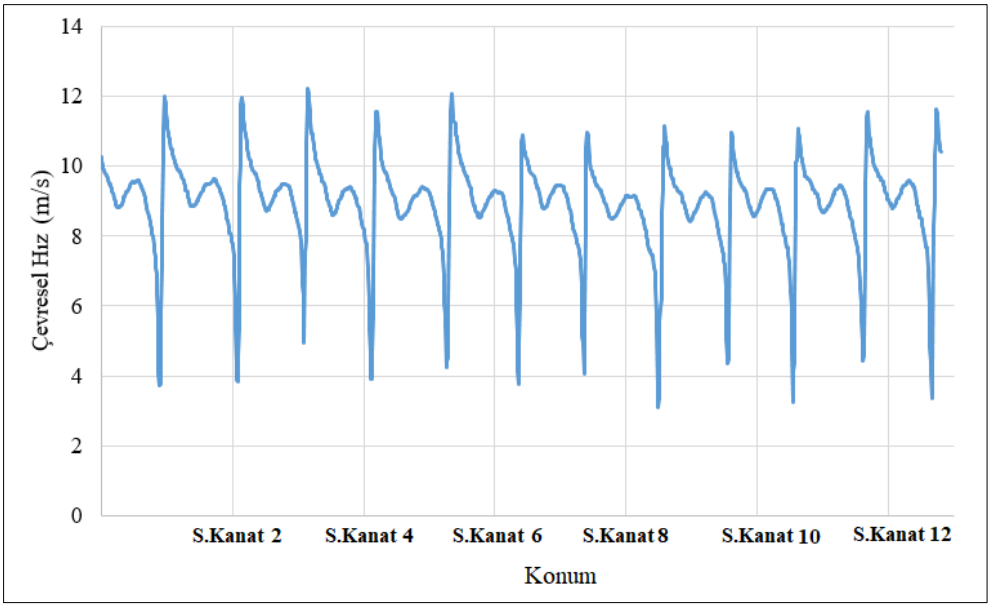
60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz çıkışında hız dağılımı Şekil 4.17'de verilmiştir. Giriş sabit kanadı ile diğer sabit kanatlardaki hız dağılımlarının birbirine yakın olduğu görülmektedir.



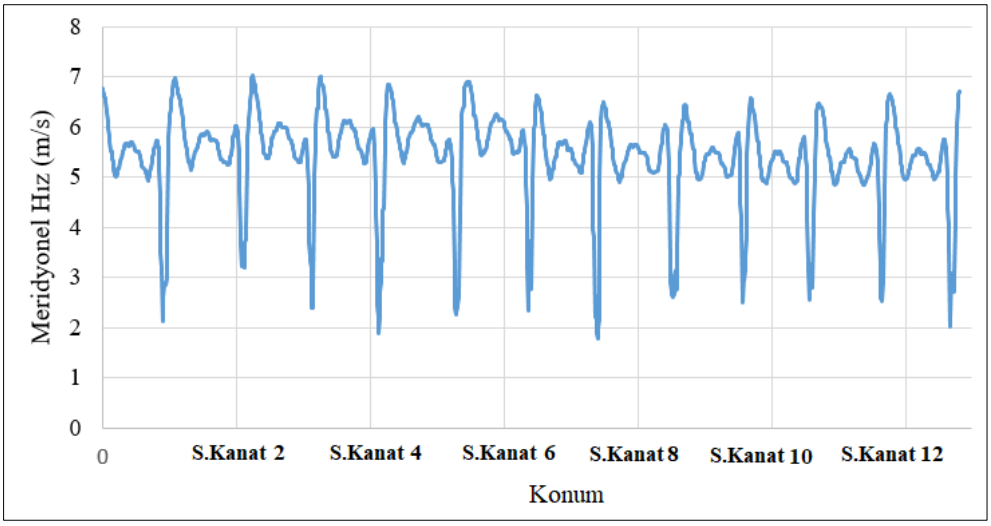
Şekil 4.17. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz çıkışında hız dağılımı

Bu bölümde, salyangoz içindeki akış göz önünde bulundurulmuştur. Enerji kayıpları ve su akış yönü açısı için bir ağ yapısı çalışması sunulmuştur. Analizler sıkı ağ yapısında gerçekleştirilmiştir. Sabit kanat çıkışındaki akış açısı 40º'dir.

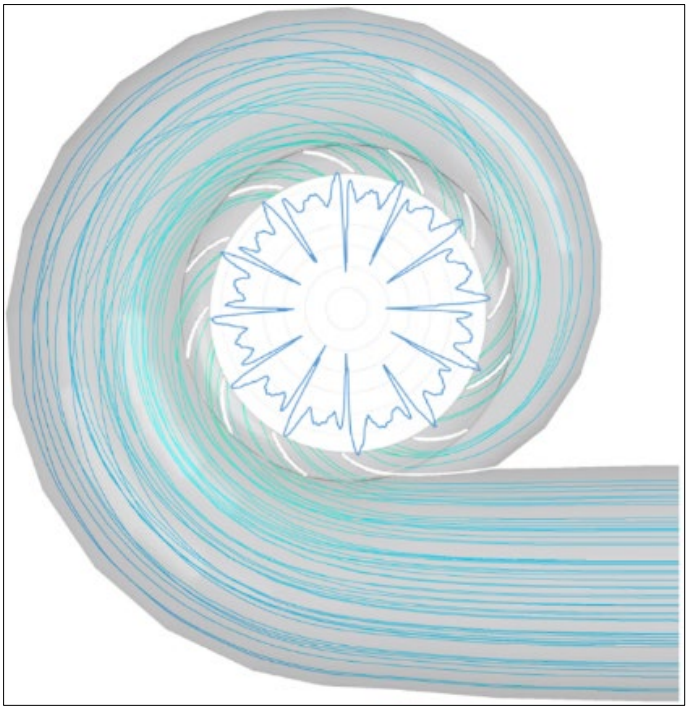
Salyangoz çıkışında sabit kanatlarda oluşan çevresel hız değerleri Şekil 4.18'de, meridyonel hız değerleri Şekil 4.19'da, meridyonel hız değerlerinin sabit kanatlar üzerindeki gösterimi Şekil 4.20'de, sabit kanatlar arası oluşan debi değerleri Şekil 4.21'de, sabit kanatlar arası debi geçişinin salyangoz üzerindeki gösterimi Şekil 4.22'de gösterilmiştir.



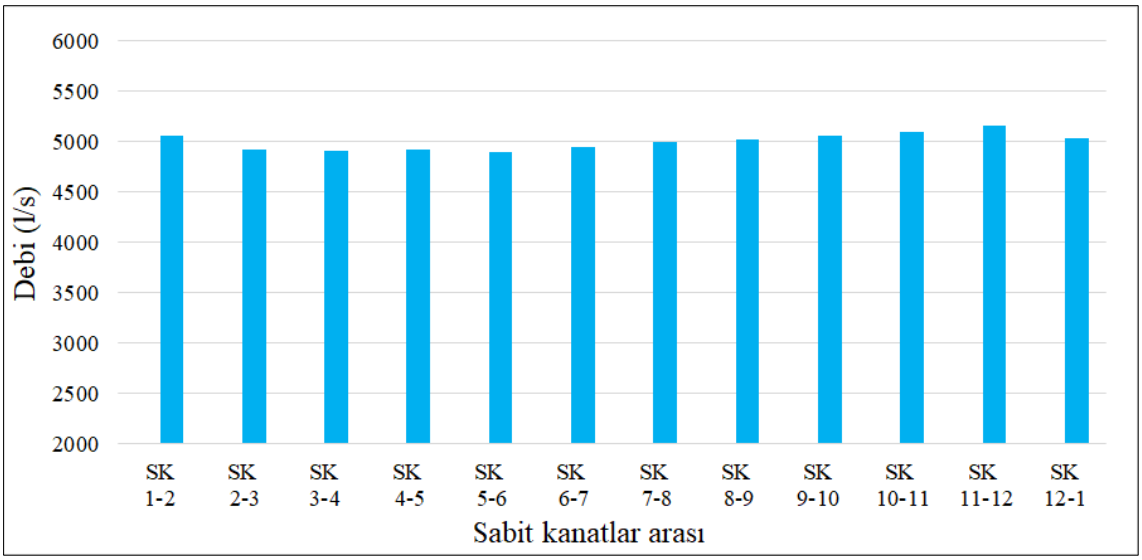
Şekil 4.18. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz çıkışı çevresel hız değerleri



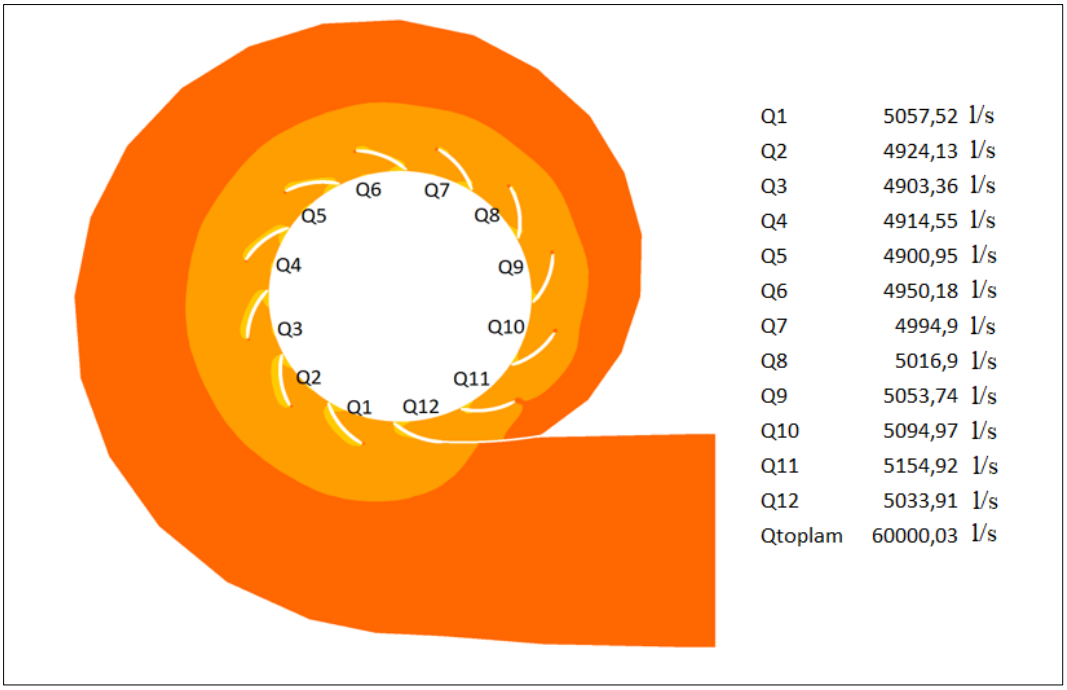
Şekil 4.19. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz çıkışı meridyonel hız değerleri



Şekil 4.20. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide meridyonel hızların gösterimi



Şekil 4.21. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide sabit kanatlar arası debiler



Şekil 4.22. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide salyangoz sabit kanatlar arası debi geçişi

Şekiller incelendiğinde sabit kanatlardan geçen debi, hız ve basınç değerlerinin sabit kanatlar arasında yaklaşık olarak eşit dağıldığı görülmektedir.

4.5.2. Kararlı durum analizleri

Türbin verim eğrisini oluşturabilmek için kararlı hal hesaplamaları yapılmıştır. Analizlerde ayar kanadı açıklık değerleri 12,5°'den 30°'ye değişmektedir. Hesaplamalarda kullanılan türbin düşüleri ise 55 m, 60 m, 65 m'dir.

Hesaplamalarda kullanılan türbin bileşenleri salyangoz, ayar kanadı, çark kanadı, emme borusu ve kuyruk suyu bloğudur. Santralde bulunan salyangoz ve emme borusu mevcut projelerden ve santralde gerçekleştirilen lazer tarama verilerinden yararlanılarak Autodesk Inventor ticari yazılımında 3 boyutlu olarak hazırlanmış ve daha sonra ANSYS ticari yazılımında ağ yapıları oluşturulmuştur. Santralin mevcut kuyruk suyunu simüle etmek için oluşturulan kuyruk suyu bloğu yapısı da Autodesk Inventor yazılımında 3 boyutlu olarak hazırlandıktan sonra ANSYS ticari yazılımında ağ yapısı oluşturulmuştur. Yeni tasarlanan ayar kanadı Autodesk Inventor ticari yazılımında 3 boyutlu olarak çizildikten sonra ANSYS ticari yazılımının Design Modeler eklentisinde akış yolu oluşturularak ağ yapısı oluşturma

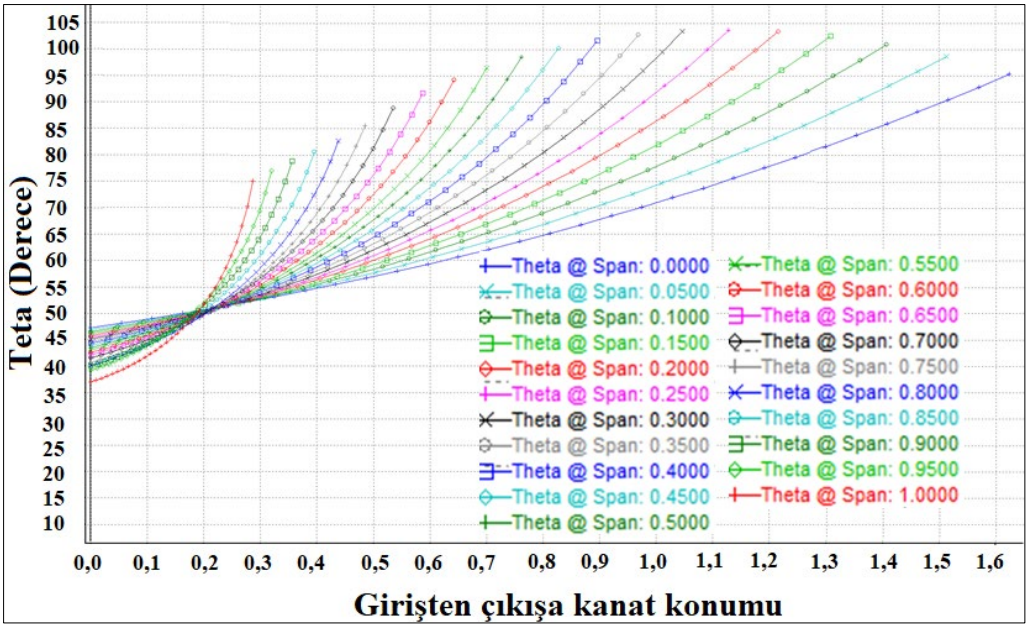
işlemi için hazır hale getirilmiştir. Yeni tasarlanan çark ise ANSYS ticari yazılımının Bladegen eklentisinde tasarlandıktan sonra ağ yapısı oluşturulmuştur.

4.6. Türbin Çarkı Tasarımı ve Optimizasyonu

Türbin çark kanatlarının tasarımı ANSYS ticari yazılımının Bladegen eklentisinde gerçekleştirilmiştir. Bladegen eklentisinde santralde mevcut bulunan salyangoz ve emme borusu ölçülerine uyum sağlayacak şekilde çark boyutlarının sınırları belirlendikten sonra çarkın kanat tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kanat tasarımı sırasında kanat açılarına uygun değerler girilerek iyileştirme çalışmaları gerçekleştirilmiş, bu iyileştirmeler neticesinde uygun verim ve kavitasyon değerlerini veren kanat tasarımı nihai tasarım olarak belirlenerek gerekli tüm debi ve düşü değerlerinde analizler gerçekleştirilmiştir.

Türbin çarkı girişinde, beta açısı 59°-75° aralığında ayarlanmıştır. Buna karşılık, çıkıştaki kanat beta açısı ise 5,7°-51° arasında değişmektedir.

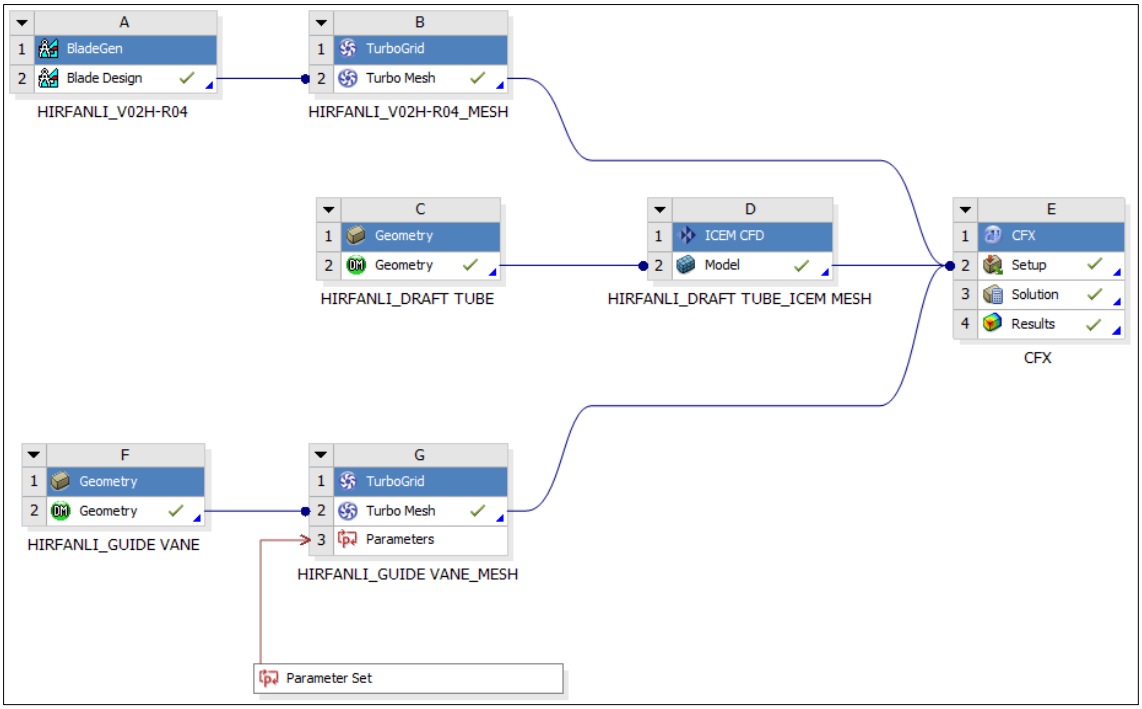
21 tanımlayıcı katman için kullanılan teta açılarının dağılımı Şekil 4.23'te sunulmaktadır. Bladegen eklentisinde "başlangıç teta açısı değerleri" seçeneği ile tipik bir x-kanat [14,35] şekli elde etmek için kanat bölümleri birbirine karşı bükülmüştür. Bu prosedür türbin çarkları üzerinde, özellikle su giriş kenarına yakın bilezik kenarı çevresinde, daha dengeli bir basınç dağılımına ulaşmaya yardımcı olmaktadır [35].



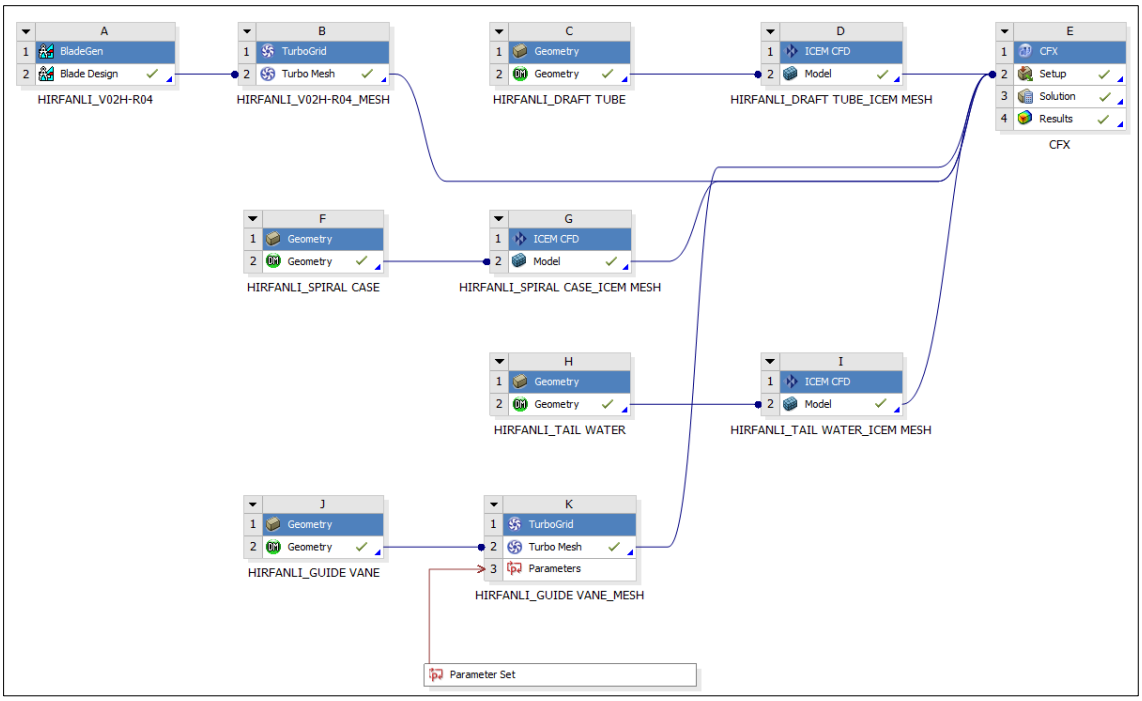
Şekil 4.23. Çark kanadı teta açıları dağılımı

Optimizasyondaki hedef, olası en düşük kavitasyon katsayısına (σ) ulaşırken, aynı zamanda 55 m^3/s debi yakınında bir debide mümkün olan en yüksek türbin verimliliğine ulaşmak olmuştur. Meridyonel görünüm ile türbin çarklarının giriş ve çıkışındaki kanat açıları değiştirilerek verim eğrisi istenen koşullara uyarlanmıştır.

Çeşitli türbin çarkı tasarım sürümünü doğrulamak için Şekil 4.24'te temel prosedürü gösterilen basit HAD modeli kullanılmıştır. Tasarım optimizasyonları sırasında nominal net düşü olan 60 m düşü değeri kullanılmıştır. Daha sonra en uygun sonuçlar tam türbin HAD modeli kullanılarak detaylıca irdelenmiştir. Tam türbin modelinin HAD analizi prosedürü Şekil 4.25'te gösterilmiştir. Yaklaşık 1960 yılında imal edilen orijinal türbin boyutlarındaki kısıtlar yeni türbin çarkının tasarımını zorlaştırıcı şartlardan olmuştur.



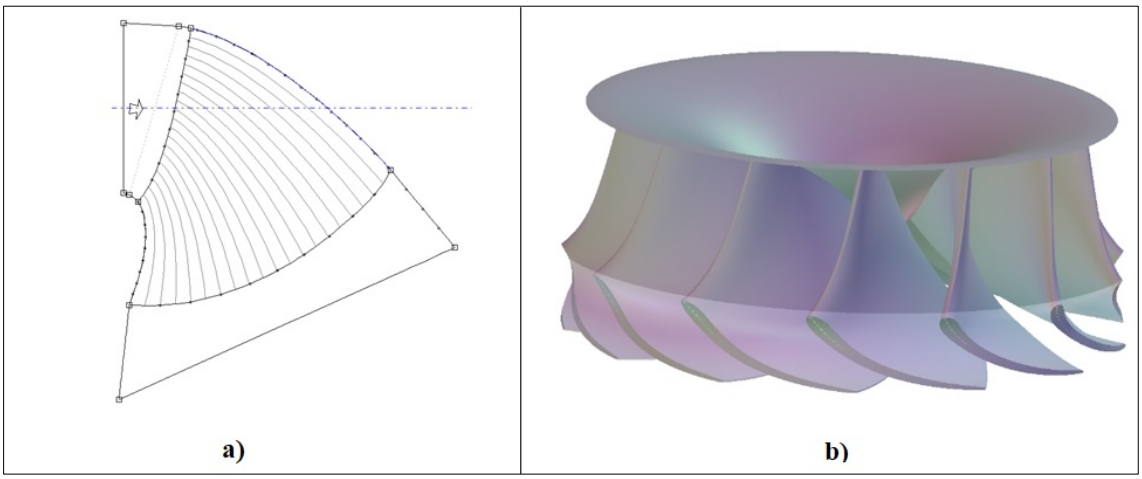
Şekil 4.24. Basit model HAD analizi prosedürü



Şekil 4.25. Tam türbin modeli HAD analizi prosedürü

Optimizasyon çalışmaları sırasında çok sayıda kanat tasarımı yapılmış olup her bir tasarım sonucunda oluşan sonuçlar incelenmiştir. Özellikle verim ve kavitasyon açısından en iyi sonuçları veren kanat tasarımı nihai tam türbin HAD analizlerinde kullanılarak performans

ve kavitasyon değerleri ortaya çıkarılmıştır. İyileştirme çalışmaları sonucunda elde edilen nihai türbin çarkı ve meridyonel görünümü Şekil 4.26'da verilmiştir.



Şekil 4.26. a) Çark kanadı meridyonel görünümü b) Çark 3 boyutlu görünümü

4.7. Bileşenlerin Ağ Yapılarının Oluşturulması

Bütün ağ yapıları kaba, orta, sıkı ve çok sıkı olarak 4 kalitede oluşturulmuştur. Ayar kanadı ve çark ağ yapıları ANSYS ticari yazılımının Turbogrid eklentisi kullanılarak oluşturulmuştur. Emme borusu ve kuyruk suyu bloğu tamamen altı düzlem yüzeyli (hexahedral) ağ yapılarından ANSYS ticari yazılımının ICEM CFD eklentisinde oluşturulmuştur [33]. Salyangoz ağ yapısı olarak dört düzlem yüzeyli, piramit ve kama yapılı elemanlarla ANSYS ticari yazılımının ICEM CFD eklentisinde oluşturulmuştur.

4.7.1. Ayar kanadı ağ yapısı

Yeni ayar kanadı, Hirfanlı HES'te mevcut bulunan ayar kanadının aksine simetrik şekil olarak tasarlanmıştır. Mevcut santralde salyangoz ve bileşenlerinde yeniden tasarım yapılamayacağından ayar kanadı yüksekliği de değiştirilememiştir. Bu sebeple tasarlanan ayar kanadı yüksekliği de mevcut ayar kanadı ile aynı olup 765 mm'dir.

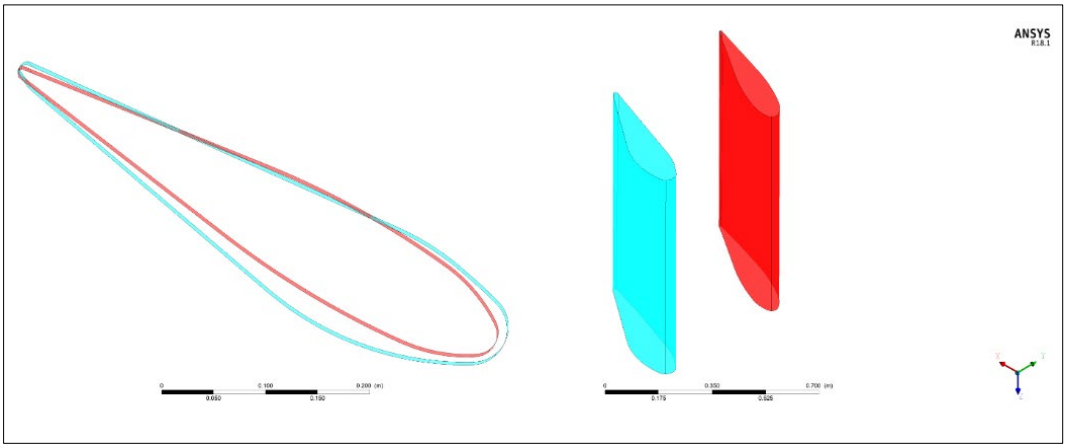
Ayar kanadı ağ yapısı kaba, orta, sıkı ve çok sıkı olarak 3 farklı şekilde ve tamamen altı düzlem yüzeyli elemanlarla ANSYS ticari yazılımının Turbogrid eklentisinde oluşturulmuştur [36]. Oluşturulan ağ yapısının hassaslığı ve ağ yapısındaki örgülerin

küçülmesi daha kaba ağlar ile kıyaslandığında analizlerin doğruluğunu artırmaktadır [37]. Çizelge 4.3'te ayar kanadı ağ sayıları verilmiştir [33].

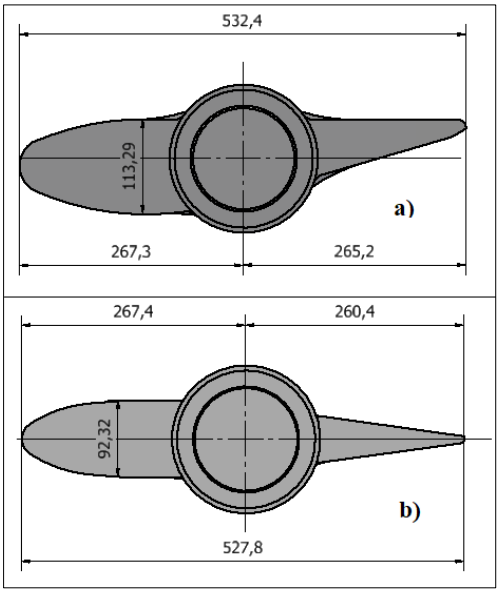
Çizelge 4.3. Ayar kanadı ağ sayıları

Ayar Kanadı	Kaba	Orta	Sıkı	Çok sıkı
Düğüm sayısı	78 477	158 221	397 020	584 284
Eleman sayısı	72 864	148 752	378 112	559 338

Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de mevcut ayar kanadı ile yeni tasarım ayar kanadı görsel ve boyutsal olarak karşılaştırılmıştır.

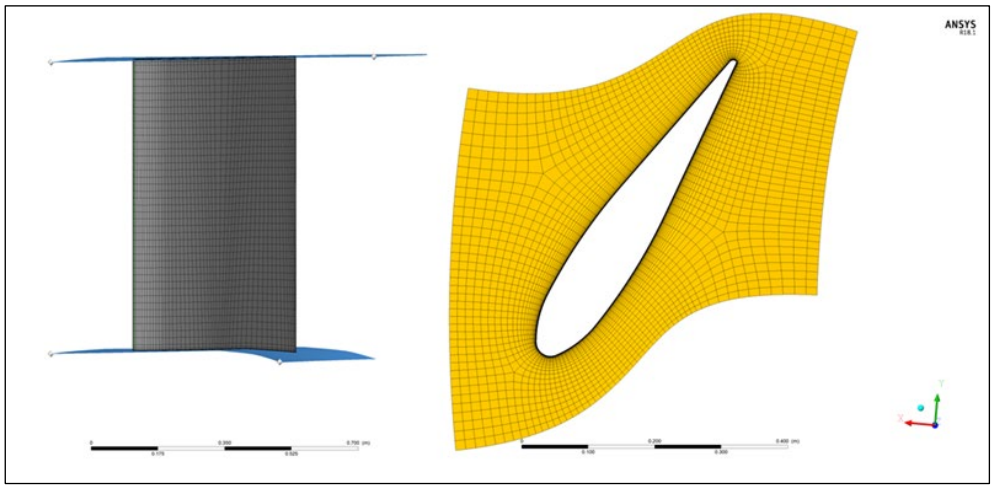


Şekil 4.27. Ayar kanatları karşılaştırması (mavi: mevcut, kırmızı: yeni)

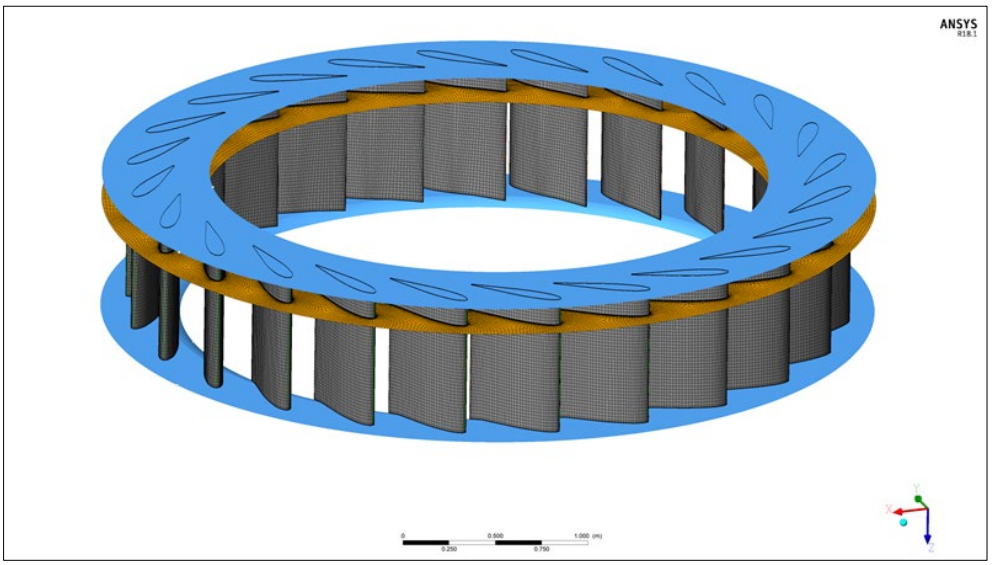


Şekil 4.28. a) Mevcut ayar kanadı b) Yeni tasarlanan ayar kanadı

Ayar kanadı sıkı ağ yapısı görseli Şekil 4.29'da, ayar kanatları grubunun komplesinin sıkı ağ yapısı Şekil 4.30'da sunulmuştur.



Şekil 4.29. Ayar kanadı sıkı ağ yapısı



Şekil 4.30. Ayar kanadı grubu sıkı ağ yapısı

4.7.2. Çark kanadı ağ yapısı

Çark kanadı, Hirfanlı HES'te mevcut bulunan çark kanadının aksine x-kanat şekil olarak tasarlanmıştır. Geleneksel kanat tasarımının aksine x-kanat formunda tersine döndürülmüş bir giriş kenarı ve bükülmüş bir çıkış kenarı tasarlanmış olup daha dengeli bir basınç dağılımı elde edilmiştir [14]. Yeni tasarlanan çarkta 13 adet çark kanadı bulunmakta olup çark çıkış çapı 3323 mm'dir.

Çark kanadı ağ işlemi kaba, orta, sıkı ve çok sıkı olarak 4 farklı şekilde ve tamamen altı düzlem yüzeyli elemanlarla ANSYS ticari yazılımının Turbogrid eklentisi kullanılarak yapılmıştır [36].

Çizelge 4.4'te bir adet çark kanadının kaba, orta, sıkı ve çok sıkı ağ sayıları, Çizelge 4.5'te ise çarka ait kaba, orta, sıkı ve çok sıkı ağ sayıları verilmiştir [33]. Yeni tasarlanan çark kanadı ile santralde mevcut bulunan çark kanadının görsel karşılaştırması Şekil 4.31'de gösterilmiştir. Şekil 4.32'te çark kanadı sıkı ağ yapısı, Şekil 4.33'te ise çark sıkı ağ yapısı gösterilmiştir.

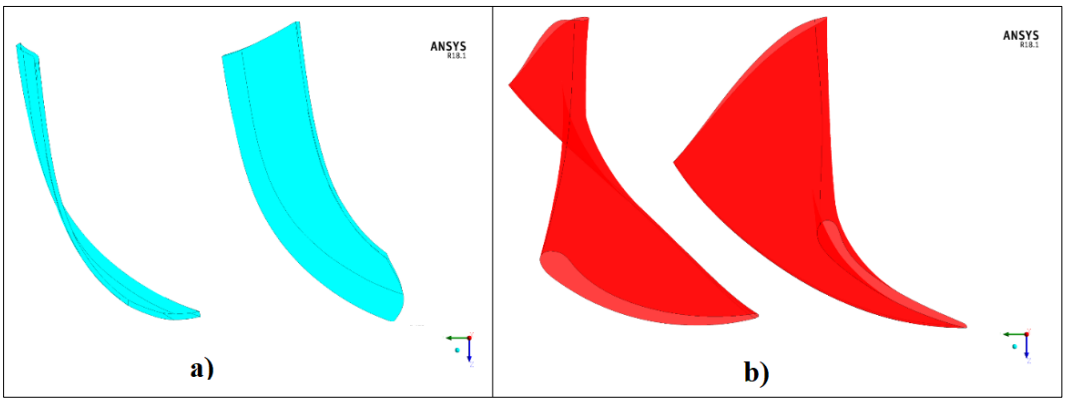
Çizelge 4.4. Çark kanadı ağ sayıları

	Kaba	Orta	Sıkı	Çok sıkı
Düğüm sayısı	183 594	318 402	572 260	691 408
Eleman sayısı	168 372	296 160	537 792	651 690

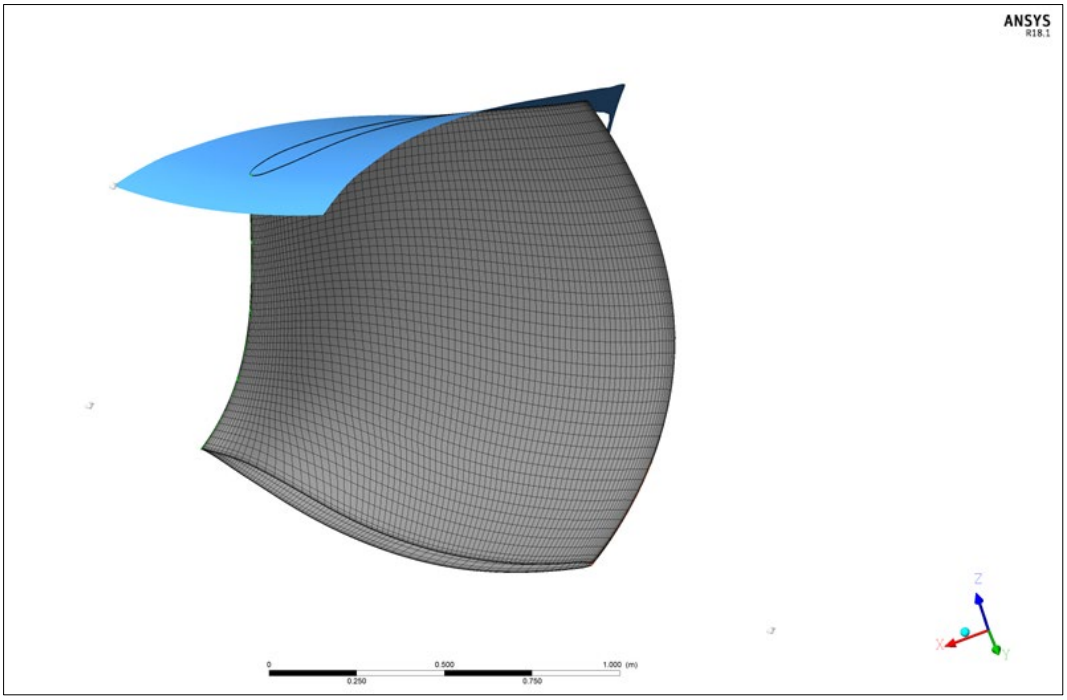
Çizelge 4.5. Çark ağ sayıları

	Kaba	Orta	Sıkı	Çok sıkı
Düğüm sayısı	2 386 722	4 139 226	7 439 380	8 988 304
Eleman sayısı	2 188 836	3 850 080	6 991 296	8 471 970

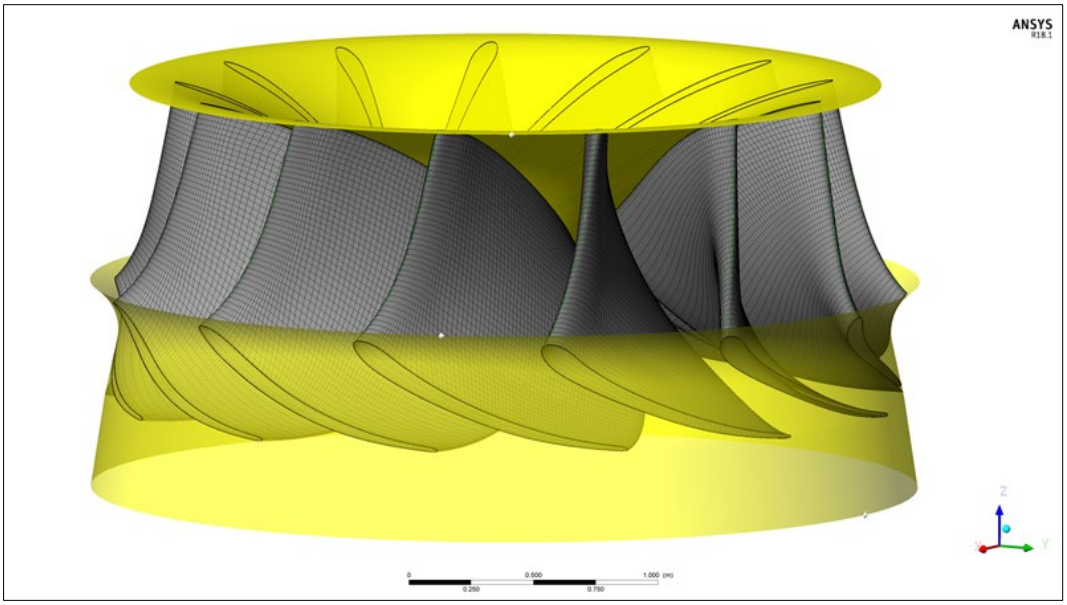
Çark kanadı ağ sayıları incelendiğinde kaba ağ yapısından çok sıkı ağ yapısına gidildikçe eleman sayısının arttığı görülmektedir.



Şekil 4.31. a) Mevcut çark kanadı b) Yeni tasarlanan çark kanadı



Şekil 4.32. Çark kanadı sıkı ağ yapısı



Şekil 4.33. Çark sıkı ağ yapısı

4.7.3. Emme borusu ağ yapısı

Emme borusu Hirfanlı HES'te gömülü eleman olup değişmeyecek parçalardandır. Mevcut projeler kullanılarak ve santralde emme borusu içinden ölçümleri alınarak 3 boyutlu modeli oluşturulmuş ve akış hacmi ortaya çıkartılarak ANSYS ticari yazılımının ICEM CFD

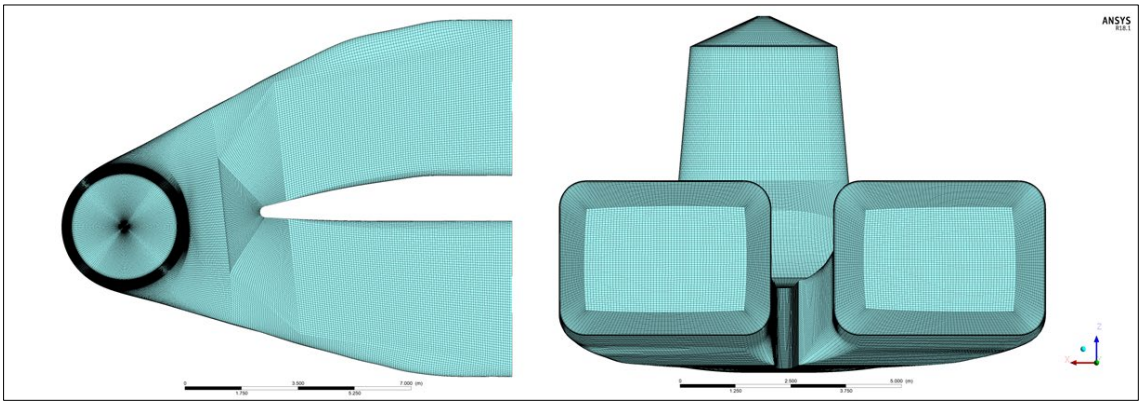
eklentisinde ağ oluşturma işlemleri yapılmıştır. Tamamen altı düzlem yüzeyli elemanlarla oluşturulan ağ yapısı sayesinde emme borusunda oluşan akışkan hareketleri yüksek doğrulukla çözümlenebilmiştir [15]. Yeni tasarlanan çark çıkış çapı da emme borusu konisi girişine uygun olarak oluşturulmuştur.

Çizelge 4.6'da emme borusu ağ sayıları verilmiştir [33]. Emme borusuna ait sıkı ağ yapısı ve sınır tabakaları görseli Şekil 4.34'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Emme borusu ağ sayıları

	Kaba	Orta	Sıkı	Çok sıkı
Düğüm sayısı	1 039 044	3 054 464	7 190 880	12 447 016
Eleman sayısı	1 018 024	3 015 236	7 120 365	12 345 282

Emme borusu ağ sayıları incelendiğinde kaba ağ yapısından çok sıkı ağ yapısına gidildikçe eleman sayısının arttığı görülmektedir.



Şekil 4.34. Emme borusu sıkı ağ yapısı

Emme borusu ağ yapısı oluşturma işlemleri kaba, orta, sıkı ve çok sıkı olarak tamamen altı düzlem yüzeyli elemanlardan oluşturulmuştur. Bu elemanlar sayesinde emme borusunda oluşan hız ve basınç dağılımları ile girdap etkileri çok hassas olarak tespit edilebilmiştir [15].

4.7.4. Kuyruk suyu bloğu ağ yapısı

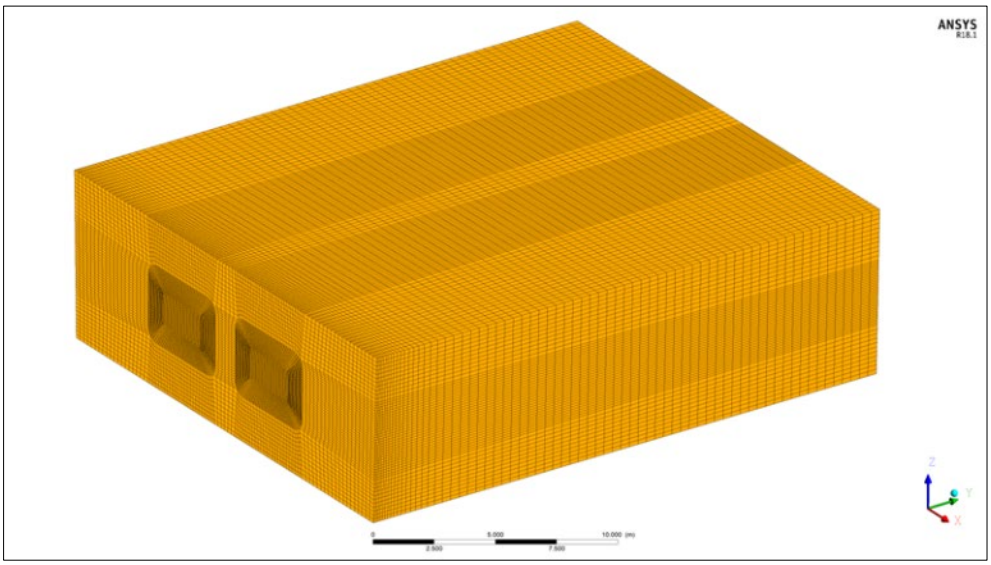
Kuyruk suyu bloğu elemanı sınır koşullarının direkt olarak emme borusu çıkışında oluşmasını engelleyerek daha doğru sonuca ulaşmak için kullanılmaktadır [38]. Böylece

sınır şartlarında oluşan akış koşullarının doğrudan emme borusu çıkışında oluşması önlenmiştir [14]. Çizelge 4.7'de kuyruk suyu bloğu ağ sayıları verilmiştir [33]. Kuyruk suyu bloğuna ait sıkı ağ yapısı görseli Şekil 4.35'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.7. Kuyruk suyu bloğu ağ sayıları

	Kaba	Orta	Sıkı	Çok sıkı
Düğüm sayısı	136 395	380 952	833 000	2 020 552
Eleman sayısı	130 520	369 396	813 606	1 986 400

Kuyruk suyu bloğu ağ sayıları incelendiğinde kaba ağ yapısından çok sıkı ağ yapısına gidildikçe eleman sayısının arttığı görülmektedir.



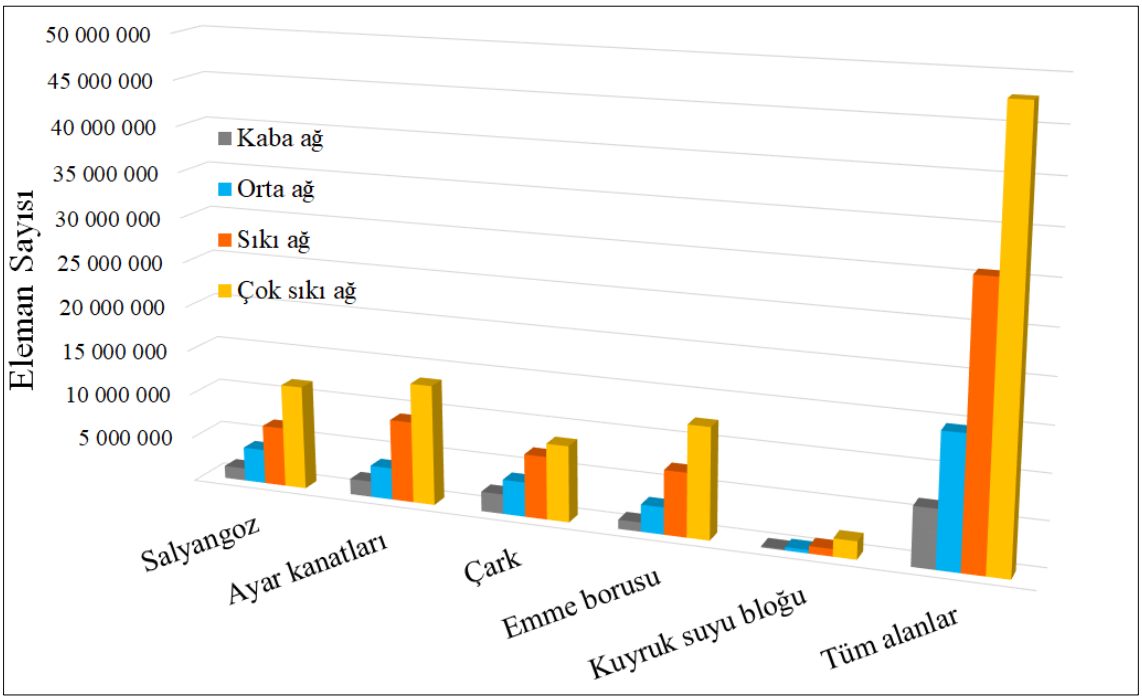
Şekil 4.35. Kuyruk suyu bloğu sıkı ağ yapısı

Türbin bileşenlerine ait toplam ağ sayıları Çizelge 4.8 ve Şekil 4.36'da verilmiştir [33].

Çizelge 4.8. Tüm bileşenlerin ağ sayıları

Alanlar	Kaba ağ eleman sayısı	Orta ağ eleman sayısı	Sıkı ağ eleman sayısı	Çok sıkı ağ eleman sayısı
Salyangoz	1 399 157	3 847 857	6 656 724	11 629 900
Ayar kanatları	1 748 736	3 570 048	9 074 688	13 424 112
Çark	2 188 836	3 850 080	6 991 296	8 471 970
Emme borusu	1 018 024	3 015 236	7 120 365	12 345 282
Kuyruk suyu bloğu	130 520	369 396	813 606	1 986 400
Tüm alanlar	6 485 273	14 652 617	30 656 679	47 857 664

Kaba ağ yapısı en düşük eleman sayısına sahipken en yüksek eleman sayısı çok sıkı ağ yapısına aittir.



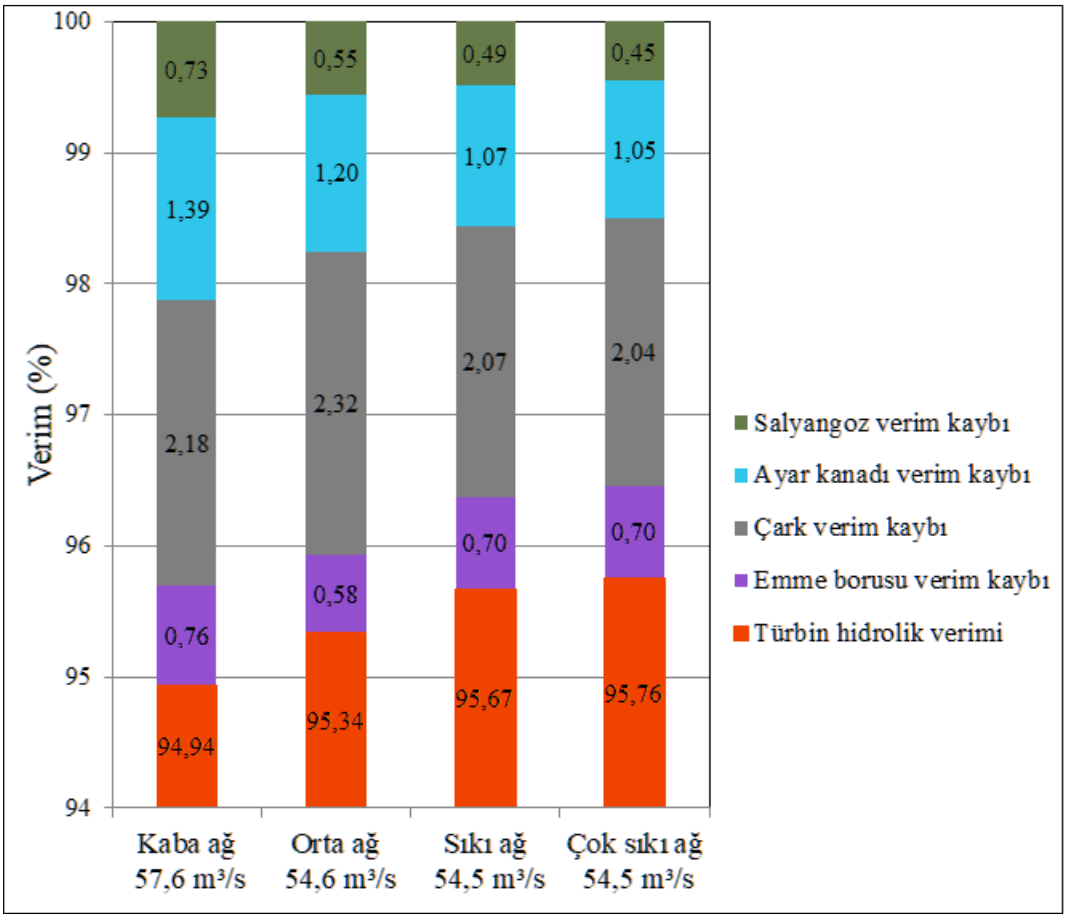
Şekil 4.36. Tüm bileşenlerin ağ sayılarının karşılaştırması

4.8. Ağ Hassasiyeti Çalışması

Değişen ağ yapılarının verimliliğe etkisi incelenmiştir. Ağ boyutlarının küçülmesinin analizlerin doğruluğuna olan etkisini artırması sebebiyle [37] dört farklı ağ boyutu kullanılarak 60 m düşü değerinde ve 20° ayar kanadı açıklığında bir ağ duyarlılığı çalışması yapılmıştır.

Kaba ağlar kullanıldığında toplam hidrolik türbin verimi %94,94 ve türbin debisi 57,6 m^3/s olurken, bu değerler orta ağ yapısı ile %95,34 hidrolik verim ve 54,6 m^3/s debi olmuştur. Sıkı ağlar ile % 95,67'ye ulaşan hidrolik verim değeriyle birlikte 54,5 m^3/s debi değeri oluşmuş, çok sıkı ağlar ile % 95,76 verim değeri hesaplanırken debi yine 54,5 m^3/s olarak bulunmuştur. Ağ hassasiyeti çalışmasında sızıntı ve disk sürtünme kayıpları dikkate alınmamıştır. Daha küçük ağ yapılarıyla çalışmak analizlerin doğruluğunu artırsa da analizlerin süresi ile ilgili bir kıyaslama yapmak gerekmektedir [39]. Bunun sebebi ağ yapısının küçülmesi ve ağ sayısının artmasıyla birlikte süre ve bilgisayar kapasitesinin artması gerektiğidir. Bu çalışmaya göre sıkı ağ yapısının kullanılmasının daha uygun olduğu

değerlendirilerek analizler sıkı ağ yapısında gerçekleştirilmiştir [33]. Bu durum ağdan bağımsız bir türbin performansını ortaya çıkarmıştır. Farklı ağ yapılarındaki verim değerleri Şekil 4.37'de verilmiştir [33].



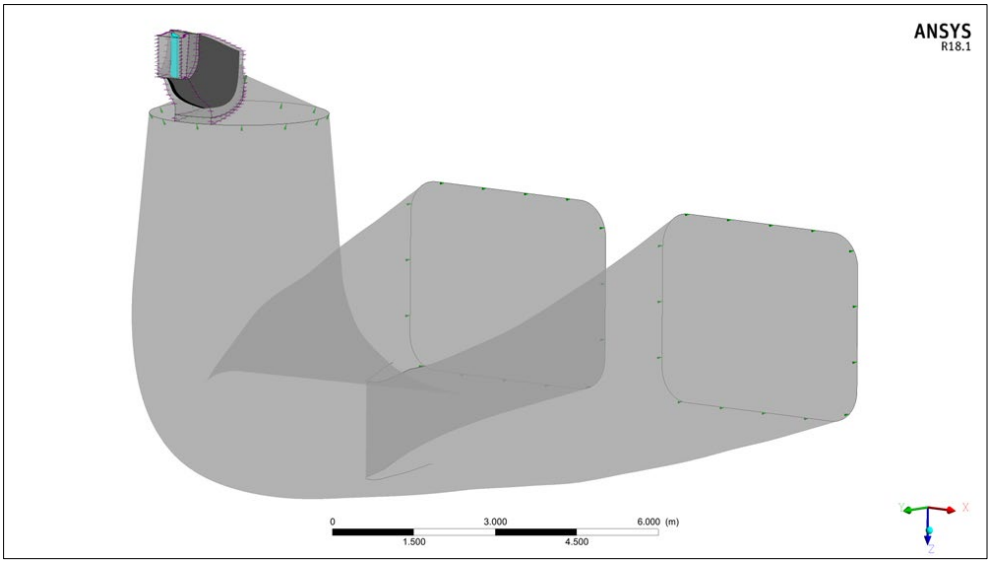
Şekil 4.37. Farklı ağ yapılarındaki verim değerleri

Şekil 4.37 incelendiğinde farklı türbin bileşenlerinin verime etkisi görülmektedir. Örnek olarak sıkı ağ yapısı ele alınırsa %95,67'lik bir verim değerine ulaşılmaktadır. Bu değer mil gücünün hidrolik güce olan oranıdır. Her bir bileşen çeşitli sebeplerle verim değerinde kayıplara neden olacaktır. Örneğin; salyangoz çıkışındaki verim değeri %99,51 (%95,67 + %0,7 + %2,07 + %1,07), ayar kanadı çıkışındaki verim değeri %98,44 (%95,67 + %0,7 + %2,07), çark çıkışındaki verim değeri % 96,37 (%95,67 + %0,7) ve emme borusu çıkışındaki verim değeri ise %95,67 olacaktır. Bu durumda örnek olarak seçilen sıkı ağ yapısı için salyangozdaki verim kaybının %0,49, ayar kanadındaki verim kaybının %1,07, çarktaki verim kaybının %2,07 ve emme borusundaki verim kaybının %0,7 olduğu görülmektedir. Bu değerler, HAD analizi sonucunda elde edilen değerlerdir. Ağ duyarlılığı çalışması sonucunda sıkı ağ yapısında analizlerin çözümlenmesine karar verilmiştir.

4.9. Analizlerin Kurulum Ayarları

Akış analizleri ANSYS ticari yazılımının CFX eklentisinde Navier-Stokes denklemleri kullanılarak yapılmıştır. Navier-Stokes denklemleri, akışkan hareketini üç boyutta da tanımlayan RANS formülasyonu ile birlikte kullanılmıştır. Analizler salyangoz, ayar kanatları, çark, emme borusu ve kuyruk suyu bloğunu içermektedir. Kararlı durum analizleri F. R. Menter tarafından geliştirilen Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli [40] kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Diğer türbülans modelleriyle kıyaslandığında özellikle turbo makinelerin karmaşık akış alanında nispeten daha iyi yakınsama özellikleri göstermesi de SST türbülans modelinin avantajlarından biridir [15]. Analizler basit ve tam türbin analizleri olarak gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sürecini hızlandırmak ve mümkün olan en kısa sürede anlamlı iyileştirme sonuçlarını elde etmek için HAD çalışmasının ilk aşamasında basit tek geçişli türbin modeli kullanılmıştır.

Basit model salyangoz içermemektedir. Aralarında periyodik sınır koşulları olacak şekilde sadece tek bir ayar kanadı ile tek bir çark kanadı ve emme borusunun tamamını içermektedir. Basit modelde ayar kanadı girişinde idealize edilmiş giriş koşulları kullanılmıştır. Salyangoz su çıkış açısı olan 40^{o}, ayar kanadı su giriş açısı olarak kullanılmıştır. Böylece suyun giriş yönü ayar kanatlarının açıklığına göre adapte edilmiştir. Bu model farklı tasarım uyarlamalarını ve ilk iyileştirme ölçümlerini doğrulamak için kullanılmıştır. Basit HAD modeli zamandan yüksek oranda tasarruf sağlayarak tam türbin modeli analizlerine daha hızlı geçiş yapmayı sağlamıştır [41]. Daha sonra, tam türbin modeli analizleri için en uygun tasarım kullanılmıştır. Tam türbin modeli, salyangoz girişinden kuyruk suyu çıkışına kadar tüm türbin bileşenlerini içermektedir ve ayrıntılı araştırmalar için kullanılmıştır. Basit türbin modeli Şekil 4.38'de gösterilmektedir.



Şekil 4.38. Basit türbin modeli

Tam türbin analizinde ise farklı bileşenler arasında akış geçişinin sağlanabilmesi için ara yüz modelleri oluşturulmuş ve suyun girişten çıkışa kadar kayıpsız ulaşması sağlanmıştır. Salyangoz ile ayar kanadı arasında ve emme borusu ile kuyruk suyu bloğu arasında genel bağlantı ile bağlanmış ara yüz bulunmaktadır [36]. Ayar kanatları ile çark arasında ve çark ile emme borusu arasında "stage (mixing-plane) frame change" ara yüz kullanılmıştır [36].

Salyangoz girişinde net düşü üzerinden hesaplanan toplam basınç tanımlanmış olup sabit statik basınç kuyruk suyu bloğu çıkışında tanımlanmıştır [30].

Tam türbin modeli oluşturulurken giriş akış koşullarının yönünün yüzeye normal olduğu varsayılmıştır. Çıkışta, akış yönü öngörülmemiştir ve geri akışın mümkün olmadığı kısıtlaması ayarlanmıştır.

Giriş ve çıkıştaki sınır koşulları değerleri Çizelge 4.9 ve Çizelge 4.10'da özetlenmiştir. Bu tablolara göre 689 725 Pa giriş ve 101 325 Pa çıkış basınç farkları 60 m'lik bir net düşüye eşittir.

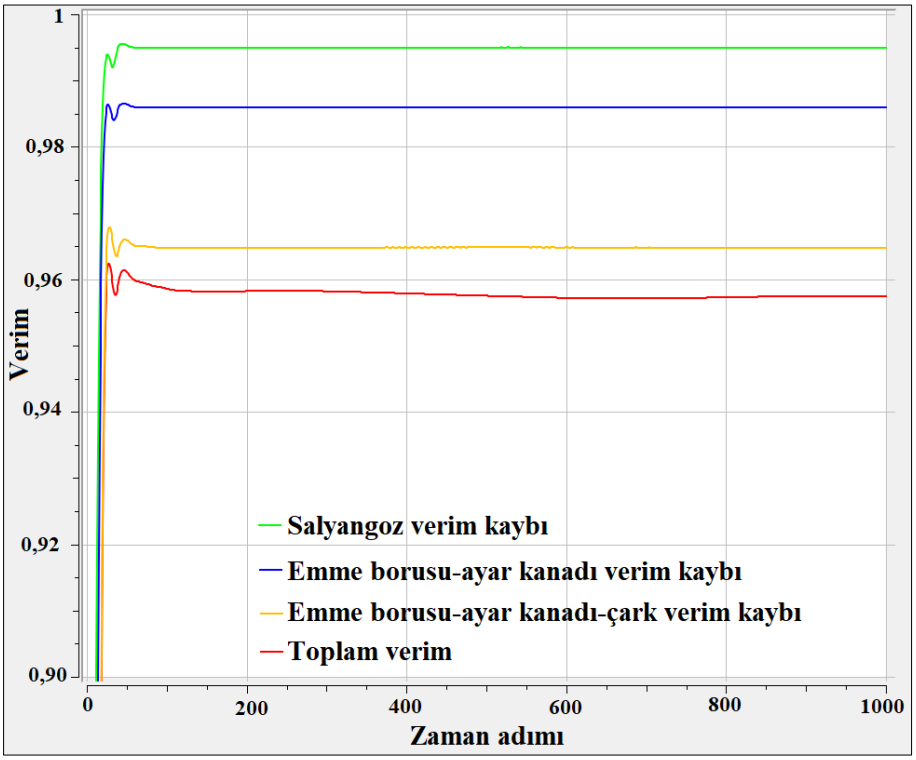
Çizelge 4.9. Giriş sınır koşulları

Giriş	Salyangoz
Giriş tipi	Toplam basınç ve orta türbülans yoğunluğu
Değer	689 725 Pa

Çizelge 4.10. Çıkış sınır koşulları

Çıkış	Kuyruk suyu bloğu
Çıkış tipi	Statik basınç ve orta türbülans yoğunluğu
Değer	101 325 Pa

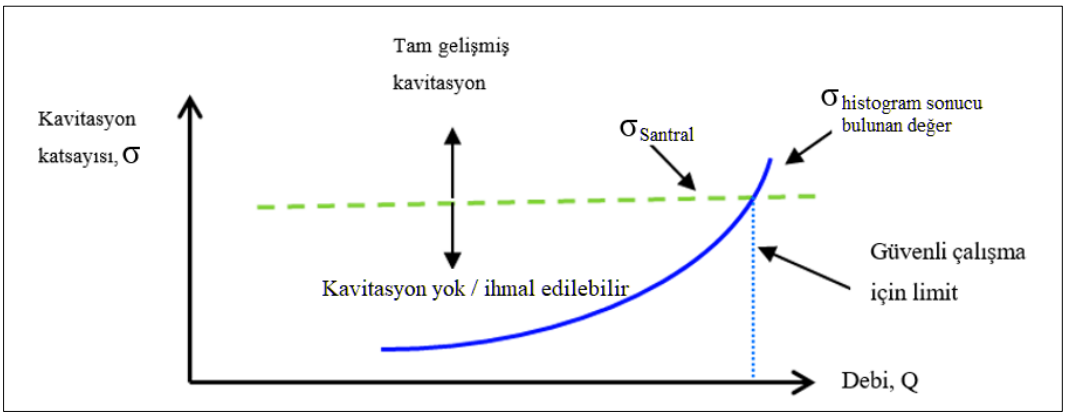
En yüksek iterasyon sayısı 1000 olarak ayarlanmıştır. Ortalama 600. iterasyondan sonra sonuçların sabitlendiği görülmüştür (Bkz. Şekil 4.39). Kütle ve momentum grafikleri tamamen sabitlendiğinde sonuçlar değerlendirilmiştir.



Şekil 4.39. Verim sonuçları yakınsama görseli

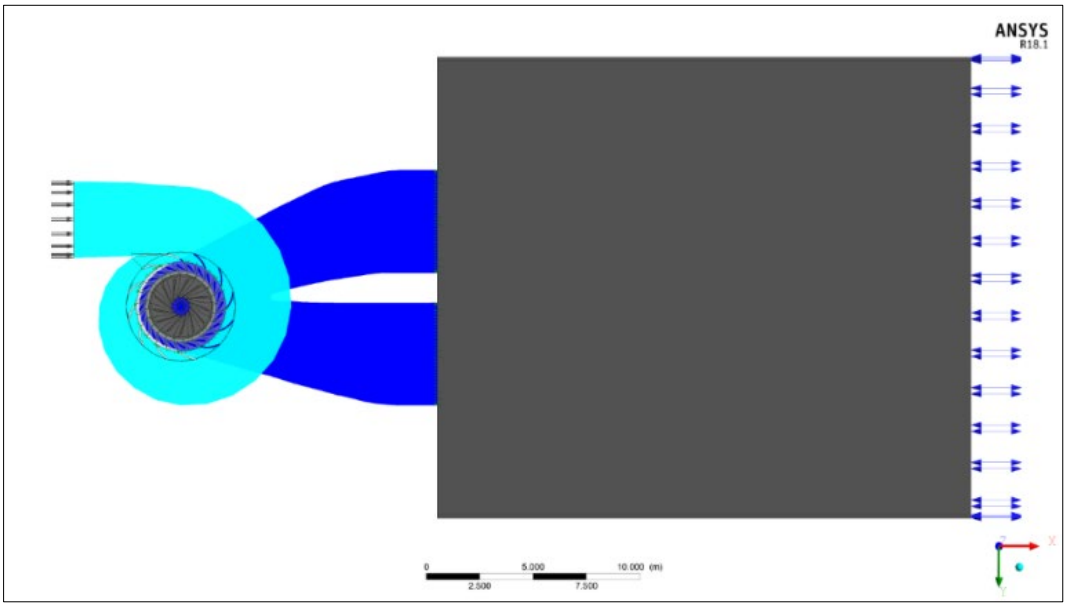
Çark bileşeni döner vaziyette olup 187,5 d/dk ile dönmektedir. Diğer bileşenler hareketsiz olarak seçilmiştir. Salyangoz girişinde net düşüye uygun olarak toplam basınç seçilmiş olup kuyruk suyu bloğu çıkışı “opening” olarak ayarlanmıştır. Analizlerde türbülans yoğunluğu %5 değerindedir. Analizlerin sonucunda net düşü, mekanik tork, debi, hidrolik güç, mekanik güç, santral thoma sayısı, çark thoma sayısı, türbin hidrolik verimi hesaplanmıştır. Bununla birlikte kavitasyonla ilgili hesaplamalar da yapılmıştır. Kavitasyon katsayısını (σ) hesaplamak için istatistiksel yöntemler kullanmak mümkündür. Kavitasyon performansını doğrulamak için, "$\sigma_{Histogram}$ yöntemi” olarak adlandırılan yöntem kullanılmıştır. Kavitasyonu ve çark kanatlarında buna bağlı hasarı önlemek için HAD analizleri sırasında hesaplanan

$\sigma_{Türbin}$ değerleri, $\sigma_{Santral}$ değerlerinin altında olmalıdır [14]. Kavitasyon katsayısının değişimini gösteren örnek Şekil 4.40'ta verilmiştir [33].

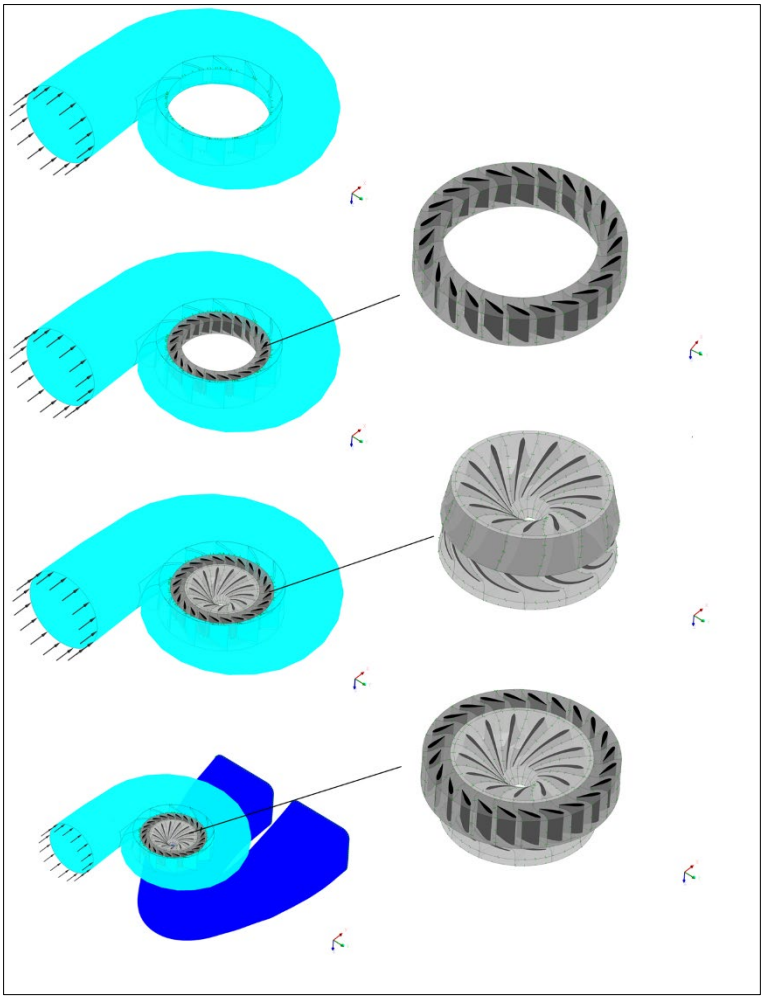


Şekil 4.40. Debiye göre σ_{Turbin} ve $\sigma_{Santral}$ değerleri

Salyangoz, ayar kanadı, çark, emme borusu, kuyruk suyu bloğu bileşenlerinin ANSYS programı CFX eklentisi üzerinde birleştirilmesiyle oluşan tam türbin modeli Şekil 4.41 ile gösterilmektedir. Şekil 4.42'de ise tam türbin modelinin kurulum aşamaları gösterilmektedir.



Şekil 4.41. Tam türbin modeli



Şekil 4.42. Tam türbin modeli oluşturma aşamaları

5. SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

5.1. Kararlı Hal Analizi Sonuçları

Tam türbin modeli kurulumu gerçekleştirildikten sonra ANSYS ticari yazılımının CFX eklentisinde çözdürülmüş ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Elemanların basınç ve hız dağılımları, salyangoz basınç kayıpları, ayar kanadının hız ve basınç dağılımı ile bu dağılımın verime olan etkisi, çarkın kavitasyona karşı davranışı, emme borusu girdap hareketleri incelenmiştir. Bu incelemeler ve değerlendirmeler yapılırken ANSYS yazılımından alınan veriler ve teorik formüller kullanılmıştır.

Türbin performansının değerlendirilmesi için Eş. 5.1'de verilen türbin düşüsü hesaplama formülü [12] ile net türbin düşüsü hesaplanmıştır. Ardından hidrolik verim Eş. 5.2 ve Eş. 5.3 kullanılarak bulunmuştur [14].

Her bir türbin bileşeninin performansının ayrı analizi için bir düşü kaybı analizi yapılarak türbinin her bir bileşeninde meydana gelen kayıplar değerlendirilmiştir.

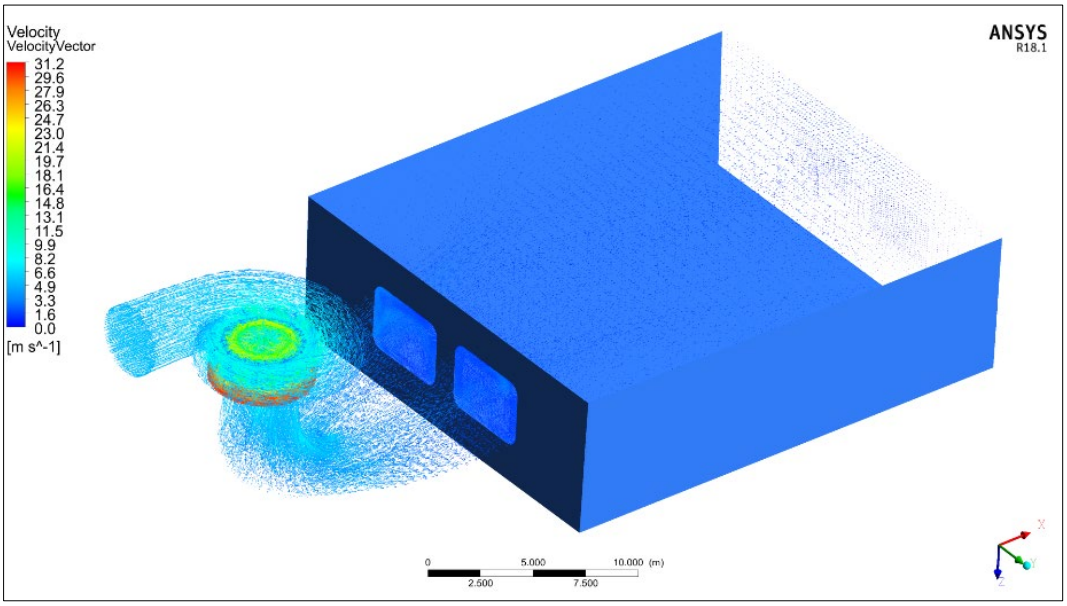
$$H_{net} = \frac{\left(p_{salyangoz,giriş} + \frac{\rho \cdot v^2_{giriş}}{2}\right) - \left(p_{emme\ borusu,çıkış} + \frac{\rho \cdot v^2_{çıkış}}{2}\right)}{\rho \cdot g} \tag{5.1}$$

$$\eta_{hidrolik} = \frac{\text{Mekanik güç çıkışı}}{\text{Hidrolik güç}} = \frac{T_{(z)Çark} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{net}} = \frac{\left(T_{(z)Kanat} + T_{(z)Taç} + T_{(z)Bilezik}\right) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{net}} \tag{5.2}$$

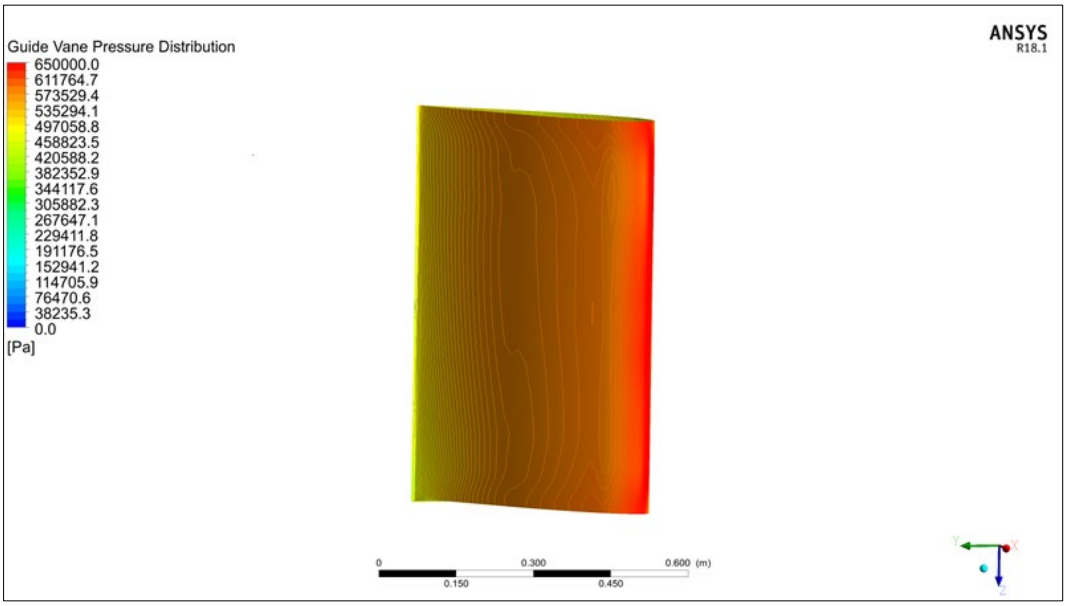
$$\eta_{hidrolik} = 1 - \frac{\sum H_{Kayıp}}{H_{Net}} = 1 - \left(\frac{H_{kayıp,salyangoz} + H_{kayıp,ayar\ kanadı} + H_{kayıp,türbin\ çarkı} + H_{kayıp,emme\ borusu}}{H_{net}}\right) \tag{5.3}$$

HAD analizi çıktılarında en iyi verimlilik noktasında, kısmi ve tam yüklerde hız ve basınç dağılımları, girdap hareketleri vb. çıktılar değerlendirilmiş olup bunlara ait görseller irdelenmiştir. 60 m düşü ve 55 m^3/s debide oluşan hız vektörleri Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Hız vektörleri incelendiğinde akışta herhangi bir kopma veya sapma olmadığı görülmektedir. Şekil 5.2'de ayar kanadının basınç dağılımı, Şekil 5.3'te ayar kanadı çevresinin üst görünüş basınç dağılımı, Şekil 5.4'te ayar kanatları grubunun komplesinin

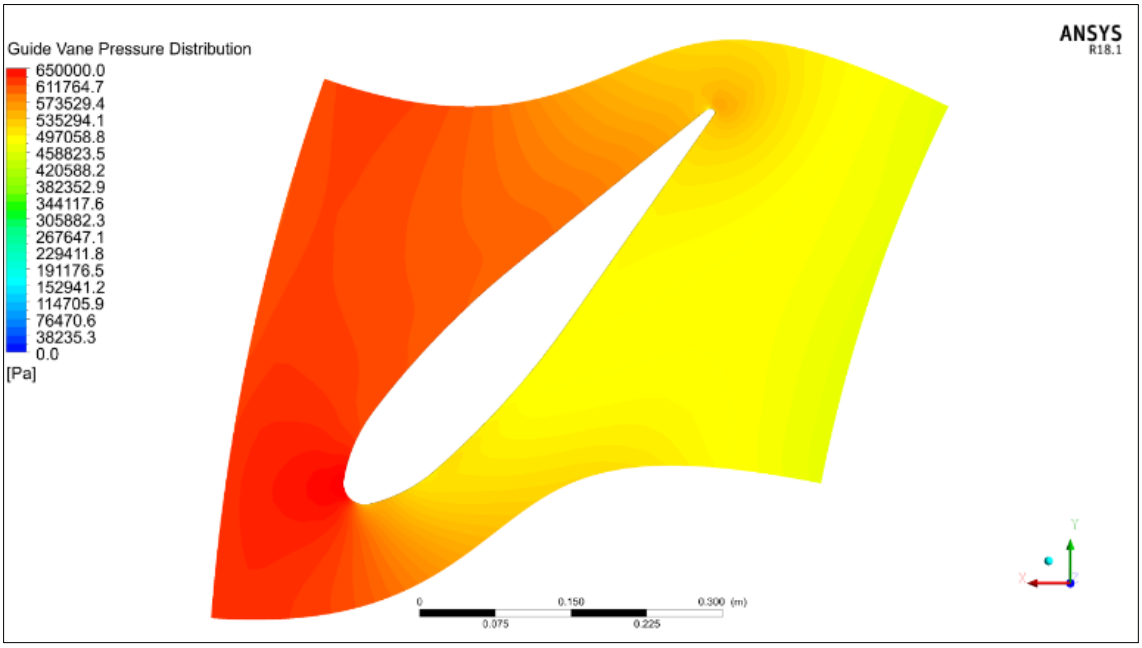
basınç dağılımı gösterilmiştir. Şekil 5.5'te ayar kanatlarının 1/10 katmanında kanatlar arası basınç değişimleri, Şekil 5.6'da ayar kanatlarının 5/10 katmanında kanatlar arası basınç değişimleri ve Şekil 5.7'de ayar kanatlarının 8/10 katmanında kanatlar arası basınç değişimleri görselleri bulunmaktadır. Basınç dağılımları incelendiğinde ayar kanatlarının emme ve basınç yüzeylerinde basıncın homojen dağıldığı izlenmektedir. Ayrıca ayar kanatlarında kavitasyon aşınmasına sebep olacak ani basınç düşümleri gözlenmemiştir.



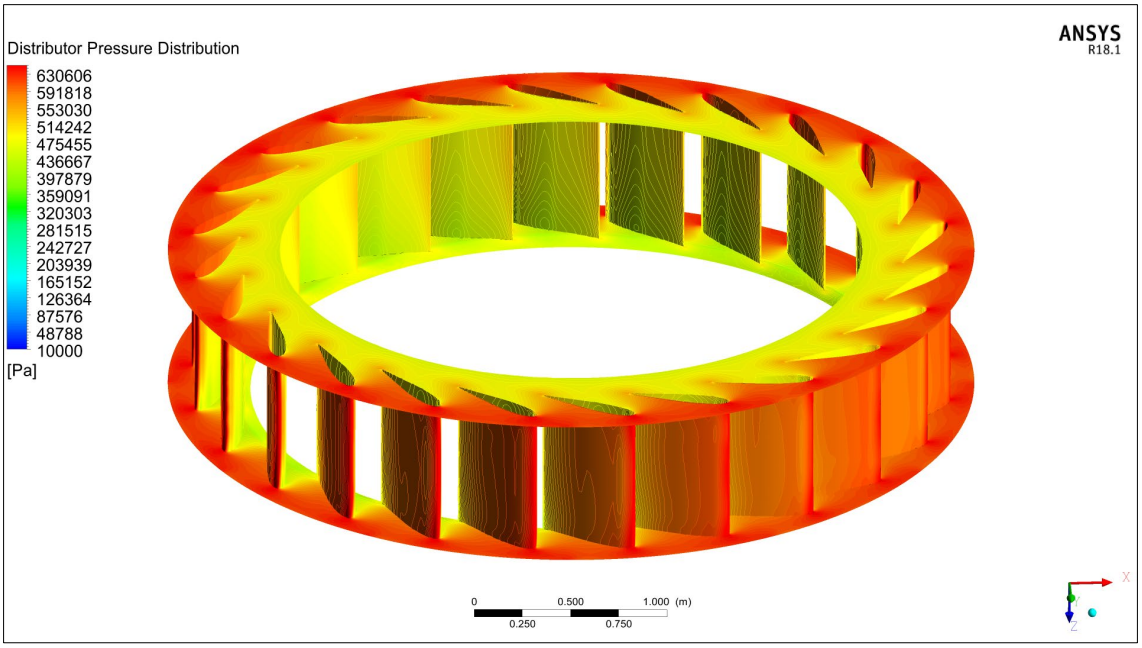
Şekil 5.1. Giriş-çıkış hız vektörleri



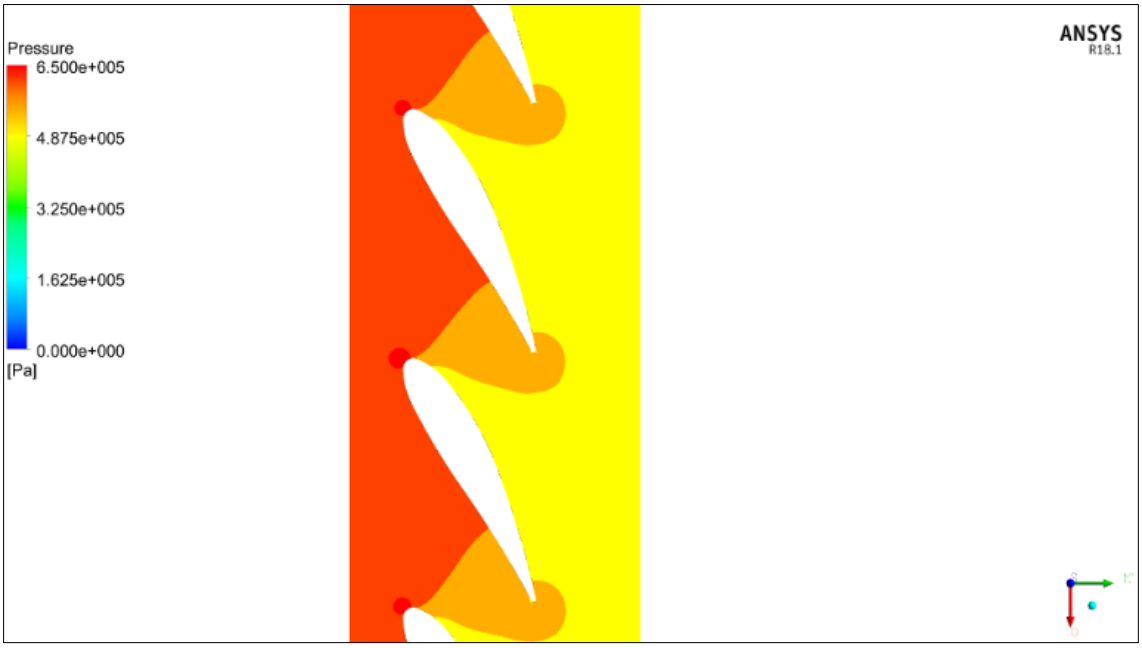
Şekil 5.2. Ayar kanadı basınç dağılımı



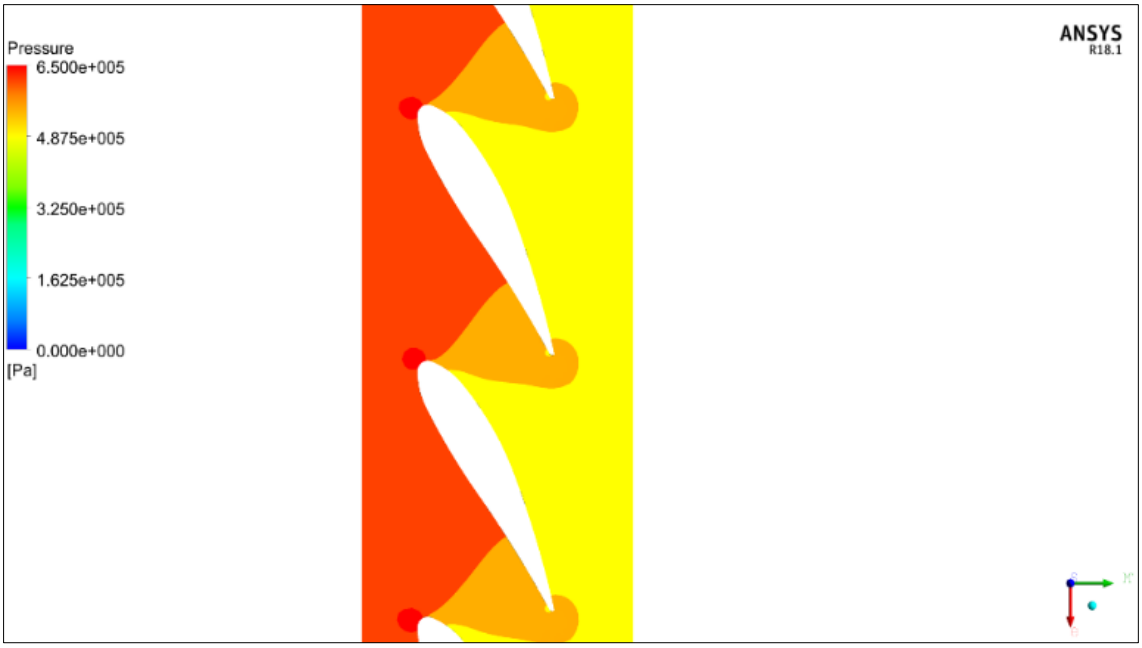
Şekil 5.3. Ayar kanadı çevresi basınç dağılımı



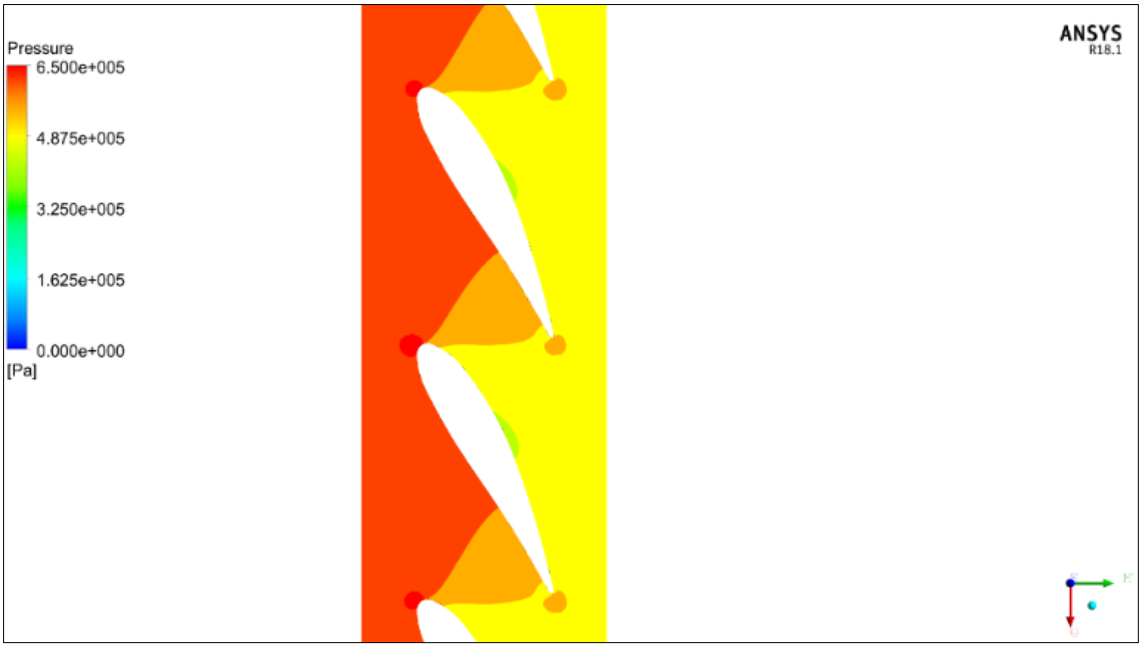
Şekil 5.4. Ayar kanatları grubu basınç dağılımı



Şekil 5.5. 1/10 katmanda ayar kanadı kanatlar arası görünüm



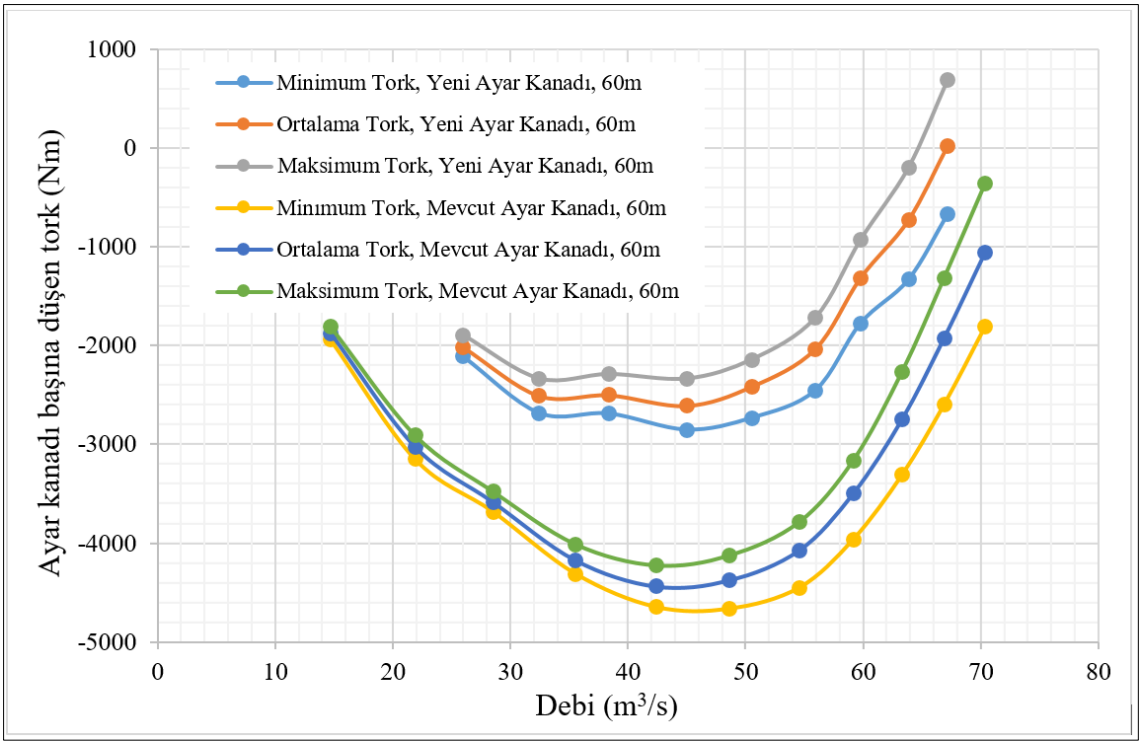
Şekil 5.6. 5/10 katmanda ayar kanadı kanatlar arası görünüm



Şekil 5.7. 8/10 katmanda ayar kanadı kanatlar arası görünüm

Santralde mevcut bulunan ve yeniden tasarlanan ayar kanatlarının üzerine etkiyen tork değerleri Şekil 5.8'de gösterilmiştir [33]. Her iki ayar kanadı için üçer eğri bulunmaktadır. Bunlar, ayar kanadına düşen en düşük, en yüksek ve ortalama tork değerleridir. Ayar kanadının ayar mekanizmasının boyutlandırılması bu sayede ortalama değer ile yapılabilir. Ayar kanatlarının her biri bu en düşük ve en yüksek tork değerlerine dayanıklı olmalıdır.

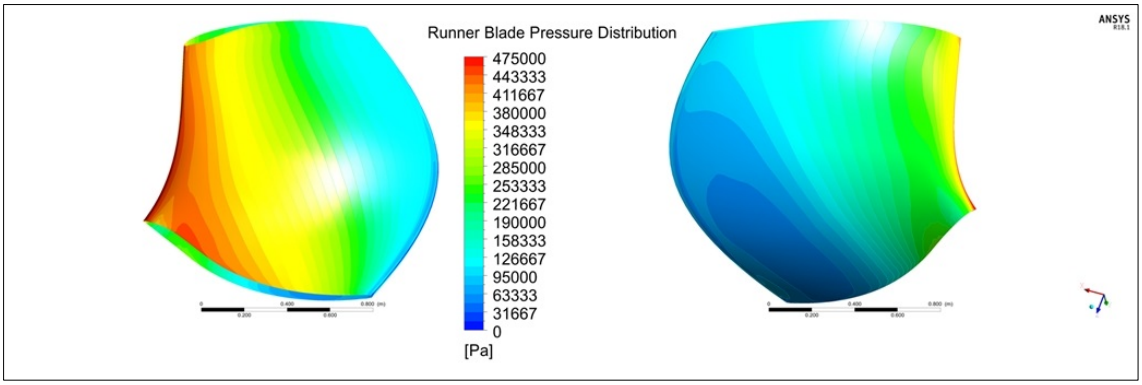
Ayar kanadına etkiyen tork değerlerinden görüleceği üzere, yeni ayar kanadını döndürebilmek için uygulanacak en yüksek vektörel tork değeri mevcut ayar kanadınınkinden yaklaşık olarak %50 daha azdır.



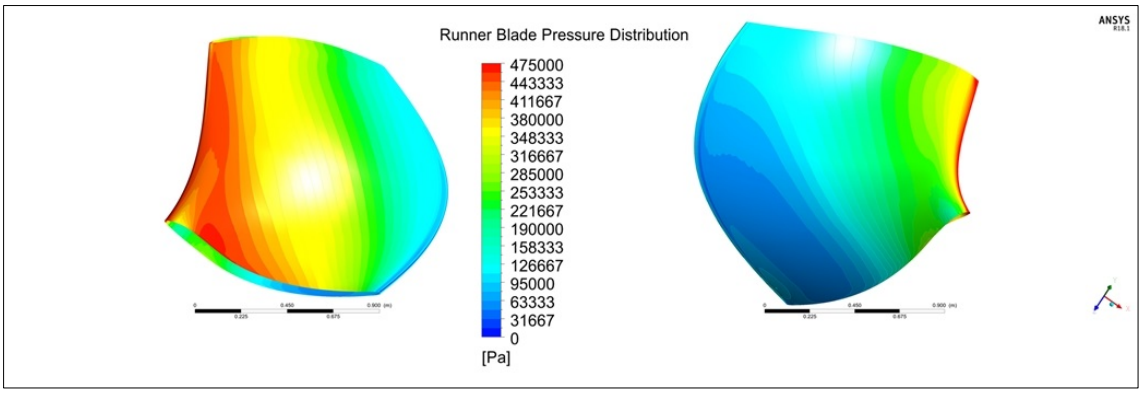
Şekil 5.8. Ayar kanatlarına bağlı değişen tork değerleri

Türbin çark kanatları üzerindeki basınç dağılımları hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonrasında incelenmiştir. 60 m düşü ve 55 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı Şekil 5.9'da, 60 m düşü ve 60 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı Şekil 5.10'da, 60 m düşü ve 40 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Türbin çarkı komplesinin basınç dağılımları da incelenmiştir. 60 m düşü ve 55 m^3/s debide çark basınç dağılımı Şekil 5.12'de, 60 m düşü ve 60 m^3/s debide çark basınç dağılımı Şekil 5.13'te, 60 m düşü ve 40 m^3/s debide çark basınç dağılımı Şekil 5.14'te gösterilmiştir.

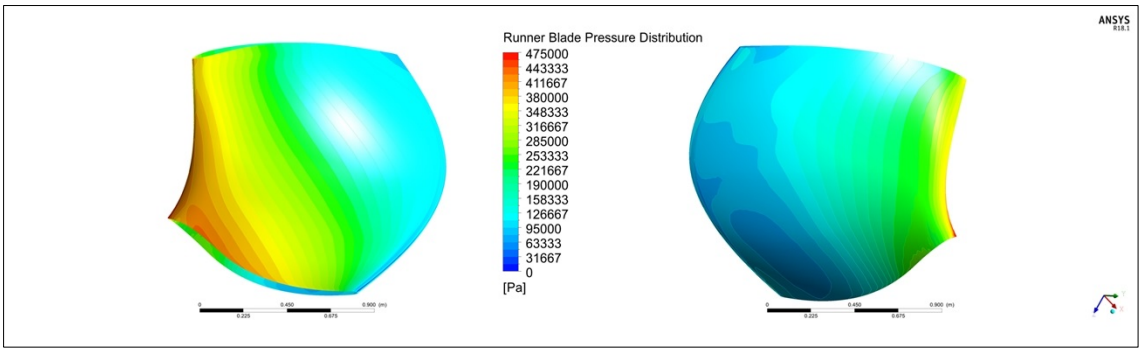
60 m düşü ve 55 m^3/s debide çark basınç dağılımının üstten görünümü Şekil 5.15'te, 60 m düşü ve 60 m^3/s debide çark basınç dağılımının üstten görünümü Şekil 5.16'da, 60 m düşü ve 40 m^3/s debide çark basınç dağılımının üstten görünümü Şekil 5.17'de gösterilmiştir. 60 m düşü ve 55 m^3/s debide çark basınç dağılımının alttan görünümü Şekil 5.18'de, 60 m düşü ve 60 m^3/s debide çark basınç dağılımının alttan görünümü Şekil 5.19'da, 60 m düşü ve 40 m^3/s debide çark basınç dağılımının alttan görünümü Şekil 5.20'de gösterilmiştir.



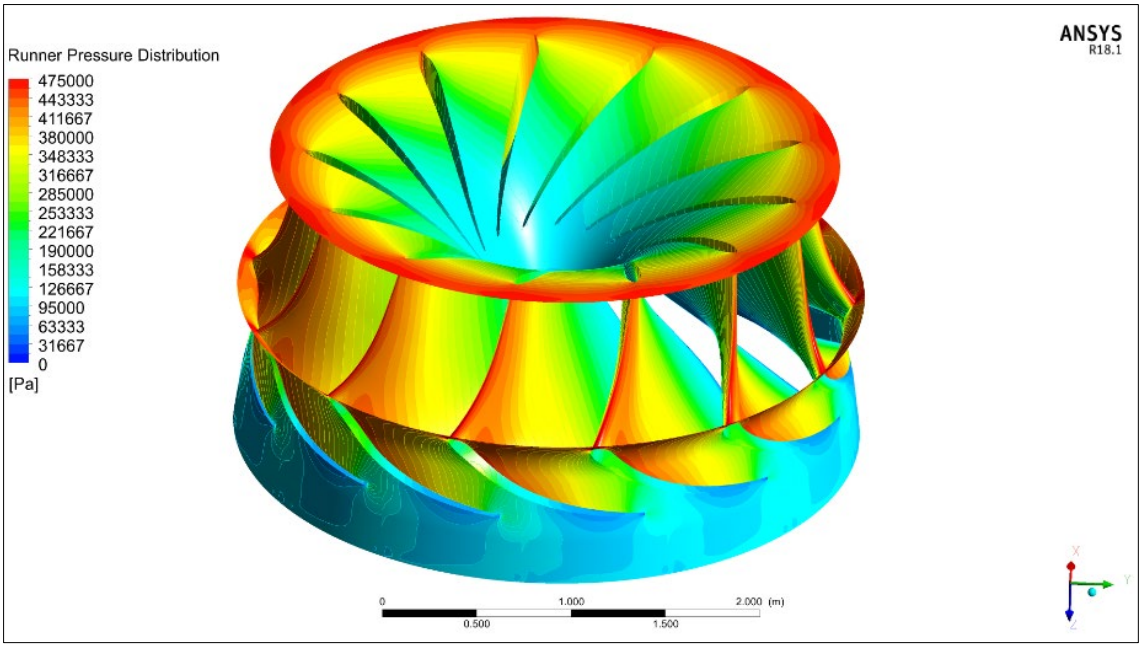
Şekil 5.9. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı



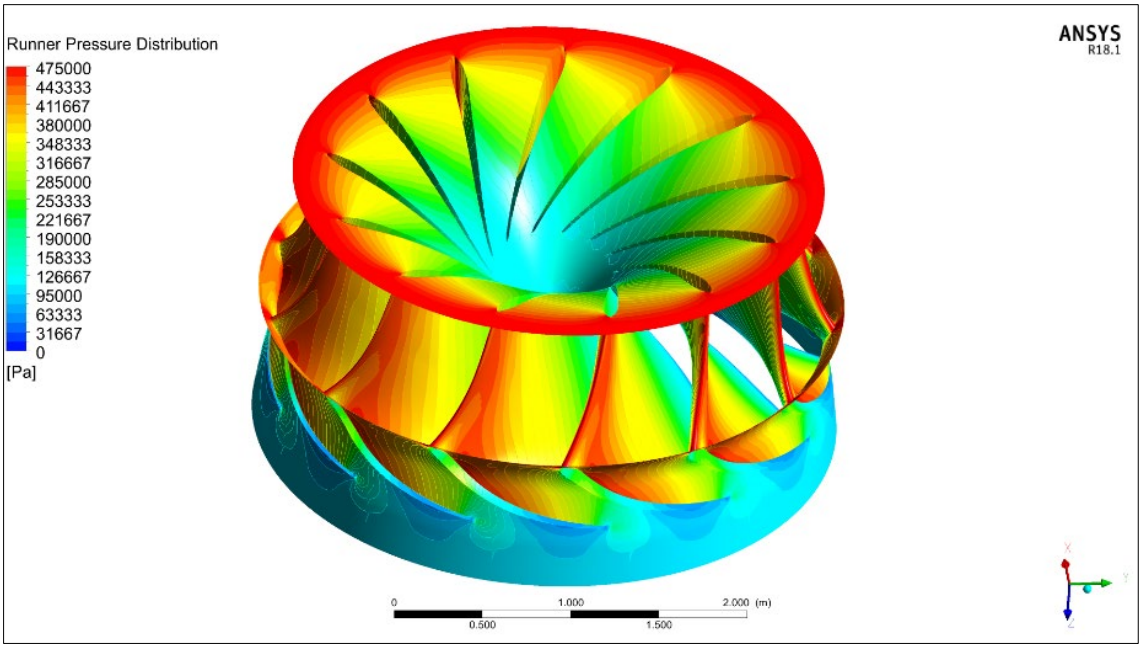
Şekil 5.10. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı



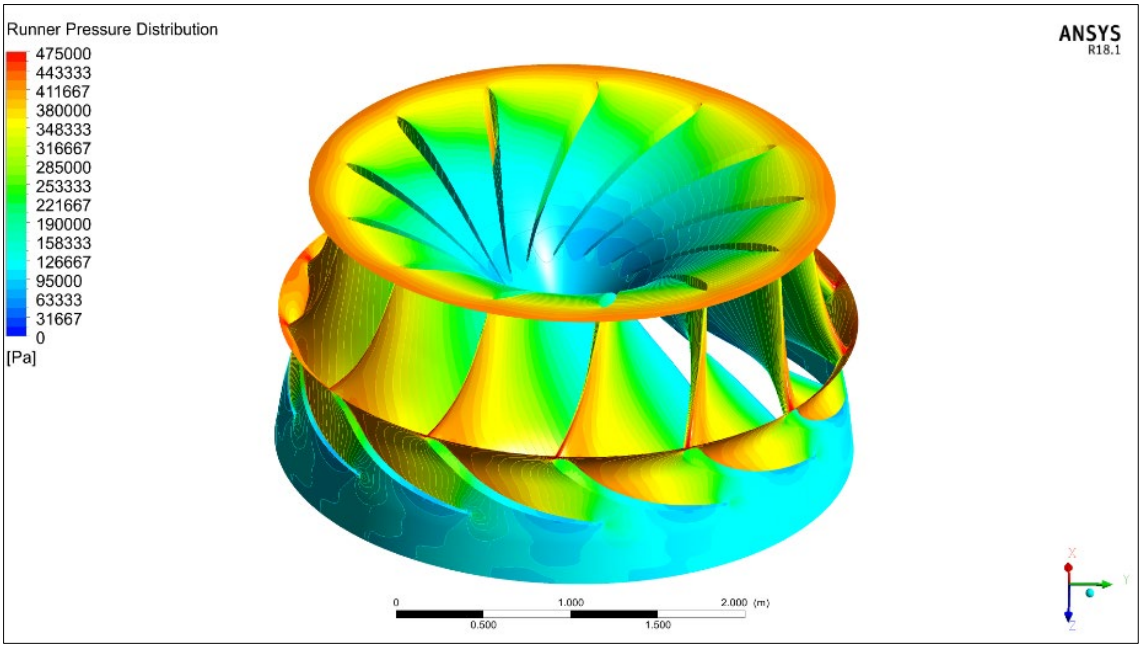
Şekil 5.11. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı



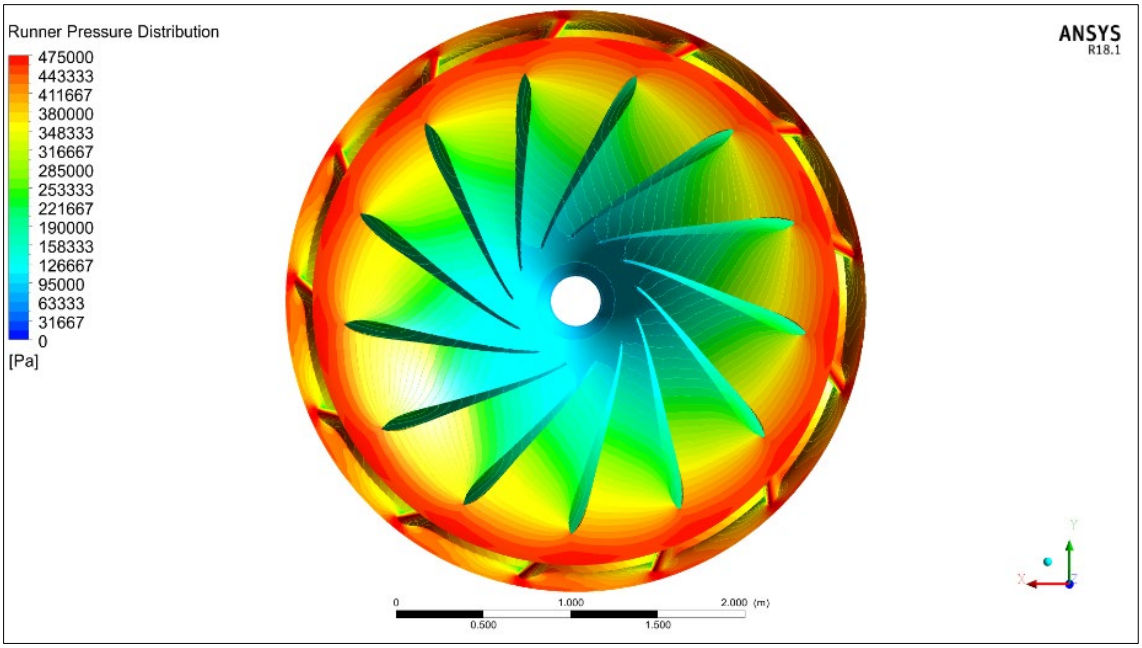
Şekil 5.12. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark basınç dağılımı



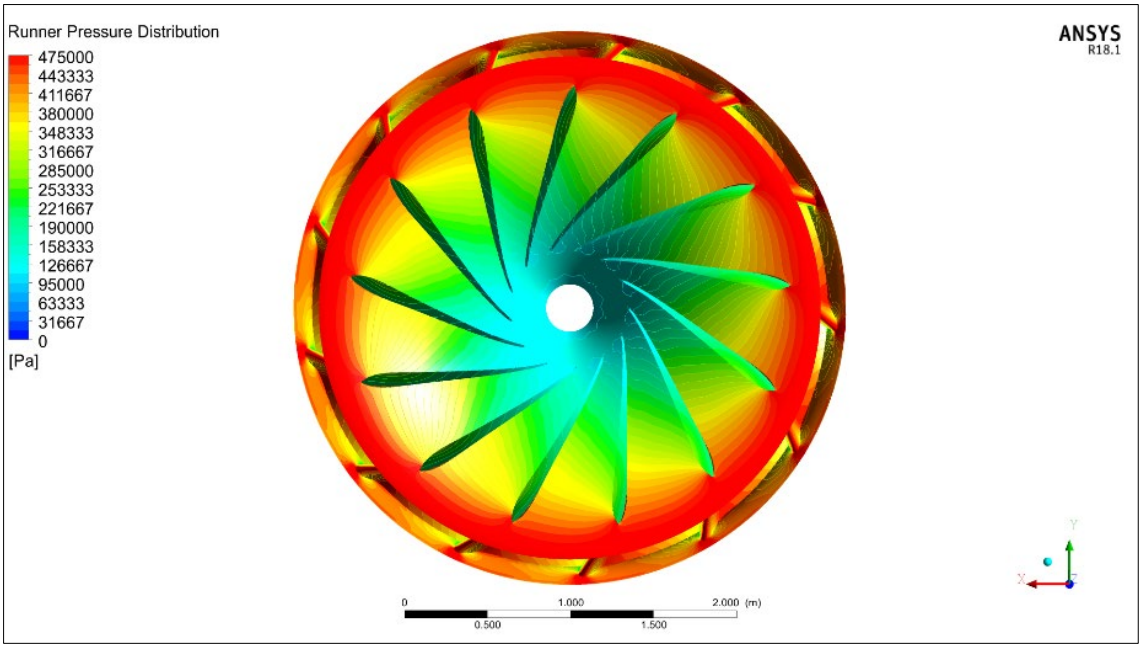
Şekil 5.13. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark basınç dağılımı



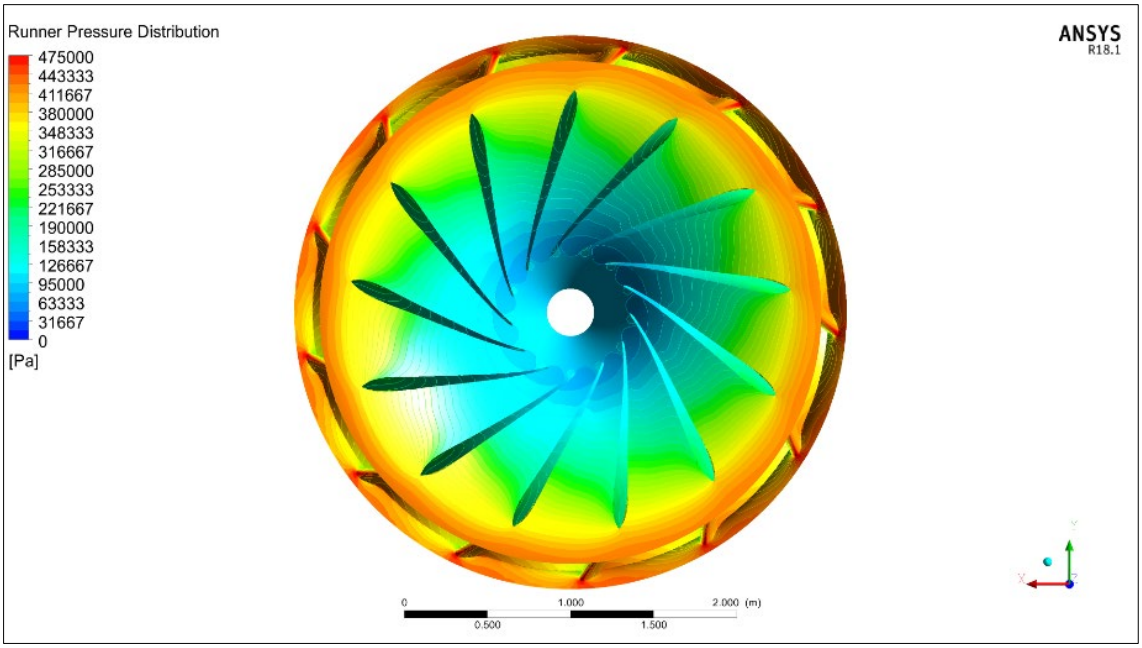
Şekil 5.14. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark basınç dağılımı



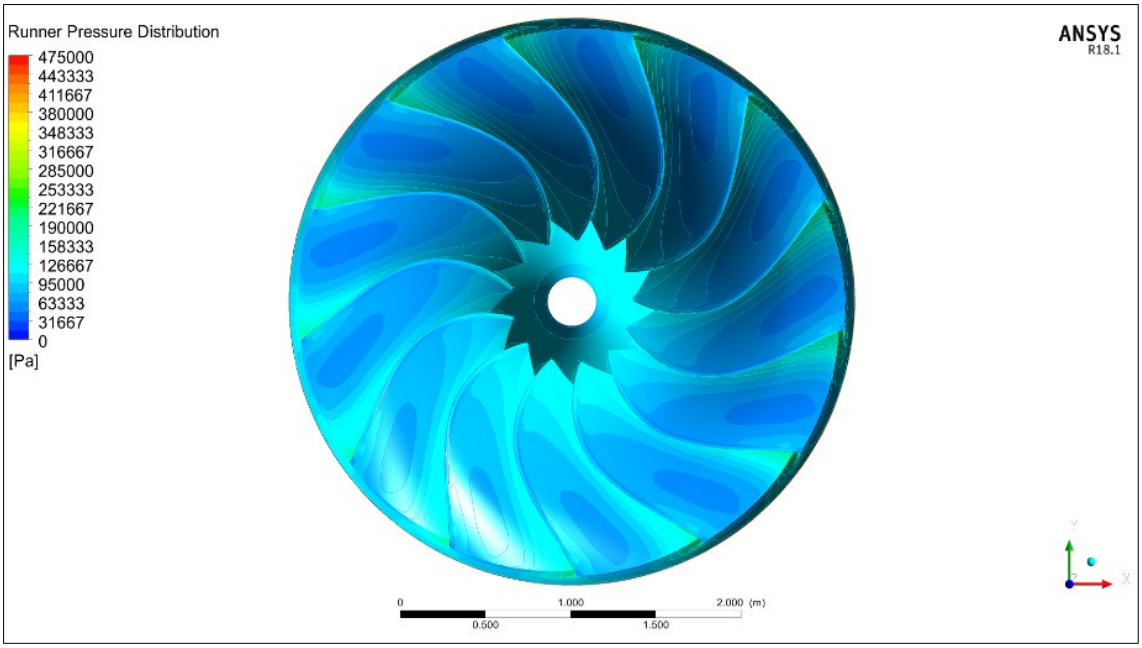
Şekil 5.15. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark basınç dağılımı üstten görünümü



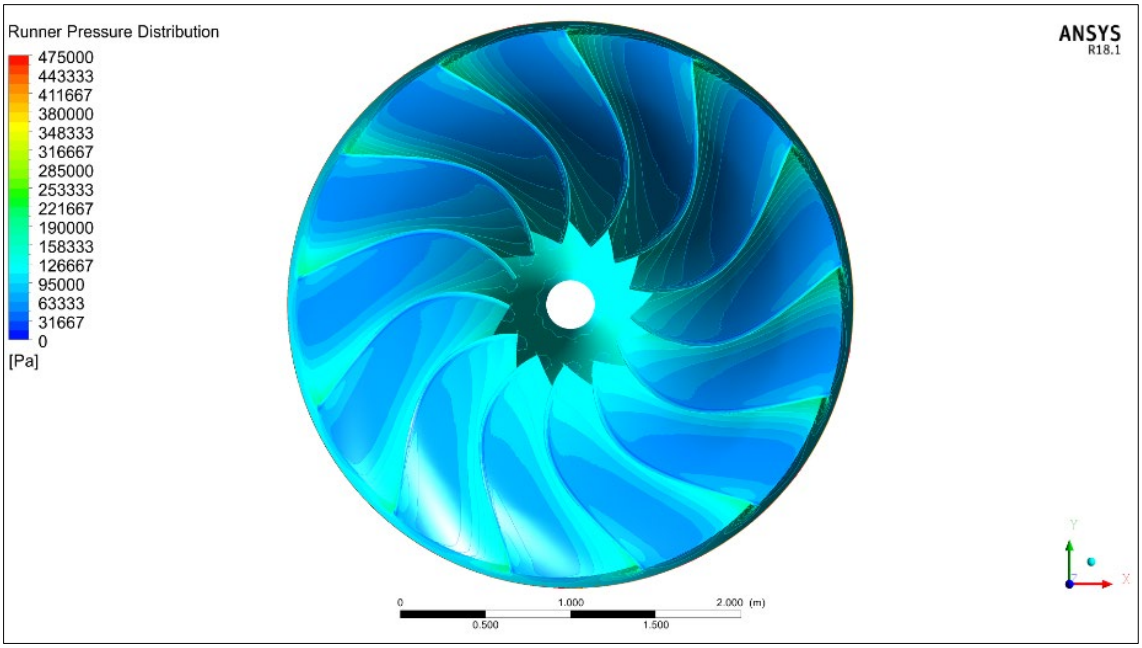
Şekil 5.16. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark basınç dağılımı üstten görünümü



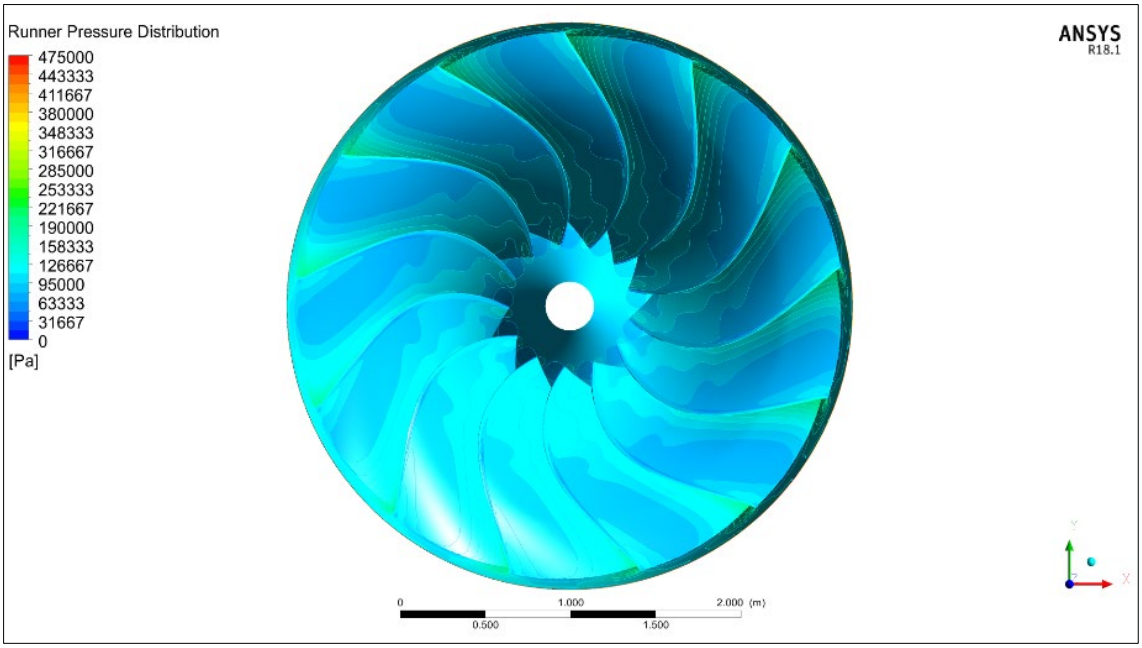
Şekil 5.17. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark basınç dağılımı üstten görünümü



Şekil 5.18. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark basınç dağılımı alttan görünümü



Şekil 5.19. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark basınç dağılımı alttan görünümü



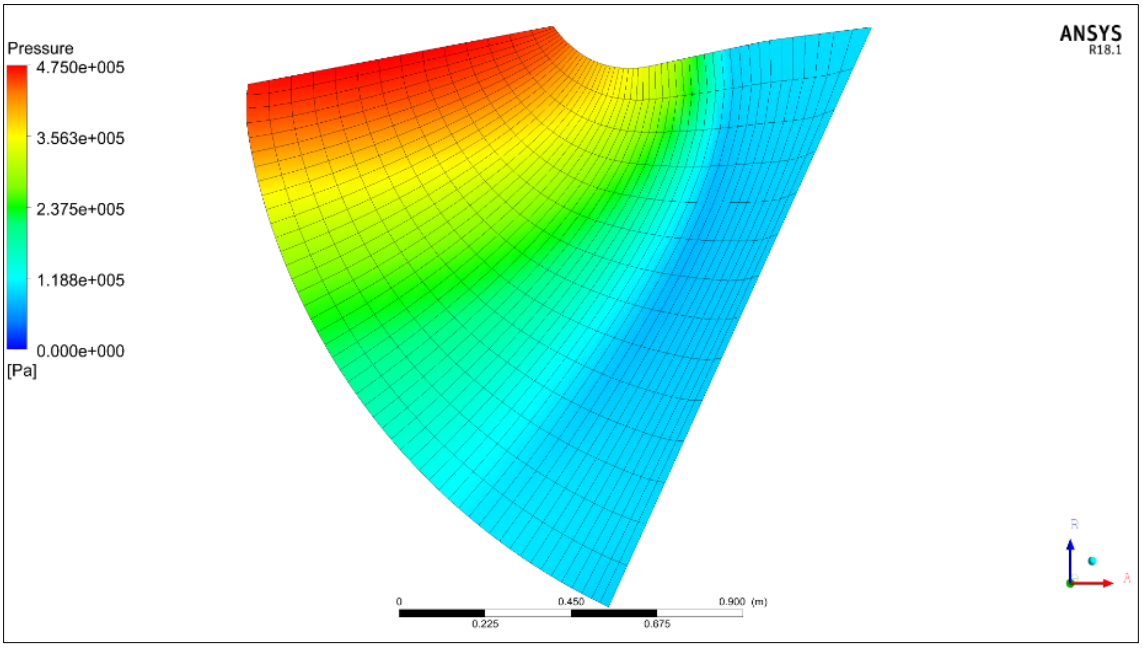
Şekil 5.20. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark basınç dağılımı alttan görünümü

En iyi verim noktasında çark kanatları üzerindeki basınç dağılımı homojen olup kanat girişinde yer alan yüksek basınç noktasının çark bilezik tarafında daha yüksek olmasının iyileştirme çalışmaları sırasında çark veriminin artmasını sağladığı görülmüştür. Bunun yanı sıra kanat emme yüzeyinde kavitasyona sebep olacak negatif basınç bölgeleri gözlenmemiştir.

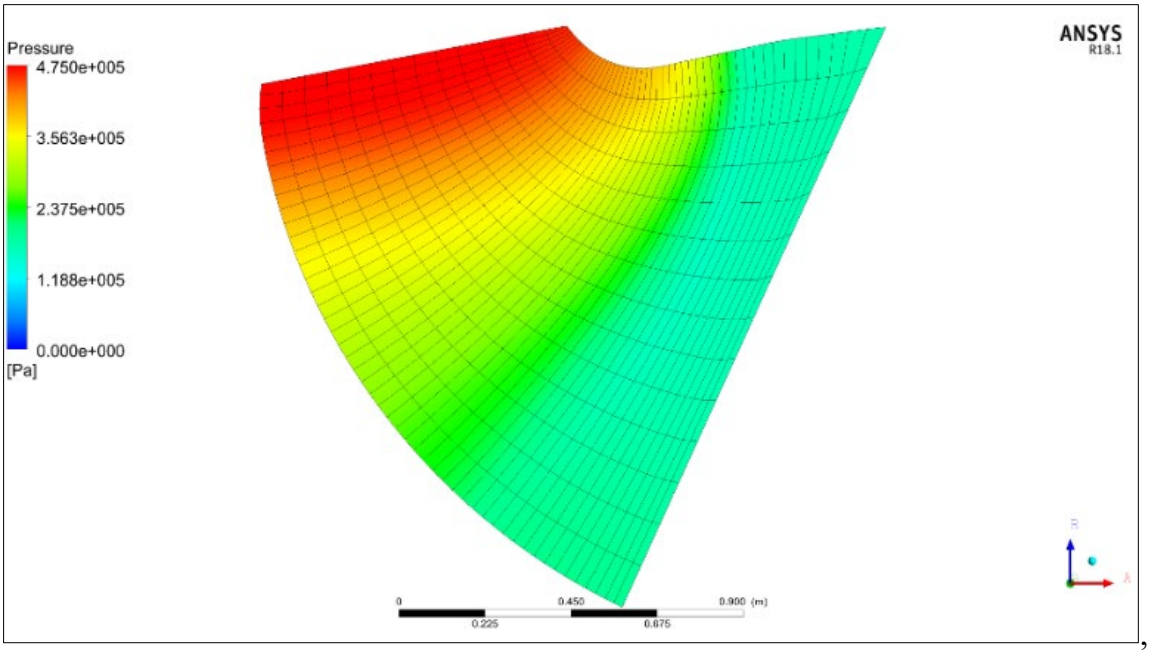
Tam yükte de çark kanatları üzerindeki basınç dağılımı homojen olup akışta dalgalanma veya kanat yüzeyinde herhangi bir kavitasyon deformasyonu beklenmemektedir.

40 m^3/s debi değerindeki kısmi yük çalışmasında da çark basınç dağılımında herhangi bir olumsuz durum yoktur. Kısmi yükte çalışma durumlarında ortaya çıkabilecek olan taç yüzeyi kavitasyonuna ağırlıklı verim tablosunda yer alan en düşük debi olan 40 m^3/s değerinde rastlanmamaktadır.

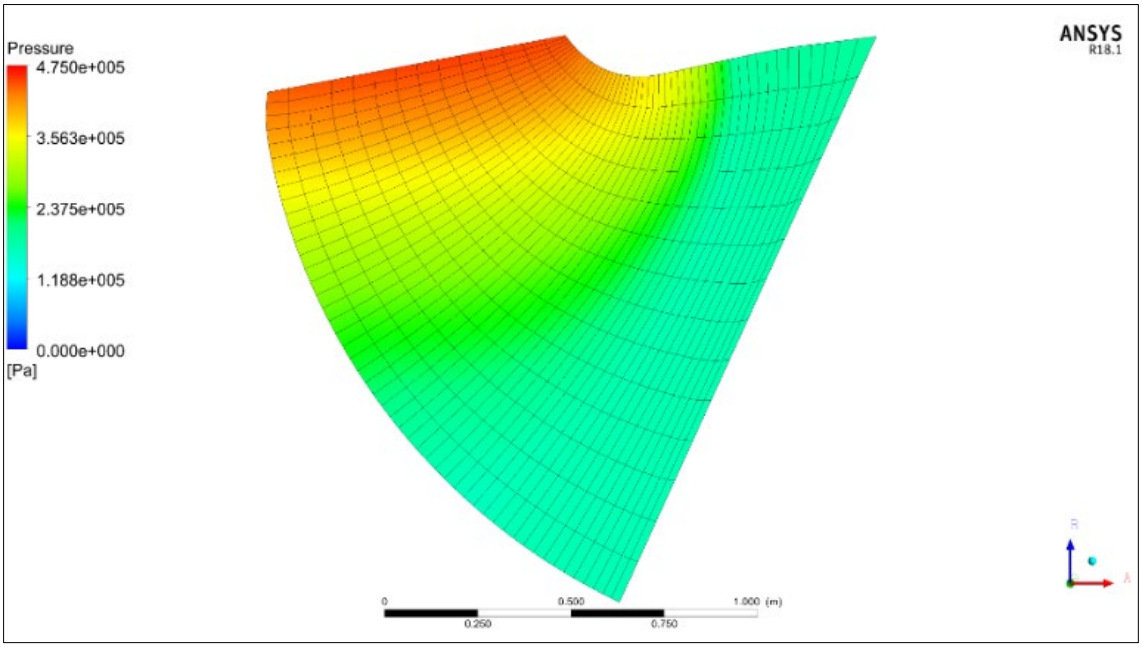
Çark kanadına ait en iyi verimlilik noktası, tam yük ve kısmi yükte basınç ve hız dağılımları meridyonel görünümler ile de incelenmiştir. Çark kanadına ait 60 m düşü 55 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.21'de, 60 m düşü 60 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.22'de, 60 m düşü 40 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.23'te verilmiştir.



Şekil 5.21. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı meridyonel basınç dağılımı

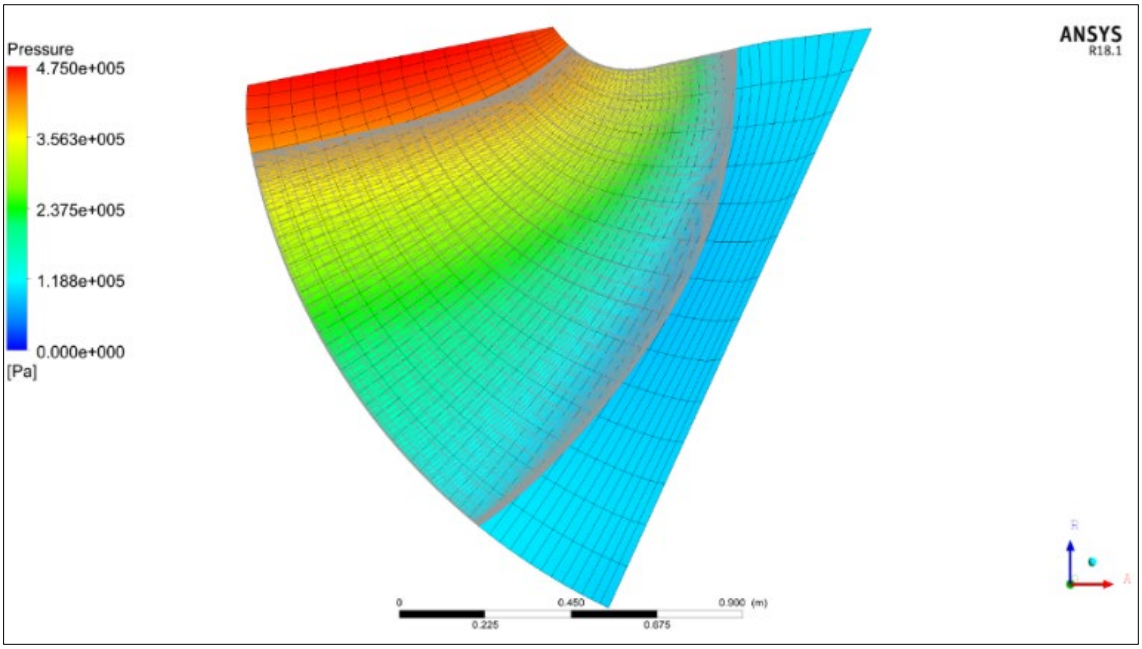


Şekil 5.22. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı meridyonel basınç dağılımı

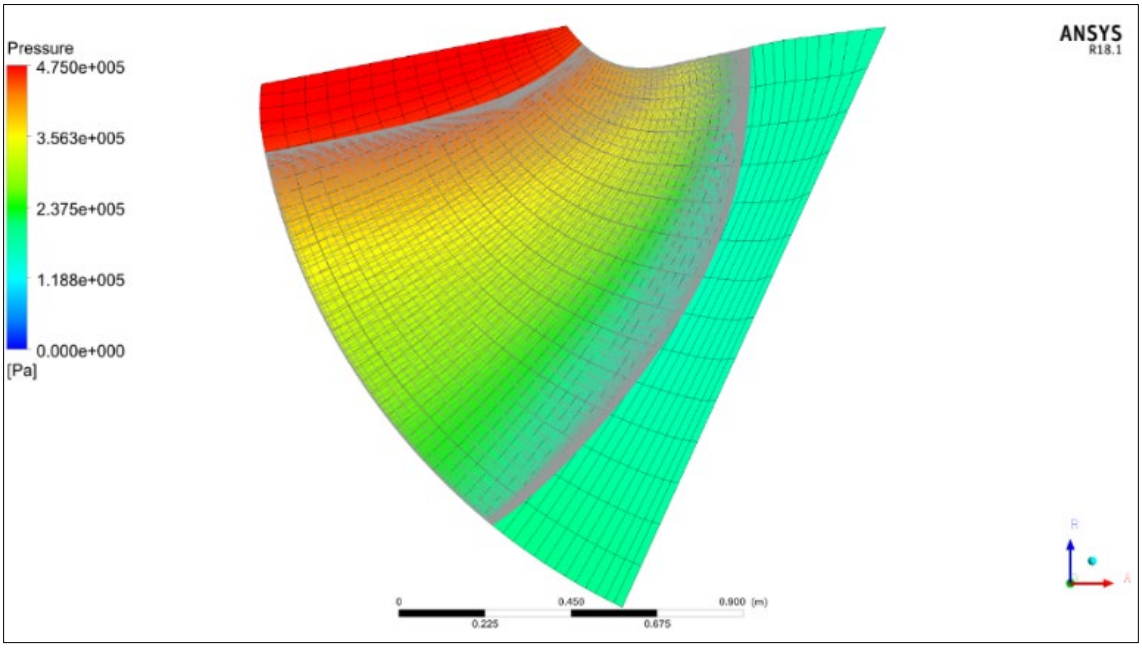


Şekil 5.23. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı meridyonel basınç dağılımı

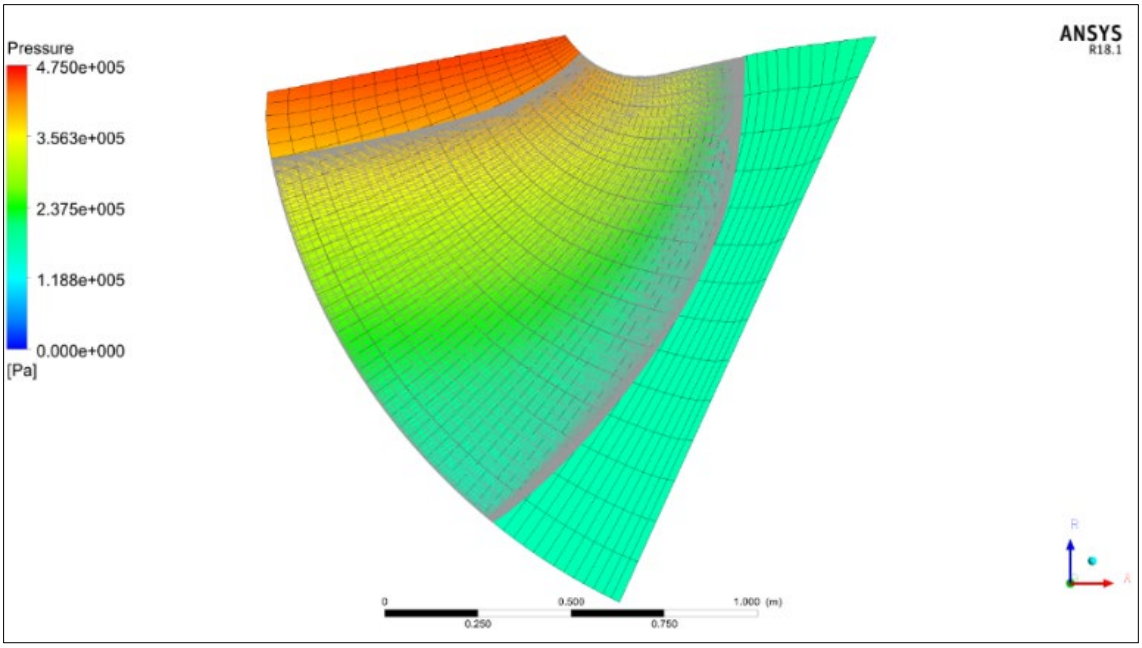
Çark kanadına ait 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadının izdüşümünü de içeren meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.24'te, 60 m düşü 60 m^3/s debide kanat izdüşümünü içeren meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.25'te, 60 m düşü 40 m^3/s debide kanat izdüşümünü içeren meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.26'da verilmiştir.



Şekil 5.24. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı

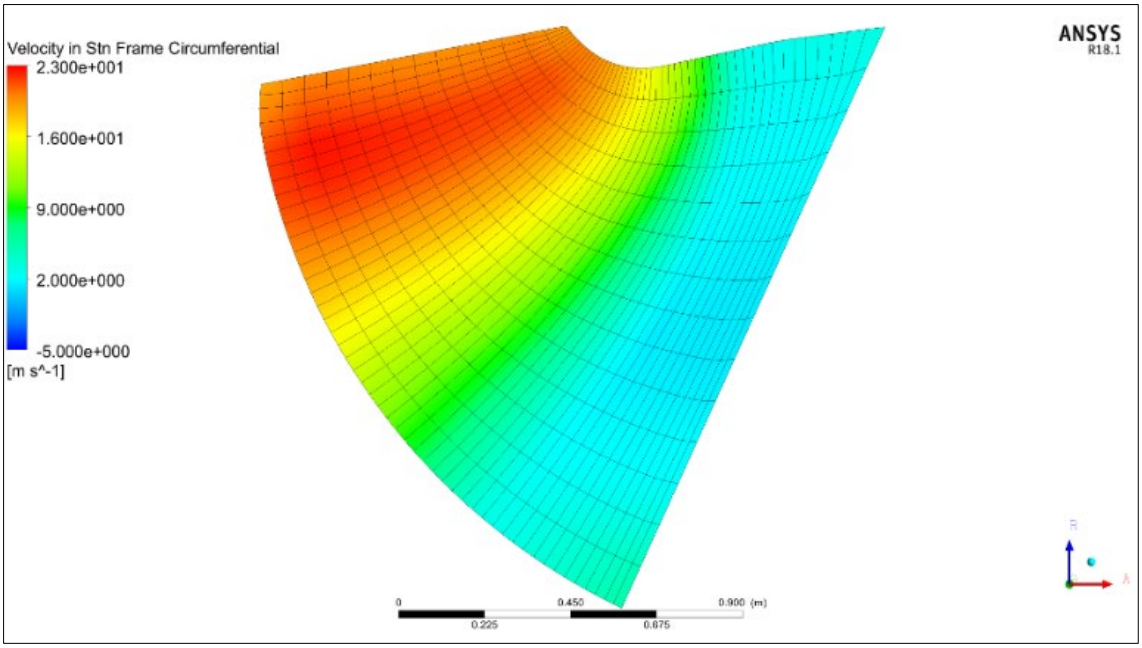


Şekil 5.25. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı

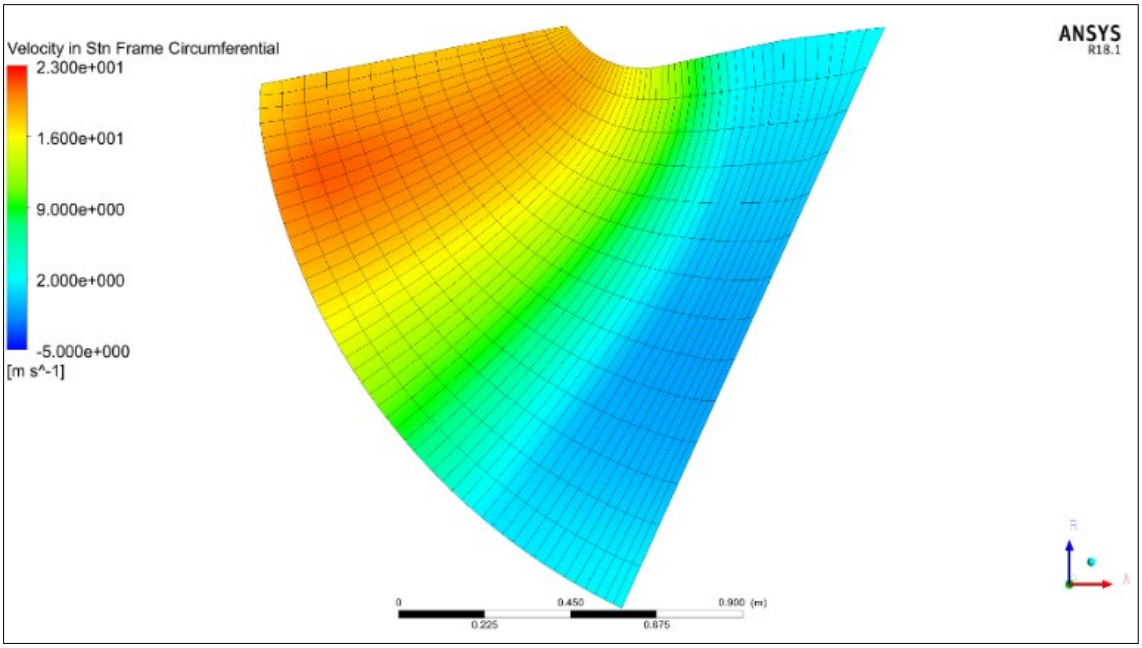


Şekil 5.26. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı basınç dağılımı

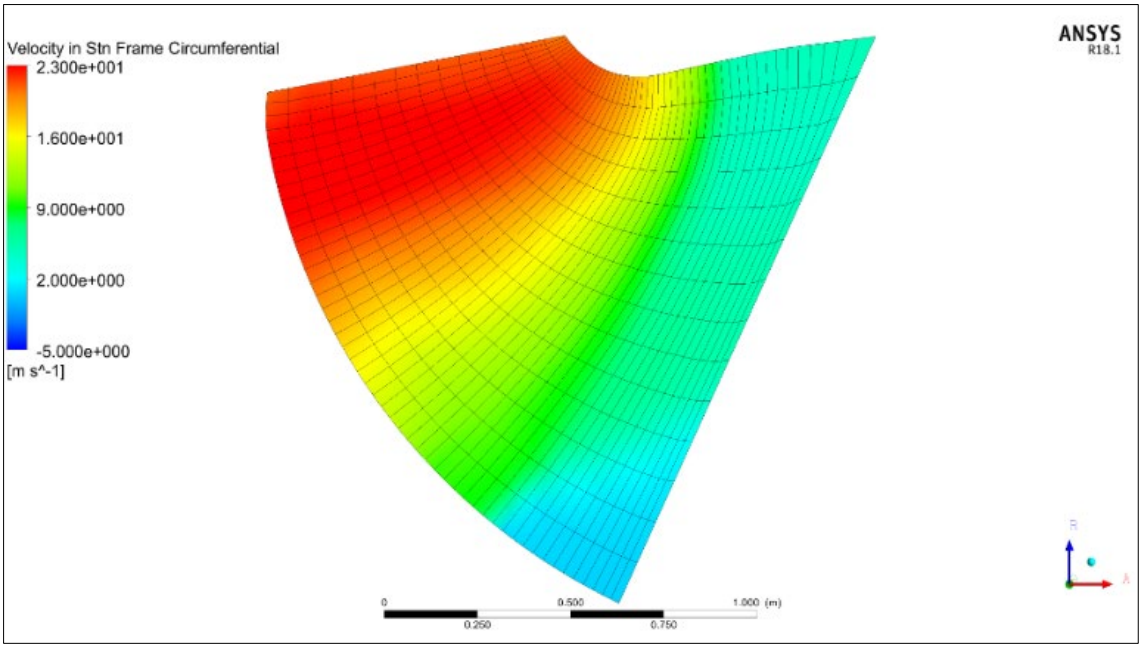
Çark kanadına ait 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı Şekil 5.27'de, 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı Şekil 5.28'de, 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı Şekil 5.29'da verilmiştir.



Şekil 5.27. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı



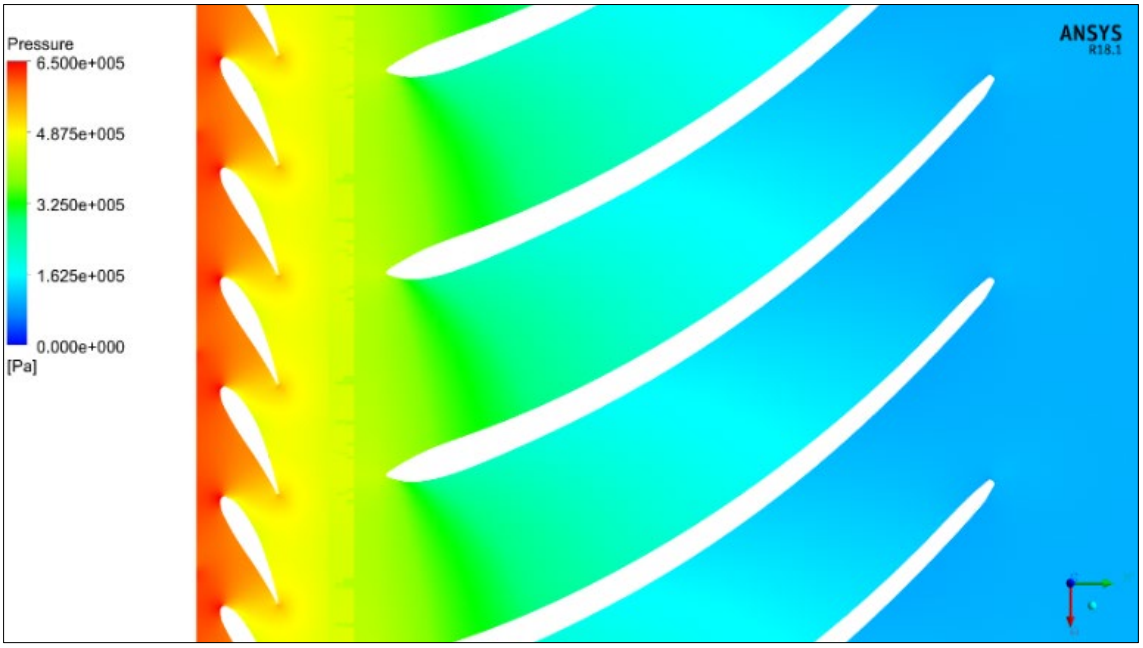
Şekil 5.28. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı



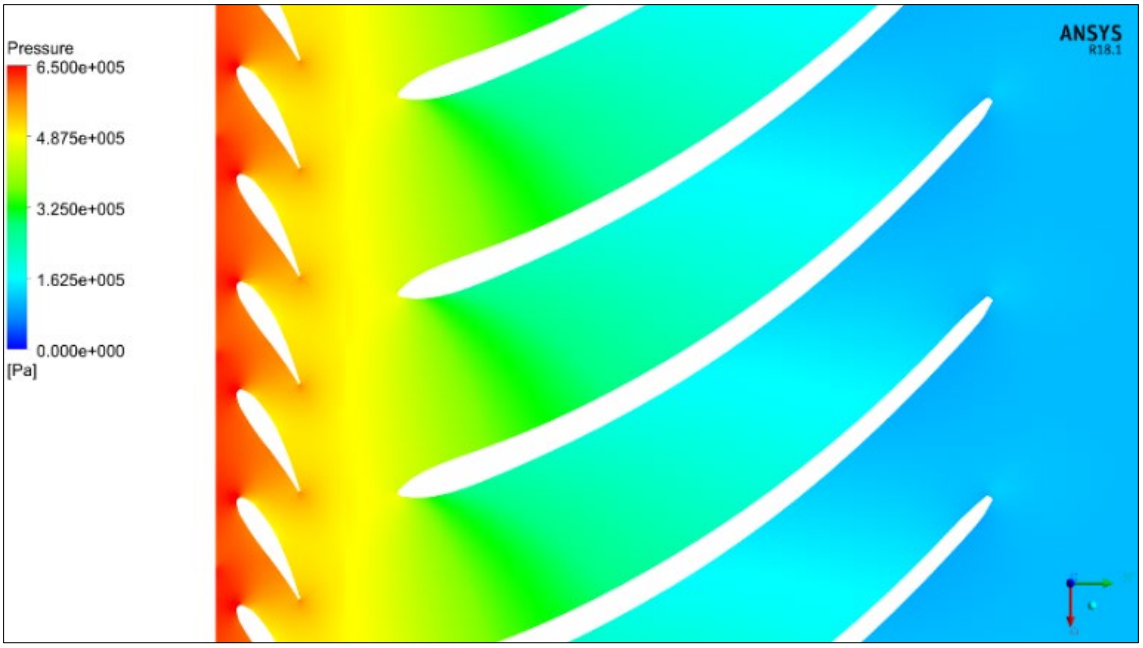
Şekil 5.29. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark kanadı çevresel hız dağılımı

Meridyonel basınç ve hız dağılımları kanat yüzeyi ve akış yolu boyunca homojen olarak dağılmakta olup 3 boyutlu basınç dağılımı konturlarında ortaya çıkan sonuçları desteklemektedir.

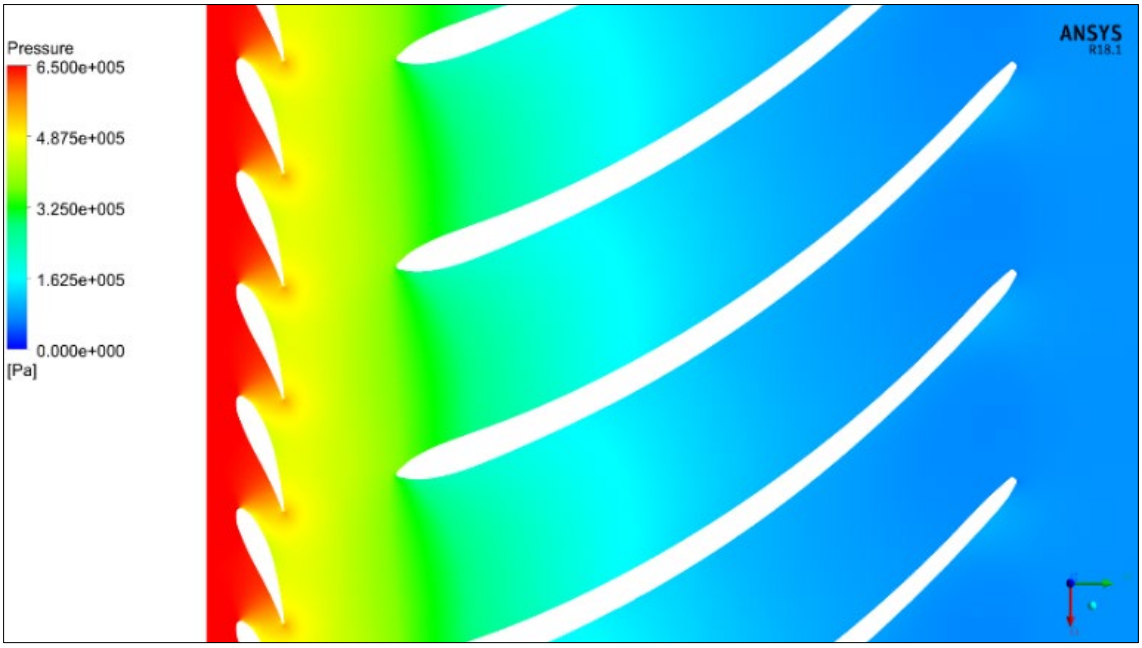
Ayar kanatlarından çıkan suyun çark kanatlarına geçişi olmaktadır. Bu sebeple ayar kanatları ile çark kanatları etkileşiminde oluşabilecek sorunların tespit edilebilmesi için bu bölgenin de meridyonel basınç dağılımı incelenmiştir. Meridyonel basınç dağılımları incelendiğinde ayar kanatları ile çark kanatları arasında lineer değişen bir dağılım izlenmiştir. Ayar kanatları ve çark arasında 60 m düşü 55 m^3/s debide oluşan meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.30'da, ayar kanatları ve çark arasında 60 m düşü 60 m^3/s debide oluşan meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.31'de, ayar kanatları ve çark arasında 60 m düşü 40 m^3/s debide oluşan meridyonel basınç dağılımı Şekil 5.32'de gösterilmiştir.



Şekil 5.30. 60 m düşü 55 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı

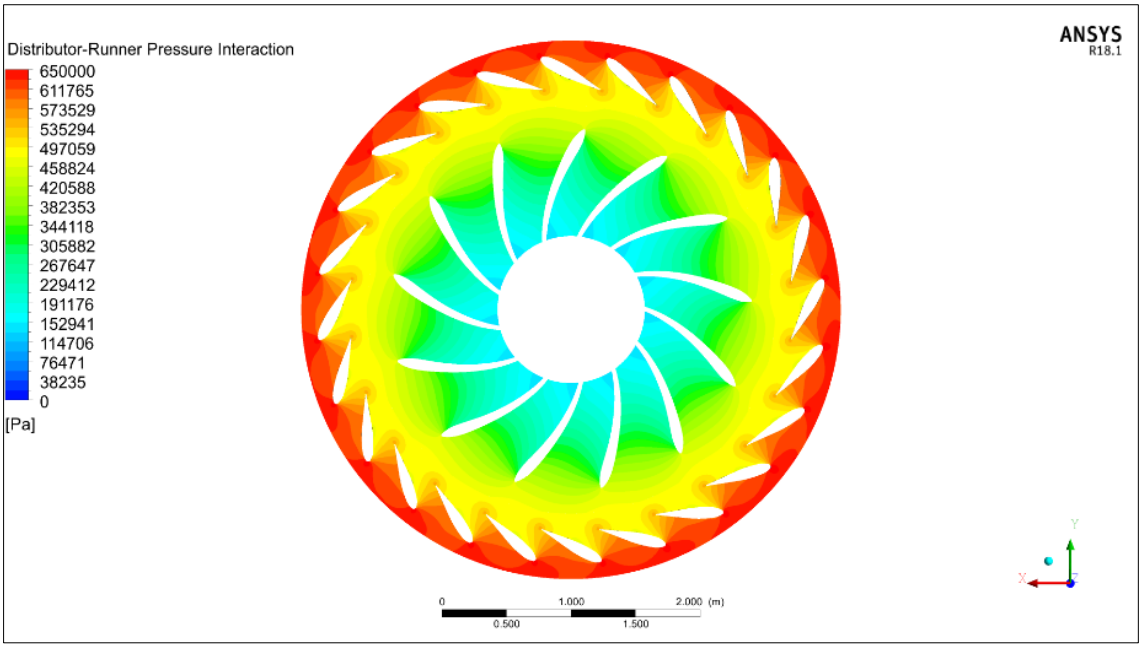


Şekil 5.31. 60 m düşü 60 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı

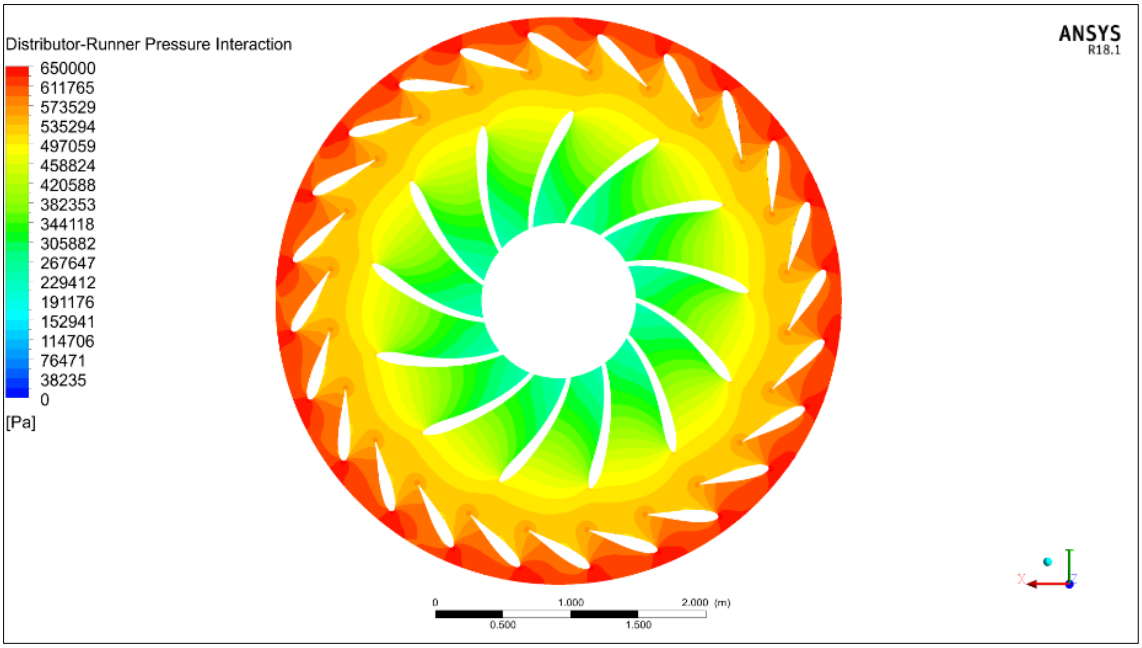


Şekil 5.32. 60 m düşü 40 m^3/s debide meridyonel basınç dağılımı

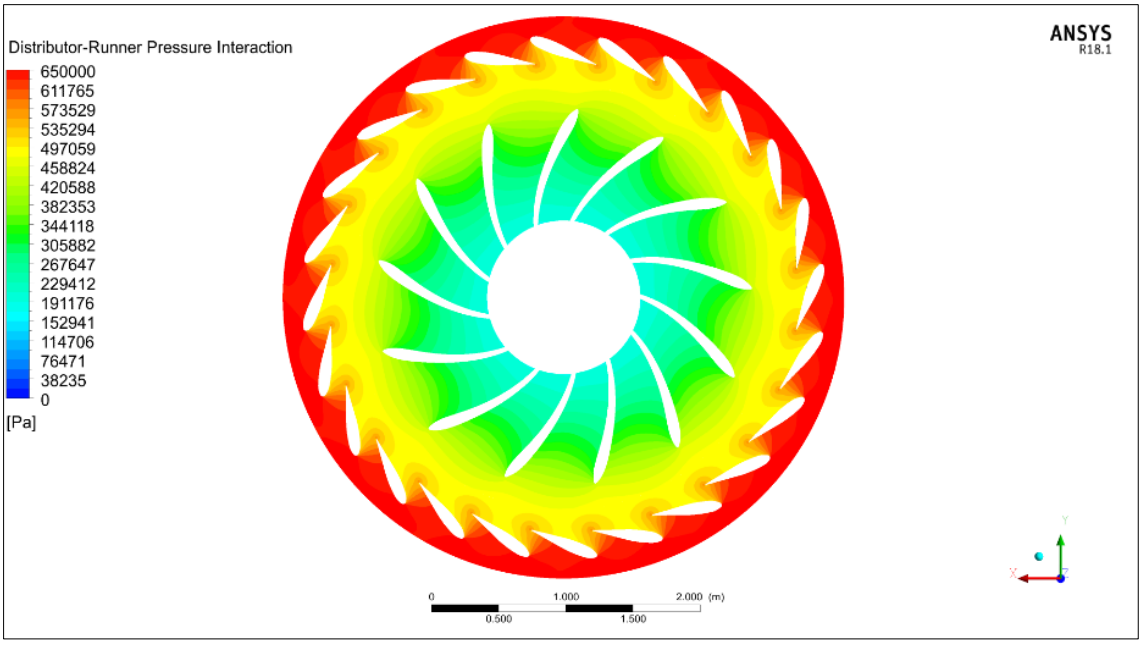
Ayar kanatları ve çark arasında 60 m düşü 55 m^3/s debide oluşan basınç dağılımı Şekil 5.33'te, ayar kanatları ve çark arasında 60 m düşü 60 m^3/s debide oluşan basınç dağılımı Şekil 5.34'te, ayar kanatları ve çark arasında 60 m düşü 40 m^3/s debide oluşan basınç dağılımı Şekil 5.35'te gösterilmiştir.



Şekil 5.33. 60 m düşü 55 m^3/s debide ayar kanatları-çark arası basınç dağılımı

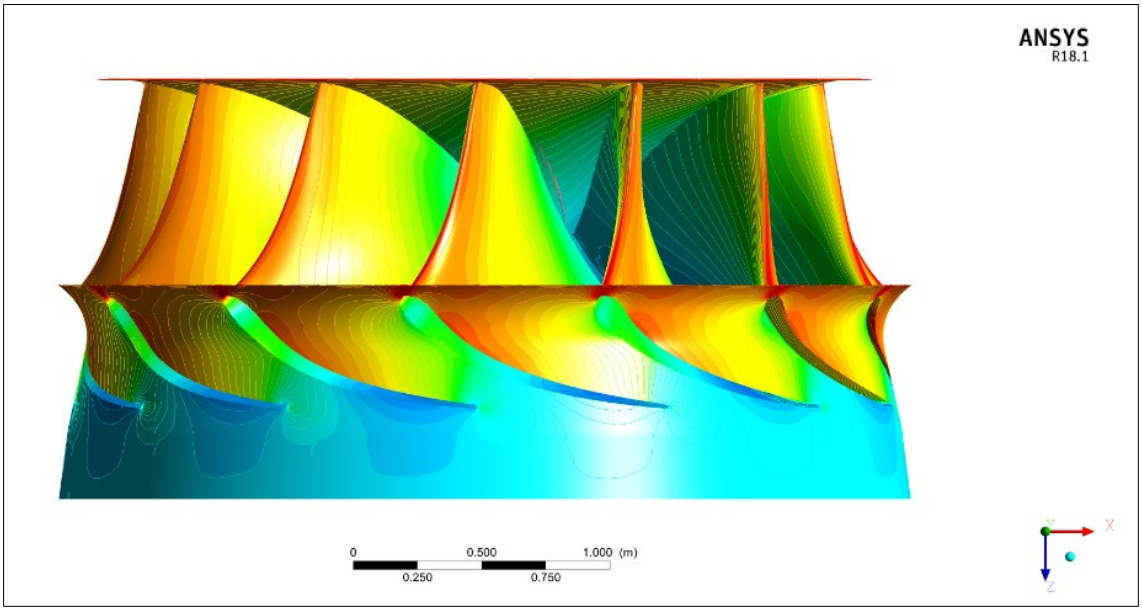


Şekil 5.34. 60 m düşü 60 m^3/s debide ayar kanatları-çark arası basınç dağılımı

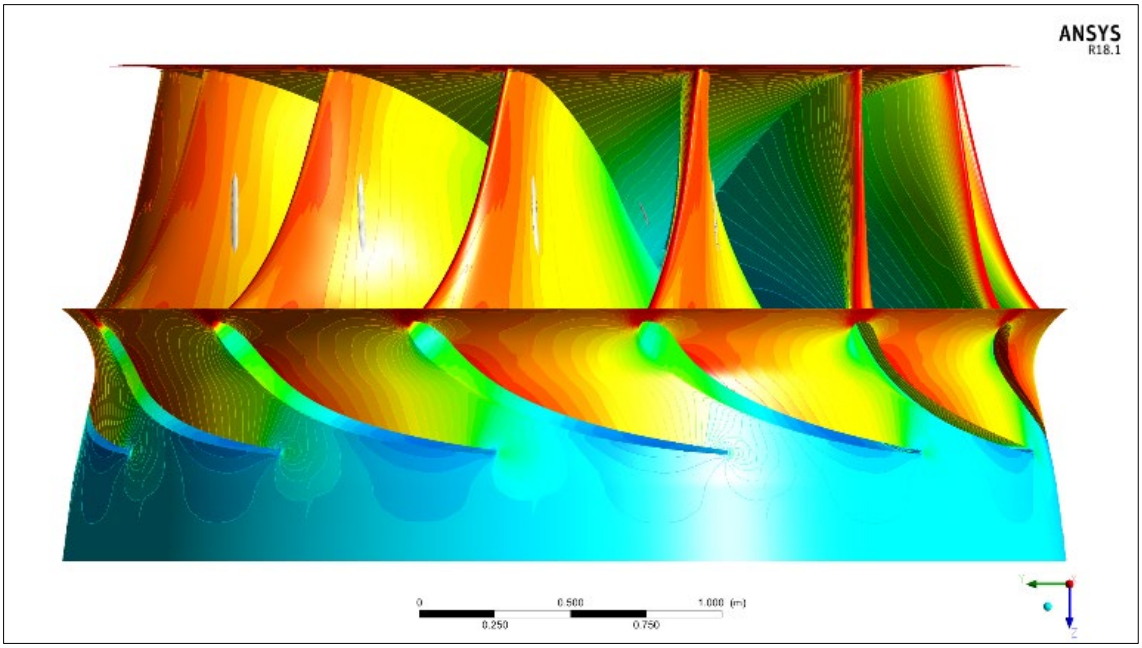


Şekil 5.35. 60 m düşü 40 m^3/s debide ayar kanatları-çark arası basınç dağılımı

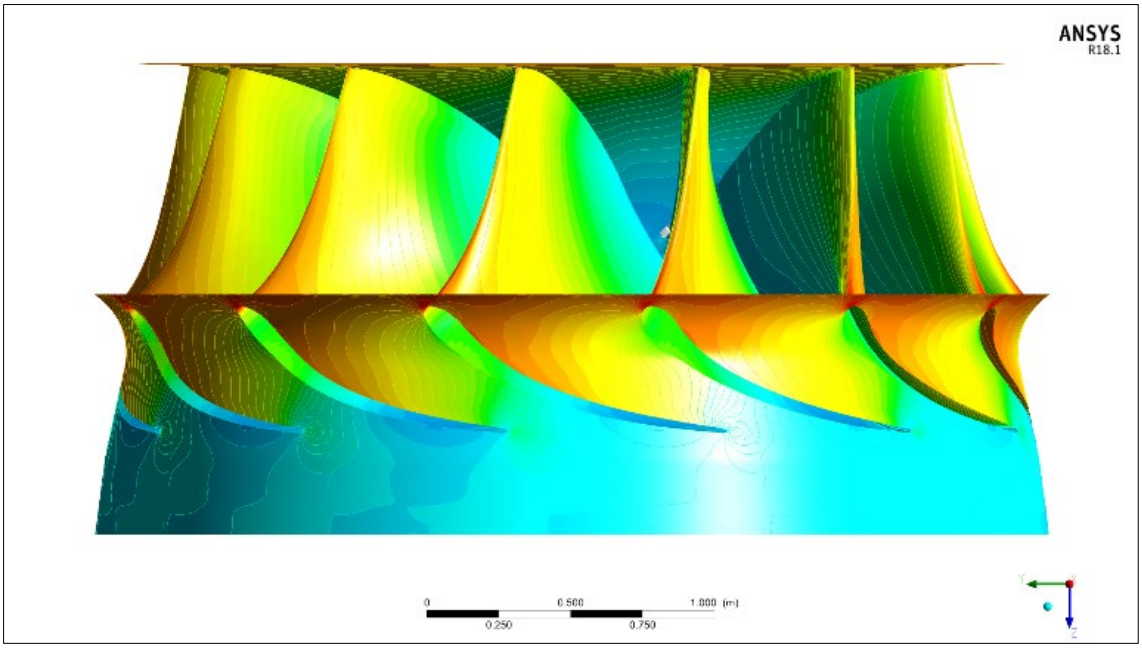
Türbin çarkının çalışma aralığındaki ve çalışma sınırlarının daha altındaki (düşük kısmi yük) debilerde çark girişinde ve kanatlar arasında oluşan girdap hareketleri incelenmiştir. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark girdap alanı Şekil 5.36'da, 60 m düşü 60 m^3/s debide çark girdap alanı Şekil 5.37'de, 60 m düşü 40 m^3/s debide çark girdap alanı Şekil 5.38'de, 60 m düşü 25 m^3/s debide çark girdap alanı Şekil 5.39'da, 60 m düşü 25 m^3/s debide çark girdap alanının izometrik görünümü Şekil 5.40'ta gösterilmiştir.



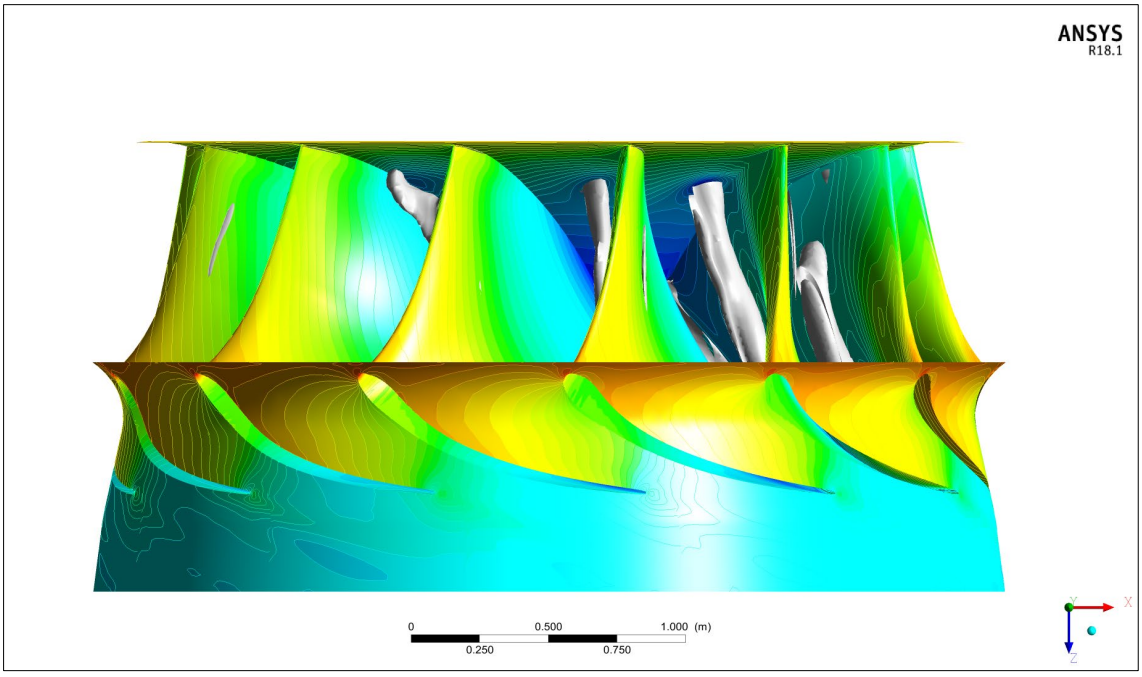
Şekil 5.36. 60 m düşü 55 m^3/s debide çark girdap alanı



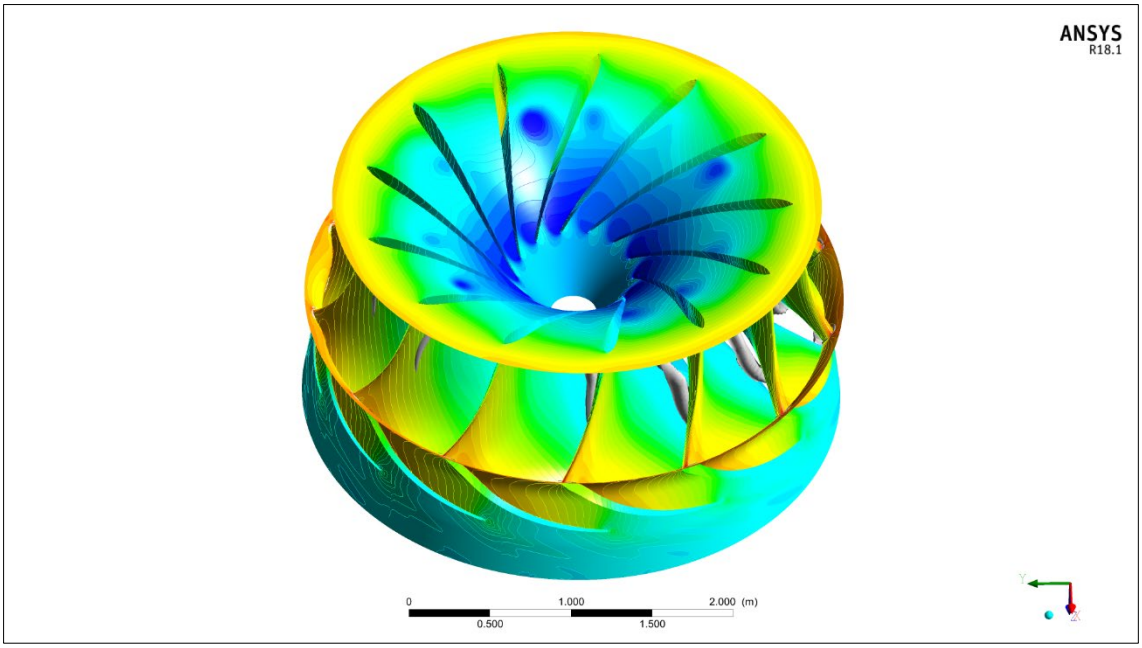
Şekil 5.37. 60 m düşü 60 m^3/s debide çark girdap alanı



Şekil 5.38. 60 m düşü 40 m^3/s debide çark girdap alanı



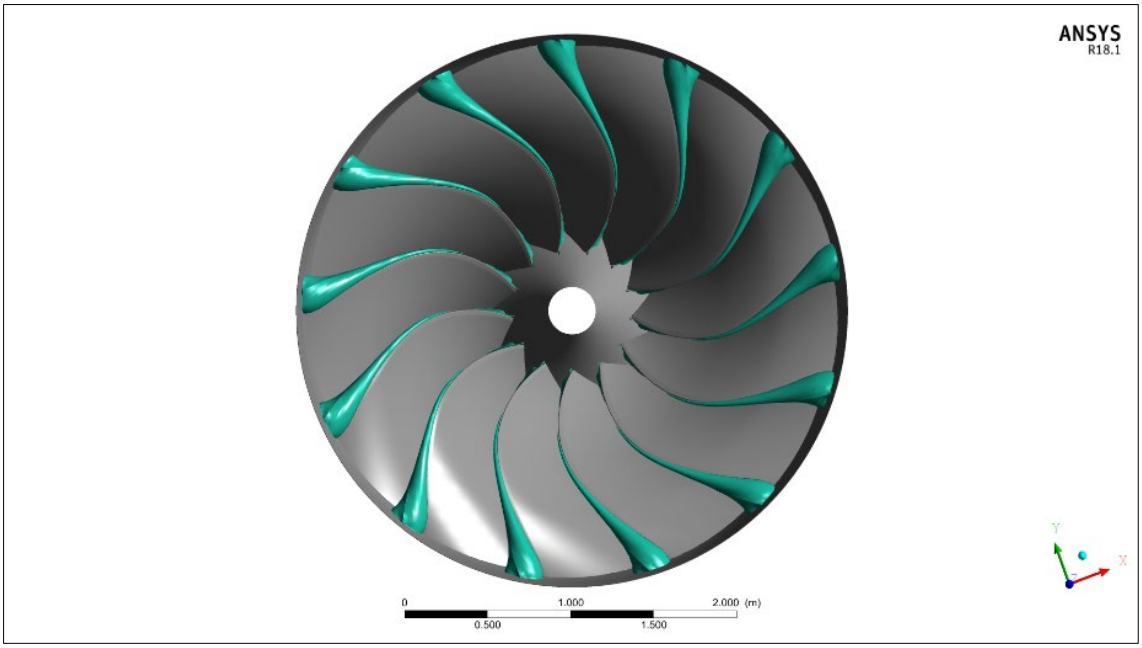
Şekil 5.39. 60 m düşü 25 m^3/s debide çark girdap alanı



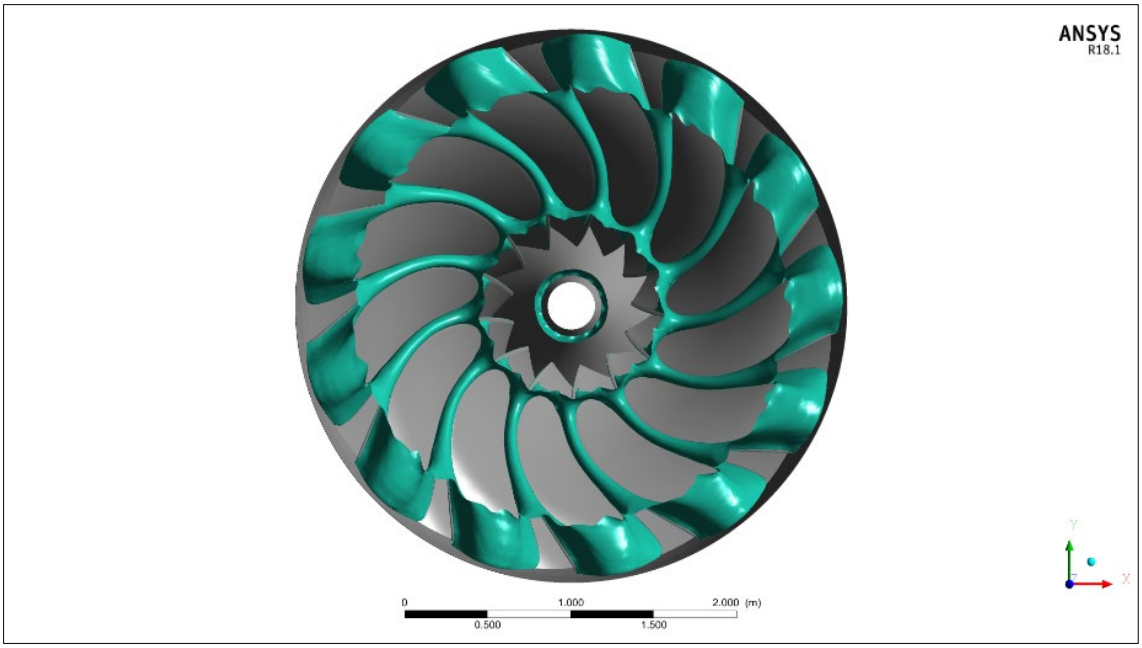
Şekil 5.40. 60 m düşü 25 m^3/s debide izometrik görünümde çark girdap alanı

Çark kanatları arasında çalışma sınırlarını içeren debi değerleri aralığında girdap kavitasyonları beklenmemekte olup HAD analizi sonuçlarıyla da bu durum desteklenmektedir. En iyi verim noktası, tam yük ve kısmi yük durumlarında kanatlar arası girdap kavitasyonu oluşmamaktadır. Düşük kısmi yük değerinde (25 m^3/s) ise çark kanatları arasında girdap kavitasyonlarının oluştuğu gözlenmiştir. Aynı zamanda bu debi değerinde taç yüzeyinde negatif basınç bölgeleri oluşmaktadır.

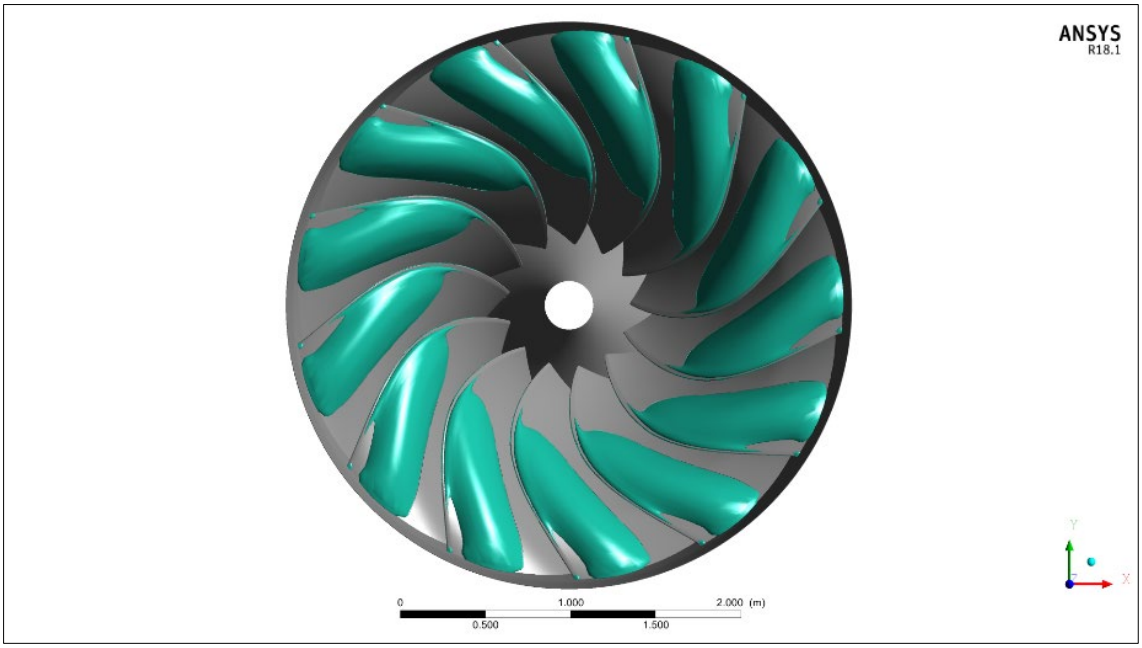
Çark kanatları emme yüzeylerindeki eş yüzey görselleri 60 m düşüde en iyi verim noktası olarak değerlendirilen (Bkz. Bölüm 5.2) 55 m^3/s ve düşük kısmi yük debisi olan 25 m^3/s debilerde incelenmiştir. 60 m düşü ve 55 m^3/s debide emme yüzeyinde 100 000 Pa ve altındaki basınç değerlerindeki görseller gösterilmiştir. Bunlardan, 60 m düşü ve 55 m^3/s debide 100 000 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.41'de, 60 m düşü ve 55 m^3/s debide 80 000 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.42'de, 60 m düşü ve 55 m^3/s debide 60 000 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.43'te, 60 m düşü ve 55 m^3/s debide 40 000 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.44'te, 60 m düşü ve 55 m^3/s debide 30 000 Pa basınç değerindeki alanlar ise Şekil 5.45'te sunulmuştur.



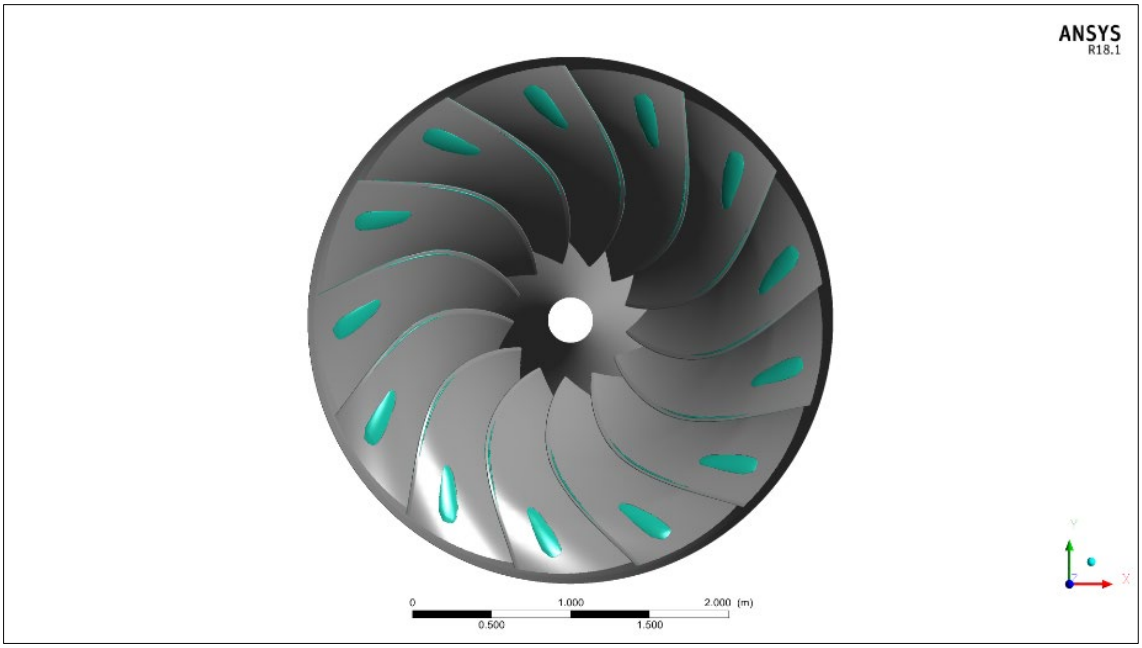
Şekil 5.41. 60 m düşü 55 m^3/s debide 100 000 Pa civarındaki alanlar



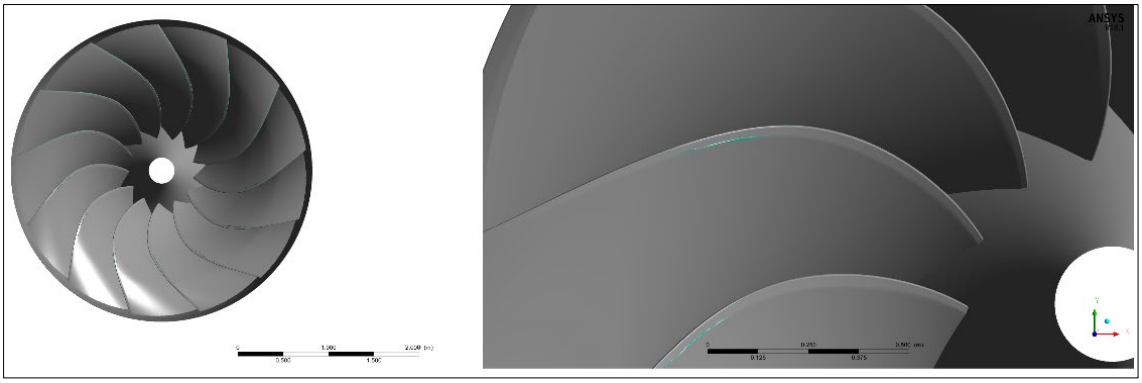
Şekil 5.42. 60 m düşü 55 m^3/s debide 80 000 Pa civarındaki alanlar



Şekil 5.43. 60 m düşü 55 m^3/s debide 60 000 Pa civarındaki alanlar

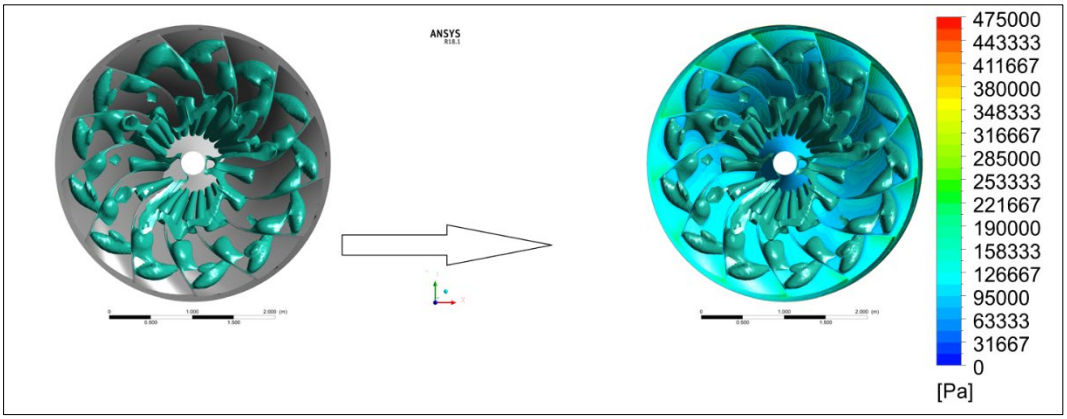


Şekil 5.44. 60 m düşü 55 m^3/s debide 40 000 Pa civarındaki alanlar

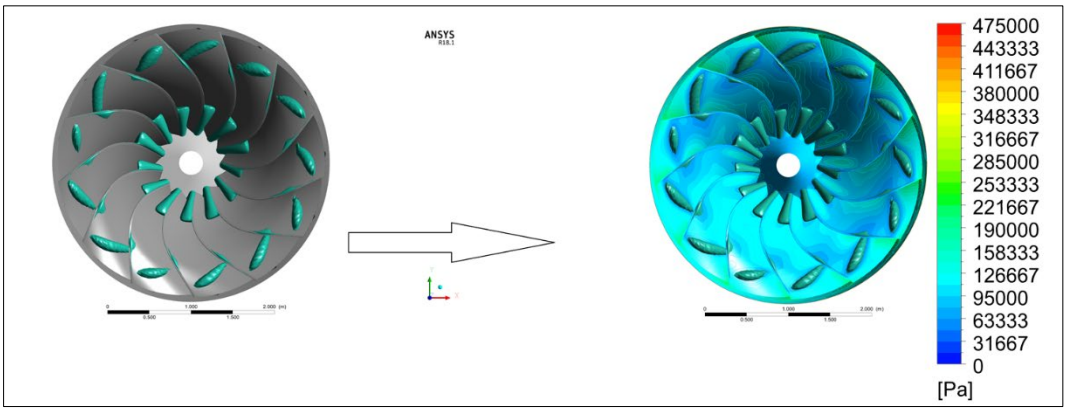


Şekil 5.45. 60 m düşü 55 m^3/s debide 30 000 Pa civarındaki alanlar

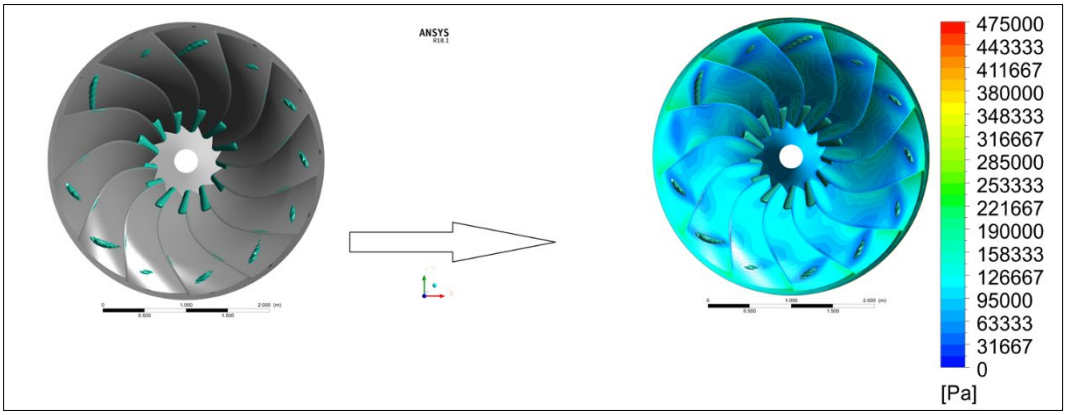
Düşük kısmi yük debisinde de çark emme yüzeyi basınç değerleri incelenmiştir. 60 m düşü ve 25 m^3/s debide 60 000 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.46'da, 60 m düşü ve 25 m^3/s debide 40 000 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.47'de, 60 m düşü ve 25 m^3/s debide 20 000 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.48'de, 60 m düşü ve 25 m^3/s debide 0 Pa basınç değerindeki alanlar Şekil 5.49'da sunulmuştur.



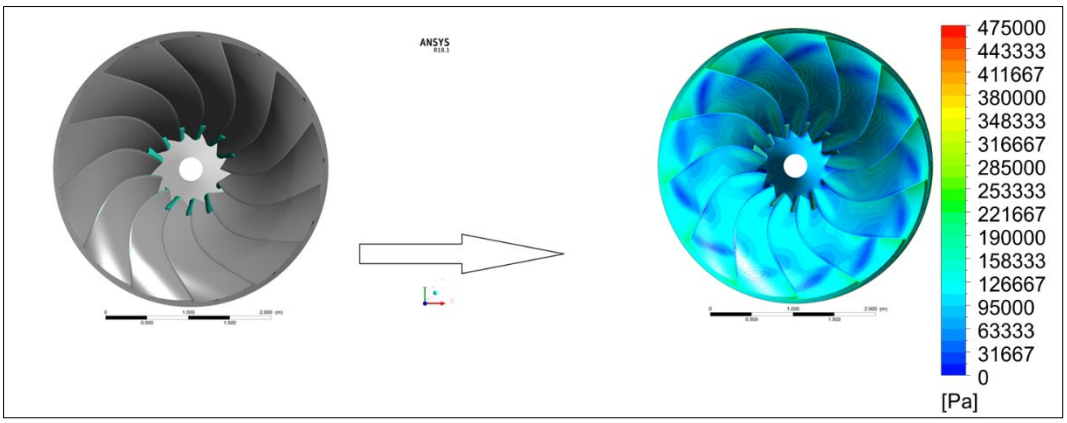
Şekil 5.46. 60 m düşü 25 m^3/s debide 60 000 Pa civarındaki alanlar



Şekil 5.47. 60 m düşü 25 m^3/s debide 40 000 Pa civarındaki alanlar



Şekil 5.48. 60 m düşü 25 m^3/s debide 20 000 Pa civarındaki alanlar

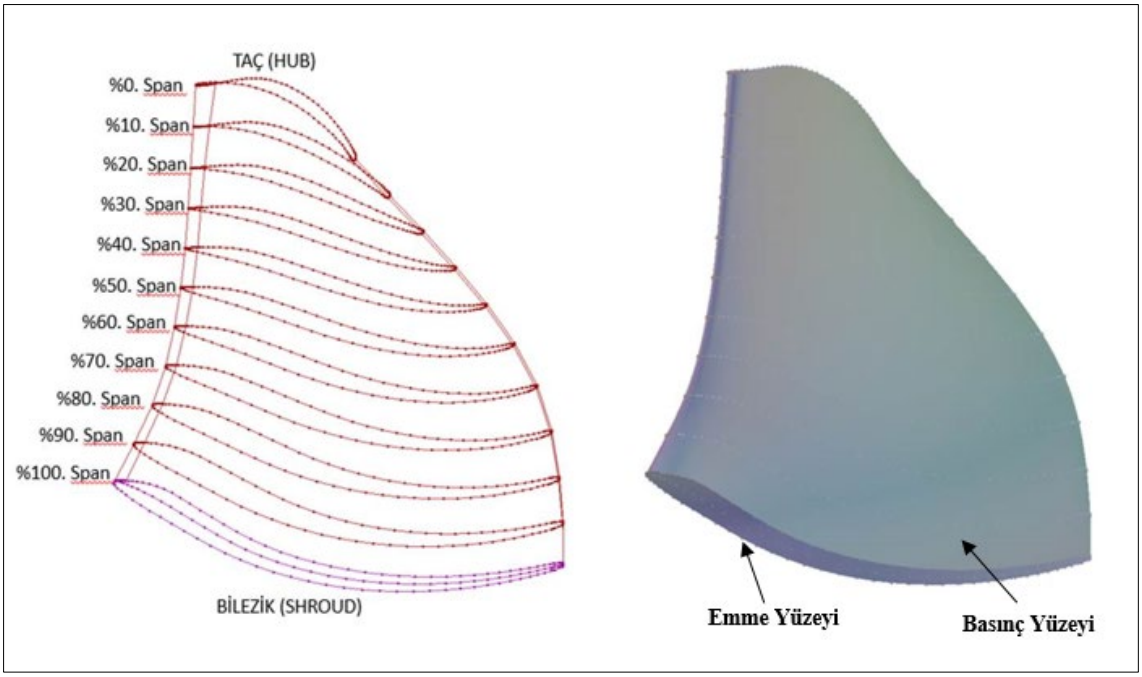


Şekil 5.49. 60 m düşü 25 m^3/s debide 0 Pa civarındaki alanlar

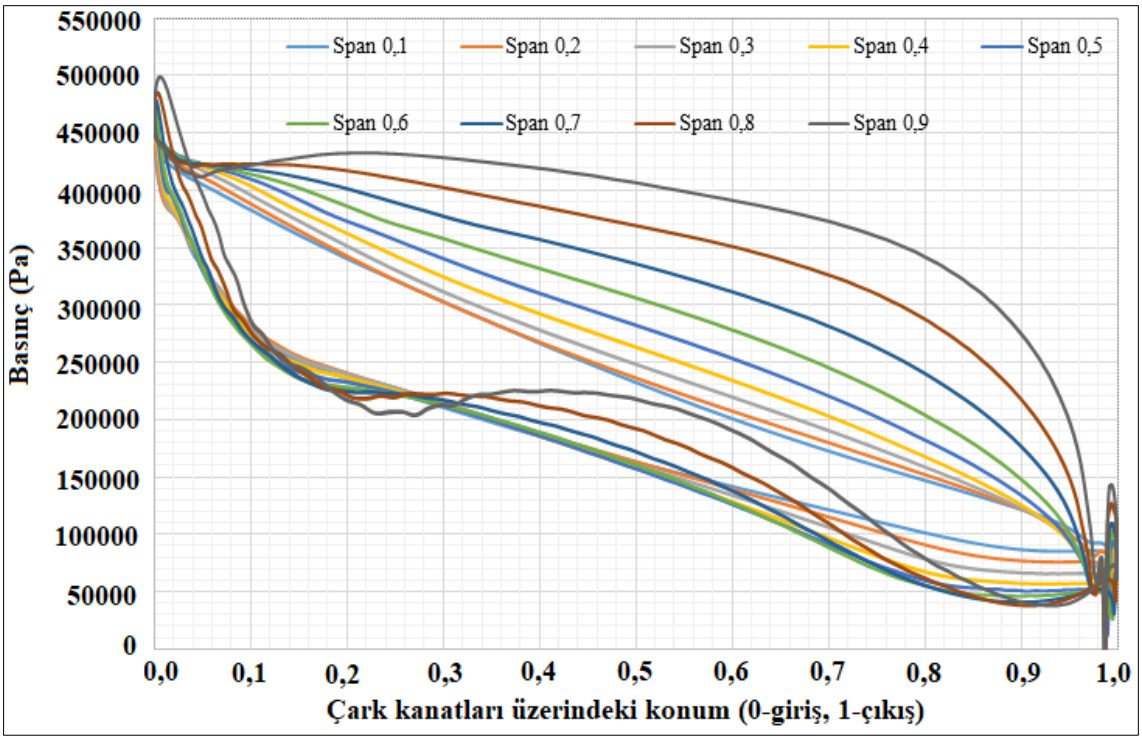
60 m düşüde çark çıkış kısmında ve emme yüzeyinde akış yolunda meydana gelen basınç değişimleri eş yüzey görselleri ile incelenmiştir. 55 m^3/s debi değerinde 100 000 Pa ila 30 000 Pa basınç değerleri arasında incelenen eş yüzey çıktılarında çarkın basınçtan tamamıyla faydalandığı görülmektedir. Bunun yanı sıra çark emme yüzeyi tarafında akış hacminde kavitasyona sebebiyet verebilecek negatif basınç bölgeleri oluşmamıştır. Çark çıkış kenarı akış hacmi en düşük 30 000 Pa civarındaki basınç değeriyle sınırlı kalmıştır.

Çarkın normal çalışma aralığının dışında yer alan düşük kısmi yük değeri olan 25 m^3/s ve altındaki debi değerlerindeki durum incelendiğinde 0 Pa basınç değerine kadar çark kanatları emme yüzeyinde basıncın düştüğü gözlemlenmiştir.

Türbin çark kanadı üzerindeki katman kesitleri Şekil 5.50'de gösterilmiştir. Türbinin nominal düşüsü olan 60 m düşü ve en yüksek debi değeri olan 60 m^3/s debide çark kanatlarında oluşan basınç yükleme grafiği [33] Şekil 5.51'de gösterilmiştir.



Şekil 5.50. Türbin çark kanadı üzerinde katman dağılımı

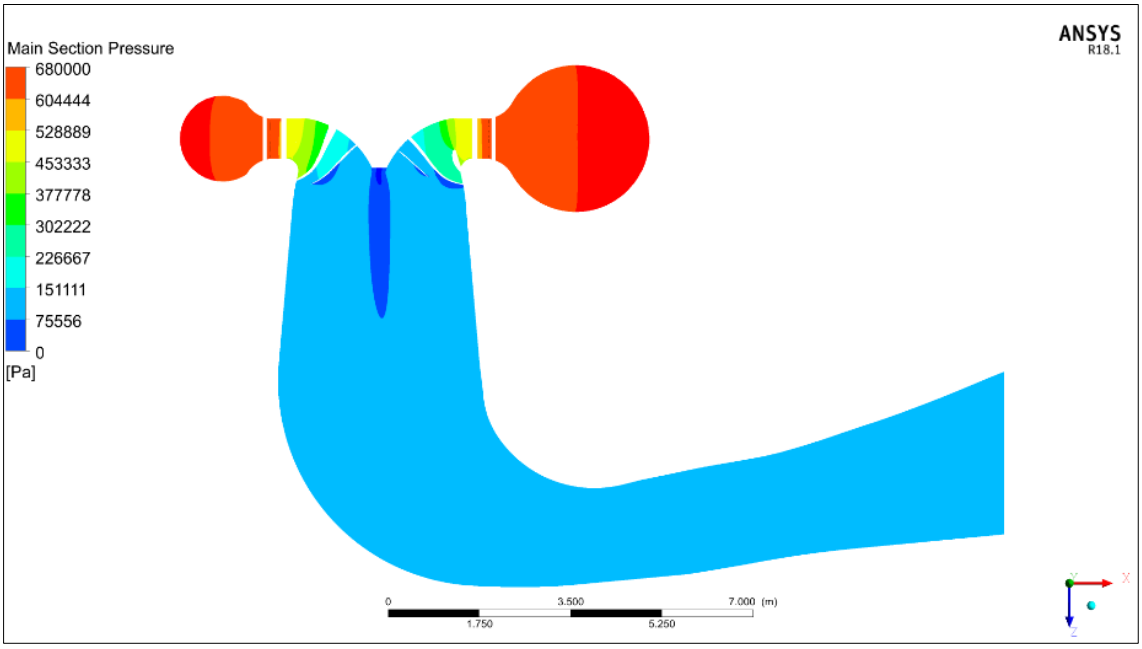


Şekil 5.51. 60 m düşü ve 60 m^3/s debide kanat basınç yüklemeleri

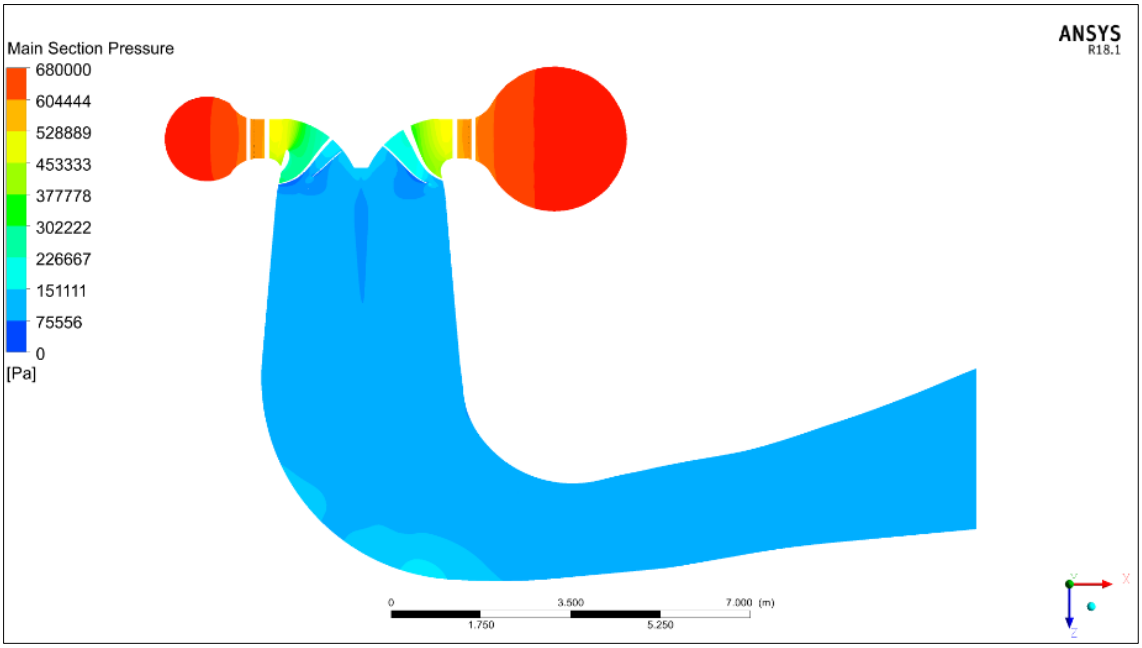
Çark kanatlarına ait basınç yükleme grafikleri incelendiğinde giriş kenarından çıkış kenarına doğru basınç düşüşü elde edildiği görülmektedir. Bileziğe yakın bölgede sadece hafif kavisli bir basınç dağılımı elde edilmiştir. Kanat boyunca basınç yüklemelerinin hiçbir bölgesinde

basınç değerinin 0 Pa altına düşmediği gözlenmiştir. X-kanat formunda olmayan geleneksel Francis türbin çarkı tasarımlarında türbin çarkı emme yüzeylerindeki basınç değeri o bölgedeki suyun buharlaşma basıncı altına düşebilmekte ve kavitasyon ihtimali bu durumda artabilmektedir [14].

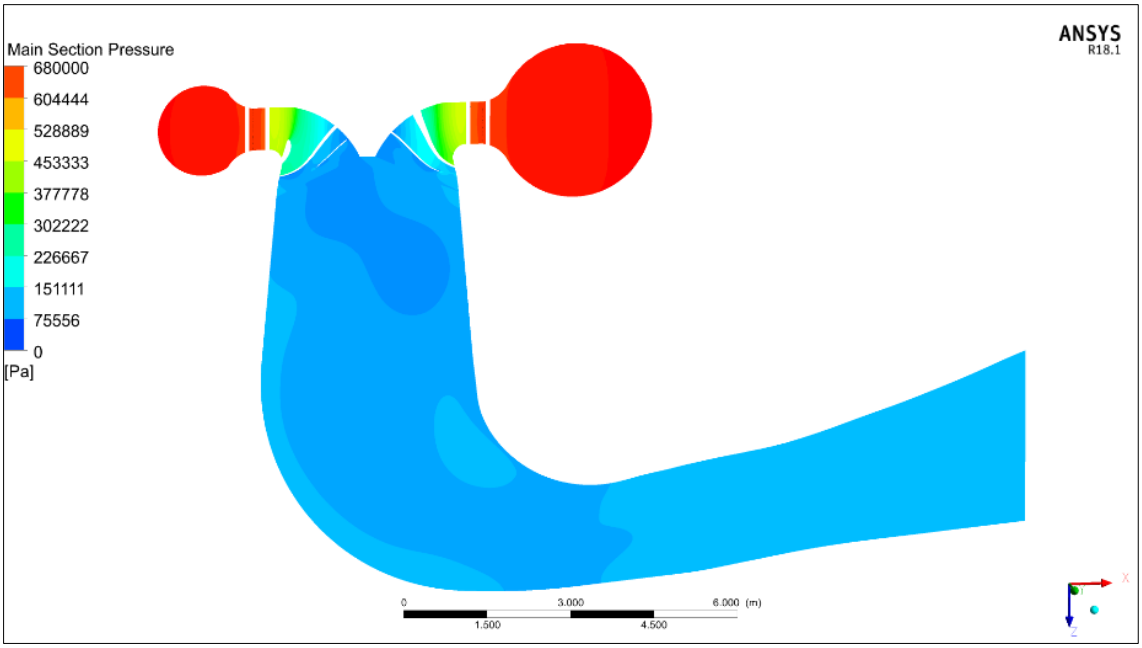
Türbine ait basınç dağılımı incelenmiştir. 60 m düşü 55 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı Şekil 5.52'de, 60 m düşü 60 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı Şekil 5.53'te, 60 m düşü 40 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı Şekil 5.54'te sunulmuştur.



Şekil 5.52. 60 m düşü 55 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı

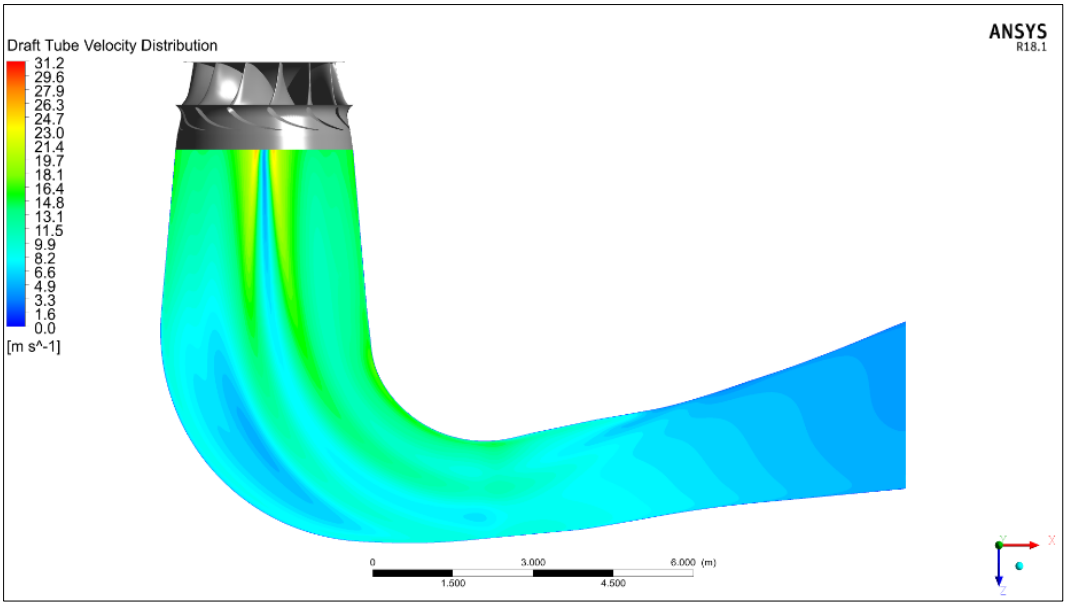


Şekil 5.53. 60 m düşü 60 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı

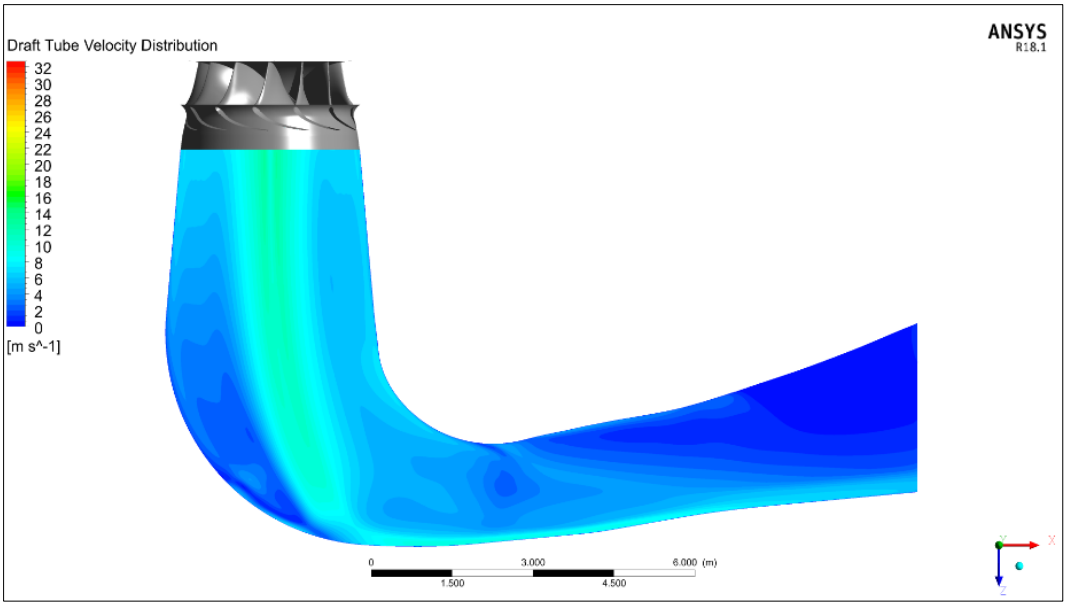


Şekil 5.54. 60 m düşü 40 m^3/s debide türbine ait basınç dağılımı

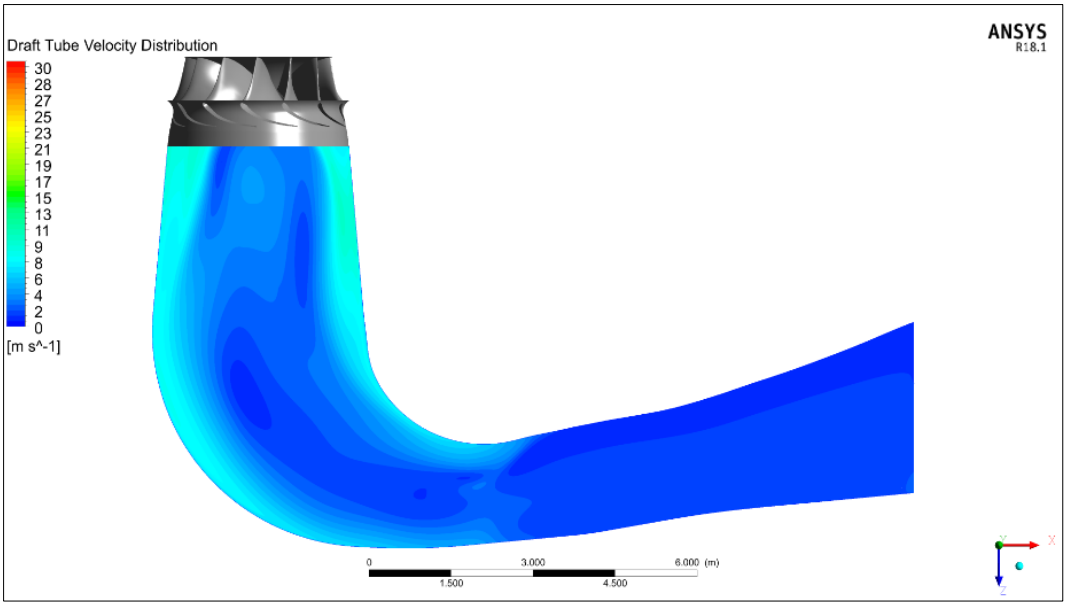
Türbin çarkı çıkışında, emme borusu ekseninde oluşan hız dağılımları incelenmiştir. 60 m düşü 55 m^3/s debide emme borusu ekseninde oluşan hız dağılımları Şekil 5.55'te, 60 m düşü 60 m^3/s debide emme borusu ekseninde oluşan hız dağılımları Şekil 5.56'da, 60 m düşü 40 m^3/s debide emme borusu ekseninde oluşan hız dağılımları Şekil 5.57'de sunulmuştur.



Şekil 5.55. 60 m düşü 55 m^3/s debide emme borusu eksenindeki hız dağılımı

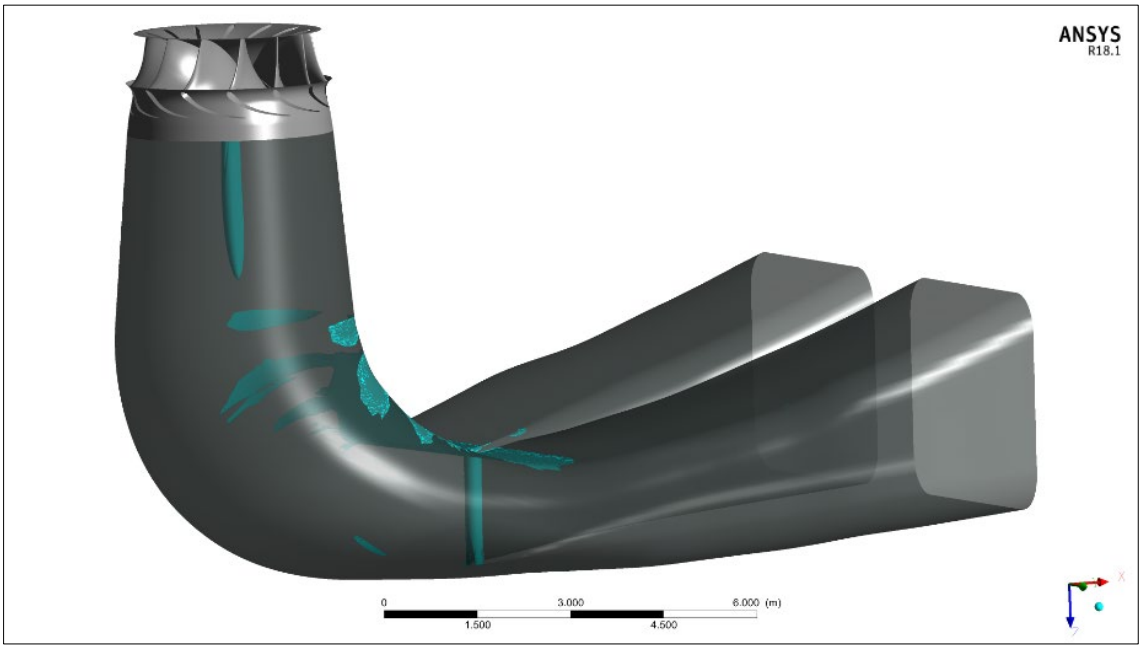


Şekil 5.56. 60 m düşü 60 m^3/s debide emme borusu eksenindeki hız dağılımı

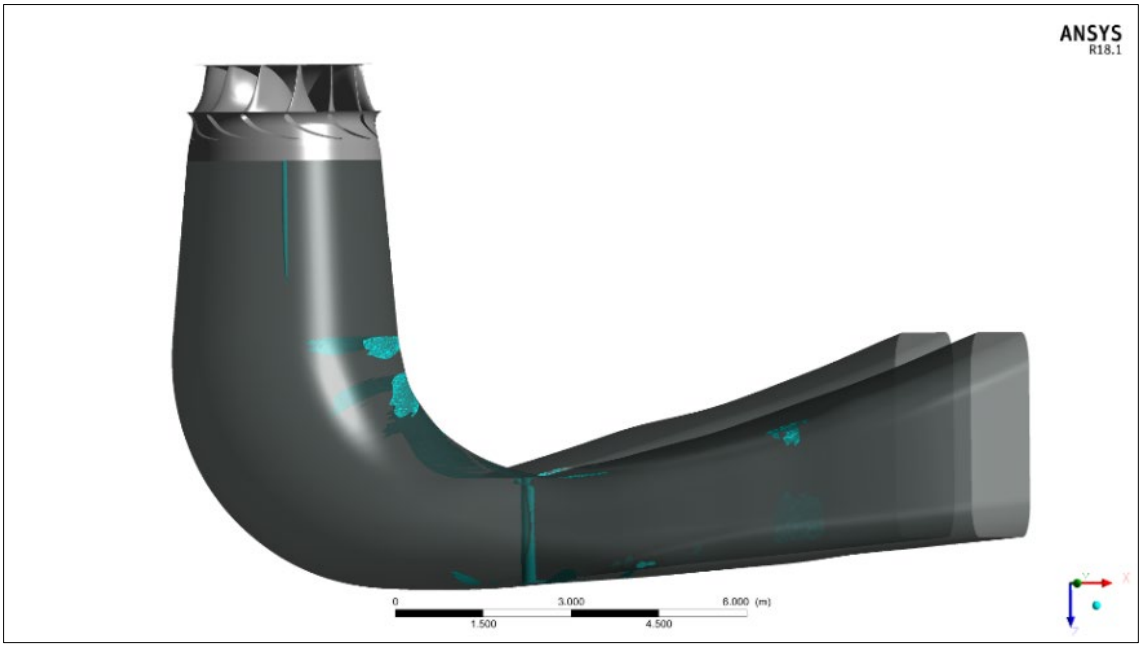


Şekil 5.57. 60 m düşü 40 m^3/s debide emme borusu eksenindeki hız dağılımı

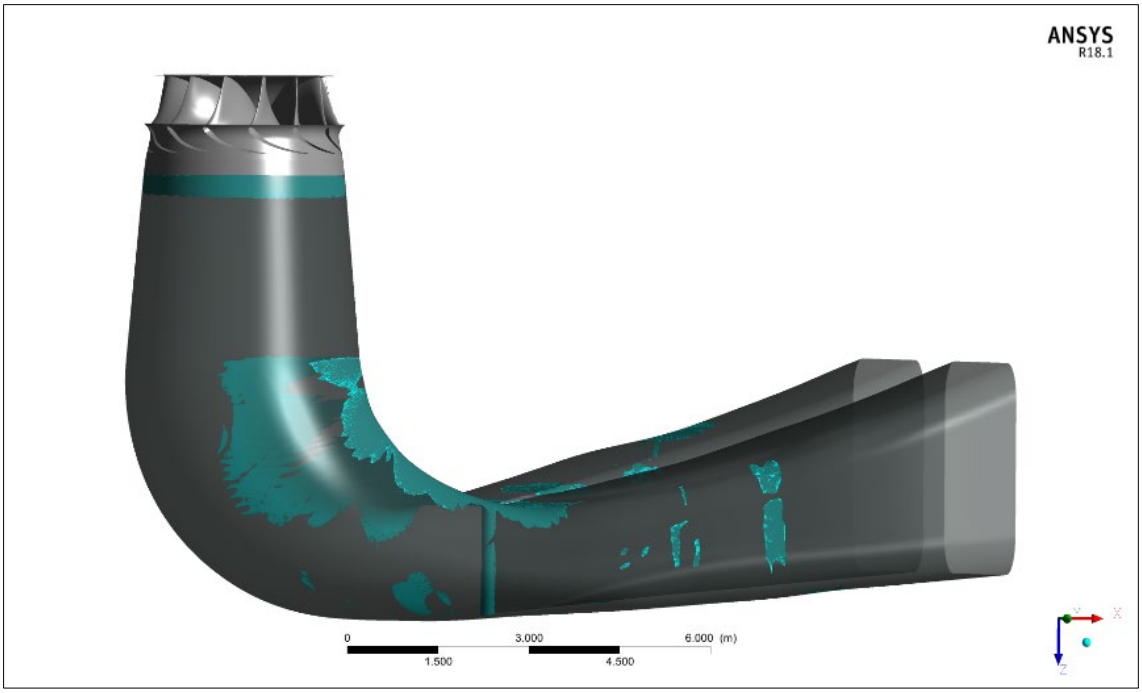
Türbin çarkı çıkışında oluşabilecek girdap hareketleri analizler sonucunda incelenmiştir. 60 m düşü ve 55 m^3/s debide emme borusu çıkışında meydana gelen akışkan hareketleri Şekil 5.58'de, 60 m düşü ve 60 m^3/s debide emme borusu çıkışında meydana gelen akışkan hareketleri Şekil 5.59'da, 60 m düşü 40 m^3/s debide emme borusu çıkışında meydana gelen akışkan hareketleri Şekil 5.60'ta, 60 m düşü 48 m^3/s debide emme borusu çıkışında meydana gelen akışkan hareketleri Şekil 5.61'de sunulmuştur.



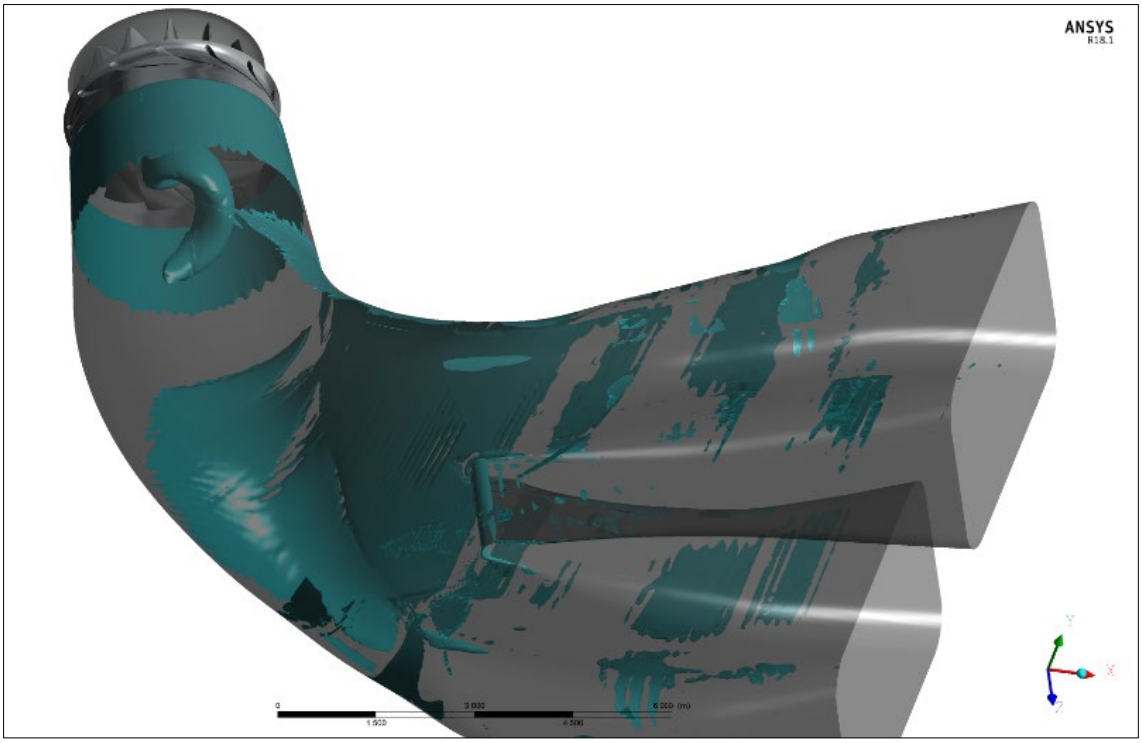
Şekil 5.58. 60 m düşü 55 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri



Şekil 5.59. 60 m düşü 60 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri



Şekil 5.60. 60 m düşü 40 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri



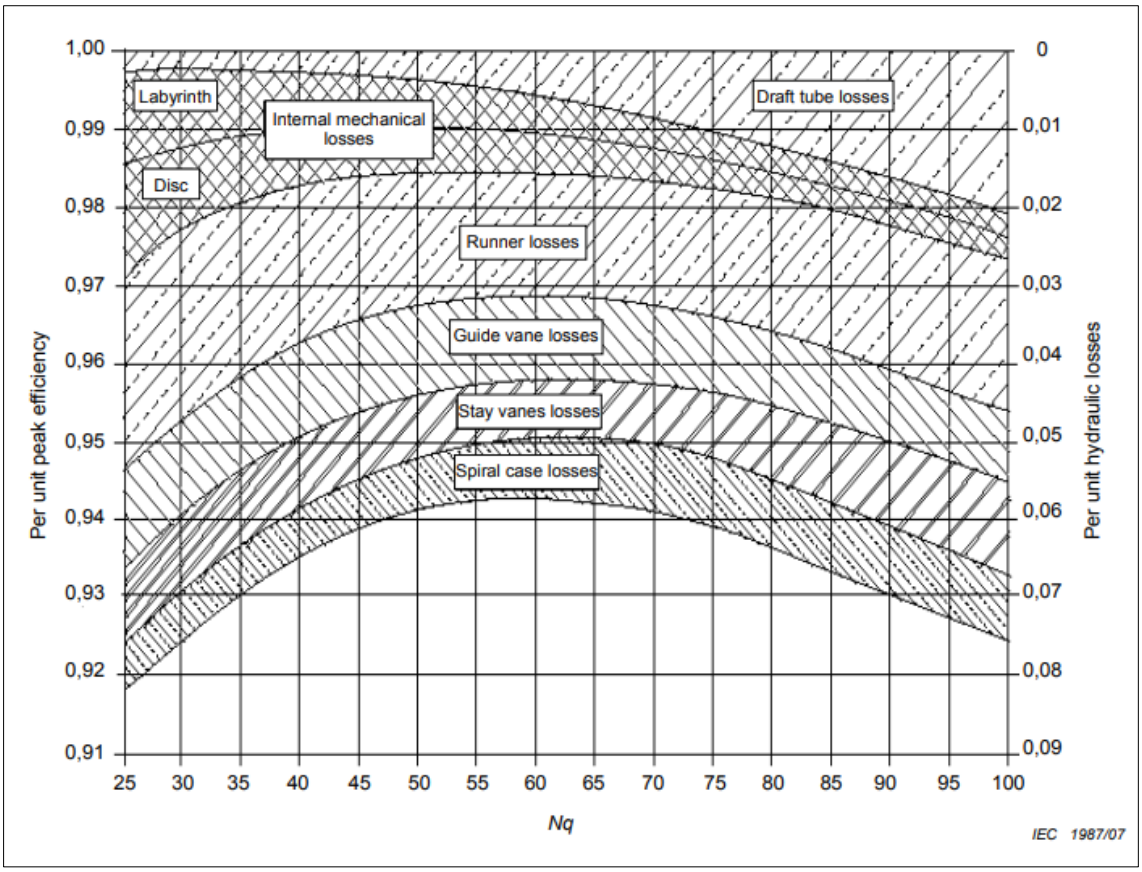
Şekil 5.61. 60 m düşü 48 m^3/s debide emme borusu çıkışı akışkan hareketleri

Emme borusunun kavitasyona ve basınç değişimlerine karşı davranışı farklı basınç ve debi değerleri ile farklı yüzeylerde incelenmiştir. En iyi verim noktasında emme borusu basınç dağılımı incelendiğinde koni ekseninin etrafındaki bölgelerde basıncın koni yüzeyine yakın bölgelere göre daha düşük seyrettiği görülmektedir. Bu bölgede hızlı akış göstererek çarkı terk eden su, koninin orta noktasında statik basıncın düşmesine sebep olmuştur (Bkz. Şekil 5.52 ve Şekil 5.55). En iyi verim noktasında çark çıkışında eksenel akış olup nispeten durağan olup en iyi verim noktası debisinden uzaklaştıkça ise akış çarkı çevresel olarak terk etmektedir [42].

Şekil 5.58, Şekil 5.59, Şekil 5.60 ve Şekil 5.61 incelenerek çark çıkışında oluşabilecek girdap hareketleri değerlendirilmiştir. Türbinin en yüksek çalışma debisi olan 60 m^3/s, en iyi verim noktası olarak değerlendirilen 55 m^3/s ve en düşük çalışma debisi olan 40 m^3/s debide herhangi bir girdap hareketi gözlenmemiştir. En iyi verim noktası debisi ile en düşük çalışma debisinin arasında kalan 48 m^3/s debide sarmal girdap hareketi izlenmiş olup bu girdabın emme borusu duvarlarına uzanmadan ortadan kaybolduğu gözlenmiştir.

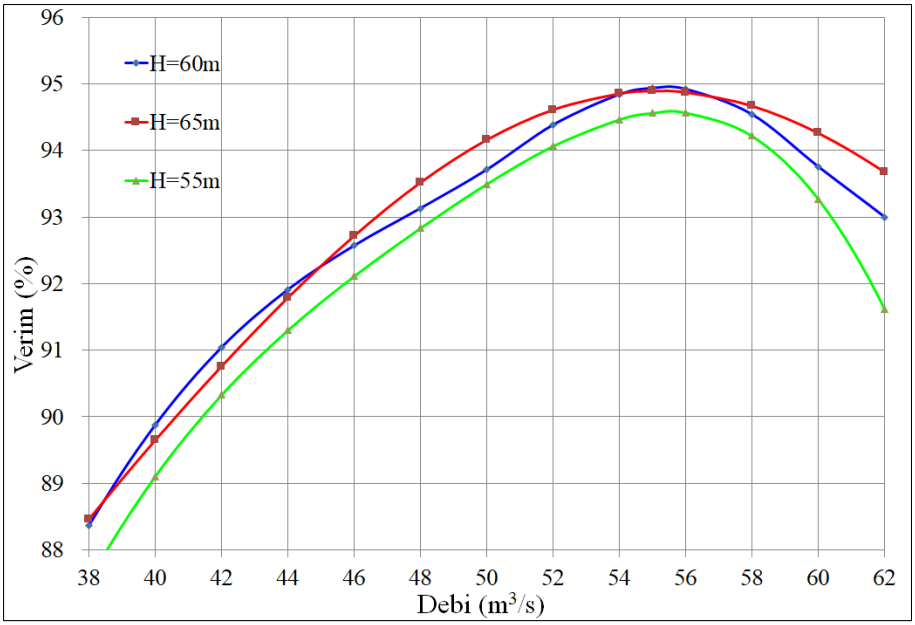
5.2. Verim ve Kavitasyon Değerlendirmesi

Francis türbini HAD analizlerinde türbin çarkı ile kapaklar arasındaki boşluklarda oluşan akış ihmal edilmiştir. Bunun yerine, sızıntı ve disk sürtünmesinden kaynaklanan kayıplar deneysel verilere dayalı olarak hesaplanmıştır. Özgül hız n_q'nun bir fonksiyonu olarak Francis türbinlerinin kayıp değerleri IEC 62256 [43] standardından alınmıştır. Şekil 5.62 incelendiğinde yaklaşık 65 n_q değerine sahip bir Francis türbin çarkının birleşik kayıplarının %1 civarında olabileceği görülmektedir. Bu değer, HAD modeli ile hesaplanan toplam hidrolik türbin veriminin hesaplanmasında dikkate alınmıştır.



Şekil 5.62. IEC 62256 standardına göre Francis türbini kayıp değerleri

İşletme sınırları dikkate alınarak kayıplar dahil oluşturulmuş verim eğrileri [33] Şekil 5.63'te verilmiştir.



Şekil 5.63. Çalışma noktalarında verim eğrisi

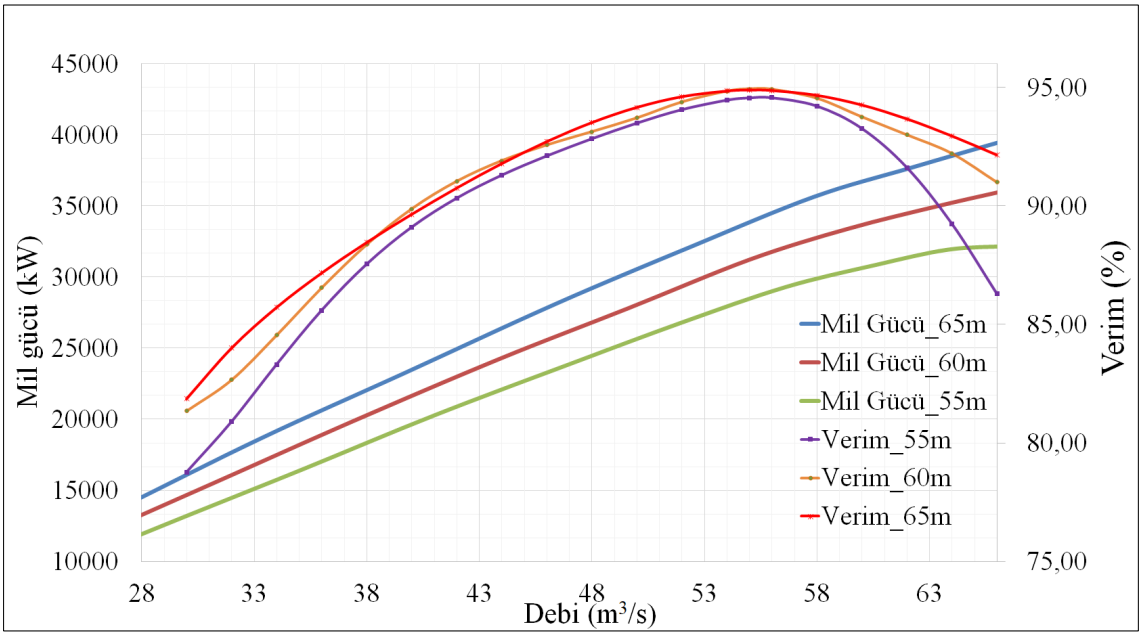
Şekil 5.63'te yer alan verim değerleri incelendiğinde en iyi verim noktasına 60 m net düşü değerinde ulaşıldığı görülmektedir. Bununla birlikte 60 m ve 65 m düşülerde verim değerlerinin birbirlerine yakın olduğu gözlenmiştir.

Nihai hidrolik tasarım, tam türbin modeli sıkı ağ yapısı kullanılarak hesaplanmıştır. İlk olarak bir verim eğrisi oluşturmak için 8 farklı ayar kanadı açıklığında 24 çalışma noktası belirlenmiştir. Çizelge 5.1 incelendiğinde en iyi verim noktasının 60 m düşüde ve 55 m^3/s debide %94,93 olarak gerçekleştiği görülmektedir [33]. Çizelge 5.1'de yer alan 12 noktaya ait verim değerleri tablosu HAD sonuçlarına göre doldurulduğunda ağırlıklı verim değerinin kayıplar dahil %93,51 olduğu görülmektedir.

Çizelge 5.1. HAD analizi ağırlıklı ortalama verim değerleri

Net düşü (m)	55		60		65	
Debi (m^3/s)	% Ağırlık	% Verim	% Ağırlık	% Verim	% Ağırlık	% Verim
40	2,5	89,11	5,0	89,88	2,5	89,65
48	12,5	92,83	20	93,13	7	93,52
55	12,5	94,56	20	94,93	8	94,89
60	2,5	93,27	5,0	93,76	2,5	94,26
Toplam	30	27,983	50	46,794	20	18,735
	HAD analizi türbin ağırlıklı ortalama verim değeri					93,51

Debiye bağlı olarak değişen verim ve güç değerleri Şekil 5.64'te verilmiştir [33].



Şekil 5.64. Güç-verim grafiği

HAD analizi sonuçlarına göre en iyi verim noktasında türbin mil gücü 31,23 MW olmaktadır. Ayrıca çalışma sınırları içerisinde en yüksek güç değerine 65 m düşü ve 60 m^3/s debi değerinde ulaşılmış olup, bu güç değeri yaklaşık 36,6 MW olmaktadır.

HAD analizlerinde kavitasyon sonuçları da değerlendirilmiştir. Bernoulli prensibine göre bir düzenek içerisindeki kesit daralması veya başka bir nedenden dolayı metal yüzey üzerinden geçen akışkanın hızının artması akışkan basıncının düşmesine neden olmaktadır. Buna bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı düşer ve akışkan daha düşük sıcaklıklarda buharlaşarak gaz fazına geçmiş olur. Bu durumda buharlaşan akışkanın ardında bıraktığı gaz baloncukları kavitasyona sebep olur. Akışkan hızının düşmesi durumunda ise bu bölgedeki basıncın artması ve buna bağlı olarak kavitasyon ihtimalinin azalması sağlanır [9].

HAD sonuçlarına dayanarak, kavitasyon katsayılarını değerlendirmek için istatistiksel bir yöntem kullanılmıştır. Çark kavitasyon katsayısı thoma için güvenilir bir değer elde etmenin yolu, bir hidrolik türbin tasarım firmasının araştırma ve test laboratuvarı tarafından geliştirilen yöntemdir [38]. Thoma değerini hesaplamak için sayısal simülasyonda bir yüzey üzerinde oluşan en düşük basınç değil, istatistiksel bir değerlendirme yöntemi uygulanarak bu değerden sapan basınç kullanılır. Göz önünde bulundurulması gereken nokta,

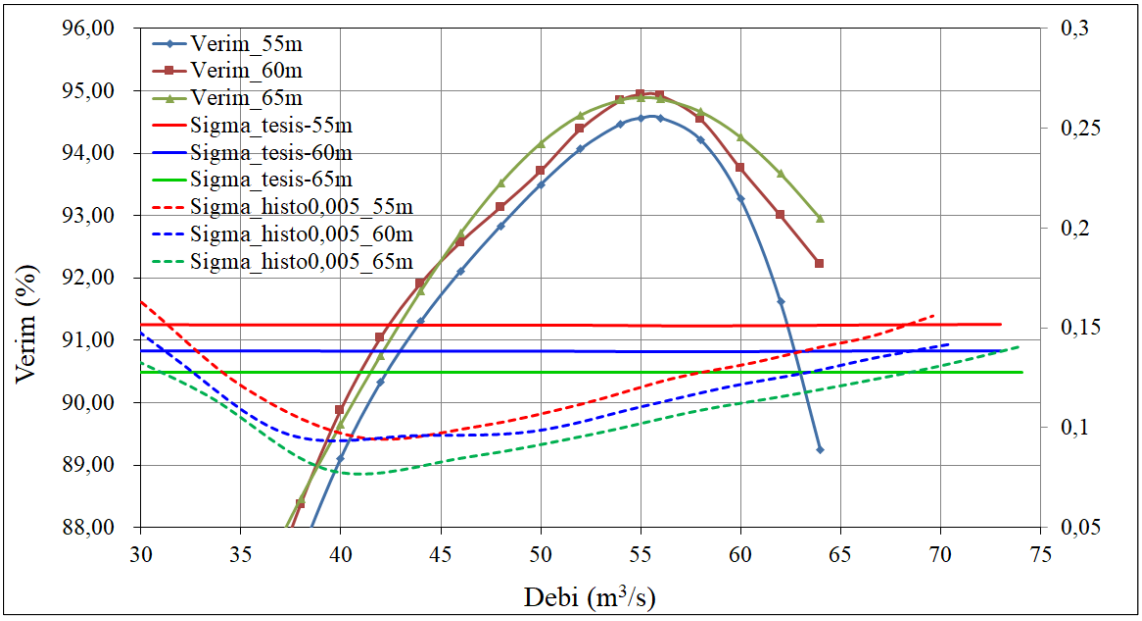
kavitasyonun başlaması için belirli bir kavitasyon bölgesi oluşması gerekliliği ve belirli bir süre boyunca bu bölgedeki basıncın buhar basıncının altına düşmesi gerektiğidir [38]. Aranan en düşük basınç değeri, çark kanadının belli bir alanındaki basınç değeridir [33]. Bu amaçla, kanat alanı ve bu alana karşılık gelen basınç değerleri tam olarak yazılır ve ardından en düşükten en yüksek basınca çiftler halinde sıralanarak alanlar toplanır ve toplamın %0,5 ile %1 arasına karşılık gelen basınç değeri hesaplanır [38].

Histogram metodu denilen yukarıda anlatılan yönteme göre belirli bir alana (%0,5) karşılık gelen basınç değeri ile Eş. 5.4'te yer alan [38] buhar basıncı (P_{Buhar}) değeri değiştirilir. Bu adım, çark kanatları üzerindeki basınç dağılımının normalize edilmiş kanat alanının bir fonksiyonu olarak bir histogram grafiği oluşturularak gerçekleştirilebilir. Sonuç olarak, $P_{Histogram}$ olarak adlandırılan basınç değeri belirlenebilir [38]. Kanat yüzeyinin ‰5'ten daha azına etki eden basınç değerleri ihmal edildiğinde geriye kalan en düşük basınç değeri Eş. 5.5'te verilen $P_{Histo\text{-}0,005}$ olmaktadır [38] ve bu basınç değeri Eş. 5.4'teki buhar basıncı olan P_{Buhar} değeri ile yer değiştirilir [33].

$$\sigma_{IEC} = \frac{NPSH}{H_{net}} = \frac{\frac{p_2 - p_{buhar}}{\rho \cdot g} + \frac{{v_2}^2}{2 \cdot g} - \overbrace{(z_{referans} - z_2)}^{H_S}}{H_{net}} \tag{5.4}$$

$$\sigma_{HAD} = \sigma_{histogram} = \frac{1}{g \cdot H_{net}} \left(\frac{P_{emme\ borusu,çıkış} - P_{histogram}}{\rho} + \frac{{V_{emme\ borusu,çıkış}}^2}{2} \right) \tag{5.5}$$

55, 60 ve 65 m düşülerde elde edilen σ_{Turbin} ($\sigma_{Histogram}$) ve $\sigma_{Santral}$ değerleri Şekil 5.65'te verilmiştir [33].



Şekil 5.65. Verim ve kavitasyon eğrisi

Türbin çarkının kavitasyona uğramaması için σ_{Turbin} değerinin $\sigma_{Santral}$ değerinin altında olması gerekmektedir [14]. Verim ve kavitasyon grafiği incelendiğinde HAD analizleri sırasında hesaplanan $\sigma_{Türbin}$ ($\sigma_{Histogram}$) değerlerinin normal çalışma aralığındaki tüm düşü ve debi değerlerinde $\sigma_{Santral}$ değerinin altında olduğu görülmekte ve tasarlanan türbin çarkının normal çalışma aralığında kavitasyona uğramayacağı değerlendirilmektedir. Türbinin normal çalışma sınırlarının dışında ise en düşük 32 m^3/s en yüksek ise 68 m^3/s debi aralığında çalışması uygun görünmekte olup bu debi aralığının dışında türbinin uzun süre çalışmasının kavitasyon aşınmasına sebep olabileceği değerlendirilmektedir.

6. MODEL TEST SONUÇLARININ İNCELENMESİ

Tasarımı gerçekleştirilen türbin çarkının model testi Graz Teknoloji Üniversitesi Hidrolik Akışkan Makineleri Enstitüsü Laboratuvarında IEC 60193 standardına [44] uygun olarak gerçekleştirilmiştir [45]. IEC 60193 standardı hidrolik türbinler, depolama pompaları ve pompa türbinlerinin model kabul testlerine ilişkin standartlar sunmakta olup Şekil 6.1 incelendiğinde Francis türbinlerinin model testi için model çark çapının en küçük değerinin 250 mm olması gerektiği görülmektedir. Model testi gerçekleştirilen türbinin çark çapı 340 mm'dir. Şekil 6.2'de HAD yöntemi ile tasarlanan türbin çarkı ve bu çarkın model test için imal edilmiş görselleri sunulmuştur.

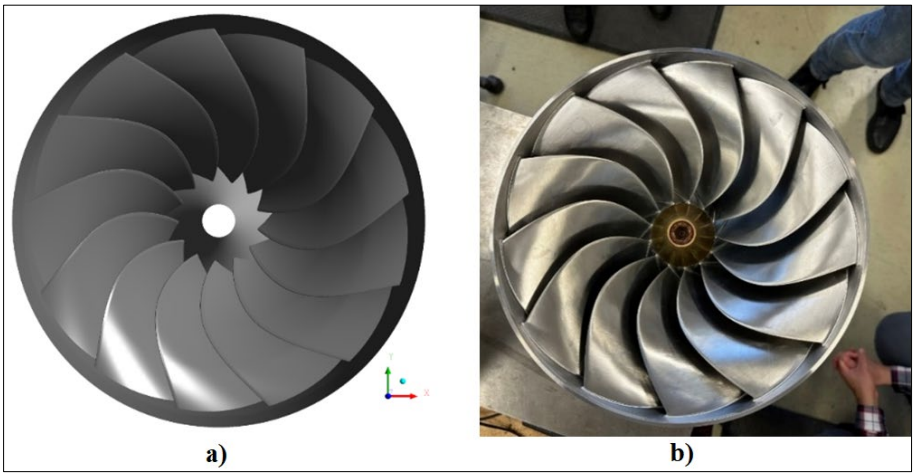
Parameter	Type of machine			
	Radial (Francis)	Diagonal (Mixed-flow)	Axial (Kaplan, bulb)	Impulse (Pelton)
Reynolds number *Re* (-)	4×10^6	4×10^6	4×10^6	2×10^6
Specific hydraulic energy (per stage) *E* ($J \cdot kg^{-1}$) [a]	100	50	30 [b]	500
Reference diameter *D* (m)	0,25 [c]	0,30	0,30	------
Bucket width *B* (m)	------	------	------	0,08

[a] With respect to the Froude similitude condition, the test specific hydraulic energy for cavitation tests may be chosen so that the resulting *Re* number is lower than the value given.

[b] $E_{min} = 20\ J \cdot kg^{-1}$ if $D \geq 0,4$ m

[c] For pumps and pump-turbines with low specific speed, a reference diameter such as $0,20\ m \leq D \leq 0,25$ m may be allowed if the outer diameter is equal to or greater than 0,5 m.

Şekil 6.1. IEC 60193 standardına göre minimum gereksinimler



Şekil 6.2. a) HAD ile tasarlanan çark b) Model testte kullanılan çark

Model test sırasında türbin girişi ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı ölçülmüş ve türbin düşüsü belirlenmiştir. Giriş basıncı salyangoz girişindeki basınçlı borudan çevresel olarak dört noktadan, çıkış basıncı ise emme borusu çıkışından ölçülmüştür. Türbinin debisini ölçmek için ise DN250 akış ölçer kullanılmıştır. Dönüş hızı ve tork ölçümü için türbin mili üzerine bir tork dönüştürücü konumlandırılmıştır. Tork ölçümü gerinim ölçerlerin şaftın açısal sapmasını ölçmesiyle, hız ölçümü ise kızılötesi yöntemle ölçülerek belirlenmiştir [46]. Su sıcaklığının ölçümü suyun test sırasındaki yoğunluğunun belirlenebilmesi için önemlidir. Bu sebeple su sıcaklığı da ölçüm yazılımı tarafından kontrol edilmiştir. Su sıcaklığını kaydetmek için kullanılan sıcaklık ölçer ana kuyruk suyu tankında bulunmaktadır.

Türbinden geçen su debisinin hangi ayar kanadı açıklığında gerçekleştiğini tespit etmek için ayar kanadı açıklığı mutlak bir döner kodlayıcı ile ölçülmüştür [46]. Döner kodlayıcı ayar kanadı pimine bağlanmıştır.

Ayar kanatlarına açılma ve kapanma esnasında etkiyen tork değerlerinin ölçümü için gerinim ölçerler kullanılmıştır. Toplamda 6 adet ayar kanadında tork ölçümü için gerinim ölçerler bulunmaktadır [46].

Model test sırasında emme borusunda meydana gelen basınç dalgalanmalarını ölçmek için emme borusu konisi içerisine 4 adet basınç ölçüm tapası yerleştrilmiştir. Bu dört noktada bulunan dinamik basınç sensörleri ile basınç dalgalanmaları ölçülmüştür [46].

Model test sonuçlarının prototipe uyarlanması için IEC 60193 standardından faydalanılmıştır. Model türbinden ölçülen verilerin prototipe aktarılması sırasında türbin devri, debi, düşü ve mekanik güç dikkate alınmıştır.

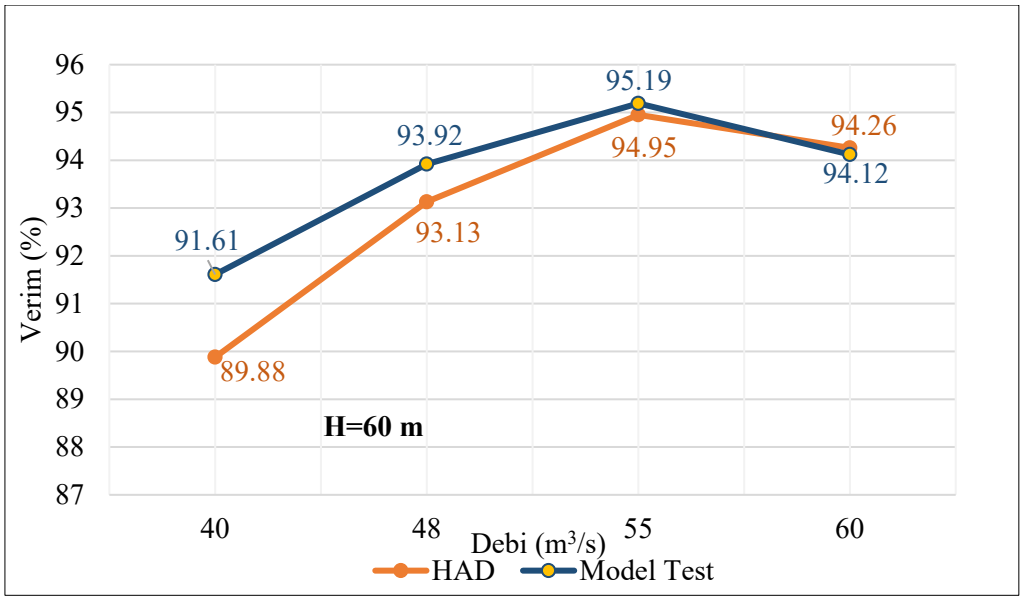
Ölçüm sonuçları ölçülen büyüklüğün yalnızca bir yakınsaması olup ölçüm belirsizliği olmadan ölçüm kalitesine ilişkin değerlendirme yapmak mümkün değildir [46]. Model test çalışmaları sırasında ölçüm belirsizliği JCGM 100:2008 [47] ve IEC 60193'e göre tahmin edilmiştir. Hesaplanan ölçüm belirsizlikleri içerisinde hidrolik verimliliğin sistematik ölçüm belirsizliği, bağıl standart ölçüm belirsizlikleri, göreceli standart ölçüm belirsizliği ve rastgele ölçüm belirsizliği bulunmaktadır. Türbinin en iyi verim noktasında toplam bağıl ölçüm belirsizliği ±0,268 olarak hesaplanmıştır [46].

Model test sonuçlarına göre 60 m düşüye uyarlanmış hidrolik verim değerleri Çizelge 6.1'de gösterilmiştir [46]. HAD çalışmalarında %94,95 ile en iyi verim noktası olarak bulunan 60 m düşü ve 55 m^3/s debi değerine uyarlanmış model türbinin hidrolik verimi %95,19 olarak ölçülmüştür. Model test sonuçlarında en yüksek verim değeri ise %95,28 olarak 65 m düşü ve 55 m^3/s debi değerinde bulunmuştur. HAD analizleri ve model test sonuçlarına göre 55 m, 60 m ve 65 m düşülerde oluşan debilere bağlı olarak ölçülen hidrolik verim değerlerinin karşılaştırmalı grafiği Şekil 6.3, Şekil 6.4 ve Şekil 6.5'te gösterilmiştir.

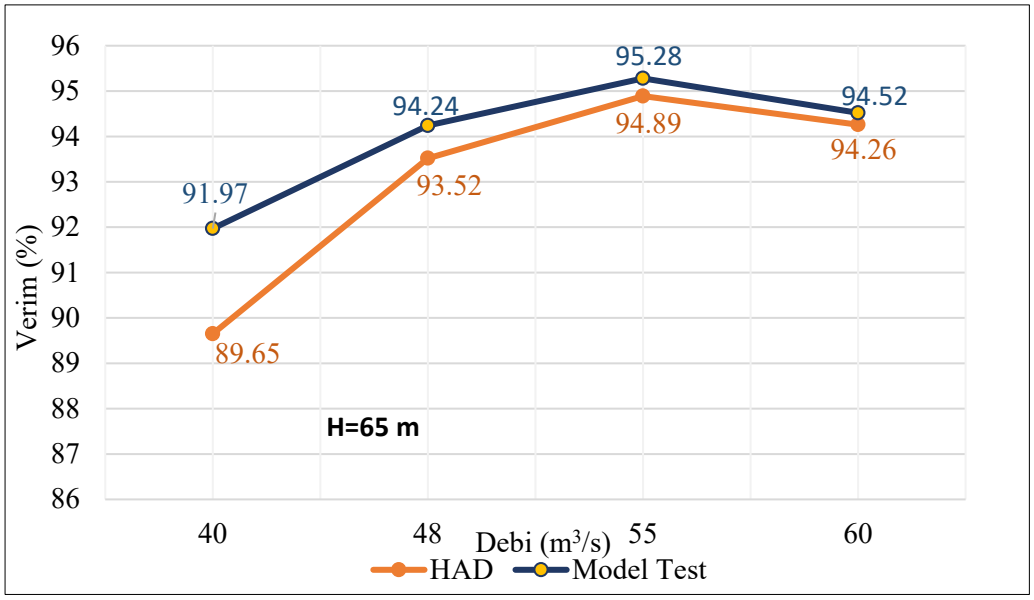
Çizelge 6.1. Model test ağırlıklı ortalama verim tablosu

Net düşü (m)	55		60		65	
Debi (m^3/s)	% Ağırlık	% Verim	% Ağırlık	% Verim	% Ağırlık	% Verim
40	2,5	91,31	5,0	91,61	2,5	91,97
48	12,5	93,76	20	93,92	7	94,24
55	12,5	94,57	20	95,19	8	95,28
60	2,5	93,16	5,0	94,12	2,5	94,52
Toplam	30	28,152	50	47,1085	20	18,882
	Model test türbin ağırlıklı ortalama verim değeri					94,15

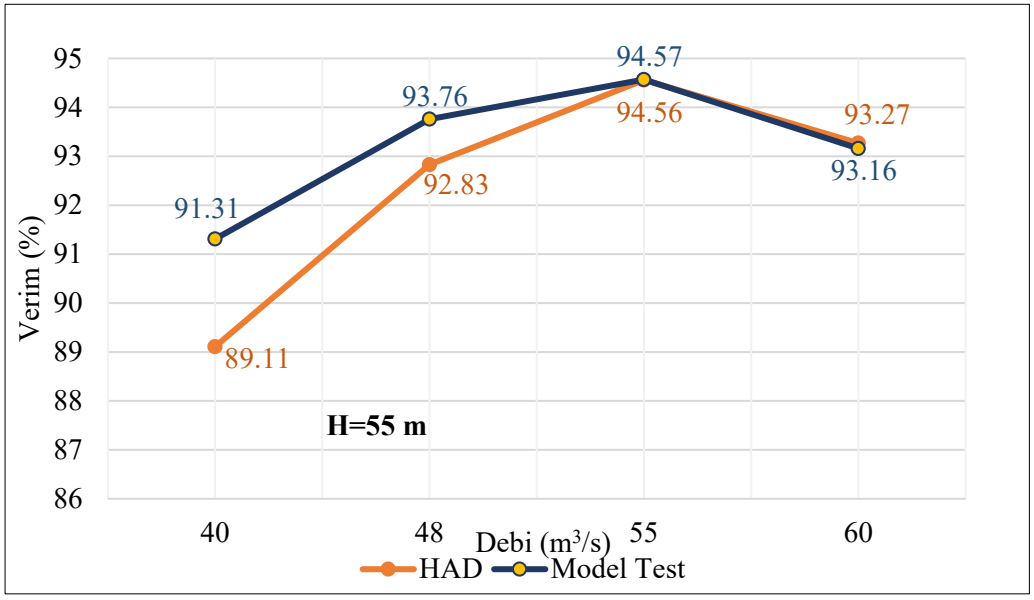
Model test sonuçları değerlendirildiğinde çalışma sınırları içerisinde yer alan debi ve düşü değerlerinde ağırlıklı ortalama türbin hidrolik verim değeri %94,15 olarak bulunmuştur.



Şekil 6.3. 60 m düşüde HAD ve model test hidrolik verim grafiği



Şekil 6.4. 65 m düşüde HAD ve model test hidrolik verim grafiği



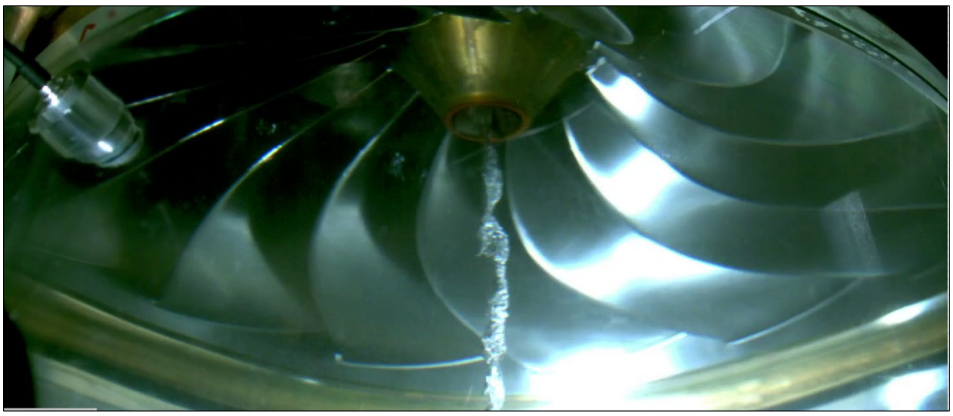
Şekil 6.5. 55 m düşüde HAD ve model test hidrolik verim grafiği

HAD analizi ve model test sonuçları birlikte değerlendirildiğinde HAD analizlerinde en iyi verim noktasının görüldüğü ve nominal düşü değeri olan 60 m düşü ve 55 m^3/s debi değerinde iki yöntemin de birbirine yakın sonuçlar verdiği ortaya konmuştur [48].

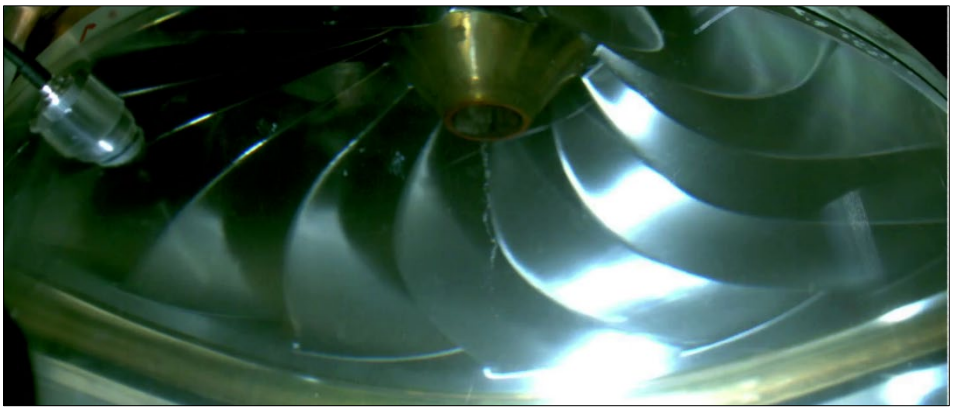
HAD analizlerinde en iyi verim noktasının görüldüğü 55 m^3/s debi değerinden daha düşük debi değerlerine inildikçe ise model test lehine hidrolik verim farkı artış eğilimi göstermiştir. Örneğin 55 m^3/s debi değerinde model test sonucu oluşan hidrolik verim değeri HAD analizleri sonucu oluşan hidrolik verim değerinden %0,24 oranında yüksek iken, 48 m^3/s

debi değerinde bu değer %0,79, 40 m^3/s debi değerinde %1,73 daha yüksektir. Benzer durum 55 m düşü değerinde de devam etmiştir. HAD analizlerinde kısmi yük değerlerindeki performansı tahmin etmenin daha zor olduğu görülmüştür [45]. 65 m düşü değerinde ise tüm debilerde model test sonuçları HAD sonuçlarından daha yüksek çıkmıştır. Bu düşü değerinde model test sonucu HAD sonucundan en az %0,26 (60 m^3/s debide) yüksek çıkmışken en fazla ise %2,32 (40 m^3/s debide) oranında daha yüksek çıkmıştır.

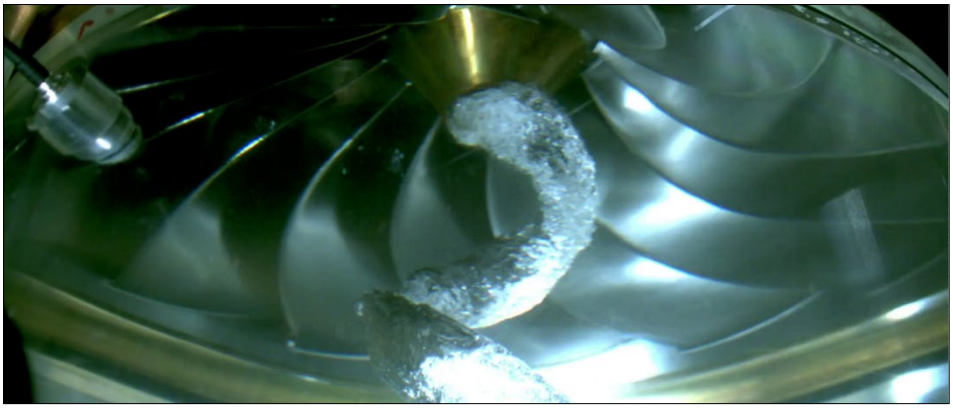
Model testte emme borusu konisi şeffaf pleksiglass malzemeden imal edilerek montajı tamamlanmıştır. Bu bölgeden çark çıkışındaki su hareketleri yüksek çözünürlüklü kameralar ile izlenebilmektedir. Emme borusu şeffaf konisinden çark çıkışında oluşabilecek girdap hareketleri incelenmiştir. Model test 60 m düşü ve 55 m^3/s debide çark çıkışı akışkan hareketleri Resim 6.1'de, 60 m düşü ve 60 m^3/s debide çark çıkışı akışkan hareketleri Resim 6.2'de, 60 m düşü ve 48 m^3/s debide çark çıkışı akışkan hareketleri Resim 6.3'te, 60 m düşü ve 40 m^3/s debide çark çıkışı akışkan hareketleri Resim 6.4'te verilmiştir [46].



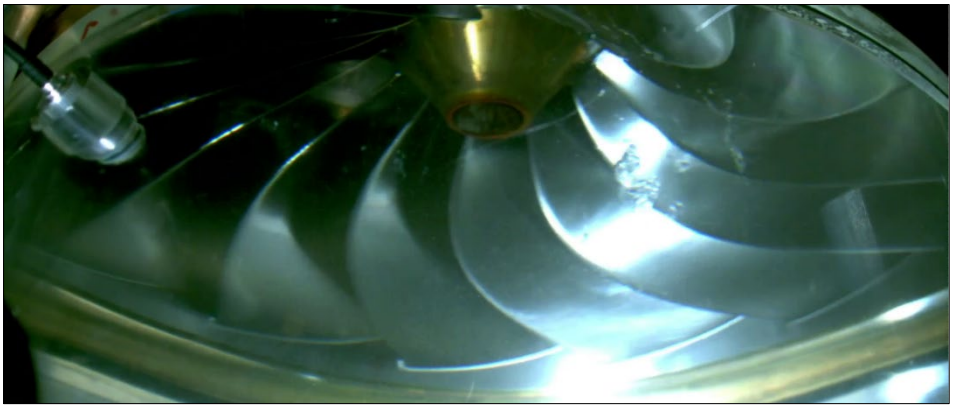
Resim 6.1. Model test 60 m düşü ve 55 m^3/s debide çark akışkan hareketleri



Resim 6.2. Model test 60 m düşü ve 60 m^3/s debide çark akışkan hareketleri



Resim 6.3. Model test 60 m düşü ve 48 m^3/s debide çark akışkan hareketleri



Resim 6.4. Model test 60 m düşü ve 40 m^3/s debide çark akışkan hareketleri

Çark çıkışı akışkan hareketlerinin HAD sonuçlarında incelenen akışkan hareketleri ile (Bkz. Şekil 5.58, Şekil 5.59, Şekil 5.60 ve Şekil 5.61) uyum içerisinde olduğu [45], HAD analizi sonuçlarına eşdeğer şekilde emme borusu duvarlarına uzanan girdap hareketleri gözlenmediği değerlendirilmiştir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma HAD teknikleri kullanılarak Hirfanlı HES türbin çarkına ait bir tasarımı ve model test sonuçlarını içermektedir. Kararlı hal analizleri ANSYS ticari yazılımı ürünleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada ilk olarak santral hakkında genel bilgilendirme ve kullanılan yönteme ait açıklamalara yer verilmiştir.

İlerleyen bölümlerde salyangoz içerisindeki akış davranışları incelenmiştir. Enerji kayıpları için bir ağ duyarlılığı çalışması sunulmuştur. En uygun sonuçlara 6 654 752 elemanla sıkı ağ yapısında ulaşıldığı değerlendirilmiş olup, enerji kayıpları bu ağ yapısından itibaren yatay bir davranış göstermiştir. Sıkı ağ yapısında 60 m düşü ve 60 m^3/s çalışma noktasında 3580 Pa enerji kaybı olduğu tespit edilmiştir. Benzer şekilde çark, ayar kanadı, emme borusu ve kuyruk suyu bloğu için de ağ duyarlılığı çalışması yapılmıştır. Bütün analizler, sonuçların daha durağan hale geldiği sıkı ağ yapısı ile gerçekleştirilmiştir. Ardından 55 m, 60 m ve 65 m düşü değerleri için verimlilik eğrileri kararlı durum analizleri kullanılarak elde edilmiştir. Analizler tam türbin modeli kullanılarak salyangoz girişinden kuyruk suyu bloğu çıkışına kadar gerçekleştirilmiştir. Verim eğrileri oluşturulurken göz önünde bulundurulan disk ve labirent kayıpları IEC 62256 standardına uygun olarak belirlenmiştir. Analizlerin kurulum ayarları detaylarına yer verilmiş ve analiz sonuçları gösterilmiştir. Daha sonra tasarlanan türbin çarkının model testine ait bilgiler sunulmuş ve model test sonuçları HAD sonuçları ile birlikte değerlendirilmiştir.

Çark kanatları ve diğer bileşenler üzerindeki basınç ve hız dağılımları pek çok farklı açıdan irdelenmiştir. Çark kanatları üzerindeki basınç yükleme grafikleri değerlendirilmiştir. Burada hidrodinamik yüklerin akış yönü boyunca kayda değer bir zirve yapmadan eşit olarak dağılmış olduğu görülmüştür. Bununla birlikte kavitasyon için histogram metodu kullanılarak hesaplamalar yapılmış ve grafikler oluşturulmuştur. Çalışma sınırları içinde yer alan düşü aralığında türbin çarkının kavitasyona maruz kalmadığı görülmüştür. Burada x-kanat tasarımının olumlu etkisi ortaya çıkmıştır [14]. Çalışma sınırları dışında ise 32 m^3/s debi değerinin altındaki düşük kısmi yük ve 68 m^3/s debi değerinin üzerindeki aşırı yük debilerinde uzun süreli çalışmalarda türbin çarkında kavitasyon aşınmaları meydana

gelebilecektir [20]. Bu sebeple türbinin bu debi değerlerinin dışında uzun süreli çalıştırılmaması gerekmektedir.

HAD analizleri sonucunda disk ve labirent sürtünme kayıpları dahil en yüksek verim değerine 60 m düşü ve 55 m^3/s debi değerinde %94,9 değeriyle ulaşılmıştır. Model test sonucunda ise 60 m düşü ve 55 m^3/s debi değerine karşılık gelen ayar kanadı açıklığında ise %95,19 hidrolik verim değerine ulaşılmıştır. HAD analizi sonucunda ağırlıklı ortalama verim %93,51 olarak hesaplanmışken model test sonucunda %94,15 ağırlıklı ortalama verim değerine ulaşılmıştır. 60 m ve 55 m düşülerde 55 m^3/s debi değerinin altına inildikçe model test lehine hidrolik verim değerleri artış eğilimi göstermiştir. Bu düşülerde 55 m^3/s debide HAD ve model test hidrolik verim sonuçları birbirine çok yakın olup 60 m^3/s debide HAD sonuçlarının çok küçük ölçekte (örneğin 60 m düşüde yaklaşık %0,14) yüksek çıktığı gözlemlenmiştir. Santralin nominal düşüsü olan 60 m değerinin üzerinde yer alan 65 m düşüde ise tüm çalışma aralığında model test sonuçları HAD sonuçlarından daha yüksek çıkmıştır. Bu düşüde de HAD ve model test sonuçlarının birbirine en yakın olduğu değerler yine 55 m^3/s ve 60 m^3/s debi değerinin bulunduğu ve HAD yönteminde en iyi verim noktası olarak kabul edilen çalışma noktaları olmuştur [48].

Bu çalışmada ayrıca şu önemli sonuçlara varılmıştır:

- Francis tipi türbin çarkının HAD yöntemi ile gerçekleştirilen tasarımında, en iyi verimlilik noktası dışında kalan çalışma aralıklarında elde edilen performans değerlerinin deneysel yöntemlerle değerlendirilmesi önerilmektedir.
- Francis tipi türbin çarkı tasarımında x-kanat formu kullanmak performans artışının yanı sıra daha dengeli bir basınç dağılımına ulaşmayı da sağlamaktadır.
- Deneysel yöntemlerin dışında Francis tipi türbinlerde oluşan girdap hareketlerini belirlemenin bir diğer güvenilir yolu HAD yöntemidir.

Bu çalışmada HAD analizi temel olarak türbinlerin su yollarındaki akışın yapısını analiz etmek için kullanılmıştır. Bu yöntem hidrolik makinelerin tasarlanması ve performansının yüksek doğrulukla tahmin edilmesi için önemli bir araçtır [12]. HAD analizleri sonucu elde edilen sonuçların mutlak değerleri, bazı matematiksel hesaplama ve tahmin değerleri içerdiği için bu değerlerin deneysel yöntemlerle ile doğrulanması veya kıyaslanması gerekmektedir. HAD uygulamalarında kullanılan yöntemler temel olarak RANS eşitliklerinin

çözümlenmesine bağlıdır. HAD analizleri ile kıyaslandığında daha zaman alıcı ve maliyetli olmasına karşın [4] türbin performansının doğrulanması için kullanılan bir diğer yöntem olan [5] deneysel çalışmaların halen en güvenilir yol olduğu değerlendirilmektedir [9].

KAYNAKLAR

1. Ürün, E., Soyu, E. (2016). Türkiye'nin enerji üretiminde yenilenebilir enerji kaynakları üzerine bir değerlendirme. *Dumlupınar Üniversitesi Sosyal Bilimler Dergisi*, 31-45.

2. Gökdemir, M., Kömürcü, M. İ., Evcimen, T. U. (2012). Türkiye'de hidroelektrik enerji ve HES uygulamalarına genel bakış. *Türkiye Mühendislik Haberleri Dergisi*, *471*(57).

3. HATCH. (2019). Energy efficiency in power generation, condition assessment report for Hirfanlı HPP. Ontario, 5-50.

4. Jain, S., Saini, R., Kumar, A. (2010). *CFD approach for prediction of efficiency of Francis turbine*. The 8th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurement, Mumbai, 1-12.

5. Kurosawa, S., Lim, S., Enomoto, Y. (2010). *Virtual model test for a Francis turbine*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, London, 1-10.

6. Okyay, G. (2010). *Utilization of CFD tools in the design process of a Francis turbine.* Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-100.

7. Keçel, S. (2013). *Francis tipi türbin tasarımı ve yönlendirme kanat açısının türbin tasarım parametrelerine etkisinin sayısal analizi.* Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-132.

8. Kecel, S., Yavuzcan, H. G., Sözen, A. (2017). Examination of flow effects in Francis turbine models with different numbers of rotor blades. *Politeknik Dergisi*, *20*(1), 241-249.

9. Aylı İnce, Ü. E. (2016). *Francis tipi türbinlerin sayısal yöntemler ile tasarımı, parametre optimizasyonu ve model testlerinin sayısal altyapısının geliştirilmesi.* Doktora Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-109.

10. Özcan, A. Ö. (2016). *Evaluation of the efficiency increment potential for francis turbines using CFD analysis.* Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-100.

11. Jošt, D., Škerlavaj, A., Morgut, M., ve Nobile, E. (2017). *Numerical prediction of cavitating vortex rope in a draft tube of a Francis turbine with standard and calibrated cavitation model*. Journal of Physics: Conference Series, Madrid, 1-8.

12. Benigni, H., Schiffer, J., Jaberg, H. (2019). *Refurbishment of twin Francis turbines–maximizing the annual production*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Kyoto, 1-11.

13. Ayli, E., Celebioglu, K., Aradag, S. (2016). Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, *10*(1), 545-564.

14. Benigni, H., Schiffer, J., Jaberg, H., Özcan, A. Ö., Duva, B. C., ve Mosshammer, M. (2015). *Rehabilitation of a Francis turbine using CFD and optimization techniques: A case study in Turkey*. Hydro-International Conference and Exhibiton, Bordeaux, 1-7.

15. Jeon, J., Byeon, S., Kim, Y. (2013). *Effects of draft tube on the hydraulic performance of a Francis turbine*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Beijing, 2-6.

16. Bagher, A. M., Vahid, M., Mohsen, M., ve Parvin, D. (2015). Hydroelectric energy advantages and disadvantages. *American Journal of Energy Science*, *2*(2), 17-20.

17. Adejumobi, I. A., Shobayo, D. I. (2015). Optimal selection of hydraulic turbines for small hydro electric power generation – a case study of opeki river, South Western Nigeria. *Nigerian Journal of Technology*, *34*(3), 530-537.

18. Penche, C. (1998). *Layman's guidebook on how to develop a small hydro site*. (1. Baskı). Brüksel: European Commission, 1-50.

19. Adatepe, H., Öz, V. (2019). Hidroelektrik santrallerde türbin seçimi ve Francis türbin tasarım parametreleri. *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, *9*(2), 349-358.

20. Valentín, D., Presas, A., Egusquiza, M., Valero, C., ve Egusquiza, E. (2019). *Behavior of Francis turbines at part load. Field assessment in prototype: Effects on power swing*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Kyoto, 2-7.

21. Yusuf, K., Alkhaly, Y. R., Amalia, A. (2022). Optimization of small run-of-river hydropower plant capacity. *International Journal of Engineering, Science and Information Technology*, *2*(3), 58-63.

22. Grgić, D., Kuzle, I. (2010). *Water (hydro) turbines*. (1. Baskı) Zagreb: Elektrotehnike Racunartsva Yayınevi, 20-60.

23. Mohammadi, M., Hajidavalloo, E., Behbahani-Nejad, M., Mohammadi, M., Alidadi, S., ve Mohammadi, A. (2023). Francis turbine draft tube troubleshooting during operational conditions using CFD analysis. *Water*, *15*(15), 1-16.

24. Dahal, D., Chitrakar, S., Kapali, A., Thapa, B., ve Neopane, H. (2019). *Design of spiral casing of Francis turbine for micro hydro applications*. Journal of Physics: Conference Series, Nepal, 1-11.

25. Koirala, R., Zhu, B., Neopane, H. P. (2016). Effect of guide vane clearance gap on Francis turbine performance. *Energies*, *9*(4), 1-14.

26. Bistafa, S. R. (2018). On the development of the Navier-Stokes equation by Navier. *Revista Brasileira de Ensino de Física*, *40,* 1-12.

27. Dewan, Y., Custer, C., Ivashchenko, A. (2017). *Simulation of the Francis-99 hydro turbine during steady and transient operation*. Journal of Physics: Conference Series, Lulea, 2-15.

28. Tanır, G., Aksoy, A. Ö. (2021). Kararlı akım koşullarında oluşan hızların deneysel olarak araştırılması. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, *23*(69), 725-733.

29. Fu, T., Deng, Z. D., Duncan, J. P., Zhou, D., Carlson, T. J., Johnson, G. E., ve Hou, H. (2016). Assessing hydraulic conditions through Francis turbines using an autonomous sensor device. *Renewable Energy*, *99*, 1244-1252.

30. Geng, C., Zhang, R., Tsujimoto, Y., Nishi, M., ve Luo, X. (2021). *Comparisons of vortical flow and cavitation inside a Francis turbine with different draft tubes*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Lausanne, 2-8.

31. Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F., ve Coussirat, M. (2006). Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, *20*(4), 983-1007.

32. Başeşme, H. (2003). *Hidroelektrik santrallar ve hidroelektrik santral tesisleri*. (1. Baskı). Ankara: Elektrik Üretim A.Ş., 10-150.

33. Türkiye Elektromekanik Sanayi A.Ş. Genel Müdürlüğü. (2022). Hesaplamalı akışkanlar dinamiği raporu. *TEMSAN*. Ankara, 1-150.

34. Lente, G., Ősz, K. (2020). Barometric formulas: Various derivations and comparisons to environmentally relevant observations. *ChemTexts*, *6*, 1-14.

35. Brekke, H. (2013). Design, performance and maintenance of Francis turbines. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*, *13*(5), 28-40.

36. Lee, N.-J., Hwang, Y.-C., Inagaki, M., ve Miyagawa, K. (2021). *Design optimization of high specific speed prototype Francis turbine by design of experiments*. Journal of Physics: Conference Series, Viyana, 2-8.

37. Dutt, A. (2015). Effect of mesh size on finite element analysis of beam. *International Journal of Mechanical Engineering*, *2*(12), 8-10.

38. Benigni, H., Schiffer-Rosenberger, J., Penninger, G., Weichselbraun, C., Artmann, M., Juhrig, L., Becker, M., Krappel, T., ve Jaberg, H. (2020). *Cavitation as a limiting factor for the empowering of a Kaplan turbine–CFD calculations, test rig results and operational experience*. Conference: Hydro 2020, Rourkela, 2-11.

39. Khlaifat, N., Altaee, A., Zhou, J., Huang, Y., ve Braytee, A. (2020). Optimization of a small wind turbine for a rural area: A case study of Deniliquin, New South Wales, Australia. *Energies*, *13*(9), 1-26.

40. Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, *32*(8), 1598-1605.

41. Enomoto, Y., Kurosawa, S., Kawajiri, H. (2012). *Design optimization of a high specific speed Francis turbine runner*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Beijing, 2-12.

42. Wang, L., Cui, J., Shu, L., Jiang, D., Xiang, C., Li, L., ve Zhou, P. (2022). Research on the vortex rope control techniques in draft tube of Francis turbines. *Energies*, *15*(24), 2-11.

43. International Electrotechnical Commission. (2017). 62256-Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines-Rehabilitation and performance improvement. *IEC*. Monaco, 1-100.

44. International Electrotechnical Commission. (2019). 60193-Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines-Model acceptance tests. *IEC*. Monaco, 28-93.

45. Ciocan, G. D., Iliescu, M. S., Vu, T. C., Nennemann, B., ve Avellan, F. (2007). Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex. *Journal of Physics Engineering,* 129*, 146-158.*

46. Türkiye Elektromekanik Sanayi A.Ş. Genel Müdürlüğü. (2023). Model test raporu. *TEMSAN*. Ankara, 52-120.

47. Joint Committee for Guides in Metrology. (2008). Evaluation of measurement data-guide to the expression of uncertainty in measurement. *JCGM*. Paris, 7-90.

48. Jošt, D., Škerlavaj, A., Morgut, M., Mežnar, P., ve Nobile, E. (2015). *Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube*. Journal of Physics: Conference Series, Trondheim, 1-20.



Gazili olmak ayrıcalıktır