

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

SANTRİFÜJ POMPALARDA KAVİTASYONUN MODELLENMESİ



AYDIN HACI DÖNMEZ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ZEHRA YUMURTACI**

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPALARDA KAVİTASYONUN MODELLENMESİ

Aydın Hacı DÖNMEZ tarafından hazırlanan tez çalışması 27.11.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Doç Dr. Levent KAVURMACIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN
İstanbul Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Nader JAVANI
Yıldız Teknik Üniversitesi



Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 2014-06-01-DOP01 numaralı projesi ve Yıldız Teknik Üniversitesi Teknopark ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışmasında kavitasyona maruz kalarak çalışan ticari bir santrifüj pompanın kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkisi sayısal olarak incelenerek pompanın kavitasyon performansı iyileştirilmiştir.

Doktora tez çalışmam boyunca bana yardımcı olan danışmanlarım Prof. Dr. Zehra YUMURTACI ve Doç Dr. Levent Kavurmacıoğlu'na; tez izleme komitesi üyelerim Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK, Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN ve Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN'a; değerli katkılarından dolayı Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN'a ve Standart Pompa A.Ş. çalışanlarından Yük. Müh. Mehmet KAYA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma boyunca her türlü destekleri ile çalışmama yardımları olan arkadaşlarım Arş. Gör. Hıdır MARAL'a, Arş. Gör. Dr. Ali CELEN'e, Arş. Gör. Dr. Aslı GÜNAY BULUTSUZ'a, Arş. Gör. Yakup KARAKOYUN'a çok teşekkür ederim.

Hayatım boyunca ihtiyacım olduğu her anda desteklerini arkamda hissettiğim anneme, babama ve kardeşime şükranlarımı sunarım.

Kasım, 2018

Aydın Hacı DÖNMEZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
ABSTRACT.....	xvii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	15
1.3 Hipotez	15
BÖLÜM 2	
POMPANIN SAYISAL OLARAK MODELLENMESİ	16
2.1 Akış Hacminin Elde Edilmesi	17
2.2 Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması.....	18
2.3 Sayısal Çözüm Ağından Bağımsızlık Testi	20
2.4 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri	21
2.4.1 Seçilen Türbülans Modelinin İncelenmesi	23
2.4.2 Sınır Şartları	24
2.4.3 HAD Analizi Sonuçları	24
BÖLÜM 3	
POMPANIN PARAMETRELEŞTİRİLMESİ	29
3.1 Akış Hacminin Elde Edilmesi	30
3.2 Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması.....	33

3.3	Sayısal Çözüm Ağından Bağımsızlık Testi	35
3.4	HAD Analizleri	35
3.4.1	Seçilen Türbülans Modelinin İncelenmesi	36
3.4.2	Seçilen Kavitasyon Modelinin İncelenmesi	36
3.4.3	Sınır Şartları	37
3.4.4	HAD Analizi Sonuçları	37
BÖLÜM 4		
BELİRLENEN PARAMETRELERİN POMPANIN KAVİTASYON PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ		47
4.1	Kanat Giriş Açısının Etkisi	48
4.1.1	Ön Yanaktaki Kanat Giriş Açısının Etkisi	49
4.1.2	Arka Yanaktaki Kanat Giriş Açısının Etkisi	55
4.2	Örtme Açısının Etkisi	60
4.2.1	Ön Yanaktaki Örtme Açısının Etkisi	61
4.2.2	Arka Yanaktaki Örtme Açısının Etkisi	66
4.3	Kanat Giriş Ve Örtme Açılarının Birlikte Etkisi	71
BÖLÜM 5		
TAGUCHI OPTİMİZASYONU İLE POMPANIN KAVİTASYON PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ		80
5.1	Deney Tasarımı	80
5.2	Taguchi Optimizasyonunun mevcut pompaya uygulanması	81
BÖLÜM 6		
SONUÇ VE ÖNERİLER		89
6.1	Sonuçlar	89
6.2	Öneriler	91
KAYNAKLAR		92
EK-A		
KAVİTASYON TESTLERİ		97
EK-B		
KANAT ETRAFINDAKİ SU BUHARININ HACİMSEL ORANI		109
EK-C		
KANAT YÜKLERİ		122
EK-D		
DÜŞÜK DEBİLERDEKİ BASMA YÜKSEKLİĞİ DEĞERLERİ		134
EK-E		

DÜŞÜK DEBİLERDEKİ ENPY _G DEĞERLERİ	136
ÖZGEÇMİŞ.....	138



SİMGE LİSTESİ

F	Harmanlama fonksiyonu
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
H	Basma yüksekliği (m)
h_E	Tesisattaki toplam yük kayıpları (m)
H_{Egeo}	Geometrik emme yüksekliği (m)
k	Türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
M	Girdi sinyali
p	Basınç (Pa)
p_B	Kabarcık yüzeyinin basıncı (Pa)
p_∞	Ortam basıncı (Pa)
P_b	Buharlaştırma basıncı (Pa)
P_E	Pompanın emme haznesindeki mutlak basınç (Pa)
P_s	Statik basınç (Pa)
P_t	Toplam basınç (Pa)
q	Gürültü faktörü
Q	Debi (m^3/s)
R_b	Kabarcık yarıçapı (m)
S_{ij}	Şekil değiştirme hızı (s^{-1})
S	Şekil değiştirme hızının enveriyantı
t	Zaman (s)
t_{ij}	Viskoz gerilme tensörü
u_i	x yönündeki hız (m/s)
u_j	y yönündeki hız (m/s)
U	Hızın ortalama bileşeni (m/s)
u'	Hızın çalkantı bileşeni (m/s)
x	Konum (m)
y	En yakın cidara olan mesafe (m)
y^+	Boyutsuz duvar uzaklığı
z	Çıktı karakteristiği
α_l	Sıvı fazın hacim oranı
α_v	Gaz fazın hacim oranı
β	Kanat giriş açısı ($^\circ$)
ε	Türbülans yitim oranı (m^2/s^3)
θ	Örtme açısı ($^\circ$)
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)

μ_l	Sıvı fazın dinamik viskozitesi (Pa.s)
μ_m	Karışımın dinamik viskozitesi (Pa.s)
μ_v	Gaz fazın dinamik viskozitesi (Pa.s)
ν_l	Sıvının kinematik viskozitesi (m^2/s)
ν_t	Türbülans kinematik viskozitesi (m^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
ρ_l	Sıvı fazın yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_m	Karışımın yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_v	Gaz fazın yoğunluğu (kg/m^3)
σ	Yüzey gerilmesi (N/m)
ω	Özgöl yitim hızı (s^{-1})



KISALTMA LİSTESİ

ENPY	Emmedeki Net Pozitif Yük
ENPY _G	Emmedeki Net Pozitif Yük Gerekli
ENPY _M	Emmedeki Net Pozitif Yük Mevcut
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
NPEY	Net Pozitif Emme Yükü
NPEY _G	Gerekli Net Pozitif Emme Yükü
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
SST	Shear Stress Turbulence

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Kavitasyonun oluşumu 2
Şekil 1. 2	Kavitasyon testi 3
Şekil 1. 3	ENPY _G karakteristiğine göre kavitasyonlu çalışma bölgesi 4
Şekil 1. 4	Pompanın kavitasyonlu ve kavitasyonsuz çalışma bölgeleri 5
Şekil 2. 1	HAD analizi yapılacak pompanın akış hacminin elde edilmesi a) tüm çarkın önden görünüşü, b) tüm çarkın arkadan görünüşü, c) tek kanadı içine alan akış hacminin önden görünüşü, d) tek kanadı içine alan akış hacminin arkadan görünüşü 18
Şekil 2. 2	Akış hacmi üzerindeki sayısal çözüm ağı a) tüm akış hacmi, b) çark üzerindeki tetrahedronlar ve kanatsız difüzördeki hegzahedronlar c) sınır tabaka..... 19
Şekil 2. 3	Kanat üzerindeki y^+ dağılımı a) basınç tarafı, b) emme tarafı..... 25
Şekil 2. 4	DeneySEL ve sayısal olarak elde edilen pompa karakteristik eğrileri 26
Şekil 2. 5	Sayısal basma yüksekliğinin deneySEL basma yüksekliği ile karşılaştırılması..... 28
Şekil 3. 1	Temin edilen çarkın BladeGen modülündeki meridyen kesiti 30
Şekil 3. 2	Parametreleştirilen çarkın a) meridyen kesiti b) katı modeli 33
Şekil 3. 3	Parametreleştirilen çarkın üzerindeki sayısal çözüm ağı a) tüm akış hacmi, b) kanat etrafındaki sınır tabaka, c) hücum kenarı, d) firar kenarı 34
Şekil 3. 4	Kanat üzerindeki y^+ dağılımı a) basınç tarafı, b) emme tarafı..... 38
Şekil 3. 5	Pompanın sayısal olarak elde edilen karakteristik eğrileri 39
Şekil 3. 6	Parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliğinin sayısal basma yüksekliği ile karşılaştırılması 41
Şekil 3. 7	Parametreleştirilmiş pompanın farklı debilerde sayısal olarak yapılan kavitasyon testi a) 74,8 m ³ /h, b) 59,9 m ³ /h, c) 49,7 m ³ /h, d) 37,1 m ³ /h..... 42
Şekil 3. 8	DeneySEL ve sayısal olarak elde edilen ENPY _G eğrileri 43
Şekil 3. 9	Parametreleştirilmiş pompanın kanadı üzerinde farklı debilerde çalışma esnasındaki su buharı hacim oranı a) 74,8 m ³ /h, b) 59,9 m ³ /h, c) 49,7 m ³ /h, d) 37,1 m ³ /h 44
Şekil 3. 10	Parametreleştirilmiş pompanın kanadı üzerinde farklı debilerde çalışma esnasındaki kanat yükleri a) 74,8 m ³ /h, b) 59,9 m ³ /h, c) 49,7 m ³ /h, d) 37,1 m ³ /h 45
Şekil 4. 1	Farklı ön yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50° 50
Şekil 4. 2	Farklı ön yanak kanat giriş açılarında elde edilen ENPY _G eğrileri..... 52

Şekil 4. 3	Farklı ön yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°.....	53
Şekil 4. 4	Farklı ön yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°	54
Şekil 4. 5	Farklı arka yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°	56
Şekil 4. 6	Farklı arka yanak kanat giriş açılarında elde edilen ENPY _G eğrileri.....	58
Şekil 4. 7	Farklı arka yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a)20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°.....	59
Şekil 4. 8	Farklı arka yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri a) 20°, b) 32.27°, c) 40°, d) 50°	60
Şekil 4. 9	Farklı ön yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 71°, b) 81°, a) 91°	62
Şekil 4. 10	Farklı ön yanak örtme açılarında elde edilen ENPY _G eğrileri	63
Şekil 4. 11	Farklı ön yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 71°, b) 81°, c) 91°	64
Şekil 4. 12	Farklı ön yanak örtme açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri a) 71°, b) 81°, c) 91°	65
Şekil 4. 13	Farklı arka yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 91°, b) 101°, c) 111°	67
Şekil 4. 14	Farklı arka yanak örtme açılarında elde edilen ENPY _G eğrileri	68
Şekil 4. 15	Farklı arka yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 91°, b) 101°, c) 111°	69
Şekil 4. 16	Farklı arka yanak örtme açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri a) 91°, b) 101°, c) 111°.....	70
Şekil 4. 17	En iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) en iyi tasarım, b) parametreleştirilmiş pompa	74
Şekil 4. 18	En iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) en iyi tasarım, b) parametreleştirilmiş pompa	75
Şekil 4. 19	En iyi verim noktasında kanat yükleri a) en iyi tasarım, b)parametreleştirilmiş pompa	76
Şekil 5. 1	Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranları	82
Şekil 5. 2	Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranları	86

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Pompanın teknik özellikleri	17
Çizelge 2. 2 Sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi.....	20
Çizelge 2. 3 Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	27
Çizelge 3. 1 Parametreleştirilen çarkın özellikleri	32
Çizelge 3. 2 Parametreleştirilen pompanın sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi	35
Çizelge 3. 3 İki farklı sayısal karakteristiğin karşılaştırılması	40
Çizelge 4. 1 Pompanın ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açıları	47
Çizelge 4. 2 Ön yanaktaki kanat giriş açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi..	49
Çizelge 4. 3 Ön yanaktaki kanat giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi	51
Çizelge 4. 4 Arka yanaktaki kanat giriş açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi	55
Çizelge 4. 5 Arka yanaktaki kanat giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi	57
Çizelge 4. 6 Ön yanaktaki örtme açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi	61
Çizelge 4. 7 Ön yanaktaki örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi	62
Çizelge 4. 8 Arka yanaktaki örtme açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi.....	66
Çizelge 4. 9 Arka yanaktaki örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi	67
Çizelge 4. 10 En iyi verim noktasında kanat giriş ve örtme açılarının pompanın basma yüksekliğine etkisi.....	72
Çizelge 4. 11 En iyi verim noktasında kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkisi	73
Çizelge 4. 12 Yüksek debide (74,8 m ³ /h) kanat giriş ve örtme açılarının pompanın basma yüksekliğine etkisi	77
Çizelge 4. 13 Yüksek debide (74,8 m ³ /h) kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkisi	78
Çizelge 5. 1 Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda Taguchi optimizasyonuna göre elde edilen matris.....	81
Çizelge 5. 2 Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda elde edilen ENPY _G değerleri	82
Çizelge 5. 3 Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranlarının değerleri.....	83
Çizelge 5. 4 Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda Taguchi optimizasyonuna göre elde edilen matris.....	84

Çizelge 5. 5	Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen $ENPY_G$ değerleri	85
Çizelge 5. 6	Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranlarının değerleri.....	87
Çizelge 5. 7	Taguchi optimizasyonunun iki farklı uygulaması sonucu elde edilen en iyi tasarımlar	87
Çizelge 6. 1	Ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkisi	90



SANTRİFÜJ POMPALARDA KAVİTASYONUN MODELLENMESİ

Aydın Hacı DÖNMEZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zehra YUMURTACI

Eş Danışman: Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU

Santrifüj pompaların yanlış koşullarda işletilmesi sırasında görülen kavitasyon olayı pompanın ömrünü sınırlayan en önemli sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. Bununla birlikte, bazı pompaların kavitasyona karşı dirençleri düşüktür ve işletilmesi sırasında kavitasyona maruz kalarak çalışmaktadır. Bu çalışmada kavitasyon sorunu yaşayan mevcut ticari bir santrifüj pompanın hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımı ile kavitasyon performansı iyileştirilmiştir. Bunun yanı sıra kanat giriş açısı ve örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bahsi geçen açıların hem ön hem de arka yanaktaki değerleri için iki fazlı HAD analizleri yapılarak bu açıların ön ve arka yanaktaki değerlerinin etkisi ayrı ayrı incelenmiştir.

Tez beş ana bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde kavitasyon olgusu incelenerek konu hakkında literatürde görülen çalışmalar hakkında detaylı bilgi sağlanmıştır.

İkinci bölümde katı model çizimleri temin edilen pompanın sayısal modellenmesi yapılmıştır. Çark geometrisi üzerinde HAD analizlerinin yapılabilmesi için gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra modelin HAD analizleri yapılarak sonuçların deneysel veriler ile örtüştüğü gösterilmiştir.

Çalışmanın temel amaçlarından biri de kanat giriş açısı ve örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisini incelemektir. Bu nedenle bahsi geçen pompa Ansys BladeGen modülü kullanılarak basma yüksekliği, debi, devir sayısı ve kanat açıları ile örtme açısı gibi değişkenler cinsinden ifade edilerek parametreleştirilmiştir. Böylelikle,

her bir tasarım için katı model programı kullanılarak çark geometrisi tek tek elde edilmek zorunda kalınmamış ve etkisi incelenmek istenen parametrenin değerin doğrudan girilmesi ile akış hacmi elde edilmiştir. Yapılan iki fazlı HAD analizleri sonucunda parametreleştirilen pompanın sonuçlarının firmadan temin edilen çüpompa geometrisi üzerinde yürütülen sayısal çalışmanın sonuçları ile son derece uyumlu olduğu görülmüştür.

Dördüncü bölümde kanat giriş ve örtme açılarının ön ve arka yanaktaki değerlerinin pompanın kavitasyon performansına etkisi hem ayrı ayrı hem de birlikte incelenmiştir. Yapılan farklı tasarımlar içinden en iyi tasarım elde edilerek sonuçlar parametreleştirilen pompanın verileri ile karşılaştırılmıştır.

Son olarak, Taguchi yöntemi kullanılarak çok parametrelili bir optimizasyon yapılmıştır. Taguchi'nin deney tasarımına göre farklı geometrilerle ait kavitasyon testleri CFD yardımı ile yapılmıştır. Elde edilen sonuçların sinyal gürültü oranlarına göre en iyi tasarıma ortaya konmuştur.

Çalışmaya ait sonuçlar ve öneriler ise altıncı bölümde verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Santrifüj pompa, çark, kanat giriş açısı, örtme açısı, kavitasyon, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

MODELLING OF CAVITATION IN CENTRIFUGAL PUMPS

Aydın Hacı DÖNMEZ

Department of Mechanical Engineering

PhD Thesis

Adviser: Prof. Dr. Prof. Dr. Zehra YUMURTACI

Co-Adviser: Assoc. Prof. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU

Cavitation, which occurs mostly due to the operation in inappropriate conditions, is the most important problem that limits the service life of centrifugal pumps. However, some centrifugal pumps are low-resistive to cavitation and are exposed to cavitation during their operation. In this study, cavitation performance enhancement of a commercial centrifugal pump is achieved via computational fluid Dynamics (CFD). Besides, the effect of inlet blade angle and wrap angle on cavitation performance of the centrifugal pump are investigated in detail. Two phase CFD study is conducted for both hub and shroud aforementioned angles so, the effect of hub and shroud values of these angles are investigated separately.

The study consists of five chapters. In the first chapter, the cavitation phenomenon is explained and a detailed literature review about the topic is provided.

In the second chapter numerical modelling of the pump is conducted after providing 3D sketches. After the required modification on the impeller sketch, two phase CFD study is carried out and it is seen that the results are good agreement with the experimental data.

One of the main objectives of the study is to investigate the effect of inlet blade angle and wrap angle on cavitation performance of the pump. For this purpose, the pump is parameterized with Ansys BladeGen module by using main pump design parameters such as head, discharge, rotational speed, blade angles and wrap angle. Thus, instead of using a 3D CAD programme for each design, the value of desired parameter is set as data input and the flow volume is created automatically. According to the two phase

CFD studies results of the parameterized pump are extremely in good agreement with the numerical pump results in previous section.

In the fourth chapter the effect of inlet blade angle and wrap angle both at hub and shroud are investigated. The effect of hub and shroud inlet blade and Wrap angles are investigated separately and simultaneously. Afterwards, the results of best design are compared with the parameterized pump.

Finally, a multi parameter optimization is conducted with Taguchi method. According to the Taguchi design of experiment, cavitation tests are conducted via CFD and the best design is obtained according to the signal noise ratios.

The results and discussion about the study is given in the sixth chapter.

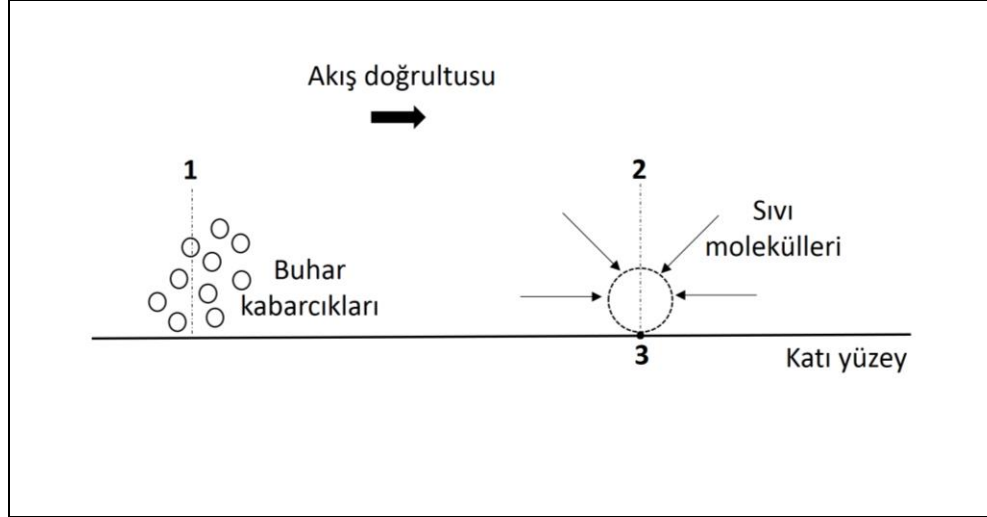
Keywords: Centrifugal pump, impeller, inlet blade angle, wrap angle, cavitation, computational fluid Dynamics (CFD)



1.1 Literatür Özeti

Herhangi bir pompalama işlemi gerçekleşirken, pompa içindeki herhangi bir bölgedeki yerel basınç sıvının buharlaşma basıncının altına düşebilir. Böyle bir durum söz konusu olduğunda, o bölgede (1 noktası) bir miktar sıvı buharlaşıp gaz fazına geçerek sıvı içerisinde buhar kabarcıkları (cavity) oluşturur. Hareket halindeki sıvı ile sürüklenen buhar kabarcıkları, statik basıncın sıvının buhar basıncının üzerine çıktığı bir bölgeye (2 noktası) geldiğinde ise tekrar sıvı fazına geçer. Kaviteasyon olayındaki sıvı fazına geçiş sonucunda, buharlaşmış akışkanın aniden çökmesi (collapse), (göçme, patlama) sonucu hacim azalır. Boşalan bu hacme çevredeki sıvı molekülleri hücum ederler. Yoğuşmanın olduğu bu bölge cidara bitişik bir bölgede gerçekleşirse (3 noktası) malzemenin aşınarak hasar görmesine sebep olur. Bu duruma kaviteasyon erozyonu adı verilir.

20°C'deki doymuş su buharının hacmi, aynı sıcaklıktaki suyun hacminin yaklaşık 60000 katıdır ve bu durum kaviteasyon sırasında yerel basıncın 4000 bara kadar çıkmasına neden olur. Kaviteasyon açısından hassas bölgeler basıncın düşük olduğu yerler olduğundan, pompalarda kaviteasyon daha çok kanadın emme yüzeyi ve çarkın ön yanağında görülür [1], [2]. Aşağıdaki şekilde kaviteasyon oluşumu görsel olarak ifade edilmiştir.



Şekil 1. 1 Kavitasyonun oluşumu

Emmedeki net pozitif yük (ENPY) veya Net pozitif emme yükü (NPEY), bir referans düzleme göre akışkanın sahip olduğu toplam yükün (durma basıncı yükü) mutlak buharlaşma basıncı yükünden farkı olarak tanımlanır. ENPY aşağıdaki denklemdeki gibi ifade edilebilir.

$$ENPY(NPEY) = \frac{P_t - P_b}{\rho g} \quad (1.1)$$

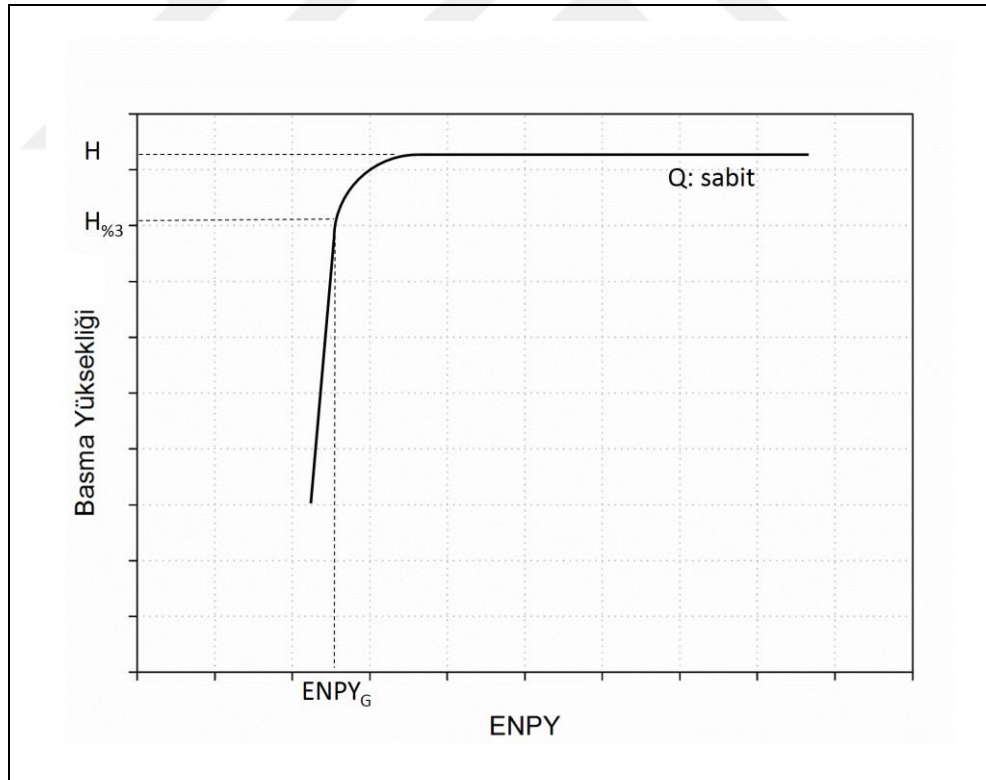
Burada P_t akışkanın bir referans düzleme göre toplam yükünü ya da diğer bir deyişle durma basıncını, P_b akışkanın o sıcaklıktaki buharlaşma basıncını, ρ akışkanın yoğunluğunu ve g yerçekimi ivmesini göstermektedir.

Pompaların kavitasyonsuz çalışması için ENPY değeri büyük önem arz etmektedir. Pompanın kavitasyonsuz çalışabilmesi için gerekli olan minimum yüke “Emmedeki Net Pozitif Yük Gerekli” ($ENPY_G$) denir ve aşağıdaki gibi ifade edilir [3].

$$ENPY_G = \left(\frac{P_s}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{pompa girişi}} - \frac{P_b}{\rho g} \quad (1.2)$$

Bu denklemde P_s referans bir düzleme göre statik basıncı, V ise pompa giriş kesitindeki hızı temsil etmektedir. $ENPY_G$ değeri pompanın farklı debilerinde farklı değerler alır ve kavitasyon testi ile belirlenerek pompa imalatçısı tarafından beyan edilir. Kavitasyon testinin yapılışı aşağıda anlatılmıştır.

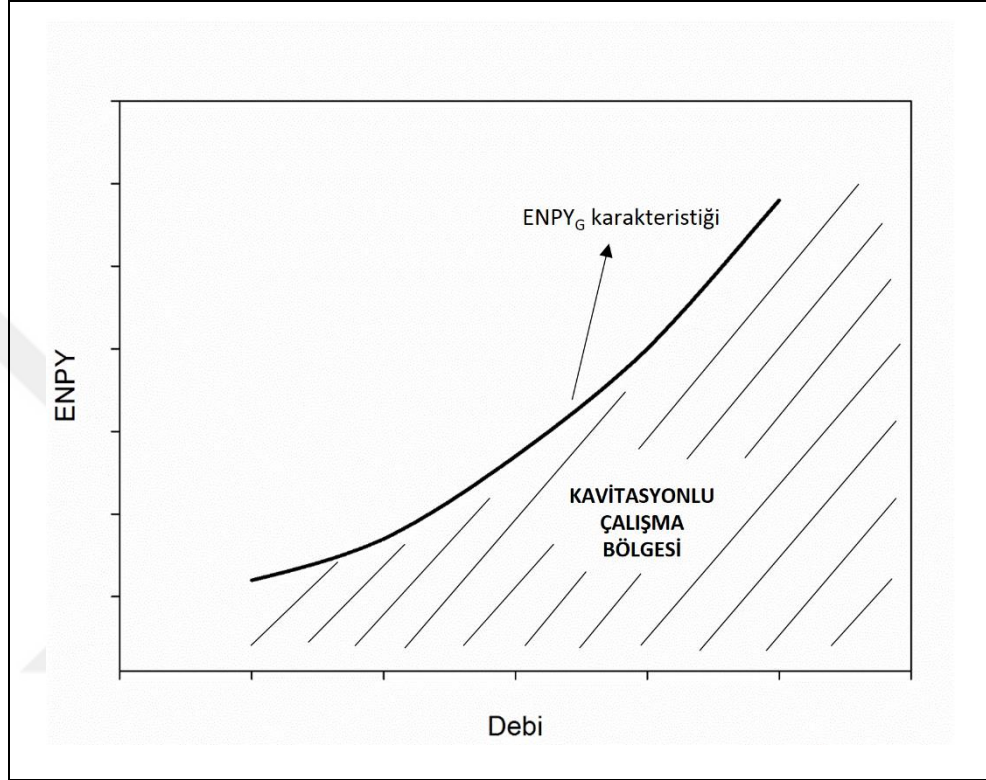
Kavitasyon test düzeneği pompanın emme ve basma hatlarının bağlı olduğu kapalı bir tanktan ibarettir. Basma hattında debiyi ölçmek için bir ventürimetre, debiyi kontrol etmek için bir sürgülü vana ve çıkış basıncının okunduğu bir basınç prizi yer alır. Sabit bir debi değerinde devir sayısı ve sıvı sıcaklığı değiştirilmeden pompanın basma yüksekliği (H) hesaplanır. Daha sonra, pompanın girişindeki basınç kademeli olarak düşürülür. Belli bir basınçtan itibaren pompanın basma yüksekliği azalmaya başlar ve sonrasında aniden düşer. Pompanın basma yüksekliğinde düşüşün başladığı nokta kavitasyon başlangıcıdır. Bu noktanın tespiti pratikte kolay olmadığından kavitasyonsuz çalışma durumuna göre basma yüksekliğinde %3'lük düşüşün olduğu basma yüksekliği değeri ($H_{\%3}$) pompanın o debideki sınır kavitasyon değeridir. Pompanın basma yüksekliğinde %3'lük düşüşün olduğu ENPY değeri pompanın “gerekli emmedeki net pozitif yük ($ENPY_G$)” veya “gerekli net pozitif emme yüksekliği ($NPEY_G$)” olarak tanımlanır [1], [4], [5], [6]. Aşağıdaki şekilde kavitasyon testinin şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 1. 2 Kavitasyon testi

$ENPY_G$ pompaya has bir özelliktir ve pompa imalatçısı tarafından yapılan kavitasyon testi sonucu beyan edilir. Aynı işlem farklı debilerde de yapılarak $ENPY_G$ değeri farklı

debiler için hesaplanır ve pompanın $ENPY_G$ karakteristiği elde edilir. $ENPY_G$ pompanın kavitasyonsuz çalışması için gerekli olan minimum yük olarak tanımlandığından $ENPY_G$ karakteristiğinin altında kalan bölgede pompa kavitasyonlu olarak çalışır. Aşağıdaki şekilde $ENPY_G$ karakteristiğine göre pompanın kavitasyonlu çalışma bölgesi gösterilmiştir.



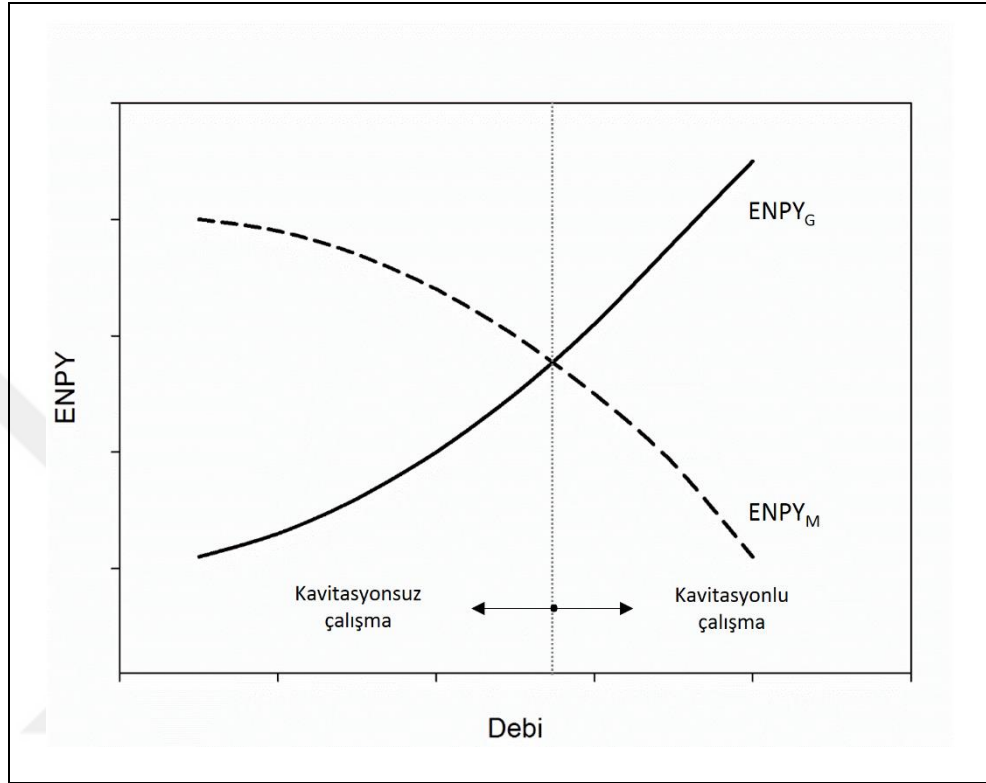
Şekil 1. 3 $ENPY_G$ karakteristiğine göre kavitasyonlu çalışma bölgesi

Pompanın herhangi bir tesisata bağlandığında kavitasyona maruz kalıp kalmadan çalıştığını anlamak için tesisata ait “mevcut emmedeki net pozitif yük ($ENPY_M$)” grafiğini elde etmek büyük kolaylık sağlar. $ENPY_M$, belirli bir debi için pompa girişindeki toplam yükün buharlaşma basıncından farkını gösteren bir ifadedir ve Bernoulli denklemi yardımı ile aşağıdaki gibi elde edilir [1].

$$ENPY_M = \frac{P_E}{\rho g} - \frac{P_b}{\rho g} - H_{Egeo} - h_E \quad (1.3)$$

Burada, P_E pompanın emme haznesindeki mutlak basınç, P_b akışkanın o sıcaklıktaki buharlaşma basıncı, H_{Egeo} geometrik emme yüksekliği, h_E tesisattaki toplam yük kayıpları, ρ akışkanın yoğunluğu ve g yerçekimi ivmesidir.

ENPY_M mevcut yükü, ENPY_G de gerekli yükü ifade ettiğine göre, ENPY_M değerinin ENPY_G değerinden büyük olduğu durumlarda pompa kavitasyonsuz, küçük olduğunda da kavitasyonlu çalışma görülecektir. ENPY_M, ENPY_G'den ne kadar büyükse pompanın kavitasyona maruz kalması o kadar zordur [1], [7].



Şekil 1. 4 Pompanın kavitasyonlu ve kavitasyonsuz çalışma bölgeleri

Santrifüj pompaların düşük basınçta işletilmesi sırasında görülen kavitasyon, iş akışkanının buharlaşması ve yoğuşması döngüsüne neden olan karmaşık bir olay olarak değerlendirilmektedir. Bu buharlaşma ve yoğuşma döngüsü esnasında oluşan basınç çalkantıları sistemde gürültü, titreşim ve aşınma gibi istenmeyen sonuçlara yol açmaktadır [8], [9], [10]. Bu durum da hem pompa performanslarının düşmesine hem de pompa ömürlerinin ksalmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle, pompaların işletilmesinde sırasında, emme basıncının pompanın minimum emme yükünün üzerinde olması konusunda dikkatli olunmalıdır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımı ile pompalar gibi karmaşık akış yapısına sahip olan sistemlerin analizi daha etkin bir biçimde yapılabilmektedir. Son zamanlarda ise iki fazlı akışkan kullanılarak yapılan modellemelerin sayısı giderek artmaktadır. Nükleer uygulamalar [11] ve roket turbopompaları [12] gibi yaygın olmayan HAD analizi

uygulamaları olsa da, kavitasyon ile ilgili çalışmaların çoğunda, pompalar iş akışkanı olarak su [13], [14], [15] ve yağ [16], [17], kullanmaktadır.

Literatürde, santrifüj pompaların performansını arttırmak üzere çark üzerinde yapılan geometrik değişiklikler çoğunlukla kanat giriş ve çıkış açıları, örtme açısı ve kanat ucu şekline odaklanmıştır. Kanat çıkış açısının değişimi pompanın kavitasyon performansından ziyade, karakteristik eğrisi ve verimine etki etmektedir. [18], [19], [20], [21], [22], [23], [24]. Kanat giriş açısı ve kanat ucu şekli ise doğrudan kavitasyon performansını belirlemektedir. Anderson [25] emiş ağzı şekli, kanat açıları ve kanat uzunluğunu pompanın kavitasyon performansını doğrudan etkilediğini belirtmiştir.

Lobanoff ve Ross [26] minimum enerji kullanımı ile sorunsuz çalışma için, pompaların en iyi verim noktasının %80'i ile %100'ü aralığında çalıştırılmasının uygun olacağını ifade etmiştir. Girdhar ve Moniz [27] ise pompaların en iyi verim noktasının altındaki debilerde çalıştırıldığında çark çıkışında devir daim (discharge recirculation) olduğunu; debinin daha da düşürülmesi durumunda ise emiş ağzında devir daim (suction recirculation) görüldüğünü vurgulamışlardır.

Yokoyama'nın çalışması [28] pompaların kavitasyon performansının iyileştirilmesi konusunda yapılan ilk çalışmalardan biridir ve kanat ucu şeklinin kavitasyona etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada çark giriş ve çıkış çapları, kanat açıları, kanat kalınlığı ve kanat sayısı sabit olarak tutulmuştur. Bu amaçla, yuvarlak bir profile sahip olan kanattan pah kırılmış ve sivriltilmiş iki profil daha elde edilmiş ve bu üç kanat şeklinin pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenerek karşılaştırılmıştır. Buna göre, kanat ucu sivrildikçe pompanın kavitasyon performansının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, sivri kanatta hiç kavitasyon gözlemlenmemiştir.

Dönmez vd. [29] bir santrifüj pompada giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisini sayısal olarak incelemiştir. Diğer çalışmalardan farklı olarak, giriş açısı hem ön hem de arka yanakta iki farklı değışten olarak ele alınmıştır. Ansys Vista CPD modülünde özgül devir sayısı (n_q) 30 olan bir pompa tasarlanmış ve giriş açısının ön ve arka yanaktaki farklı değerlerinde pompanın kavitasyon performansının nasıl değiştiği gözlemlenmiş ve sonuçlar her bir tasarımın kanat yük grafikleri ile karşılaştırılmıştır. Çalışmaya göre, arka yanaktaki giriş açısı artışının kavitasyon

performansını kısmen olumsuz etkilediği görülmüştür. Buna rağmen, ön yanaktaki giriş açısı 20°'den 30°'ye çıkarken kavitasyon performansı artmış, 30°'den 50°'ye çıkarken ise azalmıştır. Sonuç olarak en iyi kavitasyon performansı için ön yanakta 20°, arka yanakta 30°'lik giriş açısı önerilmiştir.

Vujanic ve Velensek [30] değiştirilmiş NACA 4418 kanat profili üzerinde, kanat açısının kavitasyona etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Bunun için, basınç kuvveti, kaldırma kuvveti, direnç kuvveti ve yunuslama momenti ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, kanat açısının artışı ile kavitasyon uzunluğunun (cavity length) arttığı görülmüştür. Ayrıca kavitasyon oluşumu ile direnç kuvvetinin attığı, kaldırma kuvveti ve yunuslama momentinin azaldığı belirtilmiştir.

Christopher ve Kumaraswamy [31] düz, eliptik ve dairesel kanat ucu profiline sahip üç farklı kanadın, bir santrifüj pompanın kavitasyon performansına olan etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Kavitasyon şiddeti titreşim ve gürültü ölçümleri ile elde edilmiştir. Üç farklı tasarımın karakteristik, verim, güç ve emme performansı eğrileri elde edilerek karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, kanat ucu profili düzden dairesele doğru gittikçe verimin en iyi verim noktasına göre % 7,5'e kadar arttığını göstermişlerdir. Ayrıca, düz kanadın diğerlerine kıyasla en yüksek emmedeki net pozitif yük (ENPY) değerine sahip olduğu belirtilmiştir.

Friedrichs and Kosyna [32], farklı giriş ve çıkış kanat açlarına ve çaplara sahip iki benzeşik santrifüj pompa çarkının karşılaştırmasını deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. İki çarkta da dönel kavitasyon gözlemlenmiş ve görüntüleme yüksek hızlı dijital kamera ile yapılmıştır. Sonuçta, giriş ve çıkış kanat açıları biraz büyük ve çapı biraz küçük olan ikinci çarkta kavitasyonun daha erken gözlemlendiği belirtilmiştir.

Gaetani vd. [33] bir santrifüj pompa difüzörün üzerinde dört farklı kanat açısında deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu doğrultuda, en iyi çalışma noktasında iki boyutlu PIV ölçümleri yapılarak kanat ve çark etkileşimi de incelenmiştir.

Luo vd. [34] bir santrifüj pompanın giriş geometrisinin performansına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sonuçta, kanat giriş açısının arttırılması ve kanadın hücum kenarının uzatılmasının pompa performansını iyileştirdiğini ortaya koymuştur.

Ayrıca, kanadın giriş kısmına doğru uzatılmasının pompanın kavitasyon performansını da arttırdığını belirtmiştir.

Bonaiuti vd. [35] karışık akışlı bir pompanın çarkı ve difüzörü üzerinde mümkün olan en iyi emiş performansı ve verimi sağlayabilmek için deneysel ve sayısal çalışmalar yürütmüşlerdir. Tersine tasarım yöntemi ile kanat profili parametreleştirilerek hidrodinamik değişkenler cinsinden ifade edilmiştir. Çalışmanın amacı kayda değer bir verim artışı ile birlikte pompanın emiş performansını maksimuma çıkarmaktır. Nihai tasarım deneylere tabi tutulmuş ve sonuçların sayısal çalışmalar ile uyumlu olduğu ortaya konmuştur.

Caridad vd. [36] bir santrifüj pompa çarkını iki fazlı akış koşulunda homojen olmayan bir model ile sayısal olarak incelemiş ve kabarcık oluşum hareketlerini gözlemlemiştir. İncelenen pompa elektrikli bir dalgıç pompadır sayısal modelleme esnasında akışkan, hava-su karışımı olarak ele alınmıştır. Çalışmada farklı gaz hacim oranlarının ve akışkandaki gaz fazı kabarcık çaplarının pompa performansına etkisi irdelenmiştir. Sonuçta, tek fazlı duruma kıyasla gaz fazı hacminin ve gaz fazındaki kabarcık çaplarının arttıkça pompanın performansının olumsuz olarak etkilendiği gösterilmiştir.

Guo vd. [37] yüksek hızlı bir santrifüj pompa üzerinde kavitasyonu tanımlamak amacıyla deneysel ve sayısal çalışmalar yürütmüştür. Kabarcık oluşumu, büyümesi ve çökmesi adım adım gözlemlenmiştir. Sayısal olarak elde edilen hacimsel oranların deneysel sonuçlar ile oldukça uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Pei vd. [38] üç boyutlu HAD analizleri yardımı ile bir santrifüj pompa çarkının optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Çalışmada giriş çapı, giriş hücum açısı ve kanat örtme açısının kavitasyona etkisi irdelenmiştir. Sonuçta, çark giriş çapının kavitasyon üzerine etkisi en yüksek parametre olduğu sonucu ortaya çıkmış ve nihai tasarımda kanadın hücum kenarında daha düzgün bir akış dağılımı gözlemlenmiştir. Ayrıca, gerekli net pozitif emme yükü 0,63 metre azaltılarak pompanın kavitasyon performansı artırılmıştır.

Tan vd. [39] karışık akışlı 6 kanatlı karışık akışlı bir pompanın kanatlarını mevcut konumundan pozitif ve negatif yönde 4'er derece eğerek bu durumların pompanın performansına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak pozitif

dönme yönünde pompanın basma yüksekliğinin arttığı, negatif dönmelerde ise azaldığı ortaya konmuştur. Bununla birlikte, her bir durum için akışın frekans ölçümleri yapılmış ve basınç çalkantılarının en yüksek olduğu bölgeler girdap yoğunluğunun ve basınç gradyenlerinin en çok olduğu bölgeler olarak tespit edilmiştir.

Xu vd. [40] Taguchi metodunu kullanarak bir santrifüj pompa üzerinde çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirmiştir. Beş farklı tasarım parametresinden elde edilen 1024 çark geometrisi Taguchi metodu kullanılarak 16'ya indirilmiş ve çalışma bu doğrultuda sürdürülmüştür. Sonuçta da nihai tasarımda % 3,09'luk verim ve 1,45m'lik kavitasyon performansı artışı sağlanmıştır. Sayısal çalışmada elde edilen sonuçlar, deneysel çalışmalar ile de doğrulanmıştır.

Zhang vd. [41] radyal temel fonksiyonu metodu baz alarak yeni bir yöntem önermişlerdir. Bu yöntem ile bir santrifüj pompa kanadının hücum kenarı şeklinin pompanın kavitasyon performansına etkisi tahmin edilmeye çalışılmıştır. Arka yanaktaki kanat hücum kenarı sabit tutularak ön yanak hücum kenarı 10'ar derece adımlarla -20° - 20° aralığında uzatılıp kısaltılmıştır. Aynı işlem ön yanak hücum kenarı sabit tutularak arka yanak için uygulanmış ve toplam 8 farklı durum karşılaştırılmıştır. Sonuçta, kanadın ön yanak tarafına uzatılmasıyla pompa kavitasyon performansı artmış, kısaltılmasıyla azalmıştır. Kanadın arka yanağa doğru uzatılmasında ise kavitasyon performansı önce artıp sonra azalmıştır. Kanadın arka yanak tarafında kısaltılmasında ise tıpkı ön yanaktaki gibi kavitasyon performansı kötüleşmiştir.

Sanda ve Daniella [42] turbomakineler için kanadın radyal profilini tasarlayan bir sayısal yöntem ileri sürmüşlerdir. Bu yöntemle göre kanat giriş ve çıkış açılarının pompanın performansına etkisi incelenmiştir. Tasarlanan kanadın akış görüntülenmesi yine sayısal olarak HAD analizleri ile gerçekleştirilmiştir. Belirli bir debi, basma yüksekliği ve devir sayısında çıkış kanat açısı sabit tutularak giriş kanat açısı değiştirilmiştir. Sonuç olarak, pompa giriş ve çıkış açılarının pompa verimini %1-2 oranında etkilediğini ortaya koymuşlardır.

Ye vd. [43] santrifüj pompalarda kavitasyonu gözlemlemek için yarı-analitik bir sayısal yöntem geliştirmişlerdir. Kavitasyonu gözlemleyebilmek adına farklı debilerde deneyler yapmışlar ve sonuçları hem yarı-analitik yöntemle hem de Zwart yöntemi le

karşılaştırmışlardır. Deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları basma yüksekliği, kavitasyon uzunluğu ve buhar fazının hacim oranı açısından karşılaştırılmış ve birbirleri ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Sonuçta, önerilen yöntemin bahsi geçen değişkenleri Zwart yönteminden daha iyi tahmin ettiği öne sürülmüştür.

Limbach ve Skoda [44] özgül devir sayısı 12 dakika-1 olan bir santrifüj pompa üzerinde, farklı çalışma koşulları ve yüzey pürüzlülüklerinde 3 boyutlu HAD analizleri yürütmüş ve yüzey pürüzlülüğünün kavitasyon performansına etkisini araştırmışlardır. Bunun Sayısal modelleme hem tek faz, hem de iki fazlı olarak yapıp karşılaştırılmıştır. Ayrıca, deneysel çalışmalar yürütülerek sonuçlar doğrulanmıştır. Sonuçta, ENPY₆ değerinin pürüzlü yüzeylerde kısmen daha yüksek olduğu ortaya koyulmuştur. Ayrıca daha doğru bir tahmin için salyangoz dilinde düşük Reynolds sayısı yaklaşımı yapılması gerektiği önerilmiştir.

Shim vd. [45] bir santrifüj pompa çarkı üzerinde, çark girişindeki dönümü (recirculation) azaltmak ve tasarım noktasından uzakta (off-design conditions) çalışma esnasında kavitasyonu en aza indirmek amacıyla çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Tasarım debisinin yarısının bloke olması, tasarım noktasındaki hidrolik verim, basma yüksekliğinin %3 düştüğü kritik kavitasyon sayısı ve tasarım debisinin %125'i optimizasyon için amaç fonksiyonları olarak belirlenerek eş zamanlı olarak minimize edilmişlerdir. Verim ve blokaj fonksiyonlarının korelasyonunun bağıl olarak daha kuvvetli olduğu görülmüştür. Uygulanan yöntem ile 8 farklı geometrik parametrenin etkisi değerlendirilerek hidrolik performans açısından iyileştirilmiş bir tasarım ortaya konmuştur.

Jian vd. [46] santrifüj pompaların dönel hareket karakteristiğini baz alarak, kavitasyon için özgün bir model önermişlerdir. Zwart-Gerber-Belamri modelini baz alarak önerilen model üç farklı kavitasyon modeli ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, bir santrifüj pompa üzerinde de deneysel görüntüleme ile doğrulama yapılmıştır.

Li vd. [47] bir santrifüj pompadaki kavitasyonlu akışı daimi ve daimi olmayan olmak üzere sayısal olarak modellemişlerdir. Modellemede k- ω SST türbülans modeli ve Rayleigh-Plesset modeli tabanlı bir kütle geçiş kavitasyon modeli kullanılmıştır. Çalışmanın amacı hücum kenarında oluşan kavitasyonu gözlemlemek ve kavitasyon ile

basma yüksekliğinin ani düşüşü (head drop) arasındaki ilişkiyi ortaya koymaktır. Yapılana deneysel çalışmalar ile de sayısal modelleme doğrulanmıştır.

Lu vd. [48] özgül devir sayısı 36 olan bir santrifüj pompanın giriş ve çıkışındaki basınç çalkantılarını, titreşim karakteristiklerini ve iç akış kararsızlıklarını kararsız kavitasyon şartlarında sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada, kavitasyonun çark içindeki akış kararsızlığına nasıl etki ettiği sayısal olarak incelenmiştir. Ayrıca, titreşim ve kavitasyon gelişimi arasındaki ilişki de irdelenmiştir. Deneysel çalışmada da farklı debilerde giriş ve çıkışta titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçta $ENPY_M$ değeri 5,93'ün altına indiğinde kavitasyonun başladığını bulmuşlardır.

Luo vd. [49] çalışmasında bir santrifüj pompa içeresindeki kavitasyonlu akışı iki farklı sayısal yöntem ile modelleyerek kavitasyonun belirlemeye çalışmıştır. İlk modelde çark salyangoz ile birlikte, ikincisinde ise salyangozsuz olarak ve sadece tek bir kanadın etrafındaki akış hacmi (single passage) göz önüne alınmıştır. İki sayısal yöntemde de SST $k - \omega$ türbülans modeli ve homojen kavitasyon modeli kullanılmıştır. İki model de azalan kavitasyon sayısı ile pompanın performansının düştüğünü ortaya koymuştur. Deneysel çalışmalar, ikinci sayısal yöntemin, pompanın en iyi çalışma noktasında kritik kavitasyon sayısını daha doğru olarak hesapladığını ortaya koymuştur. Ayrıca ikinci yöntemin daha iyi yakınsadığı, daha az kaynak ve zamana ihtiyaç duyduğu belirtilmiştir.

Liu vd. [50] santrifüj pompalarda kavitasyon tahmini daha etkin bir biçimde gerçekleştirmek için Navier – Stokes denklemlerinin kısmi ortalamasını (partially averaged Navier – Stokes) temel alan bir model ileri sürmüşlerdir. Sayısal çalışmayı doğrulamak için bükülmüş (twisted) kanatlı bir santrifüj pompa üzerinde deneyler yürütmüş ve öne sürülen modelin $k - \varepsilon$ yöntemine göre daha doğru sonuç verdiğini ortaya koymuşlardır. Ayrıca, yeni modelin kavitasyon bölgesindeki eddy viskozitesini azaltarak kararsız kabarcık dökülmesi (bubble shedding) olayını daha iyi yakaladığı belirtilmiştir. Deneysel akış görüntülemeleri ile de kavitasyon başlangıcı ve gelişimi de çark girişinde net bir şekilde görülmüştür. Daimi olmayan (transient) sayısal modellemeler ile de bu modelin kavitasyon tahminini etkin bir biçimde gerçekleştirdiği ifade edilmiştir. Son olarak, kanat yükleri, çarktaki basınç dağılımı ve basınç çalkantıları incelenmiş ve deneysel ve sayısal çalışmaların uyumlu olduğu görülmüştür. Yöntemin,

santrifüj pompalardaki kavitasyonlu akışın modellenmesi durumunda eddy viskozitesini azaltarak pompa kavitasyon performansını etkin bir biçimde tahmin edebildiği belirtilmiştir.

Tan vd. [51] bir santrifüj pompada düşük debilerdeki akışları modellemek için tam kavitasyon modeli (full cavitation model) ve değiştirilmiş renormalizasyon (modified renormalization) grup $k - \epsilon$ türbülans modellerini kullanmışlardır. Sıvı – gaz karışımını sıkıştırılabilme etkisini ekleyerek modifiye ettikleri türbülans modeli ile pompanın tasarım noktasının dışındaki akışı modellemişlerdir. Pompanın kavitasyon testi hem deneysel hem de sayısal olarak yapılarak karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu gözlenmiştir. Çarkın kavitasyon karakteristiği ve hidrolik performansına baktıklarında ileri sürdükleri modelin, tasarım noktasının uzağında çalışan santrifüj pompalardaki kavitasyonlu akışın modellenmesinde etkin bir şekilde kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Kang vd. [52] santrifüj pompaların kavitasyon performansının doğrudan pompa kanadının geometrik özellikleri ile ilgili olduğunu belirterek; kavitasyona maruz kalarak çalışan bir santrifüj yoğunlaşma pompası için üç farklı çark geometrisi tasarlamış ve bu üç çarkın kavitasyon performansını inceleyerek karşılaştırmışlardır. İlk çark eş büyüklükte 7 uzun kanattan, ikinci çark beşi uzun beşi kısa olmak üzere 10 kanattan, üçüncü çark ise üçü kısa üçü orta üçü uzun olmak üzere 9 kanattan oluşmaktadır. Pompanın belirtilen çalışma koşullarında özgül devir sayısı 24,6 olarak hesaplanmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar ile üç çarkın karakteristik ve verim eğrilerinin çok benzer olmasına rağmen kavitasyon performanslarının oldukça farklı olduğu görülmüştür. Sonuçta, dokuz kanatlı çarkın en kötü, 10 kanatlı çarkın en iyi kavitasyon performansına sahip olduğu görülmüştür. Uzun kanatların akışın daha düzgün olması konusunda olumlu etkisinin olduğu ancak daralan kanat arası mesafeler ile basınç düşüşüne neden olduğu belirtilmiştir. Ayrıca küçük kanatların kavitasyon direkt olarak etkilenmediği görülmüştür.

Tan vd. [53] bir santrifüj pompanın tasarım noktası dışında çalışma koşullardaki akışı sayısal olarak incelemişlerdir. HAD ile çark içerisindeki kavitasyon olgusu gözlemlenmiş ve deneysel çalışmalar ile doğrulama yapılmıştır. Modelleme emme hücresi, çark ve

salyangozu kapsayacak şekilde yapılmış ve çalışma sırasında RNG $k - \epsilon$ türbülans modeli ve Zwart – Gerber – Belamri kavitasyon modeli kullanılmıştır. Deneysel çalışmada kısmi yükte (0,76 Q) ve aşırı yükte (1,2 Q) kanadın emme ve basınç kenarlarında beşer noktada akışın frekans ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Kavitasyonsuz akış durumuna kıyasla, yüksek genliklerin ölçüldüğü bölgelerin kavitasyon riskini arttırdığı belirtilmiştir. Ayrıca, çarkta gözlemlenen kavitasyonun akış şekline (flow pattern) etkisinin kısmi yükte daha fazla olduğu ifade edilmiştir.

Fu vd. [54] düşük debilerde çalışan bir santrifüj pompanın akış kararsızlıklarını ve kavitasyon olayını sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Kavitasyonun pompanın tasarım noktasının uzağında çalışması durumunda sıklıkla karşılaşılan bir olay olduğunu ve özellikle kanadın emiş tarafında görüldüğünü ifade etmişlerdir. Modelleme emme hücresi, çark, salyangoz ve basma borusu göz önüne alarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada ise girişteki basınç titreşimleri ölçülerek gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, tasarım debisinin %40'ındaki çalışma esnasında basınç düşüşünün ani değil kademeli olarak gerçekleştiği görülmüştür. Ayrıca, tasarım debisinin %50'sinin altındaki çalışmaların kavitasyon oluşumunu karakterize eden temel parametrenin kavitasyon uzunluğu olduğu görülmüştür.

Liu vd. [55] bir santrifüj pompada kanadındaki kavitasyonu (sheet cavitation) sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmada, türbülanslı akışlardaki girdap karakteristiğinin izotropik olmayan etkisi göz önüne alınarak, filtre bazlı (filter based) bir $k - \epsilon$ türbülans yöntemi kullanılmıştır. Ayrıca, türbülanslı basınç çalkantılarının etkisini dikkate alan modifiye edilmiş Zwart yöntemi, kavitasyon modeli olarak kullanılmıştır. Deneysel çalışmada ise farklı kavitasyon sayılarında farklı kavitasyon karakteristiklerinin ortaya çıktığı görülmüştür. Çarkın farklı debilerinde kavitasyon testleri deneysel ve sayısal olarak yapılmış ve sonuçların birbiri ile örtüştüğü ortaya çıkmıştır.

Nariman-Zadeh vd. [56] genetik algoritma kullanarak bir santrifüj pompanın çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Pompa çark çıkışında ölçülen hız değerlerinden pompanın teorik basma yüksekliği Euler denklemlerinden yararlanılarak hesaplanmıştır. Debi ve çark çıkış çapı Pareto optimizasyonu için giriş parametreleri;

basma yüksekliği, pompa gücü ve hidrolik verim de amaç fonksiyonları olarak belirlenmiştir.

Coutier-Delgosha vd. [57] özgül devir sayısı 20 olan bir santrifüj pompadaki akışı sayısal olarak modellemişlerdir. Sonrasında, pompanın farklı çalışma noktalarında ani basınç düşüşünü bularak sonuçlarını deneysel olarak desteklemişlerdir. Akış görüntülemeleri ile de giriş basıncını düşürdükçe kabarcık oluşumunu ve büyümesini gözlemlemişlerdir.

Thai ve Lee [58] kısa kanatlı bir santrifüj pompanın kavitasyon karakteristiğini geliştirdikleri bir HAD kodu ile incelemişlerdir. Kavitasyon karakteristiği pompanın tasarım noktasında incelenmiş ve kavitasyona maruz kalmadan çalıştığı, tasarım noktasından uzakta ise kavitasyonun ortaya çıktığı görülmüştür. Sayısal modelleme kararsız (unsteady) akış koşulları için yapılmış ve farklı zamanlarda anlık sıvı ve gaz fazının hacim oranları gösterilmiştir. Sonrasında, mevcut kanat ilk uzunluğunun dörtte üçü, yarısı, dörtte biri ve kanatsız duruma gelene kadar traşlanmıştır. Bu dört farklı boyuttaki kanat iki farklı debi değerinde incelenmiş ve kavitasyon bölgesinin yarı uzunluktaki kanatta minimize olduğu görülmüştür.

Nourbakhsh vd. [59] santrifüj pompaların optimizasyonunu üç aşamada gerçekleştirmişlerdir. İlk aşamada, HAD yöntemi kullanılarak, ticari bir yazılım ile pompanın verimi ve $ENPY_G$ değeri sayısal olarak incelenmiştir. İkinci aşamada, yapay sinir ağları ile verim ve $ENPY_G$ geometrik tasarım değişkenleri cinsinden modellenmiştir. Son olarak, Pareto tabanlı bir yöntem ile (Multi-Objective Particle Swarm Optimization method) optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

Hassan ve Kamal [60] bir santrifüj pompanın akış karakteristiğini hem kavitasyonlu hem de kavitasyonsuz akış koşullarında sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Kapalı sistem devrede, pompa girişine vakum uygulanarak pompanın $ENPY_G$ değeri elde edilmiştir. Farklı debiler için kavitasyon sayısı ve emme özgül hızı hesaplanmıştır. Ayrıca, akışın titreşim ölçümleri gerçekleştirilerek kavitasyon ile titreşimin doğru orantılı olarak geliştiğini ortaya koymuşlardır.

1.2 Tezin Amacı

Santrifüj pompaların işletilmesi sırasında karşılaşılabilen kavitasyonun pompaya zarar vermesini önlemek için ön çark gibi ekipmanlar kullanılabilmektedir. Bununla birlikte, pompanın kavitasyon performansını iyileştirmek için kanadın hücum kenarının inceltilmesi; çark üzerinde kanat giriş ve örtme açılarının değiştirilmesi gibi düzeltmeler yapılmaktadır.

Bu çalışmanın amacı mevcut ticari bir santrifüj pompanın kavitasyon performansını iyileştirmek ve bahsi geçen pompa için kanat giriş ve örtme açılarının değişiminin pompanın kavitasyon performansını nasıl etkilediğini detaylı bir şekilde irdelemektir. Örtme açısı ve kanat giriş açısının değerleri pompanın ön ve arka yanağında farklı değerlerde olabilmektedir. Nitekim çalışmaya konu olan pompada da böyle bir durum söz konusudur. Kanat giriş ve örtme açılarının ön ve arka yanaktaki değerlerinin etkisini görebilmek için bu iki açının ön ve arka yanaktaki değerleri ayrı ayrı ele alınarak parametrik bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

1.3 Hipotez

Mevcut ticari bir pompa için kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansını nasıl etkilediğinin sayısal olarak incelendiği bu çalışmada pompanın kavitasyon performansı iyileştirilmiştir. Her bir tasarım için dört farklı debide $ENPY_G$ değerleri hesaplanarak en iyi tasarımın kavitasyon karakteristiği mevcut durum ile karşılaştırılmıştır. İki fazlı HAD analizleri ile kavitasyon testleri yapılarak her bir tasarım için ani basınç düşüşünün görüldüğü basınç değerleri belirlenmiştir. Böylelikle, kavitasyon açısından daha dirençli bir pompa elde edilmiştir.

POMPANIN SAYISAL OLARAK MODELLENMESİ

Bu bölümde, Standart Pompa ve Makina Sanayi Tic. A.Ş. tarafından temin edilen ticari bir tam santrifüj pompanın çark geometrisinin sayısal olarak modellenmesi HAD yardımı ile irdelenmiştir. Çalışma, firmadan temin edilen çark geometrisinin katı modelleme programı ile periyodik olarak beşe bölünmesi ile başlamıştır (beş kanatlı çark). Böylelikle, oluşturulan sayısal çözüm ağının eleman sayısı, bütün çarkın eleman sayısının beşte biri olacak ve bilgisayar yükünden ciddi anlamda feragat edilecektir. Daha sonra, çark çıkışı uzatılarak ekstra bir akış hacmi oluşturulmuştur. Bu kısım kanatsız difüzörü (vaneless diffuser) temsil etmektedir. Sonrasında, elde edilen akış hacmi üzerinde sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Farklı boyuttaki sayısal çözüm ağlarının boyutsuz duvar uzaklığı (y^+ - dimensionless wall distance) ve HAD sonuçlarına etkisi incelenerek sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi yapılmıştır. Farklı sayısal çözüm ağı yapılarından En uygun sayısal çözüm ağı belirlendikten sonra HAD analizleri yapılmış ve sonuçlar firmanın deneysel verileri ile karşılaştırılmıştır. Sonuçların en yüksek debi değerlerine karşılık gelen birkaç nokta dışında deneysel veriler ile son derece uyumlu olduğu görülmüştür.

Firma tarafından çizimleri temin edilen tam santrifüj pompanın teknik özellikleri aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

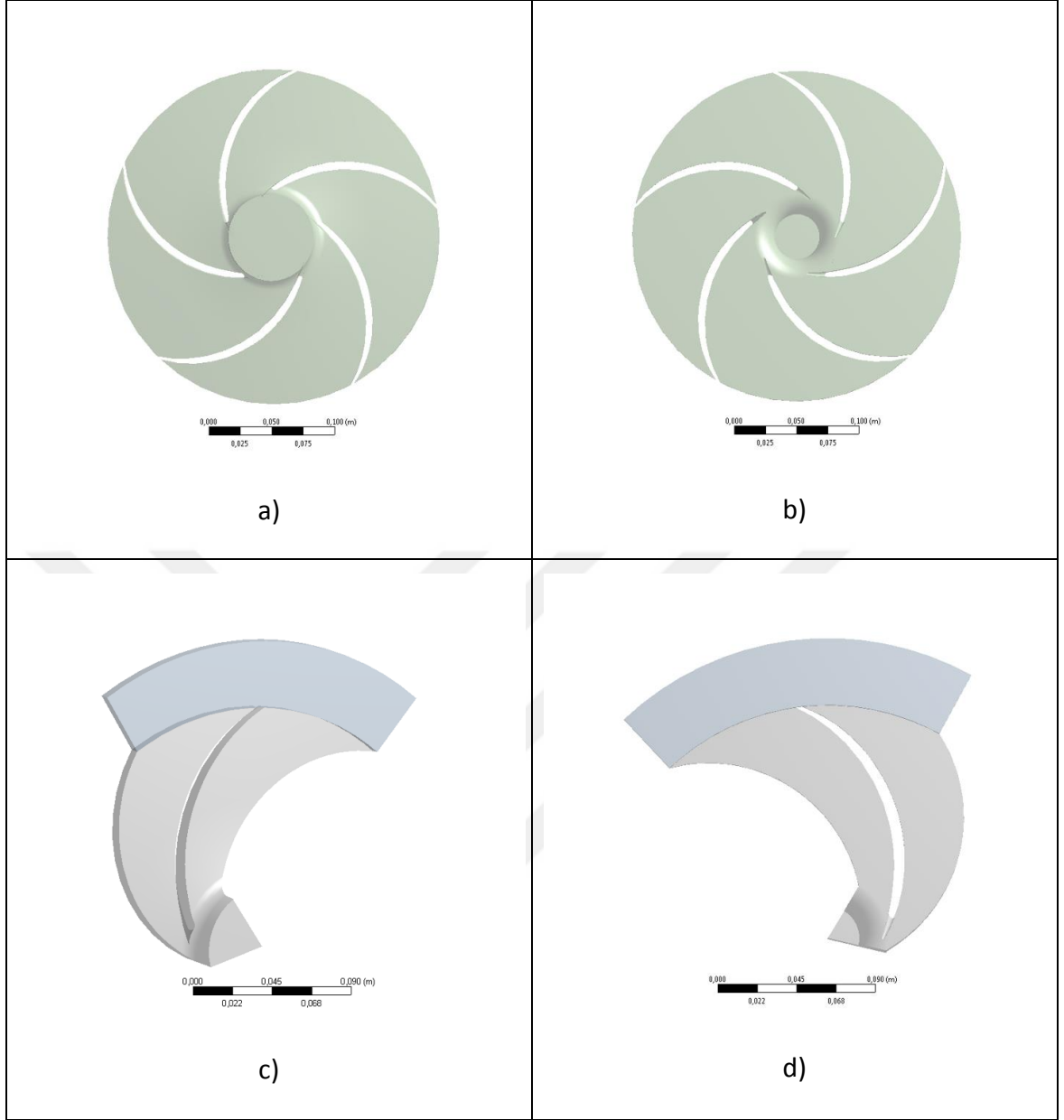
Çizelge 2. 1 Pompanın teknik özellikleri

ÖZELLİK	DEĞER
Basma yüksekliği [m]	90,55
Debi [m ³ /s]	59,9
Devir sayısı (devir/dakika)	2975,2
Özgül hız	13
Kanat sayısı	5
Çark çapı [mm]	132
Mil gücü [kW]	24,21
Verim [%]	61
Emmedeki net pozitif yük gerekli [m]	5,36

2.1 Akış Hacminin Elde Edilmesi

İncelenen pompanın emme hücresi, çark, salyangoz ve basma hücresi çizimleri Standart Pompa ve Makina Sanayi Tic. A.Ş. tarafından sağlanmıştır. Çalışma, çark üzerine yoğunlaştığından, diğer kısımların geometrik özelliklerinin pompanın hidrolik ve kavitasyon performansına etkisi üzerinde durulmamıştır.

Pompa çarkı, kanadın eğrilik yarıçapına uygun olarak ve beş kanadın birini içine alacak şekilde kesilmiştir. Böylelikle, kanadın beşte biri büyüklüğünde ve kanadın dönüş yönüne göre periyodik bir akış hacmi elde edilmiştir. Sonrasında, çarkın dış çapından itibaren fazladan bir bölge akış hacmine eklenmiştir. Bu bölge akışın daha kararlı olması adına uzatılmıştır ve kanatsız difüzörü temsil etmektedir. Mevcut durum aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 2. 1 HAD analizi yapılacak pompanın akış hacminin elde edilmesi a) tüm çarkın önden görünüşü, b) tüm çarkın arkadan görünüşü, c) tek kanadı içine alan akış hacminin önden görünüşü, d) tek kanadı içine alan akış hacminin arkadan görünüşü

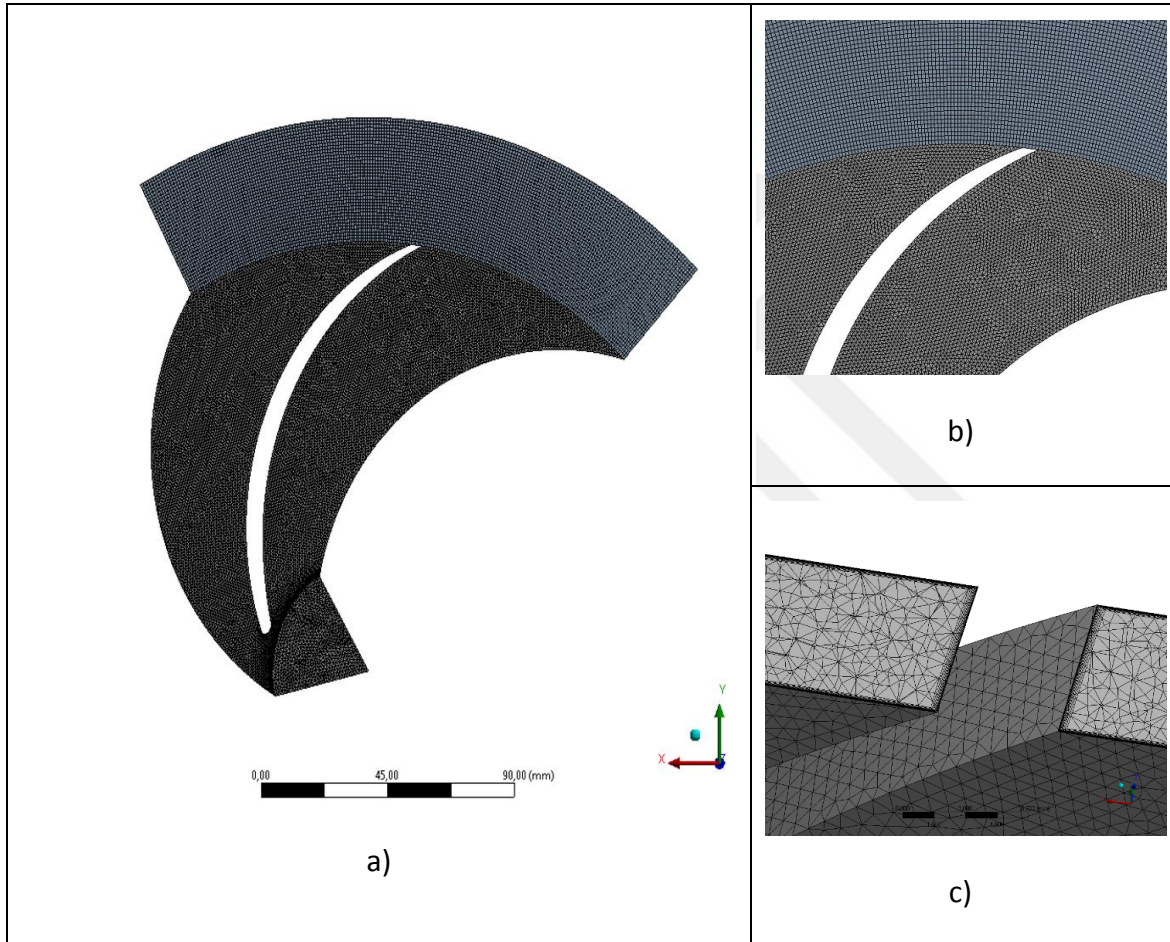
Yukarıdaki şekilde giriş ve çıkışta görülen ekstra hacimler HAD analizlerinin daha kolay yakınsaması için uzatılmış ekstra hacimlerdir. Böylelikle, HAD analizleri sırasında özellikle çıkışta görülen ters akış (reversed flow) oluşumunun önüne geçilmiştir.

2.2 Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması

Sayısal çözüm ağı oluşturma akış hacminin küçük elemanlara bölünmesi işlemidir. İncelenen akış hacminin ve akış yapısının karakterine uygun olarak akış hacmi hücrelere

bölünerek çözümün sayısal olarak gerçekleştirilmesi sağlanmalıdır. Bu çalışmada kullanılacak olan türbülans modeli ve akış yapısı gereğince katı yüzeye yakın bölgelerde daha sık çözüm ağı üretilmiştir.

Çözüm ağındaki elemanların şekilleri de farklı yöntemlere göre oluşturulduğunda tetrahedron (dört yüzlü), piramit, üçgen prizma ve hegzahedron (altı yüzlü) gibi değişkenlik gösterebilmektedir. Akış hacminde oluşturulan sayısal çözüm ağı ve detayları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2. 2 Akış hacmi üzerindeki sayısal çözüm ağı a) tüm akış hacmi, b) çark üzerindeki tetrahedronlar ve kanatsız difüzördeki hegzahedronlar c) sınır tabaka

Çalışmanın bu aşamasında sayısal çözüm ağı oluşturulurken Ansys Meshing [61] modülü kullanılmıştır. Akış hacmi 0,7 mm boyutunda hücrelere ayrılmıştır. Akış hacminin cidarlara (ön yanak, arka yanak ve kanat) yakın bölgelerine 0,01 mm yüksekliğinde (first layer thickness) 1,2 büyüme faktörü (growth factor) ile 10 sıra sınır tabaka çözüm ağı (inflation) oluşturulmuştur. Bu sayede, cidardaki gradyenlerin büyük

olması nedeni ile katı yüzeye yakın bölgelerde sayısal çözüm ağı sıklaştırılarak akışın modellenmesi daha doğru bir şekilde yapılacaktır. Akış hacmindeki çark kısmında tetrahedron elemanlar, kanatsız difüzörde hegzahedron elemanlar kullanılarak yapısız (unstructured) 2.506.048 hücreden oluşan bir çözüm ağı oluşturulmuştur.

2.3 Sayısal Çözüm Ağından Bağımsızlık Testi

HAD çalışmalarında sonuçlar, sayısal çözüm ağı ile değişebilmektedir. Bu nedenle sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi büyük önem taşımaktadır.

Bilindiği gibi, HAD çalışmalarının ilk aşaması sayısal çözüm ağının oluşturulmasıdır. Akış hacmi ne kadar küçük hücrelere ayrılırsa akış hacmi içerisinde o kadar fazla noktada bilgi sahibi olunabilecektir. Bu da, gerçeğe daha yakın sonuç anlamına gelmektedir. Öte yandan, akış hacmi içinde artan eleman sayısı sayısal çözüm için gerekli hesaplama yükü ve zamanının artmasına neden olacaktır. Bu nedenle, sayısal çözüm ağından bağımsız sonucun minimum hesaplama yükü ve zamanı ile birlikte başarılması oldukça önemlidir.

Bu amaç doğrultusunda, akış hacmi içerisinde kaba, orta ve sık olmak üzere, üç farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Her bir durum için pompanın basma yüksekliği sayısal olarak hesaplanarak sonuçların sayısal çözüm ağı ile nasıl değiştiği gözlenmiştir. Sayısal çözüm ağının sıklığı kanat, ön yanak, arka yanak ve dönel periyodik (rotational periodic) iki yüzeye farklı yüzey boyutlandırması (face sizing) yapılarak ayarlanmıştır. Aşağıdaki tabloda farklı sıklıkta oluşturulan çözüm ağının sonuçlara etkisi irdelenmiştir.

Çizelge 2. 2 Sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi

SAYISAL ÇÖZÜM AĞI SIKLIĞI	TOPLAM ELEMAN SAYISI	BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)
Kaba	535.350	96,13
Orta	2.506.048	100,89
Sık	4.384.139	101,65

Yukarıdaki tabloda görüldüğü gibi akış hacminde oluşturulan kaba çözüm ağında elde edilen basma yüksekliği değeri 96,13 m iken orta sıklıktaki çözüm ağındaki basma

yüksekliği 100,89 m'dir. Bu da, kaba çözüm ağındaki sonuçların orta sıklıktaki çözüm ağındakilerden yaklaşık %5 farklı olduğunu göstermektedir. Buna rağmen orta sıklıktaki çözüm ağı yapısından sık çözüm ağına geçince basma yüksekliği 101,65 m olmuştur. Bu durum, çözüm ağındaki eleman sayısı neredeyse iki katına çıkmasına rağmen sonuçların %0,75 değiştiğini göstermektedir. Bu nedenle 2.506.048 elemanlı orta sıklıktaki çözüm ağı; sayısal çözüm ağından bağımsız sonuç elde ettiğimiz çözüm ağı yapısıdır ve bu bölümde yürütülen tüm HAD analizlerinde kullanılmıştır.

Sayısal çözüm ağı oluşturulurken dikkat edilmesi gereken bir başka husus da HAD sonucunda elde edilen boyutsuz duvar uzaklığı (y^+) değerinin seçilen türbülans modelinin gereğini sağlamasıdır. Bu nedenle gerektiğinde akış hacmi içindeki cidara yakın bölgelerde daha sık çözüm ağı oluşturulabilmektedir. Bu konu hakkında daha detaylı bilgi bir sonraki bölümde verilecektir.

2.4 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

HAD analizleri Ansys CFX [62] modülü ile gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlara bölünen akış hacmi boyunca Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri eş zamanlı olarak çözdürülmüştür. Diferansiyel denklemler kontrol hacmi boyunca integre edilerek çözüm iteratif olarak elde edilmiştir. Modelleme esnasında ikinci mertebeden ayrıklaştırma yapılmıştır. Kartezyen koordinatlarda tek boyutlu süreklilik ve momentum denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ji}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

Burada u_i hızı, x konumu, t zamanı, p basıncı, ρ yoğunluğu, t_{ij} viskoz gerilme tensörünü (viscous stress tensor) ifade etmektedir. Viskoz gerilme tensörü aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$t_{ij} = 2\mu s_{ij} \quad (2.3)$$

Burada μ moleküler viskozite, s_{ij} şekil değıştirme hızı (strain rate) tensörüdür (strain rate tensor) ve aşğıdaki gibi ifade edilebilir:

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.4)$$

Bununla birlikte türbölanslı bir akışta anlık (instantaneous) hız (u_i), ortalama hız (U_i) ve çalkantı bileşeni (u_i') ile birlikte tanımlanmaktadır [63]. Bu durum aşğıdaki denklem ile ifade edilebilir:

$$u_i(x, t) = U_i(x) + u_i'(x, t) \quad (2.5)$$

Denklem 5, 1 ve 2'de yerine konursa süreklilik ve momentum denklemleri aşğıdaki duruma gelmektedir:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \left(U_j U_i + \overline{u_j' u_i'} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu s_{ji}) \quad (2.7)$$

Göröldüğü gibi denklem 6 ile denklem 1 özdeşdir (identical) çünkü hızın çalkantılı bileşeninin zaman ortalaması sıfırdır. Denklem 7 açık olarak yeniden yazıldığında aşğıdaki şekli alır ve Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (Reynolds Averaged Navier Stokes - RANS) denklemi olarak adlandırılır:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(2\mu s_{ji} - \rho \overline{u_j' u_i'} \right) \quad (2.8)$$

$-\rho \overline{u_j' u_i'}$ terimi Reynolds gerilme tensörü (Reynolds stress tensor) olarak adlandırılır ve $\rho \tau_{ij}$ ile gösterilir:

$$\tau_{ij} = -\overline{u_j' u_i'} \quad (2.9)$$

Reynolds gerilme tensörü simetrik olduğundan $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ şeklinde yazılabilir.

2.4.1 Seçilen Türbülans Modelinin İncelenmesi

Çalışma boyunca Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model sınır tabaka içerisinde k- ω türbülans modelini, serbest akış (free stream) bölgesinde k- ϵ türbülans modelini kullanarak iki modelin doğruluk ve hızını birleştiren etkin bir yöntemdir. 1993 yılında Menter [64] tarafından ortaya atılmış olan bu yöntem literatürde turbomakina HAD analizlerinde türbülans modeli olarak sıklıkla kullanılmaktadır. SST türbülans modelinin korunum denklemleri aşağıda görülmektedir. İlk iki denklem türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül disipasyon (yitim) hızını (ω) temsil etmektedir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = & \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \\ & + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Burada,

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{k^{1/2}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right]^4 \right\} \quad (2.12)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (2.13)$$

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (2.14)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2k^{1/2}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (2.15)$$

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho k \omega) \quad (2.16)$$

Yukarıdaki denklemlerde görülen F_1 ve F_2 harmanlama fonksiyonlarıdır (blending functions). S şekil değiştirme hızının enveriyantı, ρ yoğunluk, $v_t = \mu_t / \rho_i$ türbülans kinematik viskozitesi, μ moleküler dinamik viskozite ve y en yakın cidara olan mesafedir.

Sabitler ise:

$$\alpha_1 = 5/9, \alpha_2 = 0,44, \beta_1 = 3/40, \beta_2 = 0,0828, \beta^* = 0,09, \sigma_{k1} = 0,85, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega1} = 0,5, \sigma_{\omega2} = 0,856$$

2.4.2 Sınır Şartları

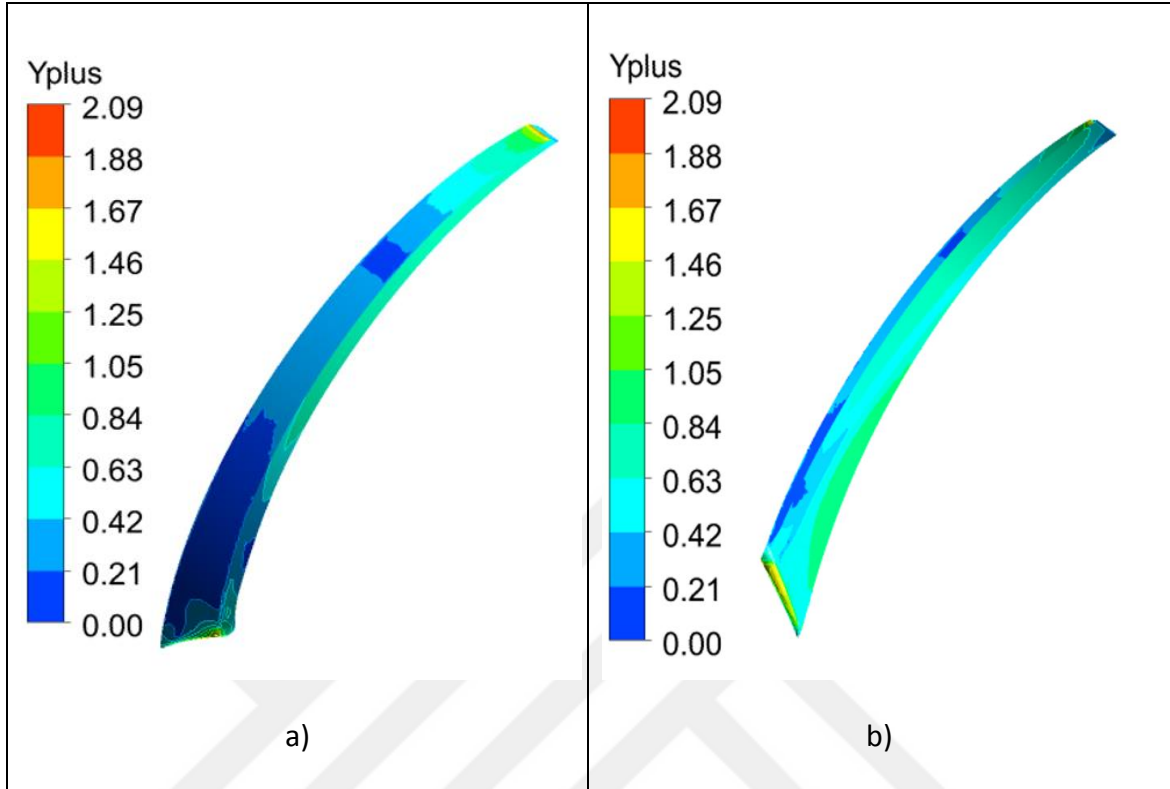
HAD analizlerinde doğru sınır şartlarının seçilmesi çok önemlidir, çünkü uygun olmayan sınır şartlarının seçimi sonuçların yakınsamamasına sebep olabilir. Öncelikle dikkat edilmesi gereken husus, aynı tip sınır şartının hem girişte hem de çıkışta verilmemesidir (debi-debi veya basınç-basınç gibi).

Daha önce de belirtildiği gibi akış hacmi tek bir kanadı içine alan (single passage) dönel periyodik bir hacimdir. Akış hacmini sınırlandıran ön yanak, arka yanak ve kanat katı yüzey olarak belirlenmiştir ve tüm yüzeylerde kaymama sınır şartı kullanılmıştır. Çarkın kesilerek elde edildiği akış hacminin dönme eksenine doğrultusunda olan yüzeyleri dönel periyodik olacak şekilde tayin edilmiştir. Pompa çıkışına debi, girişinde ise basınç sınır şartı tanımlanmıştır. Böylelikle, analiz sonucunda çıkış basıncı hesaplanarak pompanın basma yüksekliği hesaplanarak deneysel sonuç ile karşılaştırma yapılmıştır. Pompa çıkışında farklı debiler verilerek analizler yapıldığında, tasarımın noktasının uzağındaki (off-design conditions) çalışma koşullarında basma yüksekliği hesaplanarak pompanın basma yüksekliği ile debisi arasındaki ilişki sayısal olarak elde edilebilecektir. Ayrıca, girişte basınç sınır şartının tanımlanması bir sonraki bölümde yapılacak olan kavitasyon çalışması için önem taşımaktadır. Giriş basıncının yavaş yavaş düşürülmesi ile kavitasyon testinin yapılması mümkün olacaktır.

2.4.3 HAD Analizi Sonuçları

Yukarıda anlatılan sayısal çözüm ağı, ayrıklaştırma, türbülans modeli ve sınır şartları uygulanarak çözüm yaptırılmıştır. Seçilen SST türbülans modeli gereğince y^+ değerinin

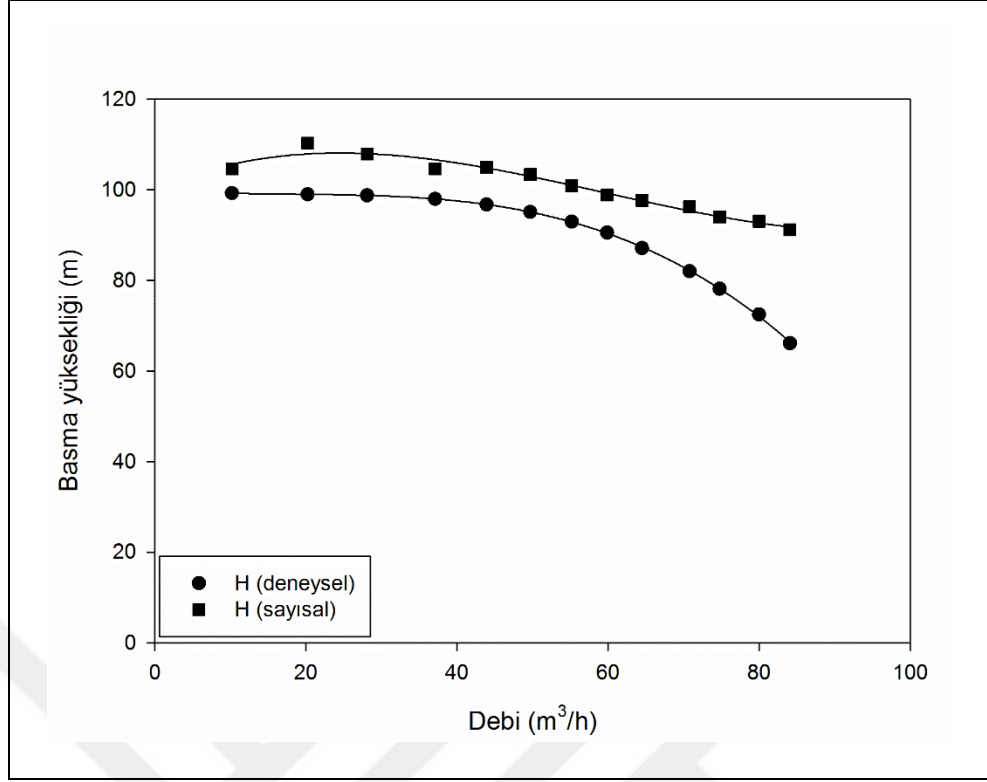
2'nin altında olması önerilmektedir. Aşağıdaki şekilde kanat etrafında y^+ değerinin dağılımı görülmektedir.



Şekil 2. 3 Kanat üzerindeki y^+ dağılımı a) basınç tarafı, b) emme tarafı

Şekilden görüldüğü gibi en yüksek y^+ değeri kanadın firar kenarındadır. Kanat etrafındaki ortalama y^+ değeri 0,498 olarak hesaplanmıştır. Bunun yanı sıra diğer katı yüzeyler olan arka ve ön yanakta ortalama y^+ değeri sırasıyla 0,592 ve 0,613 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca en yüksek y^+ değeri arka ve ön yanakta 1,59 ve 1,58 olmuştur. Bu açıdan bakıldığında çözümün, türbülans modeli için önerilen değerleri sağladığı görülmektedir.

Çalışmanın bu kısmının amacı pompayı modelleyerek karakteristik eğrisini elde etmektir. Bu doğrultuda giriş basıncı sabit tutularak, firmanın karakteristik eğrisini oluştururken kullandığı debi değerleri her bir HAD analizinde çıkış debisi olarak kullanılmıştır. Sonrasında, her bir durum için pompanın basma yüksekliği hesaplanarak pompanın karakteristik eğrisi sayısal olarak elde edilerek firmadan alınan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Pompa karakteristik eğrisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2. 4 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen pompa karakteristik eğrileri

Grafikten de anlaşılacağı üzere yüksek birkaç debi değeri dışında, sayısal olarak elde edilen pompa karakteristik eğrisinin deneysel veriler ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Örneğin, en verimli çalışma noktası olan 59,9 m³/h'lik debide sayısal olarak hesaplanan basma yüksekliği deneysel basma yüksekliğinden yaklaşık %9 fazladır. Daha düşük debilerde hata oranı daha da düşmektedir.

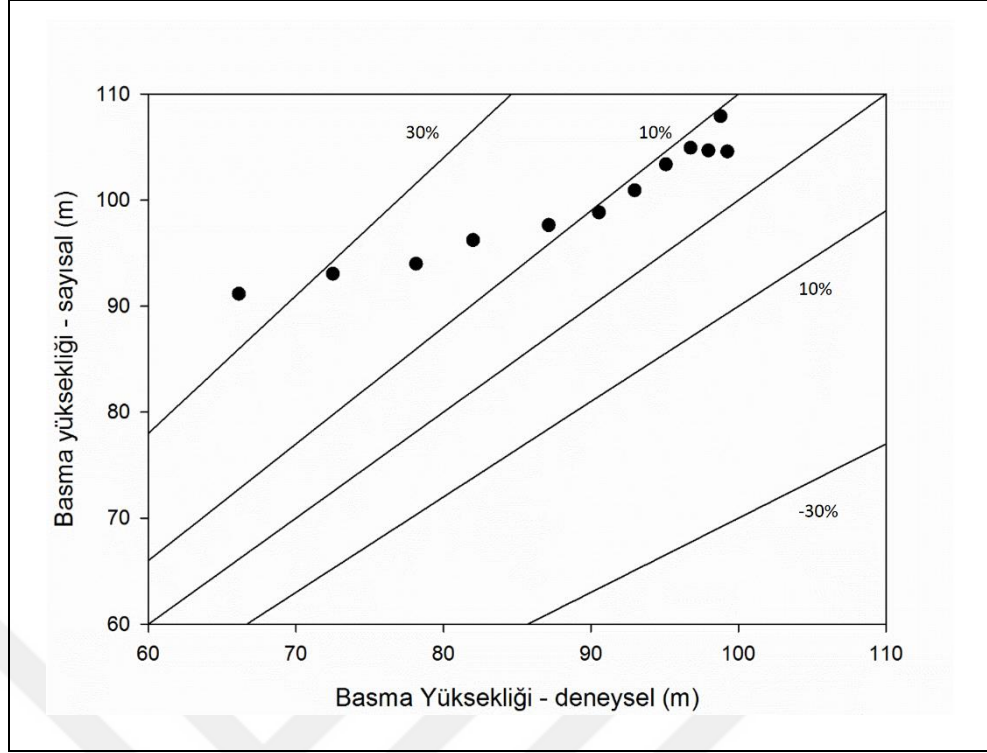
Bununla birlikte her bir analizin hata oranlarını görmek de önemlidir. Bu nedenle, firmadan alınan performans test sonuçlarına göre hesaplanan hata oranları her bir analiz için hesaplanarak aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 2. 3 Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

DEBİ (m ³ /h)	DENEYSEL BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)	SAYISAL BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)	HATA (%)
84,1	66,13	91,17	37,86
80	72,5	93,06	28,36
74,8	78,14	94	20,30
70,8	82	96,23	17,35
64,5	87,14	97,65	12,06
59,9	90,55	98,85	9,17
55,2	92,97	100,93	8,56
49,7	95,08	103,38	8,73
43,9	96,76	104,94	8,45
37,1	97,96	104,69	6,87
28,1	98,79	107,92	9,24
20,2	99	110,28	11,39
10,2	99,25	104,59	5,38

Pompanın en verimli çalışma noktası olan 59,9 m³/h’lik debide deneysel basma yüksekliği 90,55 m iken sayısal olarak hesaplanan basma yüksekliği 98,85 m olmuştur. Bu da % 9,1’lik bir hata oranına karşılık gelmektedir. Bu noktadan büyük debilerde hata oranı artarken, küçük debilerde ise oldukça azalmaktadır. Öyle ki, en düşük debi değerinde hesaplanan hata oranı % 5,38 olmuştur.

Basma yüksekliğinin deneysel ve sayısal değerleri bir grafiğin apsis ve ordinatı olacak şekilde düzenlenerek sayısal sonuçların deneysel verilerden ne kadar saptığı elde edilmiştir. Hesaplanan basma yüksekliği değerlerinin hangi hata bandı içinde kaldığını görmek için aşağıdaki şekil oluşturulmuştur.



Şekil 2. 5 Sayısal basma yüksekliğinin deneysel basma yüksekliği ile karşılaştırılması

Şekilden de görüldüğü gibi yüksek debilerde hata oranı %10'luk hata bandının içinde yer almakta olup debi arttıkça hata oranı yükselmektedir. 12 farklı debi değeri ele alınarak oluşturulan pompa karakteristik eğrisinde 7 nokta %10'luk hata bandının içinde yer almıştır. Tek bir nokta (en yüksek debi) %30'luk hata bandının dışında yer almaktadır. Bu durum deneysel verilerin HAD analizleri sonuçları ile uyumlu olduğunu göstermektedir.

Çalışmanın bu bölümünde firmadan temin edilen pompa çark geometrisinin HAD analizleri yapılarak sonuçların çok yüksek debiler dışında deneysel veriler ile oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Sonraki aşamada ise akış hacmi BladeGen modülünde elde edilerek çark parametreleştirilecek ve kavitasyona etki eden parametrelerin değişiminin pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenecektir. Bunun için de bundan sonraki çalışmalar iki fazlı olarak yürütülecektir.

POMPANIN PARAMETRELEŞTİRİLMESİ

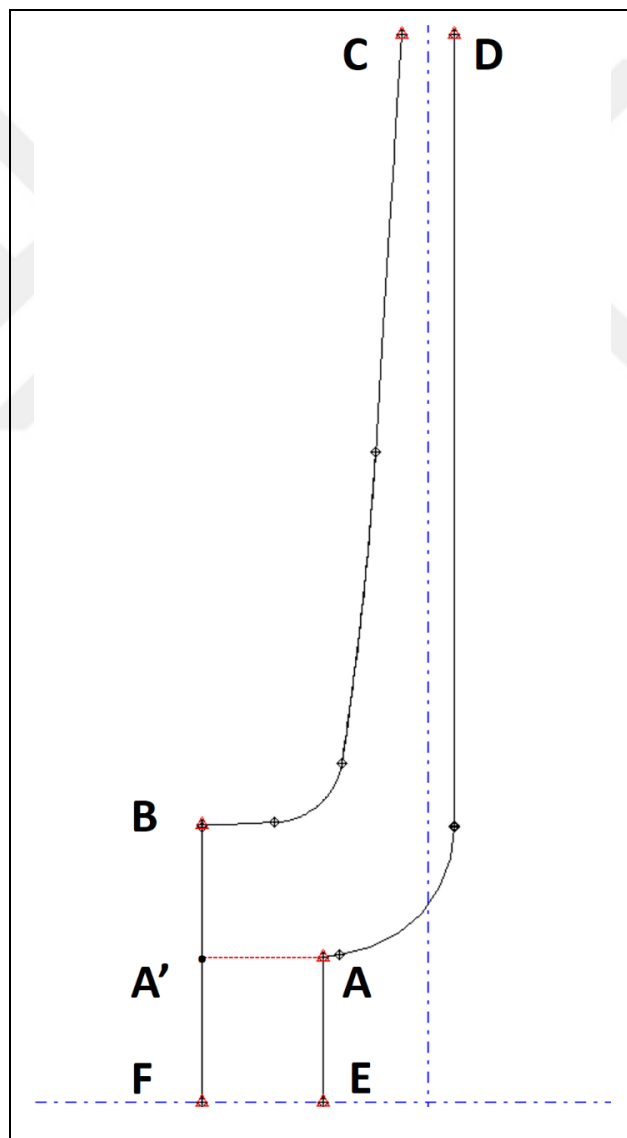
Bir önceki bölümde, Standart Pompa ve Makina Sanayi Tic. A.Ş. tarafından temin pompanın çark geometrisinin HAD analizleri gerçekleştirilmişti. Ancak, çark üzerinde kavitasyona etki eden değişkenlerin farklı değerler aldığında pompanın kavitasyon performansının nasıl değiştiğinin etkin bir biçimde incelenebilmesi için pompanın parametreleştirilmesi gerekmektedir.

Ansys BladeGen [65] modülü pompanın ya da herhangi bir turbomakinanın akış hacminin ortaya çıkarılmasına yönelik bir yazılımdır. Herhangi bir akış hacmi üzerinde HAD analizi gerçekleştirmek elbette ki mümkündür. Ancak, HAD analizi yapılan bileşen parametreleştirilmediğinde akış hacminde yapılacak her bir değişimde akış hacminin herhangi bir katı modelleme programı ile yeniden oluşturulması ve yeniden sayısal çözüm ağı oluşturulması gerekecektir. Bu da büyük bir iş yükünü beraberinde getirmiş olacaktır. Ancak, HAD analizi yapılacak olan çark parametreleştirilirse, ilk başta belirlenen sayısal çözüm ağına da sadık kalınarak, bu değişimin etkilerini gözlemlemek çok daha etkin bir biçimde gerçekleştirilmiş olacaktır.

Çalışmanın bu kısmında pompa çark geometrisi doğrudan giriş açısı (β_1), çıkış açısı (β_2), örtme açısı (θ), pompanın meridyen kesitinin koordinatları gibi fiziksel büyüklüklerin doğrudan BladeGen modülüne girilmesi ile otomatik olarak elde edilmiştir. Böylece, akış hacmi geometrik olarak değil pompa parametreleri cinsinden tanımlanmış ve hangi parametrenin kavitasyona etkisi gözlemlenmek istendiğinde diğerleri sabit tutularak o parametre değiştirilerek sonuçlar elde edilmiştir.

3.1 Akış Hacminin Elde Edilmesi

Bir önceki bölümde akış hacmi, firmadan temin edilen çarkın tek bir kanadını içine alacak şekilde bölünmesi ile elde edilmişti. Çalışmanın bu kısmında parametrik çalışmanın gerçekleştirilebilmesi için pompa, Ansys BladeGen modülü ile açılmak istenmiştir. Firmadan temin edilen çizimdeki her bir kenarın tek tek pompanın hangi kısmına ait olduğu tanıtılarak pompa meridyen kesiti elde edilmiştir. Elde edilen meridyen kesitin koordinatlarını da görebilmek mümkündür. Katı modelin BladeGen modülüne tanımlanması ile elde edilen pompanın meridyen kesiti aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 3. 1 Temin edilen çarkın BladeGen modülündeki meridyen kesiti

Yukarıdaki şekilde A, B, C ve D noktalarının koordinatları pompanın meridyen kesitinin ortaya çıkarılması açısından önemlidir. AED hattı arka yanağı, FBC hattı ön yanağı ve BF hattı girişi göstermektedir. Ancak burada dikkat edilmesi gereken bir husus vardır. Firmadan temin edilen pompa tek taraftan yataklıdır ve yukarıdaki şekilden de görüldüğü gibi mil, pompanın giriş kısmına ulaşmamaktadır. Ansys BladeGen editörü ile çizilen pompa iki taraftan yataklı olarak elde edilmektedir. Dolayısıyla elde edilen A noktası A' noktasına kadar uzatılarak çark geometrisinin oluşturulması mümkün olmaktadır. A'A hattı FE hattına paraleldir. Ayrıca çarka giren ve çıkan akışkanın tam radyal olması sağlanmıştır. Yeni durumda pompanın meridyen kesiti A', B, C ve D noktalarıdır. Bu noktaların koordinatları sırasıyla A'(-28, 18), B(-28, 34,25), C(-3,277, 132) ve D(3,277, 132) olarak elde edilmiştir. X(z,r) şeklinde ifade edilen koordinatların z bileşeni eksenel, r bileşeni radyal koordinatı göstermektedir

HAD analizi yapılacak pompa çarkının giriş ve çıkış kısımları bir önceki çalışmada olduğu gibi uzatılmıştır. Bunun yapılmasının temel nedeni analiz sırasında oluşan ters akışın ve analizin ırsamasının önüne geçmektir.

Firmadan temin edilen çark geometrisi üzerinde yapılan ölçümlerde kanat kalınlığı değişiklik göstermektedir. Kanat kalınlığının ortalaması alınarak, 4 mm'lik bir kanat kalınlığı tanımlanmıştır.

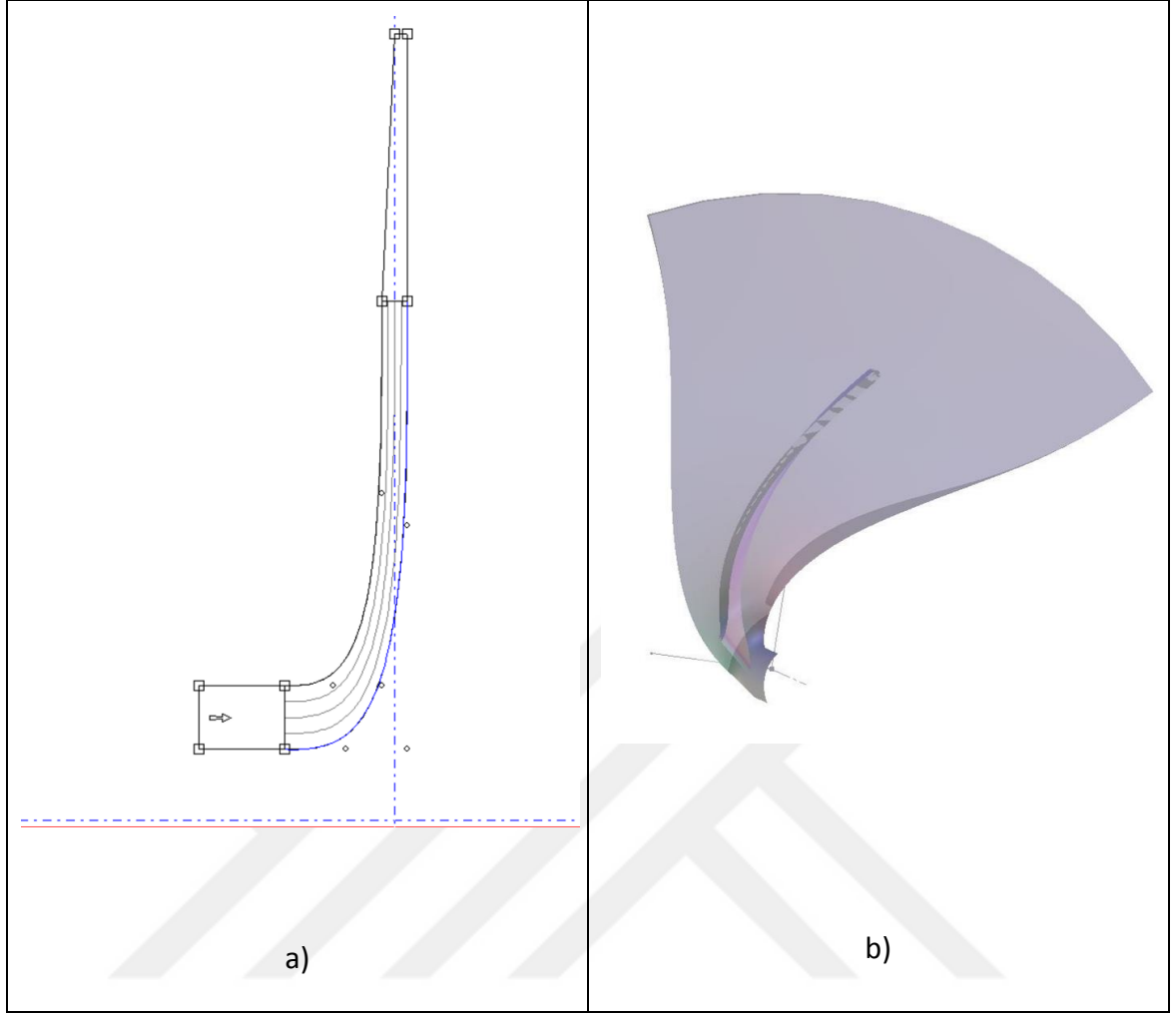
Aynı kısımda örtme açısının değeri de girilmelidir. Örtme açısının ön ve arka yanak düzleminde yapılan ölçümleri farklı değerleri göstermektedir. Ön yanakta örtme açısı 81° iken, arka yanakta 101° olarak ölçülmüştür. Dolayısıyla çark ön ve arka yanakta farklı örtme açısı değerine sahip olacak şekilde çizilmiştir.

Son olarak pompanın giriş ve çıkış kanat açıları katı modelleme programı ile ölçülmüştür. Pompa çıkışındaki kanat açısı (β_2) 33° iken, pompa girişindeki kanat açısı, tıpkı örtme açısındaki gibi, farklı değerlerdedir. Ön yanaktaki giriş açısı 39,15° iken, arka yanaktaki giriş kanat açısı 32,27° olarak ölçülmüştür. Pompa akış hacminin oluşturulmasına yönelik çark üzerinde ölçülen değerler aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

Çizelge 3. 1 Parametreleştirilen çarkın özellikleri

ÖZELLİK	DEĞER
Ön yanaktaki giriş açısı ($\beta_{1shroud}$)	39,15°
Arka yanaktaki giriş açısı (β_{1hub})	32,27°
Çıkış açısı (β_2)	33°
Ön yanaktaki örtme açısı (θ_{shroud})	81°
Arka yanaktaki örtme açısı (θ_{hub})	101°
Kanat kalınlığı	4 mm

Pompa meridyen kesitinin koordinatları, kanat kalınlığı, örtme açısının ön ve arka yanaktaki değerleri, giriş açısının (β_1) ön ve arka yanaktaki değerleri ve çıkış açısının (β_2) değeri girilerek parametreleştirilmek istenen pompa çarkının akış hacmi elde edilmiştir. Elde edilen akış hacmi bir önceki kısımda yaptığımız gibi tek kanadı içine alan bir akış hacminden ibarettir (single passage). Bundan sonra, akış hacmi üzerinde en uygun sayısal çözüm ağı oluşturularak HAD analizleri gerçekleştirilecektir. HAD analizi yapılacak olan pompanın meridyen kesiti ve katı modeli aşağıdaki şekilde görülebilir.

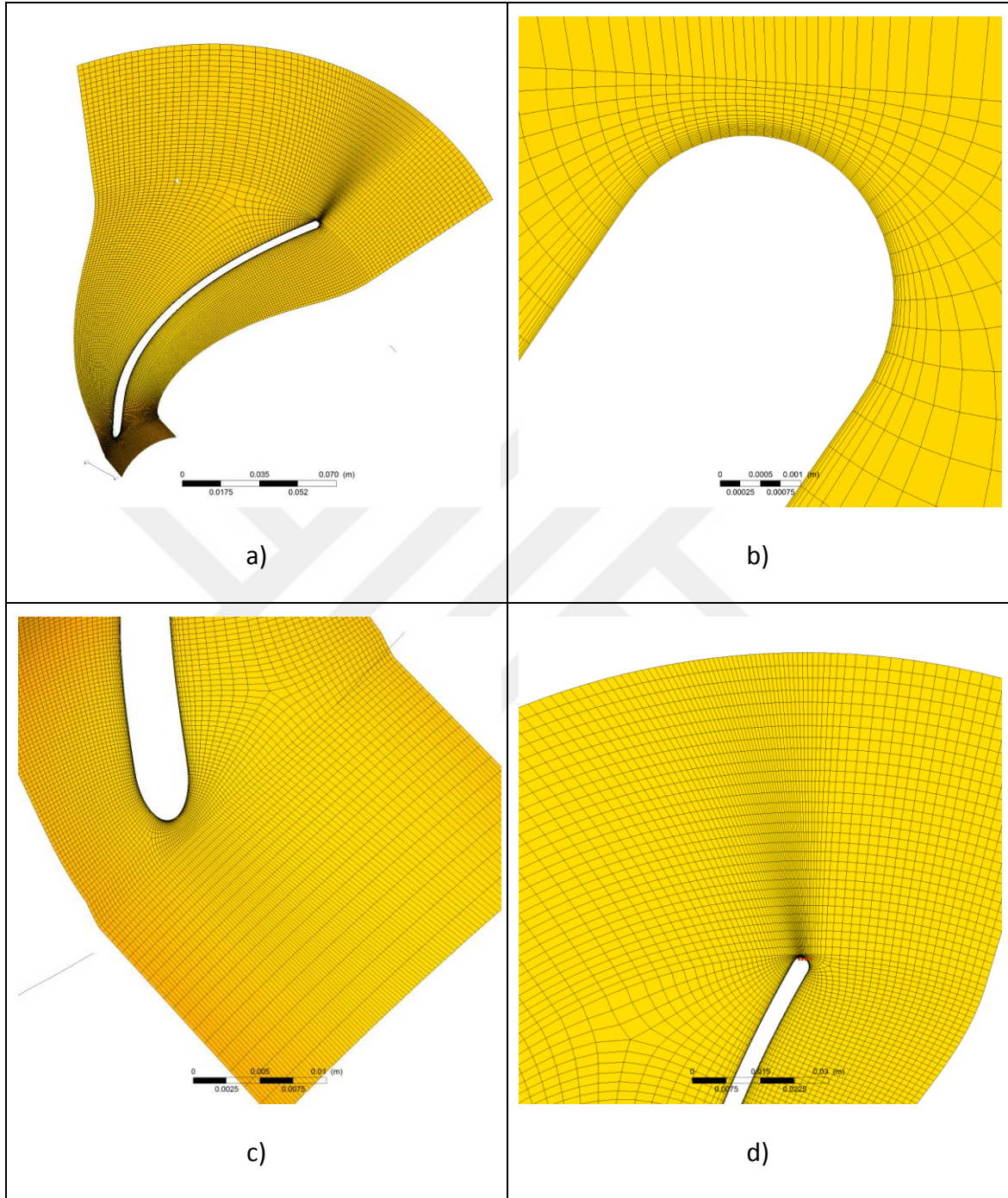


Şekil 3. 2 Parametreleştirilen çarkın a) meridyen kesiti b) katı modeli

3.2 Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması

Sayısal çözüm ağı oluşturmak HAD analizlerinin ilk adımı olarak düşünülebilir ve her bir akış hacmi için yapılmalıdır. Bir önceki kısımdan farklı olarak sayısal çözüm ağı Ansys TurboGrid [66] modülü ile oluşturulmuştur. Bu modül, BladeGen modülü ile birlikte çalışabilmektedir ve orada oluşturulan akış hacmi üzerinde otomatik olarak sayısal çözüm ağı oluşturabilmektedir. Ansys Meshing'ten farklı olarak, katı yüzeye yakın bölgelere sınır tabaka çözüm ağı oluşturma işlemi de otomatik olarak yapılabilmektedir. Ayrıca, bu modül ile elde edilen çözüm ağı yapılı (structured) çözüm ağı olduğundan, çözüm ağındaki elemanların çarpıklık (skewness) değerleri çok daha düşük olmaktadır. Daha düzgün sayısal çözüm ağına sahip akış hacminin HAD

analizlerinin yakınsaması da nispeten kolay olmaktadır. Sayısal çözüm ağı aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 3. 3 Parametreleştirilen çarkın üzerindeki sayısal çözüm ağı a) tüm akış hacmi, b) kanat etrafındaki sınır tabaka, c) hücum kenarı, d) firar kenarı

Turbogrid modülünde sayısal çözüm ağı otomatik oluşturulduktan sonra çözüm ağını daha düzgün hale getirmek için üzerinde bazı değişiklikler yapılmıştır. Çözüm ağı boyutu (mesh size) sekmesinde parameters offset değeri 0,0015 cm olarak girilerek

cidara yakın bölgelerde daha sık çözüm ağı oluşturulmuştur. Bu yapılan işlem bir önceki bölümde yapılan inflation işlemi ile özdeştir. Sayısal çözüm ağının dönmeyen kısımlarında (sonuçların yakınsaması için girişte ve çıkışta üretilen ekstra hacimler) sırasıyla 20 ve 30 sıra çözüm ağı oluşturulmuştur. Otomatik çözüm ağına göre daha sık olan bu durum ile çözüm ağındaki çarpıklık daha da azaltılmıştır. Boyut faktöründe (size factor) herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Sonuç olarak, 880.460 elemanlı bir çözüm ağı oluşturulmuştur.

3.3 Sayısal Çözüm Ağından Bağımsızlık Testi

Sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi, çalışmanın bir önceki kısmında olduğu gibi, burada da gerçekleştirilmiştir. Benzer şekilde sık, orta ve kaba olmak üzere üç farklı sayısal çözüm ağı oluşturularak her bir durum için basma yüksekliği hesaplanmıştır. Aşağıdaki tabloda bu durum özetlenmiştir.

Çizelge 3. 2 Parametreleştirilen pompanın sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi

SAYISAL ÇÖZÜM AĞI SIKLIĞI	TOPLAM ELEMAN SAYISI	BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)
Kaba	286.078	96,88
Orta	880.468	98,19
Sık	2679.360	98,42

Kaba çözüm ağından orta sıklıktaki çözüm ağına geçince eleman sayısı yaklaşık 3 katına çıkmış ve basma yüksekliği %1,35 artmıştır. Ancak, orta sıklıktaki çözüm ağından sık yapıdaki çözüm ağına geçilince eleman sayısı yine yaklaşık olarak 3 katına çıkmasına rağmen basma yüksekliğindeki değişim sadece %0,23 olmuştur. Bu nedenle, HAD analizleri için hesaplama süresi de göz önüne alınarak toplam 880.468 hücreli orta sıklıktaki sayısal çözüm ağı yapısı ile analizler gerçekleştirilmiştir.

3.4 HAD Analizleri

Çalışmanın bu bölümünde de çözücü olarak Ansys CFX modülü kullanılmıştır. Bir önceki bölümde olduğu gibi ikinci mertebe ayrıklaştırma yapılarak akış hacmi içerisinde elde edilen çözüm ağı yardımı ile Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri eş zamanlı olarak

çözdürülmüştür sonuçlar iteratif olarak elde edilmiştir. Ancak, yeni durumda akış hacmi içinde 25°C’de su ve 25°C’de su buharı olmak üzere iki farklı akışkan tanımlanmıştır. Dolayısıyla, korunum denklemleri bu iki bileşeni de içermektedir. Yeni durumda, Kartezyen koordinatlarda tek boyutlu süreklilik ve momentum denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_i)}{\partial x_i} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial (\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu_m + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (3.2)$$

Yukarıdaki denklemlerdeki ρ_m ve μ_m terimleri sırasıyla aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\rho_m = \rho_l \alpha_l + \rho_v \alpha_v \quad (3.3)$$

$$\mu_m = \mu_l \alpha_l + \mu_v \alpha_v \quad (3.4)$$

Burada ρ yoğunluk, μ , dinamik viskozite, μ_t türbülans viskozitesi ve α akışkanın hacim kesridir (volume fraction). i , j ve k alt indisleri Kartezyen koordinatlardaki eksen yönlerini; l , v ve m alt indisleri de sırasıyla sıvı, buhar ve karışım’ı temsil etmektedir.

3.4.1 Seçilen Türbülans Modelinin İncelenmesi

Çalışmanın bu aşamasında da türbülans modeli olarak SST türbülans modeli kullanılmıştır. Modelin detayları bir önceki bölümde açıklanmıştır.

3.4.2 Seçilen Kaviteasyon Modelinin İncelenmesi

Literatürde HAD ile kaviteasyonun modellenmesi sırasında ağırlıklı olarak iki farklı kaviteasyon modeli kullanılmaktadır. Bunlar Rayleigh-Plesset kaviteasyon modeli ve Zwart-Gerber-Belamri [67] kaviteasyon modelidir. Zwart-Gerber-Belamri kaviteasyon modeli, sistemdeki kaviteasyon kabarcıklarının eşit boyutta olduğunu varsayan Rayleigh-Plesset modeli tabanlı bir modeldir. Rayleigh-Plesset kaviteasyon modeli ise kabarcık dinamiğini göz önüne alarak; çekirdek oluşumu, kabarcık büyümesi ve kabarcık çökmesi ile kaviteasyon mekanizmasının gerçekleştiği kabulüne dayanır. Rayleigh-Plesset kaviteasyon modelinin korunum denklemi aşağıda görülmektedir [68].

$$\frac{p_B(t) - p_\infty(t)}{\rho_l} = R_b \frac{\partial^2 R_b}{\partial t^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{\partial R_b}{\partial t} \right)^2 + \frac{4\nu_L}{R_b} \frac{dR_b}{dt} + \frac{2\sigma}{\rho_L R_b} \quad (3.5)$$

Burada, p_B kabarcık yüzeyinin basıncı, p_∞ ortam basıncı, ρ_L sıvı yoğunluğu, ν_L sıvının kinematik viskozitesi, R_b küresel şekle sahip kabarcığın yarıçapı ve σ yüzey gerilmesidir.

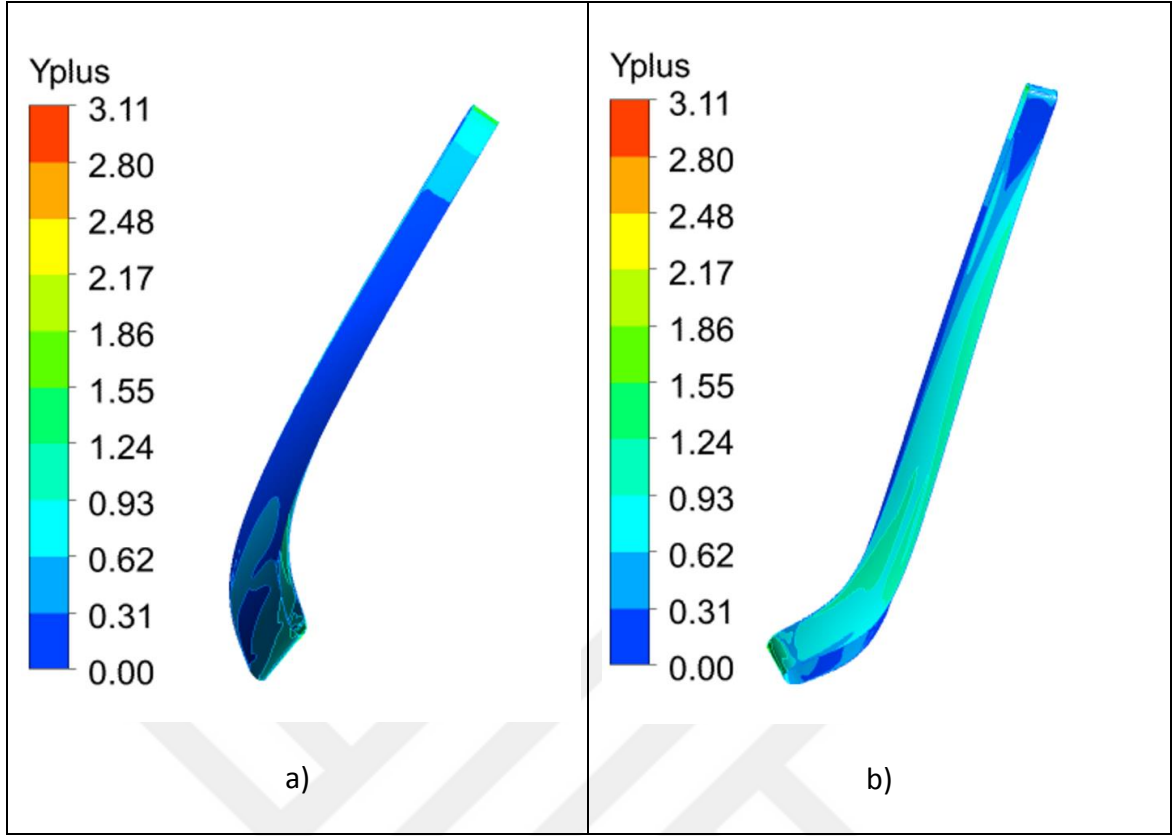
3.4.3 Sınır Şartları

Çalışmanın bu aşamasında da ön yanak, arka yanak ve kanat katı yüzeyler olarak tanımlanmış ve kaymama sınır şartı tayin edilmiştir. Tek bir kanadı içine alan akış hacminin dönme doğrultusundaki yüzeylere periyodik sınır şartı atanmıştır. Girişte toplam basınç, çıkışta ise sıvı ve gaz fazın toplam debisi (yığın kütleli debi – bulk mass flow) sınır şartları belirlenerek HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

İş akışkanı olarak, bir önceki çalışmadan farklı biçimde, 25°C’de su ve 25°C’de su buharı olmak üzere iki farklı akışkan tanımlanmıştır. Ancak, giren akışkanın tamamının 25°C’de su olduğu belirtilmiştir. Böylelikle, çark içinde yerel basıncın 25°C ye karşılık gelen buharlaşma basıncının altına düştüğü bölgelerde akışkanın kaynayacağı öngörülmektedir.

3.4.4 HAD Analizi Sonuçları

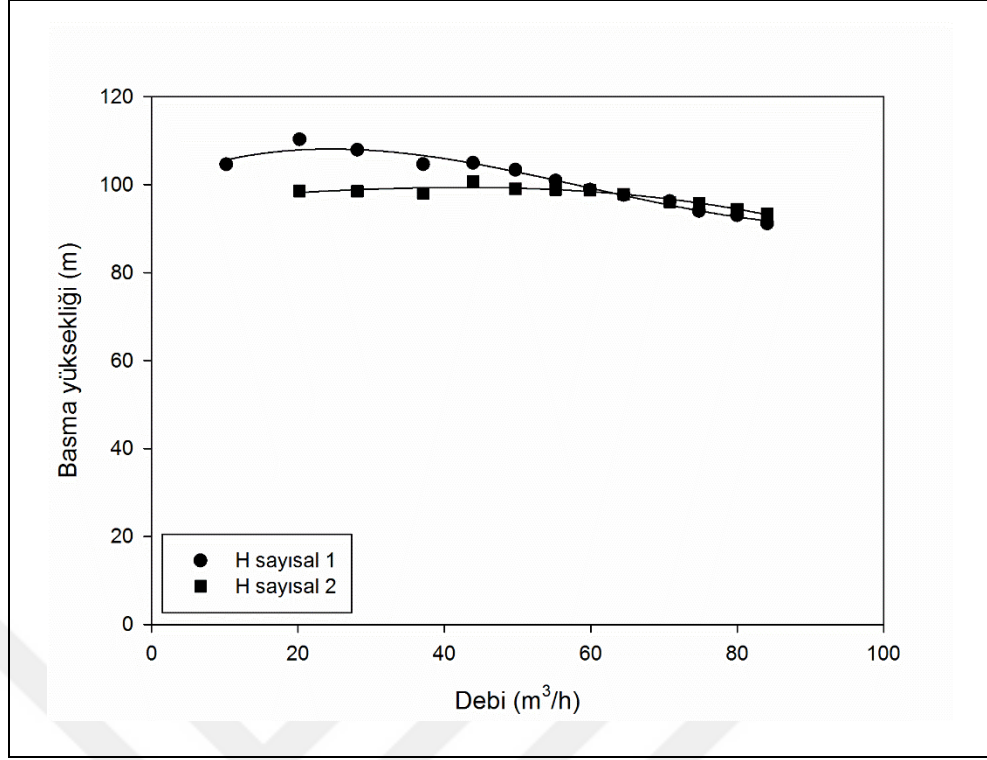
HAD analizlerinin seçilen türbülans modeline uygun bir şekilde gerçekleştirildiğini göstermek için öncelikle y^+ değerine bakılacaktır. Türbülans modeli değişmediğinden yine $y^+ < 2$ durumunun sağlanması gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde, sırasıyla kanadın basınç ve emme taraflarında y^+ dağılımı görülmektedir. Kanat etrafındaki y^+ dağılımına önem verilmesinin en büyük nedeni aynı sıklıkta çözüm ağı oluşturulduğunda kanat etrafındaki y^+ değerinin diğer katı yüzeylere kıyasla daha yüksek olmasıdır.



Şekil 3. 4 Kanat üzerindeki y^+ dağılımı a) basınç tarafı, b) emme tarafı

Firmadan geometrisi temin edilen çarkın analiz sonuçlarında olduğu gibi en yüksek y^+ değeri kanadın firar kenarındadır. Her ne kadar en yüksek y^+ değeri 3,11 olarak görünse de bu bölge ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Buna ek olarak, y^+ değerinin kanat etrafındaki ortalama değeri 0,541'dir. Ayrıca, ön ve arka yanaktaki ortalama y^+ değerleri sırasıyla 0,477 ve 0,456 olarak hesaplanmıştır. Sonuçta, seçilen türbülans modelinin gereği sağlanmıştır.

Çalışmanın bu kısmının amacı parametreleştirilmiş pompa geometrisi HAD sonuçlarının firmadan temin edilen geometri ile elde edilen HAD sonuçları ile ne kadar uygun olduğunu gözlemlemektir. Bir önceki çalışmada olduğu gibi firmadan alınan debi değerleri tek tek çıkış debisi olarak belirlenerek parametreleştirilmiş pompanın karakteristik eğrisi elde edilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Firmadan temin edilen geometrinin karakteristik eğrisi “H sayısal 1”, parametreleştirilmiş çarkın karakteristik eğrisi “H sayısal 2” olarak gösterilmiştir.



Şekil 3. 5 Pompanın sayısal olarak elde edilen karakteristik eğrileri

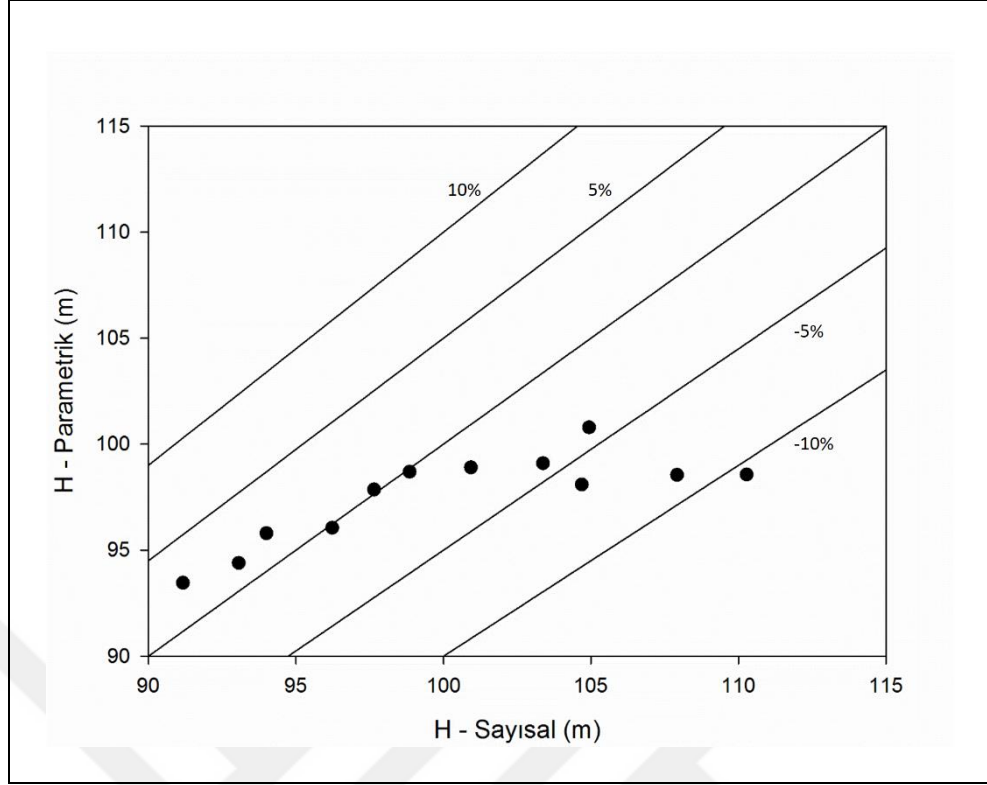
Yukarıdaki şekilde iki sayısal HAD analizi sonucu elde edilen pompa karakteristik eğrilerin birbiri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Öyle ki, bazı debi değerlerinde yapılan HAD analizleri arasındaki fark %1'in altındadır. Şekilden görüldüğü gibi yüksek birkaç debi değeri dışında, sayısal olarak elde edilen pompa karakteristik eğrisinin deneysel veriler ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Firmadan alınan performans test sonuçlarına göre hesaplanan hata oranları aşağıdaki tabloda görülmektedir. Genel olarak, debi azaldıkça hata oranı azalmış, 3 farklı debide hata oranı %1'in altına düşmüş ve debi arttıkça hata oranı tekrar artmaya başlamıştır. Firmadan temin edilen çark geometrisinin HAD analizleri sonucu elde edilen karakteristik eğri (H sayısal 1) nispeten dik, parametreleştirilmiş çarkın HAD analizleri sonucu elde edilen karakteristik eğri (H sayısal 2) ise yatıktır.

Aşağıdaki çizelgede iki farklı karakteristik eğrinin sayısal değerleri ve ikinci eğrinin birinciye göre hata oranı gösterilmiştir. Hemen ardından verilen şekilde de parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliği sonuçlarının, firmadan temin edilen çarkın HAD analizleri sonucu elde edilen basma yüksekliğinden ne kadar farklı olduğu ve hangi hata bandı içinde yer aldığı görülmektedir.

Çizelge 3. 3 İki farklı sayısal karakteristiğin karşılaştırılması

DEBİ (m ³ /s)	H SAYISAL 1 (m)	H SAYISAL 2 (m)	Mutlak HATA (%)
84,1	91,17	93,46	2,35
80	93,06	94,4	1,44
74,8	94	95,8	1,91
70,8	96,23	96,06	0,17
64,5	97,65	97,86	0,21
59,9	98,85	98,7	0,15
55,2	100,93	98,9	2,01
49,7	103,38	99,1	4,14
43,9	104,94	100,79	3,95
37,1	104,69	98,1	6,29
28,1	107,92	98,55	8,68
20,2	110,28	98,57	10,61

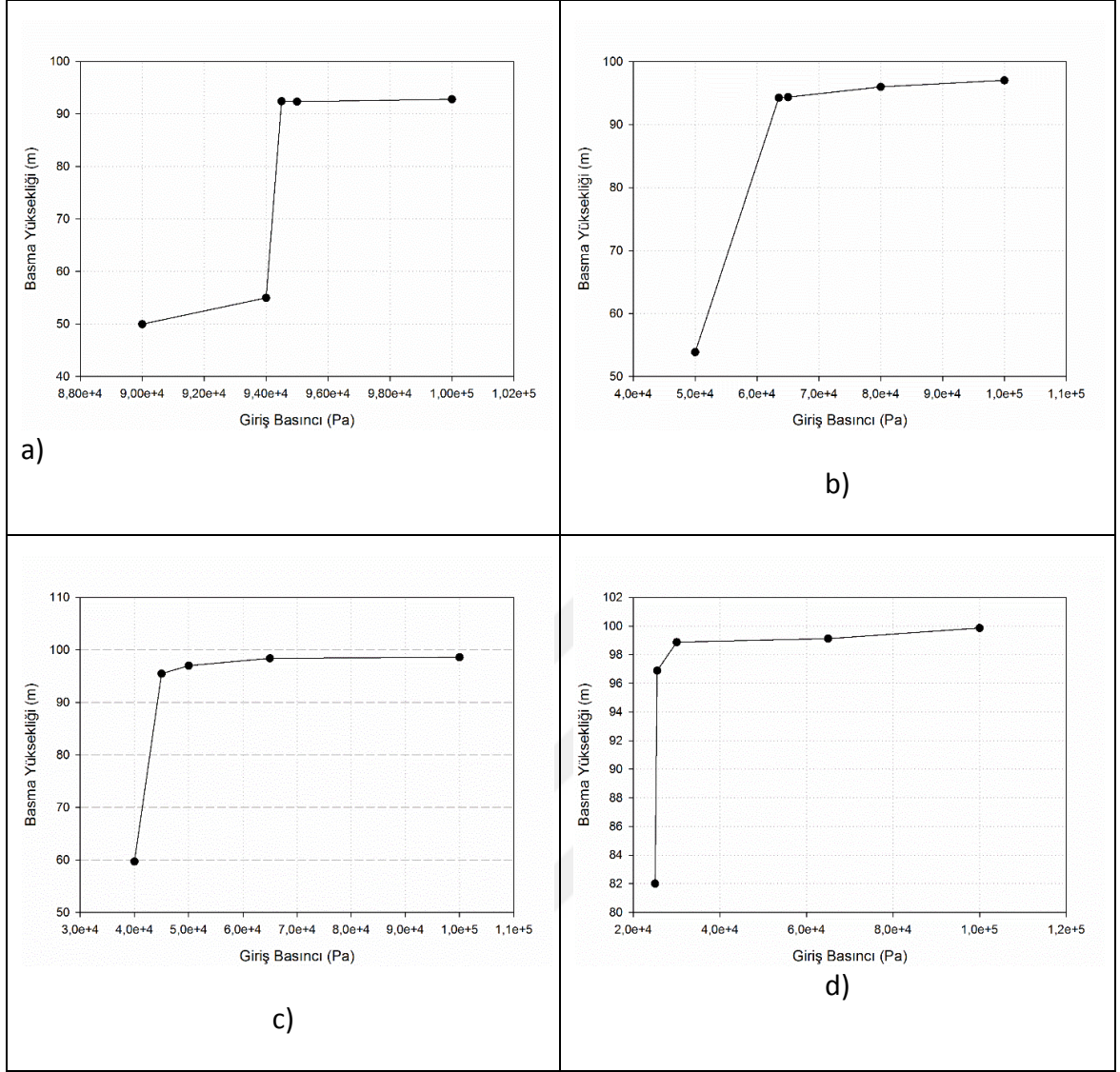
Aşağıdaki şekle göre 3 nokta hariç tüm HAD sonuçları %5'lik hata bandı içindedir. Sadece tek bir nokta için hata bandı %10'un üzerinde çıkmıştır.



Şekil 3. 6 Parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliğinin sayısal basma yüksekliği ile karşılaştırılması

Çalışmanın bundan sonraki aşamasında parametreleştirilmiş pompanın kavitasyon testi sanal ortamda HAD yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Bunun için, belirlenen bir debide giriş basıncı 100.000 Pa'dan başlamak üzere yavaş yavaş düşürülmüştür. Pratikte olduğu gibi, basma yüksekliğinin %3 düştüğü değere karşılık gelen basınç değeri pompanın o debideki gerekli emmedeki net pozitif yükü (ENPY_G) olarak belirlenmektedir. Ayrıca belli bir basınç değerinde basma yüksekliğinde ani düşüş (head drop) görülmüştür.

Çalışmadaki basınç düşüşlerinin duyarlılığı 500 Pa'dır. Yani, kritik basınç değerinin hesaplanmasında giriş basıncı 500 Pa'dan daha az olacak şekilde azaltılmamıştır. Firmadan temin edilen ENPY_G eğrisi dört farklı debide yürütülen deneylerle belirlenmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçları kıyaslayabilmek adına aynı debilerde kavitasyon testleri yapılmıştır.



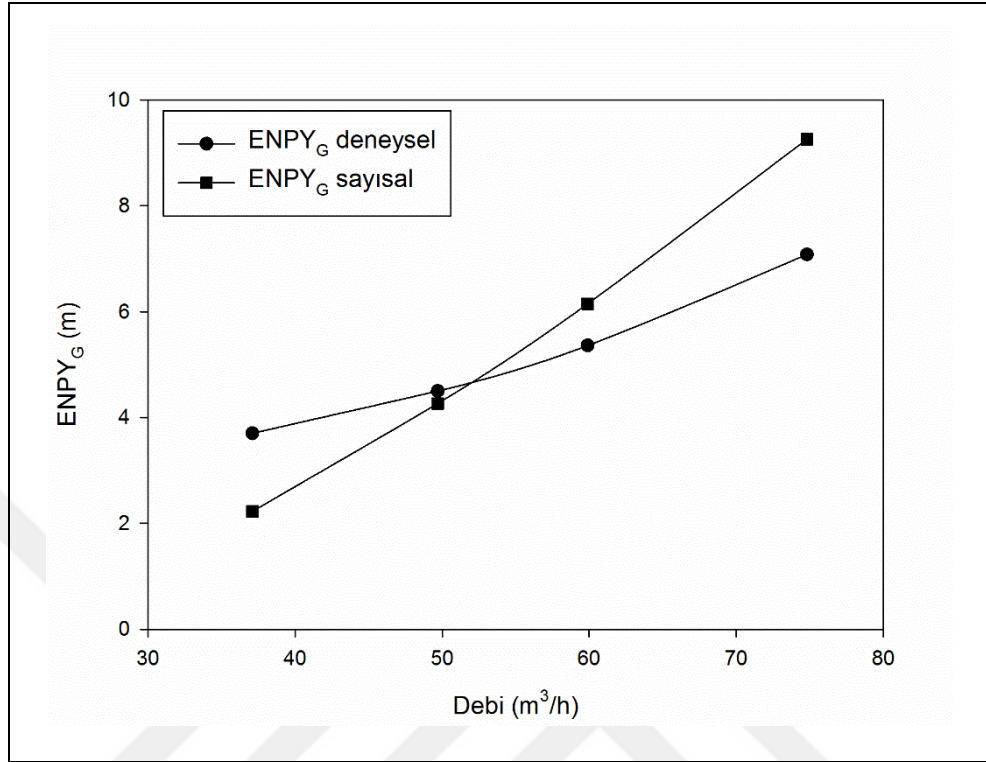
Şekil 3. 7 Parametreleştirilmiş pompanın farklı debilerde sayısal olarak yapılan kavitasyon testi a)74,8 m³/h, b)59,9 m³/h, c)49,7 m³/h, d)37,1 m³/h

Yukarıdaki şekilden de görüldüğü gibi dört farklı debide kavitasyon testleri HAD yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Basma yüksekliğinde %3 düşüşün olduğu basınç değeri tespit edildikten sonra aşağıdaki formül ile o noktadaki ENPY_G değeri hesaplanmıştır.

$$ENPY_G = \frac{P_c - P_v}{\rho g}$$

Burada, P_c basma yüksekliğinin %3 azaldığı kritik basınç değerini, P_v sıvının o sıcaklıktaki (25°C) buharlaşma basıncını, ρ sıvı yoğunluğunu ve g yerçekimi ivmesini göstermektedir. Dört farklı debide kritik basınçları tespit edilen pompanın belirtilen

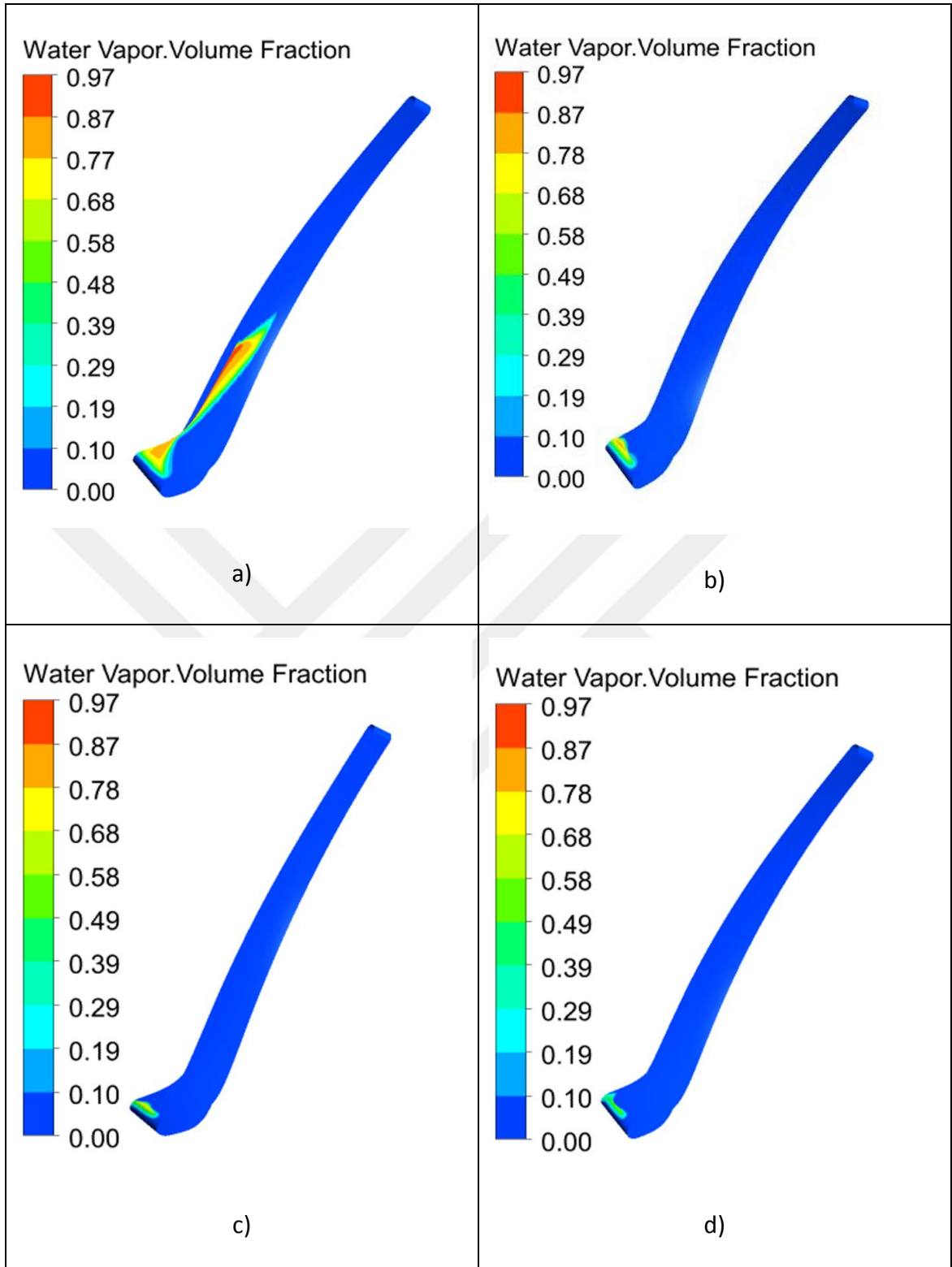
formüle göre $ENPY_G$ değeri hesaplanmış ve sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Sonuçlar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3. 8 Deneysel ve sayısal olarak elde edilen $ENPY_G$ eğrileri

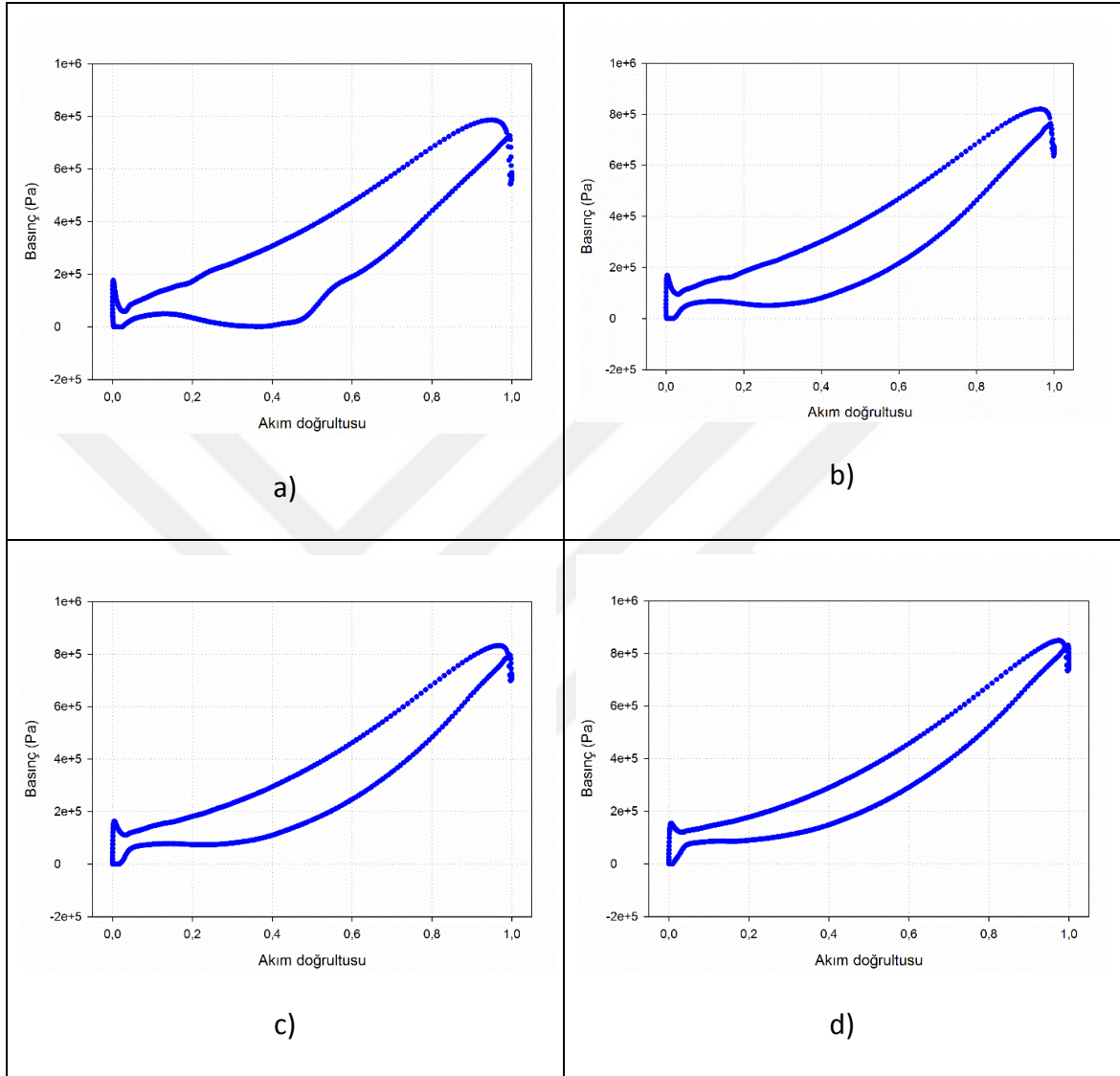
Yukarıdaki şekilden de görüldüğü gibi sayısal olarak elde edilen $ENPY_G$ eğrisi daha diktir ve iki eğri birbiri ile kesişmektedir. Dolayısıyla, özellikle ortadaki iki debi değeri için yapılan sayısal kavitasyon test sonuçları, deneysel veriler ile oldukça uyumludur. Parametreleştirilmiş pompanın $ENPY_G$ eğrisinde yapılacak olan iyileştirmenin, elde edilecek olan yeni pompanın da kavitasyon performansını arttıracacağı öngörülebilir.

Kavitasyon olgusunu daha iyi gözlemlemenin bir diğer yolu da kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranına bakmaktır. Aşağıdaki şekilde bu durum gösterilmiştir.



Şekil 3. 9 Parametreleştirilmiş pompanın kanadı üzerinde farklı debilerde çalışma esnasındaki su buharı hacim oranı a) 74,8 m³/h, b) 59,9 m³/h, c) 49,7 m³/h, d)37,1 m³/h

Kanat yükü (blade loading) grafikleri kanat uzunluğunca etki eden kuvvetleri görmek açısından önemlidir. Aşağıdaki şekilde, belirlenen debilerde kanat yükleri görülmektedir.



Şekil 3. 10 Parametreleştirilmiş pompanın kanadı üzerinde farklı debilerde çalışma esnasındaki kanat yükleri a) 74,8 m³/h, b) 59,9 m³/h, c) 49,7 m³/h, d) 37,1 m³/h

Son iki şekle bakıldığında debi arttıkça pompanın kavitasyona karşı direncinin azaldığı görülmektedir. Bu durum santrifüj pompalar için karakteristik bir özelliktir. Zaten, firmadan temin edilen kavitasyon eğrisinde de debi arttıkça ENPY_G'nin arttığı görülmektedir. ENPY_G kısaca pompanın kavitasyonsuz çalışması için gerekli olan yük olarak tanımlanabileceğinden debi arttıkça kavitasyon direncinin azaldığı deneysel olarak da ortaya konmuştur.

Şekil 3. 9 uyarınca, 74,8 m³/h'lik en yüksek debide su buharının kanat üzerinde kapladığı hacmin göreceli olarak en yüksek seviyede olduğu görülmektedir. Bahsi geçen şekilde, farklı debilerdeki gaz fazına geçmiş akışkan miktarını karşılaştırabilmek için şekillerin sol tarafındaki skalanın alt ve üst değerleri aynı tutulmuştur. Şekle göre en yüksek debide kanadın yaklaşık yarısına kadar olan bölgede su buharı molekülleri görülmektedir. Şekil 3. 10'dan da görülebileceği gibi, yüksek miktardaki su buharı akışı bloke ederek kavitasyona sebep olmaktadır. Parametreleştirilmiş pompanın kanat yüklerine bakıldığında, en yüksek debi değerinde kanadın emme tarafında basıncın çok düşük seviyelerde kaldığı görülmektedir. Ayrıca kanadın çıkış kısımlarında ulaşılan maksimum basınç seviyesinin de, diğer debilerdeki değerlerin altında olduğu görülmektedir. Böylelikle, kavitasyon olgusu hem su buharının hacimsel oranına hem de kanat yüklerine bakılarak gösterilmiştir.

Çalışmanın bu bölümünde, firmadan temin edilmiş çark geometrisi; kanat giriş açısı, kanat çıkış açısı, örtme açısı gibi parametreler cinsinden ifade edilerek Ansys BladeGen modülünde modellenmiştir. İki durumdaki sayısal pompa karakteristik eğrileri incelendiğinde, pompanın başarılı bir şekilde parametreleştirildiği görülmektedir. İki fazlı HAD analizleri ile de dört farklı debide kavitasyon testleri yapılmış ve sonuçlar deneysel kavitasyon test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Her ne kadar en düşük ve en yüksek debilerde deneysel sonuçlardan bir miktar sapmanın olduğu görülse de, pompanın en iyi verim noktası (59,9 m³/h) ve onun altındaki debi değeri (49,7 m³/h) için sonuçlar deneysel veriler ile uyumludur.

Bir sonraki aşamada parametreleştirilmiş pompa üzerinde kanat giriş açısının ve örtme açısının kavitasyona etkisi hem ayrı ayrı hem de birlikte incelenecektir. Pompanın ön ve arka yanağında giriş açıları ve örtme açıları farklı değerlerde olduğundan, bahsi geçen açıların hem ön yanaktaki hem de arka yanaktaki değerlerinin kavitasyona etkisi ayrı ayrı incelenecektir.

**BELİRLENEN PARAMETRELERİN POMPANIN KAVİTASYON
PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Çalışmanın bu aşamasında pompanın kavitasyon performansına etki eden parametreler detaylı bir şekilde incelenecektir. Literatür özetinden de anlaşılacağı gibi bir pompanın performansına etki eden geometrik parametreler temel olarak çark giriş ve çıkış açıları, örtme açısı ve kanat hücum kenarının şeklidir. Bu parametrelerden örtme açısı ve kanat giriş açısı, pompanın kavitasyon performansına etki eden parametreler olarak ortaya çıkmaktadır.

Literatürdeki çalışmaların hemen hepsinde pompanın performansına etki eden herhangi bir parametrenin değeri kanat yüksekliği boyunca sabit kalmaktadır. Halbuki bu parametrelerin ön ve arka yanaktaki değerleri farklı olabilir. Çalışmaya konu olan pompada, kavitasyon performansına etki eden iki parametre olan kanat giriş açısı ve örtme açısının ön ve arka yanaktaki değerleri farklıdır. Dolayısıyla bu açıların ön ve arka yanaktaki değerlerinin etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Parametreleştirilen pompanın kanat giriş açısının ve örtme açısının ön ve arka yanaktaki değerleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1 Pompanın ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açıları

	Kanat Giriş Açısı (°)	Örtme Açısı (°)
Ön Yanak	39,15	81
Arka Yanak	32,27	101

Çalışmada öncelikle pompanın mevcut örtme açısı değerleri sabit tutularak kanat giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenmiştir. Bu doğrultuda, ön yanaktaki giriş açısının etkisini incelerken arka yanaktaki giriş açısı sabit tutulmuştur. Benzer şekilde, arka yanaktaki giriş açısının etkisini incelerken de ön yanaktaki giriş açısı sabit tutulmuştur. Daha sonra, pompanın ölçülen kanat giriş açısı değerlerinde örtme açısının ön ve arka yanaktaki değerleri değiştirilerek örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenmiştir. Bir önceki durumdaki gibi, ön yanaktaki örtme açısının etkisi incelenirken arka yanaktaki örtme açısı sabit tutulmuştur. Aynı şekilde, arka yanaktaki örtme açısının etkisi incelenirken de ön yanaktaki örtme açısı sabit tutulmuştur. Son olarak hem örtme açısı hem de kanat giriş açısı eş zamanlı olarak değiştirilerek kavitasyon performansı en yüksek olan tasarımın hangisi olduğu aranmıştır. Tüm bu çalışmalar esnasında pompanın basma yüksekliği değeri de göz önünde bulundurulmuş ve her bir tasarımda ne kadar değiştiği çizelgeler ile ifade edilmiştir.

Daha önce de değinildiği gibi, pompanın çalışma debisi arttıkça kavitasyona karşı hassasiyeti de artmaktadır. Bazı tasarımların HAD analizleri sonucunda, en yüksek debi değerinde basınç düşüşünün çok çabuk olduğu gözlemlenmiş, hatta bazen 100.000 Pa'lık giriş basıncında bile basma yüksekliğinde ani düşüş görülmüştür. Yapılan çalışmada 95.000 Pa'lık giriş basıncının üzerindeki bir basınç değerinde basma yüksekliğinin ani düşüşü görülmüş ise, pompa o noktada kavitasyona maruz kaldığı kabul edilerek basma yüksekliği ve ENPY₆ tablolarında "KAVİTASYONLU" olarak çalıştığı ifade edilmiştir.

4.1 Kanat Giriş Açısının Etkisi

Çalışmada öncelikle kanat giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenmiştir. Bu amaçla pompanın ön ve arka yanağındaki düzlemlerde kanat giriş açısı ölçülerek BladeGen modülüne aktarılmış ve kanat profili elde edilmiştir. Tüm diğer parametreler sabit tutulmuş ve ölçülen kanat giriş açısı değerleri adım adım değiştirilerek iki fazlı HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bir önceki bölümdeki çalışmaya benzer şekilde, belirlenen yeni kanat giriş açısı değeri için dört farklı debide giriş basıncı 100.000 Pa'dan başlayarak adım adım düşürülmüş ve ani basma yüksekliğinin

görüldüğü basınç değerleri tespit edilmiştir. Böylelikle, yeni tasarımların kavitasyon testleri yapılmış ve sonuçlar parametreleştirilmiş pompanın kavitasyon performansı ile karşılaştırılmıştır. Kanat giriş açısının ön ve arka yanaktaki değerleri farklı olduğundan ve kanat giriş açısının ön ve arka yanaktaki değerlerinin etkisi detaylı bir şekilde incelenmek istendiğinden ön yanaktaki kanat giriş açısı değiştirilirken arka yanaktaki; arka yanaktaki kanat giriş açısı değiştirilirken de ön yanaktaki kanat giriş açısı sabit tutulmuştur.

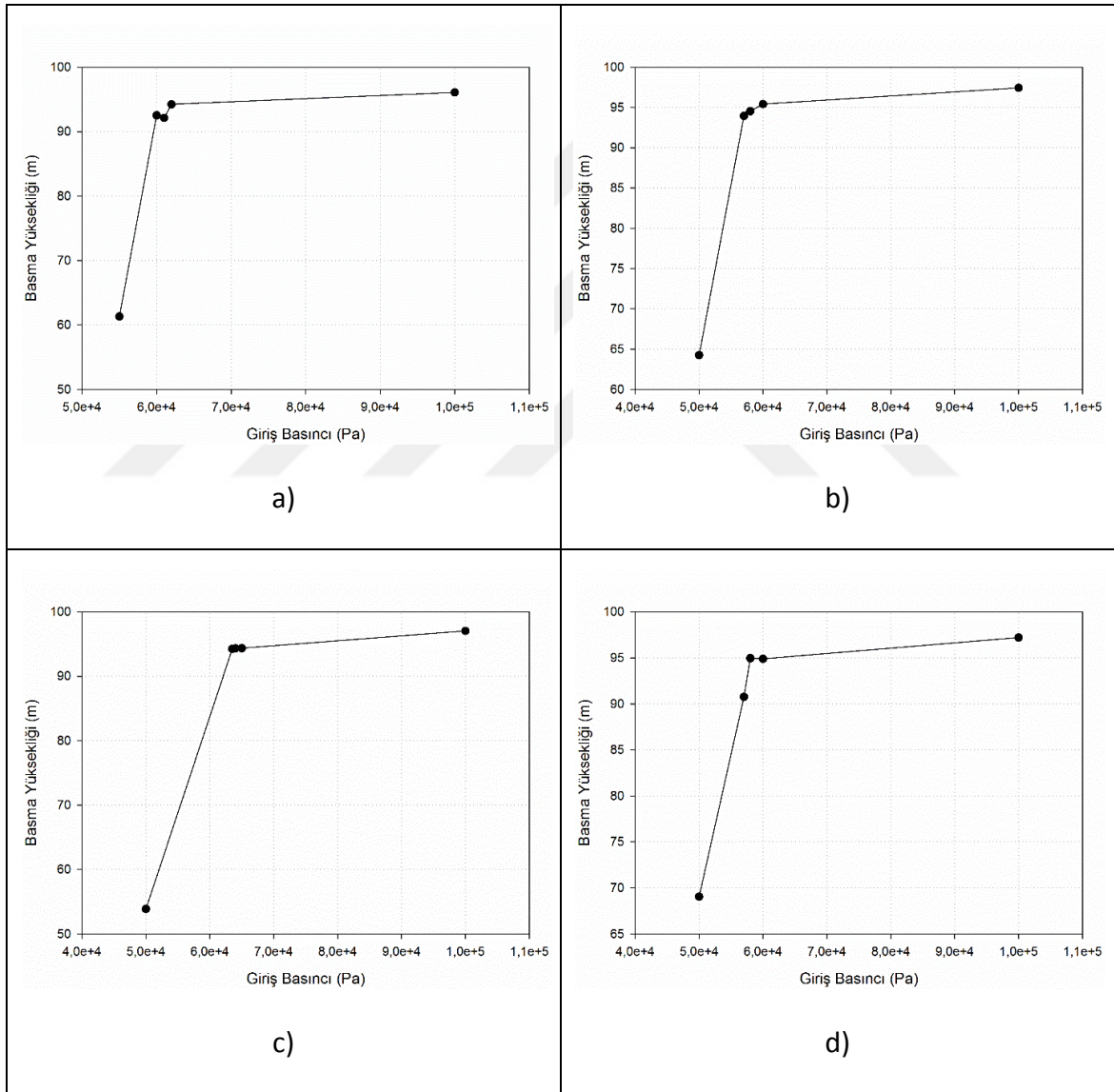
4.1.1 Ön Yanaktaki Kanat Giriş Açısının Etkisi

Çalışmanın bu kısmında ön yanaktaki kanat giriş açısı değerinin pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenmiştir. 32,27°'lik arka yanak kanat giriş açısı sabit tutularak ön yanaktaki kanat giriş açısının farklı değerleri için iki fazlı HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Ön yanaktaki kanat giriş açısının değeri 20°'den 50°'ye kadar 10°'ar derece arttırılarak tasarımlar oluşturulmuştur. Kanat giriş açısının ön yanaktaki değeri 39,15° olduğundan 40° için ayrı bir tasarım yapılmamıştır. Bununla birlikte, iki fazlı HAD analizleri bir önceki çalışmadaki gibi dört farklı debide gerçekleştirilmiş ve her bir tasarımın için HAD ile kavitasyon testleri yapılmış ve ENPY_G karakteristiği elde edilmiştir. HAD analizleri esnasında sınır şartları, kavitasyon ve türbülans modellerinin seçimi bir önceki çalışmadaki durum ile aynıdır. Farklı ön yanak kanat giriş açıları için belirlenen dört debi değerinde yapılan HAD analizleri sonucu elde edilen pompa basma yüksekliği aşağıdaki çizelgede özetlenmiştir.

Çizelge 4. 2 Ön yanaktaki kanat giriş açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi

ARKA YANAK KANAT GİRİŞ AÇISI 32,27°	DEBİ (m ³ /h)	BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)			
		ÖN YANAK 20°	ÖN YANAK 30°	ÖN YANAK 39,15°	ÖN YANAK 50°
	74,8	91,61	91,88	92,73	92,80
	59,9	96,10	97,44	97,21	97,05
	49,7	98,24	99,18	99,13	98,59
	37,1	97,73	98,49	98,53	99,87

Yukarıdaki çizelgeden de görüldüğü gibi ön yanak kanat giriş açısının değişimi pompanın basma yüksekliğinde kayda değer bir değişiklik yaratmamıştır. Bunun sonrasında, her bir debideki giriş basıncı adım adımı düşürülerek tasarımların kavitasyon testleri yapılmıştır. Dört farklı ön yanak kanat giriş açısı için en iyi verim noktasındaki çalışmada (59,9 m³/h debide) yapılan kavitasyon testleri sonucu elde edilen ani basınç düşüşü grafikleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Maksimum verim noktası dışındaki debilerde yapılan kavitasyon testlerinin sonuçları Ek A'da gösterilmiştir.



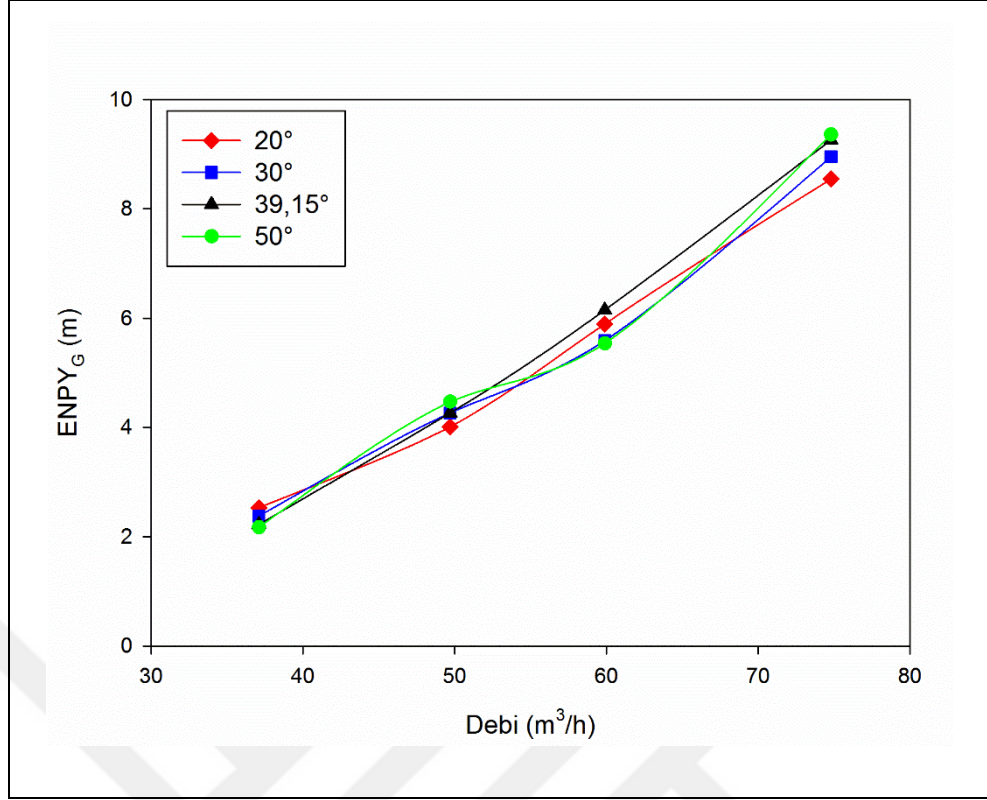
Şekil 4. 1 Farklı ön yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°

Diğer üç debideki çalışma durumdaki ENPY_G değerleri de aynı yöntem izlenerek hesaplanmış ve sonuçlar tablolaştırılmıştır. Aşağıdaki çizelgede diğer üç debide yapılan kavitasyon testi sonucu elde edilen ENPY_G değerleri gösterilmektedir. Çizelge yardımı ile açılı değişimlerinin her bir debide ENPY_G değerini nasıl değiştirdiği detaylı bir şekilde görülebilmektedir.

Çizelge 4. 3 Ön yanaktaki kanat giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi

ARKA YANAK KANAT GİRİŞ AÇISI 32,27°	DEBİ (m ³ /h)	ENPY _G (m)			
		ÖN YANAK 20°	ÖN YANAK 30°	ÖN YANAK 39,15°	ÖN YANAK 50°
	74,8	8,55	8,95	9,26	9,36
	59,9	5,90	5,59	6,15	5,54
	49,7	4,01	4,26	4,26	4,47
	37,1	2,53	2,38	2,23	2,17

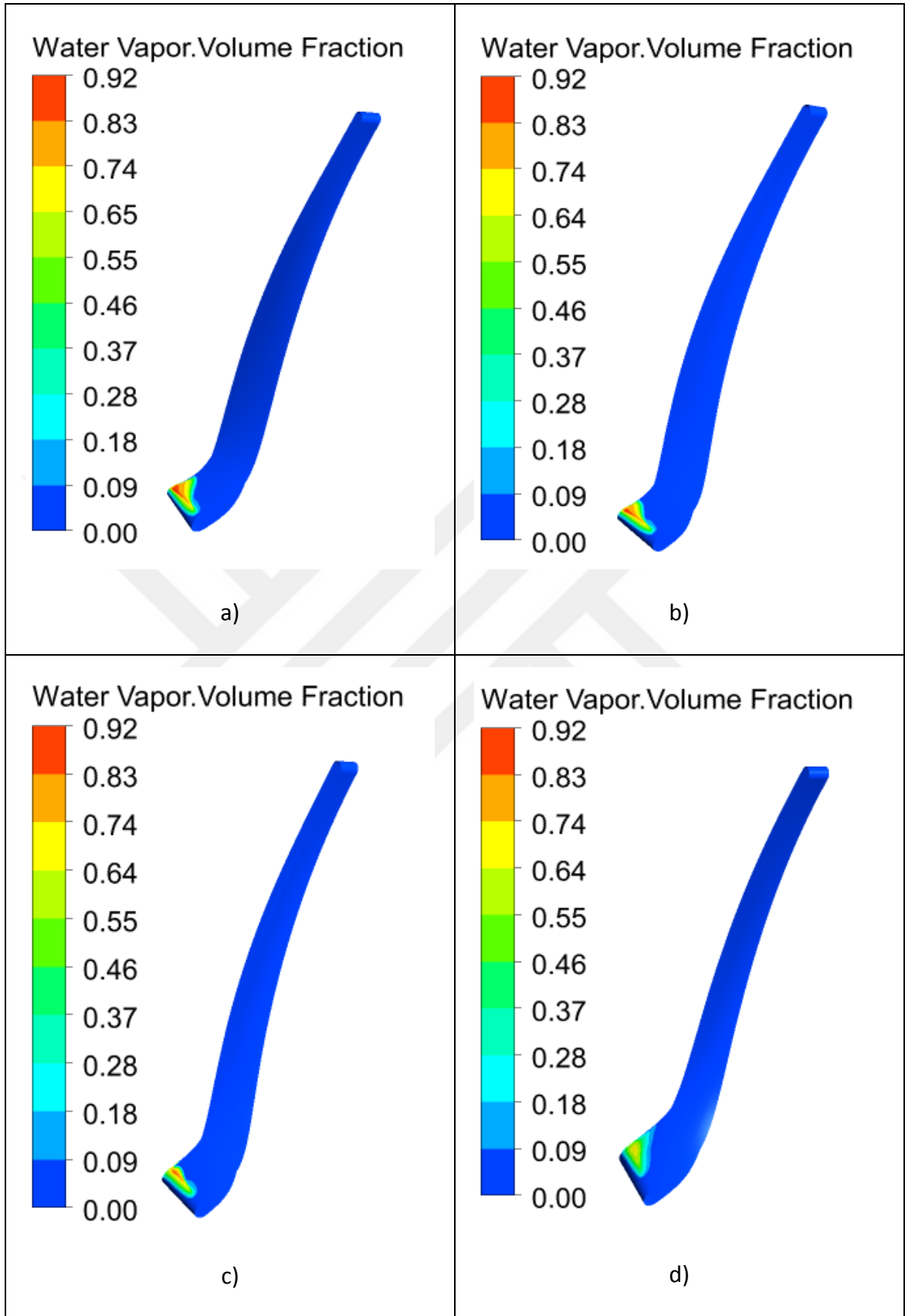
Çalışmanın bu kısmında arka yanak kanat açısı 32,27° olarak sabitlenmiş ve ön yanak açısı değiştirilmiştir. Yukarıdaki tablodan da anlaşılabileceği gibi, ön yanak açısının 39,15° olduğu durum parametreleştirilmiş pompanın kavitasyon karakteristiğidir. Genel itibarıyla ön yanak açısı arttıkça ENPY_G değerinin arttığı, dolayısıyla da pompanın kavitasyon performansının bozulduğu görülmektedir. Bununla birlikte, pompanın maksimum verim noktasındaki çalışmasında ön yanak kanat giriş açısı 30° olduğunda en iyi kavitasyon performansı görülürken 74,8 m³/h'lik debide de kavitasyon performansı iyileşmiş, 49,7 m³/h'lik debide durum değişmemiş ve 37,1 m³/h'lik debide ise kavitasyon performansı bir miktar kötüleşmiştir. 20°'lik ön yanak kanat giriş açısında da en yüksek üç debide kavitasyon performansı artmış, en düşük debide azalmıştır. Ancak, en iyi verim noktasındaki iyileşme oranı 30°'lik tasarım kadar yüksek değildir. 50°'lik ön yanak kanat giriş açısına sahip tasarımda ise en iyi verim noktası ve en düşük debide kavitasyon performansı iyileşirken diğer iki debide kötüleşmiştir. Aşağıdaki şekilde, bu dört farklı durum için ENPY_G karakteristikleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4. 2 Farklı ön yanak kanat giriş açılarında elde edilen ENPY_G eğrileri

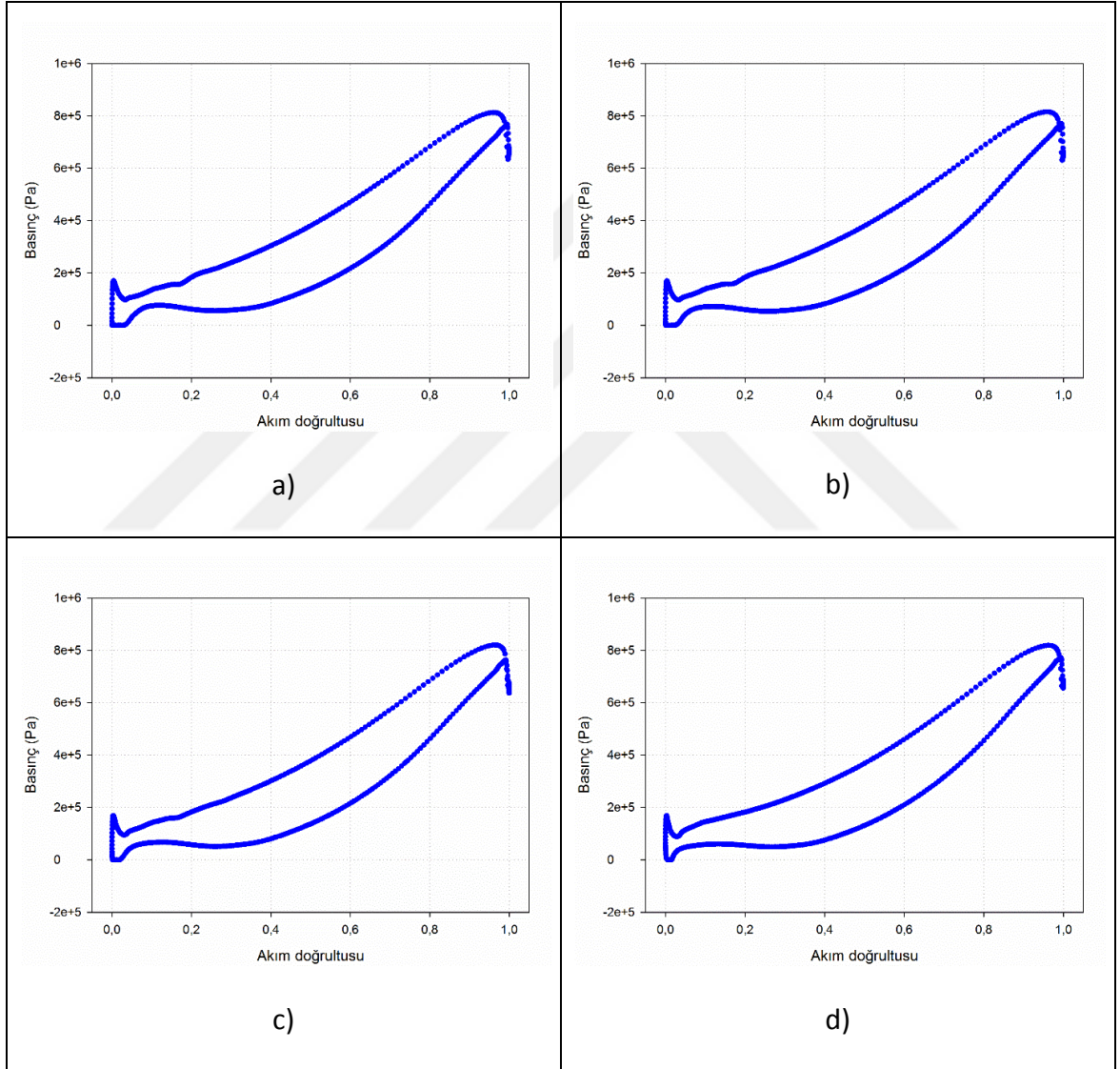
Yukarıdaki çizelge ve şekilden de görülebileceği üzere, en iyi verim noktasındaki en kötü ENPY_G eğrileri mevcut (parametreleştirilmiş) pompaya aittir ve 59,9 m³/h debide 6,15 m olduğu hesaplanmıştır. 50°'lik ön yanak açısında en iyi verim noktasında ve 37,1 m³/h'lık debide en iyi kavitasyon performansı elde edilirken 49,7 m³/h ve 74,8 m³/h'lık debilerde en kötü kavitasyon performansı elde edilmiştir. Ayrıca, en düşük debide, ön yanaktaki kanat giriş açısının değiştirilmesi ile elde edilen üç tasarımdan hiçbirinin kavitasyon performansı, parametreleştirilmiş pompanınki kadar iyi sonuç vermemiştir.

İki fazlı HAD analizi yapılmış bir pompadaki kavitasyon olayını göstermenin en etkin biçimlerin biri de kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranına bakmaktır. Artan gaz fazı hacimsel oranı akışı bloke ederek kavitasyon oluşmasına neden olacaktır. Ayrıca bu durum bloke edilen bölgedeki basıncın düşmesine de sebep olacaktır. Bu durum daha sonra daha detaylı bir şekilde açıklanacaktır. Aşağıdaki şekilde, dört farklı ön yanak kanat giriş açısı için kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı gösterilmektedir. Maksimum verim noktası dışındaki diğer üç debi değerinde görülen kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranları Ek B'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 3 Farklı ön yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°

Kavitasyonu göstermenin bir diğer yolu da pompanın kanat yüklerine bakmaktır. Kanat yükü grafiği, pompanın emme ve basınç kenarları boyunca gözlemlenen basınç dağılımıdır. Kanadın girişten çıkışa kadar izlediği akım doğrultusu boyutsuzlaştırılmıştır. Yatay eksendeki 0 değeri kanadın girişini, 1 değeri kanadın çıkışını göstermektedir. Aşağıdaki şekilde kanat yükü grafiğinin kapalı bir eğri formunda olduğu görülmektedir. Maksimum verim noktası dışındaki diğer üç debideki kanat yüklerinin dağılımı Ek C’de gösterilmiştir.



Şekil 4. 4 Farklı ön yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°

Kanat yükü eğrisinin üst kısmı kanadın basınç kenarındaki basınç dağılımı gösterirken alt kısmı emme kenarındaki basınç dağılımını göstermektedir. Kanat etrafındaki su buharı hacimsel oranlarına bakıldığında, her dört açı değeri için de gaz fazının emiş

kenarında ve kanadın giriş kısmında olduğu görülmektedir. Bu durum kanat yükü grafiklerine de aynı şekilde yansımıştır. Kanat yükü grafiklerinin 0-0,2 akım doğrultusu aralığındaki değerlerine bakıldığında kısmi bir düşüşün olduğu görülmektedir. Bu bölge, gaz fazındaki akışkanın olduğu bölgeyi temsil etmektedir.

4.1.2 Arka Yanaktaki Kanat Giriş Açısının Etkisi

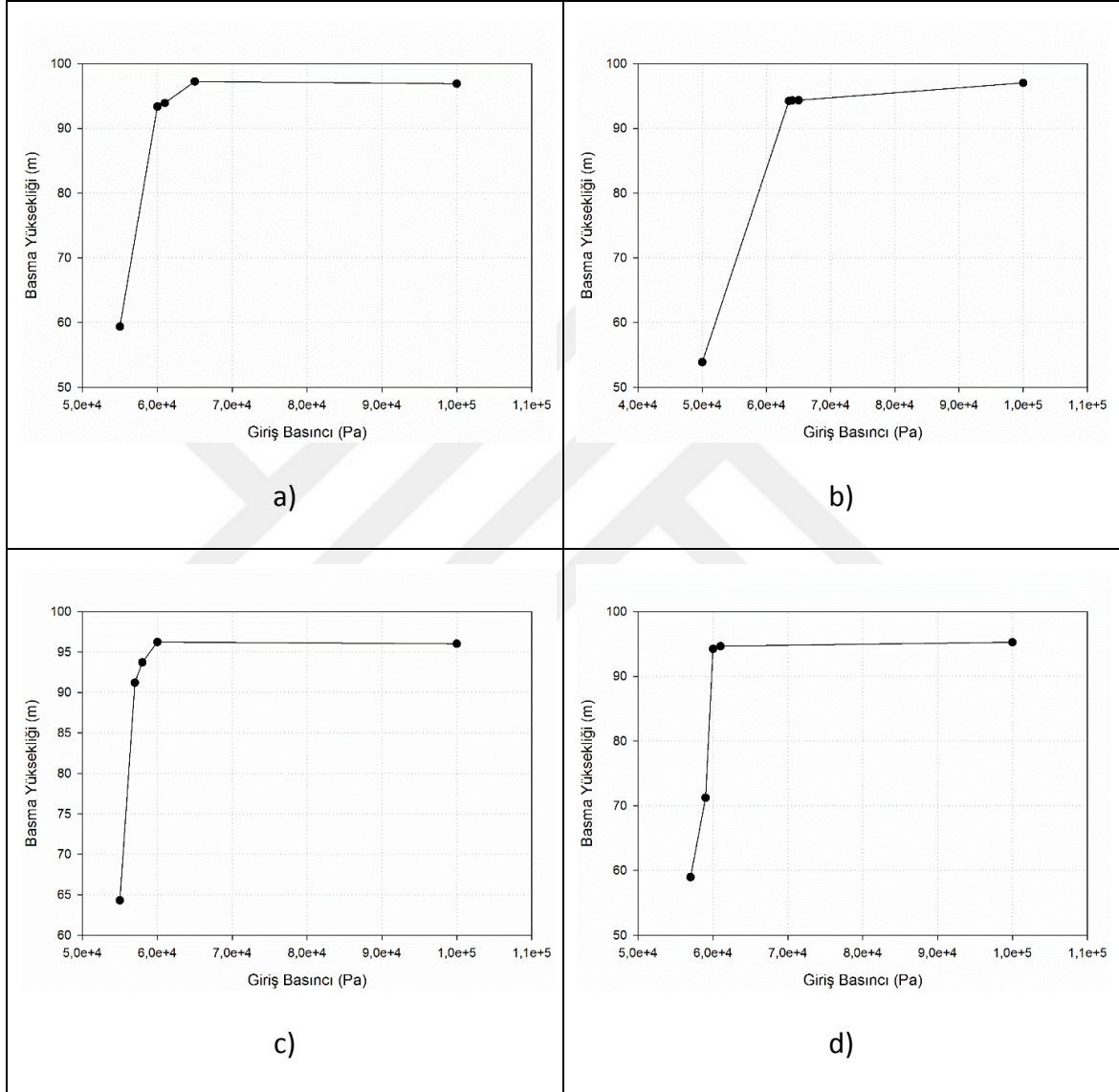
Çalışmanın bu bölümünde arka yanak kanat giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenecektir. Bu bölümde yapılan çalışmalar sistematik olarak bir önceki bölümde yapılan çalışmalar ile aynıdır. Bu sefer, 39,15°'lik ön yanak kanat giriş açısı sabit tutularak arka yanak kanat giriş açısı 10'ar derecelik açılarla değiştirilmiş ve dört farklı tasarım karşılaştırılmıştır. Bu kısımda, arka yanak kanat giriş açısı 32,27° olduğundan 30° için ayrı bir tasarım yapılmamıştır. Yine daha önce olduğu gibi kanat açısının değişimi 20°'den 50°'ye kadar irdelenmiştir. Bunun için öncelikle tasarımların basma yüksekliğinin ne olduğu incelenmiştir. Aşağıdaki çizelge dört farklı debi değeri için arka yanak kanat giriş açısının pompa karakteristiğine etkisini göstermektedir.

Çizelge 4. 4 Arka yanaktaki kanat giriş açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi

ÖN YANAK KANAT GİRİŞ AÇISI 39,15°	DEBİ (m ³ /h)	BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)			
		ARKA YANAK 20°	ARKA YANAK 32,27°	ARKA YANAK 40°	ARKA YANAK 50°
	74,8	93,73	92,73	67,81	54,50
	59,9	96,91	97,21	96,03	95,28
	49,7	98,37	99,13	99	98,49
	37,1	99,27	98,53	98,90	100,32

Yukarıdaki çizelgede 40° ve 50°'lik arka yanak kanat giriş açılarında 74,8 m³/h'lik debide pompanın basma yüksekliğinin sırasıyla 67,81 m ve 54,50 m'ye düştüğü görülmektedir. Bu iki basma yüksekliği değeri aynı debide çalışma koşulunda diğer tasarımların basma yüksekliği değerinden oldukça düşüktür. Bu durum, bu iki tasarımın belirtilen debide kavitasyonlu çalıştığını göstermektedir. Ek A, Ek B ve Ek C'de bu iki tasarımın kavitasyon testi grafikleri, kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı ve kanat yükleri gösterilmiştir. Bakıldığında, 40° ve 50°'lik tasarımların kanat etrafındaki su buharı

moleküllerinin kanadın ortasını bile geçerek firar kenarına doğru ilerlediği görülecektir. Buna bağlı olarak, kanat yükleri grafiklerinde kanadın emme tarafını gösteren değerlerin oldukça düşük seviyelerde kaldığı izlenmiştir. Çalışma kavitasyon testleri ile sürmüştür ve en iyi verim noktası için kavitasyon testi sonuçları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4. 5 Farklı arka yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°

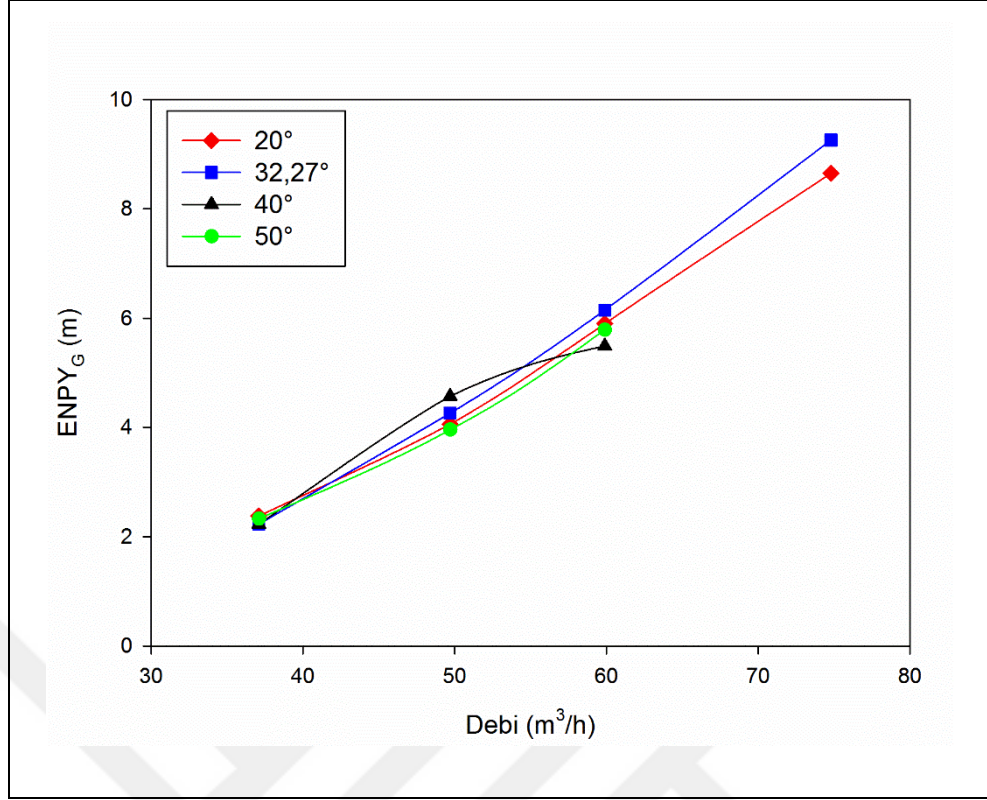
En iyi verim noktası dışındaki $ENPY_G$ değerinin elde edilmesi de önemlidir çünkü pompalar her zaman en iyi verim noktasında çalıştırılmamaktadırlar. Ayrıca yapılan geometrik değişikliğin diğer debilerde çalışma esnasında ne kadar değişim sağladığını

görmek de bir başka husustur. Aşağıdaki çizelgede ise her bir tasarımın dört farklı debi değeri için ENPY_G değerleri hesaplanarak karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4. 5 Arka yanaktaki kanat giriş açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi

ÖN YANAK KANAT GİRİŞ AÇISI 39,15°	DEBİ (m ³ /h)	ENPY _G (m)			
		ARKA YANAK 20°	ARKA YANAK 32,27°	ARKA YANAK 40°	ARKA YANAK 50°
	74,8	9,16	9,26	KAVİTASYONLU	KAVİTASYONLU
	59,9	6,56	6,15	5,49	5,79
	49,7	4,47	4,26	4,57	3,96
	37,1	2,43	2,23	2,23	2,33

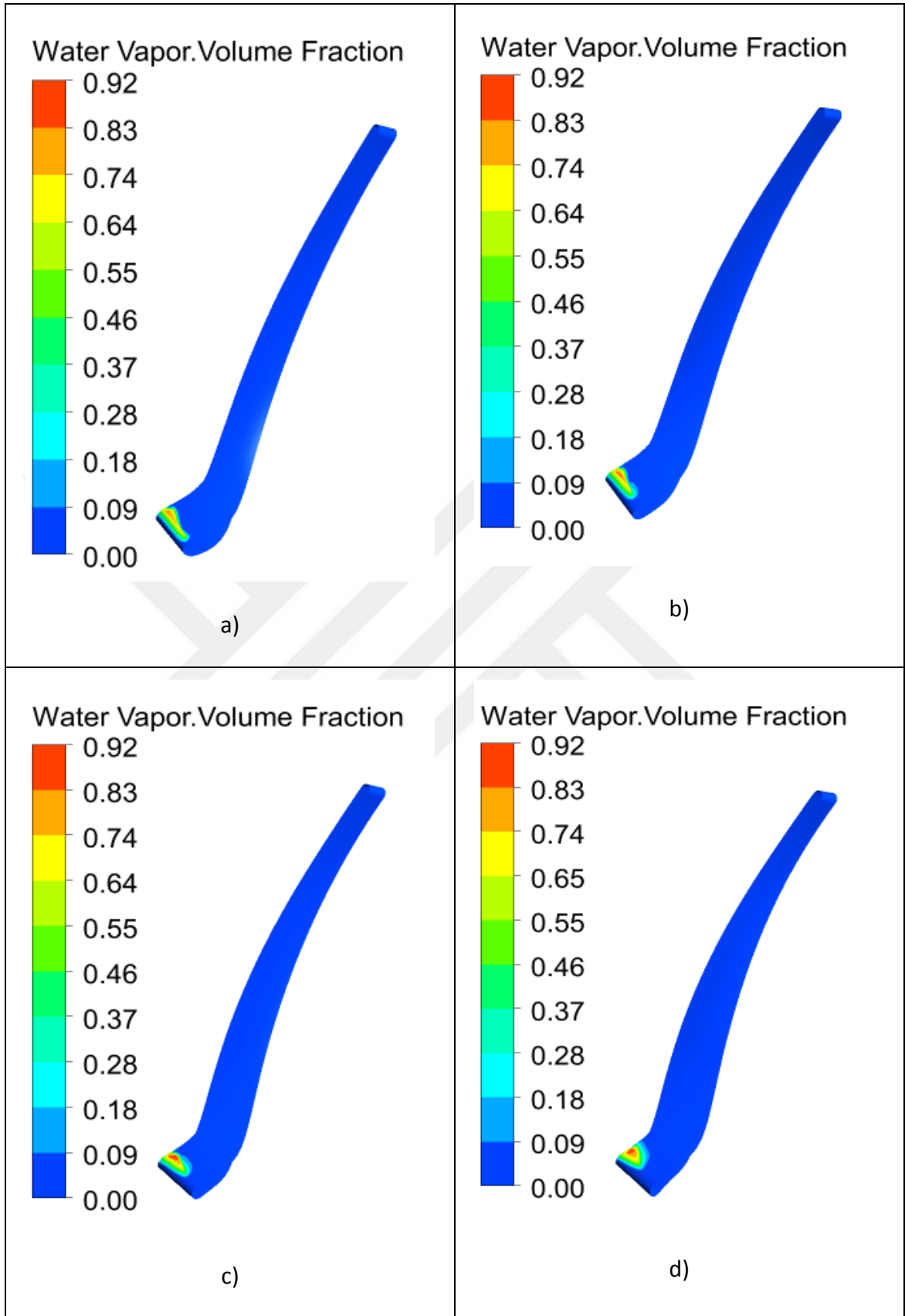
Yukarıdaki çizelgede belirli bir ön yanak kanat giriş açısı değeri için arka yanak kanat giriş açısı değişiminin pompanın kavitasyon performansını nasıl etkilediği dört farklı debide gösterilmiştir. Arka yanak kanat giriş açısının artışı pompanın en yüksek debide kavitasyona maruz kalarak çalışması sorununu beraberinde getirmiştir. Arka yanak kanat giriş açısının 40° ve 50° olduğu tasarımlarda, en yüksek debide pompa kavitasyona maruz kalarak çalışmaktadır. Bu durum basma yüksekliği değerinden de anlaşılabilir. Arka yanak kanat giriş açısının azalması ise en yüksek debide ENPY_G değerini düşürürken diğer üç debide arttırmıştır. Bu da, pompanın kavitasyon performansının en yüksek debi değeri dışında azaldığını göstermektedir. Yukarıdaki tablodaki değerler görsel bir karşılaştırma yapabilmek adına aşağıdaki şekilde farklı bir biçimde ifade edilmiştir. Pompanın kavitasyona maruz kaldığı çalışma noktaları şekilde gösterilmemiştir.



Şekil 4. 6 Farklı arka yanak kanat giriş açılarında elde edilen ENPY_G eğrileri

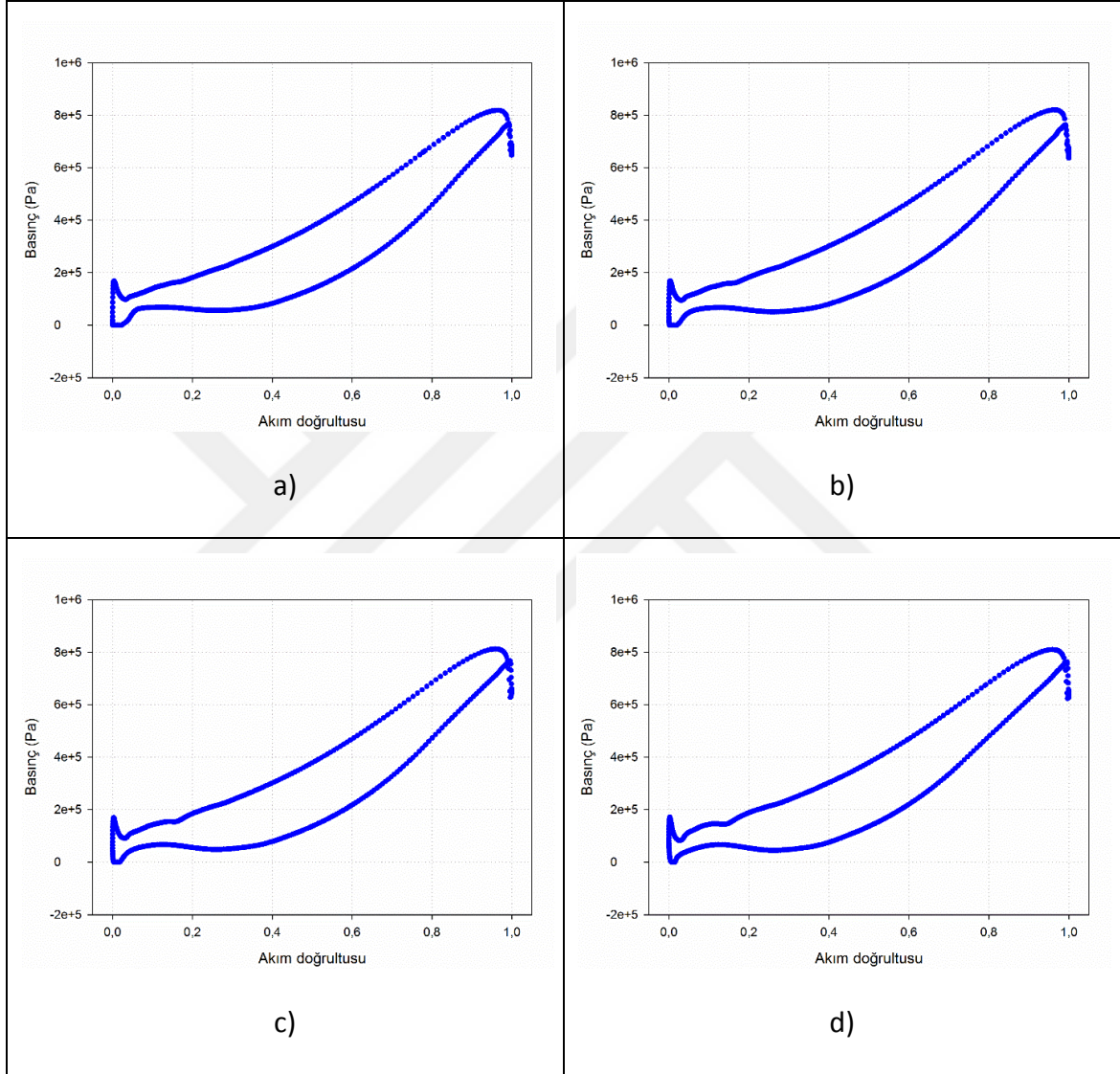
Yukarıdaki şekilden görüldüğü gibi sadece 20° ve 32,27°'lik arka yanak kanat giriş açısına sahip tasarımlar en yüksek debide kavitasyonsuz çalıştığı için 74,8 m³/h'lik debi değeri için bu iki tasarımın ENPY_G değerleri girilmiştir. En iyi verim noktasında ise 40°'lik tasarım en düşük ENPY_G değeri ile en iyi kavitasyon performansını gösteren tasarım olmuştur.

Aşağıdaki şekilde en iyi verim noktası için kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı gösterilmiştir. Gaz fazındaki akışkan kanadın giriş kısmında ve emme tarafında görülmektedir. Renk konturlarına bakıldığında, su buharının kanadın ön yanak tarafına doğru olan bölgesinde yoğunlaştığı ve arka yanak tarafında olduğu görülmektedir. Belirtilen debide en kötü kavitasyon performansına sahip pompada gaz fazı kanadın giriş kısmının arka yanağa temas ettiği bölgeye kadar uzanırken, belirtilen debide en iyi kavitasyon performansına sahip olan son tasarımda böyle bir durum söz konusu değildir.



Şekil 4. 7 Farklı arka yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a)20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°

Bir önceki kısma benzer şekilde kanat yüklerinin dağılımı da aşağıdaki şekilde görülmektedir. En iyi verim noktasında tasarımların kavitasyon performansları birbirine yakın olduğundan kanat yükleri de benzer bir eğilim göstermektedir. Akım doğrultusu boyunca gaz fazının olduğu bölgelerde basıncın düşme eğilimi gösterdiği ancak sonrasında arttığı görülebilir.



Şekil 4. 8 Farklı arka yanak kanat giriş açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri
a) 20°, b) 32.27°, c) 40°, d) 50°

4.2 Örtme Açısının Etkisi

Çalışmanın bu kısmında örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi irdelenmiştir. Bir önceki bölümde olduğu gibi, örtme açısının ön ve arka yanaktaki düzlemlerde farklı değerlerinin olabileceği göz önüne alınarak ön yanaktaki örtme açısı

ve arka yanaktaki örtme açısının etkileri ayrı ayrı incelenmiştir. Nitekim üzerinde çalıştığımız referans pompanın ön ve arka yanak düzlemlerindeki örtme açıları da kanat giriş açıları gibi farklıdır. Kavitasyon testleri daha önceki çalışmalardakine benzer şekilde giriş basıncının adım adım düşürülmesi ile gerçekleştirilmiştir. Örtme açısının ön yanaktaki etkisi incelenirken arka yanaktaki değeri; arka yanaktaki etkisi incelenirken de ön yanaktaki değeri sabit tutulmuştur.

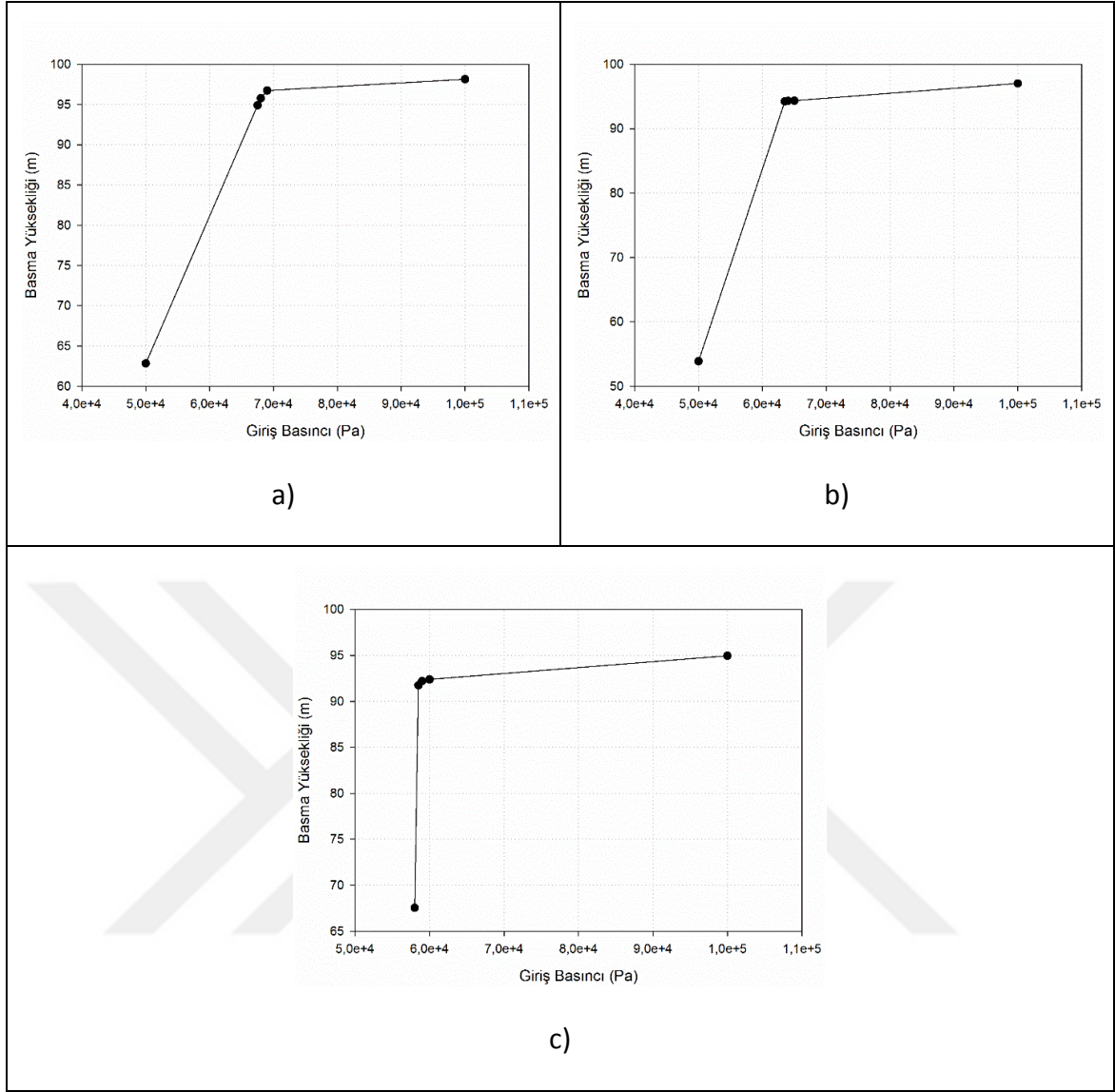
4.2.1 Ön Yanaktaki Örtme Açısının Etkisi

Referans pompanın ön yanaktaki değeri 81°'dir. Bu açı 101°'lik arka yanak örtme açısı sabit tutularak 10° arttırılıp 10° azaltılarak iki yeni tasarım daha oluşturulmuştur. Kavitasyon performansını incelemeyen önce pompanın basma yüksekliği değeri yine dört farklı debi değeri için iki fazlı HAD analizleri ile sayısal olarak elde edilmiştir ve sonuçlar aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 4. 6 Ön yanaktaki örtme açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi

ARKA YANAK ÖRTME AÇISI 101°	DEBİ (m ³ /h)	BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)		
		ÖN YANAK 71°	ÖN YANAK 81°	ÖN YANAK 91°
	74,8	93,98	92,73	90,47
	59,9	98,15	97,21	94,96
	49,7	99,45	99,13	97,24
	37,1	99,02	98,53	99

Yukarıdaki çizelgeden görüldüğü gibi, ön yanak açısının 10° azaltılması basma yüksekliği değerlerinde yaklaşık 1'er m'lik artışlara sebep olmuştur. Ön yanak açısının 10° artması ise parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliği değerlerine göre yaklaşık 2'şer m'lik artışlara neden olmuştur (en düşük debi değeri hariç). Bu durum, 10°'lik ön yanak örtme giriş açısı değişiminin pompanın basma yüksekliğinde %1-2 mertebesinde değişikliğe sebep olduğunu göstermektedir. Belirlenen ön yanak örtme açısı değerlerinde kavitasyon testleri yapılarak sonuçlar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Hemen arkasında verilen tabloda da ENPY_G değerleri dört farklı debi için detaylı bir şekilde verilmiştir.

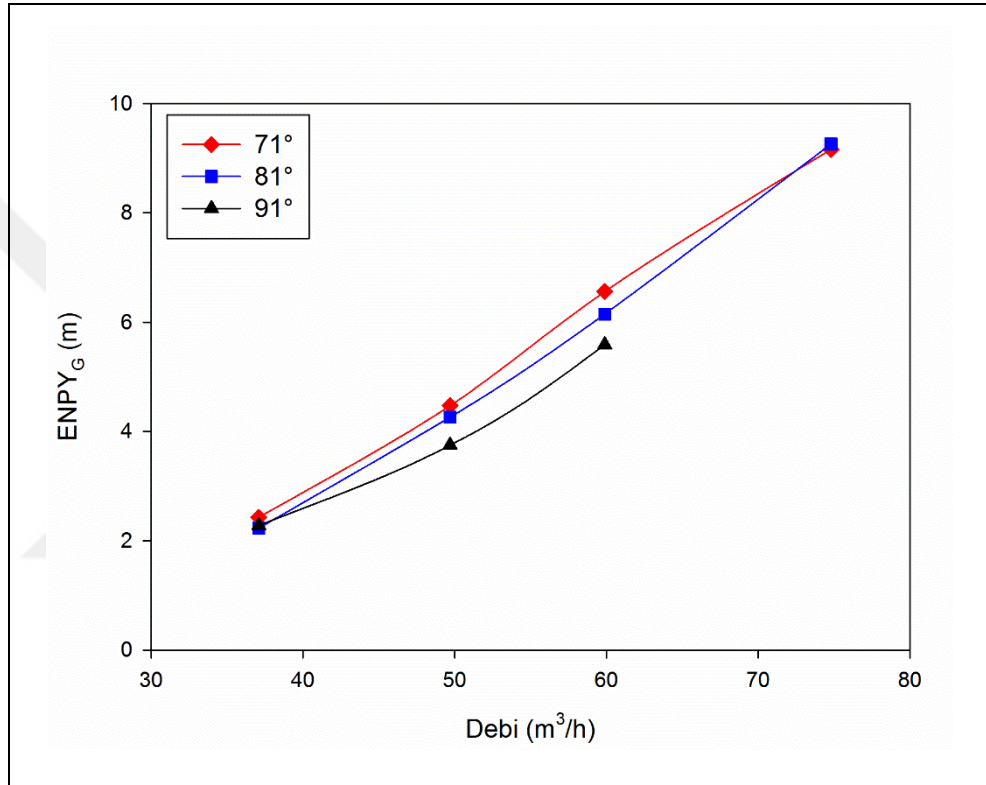


Şekil 4. 9 Farklı ön yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 71°, b) 81°, a) 91°

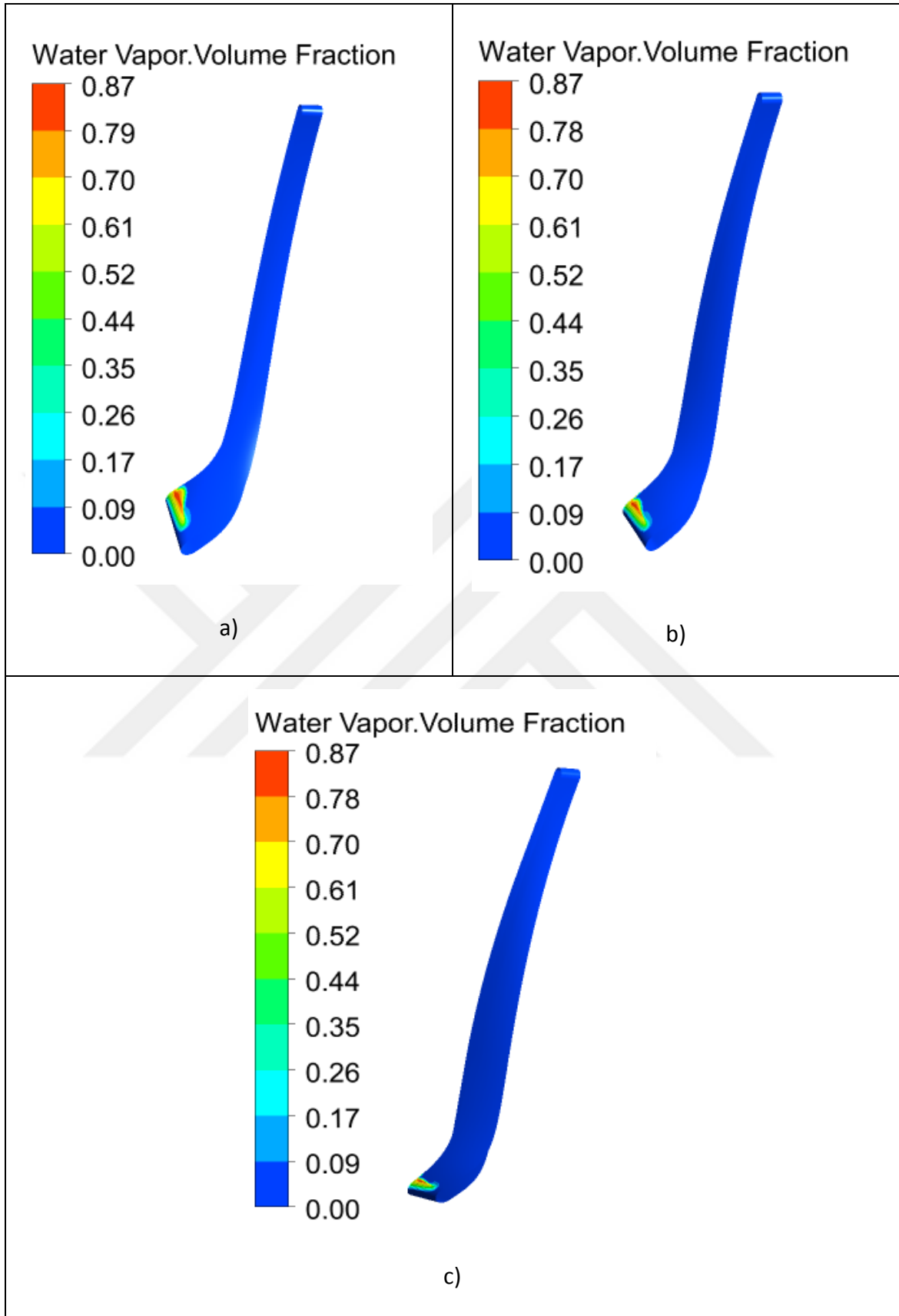
Çizelge 4. 7 Ön yanaktaki örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi

ARKA YANAK ÖRTME AÇISI 101°	DEBi (m ³ /h)	ENPY _G (m)		
		ÖN YANAK 71°	ÖN YANAK 81°	ÖN YANAK 91°
	74,8	9,16	9,26	KAVİTASYONLU
	59,9	6,56	6,15	5,59
	49,7	4,47	4,26	3,75
	37,1	2,43	2,23	2,28

Ön yanak örtme açısının azalması ile en yüksek debide pompanın kavitasyon performansı iyileşirken, diğer üç debide kötüleşmiştir. Bununla birlikte, ön yanak örtme açısının artması en yüksek debide pompanın kavitasyona maruz kalarak çalışmasına neden olmuştur. Buna rağmen, en iyi verim noktasında ve onun altındaki debide ise kavitasyon performansı kayda değer şekilde iyileşmiştir. En düşük debide ise kısmen bir kötüleşme söz konusudur. Üç farklı ön yanak örtme açısına sahip tasarımın $ENPY_G$ değerleri aşağıdaki şekilde grafik olarak verilmiştir.

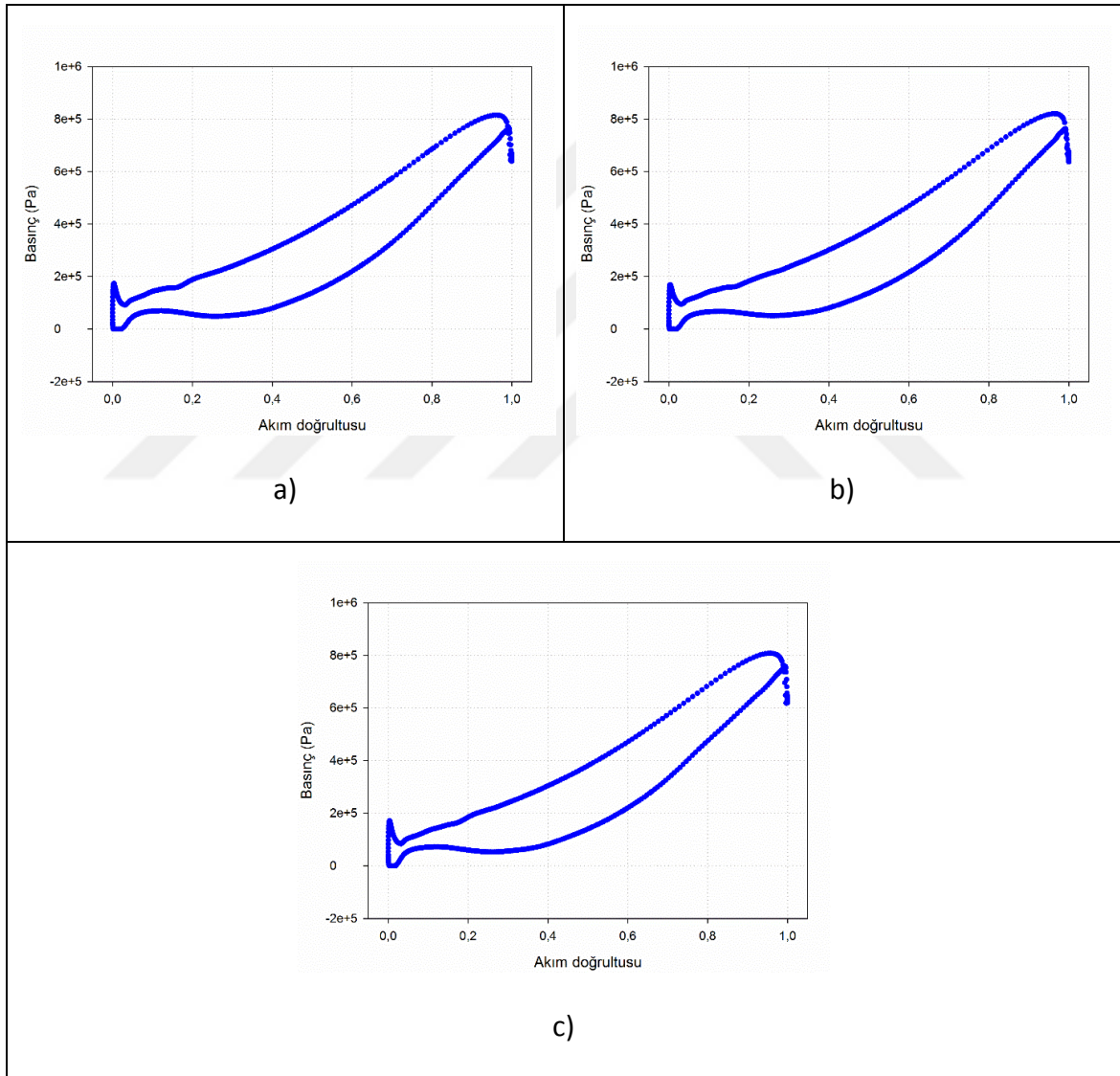


Şekil 4. 10 Farklı ön yanak örtme açılarında elde edilen $ENPY_G$ eğrileri



Şekil 4. 11 Farklı ön yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 71°, b) 81°, c) 91°

Kanat üzerindeki su buharı hacimsel oranlarına bakıldığında, en iyi verim noktasında en iyi kavitasyon performansını gösteren 91°'lik ön yanak örtme açısına sahip tasarımı konturların daha az yer kapladığı görülmektedir. Ancak unutulmamalıdır ki bu tasarım için en yüksek debi değerinde kavitasyonlu çalışma görülmektedir. Yukarıdaki şekilde referans pompa olan 81°'lik ön yanak örtme açısına sahip olan pompa ile birlikte diğer iki tasarım için kanat etrafındaki su buharı dağılımı görülmektedir. Kanat yüklerine bakıldığında da grafiklerin benzer formda olduğu anlaşılmaktadır. Aşağıdaki şekilde bu durum görülmektedir.



Şekil 4. 12 Farklı ön yanak örtme açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri a) 71°, b) 81°, c) 91°

4.2.2 Arka Yanaktaki Örtme Açısının Etkisi

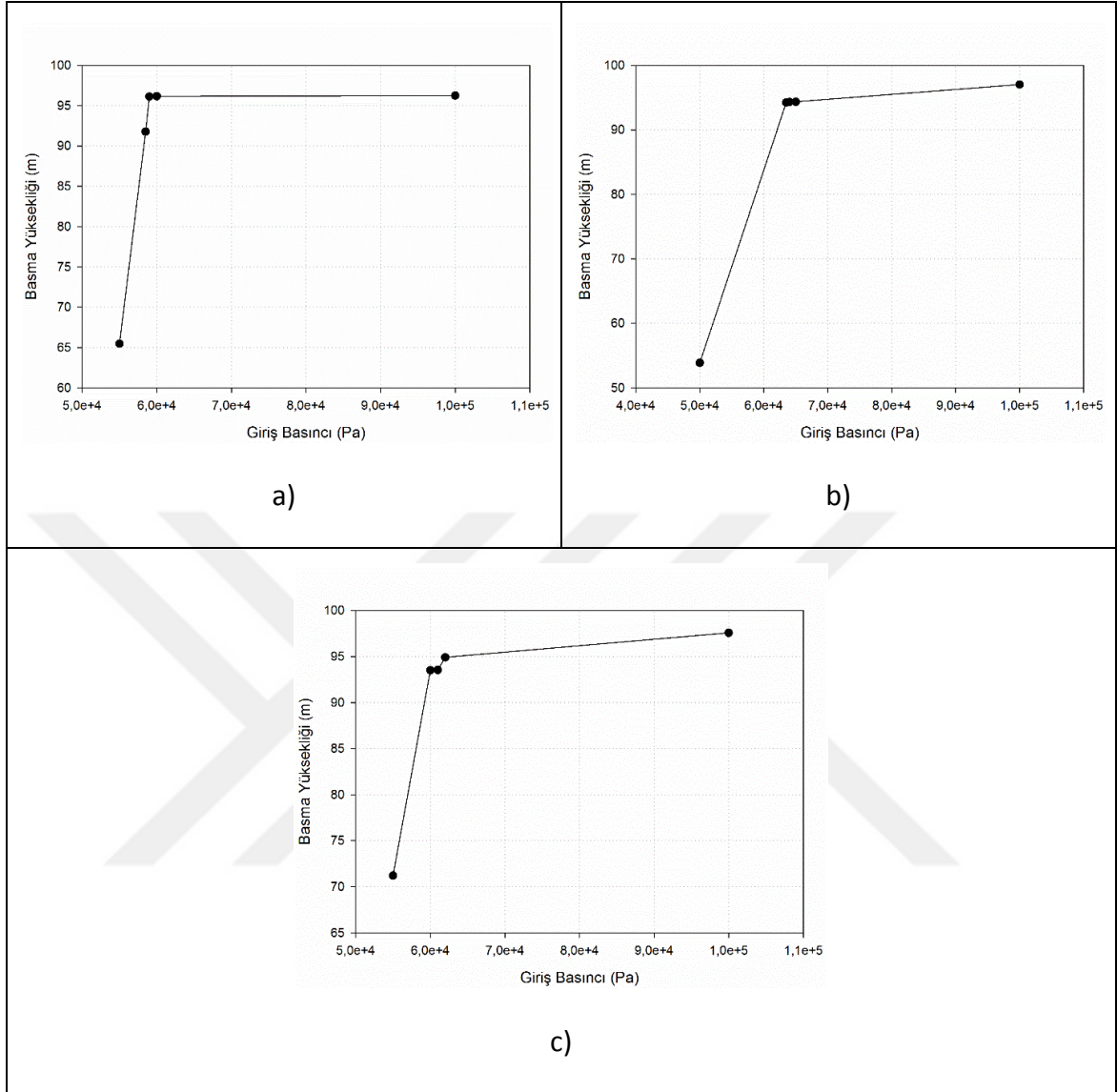
Arka yanak örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenirken 81°'lik ön yanak örtme açısı sabit tutulmuş ve arka yanak örtme açısı 10'ar derece arttırılıp azaltılarak iki yeni tasarım elde edilmiştir. Ancak, öncelikli olarak pompanın basma yüksekliğinin bu durumdan nasıl etkilendiği öncelikli olarak incelenmek istenmiştir. Bu doğrultuda, belirlenen dört farklı debi değeri için HAD analizleri gerçekleştirilerek pompa karakteristik eğrisinin nasıl değiştiği belirlenmiş ve sonuçlar aşağıdaki çizelgede detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

Çizelge 4. 8 Arka yanaktaki örtme açısının pompanın basma yüksekliğine etkisi

ÖN YANAK ÖRTME AÇISI 81°	DEBİ (m ³ /h)	BASMA YÜKSEKLİĞİ (m)		
		ARKA YANAK 91°	ARKA YANAK 101°	ARKA YANAK 111°
	74,8	54,11	92,73	93,40
	59,9	96,26	97,21	97,57
	49,7	98,62	99,13	98,45
	37,1	99,34	98,53	98,22

Tablodan görüldüğü gibi arka yanak örtme açısının 10'ar derece değişiminin pompanın basma yüksekliği üzerinde kayda değer bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Ancak, en yüksek debi değerinde 91°'lik arka yanak örtme açısına sahip olan tasarımın basma yüksekliği 54,11 m olarak hesaplanmıştır. Bu değer 92,73 m'lik basma yüksekliği değerine sahip olan referans parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliğinden hayli düşüktür. Dolayısıyla, bu tasarımın en yüksek debi değerinde kavitasyona maruz kalarak çalıştığı söylenebilir.

Çalışmanın bundan sonraki aşamasında HAD ile kavitasyon testleri sayısal olarak gerçekleştirilecek ve tasarımların belirlenen debi değerlerinde hangi basınçta %3'lük basınç düşüşü görüldüğü belirlenecektir. Aşağıdaki şekilde üç farklı tasarım için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testi sonuçları grafiklerle gösterilmektedir. Ayrıca, diğer debi değerinde yapılan kavitasyon testleri sonucunda elde edilen ENPY_G değerleri şeklin hemen arkasındaki çizelgede detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

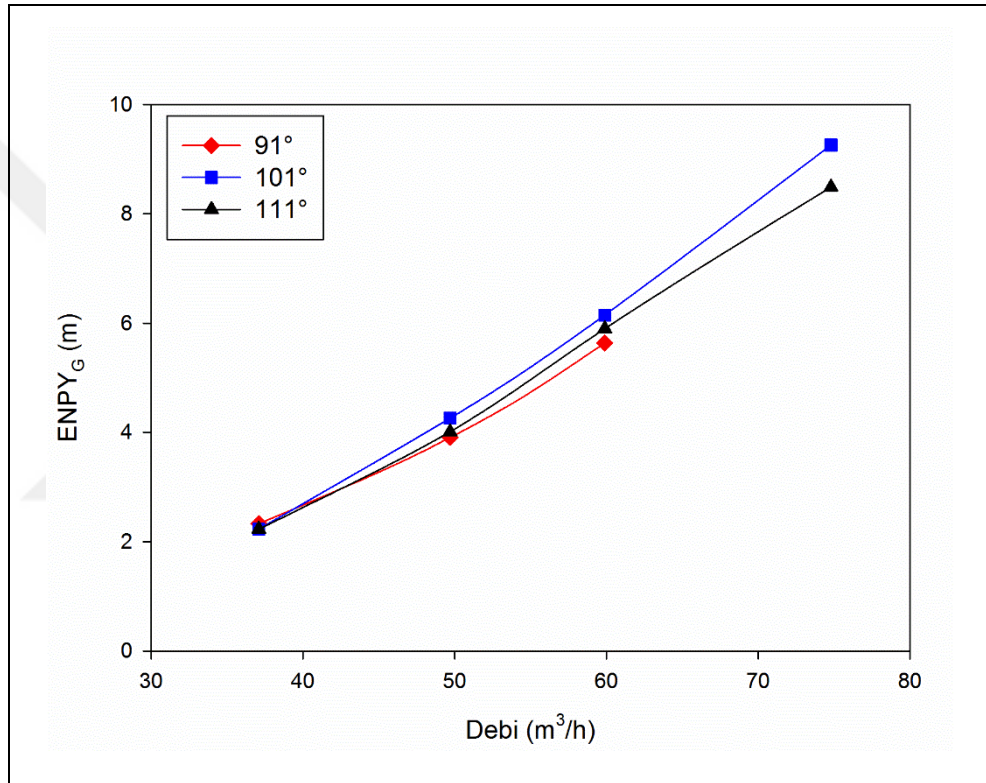


Şekil 4. 13 Farklı arka yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) 91°, b) 101°, c) 111°

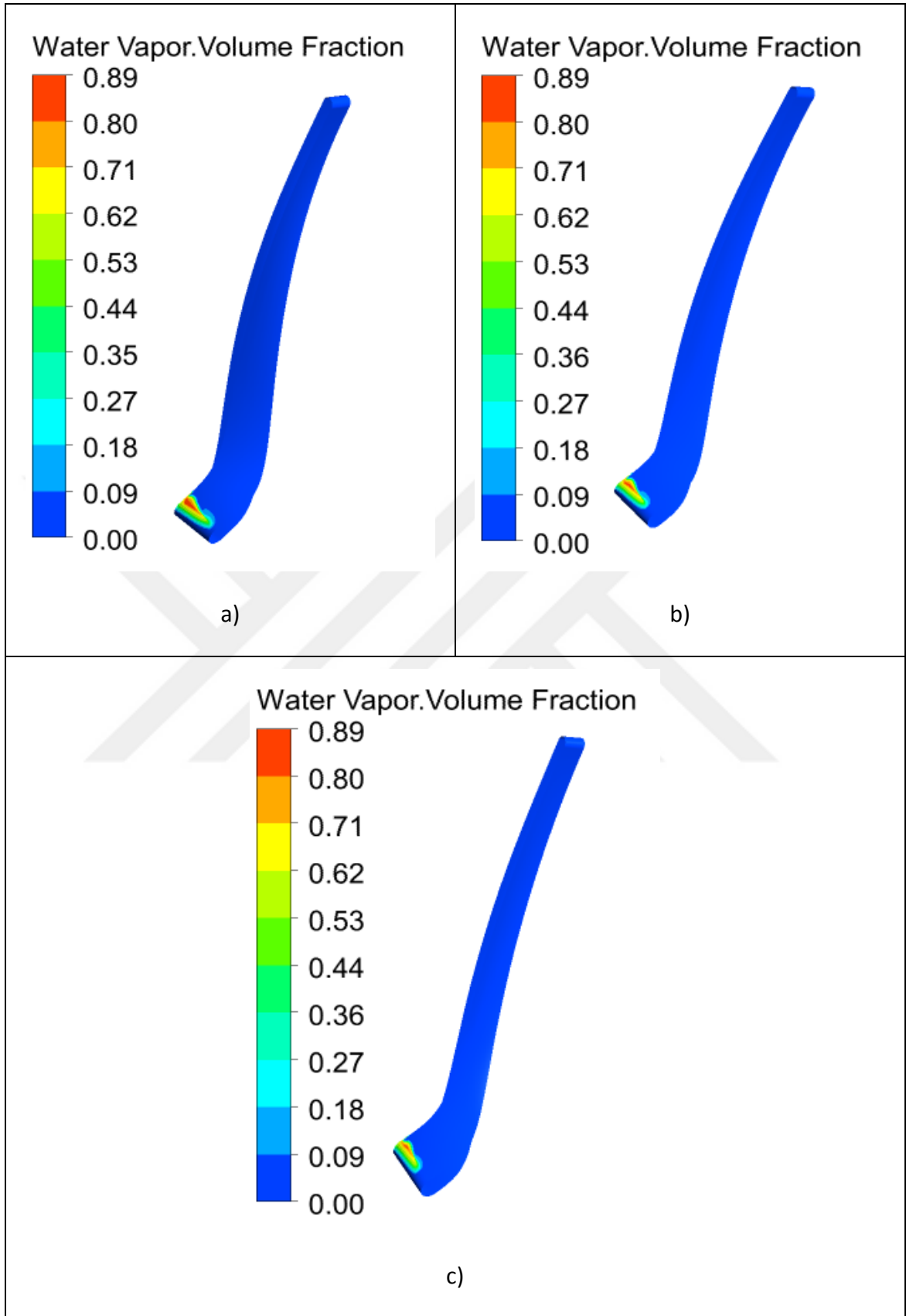
Çizelge 4. 9 Arka yanaktaki örtme açısının pompanın kavitasyon performansına etkisi

ÖN YANAK ÖRTME AÇISI	DEBİ (m ³ /h)	ENPY _G (m)		
		ARKA YANAK 91°	ARKA YANAK 101°	ARKA YANAK 111°
81°	74,8	KAVİTASYONLU	9,26	8,49
	59,9	5,64	6,15	5,90
	49,7	3,91	4,26	4,01
	37,1	2,33	2,23	2,23

Arka yanak örtme açısının hem 10° arttırılması hem de 10° azaltılması durumları, en iyi verim noktasında pompanın kavitasyon performansının iyileşmesini sağlamıştır. Arka yanak örtme açısının 111° olması ile pompanın kavitasyon performansı en düşük debi değeri dışında kayda değer bir şekilde iyileşmiştir. En düşük debide ise herhangi bir değişim görülmemiştir. Bununla birlikte, 91° 'lik arka yanak örtme açısında daha önce de belirtildiği gibi, en yüksek debide kavitasyon görülmüştür. Ayrıca, en düşük debi değerinde de kavitasyon performansında kısmi bir geriye gidiş söz konusudur. Her üç arka yanak örtme açısına sahip tasarımın $ENPY_G$ eğrileri aşağıdaki şekilde görülebilir.

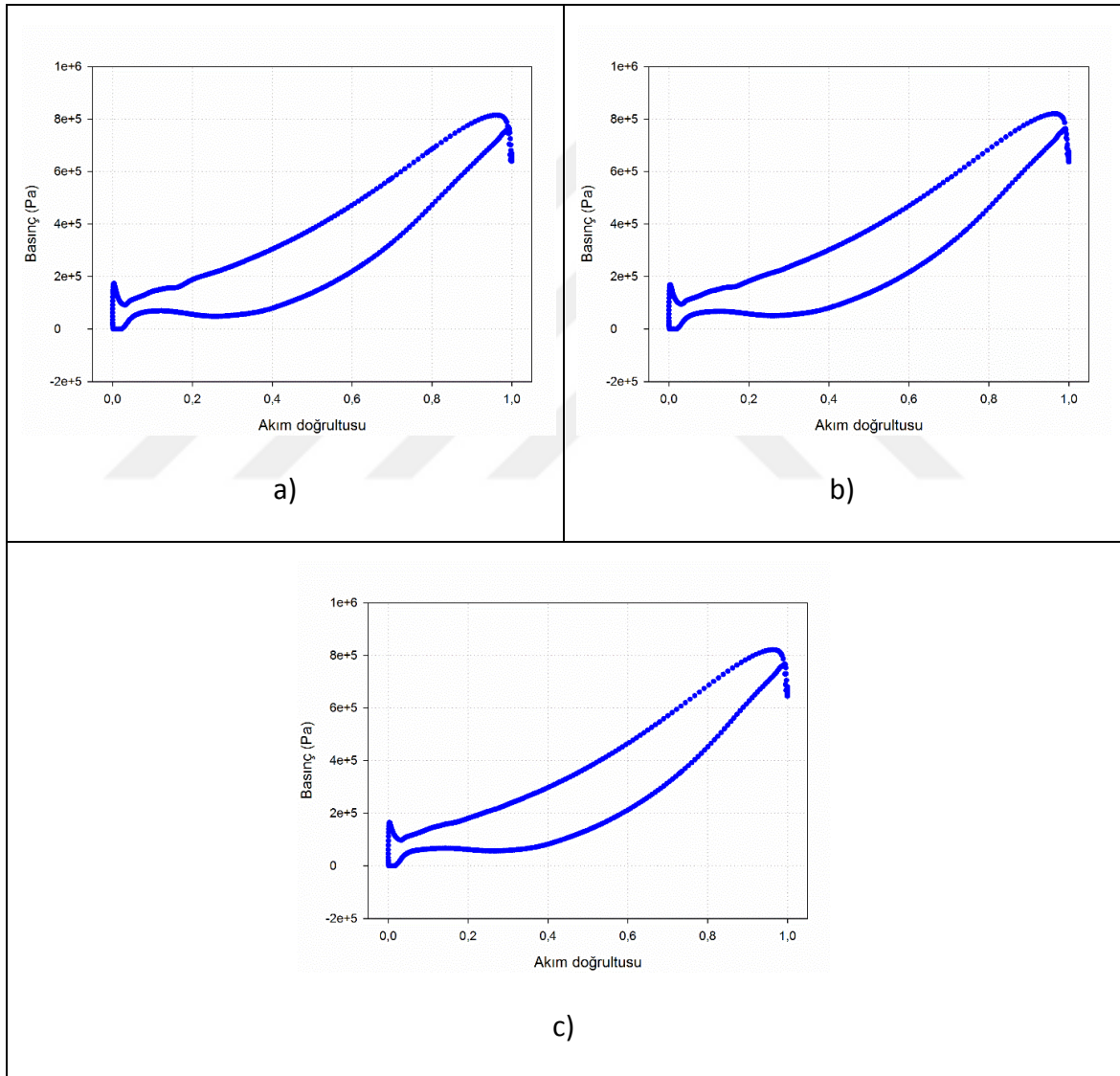


Şekil 4. 14 Farklı arka yanak örtme açılarında elde edilen $ENPY_G$ eğrileri



Şekil 4. 15 Farklı arka yanak örtme açıları için en iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 91°, b) 101°, c) 111°

Grafikten de görüldüğü gibi 111°'lik tasarımın ENPY_G eğrisi 101°'lik referans pompanın eğrisinin oldukça altındadır ve en yüksek debide ENPY_G değeri %8 azalmıştır. Bununla birlikte, en iyi verim noktasında 91°'lik tasarım en düşük ENPY_G değerine sahip olduğu halde en yüksek debide kavitasyona maruz kalarak çalışmaktadır. Bu nedenle, ENPY_G – Debi grafiği çizilirken 91°'lik tasarımın en yüksek debideki değeri grafiğe eklenmemiştir. Yukarıdaki şekilde üç farklı arka yanak örtme açısı değeri için gaz fazına geçmiş akışkanın hacimsel oranları gösterilmektedir. Kanat yüzeylerindeki basınç değerlerini akım doğrultusu boyunca gösteren kanat yükleri de aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4. 16 Farklı arka yanak örtme açıları için en iyi verim noktasındaki kanat yükleri a) 91°, b) 101°, c) 111°

Çalışmanın bu aşamasına kadar kanat giriş açısının ve örtme açısının ön ve arka yanaktaki değerinin pompanın kavitasyon performansına etkisi ayrı ayrı incelenmiştir.

Ancak, bu iki açının birlikte değişiminin pompanın kavitasyon performansını nasıl etkileyeceği de önemli bir konudur. Bu nedenle çalışmanın bundan sonraki aşamasında bu iki açının değişiminin kavitasyona etkisi birlikte incelenecektir.

4.3 Kanat Giriş Ve Örtme Açılarının Birlikte Etkisi

Kanat giriş ve örtme açılarının hem ön yanakta hem de arka yanaktaki değişiminin pompanın kavitasyon performansına nasıl etki ettiği ayrı ayrı incelendikten sonra bu iki açının eş zamanlı değişiminin etkisi incelenecektir. Bunun için ilk olarak belirlenen bir ön ve arka yanak örtme açısında, parametreleştirilmiş pompanın ön ve arka yanaktaki kanat giriş açısı değerleri kullanılarak bir tasarım yapılmış ve o tasarımın belirlenen dört farklı debi değerinde kavitasyon testi iki fazlı HAD analizleri ile yapılmıştır. Sonrasında, tıpkı kanat giriş açısının etkisi incelenirken yapıldığı gibi, örtme açıları sabit tutularak ön ve arka yanaktaki kanat giriş açıları sırasıyla değiştirilerek pompanın ENPY_G değerinin nasıl değiştiği incelenmiştir. Aynı işlem farklı örtme açısı değerlerinde tekrarlanarak çalışma tamamlanmıştır. Hatırlanacağı üzere, katı modeli üzerinden ölçüm alınan ve parametreleştirilen pompanın ön ve arka yanaktaki örtme açıları sırası ile 81° ve 101° idi.

Yukarıda anlatılan işlemler, 81°'lik ön yanak örtme açısı sabit tutularak 91° ve 111°'lik arka yanak açılara ilaveten; 101°'lik arka yanak örtme açısının sabit tutularak 71° ve 91°'lik ön yanak örtme açısına sahip toplam dört farklı grup için yapılmıştır. Her bir grupta, örtme açıları sabit tutularak ön ve arka yanaktaki kanat giriş açıları adım adım değiştirilmiş ve bu iki açının hem ön hem de arka yanaktaki değerlerinin pompanın kavitasyon performansına etkisi birlikte incelenmiştir. Daha önceki çalışmalarda yapıldığı gibi, pompanın kavitasyon performansını incelemenden önce elde edilen tasarımların pompanın basma yüksekliği değerini nasıl etkilediği irdelenmiştir. Aşağıdaki çizelgede farklı örtme açısı ve kanat giriş açısı değerlerinde en iyi verim noktasında pompanın basma yüksekliğinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Çizelge hazırlanırken örtme açısının ya da kanat giriş açısının ön yanaktaki etkisi incelenirken arka yanaktaki değerin sabit tutulduğu, arka yanaktaki etkisi incelenirken de ön yanaktaki değerinin değiştirilmediği unutulmamalıdır.

Çizelge 4. 10 En iyi verim noktasında kanat giriş ve örtme açılarının pompanın basma yüksekliğine etkisi

H (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			$\theta_{\text{arka yanak}} = 101^\circ$ için ÖN YANAK AÇISI			$\theta_{\text{ön yanak}} = 81^\circ$ için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	$\beta_{\text{arka yanak}} = 32,27^\circ$ için ÖN YANAK AÇISI	20°	97,10	96,10	95,27	96,15	96,10	97,09
		30°	98,04	97,44	94,26	96,75	97,44	96,78
		39,15°	98,15	97,05	94,96	96,26	97,05	97,57
		50°	99,22	97,21	96,34	97,26	97,21	97,95
	$\beta_{\text{ön yanak}} = 39,15^\circ$ için ARKA YANAK AÇISI	20°	98,01	96,91	94,63	97	96,91	97,71
		32,27°	98,15	97,05	94,96	96,26	97,05	97,57
		40°	97,75	96,03	95,38	95,50	96,03	97,36
		50°	96,70	95,28	84,89	94,71	95,28	96,03

Yukarıdaki tablodan da görüldüğü gibi en düşük basma yüksekliği değeri ön yanak örtme açısının 91° ve arka yanak kanat giriş açısının 50° olduğu durumda 84,89 m olarak elde edilmiştir. Bu esnada, arka yanak örtme açısı ve ön yanak kanat giriş açısı sabit tutulmuştur. Parametreleştirilmiş pompaya göre basma yüksekliğinde görülen 12 m'lik düşüşün sebebi pompanın kavitasyona maruz kalarak çalışmasıdır. Bu nedenle bahsi geçen tasarım en kötü tasarım olarak yerini almıştır. Öyle ki, en iyi verim noktasında bile kavitasyona maruz kalarak çalışmaktadır. Bahsi geçen tasarımda kavitasyonun etkisini daha detaylı görmek için Ek B'de kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranına ve Ek C'deki kanat yükü grafiklerine bakılabilir.

Bahsi geçen tasarımın dışındaki tüm diğer tasarımların basma yüksekliğinin parametreleştirilmiş pompanın 97,05 m'lik basma yüksekliği değerine yakın sonuçlar verdiği görülebilir. En iyi verim noktasında görülen en yüksek basma yüksekliği değeri 99,22 m ile 71° 'lik ön yanak örtme açısı ve 50° 'lik ön yanak kanat giriş açısına sahip olan

pompaya aittir. Bu değer parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliğinden %2,2 fazladır. Bununla birlikte kavitasyona maruz kalarak çalışan tasarım dışındaki en düşük basma yüksekliği değeri 94,26 m ile 91°'lik ön yanak örtme açısı ve 30°'lik ön yanak kanat giriş açısına sahip tasarımda görülmüştür. Bu basma yüksekliği değeri de parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliğinden %2,9 düşüktür. Dolayısıyla kavitasyona maruz kalan tasarımın dışındaki diğer tüm tasarımlarda pompanın basma yüksekliği, kanat giriş açısı ve örtme açısının değişiminden %3'ten az etkilenmiştir.

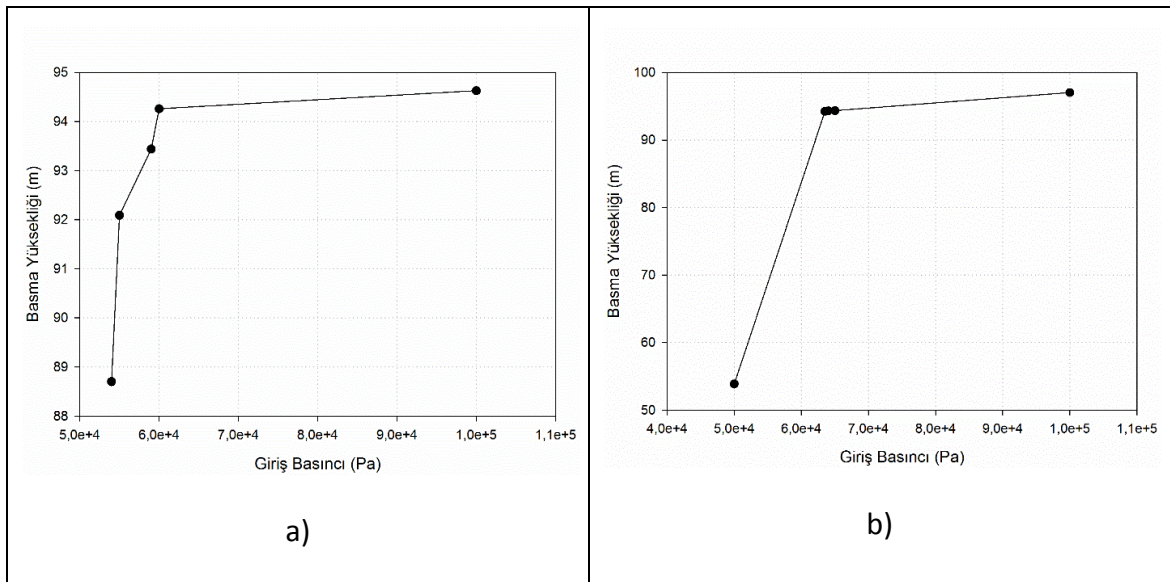
Çalışmanın bu kısmının son aşamasında her bir tasarımın ENPY_G değeri iki fazlı HAD analizleri yardımı ile hesaplanarak pompaların kavitasyon performansının nasıl değiştiği incelenecektir. Yine benzer şekilde, örtme açısı ve kanat giriş açılarının birer tanesi eş zamanlı olarak değiştirilirken diğerleri sabit tutulmuştur. Tasarımların ENPY_G değerleri aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 4. 11 En iyi verim noktasında kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkisi

ENPY _G (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			θ _{arka yanak} = 101° için ÖN YANAK AÇISI			θ _{ön yanak} = 81° için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	β _{arka yanak} = 32,27° için ÖN YANAK AÇISI	20°	6,40	5,90	5,64	5,54	5,90	6,15
		30°	6,56	5,59	5,44	5,59	5,59	5,90
		39,15°	6,56	6,15	5,59	5,90	6,15	5,64
		50°	6,51	5,54	5,54	5,74	5,54	6,15
	β _{ön yanak} = 39,15° için ARKA YANAK AÇISI	20°	6,25	5,90	5,23	5,64	5,90	5,74
		32,27°	6,56	6,15	5,59	5,90	6,15	5,64
		40°	7,12	5,49	5,74	5,64	5,49	6
		50°	6,25	5,79	6,05	5,79	5,79	5,64

Tasarımlar içerisinde en düşük $ENPY_G$ değerine sahip olan tasarım 5,23'lük değeri ile 91°'lik ön yanak örtme açısı ve 20°'lik arka yanak kanat giriş açısına sahip olan tasarımdır. Bu da parametreleştirilmiş pompaya kıyasla, en iyi verim noktasında %15'lik bir performans artışını beraberinde getirmektedir. Bununla birlikte, 71°'lik ön yanak örtme açısı ve 40°'lik arka yanak kanat giriş açısına sahip olan tasarım 7,12 m'lik $ENPY_G$ değeri ile %16'lık bir performans düşüşüne neden olmuştur. Genel itibarıyla, 71°'lik ön yanak örtme açısına sahip olan her tasarımın pompanın $ENPY_G$ değerini arttırdığı dolayısıyla kavitasyon performansını kötüleştirdiği görülmektedir. Ancak, bunun dışındaki diğer tüm tasarımlarda pompanın $ENPY_G$ değerinde az ya da çok bir azalma söz konusu olmuştur. Dolayısıyla, ön yanak örtme açısının azalmasının pompanın kavitasyon performansını olumsuz etkilediği, bunun dışında yapılan tüm açı değişimlerinin kavitasyon performansını arttırdığı ya da değiştirmedeği görülmektedir.

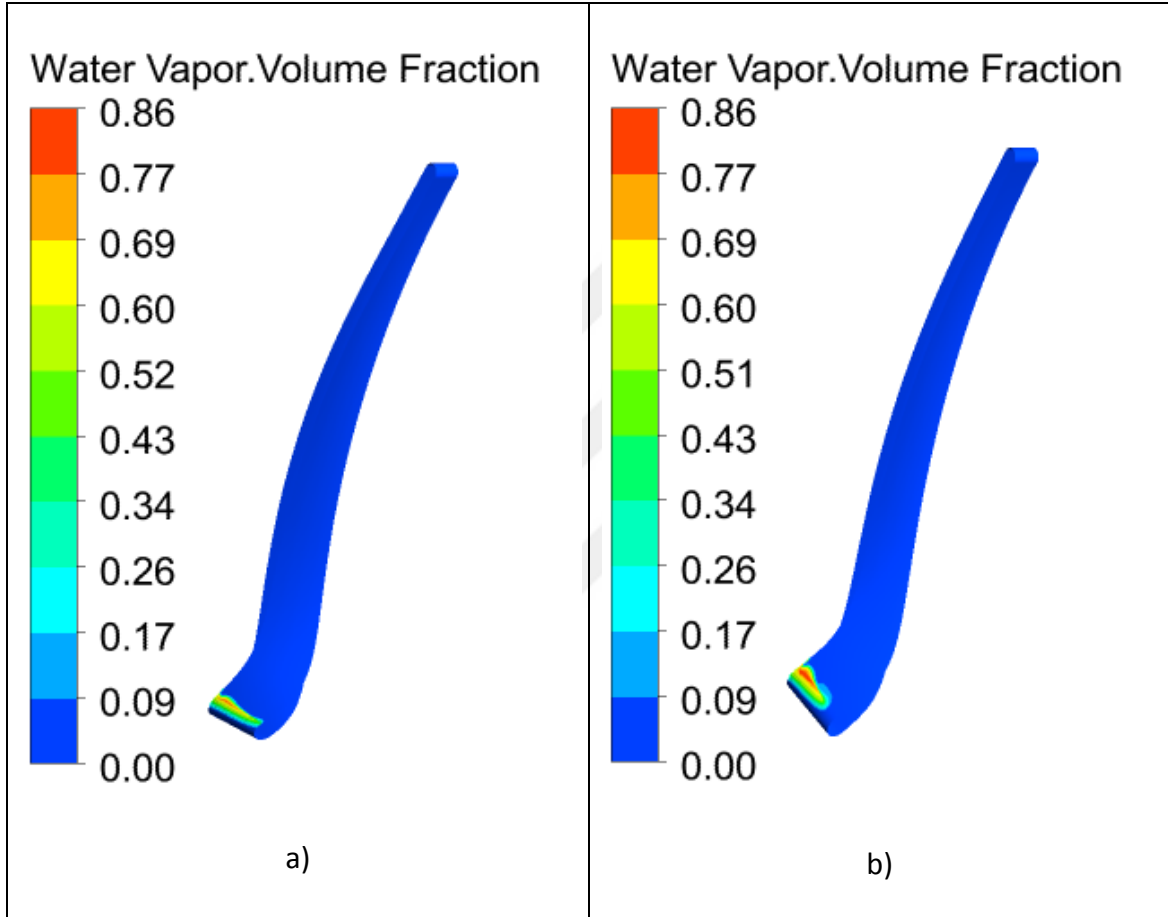
Çalışmanın bundan sonraki aşamasında en iyi tasarım ile parametreleştirilmiş pompa karşılaştırılacak; böylelikle pompanın kavitasyon performansındaki iyileşmenin kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranını ve kanat yüklerini nasıl değiştirdiği gözlemlenecektir. Aşağıdaki şekilde en iyi tasarımın en iyi verim noktasındaki kavitasyon testi parametreleştirilmiş pompanın kavitasyon testi ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4. 17 En iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testleri a) en iyi tasarım, b) parametreleştirilmiş pompa

Yukarıdaki kanat giriş ve örtme açılarının pompanın basma yüksekliğine etkisinin gösterildiği çizelgede ve en iyi verim noktasında yapılan kavitasyon testlerinde

görüldüğü üzere, en iyi tasarımın basma yüksekliği parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliğinden yaklaşık 2,5 m daha düşüktür. Bununla birlikte en iyi verim noktasında parametreleştirilmiş pompa 63500 Pa'lık basınçta tam gelişmiş kavitasyona maruz kalırken en iyi tasarım 54500 Pa'da kavitasyonlu olarak çalışmaktadır. Bu da pompanın en iyi verim noktasında kavitasyon performansının kayda değer bir şekilde arttığını göstermektedir.



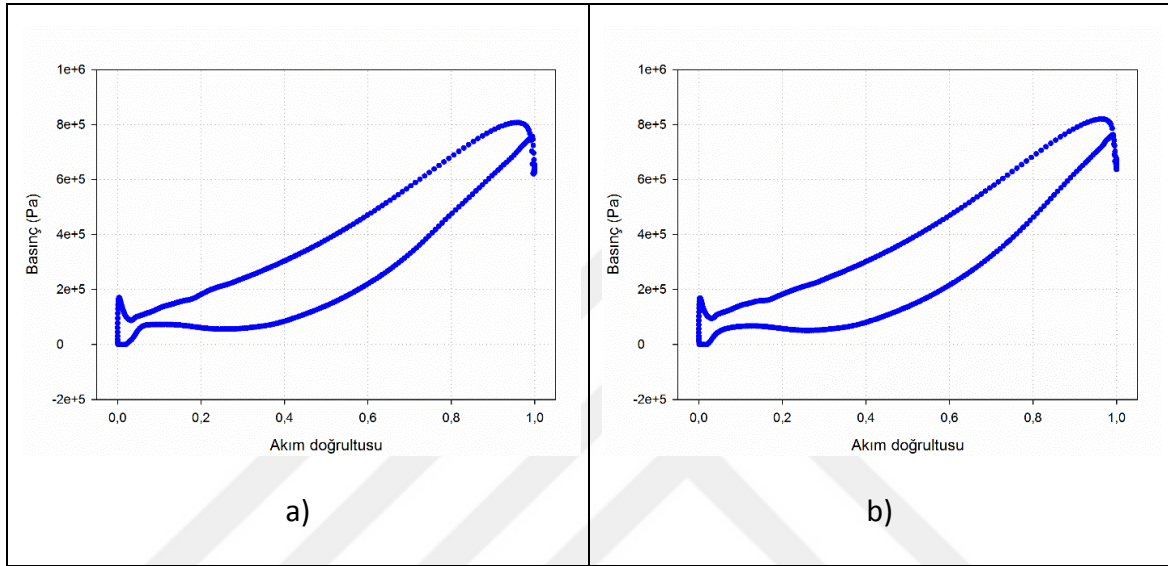
Şekil 4. 18 En iyi verim noktasında kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) en iyi tasarım, b) parametreleştirilmiş pompa

Daha önceki çalışmalarda gösterildiği gibi, kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı kavitasyonu görselleştirmek açısından önemlidir. Yukarıdaki şekilde en iyi verim noktası için en iyi tasarım ile parametreleştirilmiş pompanın kanat etrafında gaz fazındaki akışkanın hacimsel oranı görülmektedir.

Şekil incelendiğinde, kanadın emme kenarında parametreleştirilmiş pompadaki su buharı miktarının daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum, bahsi geçen pompanın ENPY_G değerinin neden daha yüksek çıktığını açıklamaktadır. Bununla birlikte, su buharı

kitlesinin kanadın ön yanağa temas eden kısımdan arka yanağa kadar uzanmadığı görülmektedir. En iyi tasarımda ise su buharı miktar olarak daha az olmasına rağmen kanadın ön yanağından arka yanağına kadar uzandığı görülmektedir.

Kavitasyonu görüntülemenin bir diğer yolu da kanat etrafındaki basınç dağılımını gösteren kanat yüklerine bakmaktır. Aşağıdaki şekilde en iyi verim noktası için en iyi tasarıma ve parametreleştirilmiş pompaya ait kanat yükleri görülmektedir.



Şekil 4. 19 En iyi verim noktasında kanat yükleri a) en iyi tasarım, b) parametreleştirilmiş pompa

Yukarıdaki kanat yükü şekillerinin benzer formda olduğu görülmektedir. Ancak, soldaki şekilde görülen kapalı hacmin sağdakinden daha büyük olduğu görülmektedir. Bu da akım doğrultusu boyunca kanadın emme ve basınç kenarları arasındaki basınç farkının daha fazla olduğunu; başka bir deyişle pompanın akışkana daha fazla basınç kazandırabildiğini göstermektedir. Bu durum da parametreleştirilmiş pompaya göre performans artışını açıklamaktadır.

Bu noktaya kadar olan tüm karşılaştırmalar pompanın en iyi verim noktasına göre yapılmıştır. Bilindiği gibi, pompaların yüksek debilerde çalıştırılmaları durumunda kavitasyona karşı olan hassasiyetleri de artmaktadır. Bu durum, pompa debisi arttıkça ENPY_G değerinin artmasından da anlaşılabilir.

Aşağıdaki çizelgede yüksek debide (74,8 m³/h) kanat giriş ve örtme açılarının pompanın basma yüksekliğine etkisi gösterilmiştir. Yukarıda bahsi geçen çalışmanın bir benzeri

HAD analizlerinde çıkış debisinin artırılması ile tekrarlanmış ve pompanın basma yüksekliğinin nasıl değiştiği hesaplanmıştır.

Çizelge 4. 12 Yüksek debide ($74,8 \text{ m}^3/\text{h}$) kanat giriş ve örtme açılarının pompanın basma yüksekliğine etkisi

H (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			$\theta_{\text{arka yanak}} = 101^\circ$ için ÖN YANAK AÇISI			$\theta_{\text{ön yanak}} = 81^\circ$ için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	$\beta_{\text{arka yanak}} = 32,27^\circ$ için ÖN YANAK AÇISI	20°	92,83	91,61	92,61	90,91	91,61	93,09
		30°	93,36	91,88	91,08	93,40	91,88	93,14
		39,15°	93,98	92,80	90,47	54,11	92,80	93,40
		50°	92,36	92,73	50,94	71,62	92,73	93,67
	$\beta_{\text{ön yanak}} = 39,15^\circ$ için ARKA YANAK AÇISI	20°	96,90	93,73	91,45	93,50	93,73	95,55
		32,27°	93,98	92,80	90,47	54,11	92,80	93,40
		40°	92,53	67,81	57,79	73,36	67,81	92,64
		50°	85,80	54,50	50,85	57,38	54,50	49,60

Çizelgeden de görüldüğü gibi, birçok tasarımın yüksek debide pompa girişindeki basınç düşürülmeden dahi kavitasyona maruz kaldığı görülmektedir. Öyle ki, pompa basma yükseklikleri bu debideki 92,80m'lik parametreleştirilmiş pompanın basma yüksekliği değerinin oldukça altında kalmıştır. Dolayısıyla, kavitasyon testi yapmadan bile bahsi geçen tasarımların yüksek debide kavitasyona maruz kalarak çalıştıkları söylenebilir. Örneğin, 39,15°'lik sabit ön yanak kanat giriş açısı için arka yanak kanat giriş açısının 50° olduğu tüm tasarımlar yüksek debide kavitasyona maruz kalarak çalışmaktadır (çizelgedeki en alt sıra). Bu nedenle, pompanın kavitasyon performansı iyileştirilirken en iyi verim noktası ile birlikte yüksek debi değerlerindeki kavitasyon performansı da göz önünde bulundurulmalıdır. Aşağıdaki çizelgede ön yanak ve örtme açısının birlikte değiştiği tasarımlar için yüksek debide yapılan kavitasyon testinin sonuçları görülmektedir.

Çizelge 4. 13 Yüksek debide (74,8 m³/h) kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkisi

ENPY _G (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			θ _{arka yanak} = 101° için ÖN YANAK AÇISI			θ _{ön yanak} = 81° için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	β _{arka yanak} =32,27° için ÖN YANAK AÇISI	20°	8,90	8,55	9,06	9,06	8,55	9
		30°	8,90	8,95	9,31	KAVİTAS YONLU	8,95	9,06
		39,15°	9,16	9,26	KAVİTAS YONLU	8,49	9,26	KAVİTAS YONLU
		50°	8,83	9,36	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU	9,36	8,90
	β _{ön yanak} =39,15° için ARKA YANAK AÇISI	20°	9,36	8,65	9,31	KAVİTAS YONLU	8,65	8,80
		32,27°	9,16	9,26	KAVİTAS YONLU	8,49	9,26	KAVİTAS YONLU
		40°	9,11	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU
		50°	9,67	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU	KAVİTAS YONLU

Yukarıdaki çizelgeden kanat giriş açısının (özellikle arka yanak) arttırılması sonucu birçok tasarımın kavitasyona maruz kalarak çalıştığı söylenebilir. Ön yanak açısının 71°'ye düşürülmesinin de pompanın kavitasyon performansını olumsuz olarak etkilediği görülmüş idi (Çizelge 4.11 sol sütün). Dolayısıyla, bu noktanın dışında kalan tasarımlarda genel olarak pompanın kavitasyon performansının iyileştiği söylenebilir.

Bununla birlikte, en iyi verim noktasında kavitasyon performansı iyileşirken yüksek debide ya beklenen iyileşme görülmemiş ya da iyileşme çok az olmuştur. Örneğin, en iyi verim noktasında 5,23 m'lik ENPY_G değerine sahip olan tasarımın yüksek debideki ENPY_G değeri 9,26 m'den 9,31 m'ye yükselmiştir. Bir başka tasarımda, (ön ve arka yanak örtme açıları sabit, arka yanak kanat giriş açısı 20°) yüksek debide 9,26 m olan ENPY_G değeri 8,65 m'ye düşürülebilmiş iken, en iyi verim noktasındaki 6,15 m'den

ancak 5,90 m'ye düşebilmiştir. Dolayısıyla, iyileştirme yapılırken hem en iyi verim noktasındaki hem de yüksek debideki durum göz önüne alınmalıdır.

En iyi verim noktasının altındaki iki debi değeri için, farklı kanat giriş ve örtme açlarına sahip tasarımların basma yüksekliklerinin ve $ENPY_G$ değerlerinin değişimi Ek D ve Ek E'de gösterilmiştir.



TAGUCHI OPTİMİZASYONU İLE POMPANIN KAVİTASYON PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Çalışmanın bu aşamasına kadar ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Öncelikle, açıların her birinin etkisi incelenirken diğer üç açı değeri sabit tutularak her bir açının pompanın kavitasyon performansına etkisi tek tek incelenmiştir. Sonrasında ise, kanat giriş ve örtme açılarının etkisi birlikte incelenerek sonuçlar çizelgelerde gösterilmiştir. Ancak, bu durumda bile bahsi geçen dört parametreden ancak ikisinin eş zamanlı değişimi yapılmıştır. Örneğin, ön yanak kanat giriş açısı değiştirilirken arka yanak kanat giriş açısı; ön yanak örtme açısı değiştirilirken de arka yanak örtme açısı sabit tutulmuştur. Bu dört parametrenin hepsinin aynı anda değişimi gibi bir durum söz konusu olmamıştır.

Taguchi optimizasyonu herhangi bir olaya etki eden parametrelerin tamamının eş zamanlı olarak değiştirilerek, parametrelerin belirlenen değişim adımları içinde en iyi tasarımın bulunmasına imkan tanıyan bir yöntemdir.

5.1 Deney Tasarımı

Deney tasarımı, çeşitli değişkenler (faktörler) ile onlara olan cevaplar (response) arasındaki ilişkinin bulunması anlamına gelmektedir. Dolayısıyla, aralarındaki ilişkinin bir denklem ile ifade edilmesi önemlidir. Değişkenler arasındaki etkileşim anlamlı (significant) ise denklemin etkileşim terimlerini içermesi gerekmektedir. Geleneksel deney tasarımında küçük hatalı bir denklemin elde edilmesi için çıktı karakteristiğine

etki eden değişkenler listelenerek deney tasarımı planlanmalıdır. Denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir [69].

$$z = f(M, q_1, q_2, \dots, q_n) \quad (5.1)$$

Burada, z çıktı karakteristiği, M girdi sinyali, $q_1, q_2, \dots, q_n$ de gürültü faktörleridir.

5.2 Taguchi Optimizasyonunun mevcut pompaya uygulanması

Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda Taguchi optimizasyonuna göre elde edilen matris aşağıdaki çizelgede görülmektedir.

Kaç parametrenin kaç seviye değişeceğine göre Taguchi deneyleri tasarlanır ve her bir tasarımda belirlenen parametrelerin hangi değeri alması gerektiği belirlenir. Tasarlanan deney sayısı parametre ve seviye sayısına göre belirlenir.

Taguchi optimizasyonuna göre 4 parametrenin 3'er seviye değişmesi durumunda elde edilen matris aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 5. 1 Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda Taguchi optimizasyonuna göre elde edilen matris

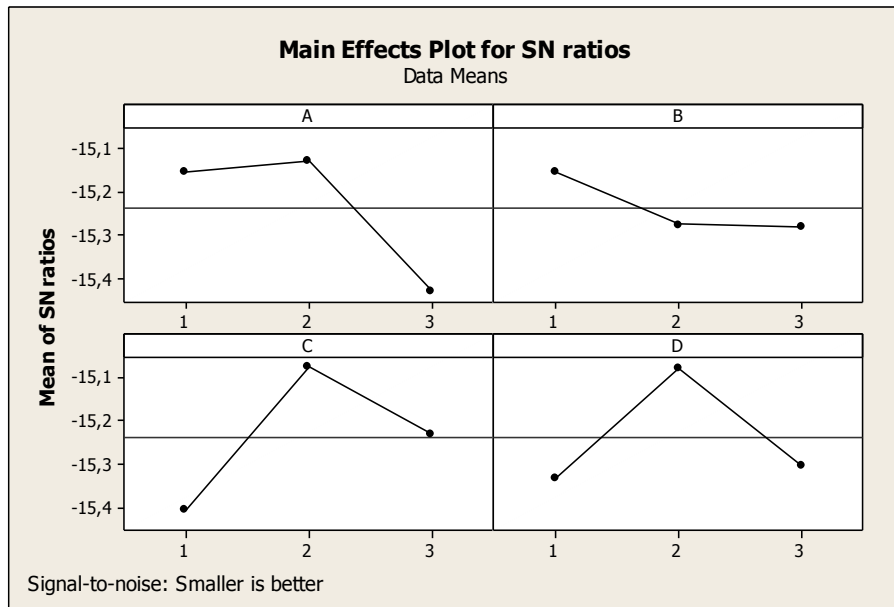
	Parametre 1	Parametre 2	Parametre 3	Parametre 4
Tasarım 1	1	1	1	1
Tasarım 2	1	2	2	2
Tasarım 3	1	3	3	3
Tasarım 4	2	1	2	3
Tasarım 5	2	2	3	1
Tasarım 6	2	3	1	2
Tasarım 7	3	1	3	2
Tasarım 8	3	2	1	3
Tasarım 9	3	3	2	1

Çizelgede, 4 parametrenin 3 seviye değişimi için 9 farklı deney tasarımı olması gerektiği görülmektedir. Aşağıdaki çizelgede işe bu matrise karşılık gelen parametrelerin her bir tasarım için değerleri ve minimize edilmek istenen ENPY_G değerleri görülmektedir.

Çizelge 5. 2 Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda elde edilen ENPY_G değerleri

	β ön yanak (°)	β arka yanak (°)	Θ ön yanak (°)	Θ arka yanak (°)	ENPY _G (m)
Tasarım 1	20	20	71	91	5,84
Tasarım 2	20	30	81	101	5,54
Tasarım 3	20	40	91	111	5,79
Tasarım 4	30	20	81	111	5,59
Tasarım 5	30	30	91	91	5,79
Tasarım 6	30	40	71	101	5,74
Tasarım 7	40	20	91	101	5,74
Tasarım 8	40	30	71	111	6,10
Tasarım 9	40	40	81	91	5,90

Yukarıdaki çizelgede her bir tasarımın ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açıları belirlenmiştir. Her bir tasarıma bir önceki bölümdeki gibi, kanat profili eldesi, sayısal çözüm ağı oluşturma ve HAD analizleri ile kavitasyon testleri sırasıyla uygulanarak ENPY_G değerleri elde edilmiştir. Sonrasında, istatistiki bir analiz ile ENPY_G değerlerini minimize etmek için parametrelerin sinyal gürültü oranları belirlenmiş ve aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 5. 1 Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranları

Şekilden de görüldüğü gibi ENPY_G değerlerini minimize etmek için A parametresinin (ön yanak kanat giriş açısı) 2. değerinden, B parametresinin (arka yanak kanat giriş açısı) 1. değerinden, C parametresinin (ön yanak örtme açısı) 2. değerinden ve D parametresinin (arka yanak örtme açısı) 2. Değerinden en yüksek oranda sinyal alınmaktadır. Bu da ön yanak kanat giriş açısının 30°, arka yanak kanat giriş açısının 20°, ön yanak örtme açısının 81°, arka yanak örtme açısının 101° olduğu tasarıma karşılık gelmektedir.

Bahsi geçen tasarım için kanat profili eldesi, sayısal çözüm ağı oluşturma ve HAD analizleri ile kavitasyon testleri sonucu elde edilen ENPY_G değerleri 5,33 m'dir ve 9 farklı tasarımın olduğu Taguchi deney tasarımı içinde elde edilen en düşük ENPY_G değerleridir.

Aşağıdaki çizelgede yukarıdaki şekilde görülen her bir parametreden alınan sinyal gürültü oranlarının sayısal değerleri verilmektedir. Bununla birlikte, belirlenen parametreler ve seviyeler için ENPY_G değerlerini minimize etmedeki parametrelerin etkisi gösterilmiştir. Çizelgeye göre bu deney tasarımı için ENPY_G minimizasyonu için ön yanak örtme açısının etkisi en çok (Etki 1), arka yanak kanat giriş açısının etkisi en azdır (Etki 4).

Çizelge 5. 3 Dört parametrenin üç seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranlarının değerleri

Seviye	β_1 ön yanak	β_1 arka yanak	θ ön yanak	θ arka yanak
1	-15,15	-15,15	-15,41	-15,33
2	-15,13	-15,28	-15,07	-15,08
3	-15,48	-15,28	-15,23	-15,30
Delta	0,30	0,13	0,33	0,26
Etki	2	4	1	3

Çalışmanın bir sonraki adımında Taguchi yöntemi yine aynı dört parametrenin 4 seviye değişimi ile tekrarlanmıştır. Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda Taguchi yöntemine göre elde edilen matris aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 5. 4 Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda Taguchi optimizasyonuna göre elde edilen matris

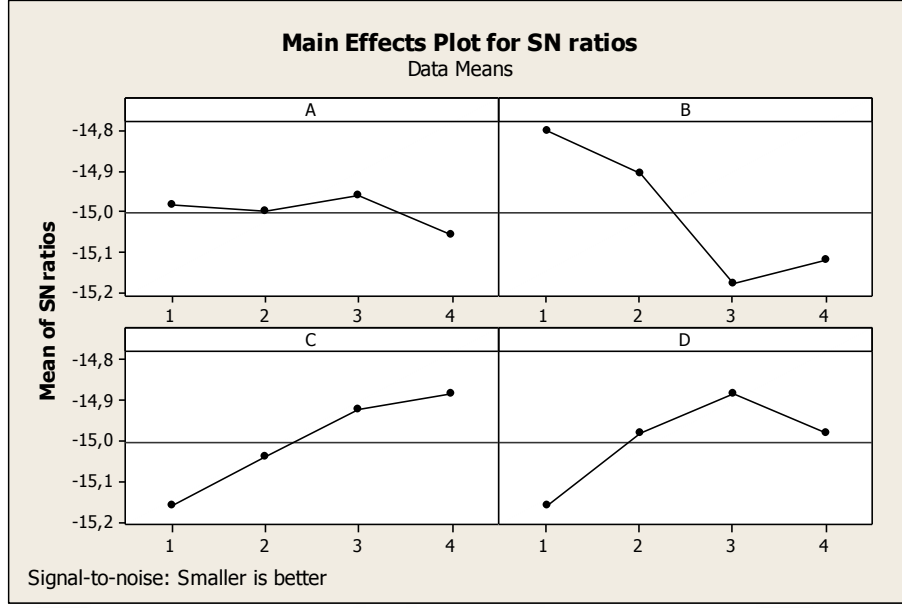
	Parametre 1	Parametre 2	Parametre 3	Parametre 4
Tasarım 1	1	1	1	1
Tasarım 2	1	2	2	2
Tasarım 3	1	3	3	3
Tasarım 4	1	4	4	4
Tasarım 5	2	1	2	3
Tasarım 6	2	2	1	4
Tasarım 7	2	3	4	1
Tasarım 8	2	4	3	2
Tasarım 9	3	1	3	4
Tasarım 10	3	2	4	3
Tasarım 11	3	3	1	2
Tasarım 12	3	4	2	1
Tasarım 13	4	1	4	2
Tasarım 14	4	2	3	1
Tasarım 15	4	3	2	4
Tasarım 16	4	4	1	3

İkinci bir Taguchi deney tasarımının yapılmasının nedeni seviye adımlarının daha da düşürülmesi sonucunda daha hassas bir inceleme yapabilmektir. Bir önceki Taguchi deney tasarımında seviye adımları 10'ar derece olarak belirlenmişti. Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda oluşturulan 16 tasarımlık Taguchi deney setinde seviyelerin adımları 5'er derece olarak belirlenmiştir. Yine ön ve arka yanak açıları 20°, ön yanak örtme açısı 71° ve arka yanak örtme açısı 91°'den başlamak üzere 5'er derecelik artışlar ile 4 kez arttırılarak 16 farklı tasarım elde edilmiş ve her biri için bir önceki Taguchi yöntemindeki prosedür izelenerek ENPY_G değerleri hesaplanmıştır. Sonuçlar aşağıdaki çizelgede görülmektedir.

Çizelge 5. 5 Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen ENPY_G değerleri

	β ön yanak (°)	β arka yanak (°)	Θ ön yanak (°)	Θ arka yanak (°)	ENPY _G (m)
Tasarım 1	20	20	71	91	5,84
Tasarım 2	20	25	76	96	5,54
Tasarım 3	20	30	81	101	5,54
Tasarım 4	20	35	86	106	5,54
Tasarım 5	25	20	76	101	5,39
Tasarım 6	25	25	71	106	5,59
Tasarım 7	25	30	86	91	5,74
Tasarım 8	25	35	81	96	5,79
Tasarım 9	30	20	81	106	5,39
Tasarım 10	30	25	86	101	5,54
Tasarım 11	30	30	71	96	5,74
Tasarım 12	30	35	76	91	5,74
Tasarım 13	35	20	86	96	5,39
Tasarım 14	35	25	81	91	5,59
Tasarım 15	35	30	76	106	5,95
Tasarım 16	35	35	71	101	5,74

16 farklı tasarım için hesaplanan ENPY_G değerleri içinde en düşük değer 5 ve 9 numaralı tasarımlara aittir. Bu tasarımlara ait 5,39 m'lik ENPY_G değeri bir önceki Taguchi analizi sonucu elde edilen 5,33 m'lik değere oldukça yakındır. Bahsi geçen 16 tasarım benzer bir istatiski analize tabi tutularak yine her bir parametrenin her seviyesinden elde edilen sinyal gürültü oranlarına göre ENPY_G değerini minimize eden tasarım elde edilmeye çalışılacaktır. ENPY_G değerini minimize etmek üzere, aynı dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 5. 2 Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranları

Şekle göre, A parametresinin (ön yanak kanat giriş açısı) 3. değerinden, B parametresinin (arka yanak kanat giriş açısı) 1. değerinden, C parametresinin (ön yanak örtme açısı) 4. değerinden ve D parametresinin (arka yanak örtme açısı) 3. Değerinden en yüksek oranda sinyal alınmaktadır. Bu da ön yanak kanat giriş açısının 30° , arka yanak kanat giriş açısının 20° , ön yanak örtme açısının 86° , arka yanak örtme açısının 101° olduğu tasarıma karşılık gelmektedir. İstatistiki analiz sonucu elde edilen en iyi tasarımın doğrulaması için parametrelerin belirlenen değerleri girilerek yeni bir tasarım elde edilmiş ve bu tasarımın ENPY_G değeri 5,28 m olarak hesaplanmıştır.

Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranlarının değerleri aşağıdaki çizelgede detaylı olarak gösterilmiştir. Yeni durumdaki taguchi deney tasarımında ENPY_G'yi minimize etmede bahsi geçen parametrelerin etkisi sırası ile arka yanak kanat giriş açısı (Etki 1), ön yanak örtme açısı (Etki 2), arka yanak örtme açısı (Etki 3) ve ön yanak kanat giriş açısı (Etki 4) olmuştur.

Çizelge 5. 6 Dört parametrenin dört seviye değişmesi durumunda elde edilen sinyal gürültü oranlarının değerleri

Seviye	β_1 ön yanak	β_1 arka yanak	θ ön yanak	θ arka yanak
1	-14,98	-14,80	-15,16	-15,16
2	-15	-14,91	-15,04	-14,98
3	-14,96	-15,18	-14,92	-14,89
4	-15,06	-15,12	-14,89	-14,98
Delta	0,10	0,38	0,28	0,28
Etki	4	1	2	3

Bu bölümde Taguchi yöntemi kullanılarak pompanın kavitasyon performansını iyileştirilmek istenmiş ve bu doğrultuda olayı karakterize ettiği belirlenen dört parametrenin sırasıyla üçer ve dörder seviye değişmesi durumunda en iyi kavitasyon performansı gösteren tasarımlar elde edilmiştir. Yöntemin ilk uygulamasında seviye adımları her bir açı için 10'ar derece, ikinci uygulamasında ise 5'er derece olarak belirlenmiştir. Bu iki uygulama sonucu elde edilen en iyi tasarımın aşağıdaki çizelgede karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5. 7 Taguchi optimizasyonunun iki farklı uygulaması sonucu elde edilen en iyi tasarımlar

En İyi Tasarım	β ön yanak (°)	β arka yanak (°)	θ ön yanak (°)	θ arka yanak (°)	ENPY _G (m)
1. Uygulama	30	20	81	101	5,33
2. Uygulama	30	20	86	101	5,28

Çizelgeden de görüldüğü gibi Taguchi yönteminin iki ayrı uygulamasının ardından, ön yanak örtme açısı hariç diğer üç açı değeri için istatistiki analiz sonucunda aynı değerler elde edilmiştir. Olaya etkiyen parametrelerin seviye adımlarının düşürülmesi sonucu yapılan ikinci uygulamada ön yanak açısının 86° olmasının en iyi kavitasyon performansını sağlayacağı ortaya çıkmış ve bunun sonucunda da ENPY_G değeri 5,33 m'den 5, 28 m'ye düşmüştür.

Taguchi yöntemin uygulanması sonucu en iyi kavitasyon performansı gösteren tasarıma ait aç ı değ erlerini değ il, değ iş im adımları iç erisindeki en iyi performansı gösteren tasarımı iş aret ettiğ i unutulmamalıdır. Aç ı değ iş im adımları dı ş ında kalan herhangi bir değ erin sonuçları g örüntülenemektedir. Bu nedenle, aç ı değ erlerinin değ iş im adımları k üç ültüldüğ ünde daha hassas sonuçlar elde edilebilecektir. Ancak bu da HAD analizi iç in ayrılan sürenin daha da artmasına neden olacaktır.



SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında kavitasyon problemi yaşayan ticari bir santrifüj pompanın kavitasyon performansı iyileştirilmiştir. Pompanın kavitasyon performansını etkileyen en önemli parametre kanat giriş açısı ve örtme açısı olarak belirlenmiş ve bu iki açının pompanın ön ve arka yanaktaki değerlerinin etkisi ayrı ayrı ele alınarak incelenmiştir. Pompanın kavitasyon performansını iyileştirirken basma yüksekliği değerleri de irdelenerek pompa karakteristik eğrisinden ne ölçüde uzaklaşıldığı göz önünde bulundurulmuştur.

6.1 Sonuçlar

- Yapılan açı değişimleri sonucu, tek bir tasarım dışında, en iyi verim noktasında pompanın basma yüksekliğindeki değişim $-2,9$ - $+2,2$ aralığındadır. Bu da, bahsi geçen açıların değişiminin pompa karakteristik eğrisine etkisinin oldukça düşük olduğunu göstermektedir.
- Tasarımların bir tanesinde pompa en iyi verim noktasında kavitasyona maruz kalarak çalışmaktadır.
- En iyi verim noktasında en iyi kavitasyon performansı gösteren tasarım ön yanak örtme açısının artışı ve arka yanak kanat giriş açısının azalışı sonucu ortaya çıkmıştır. Bahsi geçen tasarımın en iyi verim noktasındaki basma yüksekliğinde $2,5$ 'lik bir azalma söz konusudur.

•En iyi tasarımın en iyi verim noktasında kavitasyon performansındaki artış yaklaşık %15'tir. Ayrıca, bahsi geçen tasarımında en düşük debi değeri hariç tüm debilerde kavitasyon performansında artış görülmüştür.

•Aşağıdaki çizelgede pompanın en verimli noktasında ve yüksek debide ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açılarının değişimi ile pompanın kavitasyon performansının nasıl değiştiği görülmektedir. Dikkat edilirse, herhangi bir açı değerinin değişiminin pompanın kavitasyon performansını en verimli noktada ve yüksek debide genel olarak birbirinin tersi yönde etkilediği görülmektedir.

Çizelge 6. 1 Ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açılarının pompanın kavitasyon performansına etkisi

	EN VERİMLİ NOKTADA	YÜKSEK DEBİDE
β_1 ön yanak (39,15°) artışı	İyileşti	Kötüleşti
β_1 ön yanak (39,15°) azalışı	İyileşti – İyileşme azaldı	İyileşti
β_1 arka yanak (32,27°) artışı	İyileşti – İyileşme azaldı	Kötüleşti (Kavitasyona girdi)
β_1 arka yanak (32,27°) azalışı	Kötüleşti	İyileşti
θ_1 ön yanak (81°) artışı	İyileşti	Kötüleşti (Kavitasyona girdi)
θ_1 ön yanak (81°) azalışı	Kötüleşti	İyileşti
θ_1 arka yanak (101°) artışı	İyileşti	İyileşti
θ_1 arka yanak (101°) azalışı	İyileşti	Kötüleşti (Kavitasyona girdi)

•Ön yanak örtme açısının hem artışı hem de azalışı, pompanın en iyi verim noktasındaki kavitasyon performansını arttırmaktadır.

•Arka yanak kanat giriş açısının artışı en iyi verim noktasında pompanın kavitasyon performansını arttırmakta, azalışı ise düşürmektedir.

•Ön yanak örtme açısının artışı en iyi verim noktasında pompanın kavitasyon performansını arttırmakta, azalışı ise düşürmektedir.

- Arka yanak örtme açısının hem artışı hem de azalışı en iyi verim noktasında pompanın kavitasyon performansını arttırmaktadır.
- Ön yanak örtme açısının azalması en iyi verim noktasında pompanın kavitasyon performansını düşürmesine rağmen en yüksek debide kavitasyon performansını arttırmıştır.
- Taguchi yönteminin iki farklı uygulamasında da benzer en iyi tasarımlar elde edilmiştir. Belirlenen dört parametrenin üçü için aynı açı değerleri bulunmuştur. Yöntemin ikinci uygulamasında farklı değer bulunan parametrenin sayısal değeri, ilk uygulamanın değişim adımları arasında yer almamaktadır.

6.2 Öneriler

- Herhangi bir açının artışı ya da azalışının pompaların kavitasyon performansını artırıp azaltıldığını söylemek güçtür. O nedenle, herhangi bir pompanın kavitasyon performansı iyileştirilmek istendiğinde her bir pompa ayrı ayrı ele alınarak vaka analizi çalışması yapılmalıdır.
- Çalışma boyunca örtme açısı ve kanat giriş açısının etkisi birlikte incelenmiştir. Her bir tasarım için HAD ile giriş basıncı adım adım düşürülerek iki fazlı kavitasyon testleri yürütülmüştür. Daha hassas sonuçlar için kavitasyon testi sırasında basınç düşüşü adımları daha da azaltılabilir. Bu durum beraberinde çözüm süresinin uzamasını getirecektir.
- Çalışmada ön ve arka yanaktaki örtme ve kanat giriş açıları 10° arttırılıp azaltılarak durumun pompanın kavitasyon performansına etkisi incelenmiştir. Bu açıların değişimi birer adım daha arttırılıp azaltılırsa daha kapsamlı sonuçlar elde edilebilir. Bu işlem yapılırken ön ve arka yanak kanat giriş açıları da eş zamanlı olarak değiştirilecek ise bu durum çözüm süresinin ciddi bir şekilde artmasına neden olacaktır.
- Açı değişimlerinin etkilerini daha detaylı görmek için değişim adımları daha da küçültülebilir.
- Herhangi bir optimizasyon yöntemi kullanılarak en iyi tasarımın için ön ve arka yanaktaki kanat giriş ve örtme açılarının değerleri elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Şen, M. (2003). "Santrifüj pompalar ve pompa tesisatları", MAS, İstanbul.
- [2] Ayder, E. Ve Kalmanoğlu U. (2006). "Pompa el kitabı", TürboSan, İstanbul.
- [3] Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., & Engin, T. (2012). "Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları", İkinci Baskı, Güven Kitabevi, İstanbul.
- [4] Srinivasan, K. M. (2008). "Rotodynamic pumps (centrifugal and axial)", New Age International Press, New Delhi.
- [5] Nelik, L. (1999). "Centrifugal & Rotary Pumps: Fundamentals With Applications", CRC Press, USA.
- [6] Bachus, L., ve Custodio, A. (Eds.). (2003). "Know and understand centrifugal pumps", Elsevier Press, Amsterdam.
- [7] Nourbakhsh, A., Jaumotte, A., Hirsch, C., ve Parizi, H. B. (2008). "Turbopumps and pumping systems", Springer-Verlag Press, Berlin.
- [8] Hofmann, M., Stoffel, B., Friedrichs, J., ve Kosyna, G., (2001) "Similarities and Geometrical Effects on Rotating Cavitation in Two Scaled Centrifugal Pumps", 4th International Symposium on Cavitation, June 20-23, Pasadena, CA, USA.
- [9] Iga, Y., Nohml, M., Goto, A., ve Ikohagi, T. (2004). "Numerical Analysis of Cavitation Instabilities Arising in the Three-Blade Cascade", Journal of Fluids Engineering, 126(3):419-429.
- [10] Kyparissis, S.D., ve Margaris, D.P. (2012). "Experimental Investigation and Passive Flow Control of a Cavitating Centrifugal Pump", International Journal of Rotating Machinery, 2012.
- [11] Fu, Q., Zhang, F., Zhu, R., ve He, B. (2016). "A Systematic Investigation on Flow Characteristics of Impeller Passage in a Nuclear Centrifugal Pump under Cavitation State", Annals of Nuclear Energy, 97:190-197.
- [12] Mani, K.V., Cervone, A., ve Hickey, J.P. (2017). "Turbulence Modeling of Cavitating Flows in Liquid Rocket Turbopumps", Journal of Fluids Engineering, 139(1):011301.
- [13] Ye, Y., Zhu, X., Lai, F., ve Li, G. (2017). "Application of the Semi-Analytical Cavitation Model to Flows in a Centrifugal Pump", International Communications in Heat and Mass Transfer, 86:92-100.

- [14] Zhang, F., Yuan, S., Fu, Q., Pei, J., Böhle, M., ve Jiang, X. (2017). "Cavitation-Induced Unsteady Flow Characteristics in the First Stage of a Centrifugal Charging Pump", *Journal of Fluids Engineering*, 139(1):011303.
- [15] Lorusso, M., Capurso, T., Torresi, M., Fortunato, B., Fornarelli, F., Camporeale, S.M., ve Monteriso, R. (2017). "Efficient CFD Evaluation of the NPSH for Centrifugal Pumps", *Energy Procedia*, 126:778-785.
- [16] Li, W.G. (2016). "Modeling Viscous Oil Cavitating Flow in a Centrifugal Pump", *Journal of Fluids Engineering*, 138(1):011303.
- [17] Siddique, M.H., Bellary, S.A.I., Samad, A., Kim, J.H., ve Choi, Y.S. (2017). "Experimental and Numerical Investigation of the Performance of a Centrifugal Pump When Pumping Water and Light Crude Oil", *Arabian Journal for Science and Engineering*, 42(11):4605-4615.
- [18] Rehman, A.U., Srivastava, S., Jain, A., Paul, A.R., ve Mishra, R. (2015). "Effect of Blade Trailing Edge Angle on the Performance of a Centrifugal Pump Impeller", 28th International Congress of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering, 10th Regional Congress on Non Destructive and Structural Testing, Buenos Aires, Argentina.
- [19] Wen-Guang, L. (2011). Blade Exit Angle Effects on Performance of a Standard Industrial Centrifugal Oil Pump", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4:105-119.
- [20] Li, W.G. (2011). "Effect of Exit Blade Angle, Viscosity and Roughness in Centrifugal Pumps Investigated by CFD Computation", *Task quarterly*, 5:21-41.
- [21] Patel, M.G., ve Doshi, A.V. (2013). "Effect of impeller blade exit angle on the performance of centrifugal pump", *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 3(1):91-99.
- [22] Shojaeefard, M.H., Tahani, M., Ehghaghi, M.B., Fallahian, M.A., ve Beglari, M. (2012). "Numerical Study of the Effects of Some Geometric Characteristics of a Centrifugal Pump Impeller That Pumps a Viscous Fluid", *Computers & Fluids*, 60:61-70.
- [23] Bacharoudis, E.C., Filios, A.E., Mentzos, M.D., ve Margaris, D.P. (2008). "Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle", *Open Mechanical Engineering Journal*, 2(5):75-83.
- [24] Fard, M.S., ve Boyaghchi, F.A. (2007). "Studies on the Influence of Various Blade Outlet Angles in. *American Journal of Applied Sciences*", 4(9):718-724.
- [25] Anderson, H.H. (1994). "Centrifugal pumps and allied machinery", Elsevier Press, Oxford.
- [26] Lobanoff, V.S., ve Ross, R.R. (2013). "Centrifugal pumps: design and application", Elsevier Press, Houston.
- [27] Paresh, G., ve Moniz, O. (2005). "Practical Centrifugal Pumps: Design, Operation and Maintenance", Elsevier Press, Burlington.

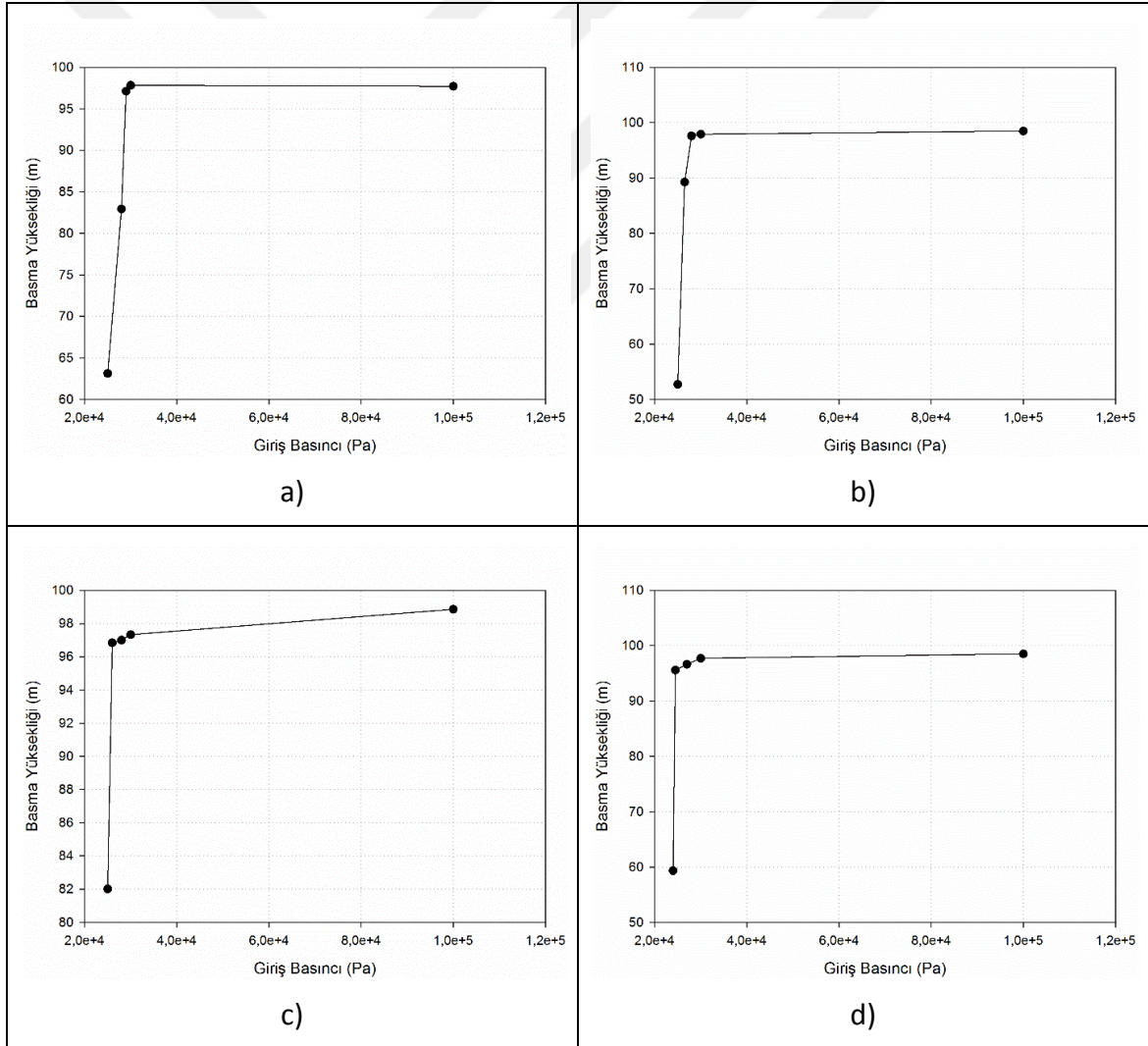
- [28] Yokoyama, S. (1960). "Effect of the Tip Shape at Entrance of the Impeller Vane of the Centrifugal Pump on Cavitation", *Bulletin of JSME*, 3(11):326-332.
- [29] Dönmez, A.H., Yumurtacı, Z., ve Kavurmacioğlu, L. (2019). "The Effect of Inlet Blade Angle Variation on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump: A Parametric Study", *Journal of Fluids Engineering*, 141(2):021101.
- [30] Vujanić, V., ve Velenšek, B. (1994). "Influence of Cavitation on Blade Characteristics", *Experiments in Fluids*, 17(6):441-445.
- [31] Christopher, S., ve Kumaraswamy, S. (2013). "Identification of Critical Net Positive Suction Head from Noise and Vibration in a Radial Flow Pump for Different Leading Edge Profiles of the Vane", *Journal of Fluids Engineering*, 135(12):121301.
- [32] Friedrichs, J., ve Kosyna, G. (2002). "Rotating Cavitation in a Centrifugal Pump Impeller of Low Specific Speed", *Journal of Fluids Engineering*, 124(2):356-362.
- [33] Gaetani, P., Boccazzi, A., ve Sala, R. (2012). "Low Field in The Vaned Diffuser of a Centrifugal Pump at Different Vane Setting Angles", *Journal of Fluids Engineering*, 134(3):031101.
- [34] Luo, X., Zhang, Y., Peng, J., Xu, H., ve Yu, W. (2008). "Impeller Inlet Geometry Effect on Performance Improvement for Centrifugal Pumps", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22(10):1971-1976.
- [35] Bonaiuti, D., Zangeneh, M., Aartojarvi, R., ve Eriksson, J. (2010). "Parametric Design of a Waterjet Pump by Means of Inverse Design, CFD Calculations and Experimental Analyses", *Journal of Fluids Engineering*, 132(3):031104.
- [36] Caridad, J., Asuaje, M., Kenyery, F., Tremante, A., ve Aguilón, O. (2008). "Characterization of a Centrifugal Pump Impeller Under Two-Phase Flow Conditions", *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 63(1-4):18-22.
- [37] Guo, X., Zhu, L., Zhu, Z., Cui, B., ve Li, Y. (2015). "Numerical and Experimental Investigations on the Cavitation Characteristics of a High-Speed Centrifugal Pump with a Splitter-Blade Inducer", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(1):259-267.
- [38] Pei, J., Yin, T., Yuan, S., Wang, W., ve Wang, J. (2017). "Cavitation Optimization for a Centrifugal Pump Impeller by Using Orthogonal Design of Experiment", *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 30(1):103-109.
- [39] Lei, T., Zhiyi, Y., Yun, X., Yabin, L., ve Shuliang, C. (2017). "Role of Blade Rotational Angle on Energy Performance and Pressure Fluctuation of a Mixed-Flow Pump", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 231(3):227-238.
- [40] Xu, Y., Tan, L., Cao, S., ve Qu, W. (2017). "Multiparameter and Multiobjective Optimization Design of Centrifugal Pump Based on Orthogonal Method", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231(14):2569-2579.

- [41] Zhang, S., Zhang, R., Zhang, S., ve Yang, J. (2016). "Effect of Impeller Inlet Geometry on Cavitation Performance of Centrifugal Pumps Based on Radial Basis Function", *International Journal of Rotating Machinery*, 2016.
- [42] Sanda, B., ve Daniela, C.V. (2012). "The Influence of the Inlet Angle over the Radial Impeller Geometry Design Approach with Ansys", *Journal of Engineering Studies and Research*, 18(4):32.
- [43] Ye, Y., Zhu, X., Lai, F., ve Li, G. (2017). "Application of the Semi-Analytical Cavitation Model to Flows in a Centrifugal Pump", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 86:92-100.
- [44] Limbach, P., ve Skoda, R. (2017). "Numerical and Experimental Analysis of Cavitating Flow in a Low Specific Speed Centrifugal Pump with Different Surface Roughness", *Journal of Fluids Engineering*, 139(10):101201.
- [45] Shim, H.S., Kim, K.Y., ve Choi, Y.S. (2018). "Three-Objective Optimization of a Centrifugal Pump to Reduce Flow Recirculation and Cavitation", *Journal of Fluids Engineering*, 140(9):091202.
- [46] Jian, W., Yong, W., Houlin, L., Qiaorui, S., ve Dular, M. (2018). "Rotating Corrected-Based Cavitation Model for a Centrifugal Pump", *Journal of Fluids Engineering*, 140(11):111301.
- [47] Li, X., Yuan, S., Pan, Z., Yuan, J., ve Fu, Y. (2013). "Numerical Simulation of Leading Edge Cavitation within the Whole Flow Passage of a Centrifugal Pump", *Science China Technological Sciences*, 56(9):2156-2162.
- [48] Lu, J., Yuan, S., Siva, P., Yuan, J., Ren, X., ve Zhou, B. (2017). "The Characteristics Investigation under the Unsteady Cavitation Condition in a Centrifugal Pump", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(3):1213-1222.
- [49] Luo, X., Wei, W., Ji, B., Pan, Z., Zhou, W., ve Xu, H. (2013). "Comparison of Cavitation Prediction for a Centrifugal Pump with or Without Volute Casing", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(6):1643-1648.
- [50] Liu, H., Wang, J., Wang, Y., Huang, H., ve Jiang, L. (2014). "Partially-Averaged Navier-Stokes Model for Predicting Cavitating Flow in Centrifugal Pump", *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 8(2):319-329.
- [51] Tan, L., Zhu, B., Cao, S., ve Wang, Y. (2013). "Cavitation Flow Simulation for a Centrifugal Pump at a Low Flow Rate", *Chinese Science Bulletin*, 58(8):949-952.
- [52] Kang, C., Mao, N., Zhang, W., ve Gu, Y. (2017). "The Influence of Blade Configuration on Cavitation Performance of a Condensate Pump", *Annals of Nuclear Energy*, 110:789-797.
- [53] Lei, T., Shan, Z.B., Liang, C.S., Chuan, W.Y., ve Bin, W.B. (2014). "Numerical Simulation of Unsteady Cavitation Flow in a Centrifugal Pump at Off-Design Conditions", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 228(11):1994-2006.

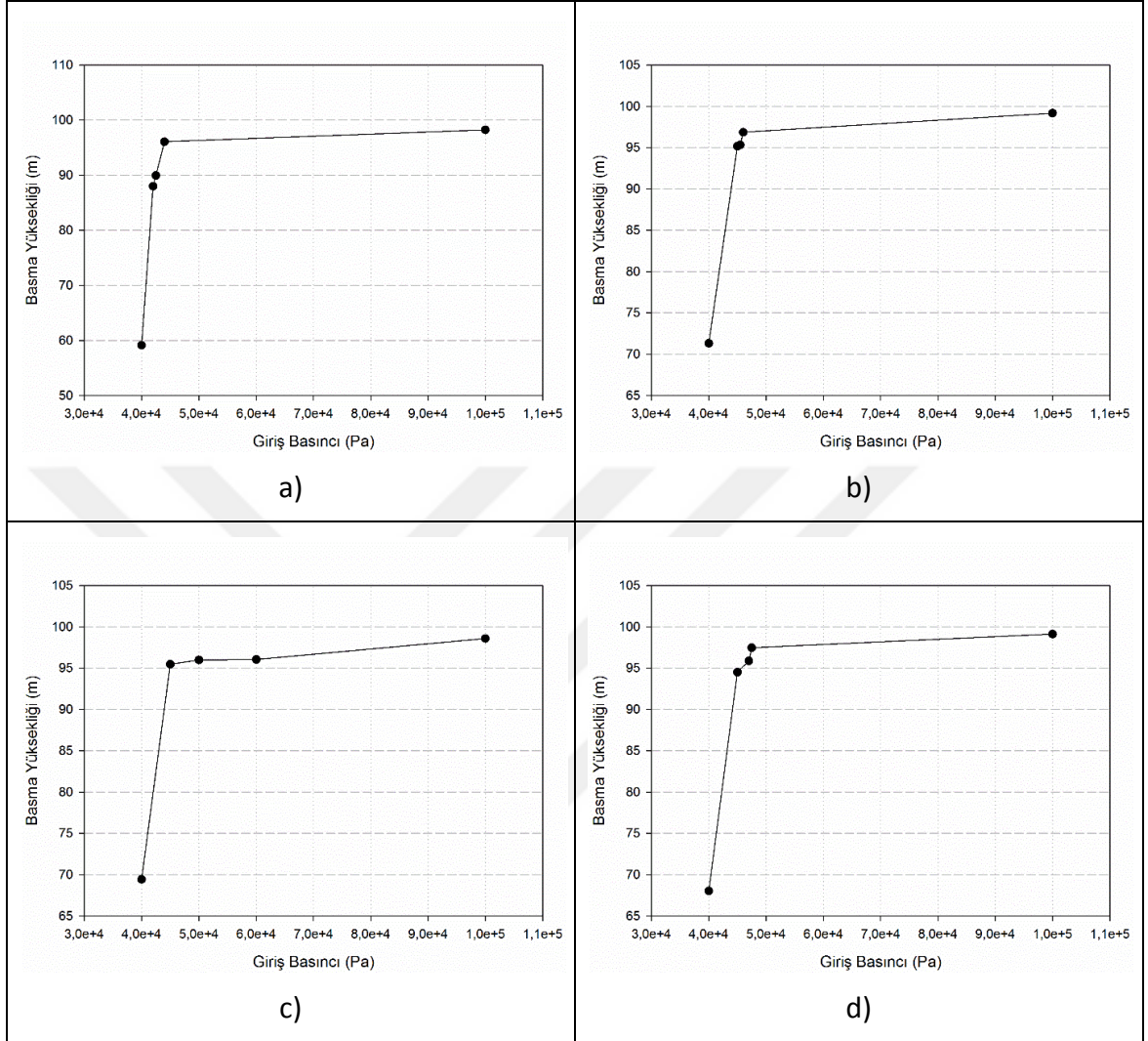
- [54] Fu, Y., Yuan, J., Yuan, S., Pace, G., d'Agostino, L., Huang, P., ve Li, X. (2015). "Numerical and Experimental Analysis of Flow Phenomena in a Centrifugal Pump Operating under Low Flow Rates", *Journal of Fluids Engineering*, 137(1):011102.
- [55] Liu, H. L., Liu, D.X., Yong, W., Wu, X.F., Jian, W.A.N.G., ve Hui, D.U. (2013). "Experimental Investigation and Numerical Analysis of Unsteady Attached Sheet Cavitating Flows in a Centrifugal Pump", *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B, 25(3):370-378.
- [56] Nariman-Zadeh, N., Amanifard, N., Hajiloo, A., Ghalandari, P., ve Hoseinpoor, B. (2007). "Multi-Objective Pareto Optimization of Centrifugal Pump Using Genetic Algorithms", In *Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on COMPUTERS*, July 26-28, Crete Island, Greece.
- [57] Coutier-Delgosha, O., Fortes-Patella, R., Reboud, J.L., Hofmann, M., ve Stoffel, B. (2003). "Experimental and Numerical Studies in a Centrifugal Pump with Two-Dimensional Curved Blades in Cavitating Condition", *Journal of Fluids Engineering*, 125(6):970-978.
- [58] Thai, Q., ve Lee, C. (2010). "The Cavitation Behavior with Short Length Blades in Centrifugal Pump", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24(10):2007-2016.
- [59] Nourbakhsh, A., Safikhani, H., ve Derakhshan, S. (2011). "The Comparison of Multi-Objective Particle Swarm Optimization and NSGA II Algorithm: Applications in Centrifugal Pumps", *Engineering Optimization*, 43(10):1095-1113.
- [60] Hassan, A.A.M., ve Kamal, N.A. (2014). "Experimental and Numerical Study on Cavitation Effects in Centrifugal Pumps", *Journal of Engineering*, 20(2):73-86.
- [61] ANSYS Inc., (2015). "ANSYS Meshing 16.0".
- [62] ANSYS Inc., (2015). "ANSYS CFX 16.0".
- [63] Wilcox, D.C. (2006). "Turbulence modeling for CFD", Third edition, DCW industries Inc., California.
- [64] Menter, F.R. (1994). "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", *AIAA journal*, 32(8):1598-1605.
- [65] ANSYS Inc., (2015). "ANSYS BladeGen 16.0".
- [66] ANSYS Inc., (2015). "ANSYS Turbogrid 16.0".
- [67] Zwart, P. J., Gerber, A. G., ve Belamri, T. (2004). "A two-phase flow model for predicting cavitation Dynamics", In *Fifth international conference on multiphase flow*, Yokohama, Japan (Vol. 152).
- [68] Brennen, C. E. (1995). "Cavitation and Bubble Dynamics", Oxford University Press, New York.
- [68] Taguchi, G., Chowdhury S., ve Wu, Y. (2005). "Taguchi's Quality Engineering Handbook", John Wiley and Sons, New Jersey.

KAVİTASYON TESTLERİ

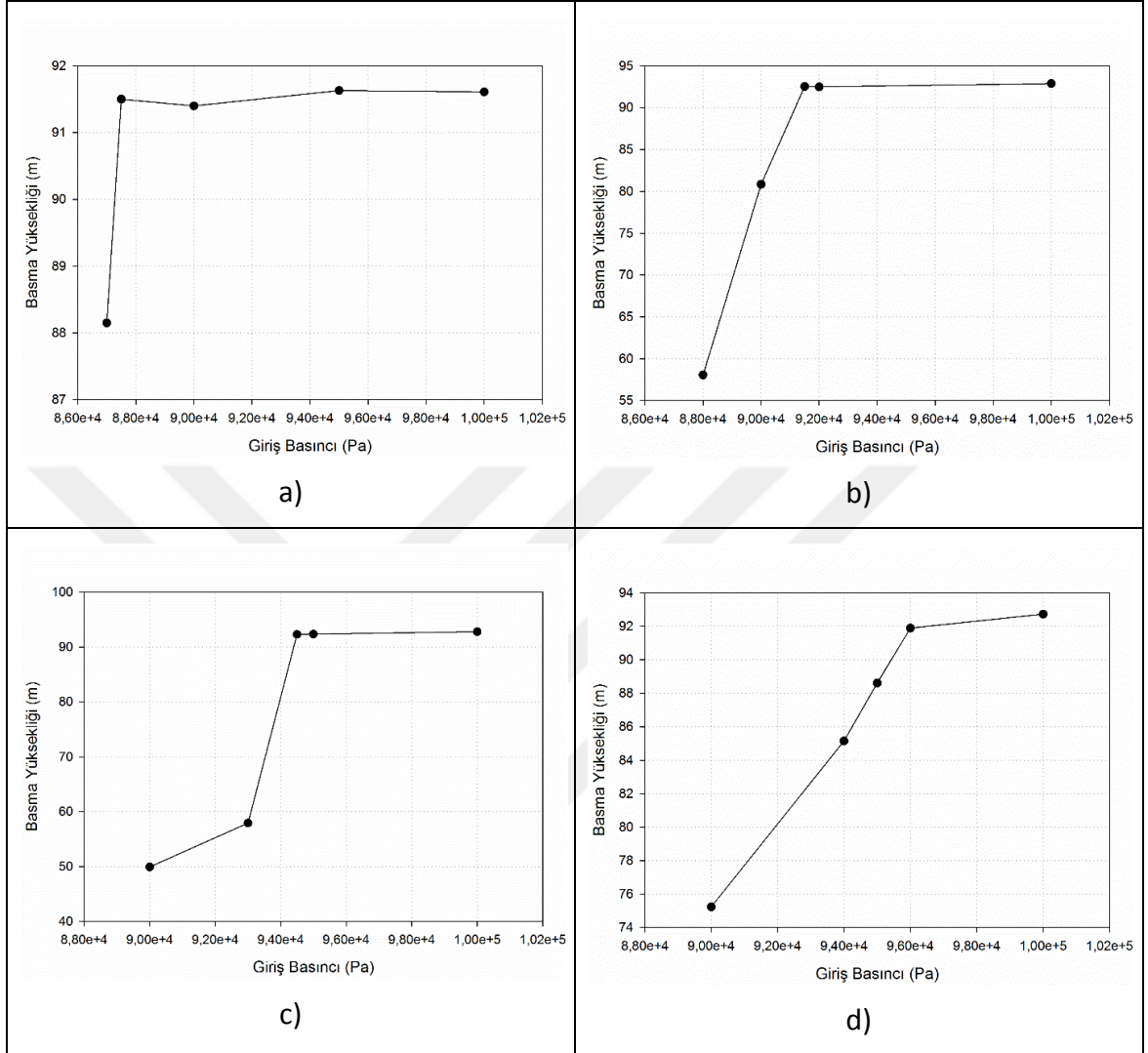
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 2,061 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



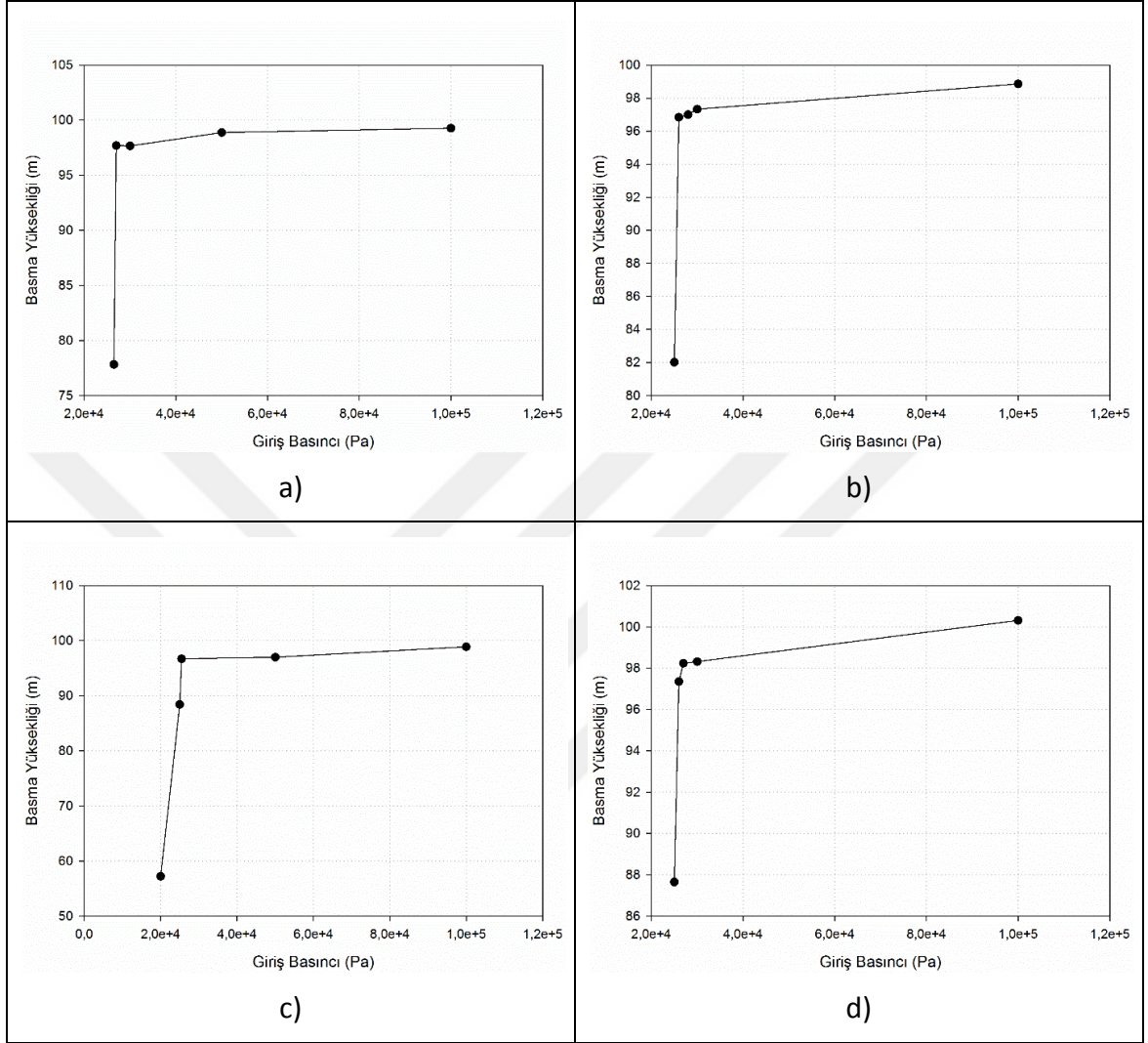
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 2,761 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



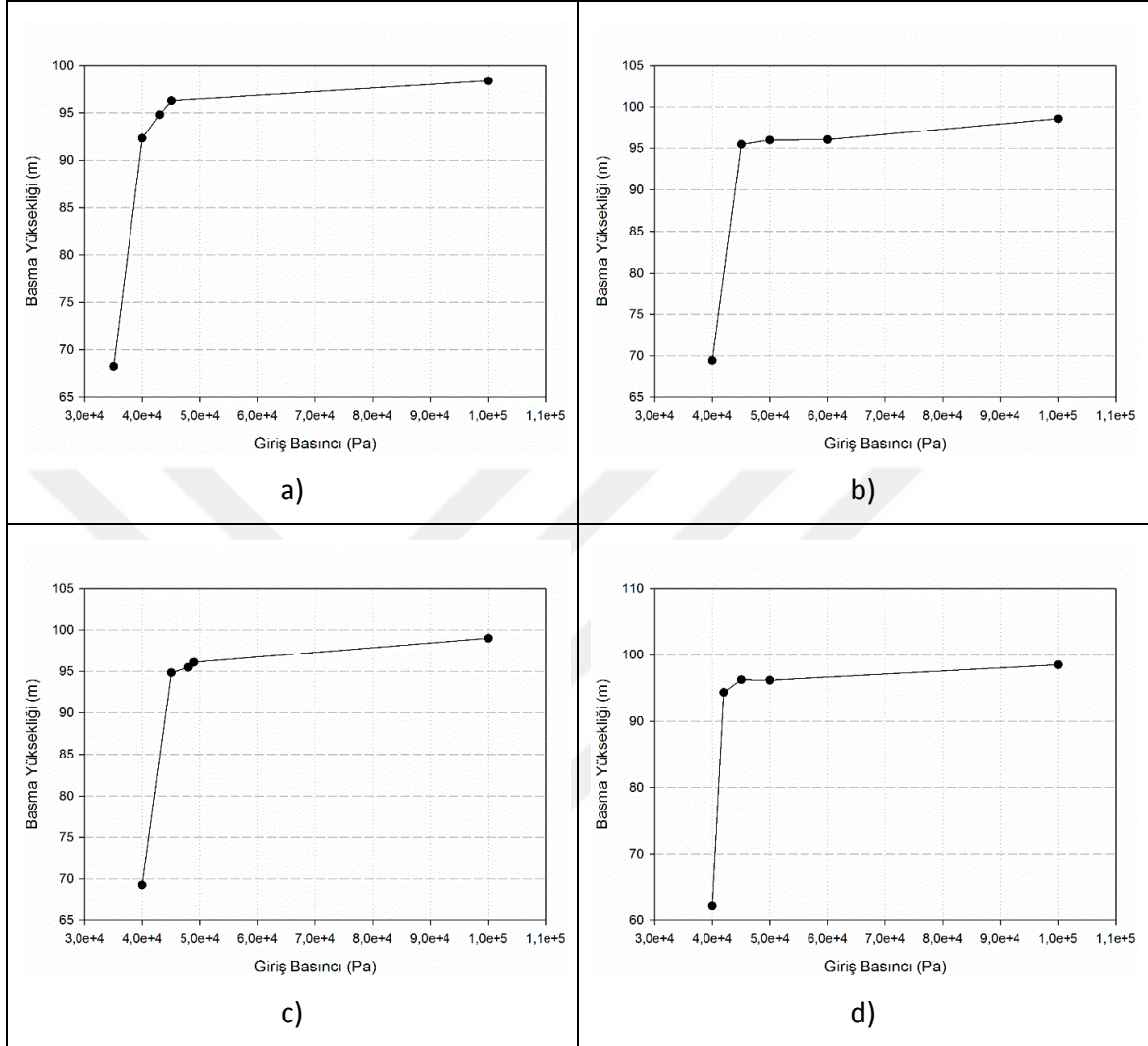
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 4,156 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



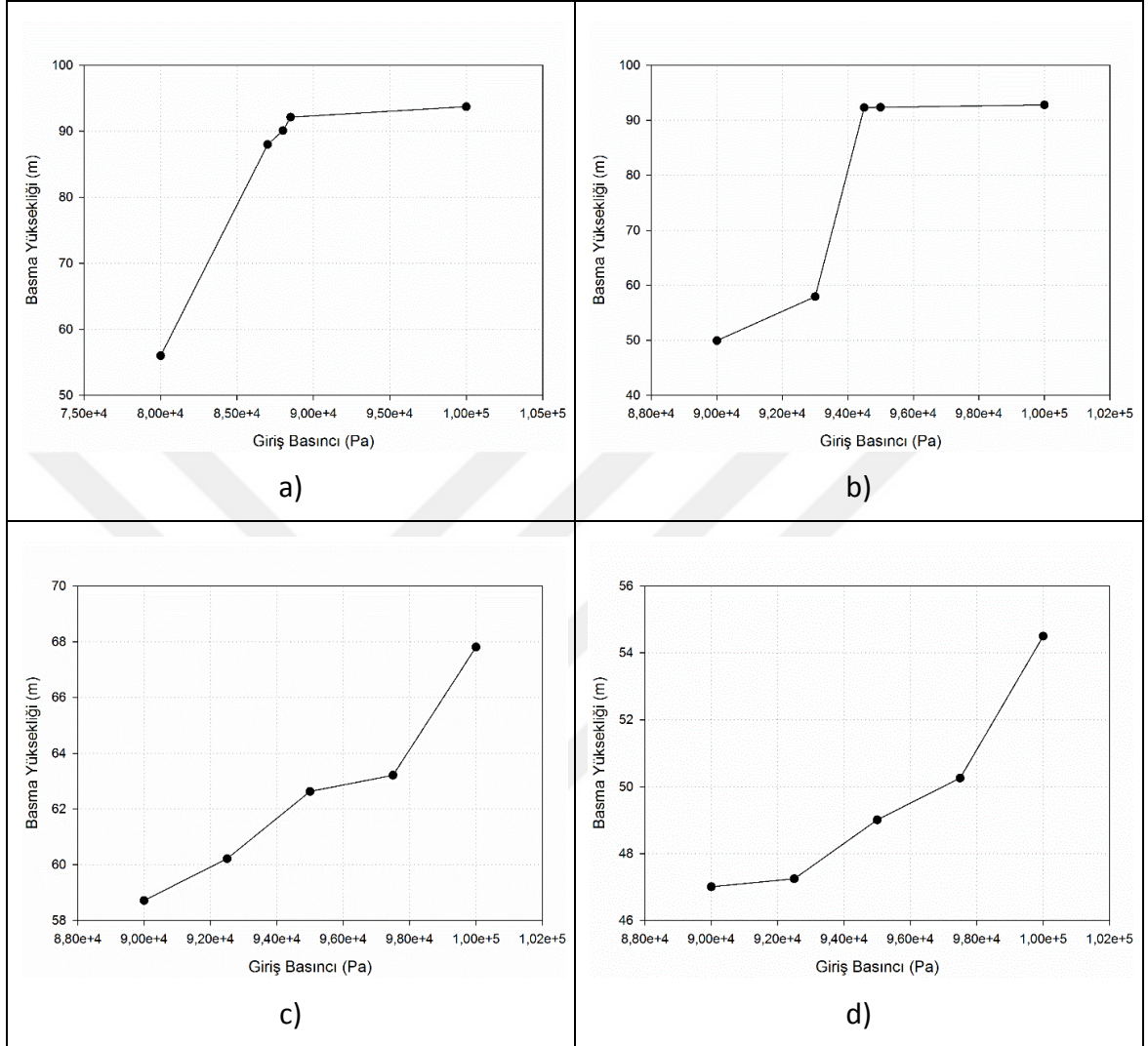
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 2,061 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



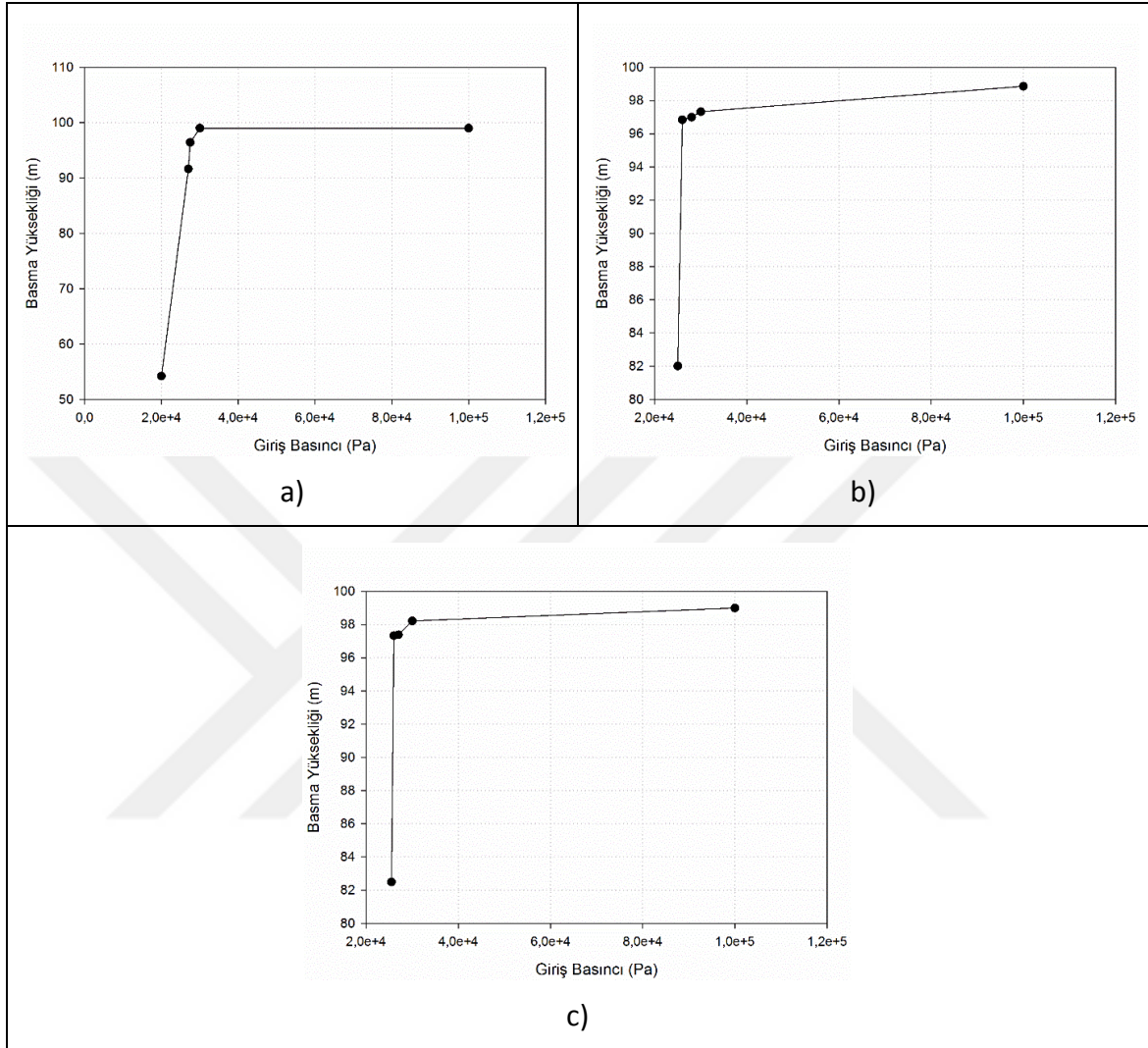
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 2,761 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



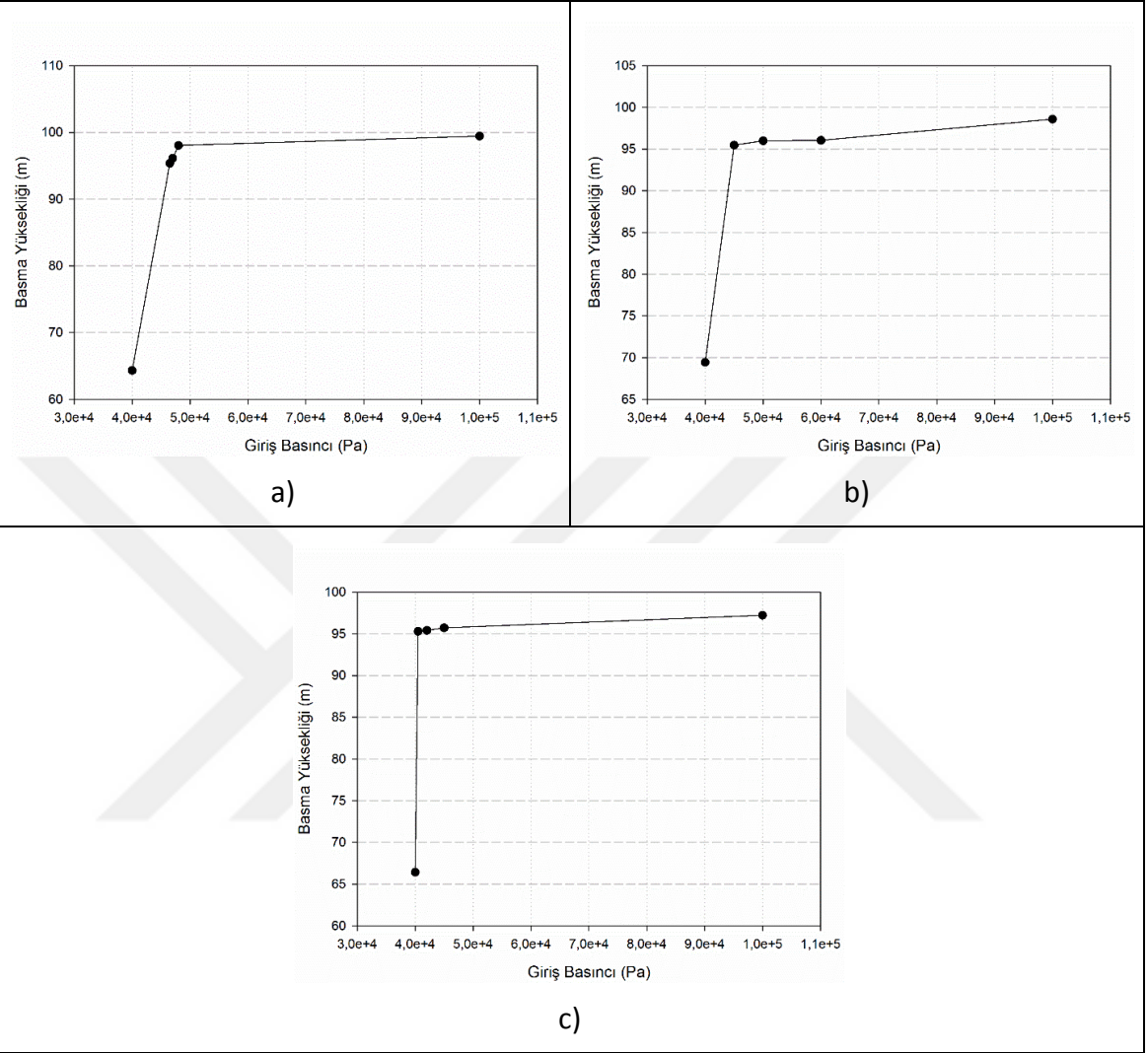
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 4,156 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



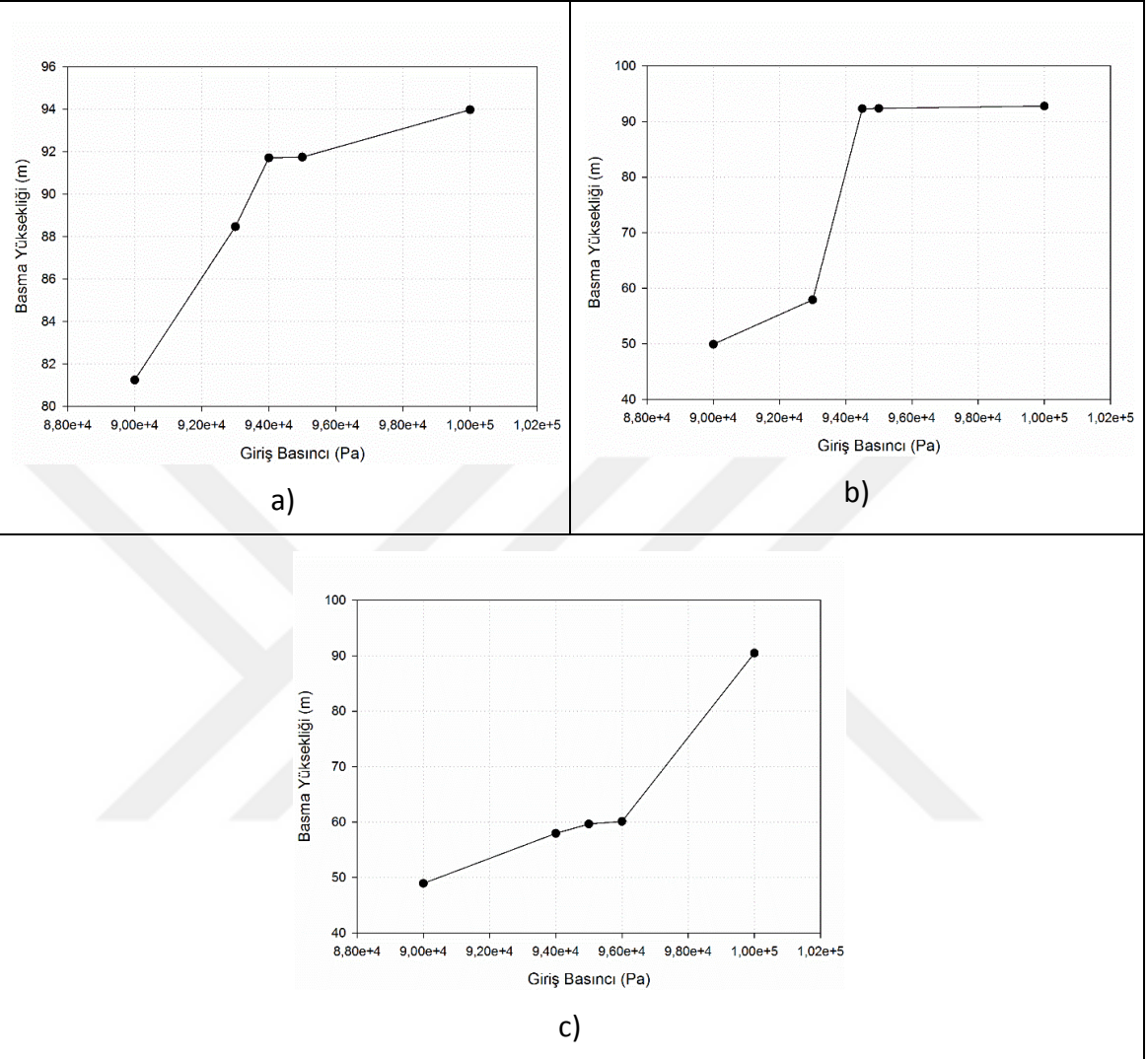
Farklı ön yanak örtme açıları için 2,061 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 71°, b) 81°, c) 91°



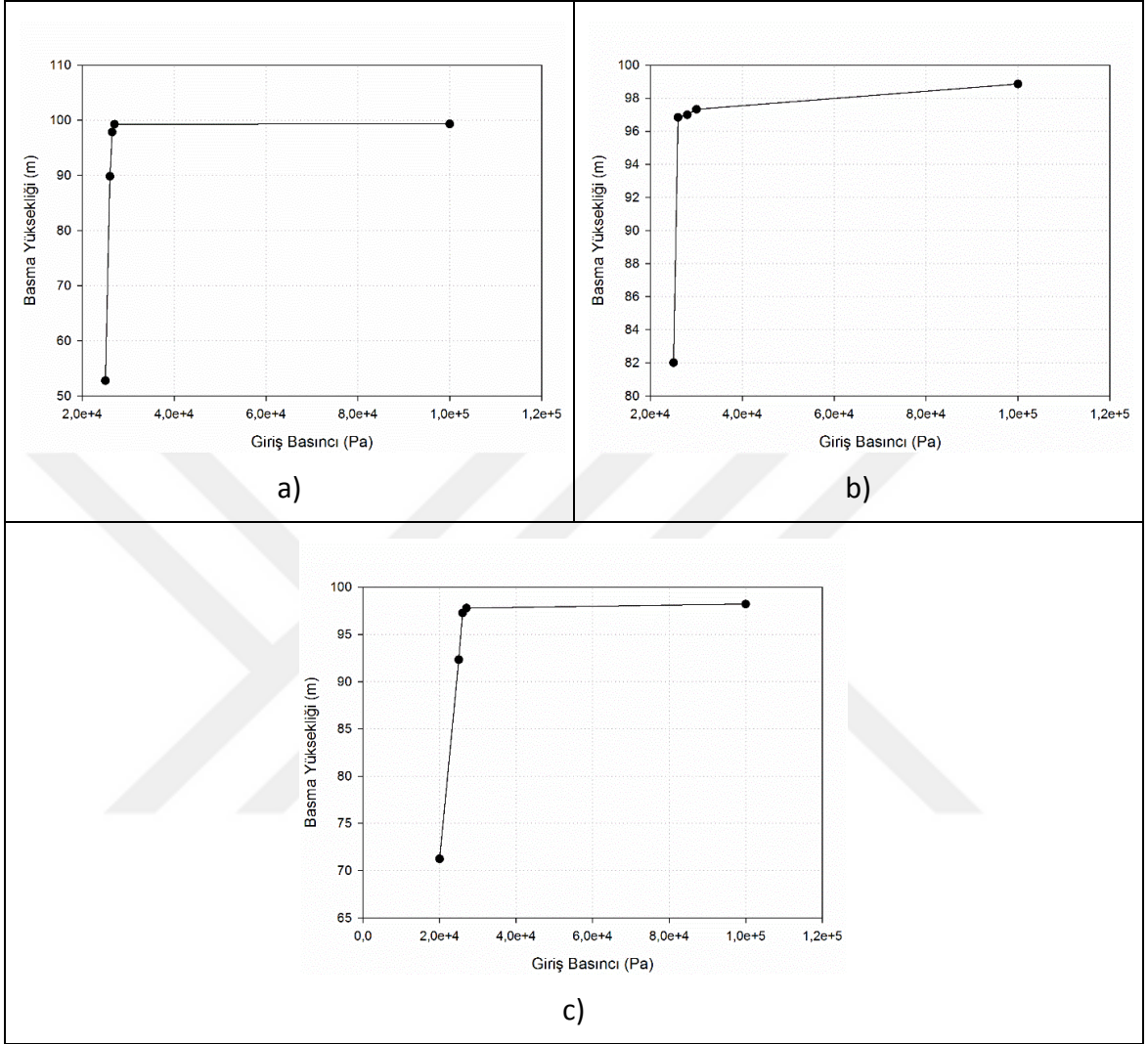
Farklı ön yanak örtme açıları için 2,761 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 71°, b) 81°, c) 91°



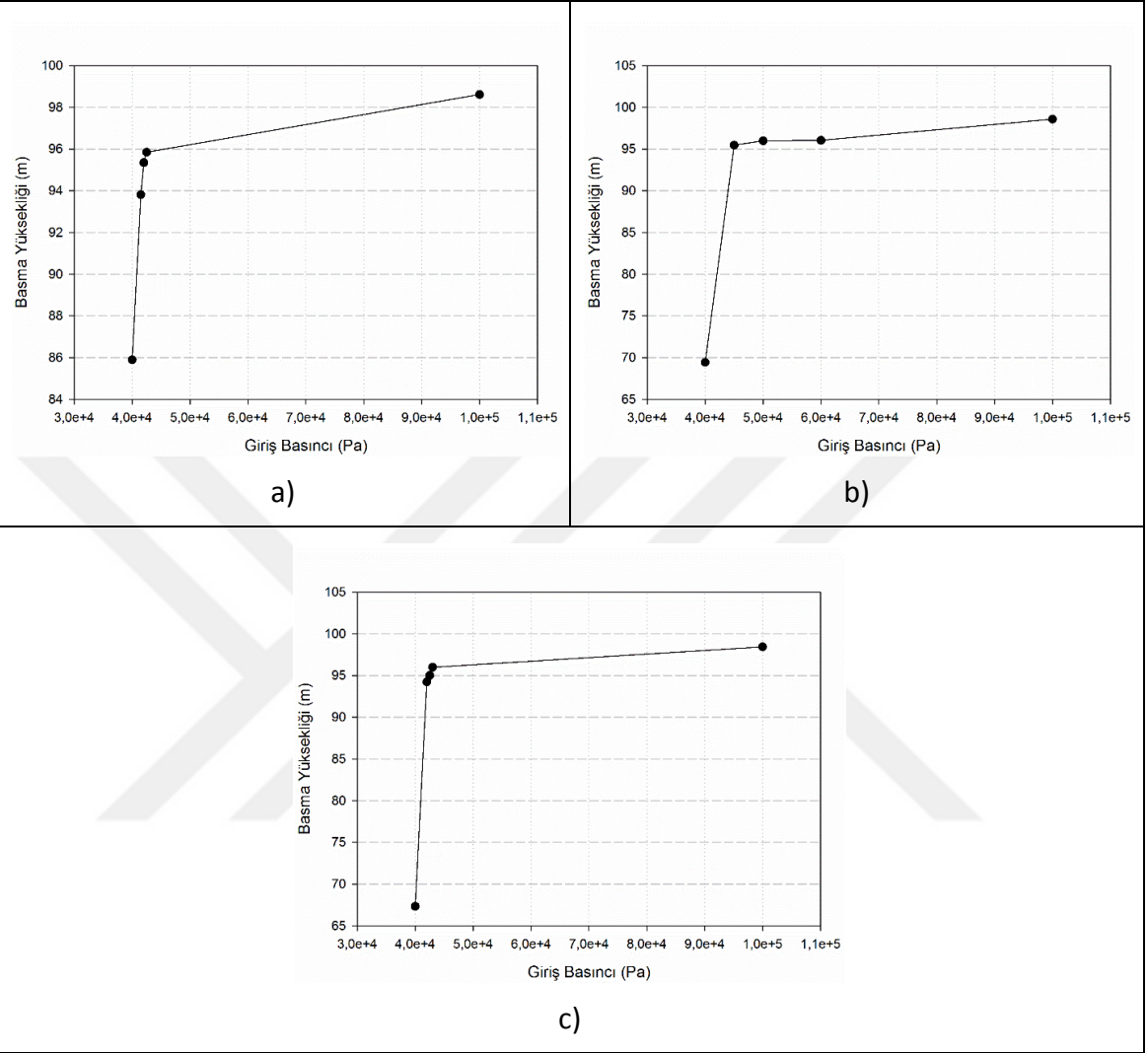
Farklı ön yanak örtme açıları için 4,156 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 71°, b) 81°, c) 91°



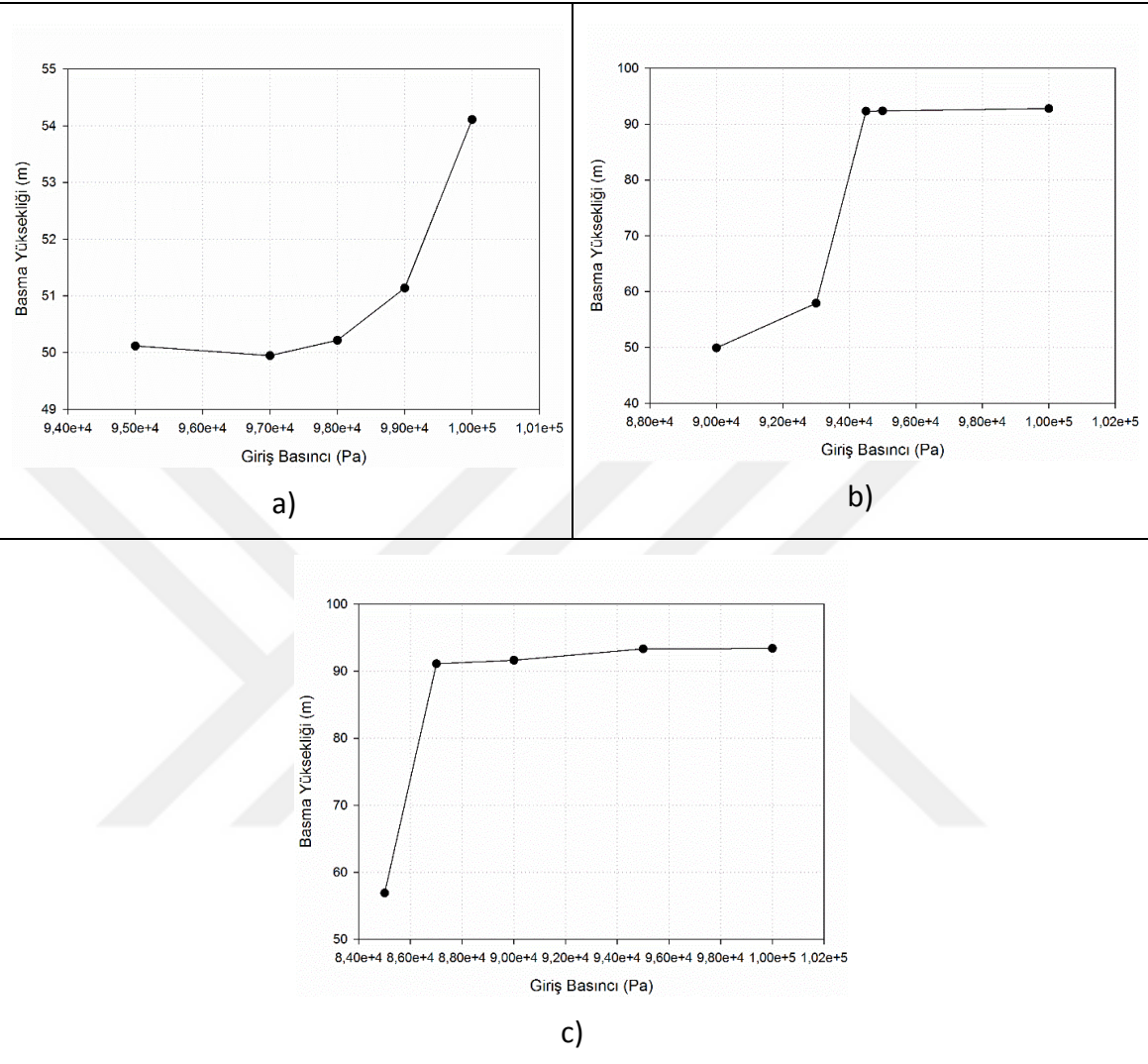
Farklı arka yanak örtme açıları için 2,061 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 91°, b) 101°, c) 111°



Farklı arka yanak örtme açıları için 2,761 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 91°, b) 101°, c) 111°



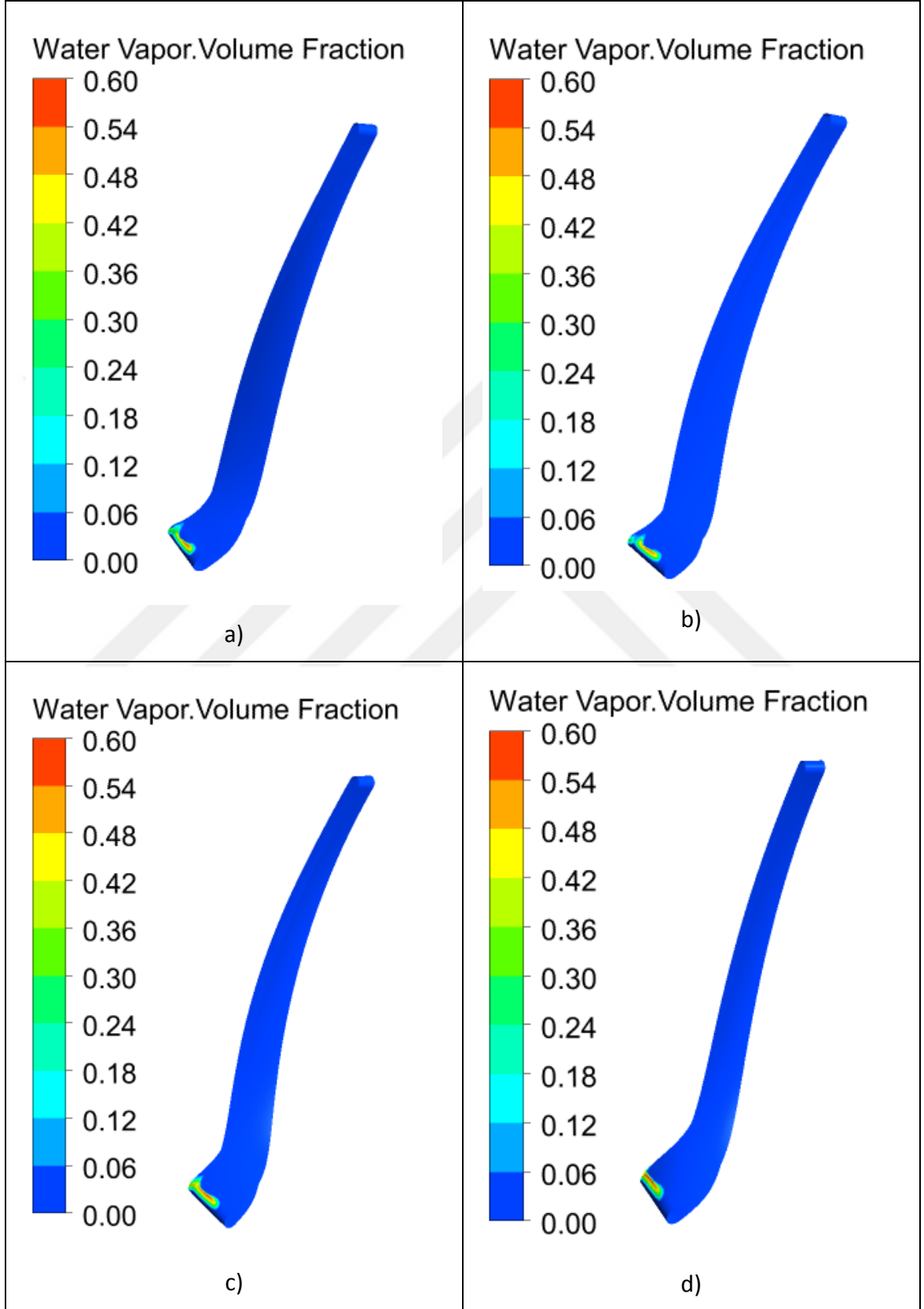
Farklı arka yanak örtme açıları için 2,061 m³/h debide yapılan kavitasyon testleri a) 91°, b) 101°, c) 111°



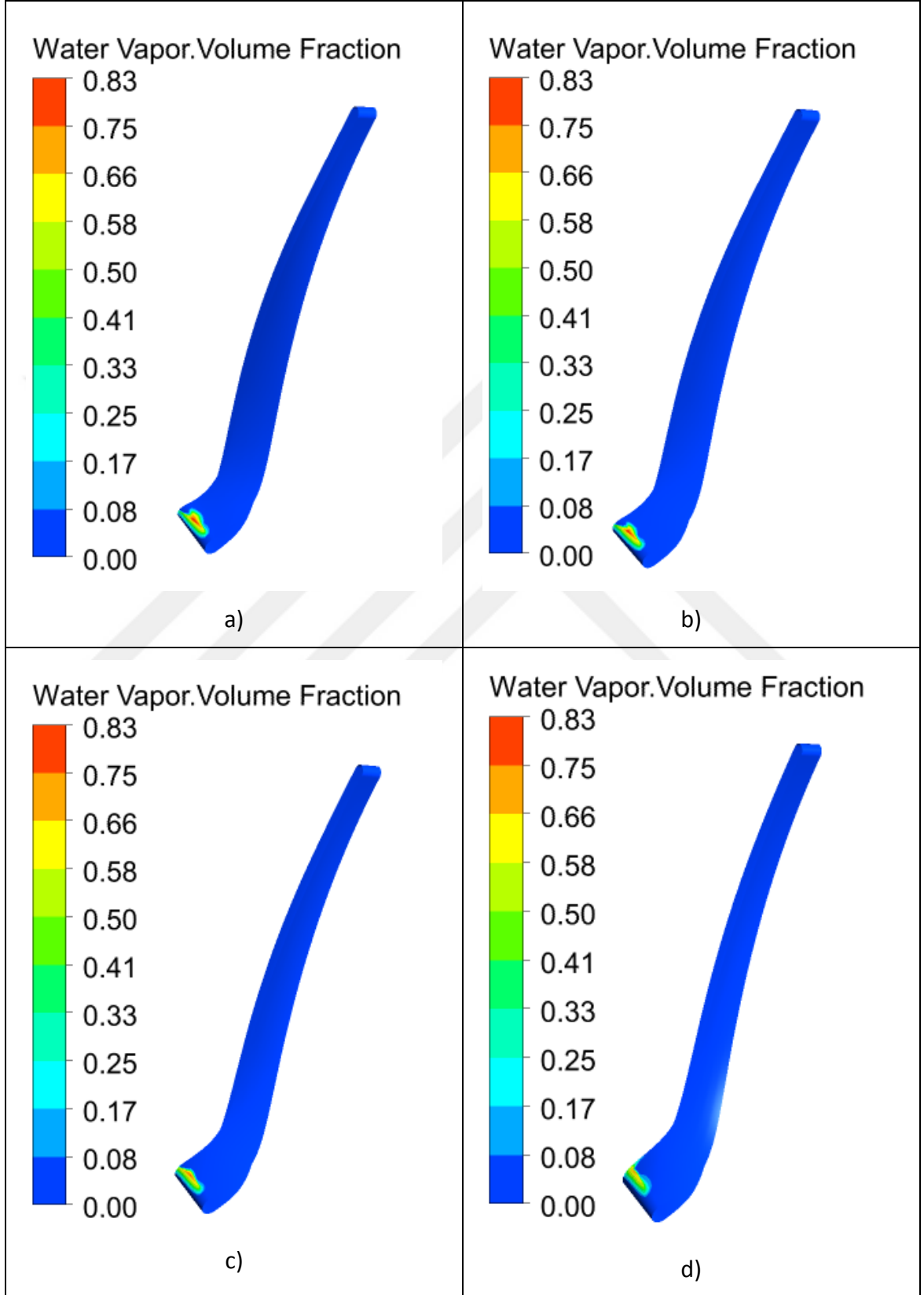
KANAT ETRAFINDAKİ SU BUHARININ HACİMSEL ORANI



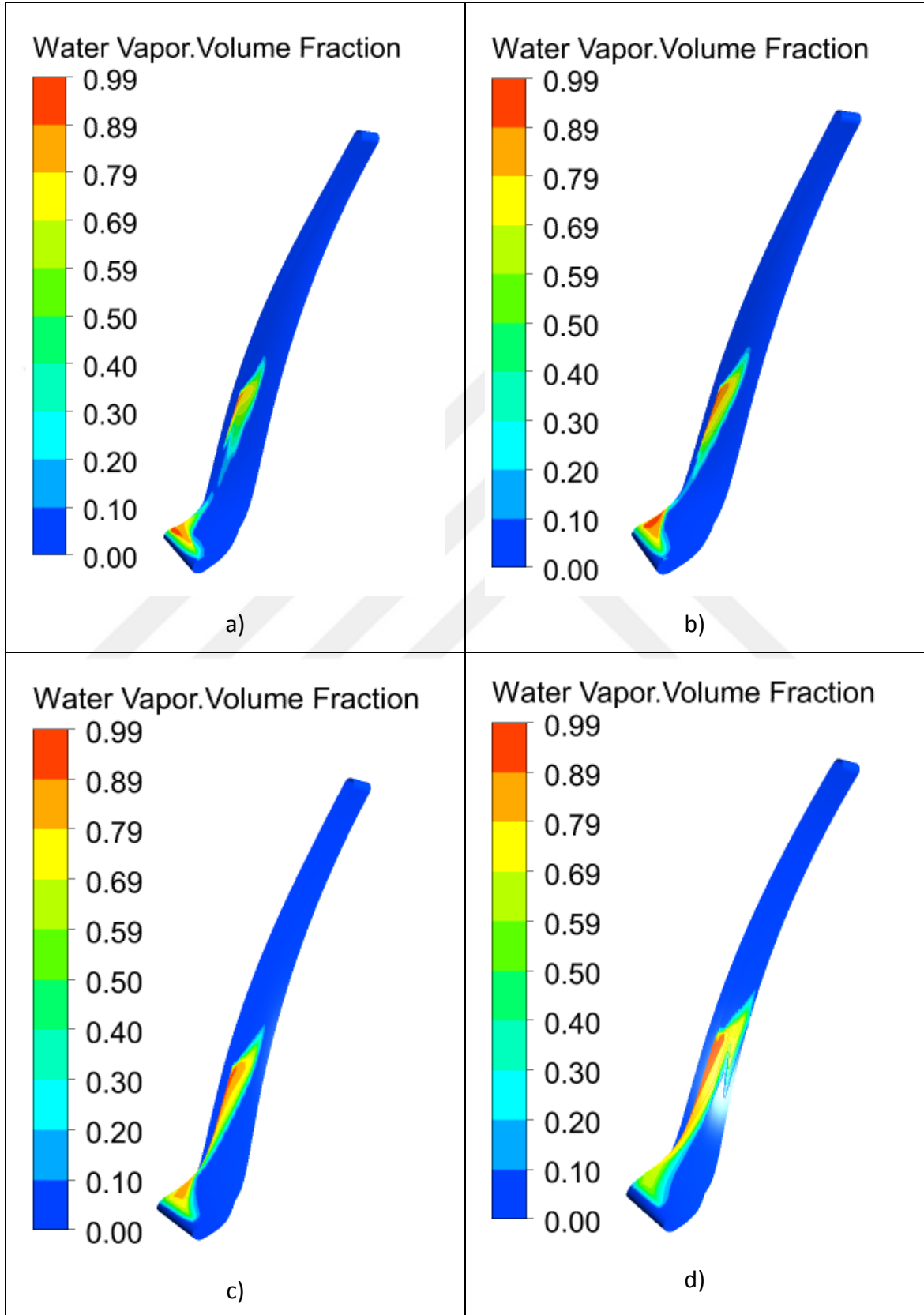
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 2,061 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



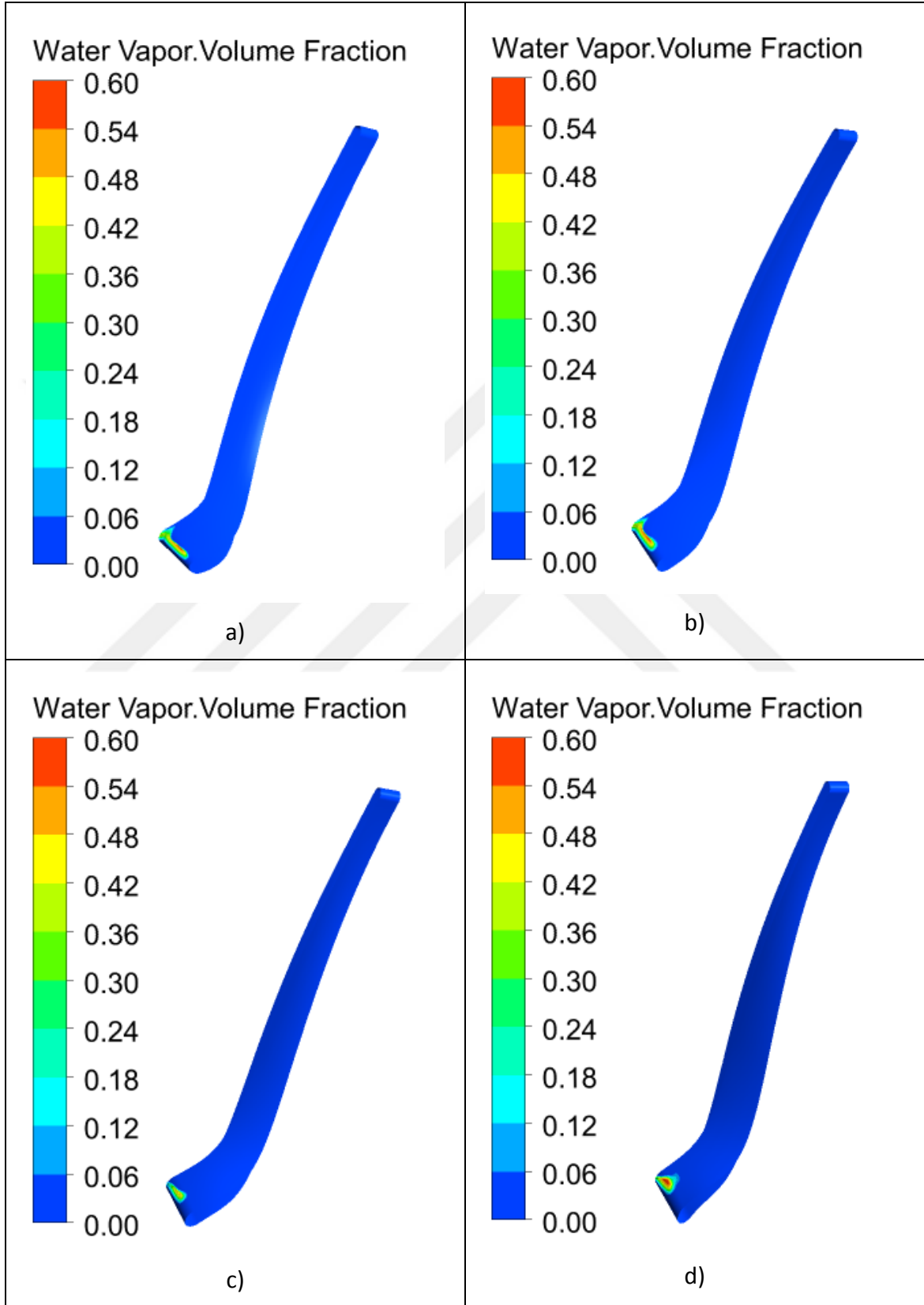
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 2,761 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



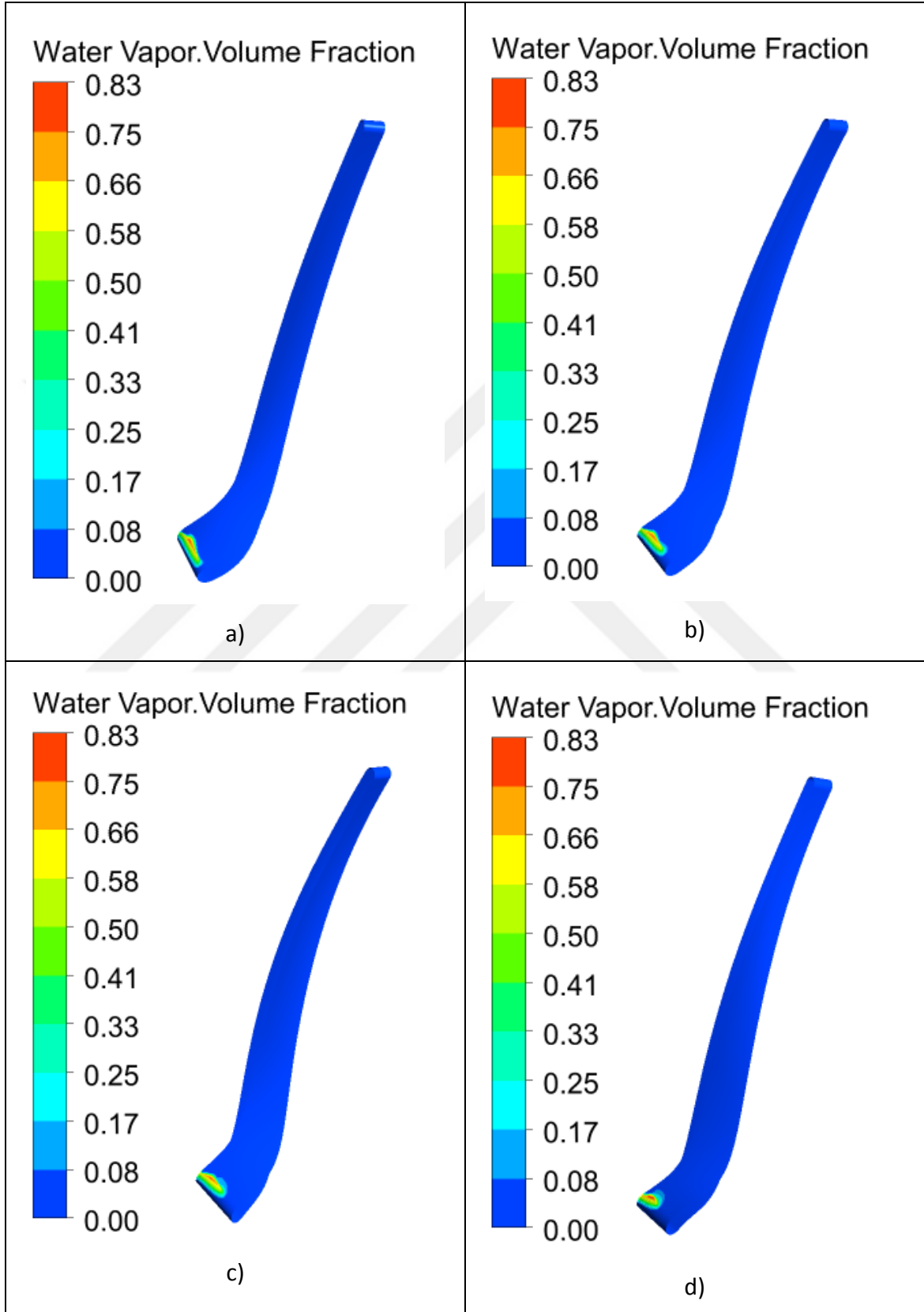
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 4,156 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



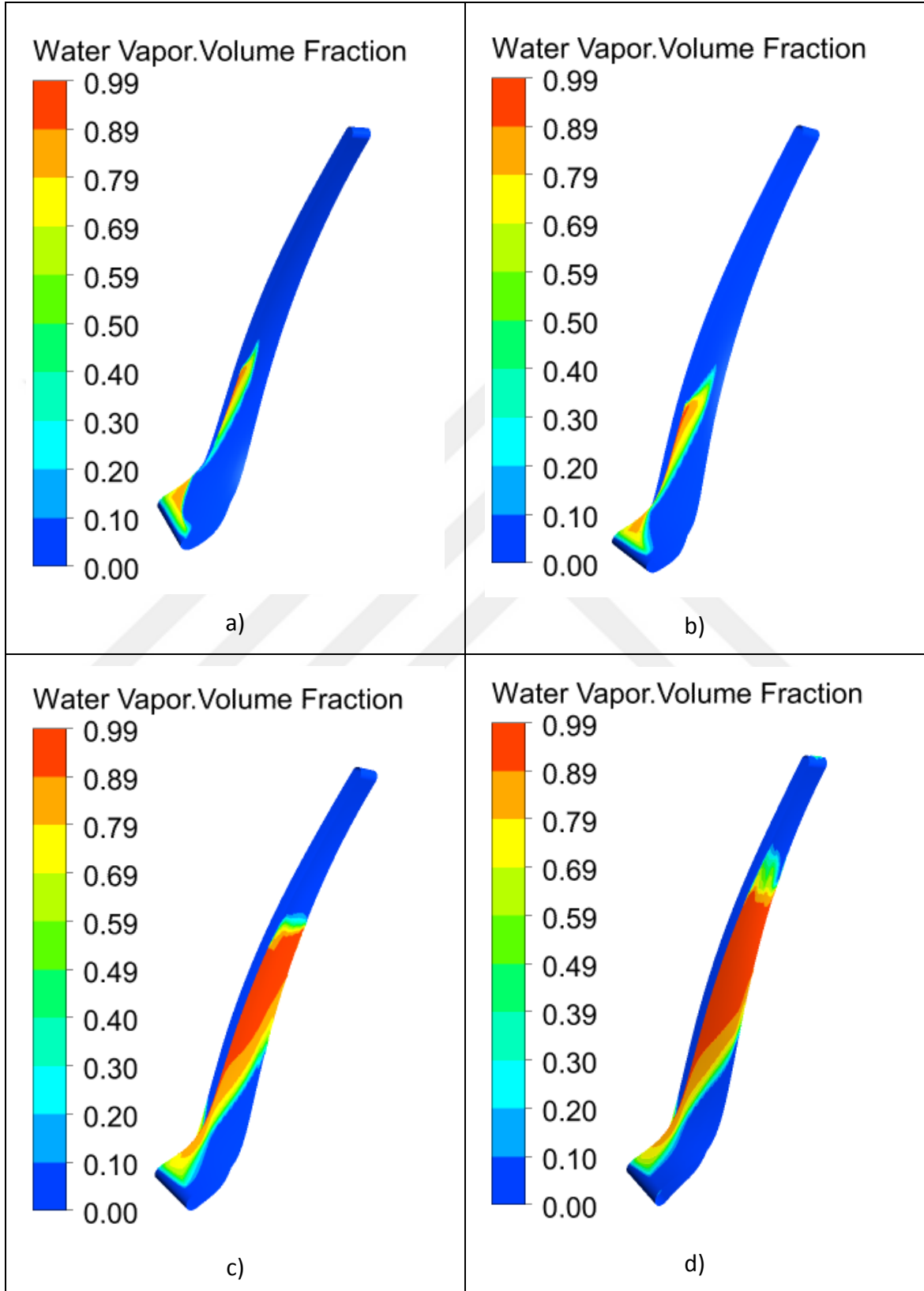
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 2,061 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



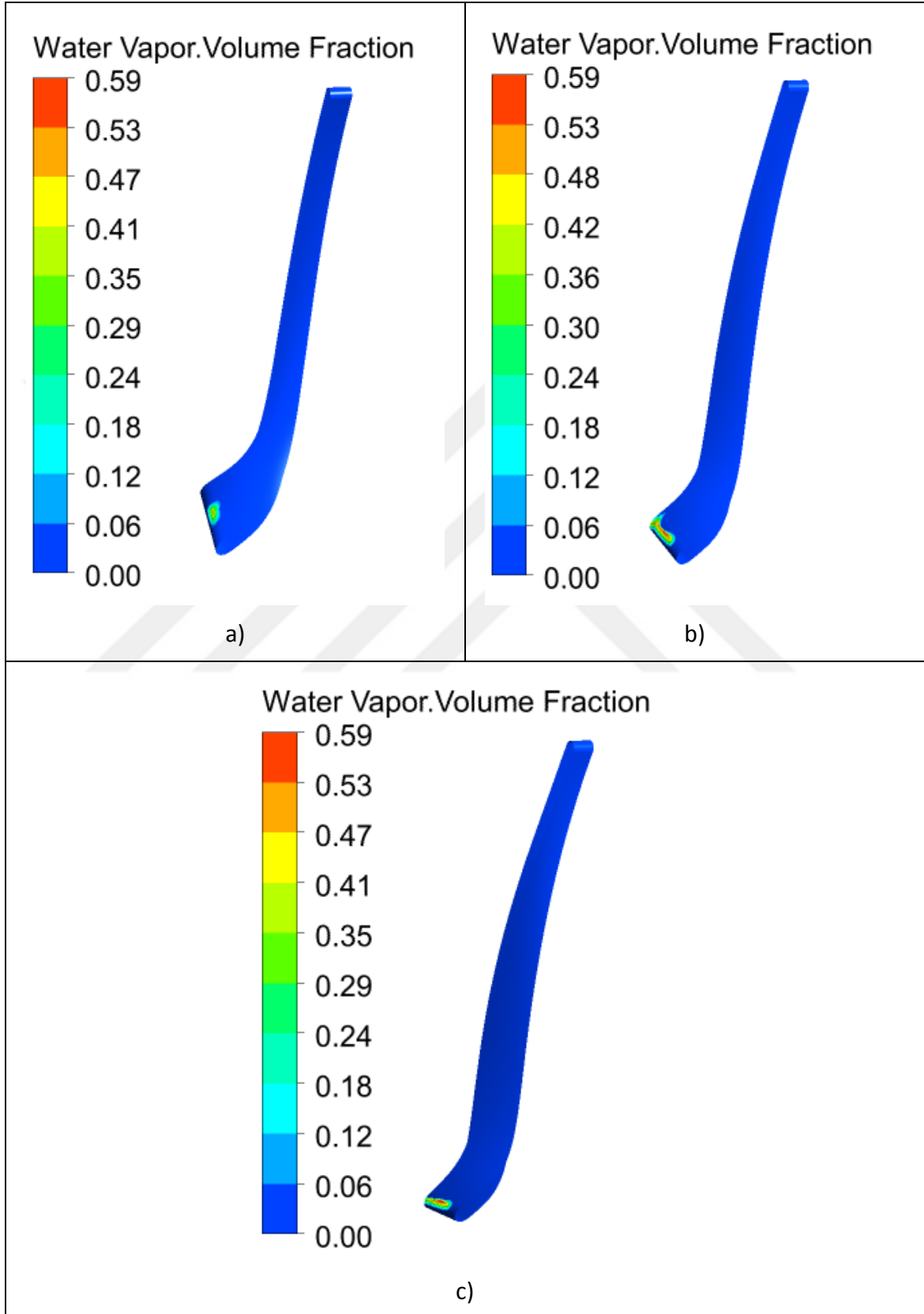
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 2,761 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



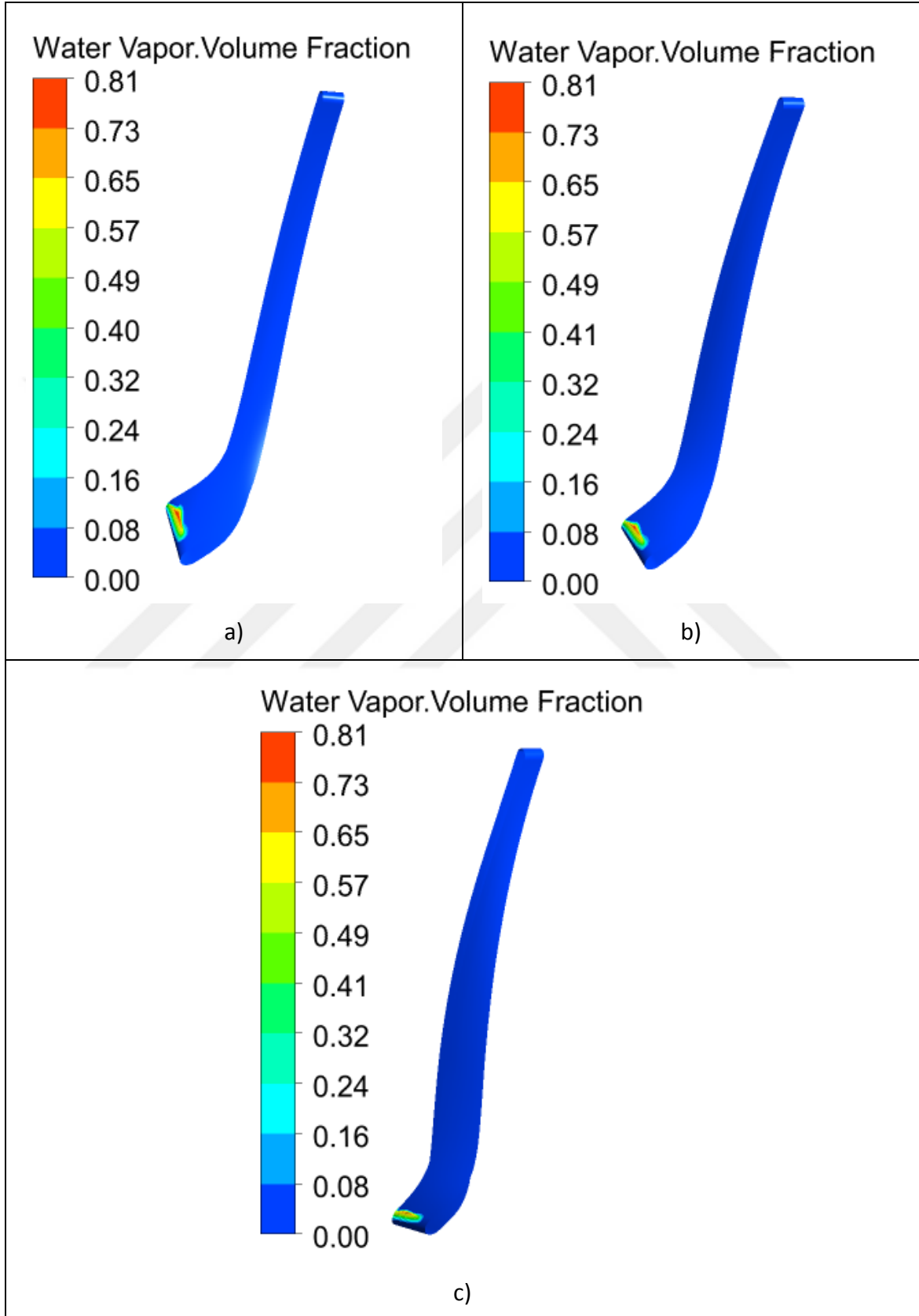
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 4,156 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



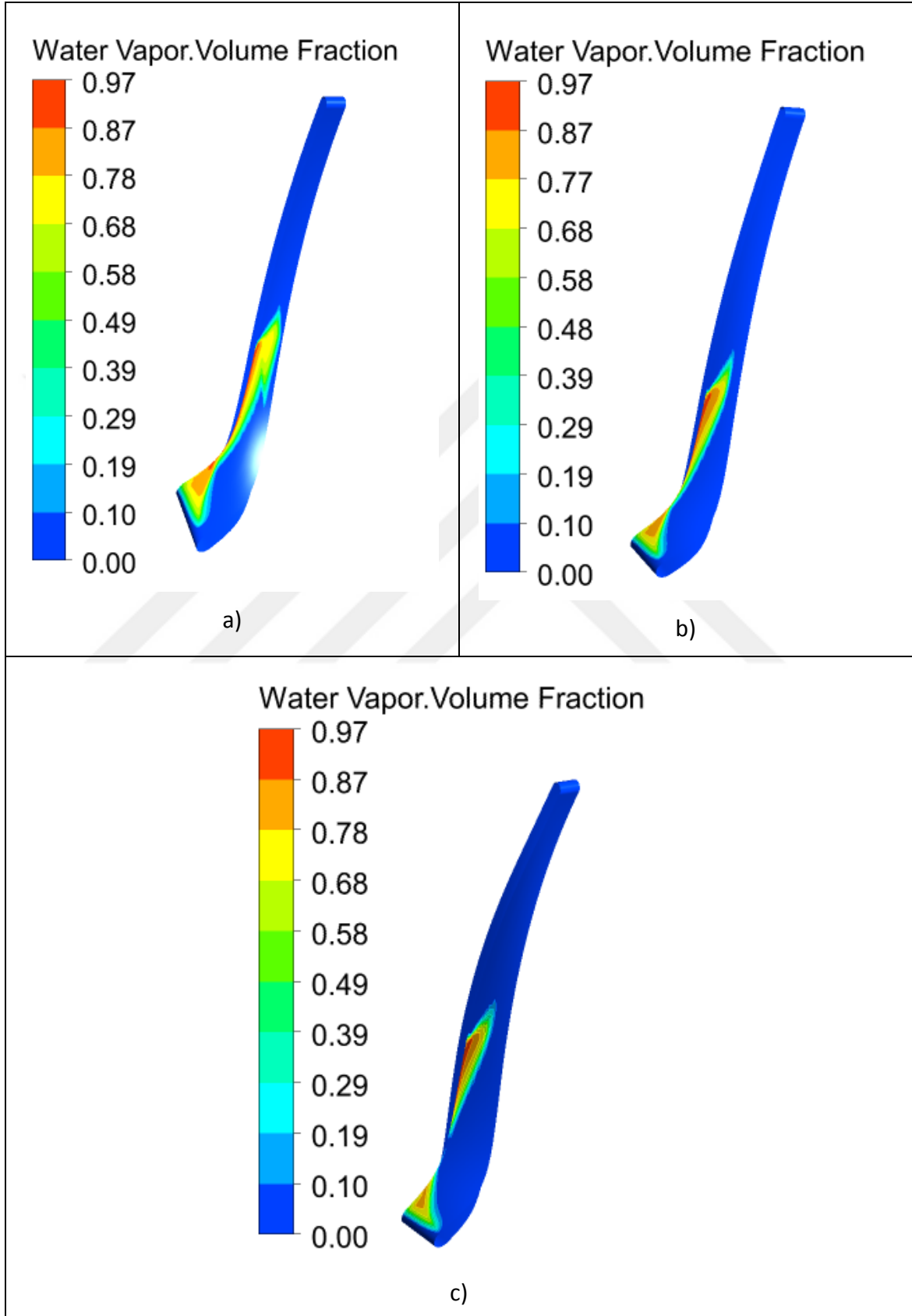
Farklı ön yanak örtme açıları için 2,061 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 71°, b) 81°, c) 91°



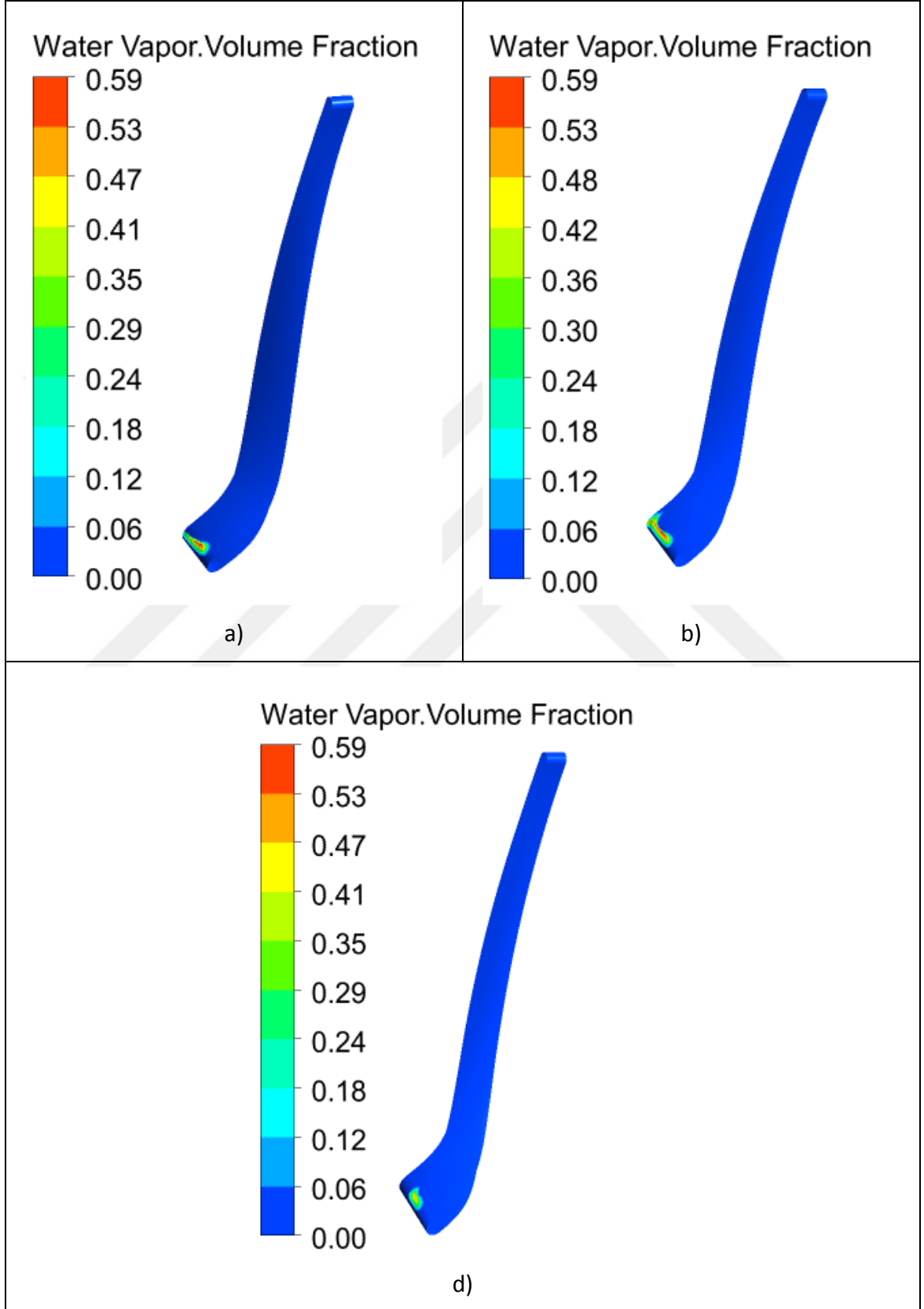
Farklı ön yanak örtme açıları için 2,761 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 71°, b) 81°, c) 91°



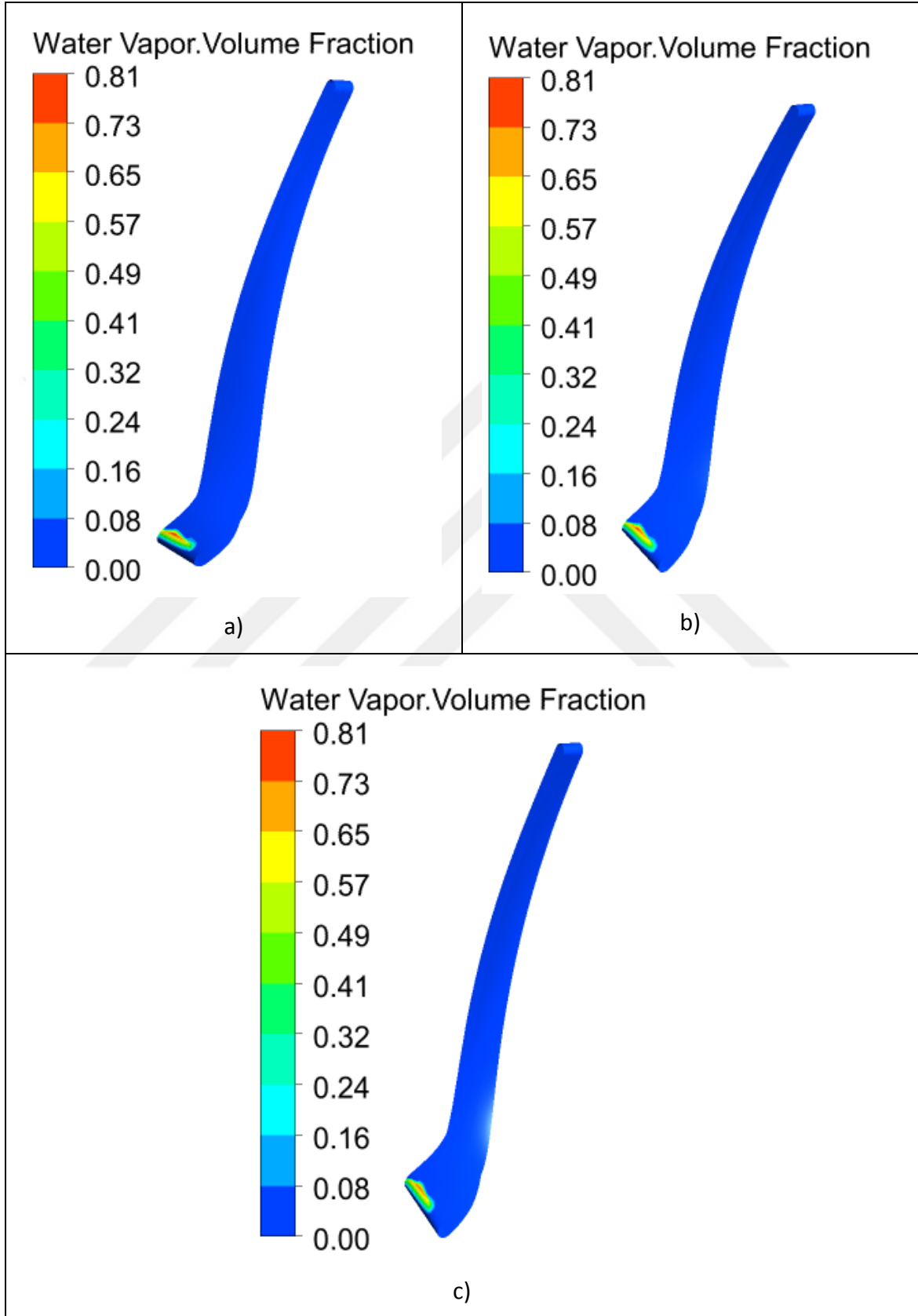
Farklı ön yanak örtme açıları için 4,156 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 71°, b) 81°, c) 91°



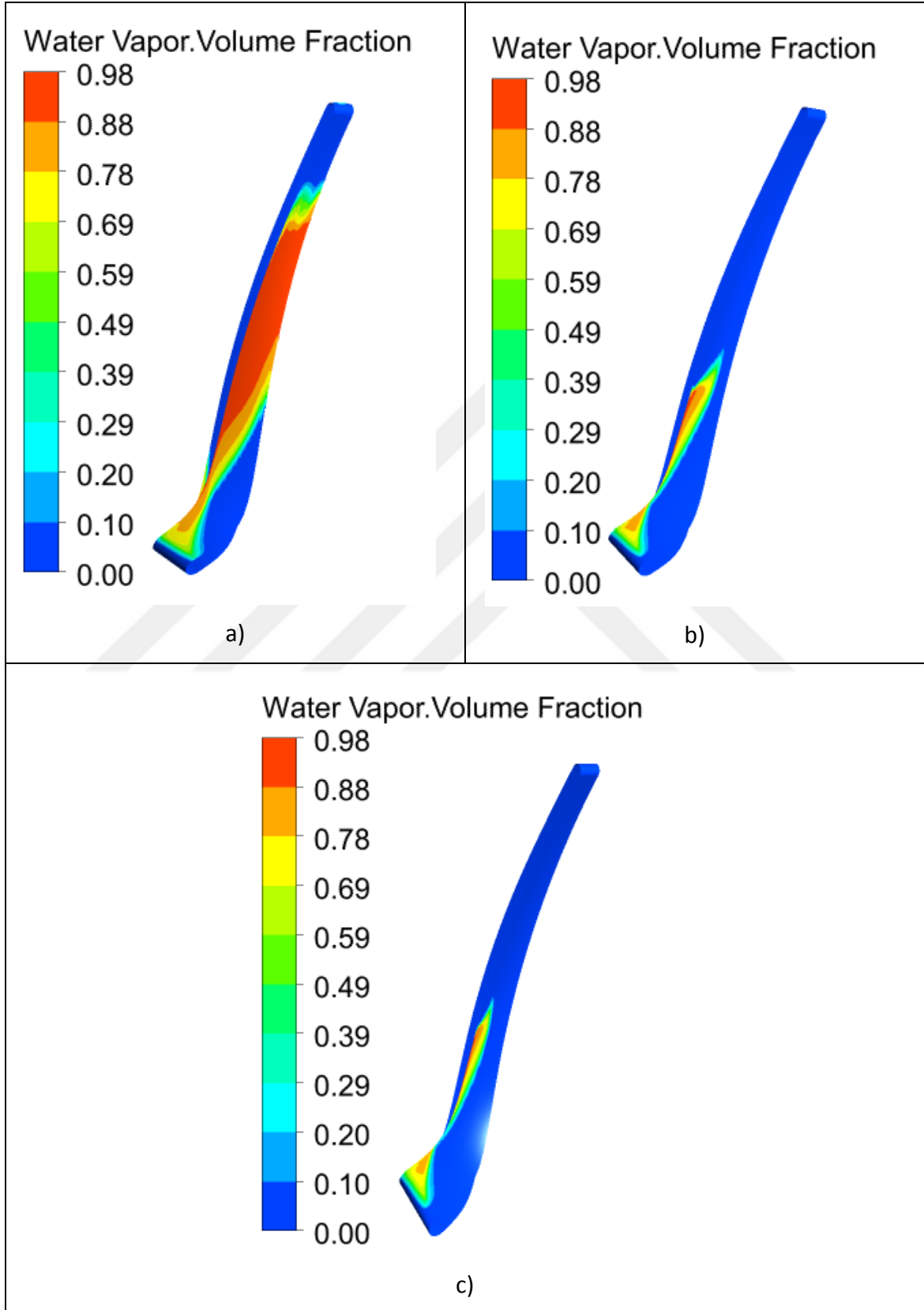
Farklı arka yanak örtme açıları için 2,061 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 91°, b) 101°, c) 111°



Farklı arka yanak örtme açıları için 2,761 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 91°, b) 101°, c) 111°

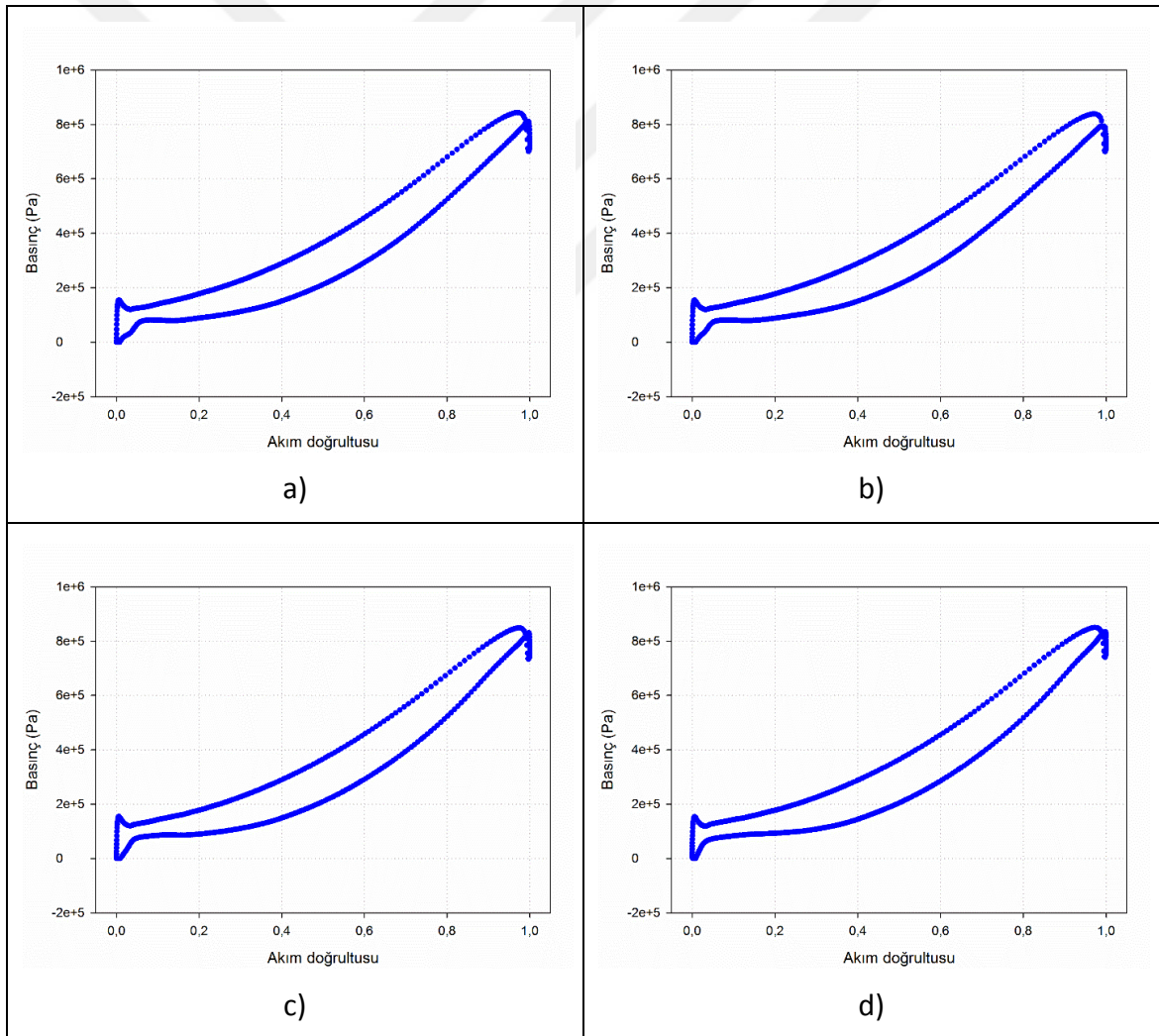


Farklı arka yanak örtme açıları için 4,156 m³/h debide kanat etrafındaki su buharının hacimsel oranı a) 91°, b) 101°, c) 111°

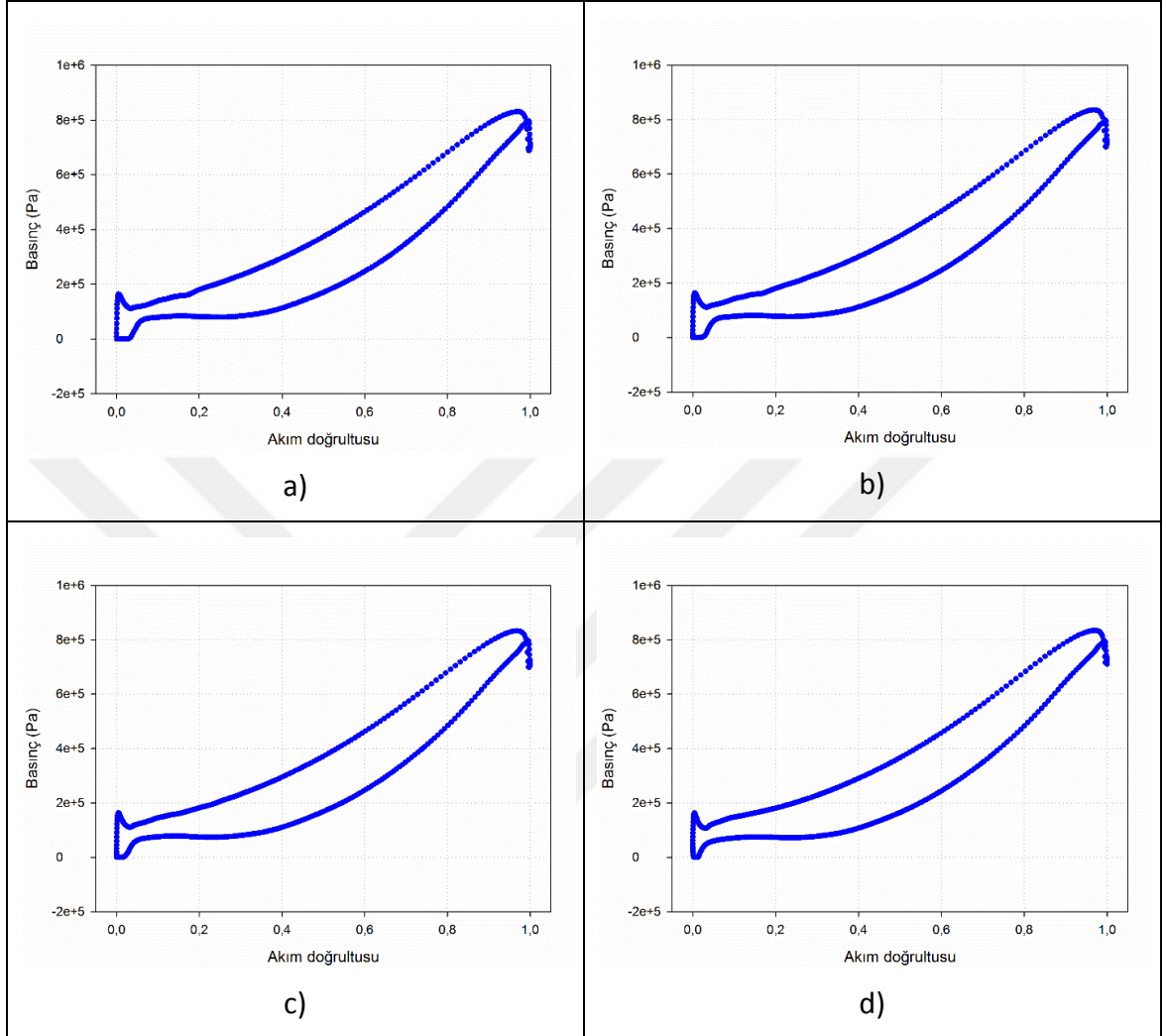


KANAT YÜKLERİ

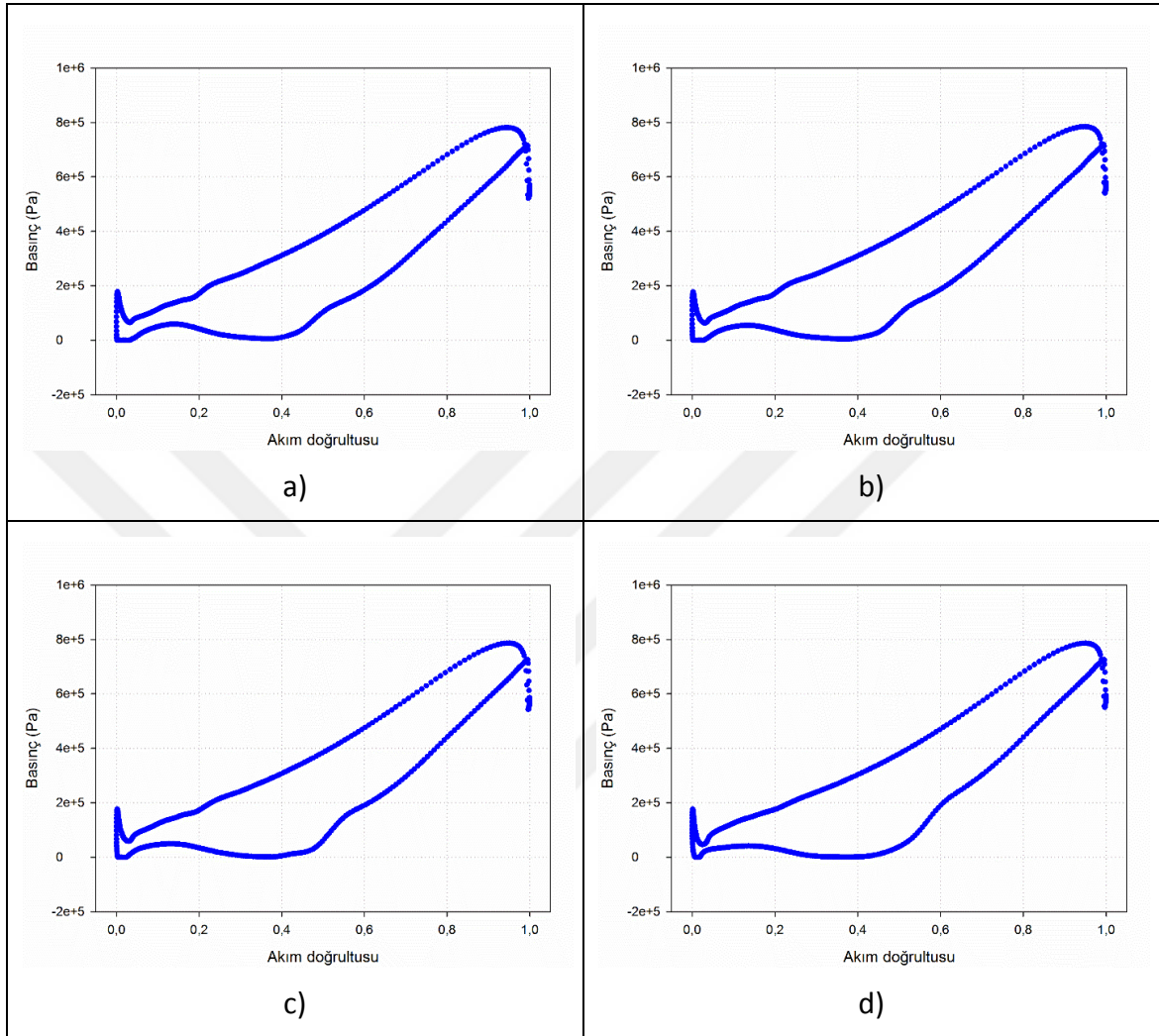
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 2,061 m³/h debide kanat yükleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



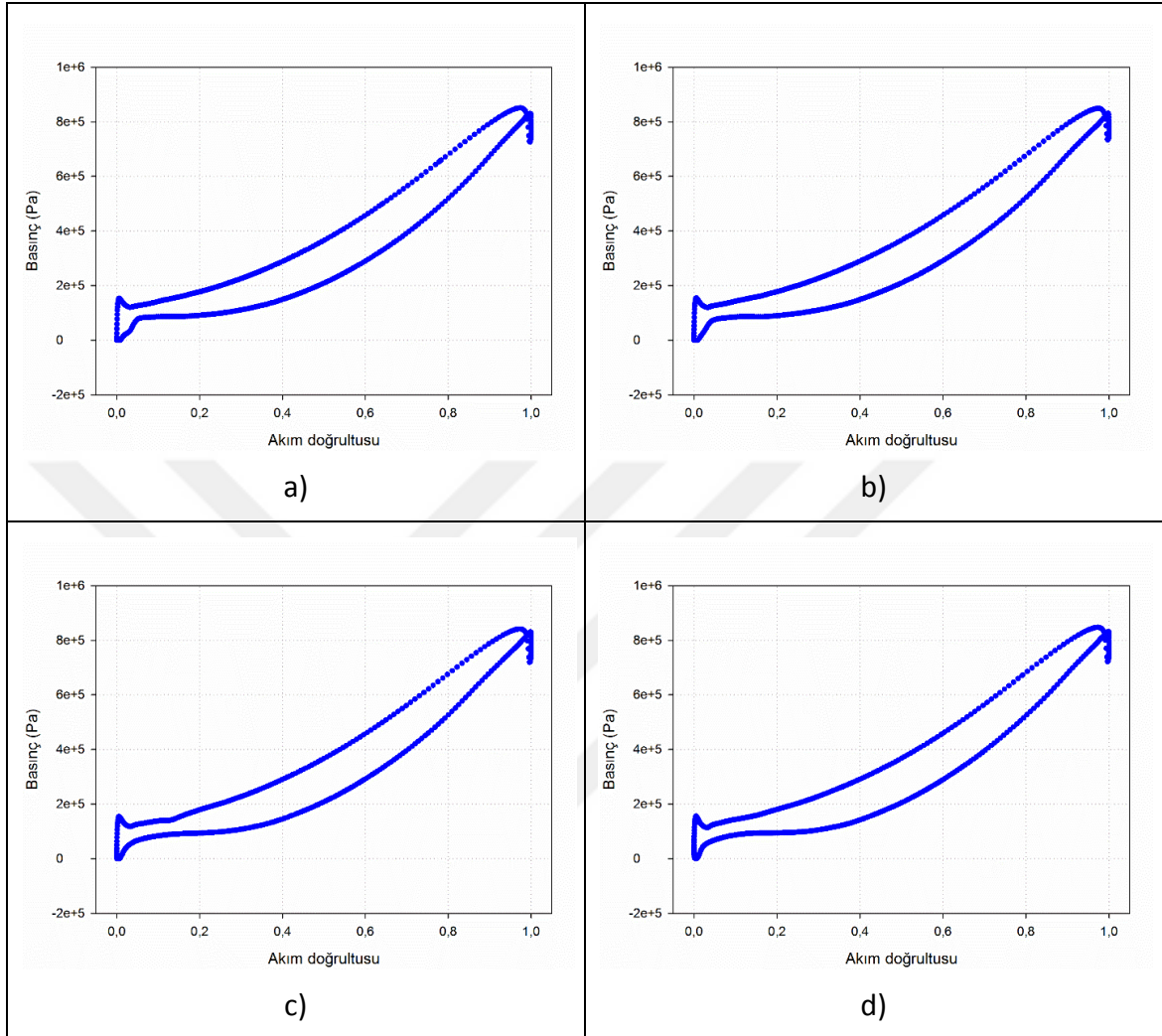
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 2,761 m³/h debide kanat yükleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



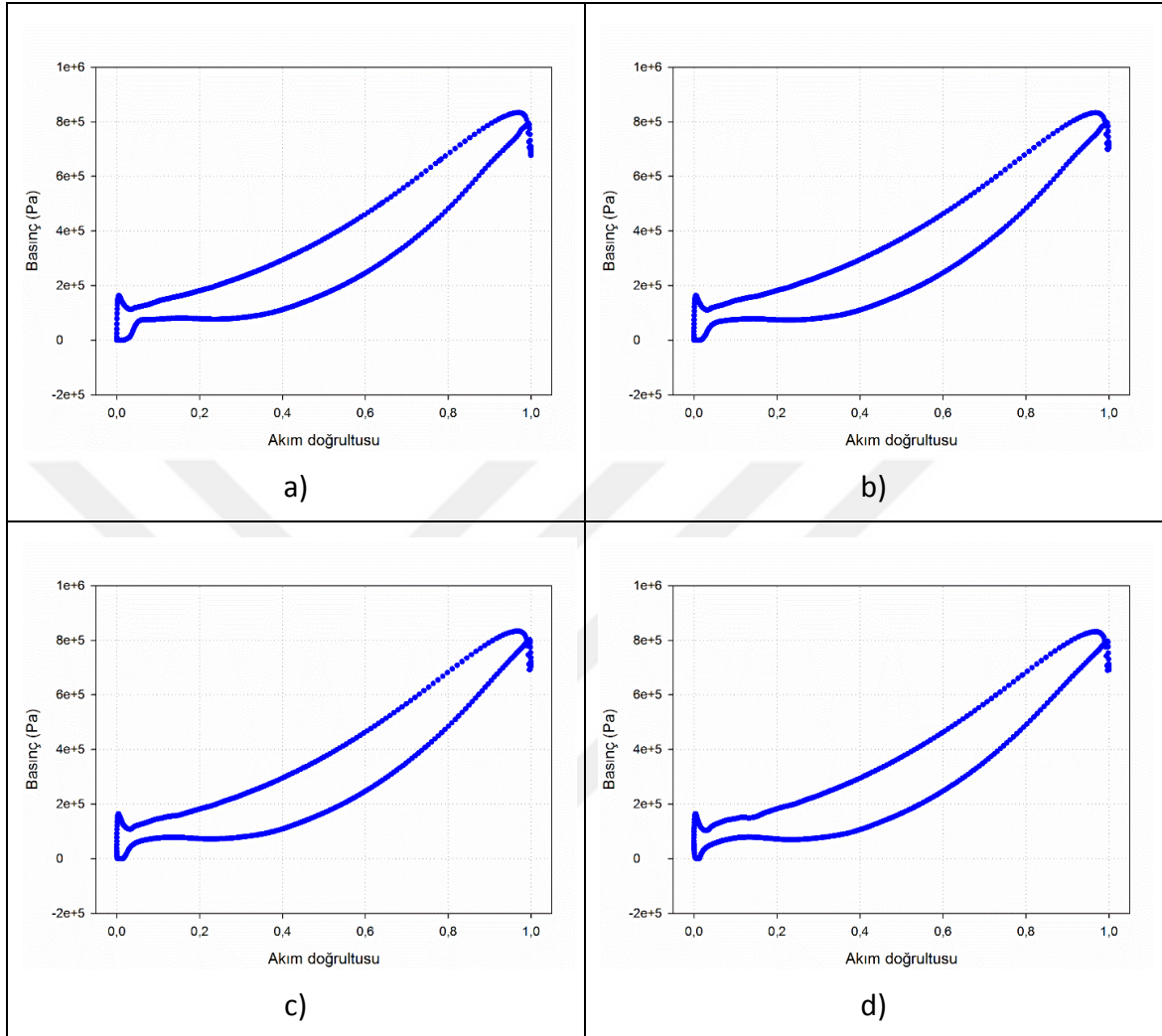
Farklı ön yanak kanat giriş açıları için 4,156 m³/h debide kanat yükleri a) 20°, b) 30°, c) 39,15°, d) 50°



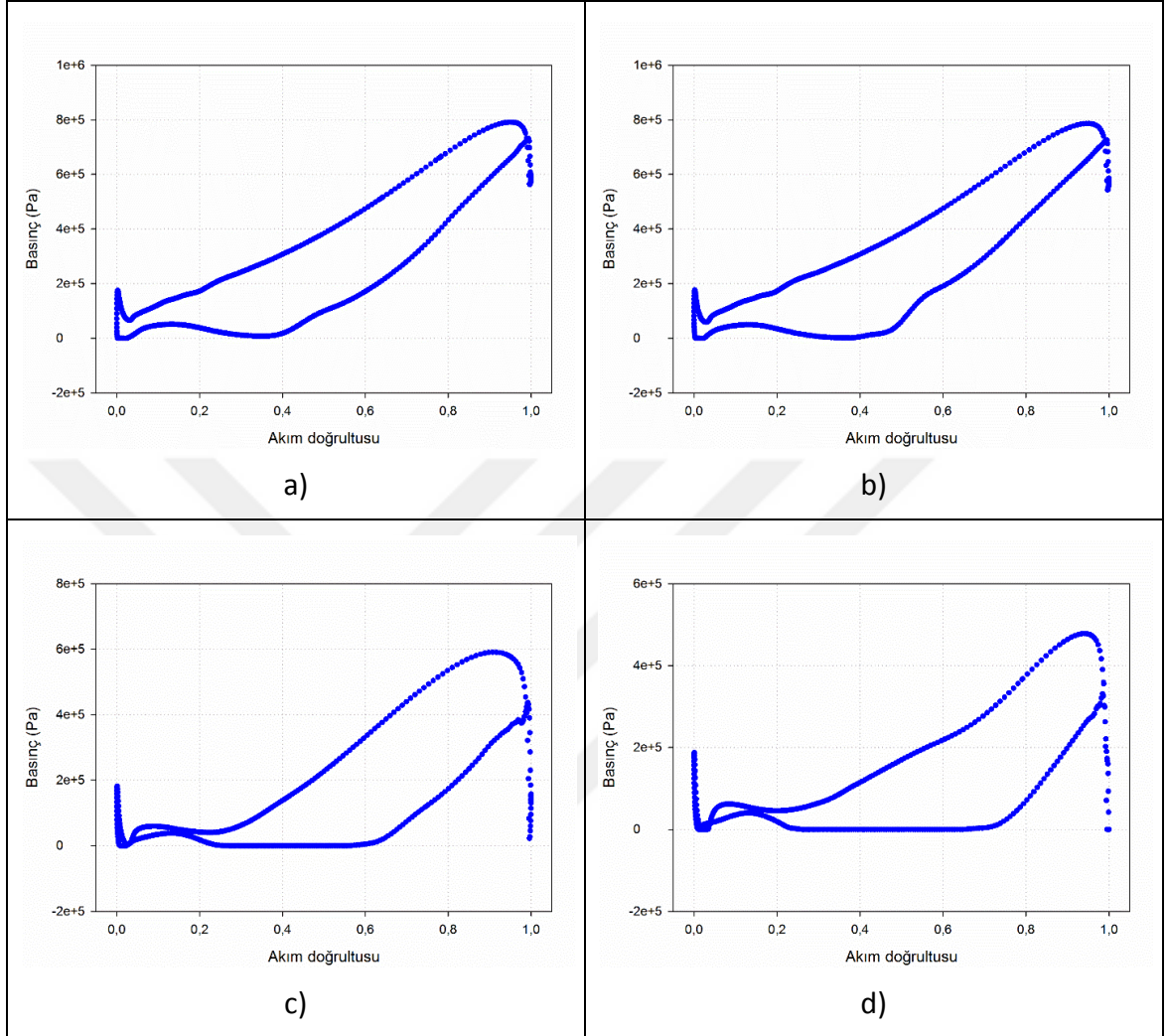
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 2,061 m³/h debide kanat yükleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



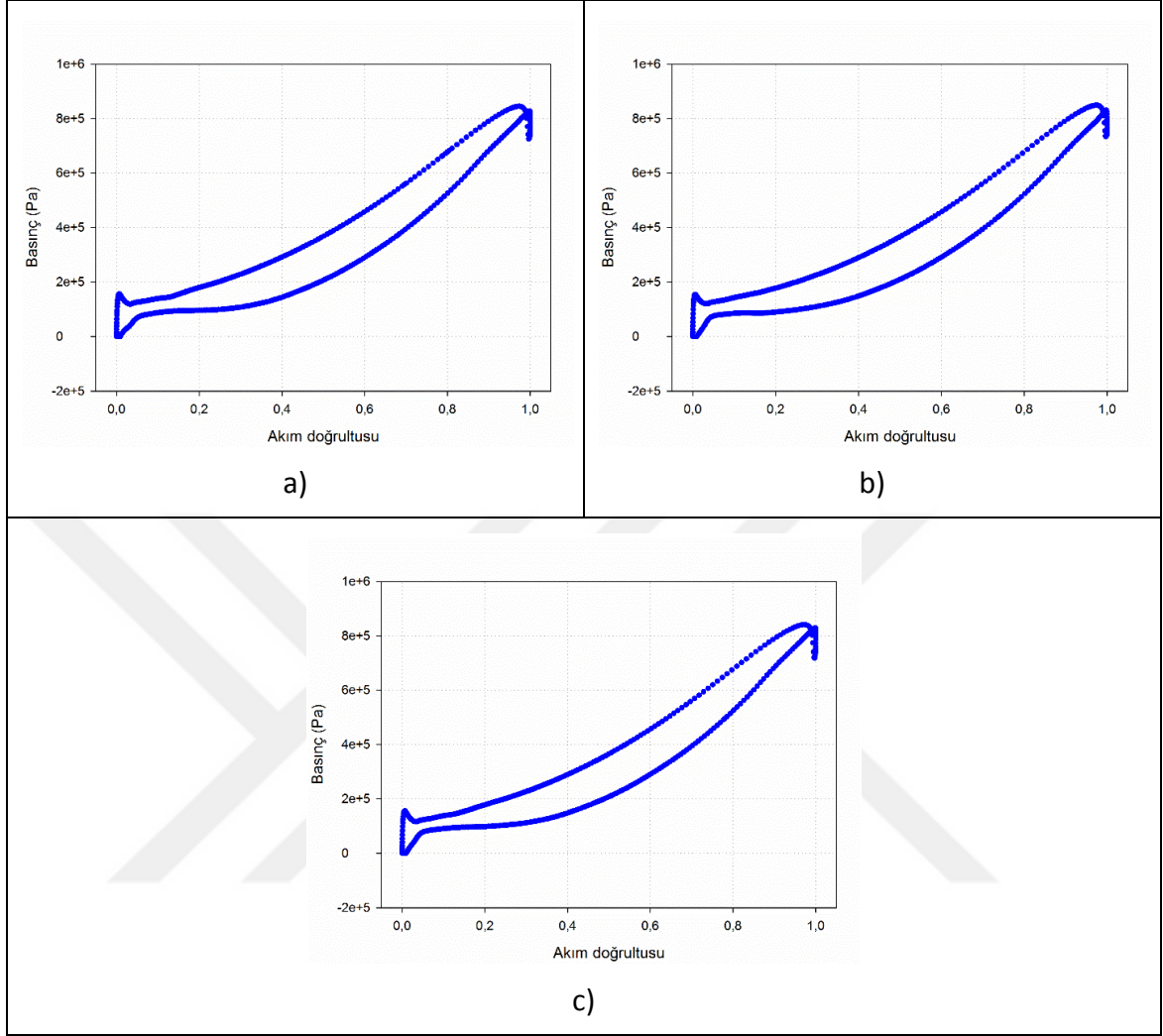
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 2,761 m³/h debide kanat yükleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



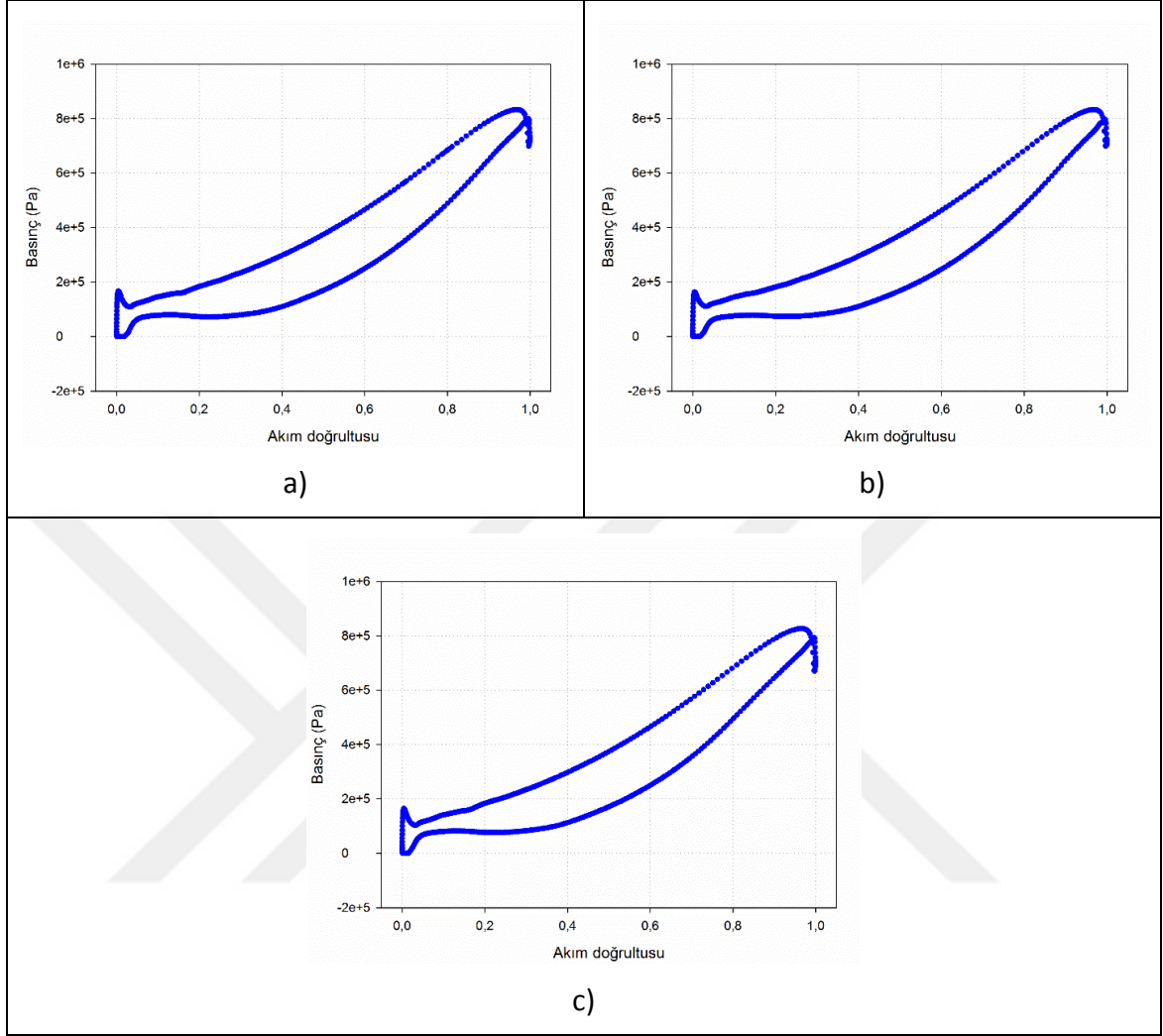
Farklı arka yanak kanat giriş açıları için 4,156 m³/h debide kanat yükleri a) 20°, b) 32,27°, c) 40°, d) 50°



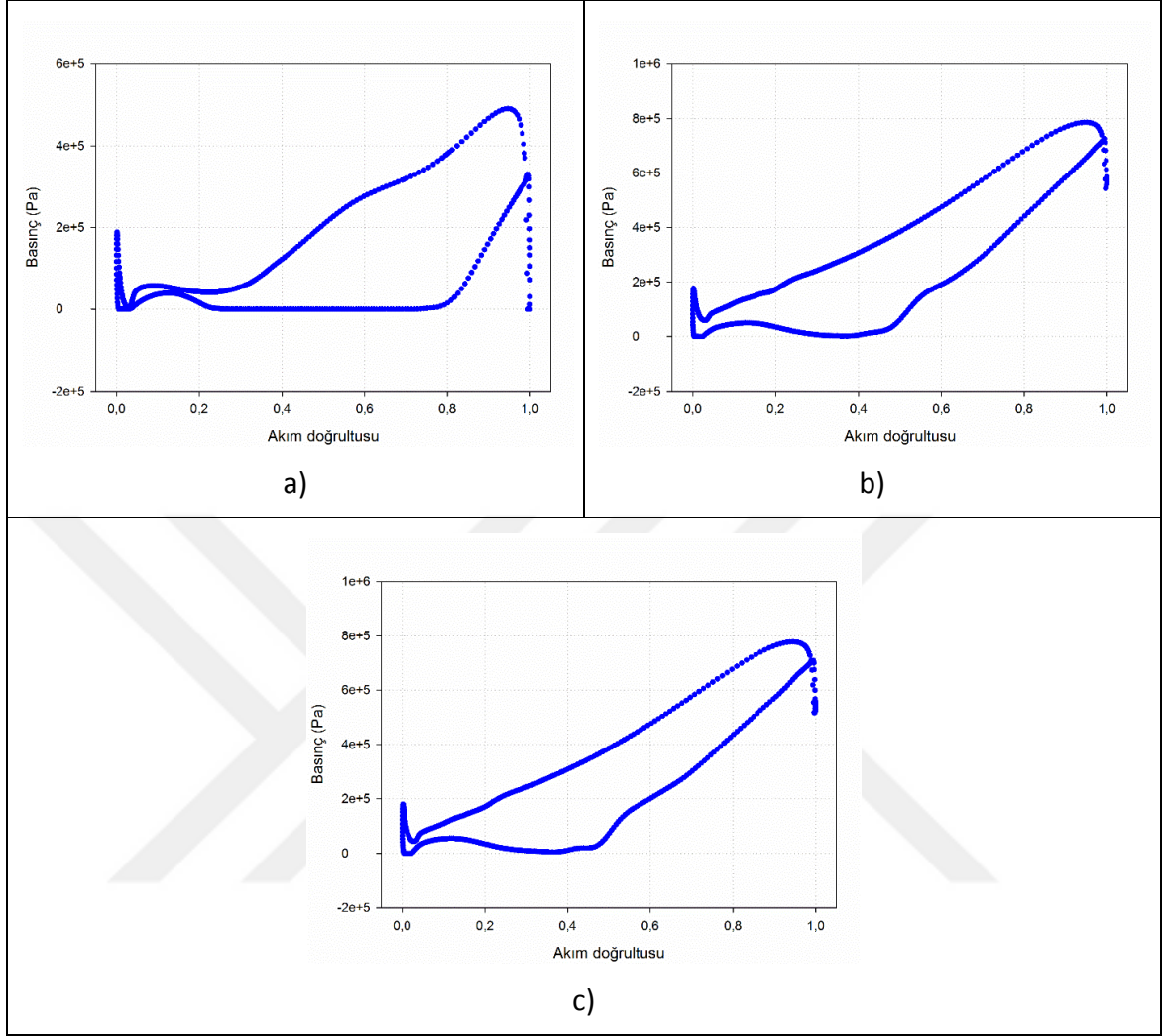
Farklı ön yanak örtme açıları için 2,061 m³/h debide kanat yükleri a) 71°, b) 81°, c) 91°



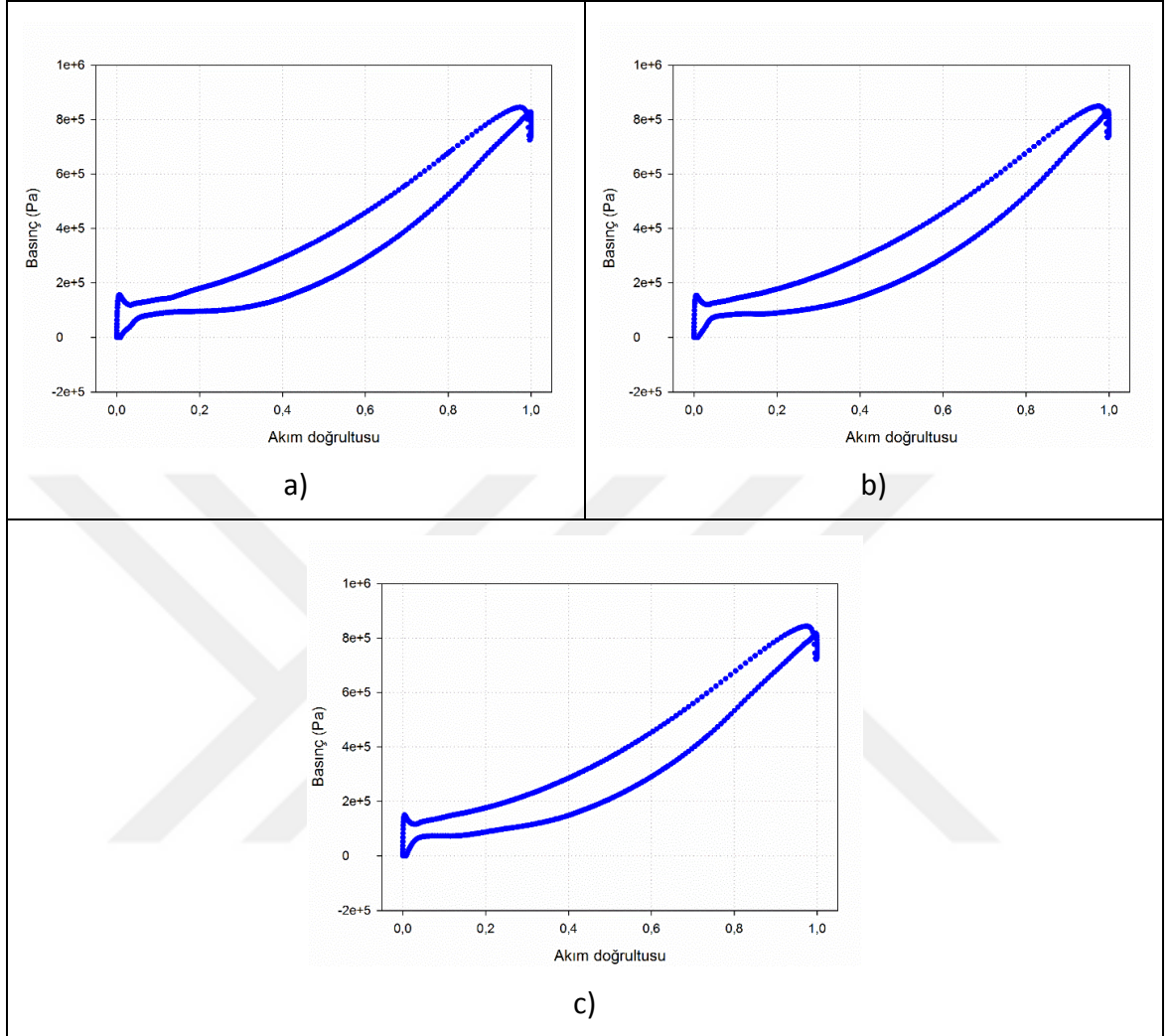
Farklı ön yanak örtme açıları için 2,761 m³/h debide kanat yükleri a) 71°, b) 81°, c) 91°



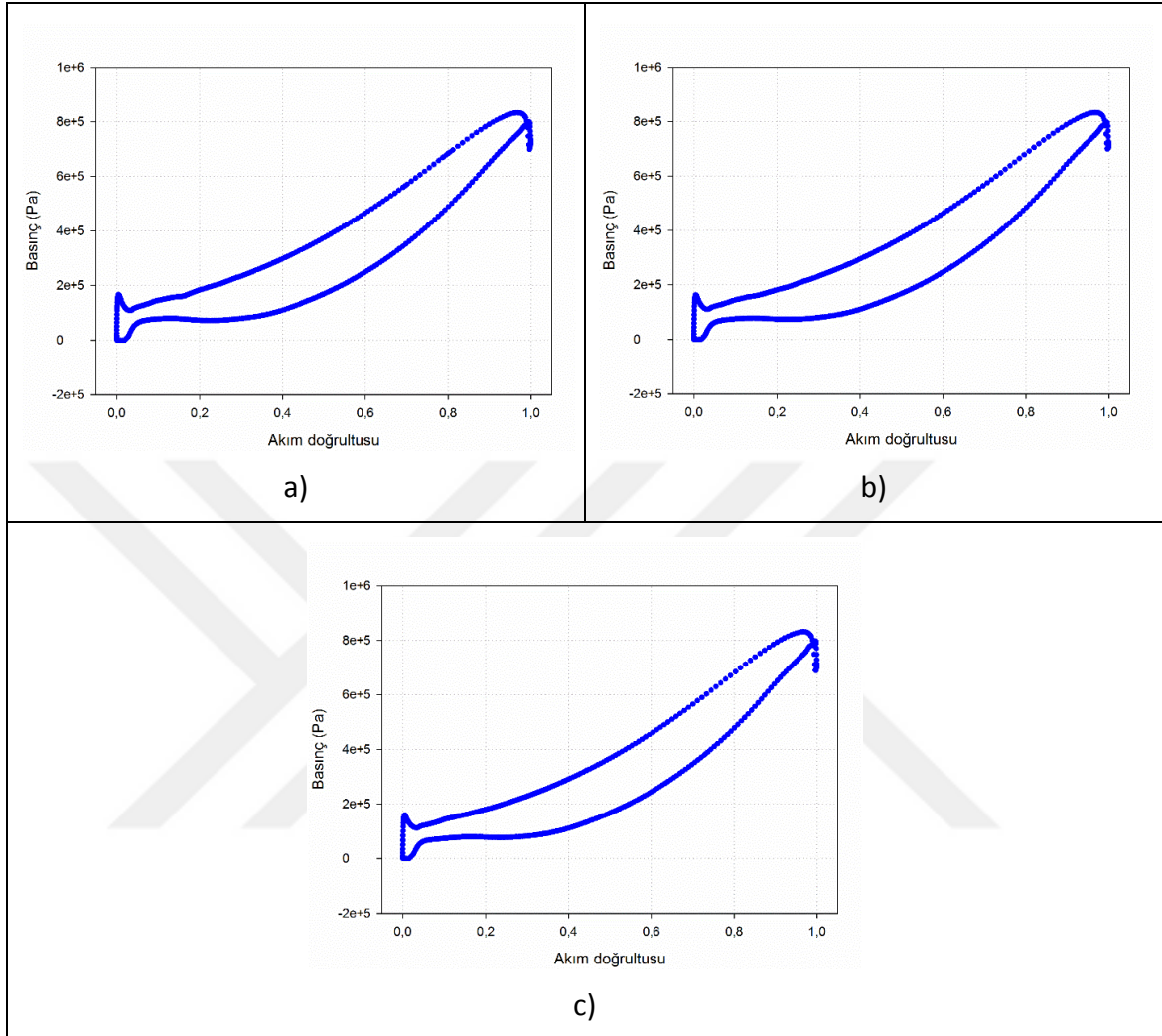
Farklı ön yanak örtme açıları için 4,156 m³/h debide kanat yükleri a) 71°, b) 81°, c) 91°



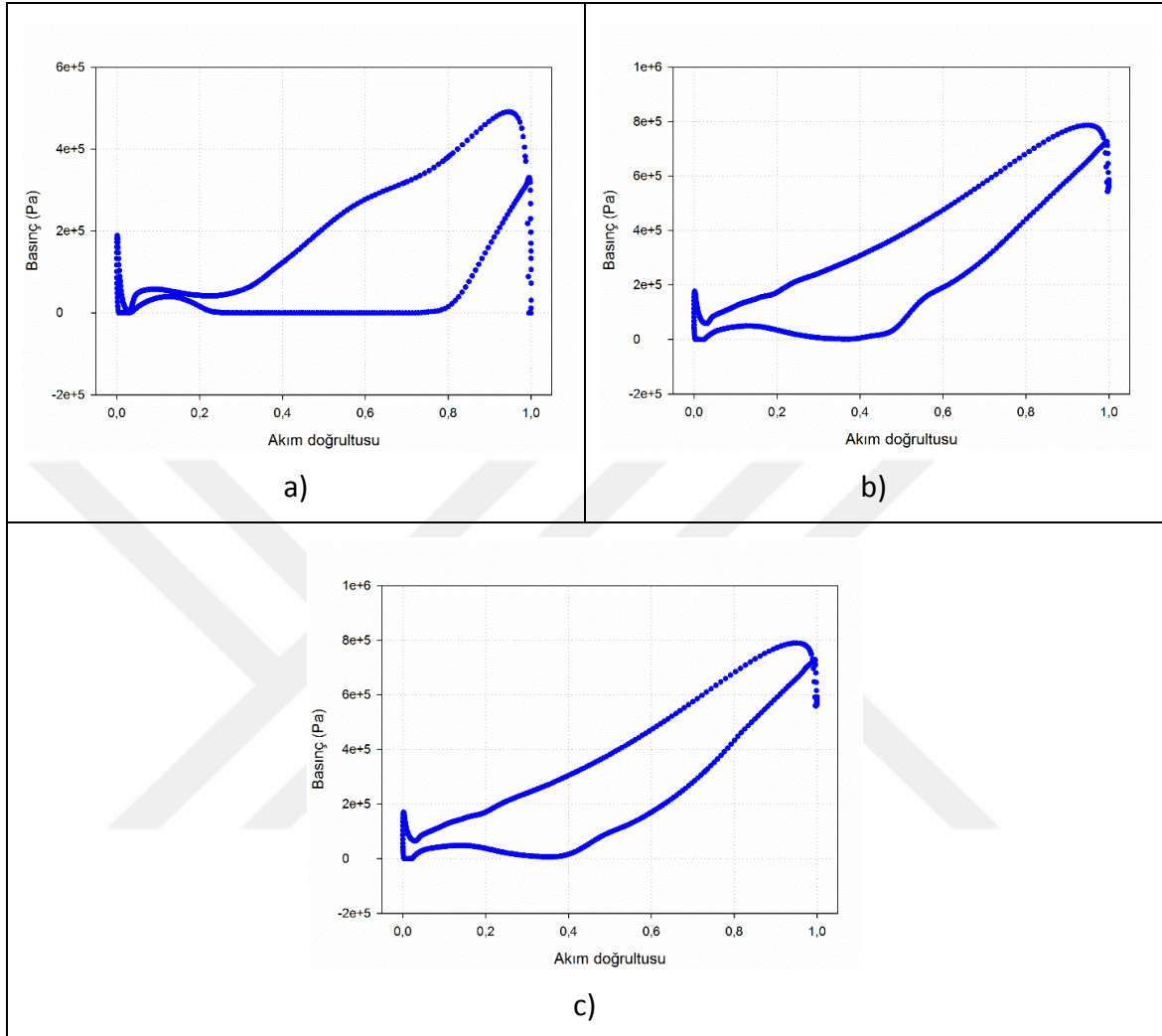
Farklı arka yanak örtme açıları için 2,061 m³/h debide kanat yükleri a) 91°, b) 101°, c) 111°



Farklı arka yanak örtme açıları için 2,761 m³/h debide kanat yükleri a) 91°, b) 101°, c) 111°



Farklı arka yanak örtme açıları için 4,156 m³/h debide kanat yükleri a) 91°, b) 101°, c) 111°



DÜŞÜK DEBİLERDEKİ BASMA YÜKSEKLİĞİ DEĞERLERİ

Farklı kanat giriş ve örtme açılarında 49,7 m³/h debideki basma yükseklikleri

H (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			θ _{arka yanak} = 101° için ÖN YANAK AÇISI			θ _{ön yanak} = 81° için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	β _{arka yanak} = 32,27° için ÖN YANAK AÇISI	20°	99	98,24	96,75	98	98,24	98,15
		30°	98,92	99,18	96,16	98,82	99,18	98,23
		39,15°	99,45	98,59	97,24	98,62	98,59	98,45
		50°	99,57	99,13	97,77	99,25	99,13	98,82
	β _{ön yanak} = 39,15° için ARKA YANAK AÇISI	20°	99,84	98,37	97,49	98,54	98,37	98,81
		32,27°	99,45	98,59	97,24	98,62	98,59	98,45
		40°	100,24	99	96,19	98,48	99	98,77
		50°	99,36	98,49	86,50	97,16	98,49	98,14

Farklı kanat giriş ve örtme açılarında 37,1 m³/h debideki basma yükseklikleri

H (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			θ _{arka yanak} = 101° için ÖN YANAK AÇISI			θ _{ön yanak} = 81° için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	β _{arka yanak} = 32,27° için ÖN YANAK AÇISI	20°	99,16	97,73	98,95	99,29	97,73	98,71
		30°	98,98	98,49	98,39	99,34	98,49	98,42
		39,15°	99,02	99,87	99	99,34	99,87	98,22
		50°	99,77	98,53	99,22	100,16	98,53	99,12
	β _{ön yanak} = 39,15° için ARKA YANAK AÇISI	20°	99,55	99,27	98,87	98,94	99,27	98,67
		32,27°	99,02	99,87	99	99,34	99,87	98,22
		40°	98,86	98,90	98,96	99,41	98,90	99
		50°	98,39	100,32	91,39	99,89	100,32	98,38

DÜŞÜK DEBİLERDEKİ ENPY_G DEĞERLERİ

Farklı kanat giriş ve örtme açılarında 49,7 m³/h debideki ENPY_G değerleri

ENPY _G (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			θ _{arka yanak} = 101° için ÖN YANAK AÇISI			θ _{ön yanak} = 81° için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	β _{arka yanak} = 32,27° için ÖN YANAK AÇISI	20°	4,21	4,01	3,96	4,06	4,01	3,86
		30°	4,57	4,26	3,75	4,01	4,26	3,81
		39,15°	4,47	4,26	3,75	4,01	4,26	3,91
		50°	4,57	4,47	3,65	3,96	4,47	4,26
	β _{ön yanak} = 39,15° için ARKA YANAK AÇISI	20°	4,47	4,06	3,96	3,81	4,06	4,01
		32,27°	4,47	4,26	3,75	4,01	4,26	3,91
		40°	4,77	4,57	3,86	3,86	4,57	3,70
		50°	4,77	3,96	3,91	3,81	3,96	3,96

Farklı kanat giriş ve örtme açılarında 37,1 m³/h debideki ENPY_G değerleri

ENPY _G (m)			ÖRTME AÇISI (θ)					
			θ _{arka yanak} = 101° için ÖN YANAK AÇISI			θ _{ön yanak} = 81° için ARKA YANAK AÇISI		
			71°	81°	91°	91°	101°	111°
KANAT GİRİŞ AÇISI (β)	β _{arka yanak} = 32,27° için ÖN YANAK AÇISI	20°	2,53	2,53	2,43	2,53	2,53	2,33
		30°	2,58	2,38	2,33	2,43	2,38	2,43
		39,15°	2,43	2,23	2,28	2,23	2,23	2,33
		50°	2,53	2,17	2,12	2,17	2,17	2,07
	β _{ön yanak} = 39,15° için ARKA YANAK AÇISI	20°	2,74	2,38	2,28	2,38	2,38	2,33
		32,27°	2,43	2,23	2,28	2,23	2,23	2,33
		40°	2,53	2,23	2,17	2,28	2,23	2,17
		50°	2,38	2,33	2,23	2,33	2,33	2,17

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Aydın Hacı DÖNMEZ
Doğum Tarihi ve Yeri : 06.08.1986, Beyşehir
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : adonmez@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makina Mühendisliği	İstanbul Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Makina Mühendisliği	İstanbul Teknik Üniversitesi	2009
Lise	Sayısal	Mahmut Esat Anadolu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010-2018	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2008-2009	Arçelik-LG Klima San. ve Tic. A.Ş	Proje Öğrencisi

YAYINLARI

Makale

1. Dönmez, A. H., Yumurtacı, Z., ve Kavurmacioğlu, L. (2019). "The Effect of Inlet Blade Angle Variation on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump: A Parametric Study", *Journal of Fluids Engineering*, 141(2), 021101.
2. Karakoyun, Y., Dönmez, A.H., ve Yumurtacı, Z. (2018). "Comparison of environmental flow assessment methods with a case study on a runoff river-type hydropower plant using hydrological methods", *Environmental Monitoring and Assessment* 190(12), 722.
3. Çebi, A., Celen, A., Dönmez, A. H., Karakoyun, Y., Celen, P., Salih, M., ... ve Wongwises, S. (2018). "A Review of Flow Boiling in Mini and Microchannel for Enhanced Geometries", *Journal of Thermal Engineering*, 4(3), 2037-2074.
4. Dönmez, A. H., Karakoyun, Y., ve Yumurtacı, Z. (2017). "Electricity Demand Forecast of Turkey Based on Hydropower and Windpower Potential", *Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, 12(1), 85-90.
5. Karakoyun, Y., Yumurtacı, Z., ve Dönmez, A. H. (2016). "Environmental Flow Assessment for Energy Generation Sustainability Employing Different Hydraulic Evaluation Methods: Çambaşı Hydropower Plant Case Study in Turkey", *Clean Technologies and Environmental Policy*, 18(2), 583-591.
6. Karakoyun, Y., Yumurtacı, Z., ve Dönmez, A. H. (2014). "Türkiye'nin Hidrolik Potansiyeline Küresel Bir Bakış", *Enerji ve Çevre Dünyası*, 112, 38-54. ISSN: 1305-2047
7. Yumurtacı, Z., ve Dönmez, A. H. (2013). "Konutlarda Enerji Verimliliği", *Mühendis ve Makina*, 54(637), 38-43.

Bildiri

1. Dönmez A. H., Yumurtacı Z., ve Kavurmacioğlu L. (2018). "Numerical Simulation of a Cavitating Centrifugal Pump", *International Symposium on Innovative Approaches in Scientific Studies*, 11-13 April, Antalya, Turkey
2. Dönmez A. H., Kavurmacioğlu L., ve Yumurtacı Z. (2018). "Numerical Modeling of a Francis Turbine Draft Tube under Full and Partial Loads", *International Symposium on Innovative Approaches in Scientific Studies*, 11-13 April, Antalya, Turkey

3. Karakoyun Y., Yumurtacı Z., & Dönmez A. H. (2016). "Minimum Flow Assessment by Using Different Environmental Flow Assessment Methods: A Case Study", International Conference on Energy Systems, 23-25 December, Istanbul, Turkey.
4. Dönmez A. H. (2015). "A New Filter Design for a Vacuum Cleaner", International Conference on Energy Systems, 23-25 December, Istanbul, Turkey.
5. Karakoyun Y., Dönmez A. H., ve Yumurtacı Z. (2015). "Experimental Investigation of Thermal Conductivity of Insulation Materials", International Conference on Energy Systems, 23-25 December, Istanbul, Turkey.
6. Karakoyun Y., Dönmez A. H., Yumurtacı Z., ve Gönül A. (2015). "Comparison of Different Electricity Demand Forecast Models in Turkey", International Conference on Energy Systems, 23-25 December, Istanbul, Turkey
7. Dönmez A. H., Kavurmacioğlu L., ve Yumurtacı Z. (2013). "Modeling of Fluid Flow in Francis Turbine Draft Tube", International Journal of Arts and Sciences, 27-30 November, Freiburg, Germany.
8. Dönmez A. H., Jabbaribehrooz, Y., Meydanlı, S. C., ve Kuddusi, L. (2010). "A New Design for an Existing Air-Conditioner Heat Exchanger to Improve the Thermal Performance", CLIMA 2010 Congress, 9-12 May, Antalya, Turkey.

Kitap

1. Karakoyun, Y., Yumurtacı, Z., ve Dönmez, A. H. (2018). "Environmental Flow Assessment Methods: A Case Study", Exergetic, Energetic and Environmental Dimensions, 1061-1074.

Proje

1. Yumurtacı, Z., ve Dönmez, A.H. "Santrifüj Pompalarda Kavitasyonun Modellenmesi", Yıldız Teknik Üniversitesi Teknopark.
2. Yumurtacı, Z., ve Dönmez, A.H. "Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile Pompalarda Kavitasyon Analizi", Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü, Proje Numarası: 2014-06-01-DOP01