

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YAĞLI TİP BİR VİDALI KOMPRESÖRÜN TASARIM
OPTİMİZASYONU VE HAD ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Ahmet AYDIN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tahsin ENGİN

Ocak 2021

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Ahmet AYDIN

09.12.2020

TEŞEKKÜR

Doktora eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Tahsin ENGİN'e teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin yazımı esnasında gösterdiği sabır ve anlayıştan dolayı sevgili eşim Aynur UĞRAŞ AYDIN'a, oğlum Uraz AYDIN'a, annem Hatice AYDIN ve babam Mustafa AYDIN'a şükranlarımı sunarım.

Tezim kapsamında 2214-a Yurtdışı Doktora Sırası Araştırma Programı ve 1059B141800205 başvuru numarasıyla London City Üniversitesi Kompresör Araştırma Merkezi bünyesinde yaptığım yurtdışı araştırmalarım destek olan TÜBİTAK'a, yine aynı merkezde çalışmalarım beni yönlendiren Sayın Prof. Dr. Ahmed KOVACEVIC'e ve ekibine, her türlü fiziki altyapı ve tecrübe paylaşımlarıyla bana destek olan Özen Kompresör firmasına teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Tezin Kapsamı.....	3
1.2. Motivasyon.....	3
BÖLÜM 2.	
VİDALI KOMPRESÖRLER	5
2.1. Vidalı Kompresörlerin Çalışma Prensipleri	5
2.2. Literatür Taraması	7
2.2.1. Vidalı kompresörlerin tarihçesi	7
2.2.2. Vidalı kompresörlerin tasarım gelişimi.....	8
2.2.3. Rotor profilleri ve rotor profili oluşturma metodolojileri.....	9
2.2.4. Termodinamik modelleme.....	10
2.2.5. (HAD) ile hesaplama ve optimizasyon	11
BÖLÜM 3.	
VİDALI KOMPRESÖRÜN KİNEMATİK ANALİZİ.....	13
3.1. Temel Profilin Oluşturulması.....	15
3.2. Erkek ve Dişi Rotorun Oluşturulması.....	17

3.3. Rotorlar Arası Temas Çizgisinin Belirlenmesi	19
3.4. Rotor Tasarım Sınırlarının Belirlenmesi.....	20
3.5. Rotor Profiline Bağlı Geometrik Hesaplamalar ve Terminoloji	21

BÖLÜM 4.

VİDALI KOMPRESÖRÜN TERMODİNAMİK HESAPLAMALARI	25
4.1. Kütlenin Korunumu	27
4.2. Enerji Korunumu	27
4.3. Portlar Arasındaki Akış Hesabı	28
4.4. Yağ Enjeksiyonu	29
4.5. Sızıntı Akışları.....	30
4.6. Performans Parametreleri.....	32

BÖLÜM 5.

VİDALI KOMPRESÖRÜN OPTİMİZASYONU	34
5.1. Optimizasyon İçin Giriş Parametrelerinin Belirlenmesi.....	37
5.2. Rotor Optimizasyonu.....	38
5.2.1.Optimizasyon parametrelerinin tanımlanması.....	38
5.2.1.1. Dokuz eğrili “N” profil.....	38
5.2.1.2. Demonstrated “N” profil	39
5.2.2. RSO optimizasyon metodu ile optimizasyon	40
5.2.2.1. Varyasyonların (tasarım setinin) oluşturulması	41
5.2.2.2. Tepki yüzeyinin (response surface) oluşturulması...	42
5.2.2.3. Optimizasyon sonuçları.....	46
5.2.3. Taguchi optimizasyon metodu ile optimizasyon	50
5.2.3.1. Varyasyonların (tasarım setinin) oluşturulması	50
5.2.3.2. Optimizasyon sonuçları ve karşılaştırması	52
5.3. Yağ Enjeksiyon Noktası ve Basma Portu Optimizasyonu	55
5.3.1. Port tasarımlarının yapılması.....	55
5.3.2. RSO ile optimizasyon	58
5.3.2.1. Varyasyonların (tasarım setinin) oluşturulması	59
5.3.2.2. Tepki yüzeyinin (response surface) oluşturulması...	59

5.3.2.3. Port optimizasyonu sonuçları.....	61
--	----

BÖLÜM 6.

HAD MODELİNİN OLUŞTURULMASI.....	63
6.1. Akış Hacminin Oluşturulması.....	63
6.2. Çözüm Ağının Oluşturulması.....	64
6.3. Sınır Şartları	67
6.4. HAD Analizi Sonuçları ve SCORG ile Doğrulama	68

BÖLÜM 7.

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	82
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	91

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A_c	: Eksenler arası meafe
A_o	: Yağ damlacığı çapı
A	: Akış hacminin kesit alanı
β	: Helis açısı
β_o	: Giriş çıkış çap oranı
CP	: Temas çizgisi metodu
C_d	: Orifis katsayısı
C_e	: Sıkıştırma bitiş açısı
C_p	: Özgül ısı
C_s	: Sıkıştırma başlama açısı
d	: IJ doğrusunun uzunluğu (Şekil 3.2)
ξ	: Sızıntı akışı direnci
e_a	: FG elipsinin büyük yarıçapı
e_b	: FG elipsinin küçük yarıçapı
e_x, e_y	: FG elipsinin merkez koordinatı
γ	: Hava fazlalık katsayısı
GP	: Profil oluşturma metodu
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
h	: Entalpi
h_a	: Lob dibi yüksekliği
h_d	: Diş dibi yüksekliği
K	: CD eğrisinin öteleme mesafesi (Şekil 3.2)
L	: Rotor boyu
M	: Moleküler ağırlık
$\dot{m}$	: Kütlesel debi

$\dot{n}$	: Devir
η_a	: Adyabatik verim
n_h^i	: Temel profil eğrisinin normali
η_v	: Volumetrik verim
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç
P_w	: Güç
P_{ind}	: İndike güç
P_s	: Özgül güç
p_1	: AB dairesinin yarıçapı (Şekil 3.2)
p_2	: HI dairesinin yarıçapı (Şekil 3.2)
Pr	: Prandtl sayısı
R	: Hava sabiti
R_b	: Bağıl uzunluk
Re	: Reynolds sayısı
r_h^i	: Temel profil eğrisinin konum vektörü
r_{d1}	: Erkek rotorun dış yarıçapı
r_{d2}	: Dişi rotorun dış yarıçapı
r_{hi}	: Rotor koordinatı $((x_{hi}(\theta), y_{hi}(\theta))$
r_{i1}	: Erkek rotorun iç yarıçapı
r_{i2}	: Dişi rotorun iç yarıçapı
r_o	: Dış yarıçap
r_{p1}	: Erkek rotorun yuvarlanma yarıçapı
r_{p2}	: Dişi rotorun yuvarlanma yarıçapı
ρ	: Yoğunluk
δ	: Temel profil öteleme mesafesi (Şekil 3.3)
t	: Zaman
T	: Sıcaklık
θ_1, θ_2	: FG elipsinin tarama başlangıç ve bitiş açısı
u_n	: Yüksek basınç tarafı basınç açısı
v	: Akış hızı

V	: Hacim
$V_{akış}$	: Akış hacmi
V_b	: Basma portu açıldığında akış hacmi
V_i	: Maksimum hacmin basma hacmine oranı
v_n	: Yüksek basınç tarafı basınç açısı
ν	: Kinematik viskozite
V_{t1}	: Erkek rotorun çizgisel hızı
V_{t2}	: Dişi rotorun çizgisel hızı
ω	: DE eğrisinin yuvarlanma açısı (Şekil 3.2)
W	: İş
W_n	: Lob adımı
W_s	: Sarmal açısı
$\emptyset_1$	: Erkek rotorun dönme açısı
$\emptyset_2$	: Dişi rotorun dönme açısı
x_c, y_c	: Rotor profilinin referans koordinatı (Şekil 3.3)
x_{f1}, y_{f1}, z_{f1}	: Temas çizgisi koordinatı
$x_{hi}(\theta), y_{hi}(\theta)$	: Temel profil eğrisinin koordinatı
ζ	: CD eğrisinin yuvarlanma açısı (Şekil 3.2)
z_1	: Erkek rotorun lob sayısı
z_2	: Dişi rotorun lob sayısı
Z	: Hava gaz sabiti
İndis	
1	: Erkek rotor
2	: Dişi rotor
db	: Düşük basınç
e	: Emiş
b	: Basma
sk	: Sızıntı kayıp
sg	: Sızıntı giriş
yb	: Yüksek basınç

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Endüstride aktif olarak kullanılan kompresör tipleri [6].	2
Şekil 2.1. Kompresörün içerisine alınan havanın sıkıştırma esnasındaki 4 ana fazı .	5
Şekil 2.2. Vida bloğunun komponentlerinin temsili gösterimi [10]	6
Şekil 2.3. Vidalı kompresör çeşitleri [10, 11]	6
Şekil 2.4. Yağ enjekteli bir vidalı kompresörün yapısı [12]	7
Şekil 2.5. Kompresörlerin Rotor Gelişimi	10
Şekil 3.1. Rotor ana ölçülerinin gösterimi	14
Şekil 3.2. Temel profili oluşturan bağımsız değişkenler [9]	15
Şekil 3.3. Erkek rotor lobu ve dişi rotor yivinin oluşturulması	17
Şekil 3.4. Rotorların konumu ve temas çizgilerinin 2 boyutlu gösterimi	19
Şekil 3.5. Temas çizgisinin y ve z eksenine göre rotor üzerindeki gösterimi	20
Şekil 3.6. Temas çizgisinin izometrik gösterimi	20
Şekil 3.7. Alt kesme ve kesişim sınırı problemleri	21
Şekil 3.8. Yüzey Kesit Alanının Gösterimi	22
Şekil 3.9. Hacim-Açı Grafiği	22
Şekil 3.10. Port Yüzey Alanlarının Tanımlanması	23
Şekil 3.11. Erkek rotorun dönme açısına göre kesit alanlarının tanımlanması	24
Şekil 4.1. Kontrol hacimleri şematik gösterimi [70]	25
Şekil 4.2. Akış hacimlerinin termodinamik şeması	26
Şekil 4.3. Herbir kontrol hacminin termodinamik modellemesi [47, 70]	26
Şekil 4.4. Kompresör boşluklarının kesit ve izometrik görünümü	31
Şekil 5.1. Optimizasyon ve tasarım doğrulama stratejisi	35
Şekil 5.2. Optimizasyon Akış Şeması	36
Şekil 5.3. Dokuz Eğrili "N" Temel Profili	39
Şekil 5.4. Demonstrated "N" Profil [48]	40
Şekil 5.5. Parametrelerin özgül güç yoğunluğuna etkisi	43

Şekil 5.6. p_1 [mm] ve p_2 [mm] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi	43
Şekil 5.7. u_n (°) ve v_n (°) parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi.....	44
Şekil 5.8. t [mm] ve s [mm] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi.....	44
Şekil 5.9. κ [mm]ve τ [mm] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi.....	45
Şekil 5.10. d [mm] ve γ [°] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi	45
Şekil 5.11. A_c ve ro_2 parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi	46
Şekil 5.12. Optimize ve referans profil karşılaştırması.....	48
Şekil 5.13. Dış derinliğindeki değişim profiller üzerinde gösterimi	49
Şekil 5.14. Optimize edilmiş tasarımın geometrik özellikleri.....	50
Şekil 5.15. Parametrelerin özgül güce olan etkisi	53
Şekil 5.16. Yağ ve basma portlarının akış hacmine göre tanımlanması	56
Şekil 5.17. Emme portunun rotor pozisyonuna göre tasarımı.....	56
Şekil 5.18. Emme portunun rotor pozisyonuna göre kesit tasarımı.....	57
Şekil 5.19. Basma portuna göre başlangıç ve açılma açısına göre konumu	58
Şekil 5.20. Basma portunun eksenel görünümü	58
Şekil 5.21. Parametrelerin yerel hassasiyeti.....	60
Şekil 5.22. Parametrelerin özgül güce olan etkisi	61
Şekil 5.23. Akış hacminin tanımlanması	64
Şekil 5.24. Çözüm ağı oluşturma parametreleri [70].....	65
Şekil 5.25. Oluşturulan çözüm ağı.....	66
Şekil 5.26. Orthogonality Açısı [°]	66
Şekil 5.27. Sınır şartlarının tanımlanması	67
Şekil 5.28. Çalışma Hacmindeki Basınç Değişimi [bar]	68
Şekil 5.29. Basınç dağılımının 210 ° erkek rotor açısı için gösterimi	69
Şekil 5.30. Basınç dağılımının 240 ° erkek rotor açısı için gösterimi	70
Şekil 5.31. Basınç dağılımının 260 ° erkek rotor açısı için gösterimi	70
Şekil 5.32. Kompresör içerisine enjekte edilen yağın dağılımı.....	71
Şekil 5.33. Erkek rotor açısına göre kompresöre giren yağ debisi	72
Şekil 5.34. Farklı açılardaki rotor konumlarında yağ enjeksiyonunun incelenmesi..	72
Şekil 5.35. Emme ve basma portundaki debi [kg/s]	75
Şekil 5.36. Erkek rotor dönme açısına göre tork ve güç eğrileri.....	76
Şekil 5.37. Emme portu tarafı sızıntı akışları.....	77

Şekil 5.38. Basma tarafı sızıntı akışları.....	78
Şekil 5.39. Rotorlar arası temas çizgisi.....	79
Şekil 5.40. Rotorlar arası temas çizgisi yz	79
Şekil 5.41. Temas çizgisi üzerindeki hız vektörleri.....	80
Şekil 5.42. Rotor-rotor ve rotor-stator arası boşluklarda oluşan kayıplar.....	80
Şekil 5.43. Erkek ve dişi rotor yüzeyi basınç dağılımı	81



TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Referans Parametreler	13
Tablo 3.2. Temel profil eğrilerinin tanımlanması [9]	16
Tablo 5.1. Geometrik sabitlerin ve sınır şartlarının tanımlanması	37
Tablo 5.2. Havanın fiziksel özellikleri.....	37
Tablo 5.3. Yağın fiziksel özellikleri	38
Tablo 5.4. Parametrelerin referans değerleri	39
Tablo 5.5. Parametrelerin referans değerleri	40
Tablo 5.6. Hesaplanan minimum ve maksimum performans değerleri	42
Tablo 5.7. Profil parametrelerinin optimum değerleri	47
Tablo 5.8. Diş derinliği değişimi	49
Tablo 5.9. Parametrelerin alt ve üst sınırları	51
Tablo 5.10. Ortogonal Dizi (L27).....	51
Tablo 5.11. Sinyal gürültü oranlarının tepki yüzeyi tablosu	52
Tablo 5.12. Taguchi optimizasyon sonucu.....	53
Tablo 5.13. RSO ve Taguchi optimizasyon tekniği sonuçlarının karşılaştırılması ..	54
Tablo 5.14. Parametrelerin alt ve üst sınırları	59
Tablo 5.15. Hesaplanan minimum ve maksimum performans değerleri	60
Tablo 5.16. Port optimizasyonu sonucu	62
Tablo 5.17. Port optimizasyonu öncesi ve sonrası	62
Tablo 5.18. Çözüm ağı parametreleri	65
Tablo 5.19. SCORG ve CFX sonuçlarının karşılaştırılması	81

ÖZET

Anahtar kelimeler: Vidalı Kompresör, Kompresör, HAD, RSO, Taguchi

Bu çalışmanın amacı kompresörler arasında en yaygın kullanılan yağlı tip bir vidalı kompresörün port ve rotor tasarım parametreleri dahil olmak üzere tüm tasarım parametrelerinin; tek boyutlu termodinamik yaklaşımla, eş zamanlı olarak RSO (Tepki Yüzeyi Optimizasyon Tekniği) ve Taguchi optimizasyon tekniği olarak adlandırılan iki farklı optimizasyon tekniği ile optimize edilmesidir. Optimize edilen rotor profili ile oluşturulan çözüm hacmi, yağ ve hava olmak üzere çok fazlı olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinde (HAD) çözülmüştür.

Rotor optimizasyonu için öncelikle iki farklı rotor tasarım yaklaşımı, RSO (Tepki Yüzeyi Optimizasyon Tekniği) ile optimize edilmiştir. Elde edilen iki farklı optimize edilmiş rotor profili arasında özgül güçte %1,33 avantaj sağlayan profil referans alınmış ve bu rotorun tasarım parametreleri Taguchi optimizasyon tekniği ile optimize edilmiştir. Bu iki optimizasyon tekniği karşılaştırıldığında özgül güçte sağlanan %0,34 iyileşme ile RSO tekniği kullanılarak optimize edilen profil, port optimizasyonu ve HAD analizi için kullanılmıştır.

Bu çalışmada aynı zamanda rotor dış derinliğinin kompresör performansına olan etkisi de incelenmiştir. Dış derinliği, sabit erkek rotor dış çapı için dişi rotor dış çapı ve eksenler arası mesafe ile tanımlanmıştır. Dış derinliğinde sağlanan %10,34'lük artışın özgül güçte %2,89 iyileşme sağlamıştır.

Port optimizasyonu (emme ve basma portu), optimize edilmiş rotor profili referans alınarak belirlenen tasarım parametreleri için RSO tekniği ile yapılmıştır ve özgül güçte %1,17 iyileşme sağlanmıştır.

Optimize edilmiş rotor profili ve port için HAD analizi yapılmış ve sonuçlar bir boyutlu termodinamik hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tek boyutlu termodinamik hesaplamalar, HAD sonuçlarına göre performans parametrelerinde sağlanan maksimum %3,9 sapma ile doğrulanmıştır.

DESIGN OPTIMIZATION AND CFD ANALYSIS OF A OIL INJECTED TWIN SCREW COMPRESSOR

SUMMARY

Keywords: Twin screw compressor, compressor, CFD, RSO, Taguchi

The aim of this study is optimized all design parameters including parameters of rotor profile and ports of an oil injected twin screw compressor which is the most widely used among compressors with one-dimensional thermodynamic approach, simultaneously by using two different optimization techniques called RSO (Response Surface Optimization Method) and Taguchi optimization technique. The fluid volume created with the optimized rotor profile is solved in Computational Fluid Dynamics (CFD) in multiphase which including oil and air.

For rotor optimization; firstly, two different rotor design approaches have been optimized with RSO (Response Surface Optimization Method). The profile that provides 1.33 % advantage in specific power between the two different optimized rotor profile obtained was taken as reference and the design parameters of this rotor were optimized via Taguchi Optimization Technique. When these two optimization techniques were compared, the profile optimized using the RSO technique with 0.34% improvement in specific power was used for port optimization and CFD (Computational Fluid Dynamic) analysis studies.

In this study, the effect of rotor thread depth on comppresor performance was also investigated. The thread depth is defined by the female rotor outer diameter and the distance between axes for a fixed male rotor outer diameter. An increase of 10.34% in tread depth provided a 2.89 % improvement in the specific power.

The port parameters (suction and discharge ports) was optimized by using the RSO technique and the specific power was decreased 1.17 %.

The CFD analysis was performed for the optimized rotor profile and port and the results was compared with one- dimensional thermodynamic calculation. This one-dimensional thermodynamic calculations have been validated with a maximum deviation of 3.9 % provided in performance parameters according to CFD results.

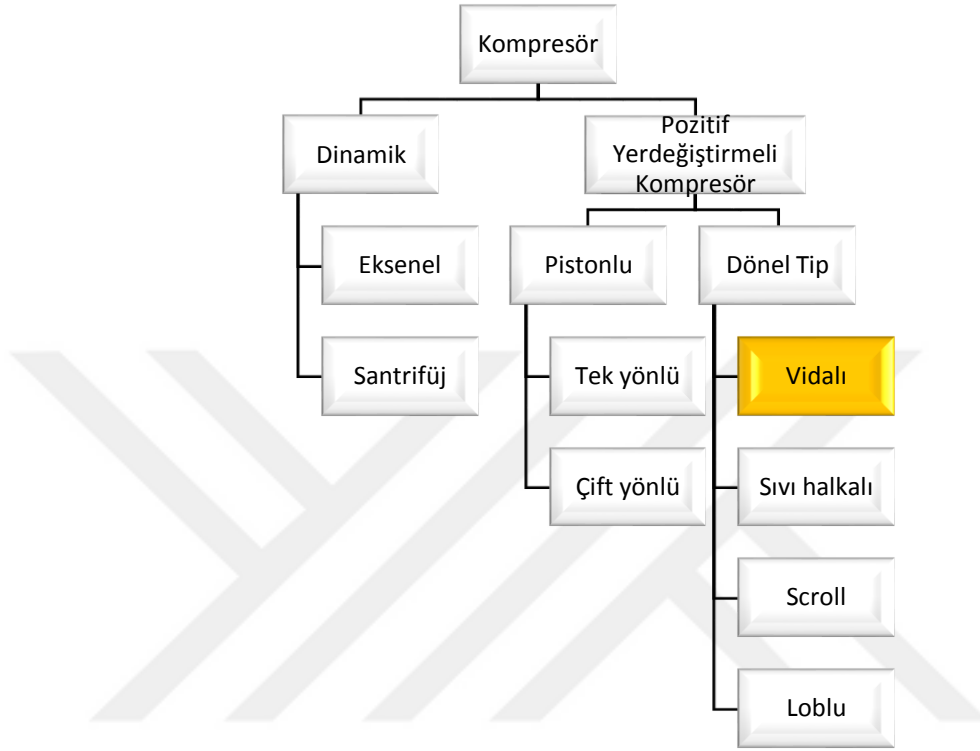
BÖLÜM 1. GİRİŞ

Kompresörler, pnömatik sistemlerin çalıştırılması veya basınçlı hava ihtiyacının karşılanması gerektiği endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır. Kompresörlerin çalışma prensibi 150 yılı aşkın süredir bilinmektedir. Bu makinelerin icadı ve gelişimi, 1650'li yıllarda Alman bilim insanı Otto Von Guericke'in kompresör ve vakum pompaları üzerinde yaptığı çalışmalara dayanmaktadır [1]. 1829'da William Mann ise basınçlı hava kompresör makinasının ilk patentini almıştır. Yine William Mann tarafından 1872 yılında ilk kez sıkıştırma ile birlikte soğutma yapılabilmiştir [2].

Günümüzde kompresörler; petro-kimyasal, elektronik, otomotiv, gıda, makine, cam, talaşlı imalat, tekstil, konstrüksiyon başta olmak üzere birçok farklı sektörde yaygın olarak kullanılmaktadır. Günlük yaşantımızda ise kompresörler, evlerde kullandığımız buzdolaplarında, taşımacılıkta (otobüs, tren, kamyon) vazgeçilmez ana komponentler arasındadır. Özetle ifade etmek gerekirse insanlar, yaşamak için havaya ihtiyaç duyarken, endüstrinin çalışması basınçlı havaya bağlıdır. Basınçlı hava ihtiyacı ise alternatifsiz kompresörlerden sağlanmaktadır.

Araştırmalara göre Avrupa ve Avustralya'da endüstriyel enerji tüketiminin yaklaşık olarak %10'u basınçlı hava üretimi için kullanılmaktadır [3]. Bununla birlikte Amerika'da bazı sektörlerde basınçlı hava üretimi için harcanan enerji, toplam tüketilen enerjinin %30'una kadar ulaşmaktadır [3–5]. Bu araştırmalar göstermiştir ki endüstride basınçlı hava üretimi için kullanılan kompresörler, enerji tüketimine neden olan başlıca makinelerdir. Bundan dolayı kompresörlerde enerji verimliliği, endüstri için başlıca kriterlerdendir.

Kullanımda olan birçok farklı kompresör olmasına rağmen, kompresörler basınçlandırma tekniğine göre dinamik ve pozitif yerdeğiştirmeli kompresörler olmak üzere iki ana sınıfa ayrılabilir (Şekil 1.1.).



Şekil 1.1. Endüstride aktif olarak kullanılan kompresör tipleri [6].

Dinamik kompresörlerde hava, hızla dönen kanatlar arasına çekilmektedir. Yüksek hıza çıkartılan hava ile sabit hacimde üretilen kinetik enerji, bir difüzör vasıtasıyla statik basınca dönüştürülerek basınç üretilir.

Pozitif yerdeğiştirmeli kompresörlerde ise hava, öncelikle kapalı bir hacme alınır. Rotorlar veya pistonlar vasıtasıyla akış hacminin küçültülmesi ile hava sıkıştırılarak basınçlandırılır. Bu çalışmaya konu olan vidalı kompresörler, erkek ve dişi rotor olarak adlandırılan iki helisel rotorun; hava hacmini küçülterek basınçlandırdığından dolayı pozitif yerdeğiştirmeli kompresörler olarak sınıflandırılmaktadır.

1.1. Tezin Kapsamı

Günümüzde enerji verimliliğinin artırılması en önemli enerji kaynağıdır. Bundan dolayı ürün geliştirme çalışmalarının başlıca başarı ölçütü verimlilik olarak görülmektedir.

Literatürde vidalı kompresör geliştirme çalışmaları incelendiğinde temel çalışma alanı kompresörün verimini artırmak ve işletme maliyetlerini düşürmektir.

Bu çalışma, literatürde yaygın olarak tercih edilen RSO (Tepki Yüzeyi Optimizasyon Tekniği) ve Taguchi optimizasyon tekniklerini kullanarak, yağlı tip bir vidalı kompresörün performansına etki eden komponentlerin tek boyutlu termodinamik model ile parametrik optimizasyonunu kapsamaktadır. Stosic ve arkadaşları [7] yapmış oldukları çalışmada rotor profili diş derinliğinin kompresör üzerindeki performansını incelemişlerdir. Rotor diş derinliğini etkileyen dişi rotorun dış çapı ve rotorlar arası mesafe de parametrik olarak incelenmiştir.

Kompresörde ilk olarak iki farklı yaklaşımla rotor optimizasyonu yapılmıştır. Belirlenen iki tip yaklaşımın ilki Stosic [8] tarafından geliştirilen “N” profil; ikinci ise Yu Ren Wu [9] ve arkadaşları tarafından geliştirilen 9 eğrili profil’dir. Rotor yaklaşımlarının her ikisi de erkek ve dişi rotoru tanımlayan temel profil prensibine dayanmaktadır. RSO yöntemi ile belirlenen amaç fonksiyonu için en iyi performansa ulaşan rotor yaklaşımı belirlenmiş ve belirlenen rotor yaklaşımı için RSO ve Taguchi optimizasyon teknikleri karşılaştırılmıştır. Nihai optimize edilmiş profil için emme, basma ve yağ enjeksiyon portunu içeren port optimizasyonu RSO yöntemi ile yapılmıştır. Optimize edilmiş rotor ve port için HAD tabanlı akış analizi ile kullanılan tek boyutlu termodinamik model valide edilmiştir.

1.2. Motivasyon

Vidalı kompresörler endüstride ve uygulamada en yaygın kullanılan kompresörlerdir ve bu kompresörlerin rotor kısmı tümüyle ithal yoluyla karşılanmakta ya da kompresör

tümden ithal edilmektedir. TÜİK verilerine göre ülkemizde vidalı kompresörlerin yıllık ithalatı yaklaşık olarak 10 milyon €'dur. Bu gerekçelerle TÜBİTAK, ülkemizde öncelikli alanlarda sayılan kompresörler için 1511-MAKİNE-2014-AG-05 kodlu çağrıya çıkmıştır. Fakat kompresörün geliştirme ve üretim sürecinde gerekli başarı yakalanamamıştır. Bu sebeplerden ilki bilgi birikiminin yetersiz olması, ikincisi ise üretim altyapısının yetersiz olmasıdır.

Teknolojik olarak dışa bağımlı olduğumuz bu ürünlerin yerli özgün tasarımlarının yapılabilmesi için öncelikle akademik düzeyde çalışmaların yapılması ve tasarım/optimizasyon prosedürünün ortaya konulması büyük önem taşımaktadır. Zira rotor profiline ait geometrik/trigonometrik özelliklerin karmaşıklığı, probleme dahil olan çok sayıda parametrenin bulunması, ileri düzey HAD bilgisi gerektirmesi ve çok değişkenli optimizasyon özelliği bu problemin akademik düzeyde ele alınmasını zorunlu kılmaktadır.

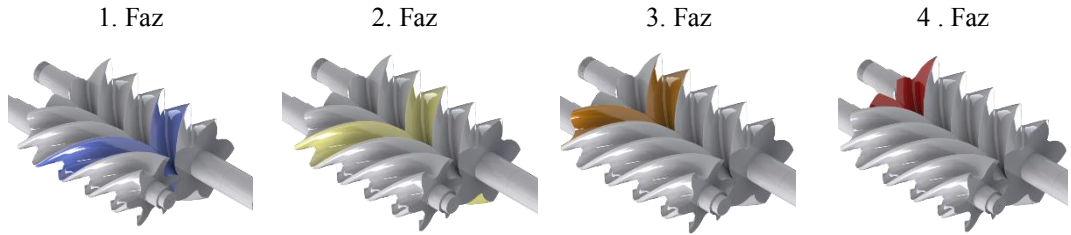
Bu tez, Taguchi + CFD tabanlı ANSYS RSO optimizasyon yöntemlerini birlikte, rotor grubunun ve port grubunun optimum tasarımı için ilk defa uygulamak suretiyle bir tasarım/optimizasyon prosedürü geliştirme hedefine dayanmaktadır. Gerek Taguchi yöntemi, gerekse ANSYS RSO literatürde farklı birçok probleme uygulanmış olmakla birlikte bu yöntemlerin bu araştırma konusuna yönelik herhangi bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Bu yönüyle araştırma sonucu ortaya çıkan rotor, literatürdeki bilgi birikimine de önemli katkı yapma potansiyeli barındırmaktadır.

BÖLÜM 2. VİDALI KOMPRESÖRLER

2.1. Vidalı Kompresörlerin Çalışma Prensipleri

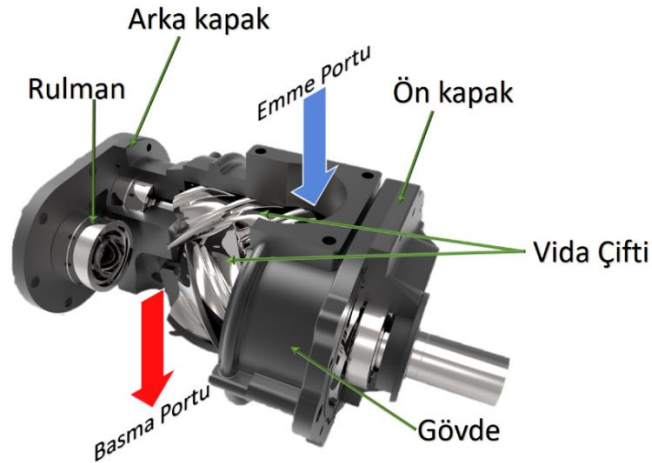
Vidalı kompresörler, iç içe geçmiş erkek ve dişi olarak adlandırılan iki helisel rotordan oluşmaktadır. Erkek rotorun şişkin kısmı lob olarak adlandırılırken, dişi rotorun bu loba karşılık gelen boşluğu ise yiv olarak adlandırılır. Kompresörlerde iş akışkanı olarak kullanılan gaz havadır. Kompresör, dışında bulundurduğu yelek ile rotorlar arasına havayı sıkıştırarak, rotorlar arası daralan hacimle havayı basınçlandırmaktadır.

Vida bloğunun çalışması Şekil 2.1.'de gösterildiği gibi 4 fazda açıklanabilir. 1. Fazda hava emiş ağızından rotorlar arasına alınır. 2. ve 3. fazda ise rotorların arasına dolan hava, rotorların birbirlerine ters yönde dönmesiyle sıkıştırmaya başlar. Son fazda ise sıkıştırılan hava basma portu vasıtasıyla tahliye edilir. Bu adım rotor lob konfigürasyonuna göre kendini tekrarlayarak devam eder.



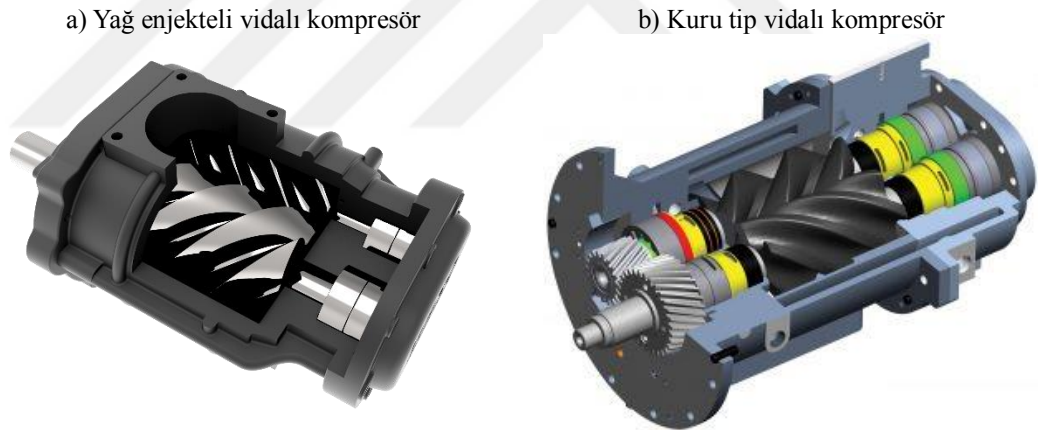
Şekil 2.1. Kompresörün içine alınan havanın sıkıştırma esnasındaki 4 ana fazı

Şekil 2.2.'de vida bloğunun yapısı gösterilmiştir. Gövde içine yerleştirilmiş rotor çifti, rulmanlar ile yataklanmıştır. Bu rulmanlar ise kompresör tarafından basınçlandırılmış basınçlı yağ ile yağlanmaktadır.



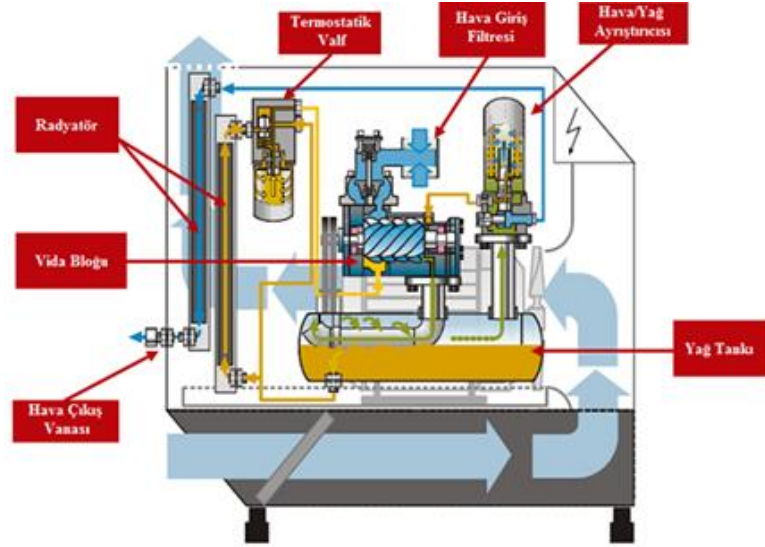
Şekil 2.2. Vida bloğunun komponentlerinin temsili gösterimi [10]

Rotor çifti, Şekil 2.3.'de gösterildiği gibi yağ enjekteli vidalı kompresörlerde erkek rotor tarafından tahrik edilebildiği gibi, kuru tip kompresörlerde de erkek ve dişi rotor, bir dişli marifetiyle de tahrik edilebilir.



Şekil 2.3. Vidalı kompresör çeşitleri [10, 11]

Çalışmamızda konu olan yağ enjekteli bir vidalı kompresörün yardımcı elemanlarıyla gösterimi Şekil 2.4.'de gösterilmiştir. Hava, emiş ağzından hava giriş filtresi ile filtrelenerek vida bloğuna alınır. Vida bloğu içerisinde hava yağ ile karıştırıldıktan sonra sıkıştırılmış yağ hava karışımı yağ tankına gönderilir. Hava yağ karışımı yağ tankından hava/yağ ayırıştırıcısına gönderilerek hava ve yağ birbirinden ayrılır. Ayırıştırılmış basınçlı hava radyatörde soğutulurak kullanıma sunulur. Havadan ayırıştırılan yağ, termostatik valften geçirilerek sıcaklığa bağlı olarak radyatöre veya yağ tankına yönlendirilir. Böylece kompresör döngüsü sağlanmış olur.



Şekil 2.4. Yağ enjekteli bir vidalı kompresörün yapısı [12]

2.2. Literatür Taraması

2.2.1. Vidalı kompresörlerin tarihçesi

İlk bilinen vidalı kompresörler, Henrich Grigar tarafından 1878 yılında alınan patent ile korumaya alınmıştır [13]. Fakat o yıllarda vidalı kompresörlerin rotor grubunun üretim yöntemleri ve araçları yeterli değildir. Bundan dolayı ilk kompresör üretimi 1930 yılına kadar uzamıştır. İlk bilinen vidalı kompresörler, 1930 yılında sabit basınç altında yüksek debi ihtiyacını karşılamak amacıyla Almanya'da geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Profesör Alf Lysholm Grigar kendi rotor profilini modifiye etmiş ve yağsız kompresörün vidalarının işlenmesi için dişli adımlarına bağlı olarak formüle eden bir method önermiştir [14]. Lyhom'un önerdiği üretim methoduna rağmen patenti satın alan Svensko Rotor Maskine AB (SRM) kompresörü üretememiş ve patent lisansının kullanım hakkını satmıştır. Sonuç olarak kompresör teknolojilerindeki gelişmeler incelendiğinde öncelikle kompresörün üretim teknolojisi üzerine araştırmalar yapılmıştır. Günümüzde ise çalışmalar, kompresörün optimizasyonu, performans hesaplamaları ve validasyonu üzerine yoğunlaşmıştır. Kompresörlerin uygulama alanının genişlemesi, yağ enjeksiyonlu kompresörlerin kullanılmasına dayanmaktadır. Yağ enjeksiyonlu kompresörlerin en önemli avantajı volumetrik verimin yüksek olması ve boyutlarının daha küçük olmasıdır. Bu kapsamda

Howden [15], 1955 yılında ilk kez yağ enjeksiyonlu vidalı kompresörleri test etmiş ve ilk kez Atlas Copco [14] tarafından kullanılmıştır.

2.2.2. Vidalı kompresörlerin tasarım gelişimi

Vidalı kompresörler, çalışma prensibi basit olmasına rağmen; rotor geometrisinin karmaşık, verimlerinin düşük olması ve üretiminin zor olmasından dolayı 1980`lere kadar pazarda yeterince yer edinememiştir. Vidalı kompresörün performansını etkileyen en önemli parçası olan rotorlar, 1969 yılında yapılan asimetrik tasarım yaklaşımı ile geliştirilmiş ve kompresörlerin verimleri önemli ölçüde iyileştirilmiştir. Bu yaklaşımın en önemli avantajı, düşük rotorlar arası boşluk sayesinde volumetrik verimi artırmasıdır. Aynı zamanda geliştirilen üretim yöntemleri ve araçları ile vidalı kompresörler, pistonlu kompresörlerin yerine geçmiştir. Vidalı kompresörler, boyutlarının küçük olması, yüksek devirde sarsıntısız ve gürültüsüz çalışması, taşınabilir olması gibi avantajlarıyla tercih edilmektedir [13–19].

Vidalı kompresörlerin uygulama alanları gün geçtikçe artmıştır. Klein [20], vidalı kompresörlerin ısı pompaları üzerine kullanımı hakkında çalışmıştır. Fukozawa ve arkadaşları [21], kompresörlerin otomobillerde kullanımını araştırmıştır. Price [22], ise bu makinelerin kimya ve gaz prosesindeki kullanımı üzerine çalışmalar yapmıştır.

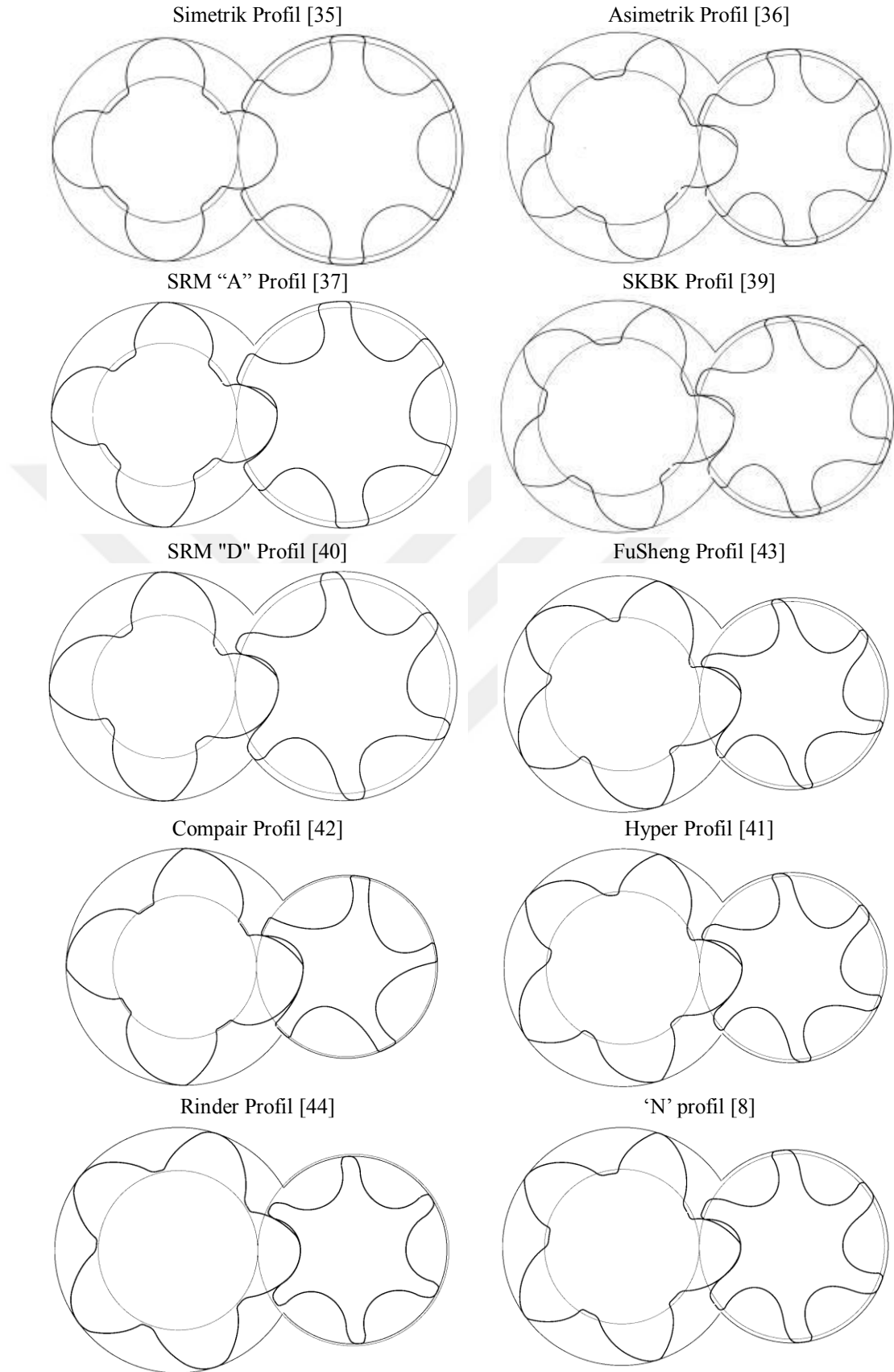
Literatürdeki çalışmalar, genellikle kompresörün genel kullanımı ve üretim yöntemleri üzerine yapılan yaklaşımlar üzerinedir. Fakat bunun yanı sıra çalışmalar, rotor geometrisinin ve portların geliştirilmesi, rotorların optimizasyonu, tek boyutlu termodinamik modellemenin oluşturulması, kompresörlerin deneysel ve HAD tabanlı validasyonu üzerine yoğunlaşmıştır. Özetle güncel akademik literatürde en önemli çalışmalar kompresör performansının artırılması ve kompresör performansın hesaplanması üzerinedir. Kompresörlerin karışık yapısından dolayı performans hesabının tek boyutlu termodinamik çözümlemelerle ampirik olarak yapılması ise en önemli geliştirme aracıdır.

2.2.3. Rotor profilleri ve rotor profili oluşturma yöntemleri

Vidalı kompresörün performansının belirlenmesinde en önemli parametreler, rotoru oluşturan geometrik parametrelerdir. Rotorların kesit profilinin tespitinde profil oluşturma metodu (Generating-Profile (GP) Method) [23, 24], temas çizgisi metodu (Contact-Path (CP) [25, 26], türetilmiş fonksiyon metodu (Deviation Function Method) ve temel profil metodu (Rack Profile Method) [8, 27–29] kullanılmıştır.

Rotor tasarım metodu 1956`da ilk kez Litvin [24] tarafından tanımlanmış ve Andreev [30] 1960`da bu yöntemi uygulamıştır. Litvin ve arkadaşları [31], dişlerin temas analizini yaparak dişliler arasındaki boşluğun performansa olan etkisini incelemiştir.

Stosic [8] , temel (rack) profil tanımlı yapmış; erkek ve diş rotoru bu profil üzerinden tanımlanmıştır. Yu Ren Wu ve arkadaşları [9], Stosic [8] tarafından geliştirilen temel yaklaşım üzerinden yeni bir profil önermiştir. Zhang ve Hamilton [32] dişliler arası alanı hesaplayarak bir profil fonksiyonu tanımlamıştır. Tang [33], Sjöholm [34] ve Singh [35], geometrik parametrelerin kompresör üzerine etkisini araştırmıştır. Vidalı kompresörlerin, kullanım alanları genişledikçe ve çalışma şartları değiştikçe farklı tipte, değişen lop sayısında tasarımlar geliştirilmiştir (Şekil 2.5.). Vidalı kompresörlerin kullanılmaya başlandığı ilk yıllarda, üretim teknolojilerinin neden olduğu kısıtlardan ve tasarım araçlarının yetersiz olmasından dolayı ilk kez Nilson [36] tarafından geliştirilen simetrik dairesel profiller kullanılmıştır. Lysholm [37] ise Nilson`un profilinden farklı olarak yüksek basınç bölgesinde sikloid eğri kullanmış ve asimetrik bir profil geliştirmiştir. “SRM” asimetrik profili [38], ise diş rotorun düşük basınç bölgesindeki dairenin ötelenmesi ile oluşturulurken “SKBK” profili [39] , erkek rotorun düşük basınç bölgesinin ötelenmesi ile oluşturulmuştur. Daha sonra bulunan SRM “D” [40] profil, erkek ve diş rotorun profillerinin eksantrik konumlandırılması ile oluşturulmuştur. Bu çalışmaların tamamı temel dişli kanununa göre erkek ve diş rotorun oluşturulması prensibine dayanır. Günümüzde ise “Hyper” profile [41] kullanılan hiperboller, Compair [42] profile kullanılan paraboller ve FuSheng [43] profile kullanılan elipsler yerini dairesel profillere bırakmıştır. Verim gelişimi profillerdeki temel yaklaşım değişiklikleri ile oluşturulmuştur.



Şekil 2.5. Kompresörlerin Rotor Gelişimi

2.2.4. Termodinamik modelleme

Vidalı kompresörler; karışık bir geometriye sahip olduğundan, tasarım geliştirme süreçlerinde kullanılmak üzere bir boyutlu termodinamik modellere ihtiyaç duyulmuştur. Zaytsev [45], mevcut modelleme araçlarını kullanarak homojen bir termodinamik model oluşturmuş, fiziksel özelliklerin hızlı ve doğru hesaplanması için Matlab Simulink, Fluidprop ile Refprop gibi hesaplama araçlarını kullanmıştır. Yine Bommel [46], yapmış olduğu çalışmada, MATLAB Simulink ile vidalı kompresörlerin geometrik ve termodinamik hesaplamalarını gerçekleştirmiştir.

Kovacevic [47], vidalı kompresörler için tek boyutlu bir termodinamik model tanımlamıştır. Bu çalışma kapsamında kullanılacak çözücü aracı olan SCORG [48], termodinamik ve geometrik hesaplamalarını bu çalışma referansında geliştirmiştir.

2.2.5. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile hesaplama ve optimizasyon

Vidalı kompresörlerin HAD analizinde kullanılan kontrol hacmi, kompresör rotorlarının dönmesine bağlı olarak, hareketli sınır şartına sahiptir. Hareketli sınır şartı (moving boundary), literatürde uzun yıllardır uygulanmaktadır. Nitekim Peric [49], karışık geometrilerin iki ve üç boyutlu kararlı hal için bir method geliştirmiş ve kullanmıştır. Demirdzic ve Peric [50], herhangi bir akış hacmi için, Navier-Stokes eşitliğinin Eulerian ve Lagrangian yaklaşımlarını sonlu hacimler metodunda kullanmıştır. Daha sonra yine Demirdzic ve arkadaşları [51], yapılandırılmamış hareketli çözüm ağı için akış, ısı transferi ve gerilme analizlerini yapmıştır.

Vidalı kompresörlerde akış hacmi erkek ve dişi rotorun zamana bağlı dönmesinden dolayı her bir zaman adımında değişmektedir. HAD analizlerinin yapılabilmesi, her bir zaman adımındaki akış hacminin durumuna göre çözüm ağının değiştirilmesini veya adapte edilmesini zorunlu kılmaktadır. Rotorlar arası mesafenin çok yakın olması ve kullanılan çözüm ağı araçlarının yetersiz olması, kompresörlerde çözüm ağı metodolojisinin oluşturulmasını sağlamıştır. Kovacevic [52], tarafından geliştirilen ve vidalı kompresörler için ticari olarak kullanılan çözüm ağı oluşturucusu, 2005 yılına

kadar kullanılabilir değildi. Nitekim Stosic [53] tarafından oluşturulan analitik temel profil sayesinde Kovacevic [54] ve arkadaşları tarafından bloklanmış çözüm ağı oluşturulmasının önü açılmıştır. Daha sonra Kovacevic ve arkadaşları [52, 54, 55] vidalı kompresör için çözüm ağı oluşturma yönleri üzerine bir çalışma sunmuştur. Kovacevic [31, 56–59], bu çözüm ağı oluşturma aracını kullanarak ısı transferi, akışkan-katı yüzey ilişkisi ve akış tahminleri elde etmek amacıyla HAD tabanlı çözümlemeler yapmıştır. Voorde ve arkadaşları [60] ise vidalı kompresörler ve pompalar için yapılandırılmamış çözüm ağını, Laplace dönüşümünü kullanarak yapılandırılmış çözüm ağına dönüştüren bir dönüşüm algoritması oluşturmıştır. Sham ve arkadaşları [61], vidalı kompresörler için geliştirilen çözüm ağı oluşturma stratejilerini HAD analizleri ile karşılaştırmış ve valide etmiştir.

Vidalı kompresör optimizasyonunun ana komponenti, kompresörün rotor grubudur. Stosic [8] tarafından önerilen temel profil yaklaşımı, erkek ve dişi rotorun tek bir profil üzerinden optimize edilmesine imkan sağlamaktadır. Fakat optimize edilecek parametre sayısının fazla olması genel optimum noktasının tespitini zorlaştırmaktadır. Stosic [62], tarafından yapılan çalışmada; temel profil üzerinden tek boyutlu termodinamik hesaplamaların yapılması ile belirlenen amaç fonksiyonu için Box Complex teknik kullanılarak optimizasyon yapılmıştır. Yu Ren Wu [9], ise vidalı kompresörün rotor grubunun optimizasyonunu, genetik algoritma ile belirlenen sınır şartları için yapmış ve bu profili deneysel sonuçlarla valide etmiştir.

Stosic ve arkadaşları [63, 64] ilk defa oluşturmuş oldukları matematiksel modelin deneysel validasyonunu yapmış ve matematiksel modelin kullanılabilirliğini kanıtlamıştır. Kovacevic ve arkadaşları [65] ise yapmış olduğu çalışmada yüksek hızlı kamera ile akışı görselleştirmiş ve sonrasında HAD analizi sonuçlarıyla akışı karşılaştırmıştır. Kovacevic ve arkadaşları [66], benzer yaklaşım ile akış kayıplarının tahmin etmiştir. J Sauls ve arkadaşları ise [67] yapmış olduğu çalışmada emiş portundaki akışı inceleyerek emiş portu üzerinde temel değişikliklere gitmiştir. Emiş portundaki çok fazlı akış karakteristiklerini deneysel olarak Arjenh [68] tarafından incelenmiştir.

BÖLÜM 3. VİDALI KOMPRESÖRÜN KİNEMATİK ANALİZİ

Vidalı kompresörün performansının belirlenmesinde en önemli parametreler, rotoru oluşturan geometrik parametrelerdir. Kompresör tasarımında, öncelikle kompresörün türü, kullanım alanı ve kullanım şartlarına bağlı olarak lob kombinasyonu seçilir.

Günümüzde erkek/dişi lob sayısı olan 4/6 oranı, aynı dış çap için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu lob kombinasyonu kuru ve yağlı tip olmak üzere tüm kompresör proseslerinde tercih edilebilmektedir. Fakat kullanımda, 5/6, 5/7, 4/5, 3/5 kombinasyonları da gittikçe yaygınlaşmaktadır. 5/6 veya 5/7 lob oranları erkek rotorlar yüksek helis açısı sayesinde daha yüksek sıkıştırma oranlarına çıkabilmektedir [47]. Sıkıştırma oranının kısmen daha düşük olduğu yağlı tip kompresörlerde ise 4/5 oranı tercih edilmektedir [47]. Kuru tip kompresörlerde yüksek çevrim oranı önerilmektedir. Bundan dolayı kuru tip kompresörlerde, 3/5 lob kombinasyonu kullanılmaktadır. [47]

Rotorun belirlenen lob konfigürasyonuna göre optimize edilen kesit profili, helis açısı, rotorlar arası mesafe, rotor dış çapı ve rotor boyuna bağlı olarak kompresör rotoru oluşturulmaktadır.

Bu tez kapsamında referans alınan vidalı kompresörün referans giriş parametreleri ise Tablo 3.1.'de verilmiştir.

Tablo 3.1. Referans Parametreler

Sembol	Tanım	Referans Değer
z_1	Erkek rotorun lob sayısı	5
z_2	Dişi rotorun lob sayısı	6
A_c [mm]	Eksenler arası mesafe	90
r_{d1} [mm]	Erkek rotorun dış yarıçapı	63,6
r_{d2} [mm]	Dişi rotorun dış yarıçapı	50,4

Tablo 3.1. (Devamı)

r_{i1} [mm]	Erkek rotorun iç yarıçapı	39,6
r_{i2} [mm]	Dişi rotorun iç yarıçapı	26,4
β [°]	Helis açısı	46
L [mm]	Rotor boyu	205,9

Erkek ve dişi rotor, yuvarlanma daireleri (r_{p1}, r_{p2}) üzerinde yuvarlanır (Denklem 3.1, 3.2). Lob ve yiv derinliği ise lob ucu yüksekliği (h_a) (Denklem 3.3) ve lob dibi yüksekliğinin (h_d) (Denklem 3.4) toplamıdır. Belirlenen lob ve yiv sayısına göre rotorların çevrim oranı belirlenir ve bu çevrim oranına göre de lob adımı W_n oluşturulur (Denklem 3.5). Lob derinliğinin rotor performansına olan etkisini incelemek amacıyla Denklem 3.3 ve Denklem 3.4'de de görüldüğü üzere rotorlar arası mesafe ve dişi rotor çapı referans alınmıştır (Şekil 3.1.).

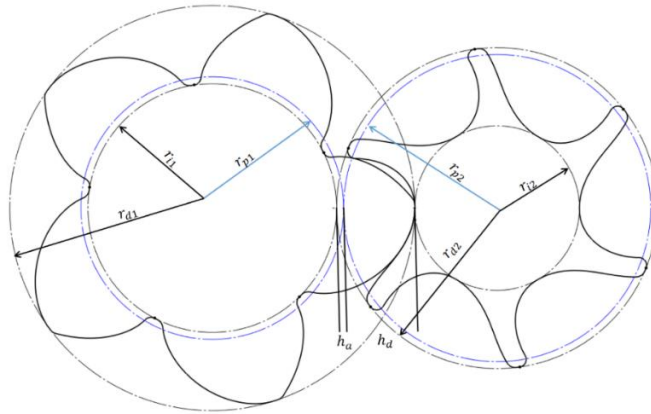
$$r_{p1} = z_1 A_c / (z_1 + z_2) \quad \text{Erkek rotor yuvarlanma yarıçapı} \quad (3.1)$$

$$r_{p2} = z_2 A_c / (z_1 + z_2) \quad \text{Dişi rotor yuvarlanma yarıçapı} \quad (3.2)$$

$$h_a = r_{p1} - r_{i1} = r_{d2} - r_{p2} \quad \text{Lob ucu yüksekliği} \quad (3.3)$$

$$h_d = r_{d1} - r_{p1} = r_{p2} - r_{i2} \quad \text{Lob dibi yüksekliği} \quad (3.4)$$

$$W_n = \frac{2\pi}{z_1} \cdot r_{p1} = \frac{2\pi}{z_2} \cdot r_{p2} \quad \text{Lob adımı} \quad (3.5)$$

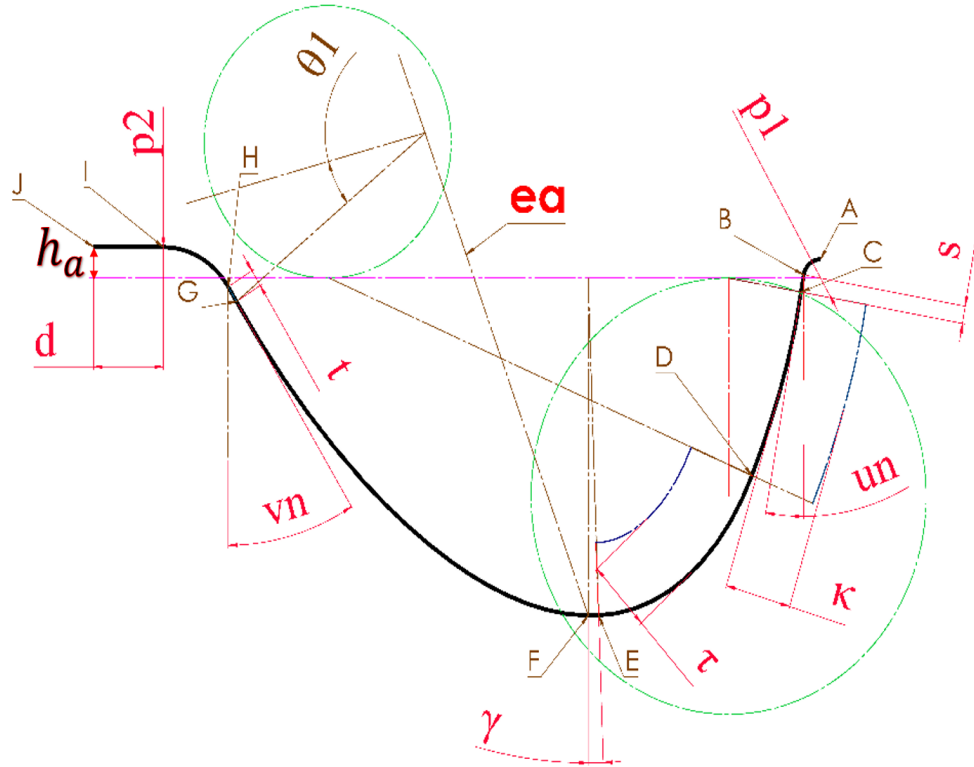


Şekil 3.1. Rotor ana ölçülerinin gösterimi

3.1. Temel Profilin Oluşturulması

Literatürde rotor profili oluşturmak için farklı methodlar kullanılmaktadır. Stosic tarafından geliştirilen [8, 27–29] temel profil metodu, tek profil üzerinden erkek ve dişi rotor oluşturabilmektedir. Böylece dişi ve erkek rotorun tek profilden kontrolü sağlanarak rotorların optimizasyon parametreleri birleştirilmiştir.

Bu çalışma kapsamında kullanılan temel profil, Yu Ren Wu [9] tarafından tanımlanmıştır. Bu temel profil, 9 farklı eğrinin birleşmesi ile oluşmaktadır. Tanımlanan eğriler parametrik $r_{hi}(x_{hi}(\theta), y_{hi}(\theta))$ olarak gösterilmektedir. Şekil 3.2.`de temel profili oluşturan 9 eğri, 11 bağımsız değişken ve bu değişkenlerin geometrik tanımları gösterilmiştir. Eğrilerin analitik tanımlamaları ise her bir eğrinin türüne ve oluşum methoduna göre parametrik eşitlikler ile belirlenmektedir. Parametrik eşitliklerin oluşturulması Tablo 3.2.`de gösterilmiştir [9].



Şekil 3.2. Temel profili oluşturan bağımsız değişkenler [9]

Tablo 3.2. Temel profil eğrilerinin tanımlanması [9]

Eğri	Eğri Tipi	Tanımlama
AB	Dairesel	Kartezyen koordinatta lob dibi yüksekliğinden (h_a) başlayarak, p1 yarıçapında daireesel eğrinin 0 dereceden yüksek basınç tarafı basınç açısına (un) kadar aralıkta daireesel olarak tanımlanmasıdır.
BC	Doğrusal	B noktasından yüksek basınç tarafı basınç açısında (un) “t” uzunluğunda eğriyi tanımlamaktadır.
CD	Trokoid (Yuvarlanma) Eğrisi	C noktasının normalinin X (-) ekseni ile kesişen noktaya teğet alınan dişi rotor yuvarlanma dairesinin (r_{p2}) saat yönünde “ ζ ” kadar yuvarlanması ile çizilen eğrinin “K” kadar ötelenmesi ile tanımlanmaktadır.
DE	Trokoid (Yuvarlanma) Eğrisi	D noktasının normalinin X (+) ekseni ile kesişen noktaya teğet alınan erkek rotor yuvarlanma dairesinin (r_{p1}) saatinin tersi yönünde “ ω ” kadar yuvarlanması ile oluşturulur.
EF	Dairesel	Eksenden X yönünde “ δ ” kadar uzaklıktaki noktadan, lob dibi yüksekliği (h_d) yarıçapında “ γ ” kadar olan kısmı “EF” eğrisi olarak tanımlanır.
FG	Elips	Lob dibi yüksekliği (h_d)’den başlayarak (e_x, e_y) merkezinde büyük yarıçapı e_a , küçük yarıçapı e_b olan elipsin θ_1 ve θ_2 arasında tanımlanmasıdır.
GH	Doğrusal	G noktasından düşük basınç tarafı basınç açısında (vn) “s” uzunluğunda eğriyi tanımlamaktadır.
HI	Dairesel	H noktasından başlayarak “ vn ” kadar aralıkta “p2” yarıçapında daireesel tanımlama yapılmaktadır.
IJ	Doğrusal	“I” noktasından yatay “d” uzunluğunda doğru olarak tanımlanmaktadır.

Bağımlı değişkenlerin tespiti, eğrilerin sürekliliğini sağlamak amacıyla kesişim noktalarındaki normal ve pozisyon vektörlerine göre yapılmaktadır. Bu vektörler profil eğrilerinin başlangıç ve bitiş noktasındaki sürekliliği sağlamaktadır. (Denklem 3.6, 3.7) [9].

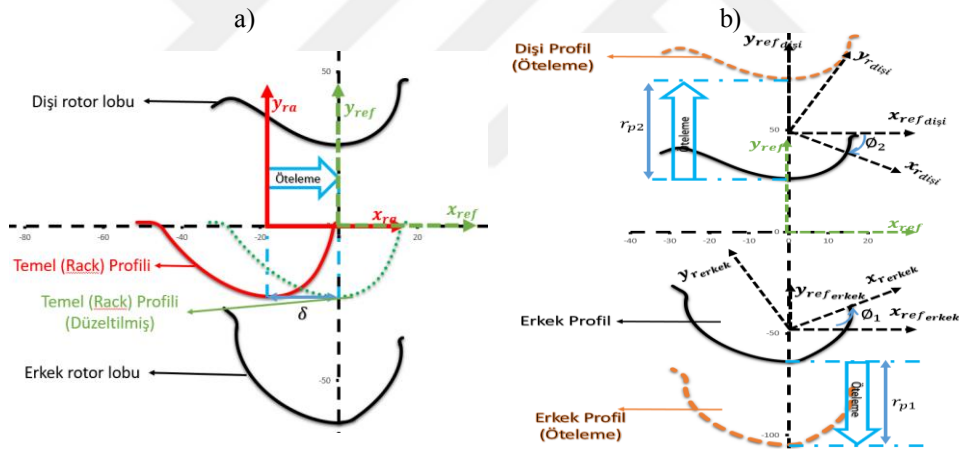
$$n_h^i = n_h^{i+1} \quad (3.6)$$

$$r_h^i = r_h^{i+1} \quad (3.7)$$

Eğrilerdeki sürekliliği sağlamak amacıyla Denklem 3.6 ve 3.7'de belirlenen kısıtlar kullanılarak bağımlı tüm değişkenler ($p, \zeta, \varpi, \delta, e_x, e_y$) elde edilmektedir.

3.2. Erkek ve Dişi Rotorun Oluşturulması

Erkek rotor lobu ve dişi rotor yivi temel (rack) profilden türetilmektedir. Temel profilin X ekseninde " δ " kadar ötelenmesi ile temel profil, rotorların Y eksenine kaydırılır (Şekil 3.3-a.). Taşınmış temel profil, erkek ve dişi rotorun kartezyan eksenine göre dönüştürülür (Denklem 3.8, 3.9). Rotorların eksenleri etrafındaki dönüşü ile temel profilin x eksenindeki lineer hareketi arasındaki ilişki tanımlanmış olur. Bu dönüşüm ile rotorlar ile temel profil aynı kartezyan düzlemde birleştirilmiştir. Nitekim rotorun üretiminde kullanılan kesici takımlar bu eksen kaydırılması ile oluşturulmaktadır.



Şekil 3.3. Erkek rotor lobu ve dişi rotor yivinin oluşturulması,

Erkek Rotor

$$x_1(\theta, \phi_1) = (x_c - s_c) \cos(\phi_1) - (y_c - r_{p1}) \sin(\phi_1)$$

(3.8)

$$y_1(\theta, \phi_1) = (x_c - s_c) \sin(\phi_1) + (y_c - r_{p1}) \cos(\phi_1)$$

Dişi Rotor

$$x_2(\theta, \phi_2) = (x_c - r_{p2} \phi_2) \cos(\phi_2) + (y_c + r_{p2}) \sin(\phi_2)$$

(3.9)

$$y_2(\theta, \phi_2) = (y_c + r_{p2}) \sin(\phi_2) - (x_c - r_{p2} \phi_2) \cos(\phi_2)$$

Erkek ve dişi rotor kesitindeki temas noktasıdır. Bu noktalardaki erkek ve dişi rotorun çizgisel hızları birbirine eşittir. Çizgisel hızın (V_t) kartezyan koordinattaki ifadesi erkek rotor için Denklem 3.10`da dişi rotor için ise 3.11`de tanımlanmıştır [9].

$$\vec{V}_{c1}(\theta, \phi_1) = -y_c \omega_1 \vec{i} + (x_c - r_{p1} \phi_1) \vec{j} \quad (3.10)$$

$$\vec{V}_{c2}(\theta, \phi_2) = -y_c \omega_2 \vec{i} + (r_{p2} \phi_2 - x_c) \vec{j} \quad (3.11)$$

Temel profil eğrisinin normal vektörü (Denklem 3.12) ve birim normal vektörü (Denklem 3.13) şu şekilde tanımlanır;

$$N(\theta) = \left\{ \frac{\partial x_h}{\partial \theta}, \frac{\partial y_h}{\partial \theta} \right\} \quad (3.12)$$

$$n(\theta) = \frac{N_f(\theta)}{|N_f(\theta)|} \quad (3.13)$$

Rotorlar arası temas noktasının tanımlanan profil eğrisi üzerindeki normali ile çizgisel hızın skaler çarpımı Denklem 3.14 ve 3.15`de gösterildiği gibi “0”dır [9].

$$f_{m1}(\theta, \phi_1) = n(\theta) \cdot V_{c1}(\theta, \phi_1) = 0 \quad (3.14)$$

$$f_{m2}(\theta, \phi_2) = n(\theta) \cdot V_{c2}(\theta, \phi_2) = 0 \quad (3.15)$$

Erkek rotorun dönme açısı (ϕ_1) ve dişi rotorun dönme açısı (ϕ_2) Denklem 3.8, 3.9 ve 3.14, 3.15`e bağlı olarak hesaplanır (Denklem 3.16, 3.17).

$$\phi_1(\theta) = \frac{n_y x_c - n_x y_c}{n_y r_{p1}} \quad (3.16)$$

$$\phi_2(\theta) = \frac{n_y x_c - n_x y_c}{n_y r_{p2}} \quad (3.17)$$

3.3. Rotorlar Arası Temas Çizgisinin Belirlenmesi

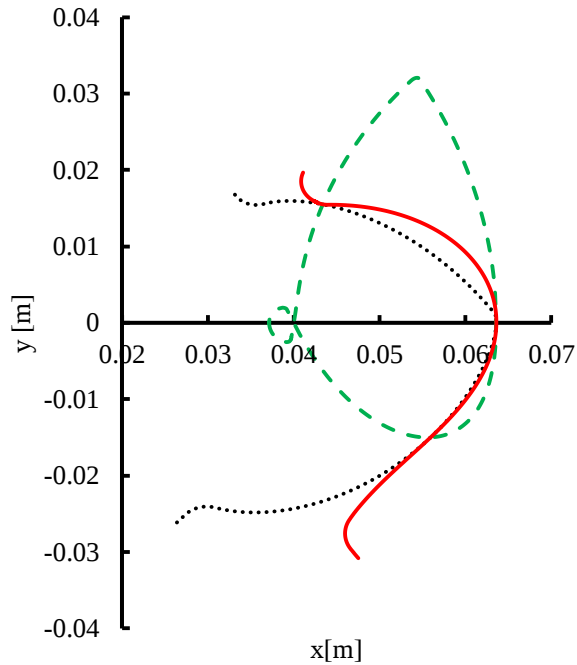
Rotorlar arası temas çizgisinin uzunluğu önemli bir tasarım parametredir. Endüstriyel uygulamada üretim toleransları ve termal genleşmelerden dolayı rotorlar arası boşluk bırakılmaktadır. Bundan dolayı uygulamada rotorlar arası temas yuvarlanma dairesi çevresinde gerçekleşir. Rotorlar arası temas çizgisini temsil eden eşitlik Denklem 3.18, 3.19, 3.20'de verilmiştir [9].

$$x_{f1}(\theta, \phi_1) = x_1 \cos(\phi_1) + y_1 \sin(\phi_1) \quad (3.18)$$

$$y_{f1}(\theta, \phi_1) = r_{p1} + y_1 \cos(\phi_1) - x_1 \sin(\phi_1) \quad (3.19)$$

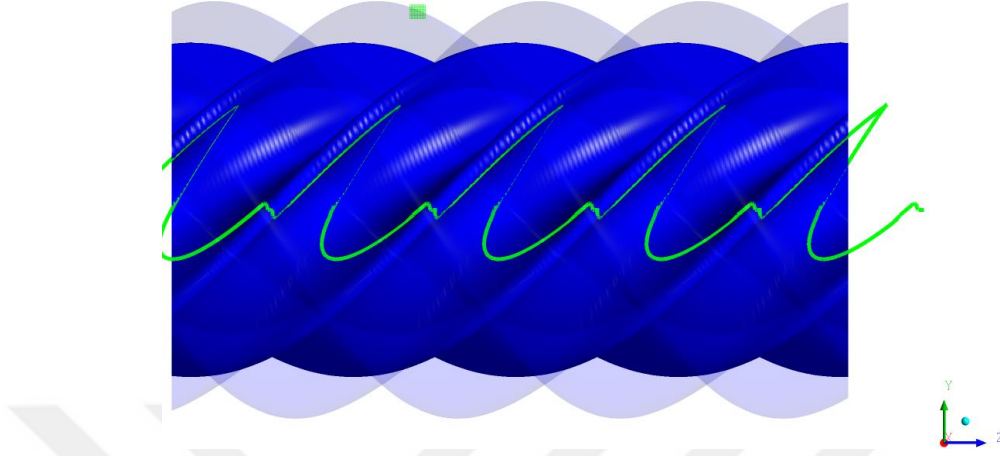
$$z_{f1}(\theta, \phi_1) = r_{p1} \tan(\lambda) \phi_1 \quad (3.20)$$

Temas çizgileri 3 boyutlu olarak oluşturulmakta ve rotorlar arası temas çizgisi olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.4.'de x ve y eksenine göre rotor profilleri ile temas çizgisinin iki boyutlu tanımlaması gösterilmiştir.

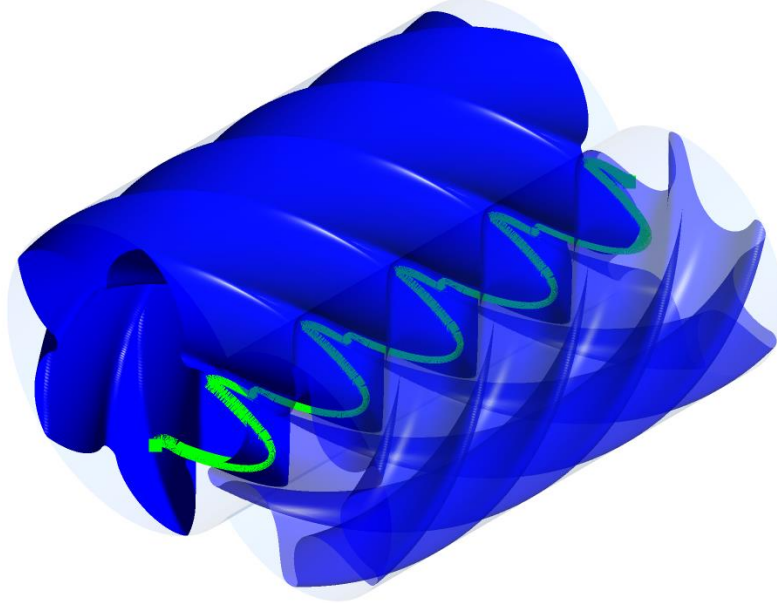


Şekil 3.4. Rotorların konumu ve temas çizgilerinin 2 boyutlu gösterimi

Şekil 3.5.`de temas çizgisinin rotor üzerindeki gösterimi 2 boyutu olarak; Şekil 3.6.`da ise izometrik gösterimi tanımlanmıştır.



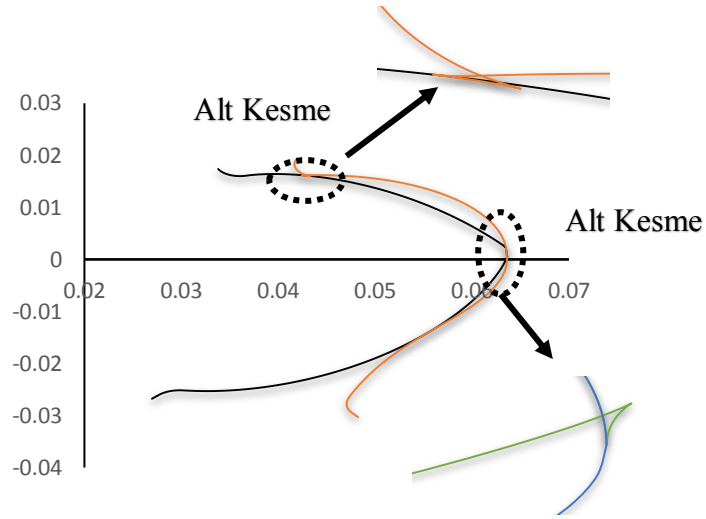
Şekil 3.5. Temas çizgisinin y ve z eksenine göre rotor üzerindeki gösterimi



Şekil 3.6. Temas çizgisinin izometrik gösterimi

3.4. Rotor Tasarım Sınırlarının Belirlenmesi

Alt kesme sınırı rotor optimizasyonunda en önemli sınırlamalardandır. Vidalı kompresörlerde alt kesme sınırı, rotorun yüksek basınç bölgesinde oluşur [68]. Dişli teorisine göre profil eğrisi üzerindeki çizgisel hız sıfır olduğunda alt kesme oluşur [7].



Şekil 3.7. Alt kesme ve kesişim sınırı problemleri

Dişi rotorun rotorlar arası temas çizgisine bağlı sınırı, Denklem 3.21-22'de gösterildiği gibi oluşur [69].

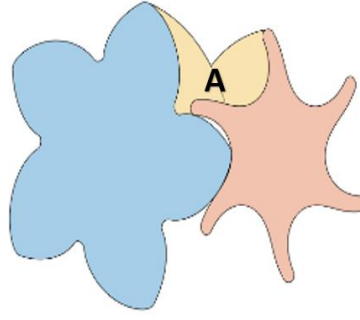
$$f_{\text{altkesme}_1} = V_r \cdot V_r = \frac{\partial r_1}{\partial t} \cdot \frac{\partial r_1}{\partial t} = [x_f(t) - r_{p1}] \frac{dx_f(t)}{dt} + y_f(t) \frac{dy_f(t)}{dt} = 0 \quad (3.21)$$

$$f_{\text{altkesme}_2} = V_r \cdot V_r = \frac{\partial r_2}{\partial t} \cdot \frac{\partial r_2}{\partial t} = [x_f(t) + r_{p2}] \frac{dx_f(t)}{dt} + y_f(t) \frac{dy_f(t)}{dt} = 0 \quad (3.22)$$

3.5. Rotor Profiline Bağlı Geometrik Hesaplamalar ve Terminoloji

Rotorun termodinamik performansı, geometrik parametrelere bağlıdır. Geometrik parametreler, analitik olarak elde edilir ve termodinamik hesaplamalar için giriş parametrelerini oluşturur. Her bir lob ve yiv arasında kalan akış hacmi ile teorik hacim belirlenmiş olur. Teorik hacim, her açıdaki rotorlar arası alanın (Şekil 3.8.) rotor boyunca integre edilmesi ile bulunur (Denklem 3.23).

$$V_{\text{akış}} = \int_0^L Adz \quad (3.23)$$

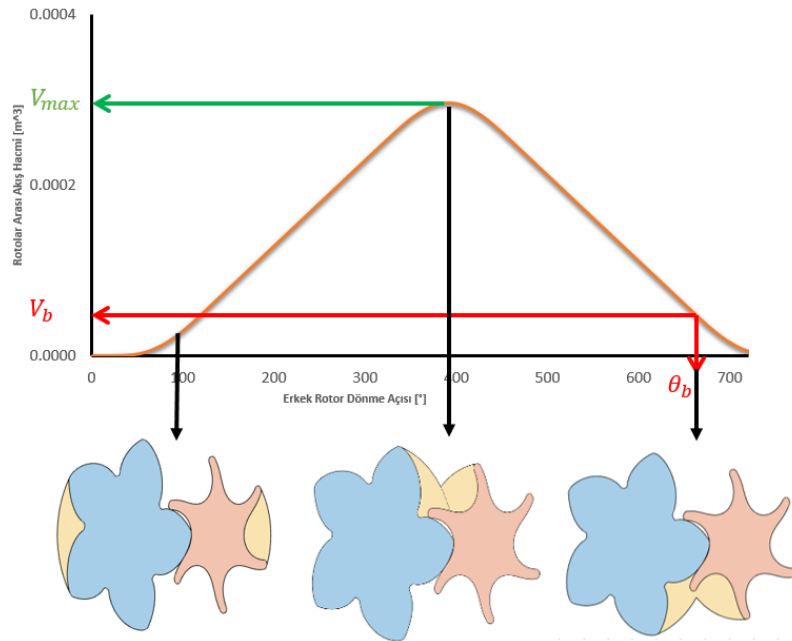


Şekil 3.8. Yüzey Kesit Alanının Gösterimi

Rotorun basma portunun açılması anındaki teorik hacmin maksimum teorik hacme oranı, basma oranını (volume-index) ifade etmektedir (Denklem 3.24).

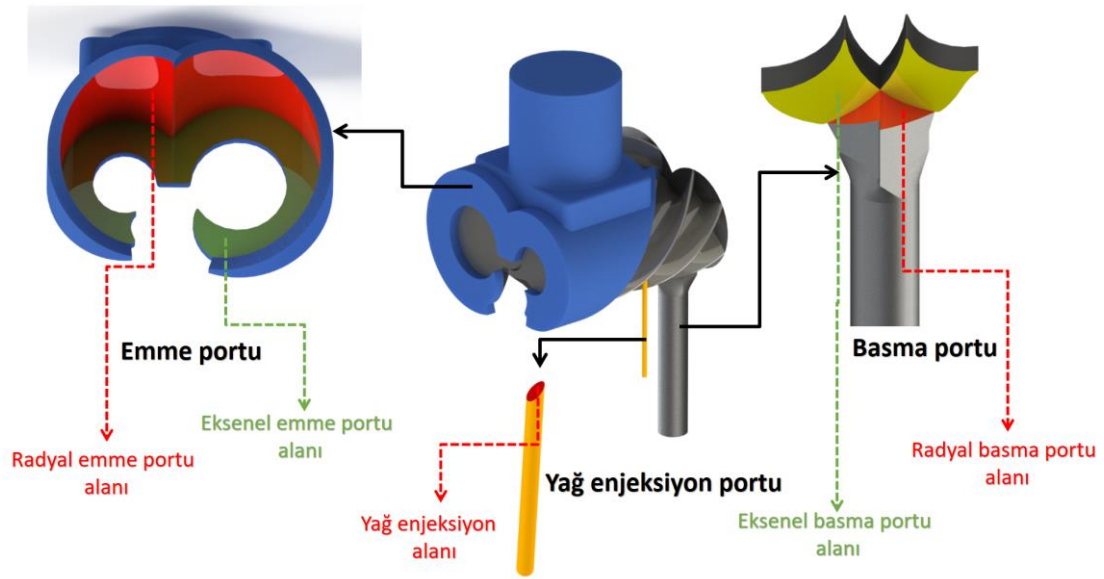
$$V_i = \frac{V_b}{V_{max}} \quad (3.24)$$

Şekil 3.9.'da erkek rotorun dönüş açısına göre rotor hacminin değişimi gösterilmektedir. Rotor hacmi genişleyerek en yüksek hacme çıkmaktadır. Bu süreçte kompresörün emme aşaması tamamlanmaktadır. En yüksek hacme ulaşan kompresörün akış hacmi küçülerek sıkıştırma süreci başlamaktadır.



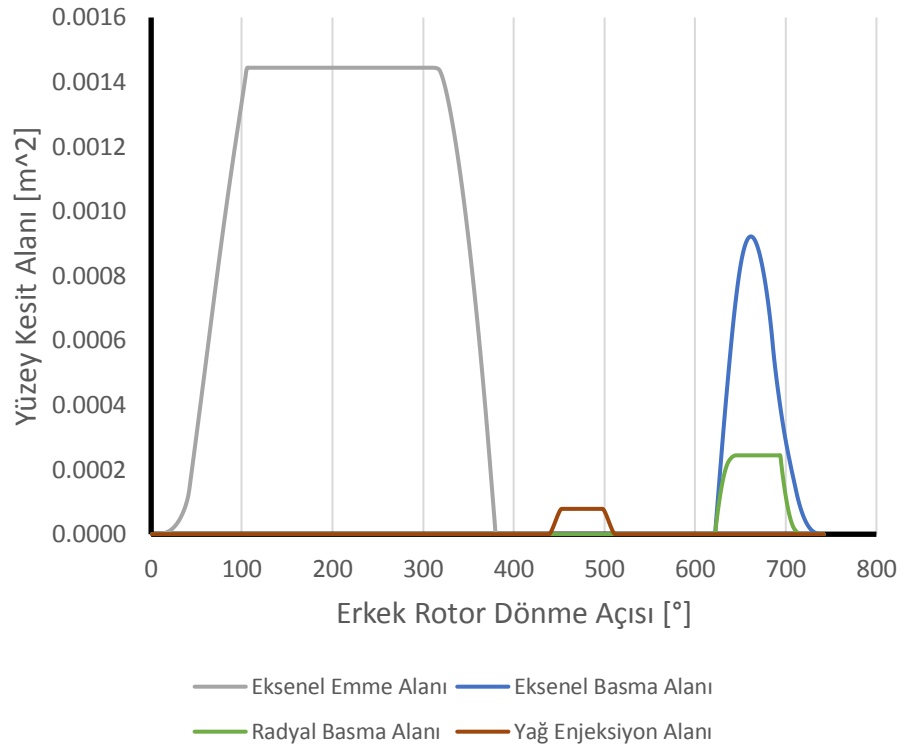
Şekil 3.9. Hacim-Açı Grafiği

Vidalı kompresörlerde bir diğer geometrik parametre ise portları tanımlamaktır. Port açılma açıları ve yüzey alanları bir boyutlu termodinamik hesaplamalarda bir diğer giriş parametresidir. Şekil 3.10.'da port yüzey alanlarının terminolojisi gösterilmiştir. Emme ve basma portu için eksenel ve radyal olmak üzere iki yüzey alanı tanımlanmaktadır. Yağ portu için ise tek port alanı bulunmaktadır. Portların açılmaları erkek rotorun dönme açısına göre tanımlanmaktadır. Erkek rotor lobu ve dişi rotor yivinin belirlenen açılma açısındaki konumuna göre lob şeması belirlenmektedir. Yağ enjeksiyon portunun açılma açısına göre de konumu tespit edilmektedir. Bu konum enjekte edilen yağ sıcaklığı ile enjeksiyon noktasındaki hava sıcaklığına bağlı olarak belirlenir. Yağlamadaki en önemli amaç kompresörün ısı kontrolünün sağlanması olduğundan kompresöre giren yağ sıcaklığı, yağlama portunun konumundaki hava sıcaklığından yüksek olamaz.



Şekil 3.10. Port Yüzey Alanlarının Tanımlanması

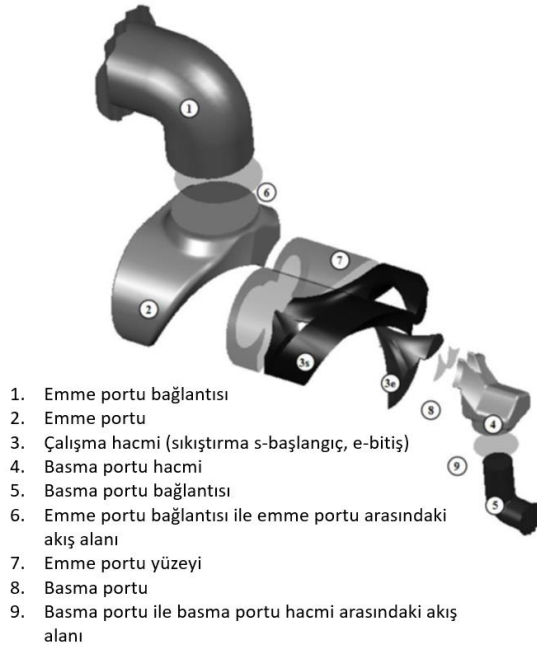
Yüzey alanları, erkek rotorun dönme açısına göre Şekil 3.11.'de tanımlanmıştır. Şekil 3.11.'e göre eksenel ve radyal emiş portları, referans dönme açısında emişe başlamakta ve yaklaşık olarak 360 ° dönüş açısında emişi tamamlamaktadır. Sıkıştırma süreci içerisinde artan hava sıcaklığı, yağ ile soğutulmakta ve yaklaşık olarak 600 °'de basma portu aktif hale gelmektedir.



Şekil 3.11. Erkek rotorun dönme açısına göre kesit alanlarının tanımlanması

BÖLÜM 4. VİDALI KOMPRESÖRÜN TERMODİNAMİK HESAPLAMALARI

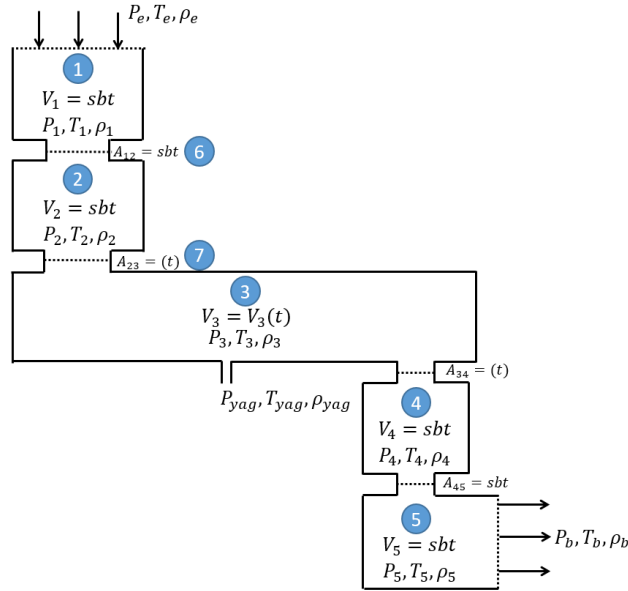
Bu çalışma kapsamında, termodinamik hesaplamalar için London City Üniversitesi Kompresör Geliştirme Merkezi'nde geliştirilen, SCORG ticari yazılımından yararlanılmıştır. SCORG ticari yazılımında, termodinamik hesaplamalarda çoklu kontrol hacmi yöntemi (multi-chamber model) kullanılmıştır. Bu yöntemde, her bir kontrol hacmi; erkek rotorun dönme açısına göre her bir zaman adımına göre belirlenmektedir. Kontrol hacimlerinin şematik tanımlaması Şekil 4.1.'de gösterilmiştir [70].



Şekil 4.1. Kontrol hacimleri şematik gösterimi [70]

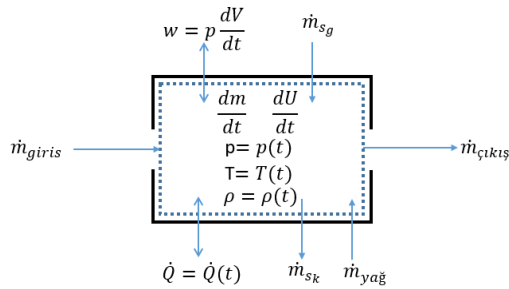
Kontrol hacmi modelinde, tüm termodinamik değerler (basınç, sıcaklık, yoğunluk v.b.) kontrol hacmi içerisinde değişmediği kabul edilmektedir. Herhangi bir kontrol hacmi açık bir termodinamik sistem olarak modellenmiştir [70]. Her kontrol hacminin çıkış ve girişi bir diğerinin giriş ve çıkışını oluşturmaktadır. Kontrol hacmi içerisindeki

kütle ve enerji dengesi sınır şartlar ile diferansiyel eşitlikler kullanarak tanımlanmaktadır. Şekil 4.1.'de gösterilen akış hacimlerinin termodinamik şeması Şekil 4.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Akış hacimlerinin termodinamik şeması

Vidalı kompresörler, kompresör içerisindeki akış hacminin zamana bağlı olarak değişimiyle oluşturulan basınç ile çalışmaktadır. Sıkıştırma prosesinin olduğu vida grubunu temsil eden “3” numaralı akış hacminde kesit alanları ve akış hacimleri zamana bağlı iken diğer geometrik büyüklükler sabittir [47, 70]. Bir diğer deyişle port hacimleri zamanla değişmemekte ve buna bağlı olarak zamandan bağımsız olarak modellenir. Rotorlara girişin ve çıkış olduğu portları temsil eden yüzey alanları ise Şekil 3.11.'de de gösterildiği üzere zamana bağlı değişmektedir.



Şekil 4.3. Herbir kontrol hacminin termodinamik modellemesi [47, 70]

4.1. Kütlenin Korunumu

Kütlenin korunumu yasasına göre kontrol hacminin kütle değişimi zamana bağlı olarak Denklem 4.1'e göre hesaplanır.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{giriş} - \dot{m}_{çıkış} \quad (4.1)$$

Sistemde, rotorlar arası ve rotor ile gövde arası sızıntılar oluşmaktadır. Sızıntılar, kontrol hacminde $\dot{m}_s$ olarak tanımlanmaktadır.

Kontrol hacmine giriş portundan ($\dot{m}_{emiş}$) hava girmektedir. Aynı zamanda sızıntıdan dolayı kontrol hacmine, basma portundan ve diğer kontrol hacimlerinden bir diğer deyişle yüksek basıncın olduğu kontrol hacminden kütle girişi ($\dot{m}_{sg}$) olmaktadır. Yağlı tip kompresörler için, kontrol hacmine bir diğer kütle girişi ise yağ ($\dot{m}_{yağ}$) beslemesidir. Özetle kontrol hacmine giren kütle Denklem 4.2'deki gibi tanımlanır [47, 70].

$$\dot{m}_{giriş} = \dot{m}_{emiş} + \dot{m}_{sg} + \dot{m}_{yağ} \quad (4.2)$$

Kontrol hacminden çıkan kütleden ($\dot{m}_{çıkış}$), basma portundan çıkan havadan ($\dot{m}_{basma}$) ve sızıntılardan ($\dot{m}_{sk}$) oluşmaktadır.

$$\dot{m}_{çıkış} = \dot{m}_{basma} + \dot{m}_{sk} \quad (4.3)$$

4.2. Enerji Korunumu

Çoklu kontrol hacmi metodunda, enerji korunumu iç enerjiye göre tanımlanmaktadır. Bunun en önemli sebebi, vidalı kompresörlerde akışkan hızı kısmen düşüktür. Bundan dolayı kinetik enerji iç enerjiye göre ihmal edilebilir seviyededir [47, 70]. Kontrol

hacmindeki iç enerji değişimi, giriş enerjisi ve çıkış enerjisi arasındaki fark, eklenen ısı enerjisi ile oluşturulmaktadır. Bu kapsamda iç enerji Denklem 4.4'e göre tanımlanmaktadır.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_{giriş} h_{giriş} - \dot{m}_{çıkış} h_{çıkış} + \dot{Q} - p \frac{dV}{dt} \quad (4.4)$$

Denklem 4.4, her kontrol hacmi için Denklem 4.3 ve Denklem 4.2'deki kütle denklemlerine göre tanımlanmaktadır.

4.3. Portlara Arasındaki Akış Hesabı

Vidalı kompresörlerin sınır şartları, port ve rotorlar arasındaki geçiş ile belirlenmektedir. Şekil 4.2.'de gösterildiği üzere akış hacimleri arasındaki geçiş zamana bağlı olarak değişmektedir. Portların yüzey alanı, erkek rotorun dönme açısına bağlı olarak rotorların konumuna göre tanımlanmaktadır. Denklem 4.5'de emiş portunun, rotor konumuna göre yüzey alanını; Denklem 4.6 ise basma portunun yüzey alanını göstermektedir [47]. Port alanları MATLAB kullanılarak rotorlar ve portlar arasındaki kesişim çizgilerinin (intersection) tespit edilmesi ile de hesaplanabilir. Böylece eksenel ve radyal yüzey alanları tespit edilebilir (Denklem 4.5, 4.6).

$$A_{emiş} = A_{emiş_0} \sin\left(\pi \frac{\theta}{\theta_{emiş}}\right) \quad (4.5)$$

$$A_{basma} = A_{basma} \sin\left(\pi \frac{\theta - \theta_c}{\theta_{b_{bitiş}} - \theta_{b,başlangıç}}\right) \quad (4.6)$$

Bu çalışma kapsamında çözücü olarak kullanılan SCORG ticari yazılımında kompresörün kontrol hacimleri arasındaki geçişler, orifis akışa göre tahmin edilmektedir [47, 70]. İki kontrol hacmi arasındaki akış hızı Denklem 4.7'ye göre hesaplanır [70].

$$v = C_d \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{p_{yb}}{\rho_{db}} - \frac{p_{db}}{\rho_{db}} \right)} \quad (4.7)$$

Denklem 4.8'deki C_d katsayısı standart debilere ait orifisler için Miller [71] tarafından ISO5167-1 standardına uygun olarak geliştirilmiş ve aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$C_d = 0,5959 + 0,0312\beta^{2.1} - 0,184\beta^8 + \frac{91,71\beta^{2.5}}{Re^{0.75}} \quad (4.8)$$

β giriş ve çıkış çapları arasındaki oranı ifade etmektedir. Giriş ve çıkış çapları Denklem 4.5 ve 4.6'ya göre hidrolik çap olarak hesaplanır. Orifis çapı kontrol hacimleri arasındaki çapı ifade etmektedir. Diğer tüm katsayıların elde edilmesi ise Kovacevic [47] tarafından elde edilen yaklaşım ile yapılmaktadır.

4.4. Yağ Enjeksiyonu

Kompresörlerde yağ enjeksiyonunun ana amacı, kompresör içerisindeki ısı kontrolü sağlamaktır. Aynı zamanda rotor üzerinde oluşturulan film tabakası, rotorlar arası kuru sürtünmeyi engeller ve rotorlar arası boşluğu azaltarak sızıntı kayıplarını minimize eder. Enjekte edilen yağ debisi, Denklem 4.8'deki orifis yaklaşımı ile hesaplanmaktadır. Kompresöre yağ beslemesi, ayrı bir pompa vasıtasıyla olabileceği gibi, kompresörden elde edilen basınç ile kompresörün kendi kendine yağlanmasıyla da olabilmektedir. Vidalı kompresörlerde yaygın olarak kendi basıncı ile yağlama yapılmaktadır. Bu kapsamda vidalı kompresörün çıkışındaki basınç, yağ için sınır şartını oluşturmaktadır.

SCORG ticari yazılımında, yağ damlacıkları ile hava arasındaki ısı transferi basitleştirilmiş bir diferansiyel denklemden oluşmaktadır [70].

$$Q_o = h_{yağ} A_{yağ} (T_{hava} - T_{yağ}) = \dot{m}_{yağ} c_{p, yağı} \left(\frac{dT}{dt} \right) \quad (4.9)$$

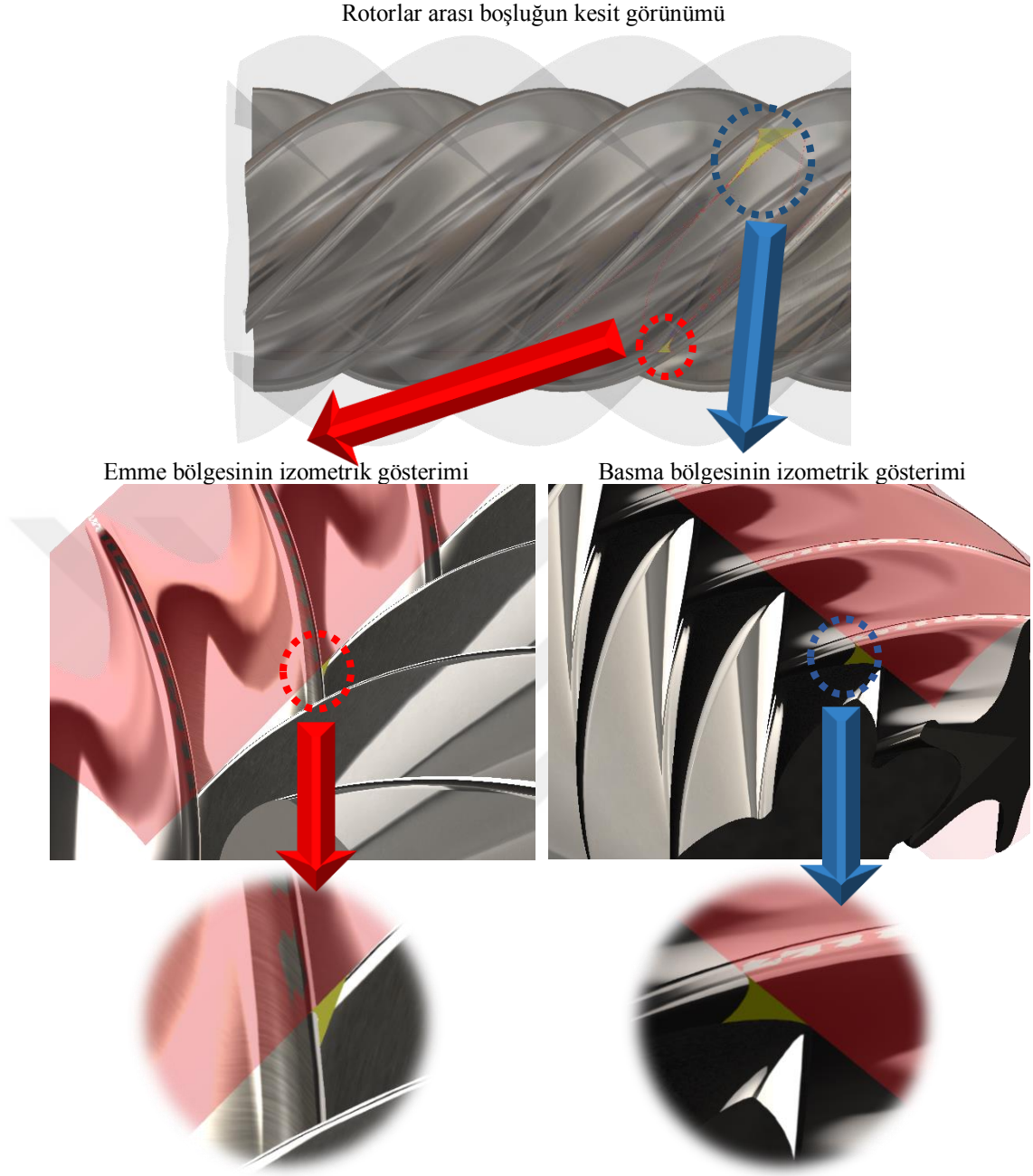
Burada A_o yağ damlacığının çapına bağlı olarak hesaplanan kesit alanını belirtmektedir. $h_{yağ}$ yağın ısı taşınım katsayısını ifade etmekte ve Denklem 4.9`de tanımlanan ampirik eşitliğe göre hesaplanmaktadır [47, 70].

$$Nu = 2 + 0.6Re^{0.6}Pr^{0.33} \quad (4.10)$$

4.5. Sızıntı Akışları

Kompresördeki sızıntı kayıpları, kompresörün volumetrik verimini etkileyen en önemli parametrelerdendir. Kompresör sızıntı kayıplarını azaltılması amacıyla temas çizgisi etrafında rotorlar arası oluşan boşluklar ile rotor-stator arası boşlukların azaltılması hedeflenmektedir. Bu kapsamda rotorun kesit parametreleri ile 3. boyutu tanımlayan parametreler rotor arası boşluğun geometrik parametrelerini oluşturmaktadır. Kompresörde, erkek rotorun lobu ve dişi rotorun yivi arasındaki her hacim bir akış hacmini oluşturmaktadır. Yani lob ve yiv akış hacmi sınırını oluşturmaktadır. Tanımlanan her akış hacmi düşük basınçtaki akış hacmine rotorlar arası ve rotor-stator arası boşluklardan geçme eğilimindedir. Bu eğilimden dolayı kompresörde sızıntı kayıpları oluşmaktadır. Sızıntı akışları, kompresör rotorları arasında sürekli dolanmakta ve giriş ile çıkış arasındaki kütle farkını oluşturmaktadır. Bu kütle farkı sızıntı kayıp miktarını tanımlamaktadır.

Şekil 4.4.`de rotor arasındaki boşluğun kesit ve izometrik açıdan tanımlanması gösterilmiştir. Rotorların dış süpürme dairesinin kesiştiği çizgide rotorlar arası sızıntılar olmaktadır. Bu çizgi, emme ve basma tarafı olmak üzere iki tarafta da tanımlanmaktadır. Belirtilen bu bölgelerde oluşan rotorlar arası boşluklar rotorlar arası sızıntıları oluşturmaktadır. Profil yaklaşımlarındaki temel amaç bu boşlukların azaltılarak verimin yükseltilmesidir. Nitekim kullanılan “N” profilin en önemli avantajı bu boşlukları minimize etmesidir. Volumetrik verimin artırılmasındaki nihai hedefe ulaşmak bu boşlukların parametrik tanımına bağlıdır.



Şekil 4.4. Kompresör boşluklarının kesit ve izometrik görünümü

Sızıntıların matematiksel tanımı Stosic [72] tarafından Denklem 4.11'deki gibi yapılmıştır.

$$\dot{m}_{sg} = \rho \dot{V}_s = \rho w_s A_s = A_{cg} \sqrt{\frac{\gamma(P_{yb}^2 - P_{db}^2)}{(\alpha^2 \left(\xi + \ln \left(\frac{P_{yb}}{P_{db}} \right) \right)}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (4.11)$$

4.6. Performans Parametreleri

Kompresör tasarımındaki en önemli performans parametreleri; debi [kg/s], güç [kW], ve özgül güç yoğunluğudur [kW/m³/dak.].

Volumetrik verim, kompresörden sisteme basılan debinin teorik debiye olan oranını ifade etmektedir. Kompresörün teorik debisi kompresörün her bir lob ve yivindeki teorik maksimum hacme bağlı olarak hesaplanır [47, 70] (Denklem 4.12, 4.13).

$$\dot{m}_t = \frac{V_{\max} n z_1 \rho}{60} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (4.12)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (4.13)$$

İndike edilmiş iş, kompresör rotorları tarafından tüm proses boyunca havaya aktarılan işi temsil eder. Yani kompresör içerisinde üretilen işdir [47, 70].

$$W_{\text{ind}} = \int_{\text{döngü}} V dp \quad (4.14)$$

$$P_{\text{ind}} = \frac{W_{\text{ind}} z_1 n}{60} \quad (4.15)$$

Özgül indike güç yoğunluğu (Denklem 4.14) ise bir hacimsel debi başına gücü ifade eder. Bu güce yataklamalarda elde edilen kayıpların eklenmesiyle özgül güç elde edilir.

$$P_{\text{ind}} = \frac{P}{\dot{V}} \quad (4.16)$$

Adyabatik sistem (Denklem 4.15) kontrol hacmine dışardan ısı geçişinin olmadığı kabul edilerek yapılan işi ifade etmektedir. İzotermal sistem (Denklem 4.18) ise sistemde yapılan işi karşılığında sıcaklığın değişmediği düşünülür. Adyabatik ve izotermal verim ise yapılan bu işlerin indike işe oranıdır (Denklem 4.19, 4.20).

$$W_t = \frac{RT_1 \ln P_2}{P_1} \quad (4.17)$$

$$W_a = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R(T_2 - T_1) \quad (4.18)$$

$$\eta_t = \frac{W_t}{W_{ind}} \quad (4.19)$$

$$\eta_a = \frac{W_a}{W_{ind}} \quad (4.20)$$

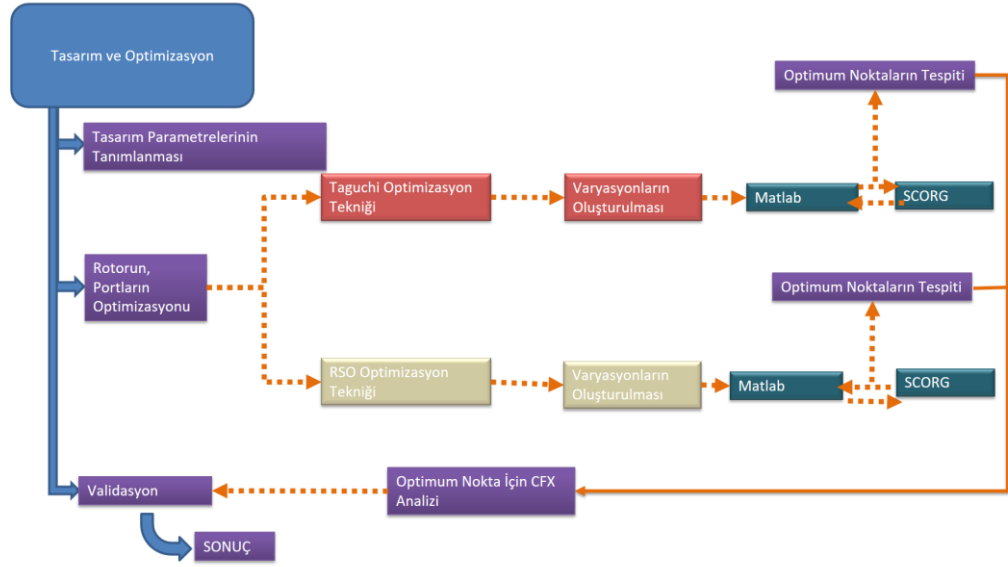
BÖLÜM 5. VIDALI KOMPRESÖRÜN OPTİMİZASYONU

Vidalı kompresörlerin performansı, büyük ölçüde erkek ve dişi rotor profillerine bağlıdır. Bu çalışma kapsamında temel profil üzerinden optimizasyon çalışmaları yürütülecektir. Temel profil üzerinden optimizasyonun en önemli avantajı tek referans profil üzerinden erkek ve dişi rotorun oluşturulmasıdır. Böylece erkek ve dişi rotor profilindeki alt kesme limitleri tespit edilebilmekte, rotorlar arası adaptasyon sorunu oluşmamaktadır.

Tez kapsamında Yu-Ren Wu [9] tarafından geliştirilen 9 eğrili “N” profil ile Stosic [8] tarafından geliştirilen Demonstrated “N” profilin RSO (Response Surface Optimizasyon Metodu) ve Taguchi Optimizasyon tekniği kullanılarak optimizasyonu yapılmıştır. Optimize edilmiş profillerin CFX tabanlı tasarım doğrulaması gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

İlk olarak, Stosic [8] tarafından geliştirilen “N” profil ile Yu Ren Wu [9] ve arkadaşları tarafından oluşturulmuş temel (rack) profil parametrik hale getirilmiştir. Stosic ve arkadaşları [7] yapmış oldukları çalışmada rotor profili diş derinliğinin kompresör üzerindeki performansını incelemişlerdir. Bundan dolayı optimizasyon parametrelerine rotor diş derinliğini etkileyen; rotorları dış çapı ve rotorlar arası mesafe de parametrik olarak dahil edilmiştir. SCORG, MATLAB kullanılarak parametrelerin performansı hesaplanmış; profil, RSO ve Taguchi optimizasyon teknikleri ile optimize edilmiştir. Kullanılan bu iki farklı optimizasyon sonucu karşılaştırılmıştır. Seçilen optimize edilmiş profil için gövde tarafı optimizasyonu RSO yöntemi ile yapılmıştır. Gövde tarafı optimizasyonunda, portların açılma açısı ve yağ enjeksiyon konumu belirlenmiştir.

Tüm optimizasyon çalışmaları ile ilgili optimizasyon ve tasarım doğrulama stratejisi Şekil 5.1.'de gösterilmiştir.

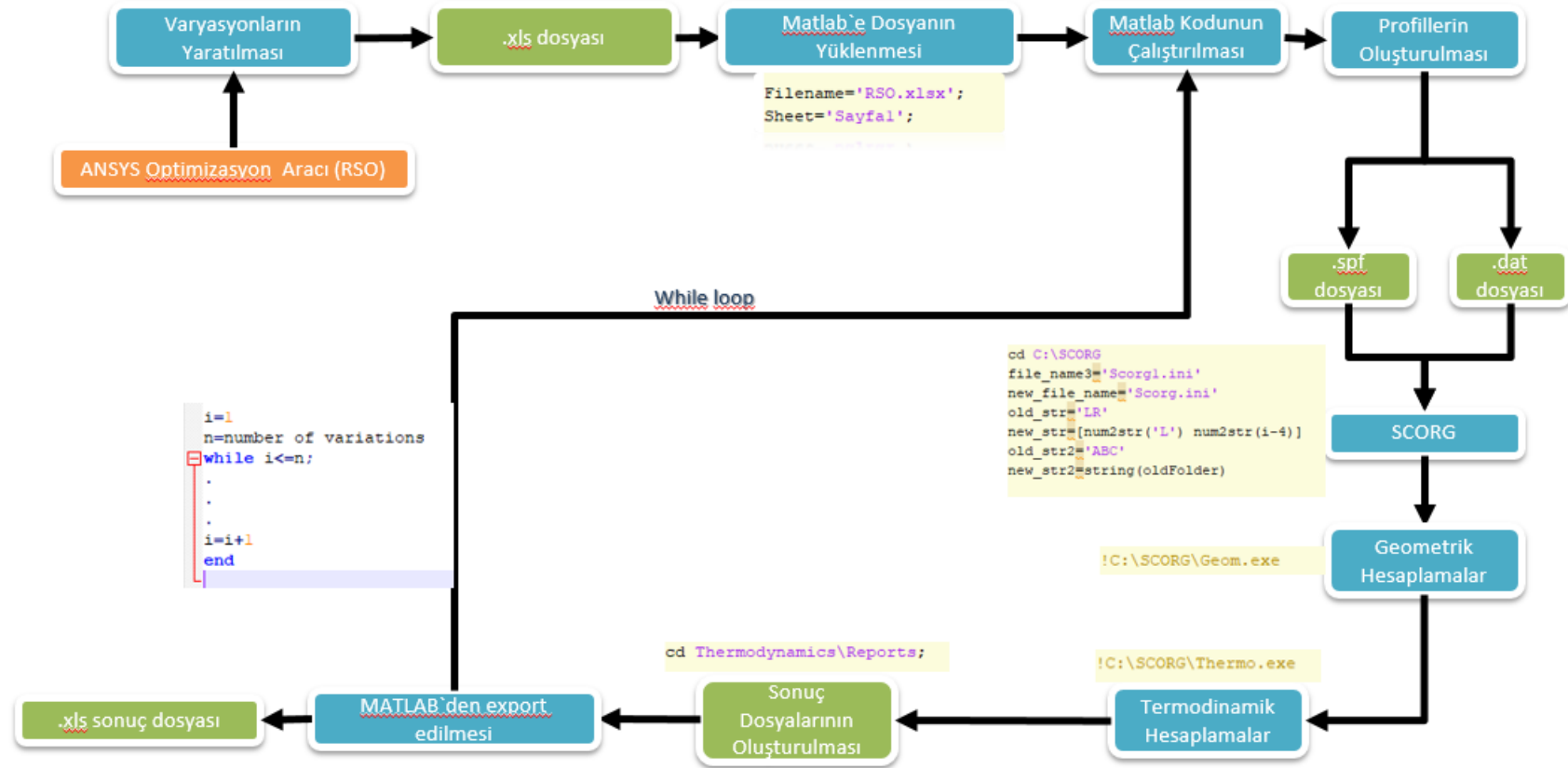


Şekil 5.1. Optimizasyon ve tasarım doğrulama stratejisi

RSO ve Taguchi optimizasyon tekniklerinde, belirlenen parametre sayısı ve sınırları içerisinde varyasyonlar (tasarım setleri) üretilmiştir. Bu varyasyonlar ile belirlenen amaç fonksiyonları için rotor profili optimize edilmiştir. RSO yöntemi için belirlenen parametreler kullanılarak elde edilen varyasyonlar ANSYS optimizasyon aracı ile üretilmekte ve .xls dosyası haline getirilmektedir. Rotor profili koordinat dosyası, her varyasyon için MATLAB ile oluşturulmaktadır. Arka planda SCORG çözücü olarak kullanılarak termodinamik sonuçlar hesaplanmaktadır. Bu döngü tüm varyasyonlar tamamlanana kadar devam etmektedir. Elde edilen sonuç dosyası, optimizasyon aracı için kullanılmakta ve belirlenen amaç fonksiyonu için optimize edilmiş parametreler elde edilmektedir. İlgili optimizasyon akışının şeması Şekil 5.2.'de gösterilmiştir.

MATLAB, Stosic tarafından geliştirilen profil olan Demonstrated “N” profil için ise optimizasyon parametrelerinin SCORG'a tanımlanmasında kullanılmış ve rotor profilleri SCORG tarafından oluşturulmuştur.

SCORG hem geometrik hem de tek boyutlu termodinamik hesaplamaların yanı sıra CFX için çözüm ağı oluşturmada kullanılmıştır.



Şekil 5.2. Optimizasyon Akış Şeması

5.1. Optimizasyon İçin Giriş Parametrelerinin Belirlenmesi

Referans profil tasarımının oluşturulması için gerekli olan geometrik sabitler ve sınır şartları Tablo 5.1.'de belirtilmiştir.

Tablo 5.1. Geometrik sabitlerin ve sınır şartlarının tanımlanması

Parametre	Değer	Tanım
z_1	5	Erkek rotor lob sayısı
z_2	6	Dişi rotor lob sayısı
r_{o1} [mm]	63,6	Erkek rotor dış yarıçapı
r_{o2} [mm]	50,4	Dişi rotor dış yarıçapı
W [deg]	300	Sarmal Açısı
R_l	1,55	Bağıl uzunluk
C_s [deg]	0	Sıkıştırma başlama açısı
C_e [deg]	230,2	Sıkıştırma bitiş açısı
V_i	3,35	Hacimsel İndeks
$\dot{n}$ [rpm]	4800	Devir
P_0 [Pa]	100000	Emme basıncı
P_d [Pa]	500000	Basma basıncı

Kompresördeki havanın giriş şartları için fiziksel özellikleri Tablo 5.2.'de verilmiştir. Kompresöre emilen hava ideal hava şartlarında ideal gaz olarak tanımlanmaktadır.

Tablo 5.2. Havanın fiziksel özellikleri

	Değer
γ	1,4
R [J/(kg · K)]	287
M [kg/kmol]	28,97
Z	1

Kompresör yağ enjeksiyonlu olduğundan kullanılan yağın fiziksel özellikleri tanımlanmalıdır. Bununla birlikte yap partikül çapı 10 mikron olarak belirlenmiştir. Yağın fiziksel özellikleri`de Tablo 5.3.`de gösterilmiştir.

Tablo 5.3. Yağın fiziksel özellikleri

	Değer
$\rho_{\text{yağ}} [\text{kg/m}^3]$	950
$\nu_{\text{yağ}} [\text{m}^2/\text{s}]$	$5 \cdot 10^{-5}$
$C_{p_{\text{yağ}}} [\text{J/kg} \cdot \text{K}]$	2050
$T_{\text{yağ}} [^{\circ}\text{C}]$	36,85

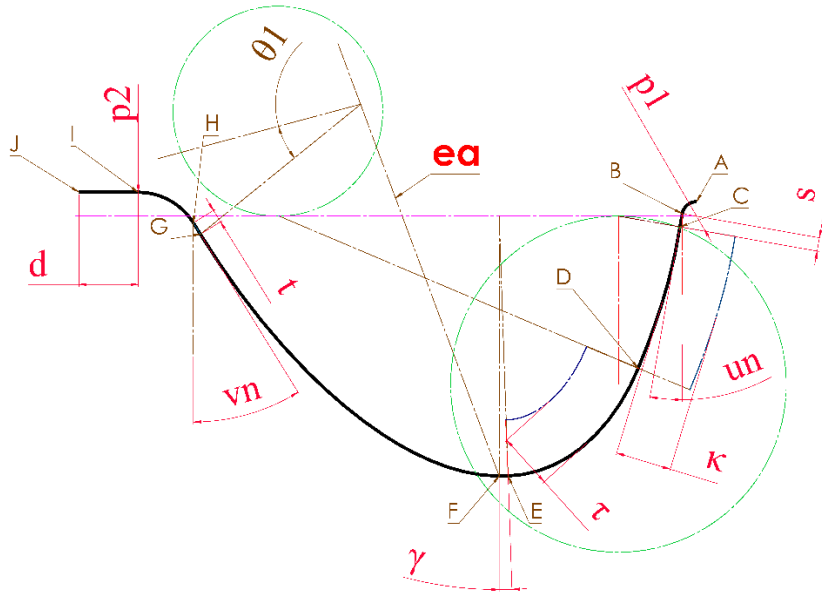
5.2. Rotor Optimizasyonu

5.2.1. Optimizasyon parametrelerinin tanımlanması

Tez kapsamında referans profil olarak en güncel rotor tipi olan “N” profil kullanılmıştır. Rotor kesitini tanımlayan ve diş derinliğini tanımlayan parametreler (eksenler arası mesafe ve dişi rotor çapı) parametrik hale getirilmiştir. Stosic [73], diş derinliğinin kompresör performansına olan etkisini incelemiş ve diş derinliği artışının kompresör verimini artırdığı, özgül güç yoğunluğunu düşürdüğü anlaşılmıştır. Bu kapsamda literatürden farklı olarak eksenler arası mesafe ve dişi rotor çapı optimizasyona dahil edilmiştir. Nitekim dişi rotorun dış çapı büyüdüğünde ve eksenler arası mesafe azaldığında diş derinliğinin arttığı Denklem 3.3 ve 3.4’de gösterilmiştir.

5.2.1.1. Dokuz eğrili “N” profil

Yu-Ren Wu [9] tarafından geliştirilen temel profil, 9 eğri ile tanımlamaktadır. Rotor temel profilini oluşturan bu eğriler, sürekliliği sağlaması amacıyla hesaplanan bağımlı değişken ve parametrik hale getirilen bağımsız değişkenlerden oluşmaktadır. Aslında temel profil hem erkek hem de dişi rotorun temas noktalarını oluşturan bir noktalar kümesinden ibarettir. Bundan dolayı temel profilin optimize edilmesi ile erkek ve dişi rotor optimize edilmiş olacaktır. Optimizasyona dahil edilen bağımsız değişkenler Şekil 5.3’de, referans değerler ile alt ve üst sınırlar ise Tablo 5.4.’de gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Dokuz Eğrili "N" Temel Profili

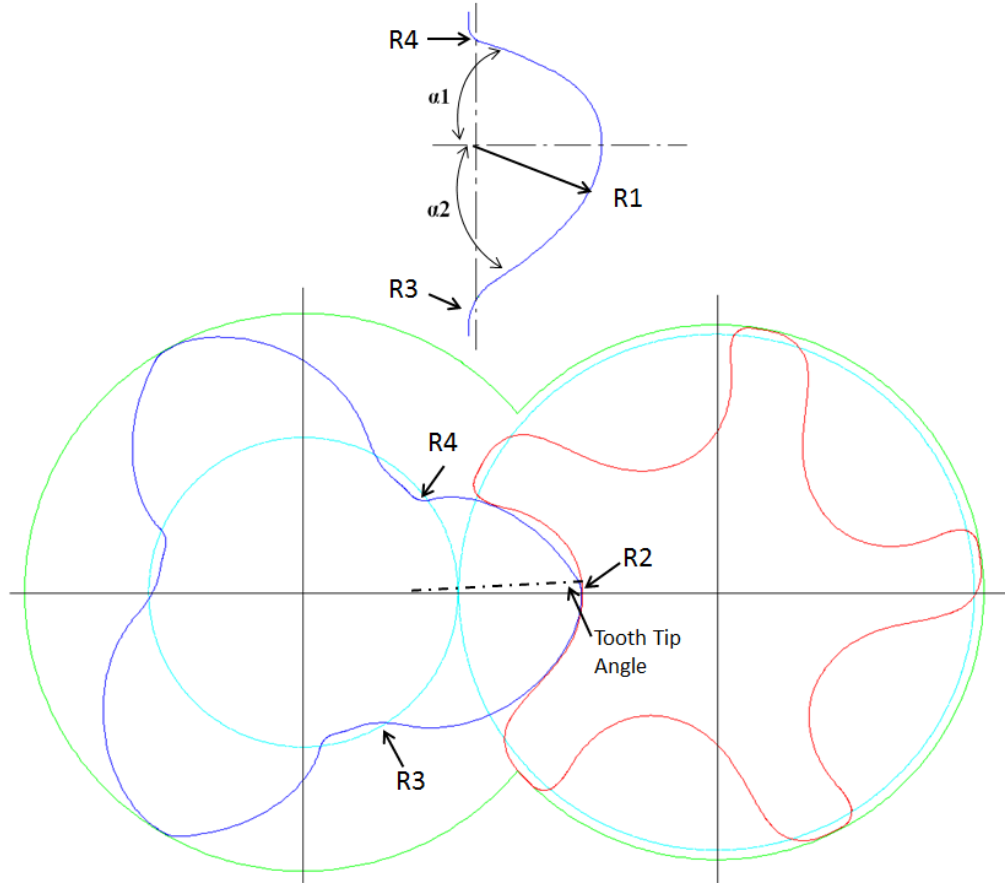
Tablo 5.4. Parametrelerin referans değerleri

	Parametre	Alt Sınır	Referans Değer	Üst sınır	Tanım
1	p_1 [mm]	1,315	1,6	3,3	AB dairesinin yarıçapı
2	p_2 [mm]	1,5	2,5	3,5	HI dairesinin yarıçapı
3	u_n [°]	8	10	15	Yüksek basınç bölgesi basınç açısı
4	v_n [°]	20	25	28,5	Düşük basınç bölgesi basınç açısı
5	t [mm]	0,4	1	2	BC doğrusunun uzunluğu
6	s [mm]	0,4	1	2	GH doğrusunun uzunluğu
7	κ [mm]	1	1,5	3,5	CD eğrisinin normalinin mesafesi
8	τ [mm]	1,5	2	4,82	DE eğrisinin normalinin mesafesi
9	d [mm]	1	1,5	2	IJ doğrusunun uzunluğu
10	γ [°]	1	3	7	EF dairesinin eğri açısı
11	e_a [mm]	25	40	50	FG elipsinin büyük yarıçapı
12	Ac [mm]	88	90	91	Rotorlar arası mesafe
13	ro_2 [mm]	50,4	50,6	50,9	Dişi rotor dış çapı

5.2.1.2. Demonstrated “N” profil

Stosic [8], tarafından tanımlanan “N” profil Tablo 5.4.’de tanımlanmıştır. Stosic tarafından optimize edilen bu profilin dişi rotor dış çapı üst sınır olan 50,9 mm’ye

eksenler arası mesafe ise alt sınır olan 88 mm'de SCORG ile hesaplanmıştır. Profilin optimize edilmiş performans sonuçları Tablo 5.5.' de gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Demonstrated "N" Profil [48]

Tablo 5.5. Parametrelerin referans değerleri

	SCORG
P_s [kW/m ³ /h]	5,26
η_v [%]	80,7
η_a [%]	64,72
$\dot{V}$ [m ³ /h]	6,03
$\dot{m}$ [kg/h]	429,6
$T_{\text{çıkış}}$ [°C]	76,85

5.2.2. RSO optimizasyon metodu ile optimizasyon

RSO, parametreler için belirlediğimiz hedefler veya kısıtlamalar göz önüne alarak, mümkün olan en iyi tasarımların bir örnek setten elde edildiği çok amaçlı bir

optimizasyon tekniğidir. RSO optimizasyon tekniğinde kullanılan optimizasyon yaklaşımları şu şekilde sıralanabilir [74].

1. Screening
2. MOGA
3. NLPQL
4. MISQP
5. Adaptive Single-Objective
6. Adaptive Multiple-Objective

Bu çalışma kapsamında birden çok amaç fonksiyonunu optimizasyona dahil etmek amacıyla MOGA yaklaşımı tercih edilmiştir.

Bu optimizasyon tekniği iki ana aşamadan oluşur. İlk aşamada tasarım araştırması, ikinci aşama ise optimizasyon aşamasıdır. RSO yönteminde belirlenen varyasyon (tasarım seti) için; öncelikle belirlenen amaç fonksiyonuna etki faktörünü belirlemek amacıyla tasarım araştırması yapılır. Tasarım araştırması, DesignXplorer tarafından tasarımın analiz yanıtını tasarlamak ve anlamak için kullanılan bir yaklaşımdır. Deney Tasarımı (DOE), temelli deterministik bir yöntem ve temel bileşenleri olarak parametreleri olan çeşitli optimizasyon tekniklerini kullanır. Yanıtlar çalışılabilir, ölçülebilir ve grafiklendirilebilir niteliktedir. Hedefe dayalı bir optimizasyon tekniği kullanarak, deterministik yöntemde çok sayıda tasarım noktası elde edebilir. Ayrıca, hesaplanan yanıt yüzeyi incelenebilir ve doğrudan yüzeyden tasarım noktaları oluşturabilmektedir [74].

5.2.2.1. Varyasyonların (tasarım setinin) oluşturulması

RSO optimizasyon tekniğinde varyasyon dizini, merkezi deney türü olarak, kompozit tasarımına (central composit design); tasarım türü olarak ise yüzey eksenli tasarım türüne göre oluşturulmuştur. Bu kapsamda 13 parametre için 284 varyasyon üretilmiş ve MATLAB için giriş verisi olarak kaydedilmiştir.

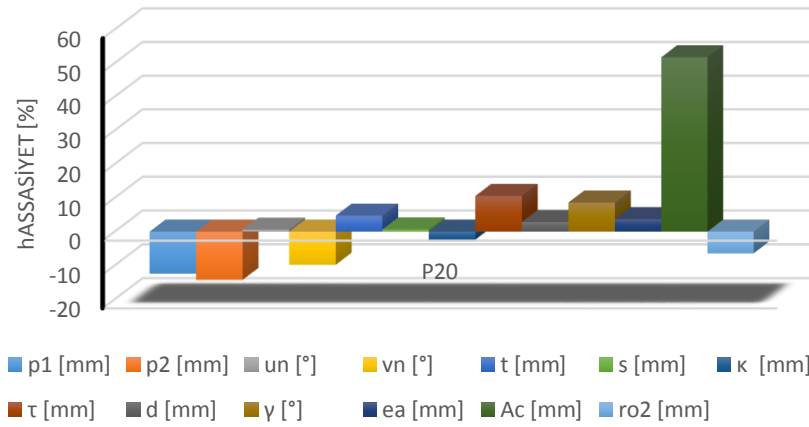
5.2.2.2. Tepki yüzeyinin (response surface) oluşturulması

Tasarım seti kullanılarak MATLAB ile oluşturulan rotor geometrilerinin geometrik ve termodinamik hesaplamaları SCORG ile yapılmış ve performans fonksiyonları oluşturulmuştur. Tasarım setine bağlı olarak belirlenen parametre aralığı için hesaplanan minimum ve maksimum performans değerleri Tablo 5.6.`da gösterilmiştir. Amaç fonksiyonu olan spetic güç 5,187 ie 6,083 kW/m³/h gibi geniş bir performans aralığını kapsamaktadır.

Tablo 5.6. Hesaplanan minimum ve maksimum performans değerleri

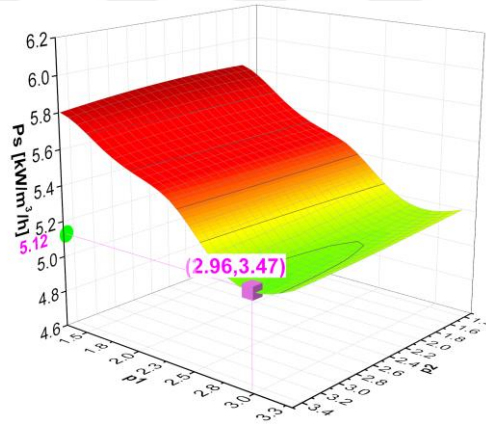
İsim	Hesaplanan Minimum Değer	Hesaplanan Maksimum Değer	Maksimum Hesaplanmış Hata
η_v [%]	0,698	0,816	0,019
η_a [%]	0,557	0,657	0,017
$\dot{V}$ [m ³ /h]	5,220	6,352	0,114
$\dot{m}$ [kg/h]	372,492	452,201	8,096
T [°]	60,460	69,2	0,078
P_w [kW]	29,290	33,448	0,267
P_s [kW/m ³ /h]	5,187	6,083	0,124
η_t	0,390	0,539	0,026

Şekil 5.5.`de parametrelerin özgül güç yoğunluğuna olan etkisinin değişimi gösterilmektedir. Diş derinliğini etkileyen parametreler olan eksenler arası mesafe (A_c) ve dişi rotor dış çapı (r_{o2}) sırasıyla %51 ve %6 birim değişim hassasiyetine sahiptir. Diş derinliğinin artırılması kompresörün termodinamik performansını etkileyen en önemli parametre olduğu anlaşılmıştır. Profilin geometrik tanımı olan parametrelerde arasında en önemli parametre; sırasıyla, %14 ile GH dairesinin yarıçapı p_2 , %12 ile AB dairesinin yarıçapı p_1 , %10,5 ile DE normalinin mesafesi τ , %9,8 ile düşük basınç bölgesi açısı v_n , %8,6 ile EF dairesinin eğri açısı γ `dır. Diğer parametrelerdeki değişim bu değişimlere göre minör değişimlerdir.



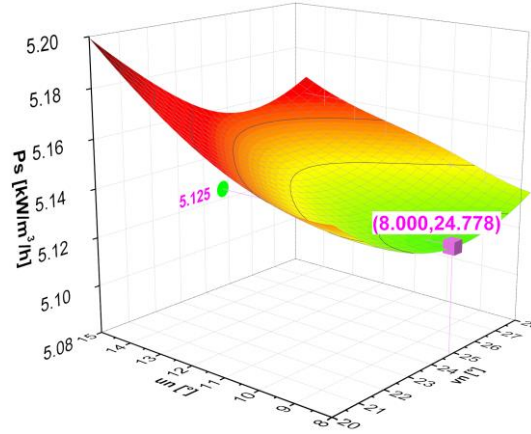
Şekil 5.5. Parametrelerin özgül güç yoğunluğuna etkisi

Şekil 5.6.`da AB ve HI dairesinin yarıçaplarını temsil eden  $p_1$  ve  $p_2$  parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi gösterilmiştir. Amaç fonksiyonu olarak tanımlanan özgül güç yoğunluğunun minimize edilmesi amaçlanmaktadır.  $p_1$  ve  $p_2$  değerleri 2,96 ve 3,47 mm`de 5,12 kW/m³/h özgül güç yoğunluğuna ulaşmaktadır.



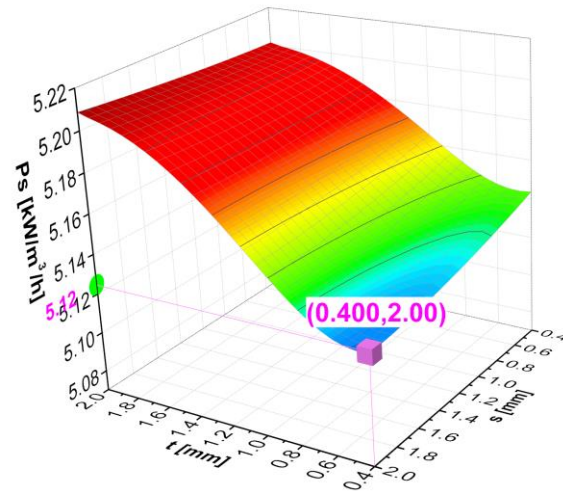
Şekil 5.6. p_1 [mm] ve p_2 [mm] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi

Şekil 5.7.`de yüksek basınç bölgesi ( $u_n$ ) ve düşük basınç bölgesi ( $v_n$ ) açılarının ve parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi gösterilmiştir. Yüksek basınç bölgesi ( $u_n$ )`nin alt ve üst sınırında özgül güç değeri minimum noktaya ulaşmaktadır. Fakat alt ve üst sınır değerleri alt kesme limitinin sınırları içerisinde seçildiğinden optimum nokta bu aralıkların dışındadır. Alt kesme sınırı, yüksek basınç bölgesi (u_n) için p_1 `e; düşük basınç bölgesi ( $v_n$ ) için ise  $p_2$  `ye ve her ikisi içinde eksenler arası mesafe (A_c)`ye bağlıdır.



Şekil 5.7. u_n (°) ve v_n (°) parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi

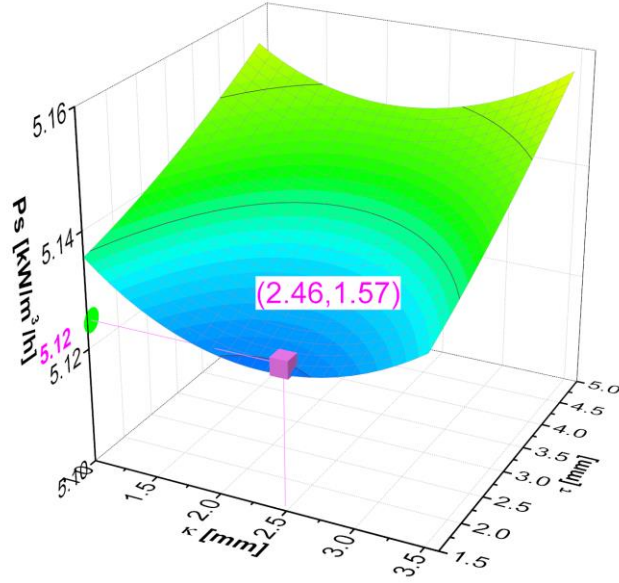
BC ve GH doğrularının uzunluğunu tanımlayan t ve s parametrelerinin özgül güç üzerine etkisi incelendiğinde s parametresinin t parametresine göre etkisi sınırlı kalmaktadır (Şekil 5.8.). Nitekim Şekil 5.5.'de gösterildiği gibi t parametresinin özgül güç yoğunluğuna etkisi % 4,7 iken s parametresinin % 0,62'dir. t ve s için optimum nokta sırasıyla 0,4 mm ve 2 mm'dir. t için optimum nokta 0'a kadar gitmektedir. Fakat düşük uzunluk değerlerinde rotor eğrisi sürekliliğini kaybettiğinden BC eğrisinin uzunluğunu temsil eden t , 0,4 mm'de sabitlenmiştir. GH doğrusunun uzunluğunu tanımlayan s parametresi ise üst sınır olan 4 mm'de sabitlenmiştir.



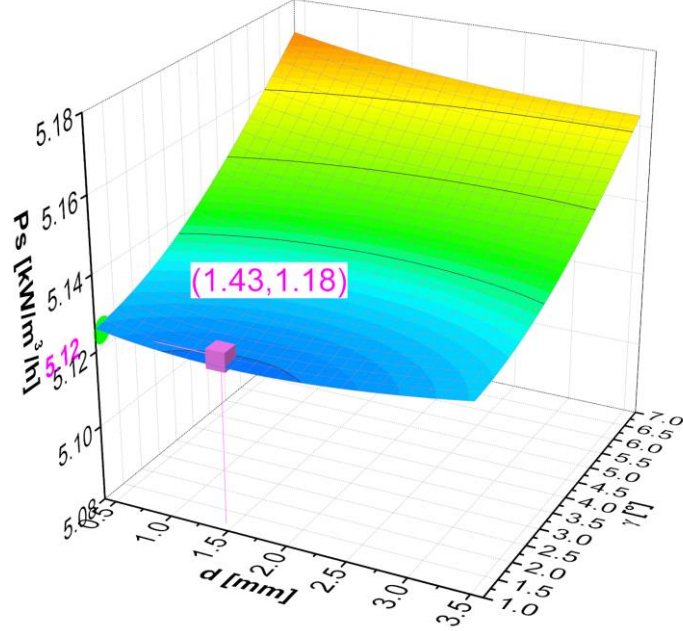
Şekil 5.8. t [mm] ve s [mm] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi

CD ve DE eğrisinin normalini tanımlayan κ ve τ parametrelerinin değişiminin gü. güç yoğunluğuna etkisi Şekil 5.9.'da gösterilmiştir. IJ doğrusunun uzunluğu (d) ve EF

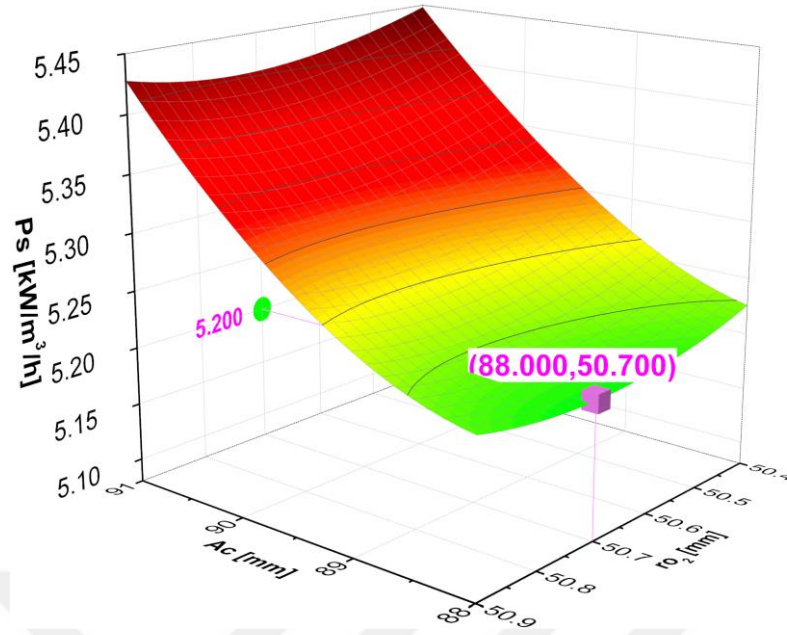
dairesinin eğri açısının (γ) değişiminin özgül güç yoğunluğuna etkisi Şekil 5.10.`da gösterilmiştir.



Şekil 5.9. κ [mm] ve τ [mm] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi



Şekil 5.10. d [mm] ve γ [°] parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi



Şekil 5.11. Ac ve ro_2 parametrelerinin özgül güç yoğunluğuna etkisi

Optimizasyondaki en önemli kısıt, alt kesme sınırlarıdır. Bundan dolayı optimizasyon yaklaşımında, Şekil 5.5.'de gösterilen hassasiyetlere göre yüksek hassasiyete sahip parametrelerin alt ve üst sınırlarını genişletmek amacıyla düşük hassasiyetteki parametrelerin alt ve üst sınırları % 10 daraltılmıştır. Böylece performansa fazla etki eden parametrelerin etki faktörü maksimize edilmiştir.

5.2.2.3. Optimizasyon sonuçları

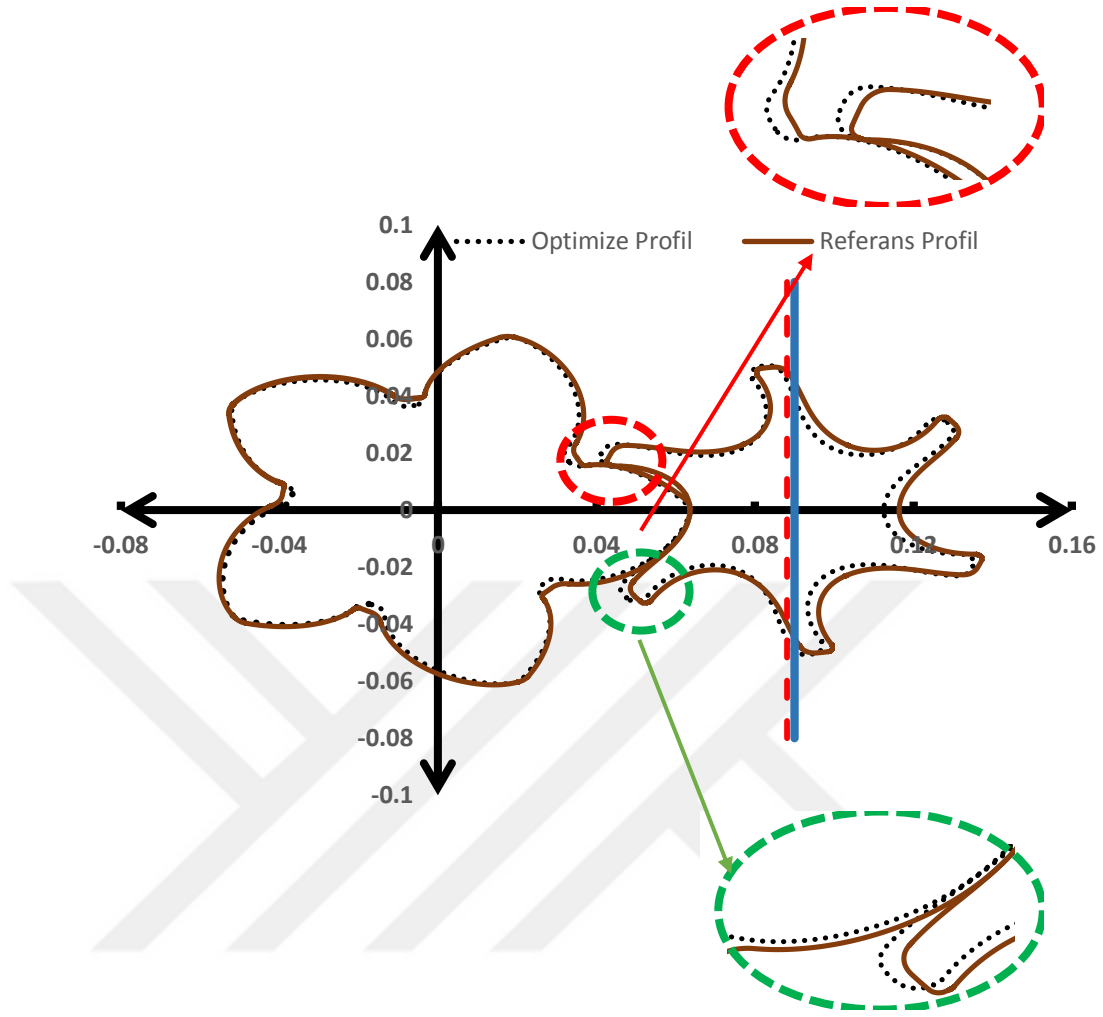
RSO yöntemi ile optimize edilen profil parametreleri ve optimum değerleri Tablo 5.7.'de gösterilmiştir. Optimize edilmiş parametrelerin SCORG ile analiz edilmesi sonucu elde edilen sapma maksimum % 2,52'dir. Bu sapma ile parametrelere bağlı oluşturulan tepki yüzeyinin kabul edilebilir olduğu anlaşılmıştır. Optimizasyon noktasının elde edilmesinde bazı parametreler sınır değerleri yakalarken bazı parametrelerde optimum değer üst ve alt sınır içinde kalmıştır. Sınır değerlerde optimum noktayı yakalayan parametreler incelendiğinde özgül güce olan etkisi % 5'i geçmemektedir. Bundan dolayı alt ve üst sınır seçiminde lokal hassasiyet dikkate alınmıştır. Alt kesme limitlerine göre düşük hassasiyetteki parametre aralığı daha dar tutularak yüksek hassasiyete sahip parametrelerin parametre aralığı genişletilebilmiştir.

Tablo 5.7. Profil parametrelerinin optimum değerleri

Parametre	Optimum Değer		
p_1 [mm]	2,96		
p_2 [mm]	3,47		
u_n [°]	8,40		
v_n [°]	24,78		
t [mm]	0,52		
s [mm]	1,82		
κ [mm]	2,46		
τ [mm]	1,57		
d [mm]	1,43		
γ [°]	1,18		
e_a [mm]	26,00		
A_c [mm]	88,02		
ro_2 [mm]	50,88		
	Optimizasyon Noktası	SCORG	Sapma [%]
P_s [kW/m ³ /h]	5,12	5,19	-1,35
η_v [%]	80,6	80,6	0,00
η_a [%]	64	65,61	2,52
$\dot{V}$ [m ³ /h]	6,22	6,25	0,48
$\dot{m}$ [kg/h]	450,51	445,74	-1,06
$T_{çıkış}$ [°C]	68,4	68,4	0,00

Şekil 5.12.'de optimize edilmiş profil ile referans profil arasındaki karşılaştırma gösterilmiştir. Optimize profildeki diş derinliğinin arttığı ve eksenler arası mesafenin azaldığı gözükmemektedir. Profilin AB ve IJ eğrilerinin birleşimini ifade eden eksenel boşluk kısmında profilin radyal bir karaktere büründüğü gözükmemektedir. Referans profile ise dişi rotor dış çapının ötelenmiş karakteri konvansiyonel bir çok vidalı kompresörde olduğu gibi oluşmuştur. Profillerin ana ölçüleri ve profil eğri türü değişmedikçe profil değişimlerinin sınırlı aralıkta olduğu görülmektedir.

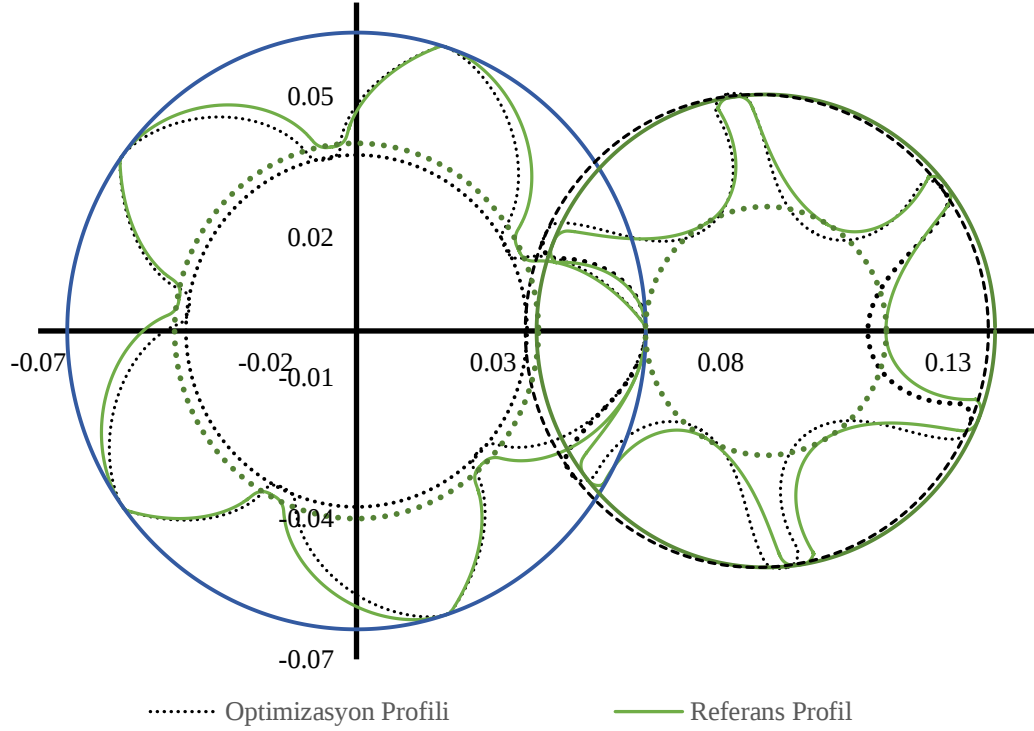
Optimize edilen profil ile referans profil incelendiğinde lob ve yiv kesit genişliklerinde de daralma olduğu görülmektedir. Bu daralma diş derinliğinin artması ile diş dibi çapının küçülmesi sonucunda oluşmuştur.



Şekil 5.12. Optimize ve referans profil karşılaştırması

Bu çalışma kapsamında ilk defa diş derinliğini tanımlayan parametreler olan eksenler arası mesafe (A_c) ve dişi rotor dış çapı (r_{o2}) optimizasyona dahil edilmiştir. Yerel hassasiyetler incelendiğinde özgül gücü etkileyen en önemli parametrik tanımlama arasında diş derinliği yer almaktadır. Tablo 5.8.'de eksenler arası mesafenin olan 90 mm'den 88,02 mm'ye düştüğünde, dişi rotor dış çapının ise 50,4 mm'den 50,9 mm'ye çıktığında diş derinliğinde %10,34 artış olduğunu ve yuvarlanma dairesinde %2,20; diş dibi dairesinde ise %6,27 düşüş olduğunu gösterilmiştir. Diş derinliğindeki bu artış; özgül güçte %2,89, volumetrik verimde % 2,68, adyabatik verimde % 3,32, hacimsel debide ise %2,80 iyileşme sağlamıştır. Şekil 5.13.'de gösterildiği üzere profil değişimi ile birlikte dişi rotor erkek rotor eksenel 2 mm yaklaşmış ve dişi rotor dış çapı büyümüştür. Rotordaki diş derinliği değişimi ise eksenleri eş olan erkek rotor profillerinde açıkça gözükmemektedir. Rotorlar arasındaki akış hacmi böylelikle artmış

ve teorik basma debisi de yükselmiştir. Nitekim profillerindeki daralma Şekil 5.13.`de gözükmemektedir.



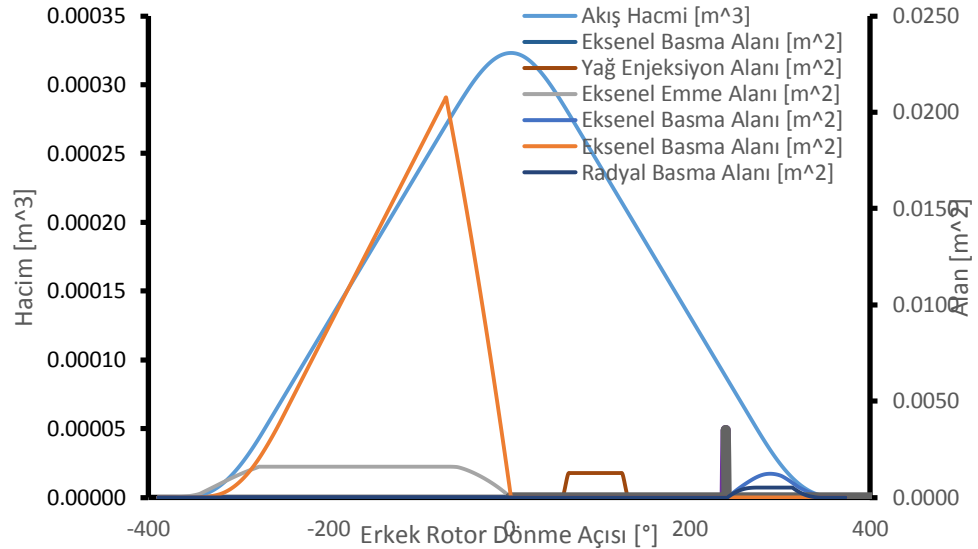
Şekil 5.13. Diş derinliğindeki değişim profilleri üzerinde gösterimi

Tablo 5.8. Diş derinliği değişimi

	Ac = 90 mm r_{o2} = 50,4 mm	Ac=88,02 mm r_{o2} = 50,9 mm	Fark [%]
r_{p1} [mm]	40,91	40,01	-2,20
r_{p2} [mm]	49,09	48,01	-2,20
r_{d1} [mm]	39,60	37,12	-6,27
h_a + h_d [mm]	24,00	26,48	10,34
Ps [kW/m³/h]	5,34	5,19	2,89
n_v [%]	78,5	80,6	2,68
n_a [%]	63,5	65,61	3,32
Ṃ [m³/d]	6,08	6,25	2,80
ṁ [kg/h]	433,94	445,74	2,72

Şekil 5.14.`de optimize edilmiş tasarımın geometrik özellikleri gösterilmektedir. Teorik maksimum hacim referans dönme açısı olan 0 °`de alınmıştır. Basma portunun

açıldığı açı 230° alınmıştır. Emme süreci 0° 'de tamamlanmaktadır. Volumetrik verimin hesaplanmasında ve termodinamik hesaplamalarda kontrol hacmi olarak kullanılan maksimum teorik hacim $0,00033 \text{ m}^3$ 'dür.



Şekil 5.14. Optimize edilmiş tasarımın geometrik özellikleri

5.2.3. Taguchi optimizasyon metodu ile optimizasyon

Taguchi optimizasyon tekniği, Taguchi ve Kanushi tarafından geliştirilen istatistiksel bir tekniktir [75]. Taguchi, ilk olarak ürün kalitesinin artırılmasına yönelik uygulamalarda kullanılmış, daha sonra bir çok farklı uygulama alanlarında etkin olarak tercih edilmiştir. Taguchinin en önemli avantajı çok sayıda parametreye bağlı çalışmalarda varyasyon sayısını düşürmesidir. Örneğin bu çalışmada 13 farklı parametrenin 3 seviye için optimizasyonu yapılacaktır. Tüm parametreler düşünüldüğünde 3^{13} adet varyasyonun sonuçlarının elde edilmesi gerekmektedir. Taguchi ile bu varyasyon sayısı 27'e kadar düşmektedir.

5.2.3.1. Varyasyonların (tasarım setinin) oluşturulması

Tez kapsamında 13 faktör (parametre) ve 3 seviye için L27 ortogonal dizisi tercih edilmiştir. RSO yöntemi ile Tablo 5.7.'de gösterilen referans değerlerin alt ve üst sınırları alınarak Taguchi optimizasyonu uygulanmıştır. Tablo 5.9.'de parametrelerin seviyeleri gösterilmiştir.

Tablo 5.9. Parametrelerin alt ve üst sınırları

	Parametre	1. Seviye	2. Seviye	3. Seviye	Tanım
1	p_1 [mm]	2,9	2,962	3,3	AB dairesinin yarıçapı
2	p_2 [mm]	3,2	3,297	3,8	HI dairesinin yarıçapı
3	u_n [°]	8	8,4	9	Yüksek basınç bölgesi basınç açısı
4	v_n [°]	25	26	28	Düşük basınç bölgesi basınç açısı
5	t [mm]	0,5	0,547	0,8	BC doğrusunun uzunluğu
6	s [mm]	1,5	1,726	2	GH doğrusunun uzunluğu
7	κ [mm]	2,3	2,464	2,8	CD eğrisinin normalinin mesafesi
8	τ [mm]	1,5	1,647	2	DE eğrisinin normalinin mesafesi
9	d [mm]	1,2	1,359	1,5	IJ doğrusunun uzunluğu
10	γ [°]	1,1	1,175	1,3	EF dairesinin eğri açısı
11	e_a [mm]	25	27,3	30	FG elipsinin büyük yarıçapı
12	Ac [mm]	88	89	90	Rotorlar arası mesafe
13	r_{o2} [mm]	50,4	50,6	50,9	Dişi rotor dış çapı

Verilerin alt değer, referans değer ve üst değer olarak 3 seviye seçilmiş ve optimizasyonlar yapılmıştır. Oluşturulan ortogonal dizi olan L27 dizini, Tablo 5.10.`da gösterilmiştir. Bu dizine göre oluşturulan tasarım seti MATLAB için giriş parametresi olmuştur. MATLAB kullanılarak varyasyonlar SCORG çözümlemesi ile çözülmüş ve performans sonuçları elde edilmiştir.

Tablo 5.10. Ortogonal Dizi (L27)

	p_1 mm	p_2 mm	u_n (°)	v_n (°)	t_1 mm	s mm	k mm	To mm	d mm	g (°)	e_a mm	Ac mm	r_{o2} mm
L1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
L2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
L3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3
L4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3
L5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1
L6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2
L7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2
L8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3
L9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1
L10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
L11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1

Şekil 5.15.`de her parametrenin belirlenen 3 faktör için özgül güce olan etkisi gösterilmiştir. Nitekim eksenler arası mesafe (Ac) ve dış rotor çapı (ro<sub>2</sub>)`nin dışında tüm parametrelerde optimum noktanın yakalandığı saptanmıştır. Diğer parametrelerin etkisi nispeten daha düşüktür. Bu yönüyle diş derinliğini etkileyen tüm parametrelerin profil parametrelerine göre etkisinin çok daa yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.15. Parametrelerin özgül güce olan etkisi

Tablo 5.12.`de taguchi optimizasyon sonucu gösterilmiştir. Gösterildiği üzere belirlenen amaç fonksiyonu içerisinde maksimum sapma %0,98`dir. Bu yönüyle analiz yaklaşımının uygulanabilir olduğu kanıtlanmıştır.

Tablo 5.12. Taguchi optimizasyon sonucu

Parametre	Optimum Değer
p ₁ [mm]	2,9
p ₂ [mm]	3,8
u _n [°]	8,40
v _n [°]	28

Tablo 5.12. (Devamı)

t [mm]	0,547		
s [mm]	1,5		
κ [mm]	2,464		
τ [mm]	2		
d [mm]	1,359		
γ [°]	1,175		
e_a [mm]	25		
Ac [mm]	88		
r₀₂ [mm]	50,9		
	Optimizasyon Noktası	SCORG	Sapma [%]
P_s [kW/m³/h]	5,22	5,21	0,19
n_v [%]	80,9	80,8	-0,12
n_a [%]	65,20	65,37	0,26
$\dot{V}$ [m³/d]	6,24	6,22	-0,32
$\dot{m}$ [kg/h]	448,3	443,9	-0,98
T_{çıkış} [°C]	65	65	0.00

Tablo 5.13.`de RSO ve Taguchi optimizasyonun tekniğinin karşılaştırmalı sonuçları gösterilmiştir. Özgül güç incelendiğinde RSO yöntemi % 0,38 daha düşüktür. Bundan dolayı bir sonraki aşamada kullanılacak olan port optimizasyonu ve HAD analizleri ile doğrulama için RSO yöntemi ile optimize edilen profil referans alınmıştır. RSO optimizasyonunda özellikle genel optimizasyon noktası kolaylıkla yakalanabilmektedir. Kullanılan tepki yüzeyi sayesinde belirlenen parametre aralığında optimum nokta tespit edilebilmektedir.

Tablo 5.13. RSO ve Taguchi optimizasyon tekniği sonuçlarının karşılaştırılması

	RSO	Taguchi	Fark [%]
P_s [kW/m³/h]	5,19	5,21	-0,38
n_v [%]	80,6	80,8	0,25
n_a [%]	65,61	65,37	-0,37
$\dot{V}$ [m³/d]	6,25	6,22	-0,48
$\dot{m}$ [kg/h]	445,74	443,9	-0,41

5.3. Yağ Enjeksiyon Noktası ve Basma Portu Optimizasyonu

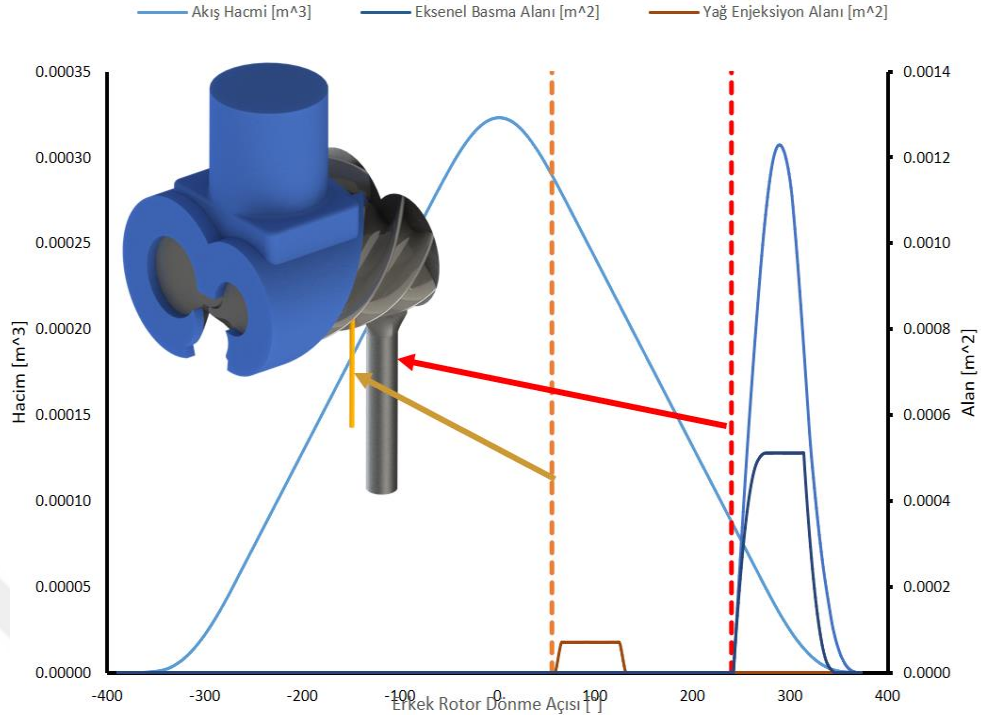
Port optimizasyonu kapsamında; emme, basma ve enjeksiyon portlarının tasarım parametrelerinin RSO yöntemi ile parametrik optimizasyonu yapılmıştır. Yağ enjeksiyon noktası ve port optimizasyonu için iki parametrenin optimizasyonu hedeflenmiştir. Bunlar yağ enjeksiyon noktası ve basma portunun açılma açısıdır.

5.3.1.Port tasarımlarının yapılması

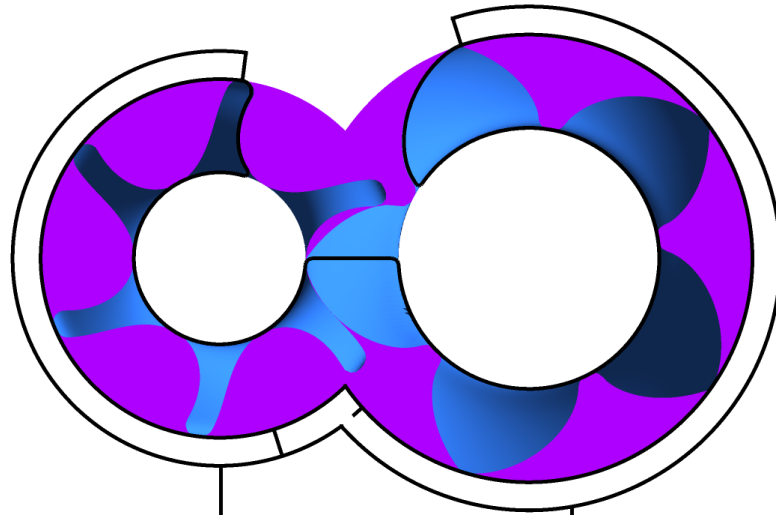
Port tasarımında ve yağ enjeksiyon portunun konumunun belirlenmesinde referans alınan hacim, rotorlar arasındaki akış hacminin konumudur. Bir diğer deyişle erkek rotorun 0° olduğu konumda en yüksek akış hacmine sahip lop ve yiv arasındaki bölge referans alınmaktadır. Şekil 5.16.`da gösterildiği gibi erkek rotorun dönmesi ile elde edilen akış hacminin konumuna göre yağ enjeksiyon portunun tanımlanması yapılırken, ilgili dönme açısındaki rotorun akış hacminin kesit tasarımına göre basma portu tasarlanmaktadır.

Kompresörün tüm çalışma şartları erkek rotorun dönme açısına göre tanımlanmaktadır. Bu dönme açısı, çalışma hacminin dişi rotor prosesinde tamamlanana kadar devam etmektedir. Nitekim farklı rotor konfigürasyonları için bu proses farklı açılarda tamamlanmaktadır.

Emme portu tasarımında referans alınan rotor profil kesiti, en yüksek akış hacmine ulaşan rotor profilinin kesitidir. 0° erkek rotor dönme açısına göre oluşturulan emme portu tasarımı Şekil 5.17.`de gösterilmiştir. Siyah çizgi emme portunun kesitini renkli yüzey ise rotor kesitini belirtmektedir. Böylece emme portu kesiti eksenel yönde akış hacminin minimum hacminden genişlerken ulaştığı maksimum hacme kadar emme prosesini sürdürmektedir.



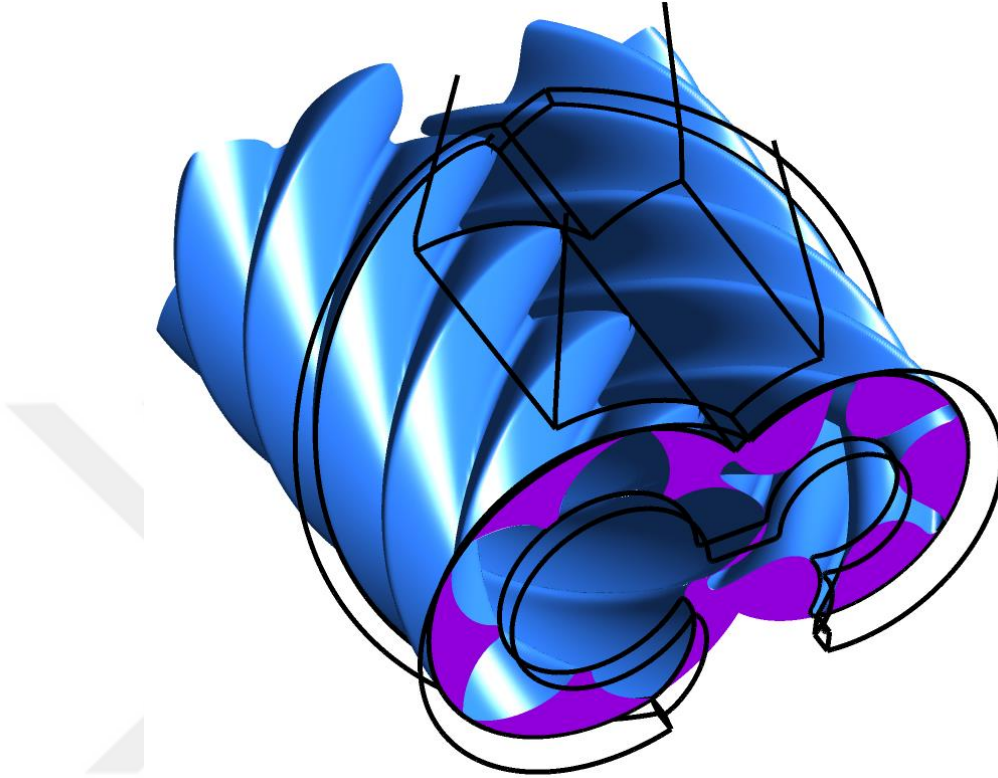
Şekil 5.16. Yağ ve basma portlarının akış hacmine göre tanımlanması



Şekil 5.17. Emme portunun rotor pozisyonuna göre tasarımı

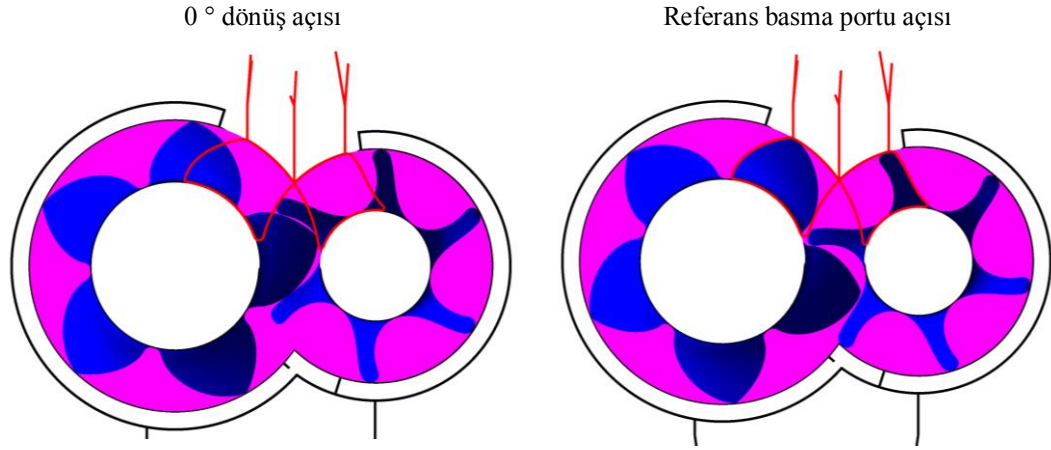
Şekil 5.18.`de gösterilen kesitte referans alınan erkek ve dişi rotorun profil sarmalı takip edilerek radyal yöndeki port profili oluşturulmuştur. Emme portunun tasarımındaki nihai amaç, minimum akış hacminden maksimum akış hacmine ulaşana kadar emme prosesi aşamasında maksimum iş akışkanının emilmesidir. Bu amaç doğrultusunda emme portunun eksenel alanının yanında Şekil 5.16.`da gösterildiği gibi radyal alan oluşturulması sağlanarak portun emme aktif alanı artırılmıştır. Bu tarz

port tasarımları radyal ve eksenel port olarak tanımlanmaktadır. Bununla birlikte bu avantaj % 1'i bulmayan debi artışından ibarettir.



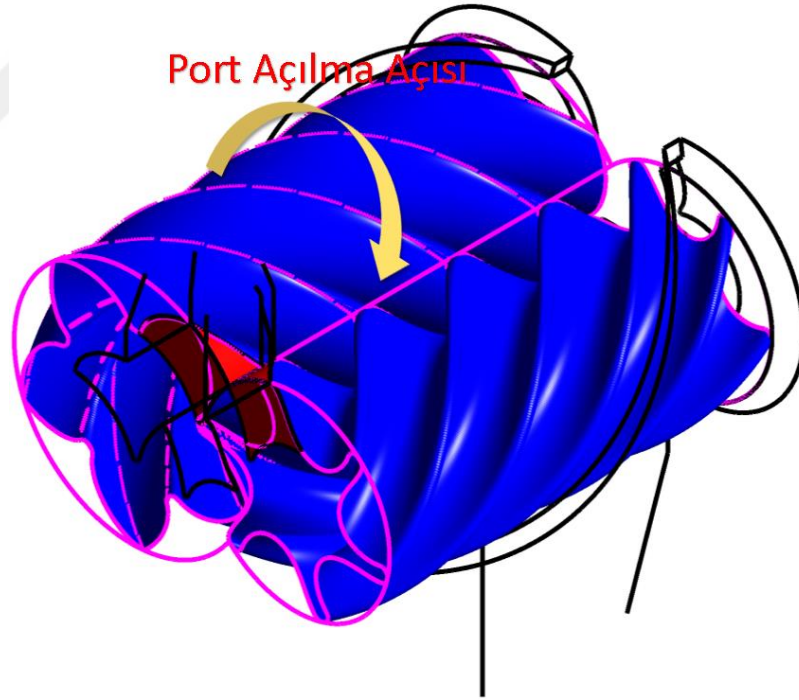
Şekil 5.18. Emme portunun rotor pozisyonuna göre kesit tasarımı

Basma portu tasarımı, erkek rotorun basma portu açısına geldiğinde referans alınan akış hacminin kesit profiline göre yapılır. Şekil 5.19.`da rotorun başlangıç konumu ile basma portunun açılma konumunda rotorların porta göre yerleşimini gösterilmektedir. Erkek rotorun dönme açısı, portun açılma açısına geldiğinde rotor profil kesitinin basma portunun kesit profilini oluşturduğu Şekil 5.19-b.`de anlaşılmaktadır. Böylece portun eksenel yönde tasarımı oluşturulmaktadır. Basma portu tasarımında rotorların dış çaplarını temsil eden çizgiler önemli bir inceleme alanı olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu çalışmanın dışında, gürültü azaltılması ve kompresör performansının artırılmasında sabit port açısı için bu çizgilerin ötelenmesi bir diğer optimizasyon parametresi olarak sayılabilir.



Şekil 5.19. Basma portuna göre başlangıç ve açılma açısına göre konumu

Şekil 5.20.`de ise basma portunun radyal yöndeki tasarımı gösterilmektedir. Görüldüğü üzere referans lob ve yiv tasarımının sarmal profil kesişimleri ile radyal yöndeki basma portu oluşturulmaktadır.



Şekil 5.20. Basma portunun eksenel görünümü

5.3.2.RSO ile optimizasyon

Rotor optimizasyonunda kullanılan RSO tekniği, optimize edilmiş Dokuz Eğrili “N” profilin referans alınması ile yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında rotor

optimizasyonunda kullanılan bir diğer optimizasyon tekniği olan Taguchi tekniği, port optimizasyonunda kullanılmayacaktır. Bunun en önemli sebebi oluşturulacak olan tasarım seti için gerekli olan parametre sayısının 2 ile sınırlı olmasıdır. Nitekim Taguchi'nin en önemli avantajı olan ortogonal diziler ile varyasyon sayısını azaltması az sayıda parametre için uygulanabilir değildir.

5.3.2.1. Varyasyonların (tasarım setinin) oluşturulması

RSO optimizasyon tekniğinde; varyasyon dizini, merkezi deney türü olarak kompozit tasarımına (central composit design); tasarım türü olarak ise yüzey eksenli tasarım türüne göre oluşturulmuştur. Bu kapsamda 2 parametre için 15 varyasyon üretilmiş ve MATLAB için giriş verisi olarak kaydedilmiştir. Tasarımların referans değer ile alt ve üst sınırları Tablo 5.14.'de verilmiştir. V_i değeri Denklem 3.24'de gösterildiği gibi port ve yiv arası referans akış hacminin maksimum değerinin port açılma sırasındaki port hacmine olan oranıdır. Bu oran Şekil 5.16.'da tanımlandığı üzere portun açılma açısını belirlemektedir.

Tablo 5.14. Parametrelerin alt ve üst sınırları

Parametre	Alt sınır	Referans Değer	Üst Sınır
Yağ Enjeksiyon Açısı (O_a) [°]	45	50	65
V_i (Denklem 3.24)	2,5	3,35	4,2
Portun Açılma Açısı [°]	200,38	230,22	247,99

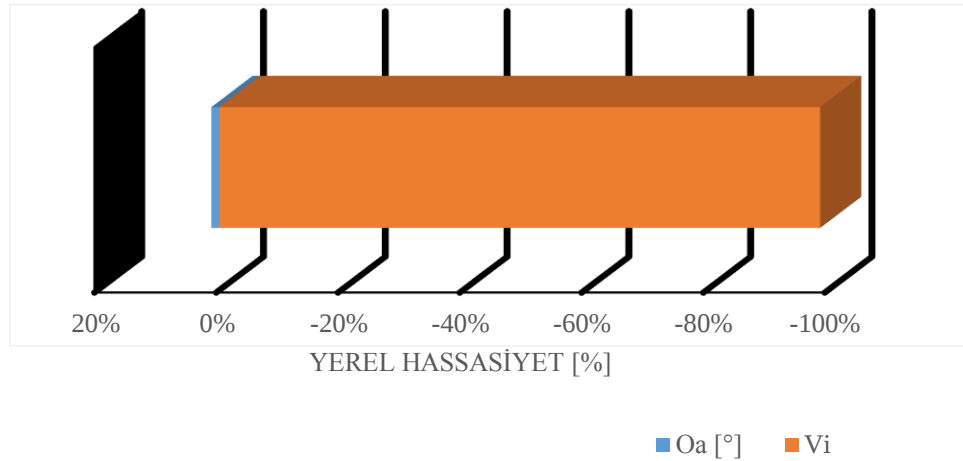
5.3.2.2. Tepki yüzeyinin (response surface) oluşturulması

Tasarım seti ile MATLAB vasıtasıyla oluşturulan port geometrilerinin geometrik ve termodinamik hesaplamaları SCORG ile yapılmış ve performans fonksiyonları oluşturulmuştur. Tasarım setine bağlı olarak belirlenen parametre aralığı için hesaplanan minimum, maksimum değerler ve öngörülen maksimum hesaplanmış hata Tablo 5.15.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.15. Hesaplanan minimum ve maksimum performans değerleri

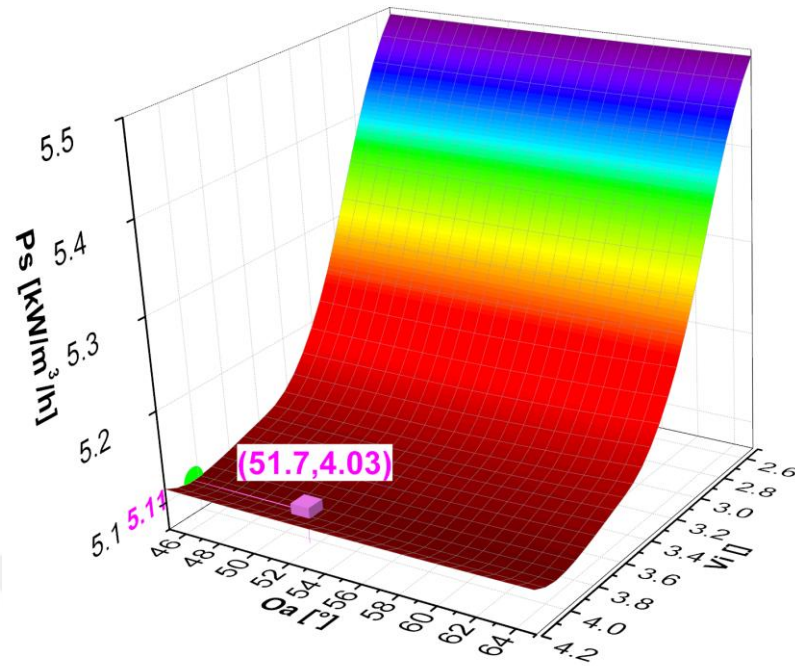
İsim	Hesaplanan Minimum Değer	Hesaplanan Maksimum Değer	Maksimum Hesaplanmış Hata
η_v	0,799	0,821	0,00043879
η_a	0,6171	0,6625	0,00072847
$\dot{V}$ [m ³ /h]	6,2	6,2682	0,0044216
$\dot{m}$ [kg/h]	442,35	446,74	0,090031
T [°]	67,86	77,13	0,0028917
P_w [kW]	32,152	34,24	0,062101
P_s	5,10	5,49	0,016975
η_t	0,49	0,54	0,0014233

Tepki yüzeyi için parametrelerin yerel hassasiyeti, giriş parametrelerinin performans parametresine olan etkisini göstermektedir. Portun açılma açısı olan V_i 'nin yağ enjeksiyon açısı olan O_a [°]'ya göre parametrik etkisi incelendiğinde, %99 oranında portun açılma açısının etkilediği gözlemlenmektedir (Şekil 5.21.). Özetle portun açılma açısı (V_i), port performansına etki eden en önemli parametredir.



Şekil 5.21. Parametrelerin yerel hassasiyeti

Şekil 5.21.'de gösterilen hassasiyet grafiğine paralel olarak Şekil 5.22.'de O_a [°]'nın özgül güce etkisinin, V_i etkisine göre oldukça düşük kaldığı açıkça görülmektedir.



Şekil 5.22. Parametrelerin özgül güce olan etkisi

5.3.2.3. Port optimizasyonu sonuçları

Port parametreleri rotor optimizasyonundan sonra kompresör performansını etkileyen en önemli giriş parametresidir. Bundan dolayı Tablo 5.15.'de gösterildiği gibi geniş performans parametreleri aralığında etki etmektedir. Port optimizasyonları iki parametre için RSO yöntemi ile yapılmıştır. RSO sonucuna göre optimum nokta, yağ enjeksiyon açısı (O_a) $51,7^\circ$ ve hacim indeksi 4,03 olarak hesaplanmıştır (Tablo 5.16.). RSO sonuçları ile SCORG'un termodinamik sonuçları arasında maksimum % 0,47 sapma bulunmaktadır. Bu sapma ile RSO yönteminin kabul edilebilir aralıkta kaldığı anlaşılmaktadır. Aynı zamanda optimizasyonun global optimizasyon noktasının bulunmasında, giriş regresyon analizlerinin yüksek doğruluğa sahip olduğunu göstermektedir. Port optimizasyonu ile birlikte özgül güç $5,19 \text{ kW/m}^3/\text{h}$ 'den $5,13 \text{ kW/m}^3/\text{h}$ 'e düşürülmüş ve % 1,35 iyileşme sağlanmıştır. Bu avantajlar ile kompresörün port tasarımları 3 boyutlu olarak yapılmış ve ANSYS'de çözüm ağına ve analize hazır hale getirilmiştir. Port optimizasyonunda, volumetrik verimin etkisi gözükmemektedir. Bunun en önemli sebebi volumetrik verime etki eden parametreler olan rotorlar arası boşluk ve rotor stator etkileşimi port optimizasyonuna bağlı değişimi kısıtlı kalmaktadır. Adyabatik verim ise % 65,61'den % 66,43'e çıkarılmıştır.

Tablo 5.16. Port optimizasyonu sonucu

Parametre	Optimum Değer		
Yağ Enjeksiyon Açısı (Oa) [°]	51,7		
V _i (Denklemler 3.24)	4,03		
Portun Açılma Açısı [°]	240		
	Optimizasyon Noktası	SCORG	Sapma [%]
P _s [kW/m ³ /h]	5,12	5,13	-0,19
n _v [%]	80,7	80,72	0,02
n _a [%]	66,12	66,43	0,47
V̇ [m ³ /d]	6,26	6,26	0,00
ṁ [kg/h]	446,40	446,40	0,00
T _{çıkış} [°C]	76,8	76,85	0,07

Port optimizasyonları emme, basma ve yağ enjeksiyon portunu kapsamaktadır. Port optimizasyonu ile özgül güçte %1,17 azalma sağlanmıştır. Yine adyabatik verimde %1,25 artış sağlanırken diğer parametrelerde değişim olmamıştır. Bu yönüyle çalışma incelendiğinde hacimsel debideki artış, rotor geometrilerinin parametrik değişimine bağlıdır. Tablo 5.17.'de port optimizasyonu sonuçlarının karşılaştırılması gösterilmiştir.

Tablo 5.17. Port optimizasyonu öncesi ve sonrası

	Profil optimizasyonu sonrası	Port optimizasyonu sonrası	Sapma [%]
P _s [kW/m ³ /h]	5,19	5,13	1,17
n _v [%]	80,6	80,72	0,15
n _a [%]	65,61	66,43	1,25
V̇ [m ³ /d]	6,25	6,26	0,16
ṁ [kg/h]	445,74	446,40	0,15

BÖLÜM 6. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), endüstriyel uygulamalardan akademik araştırmalara kadar birçok farklı alanda kullanılmaktadır. HAD, başlangıçta sadece uzay ve havacılıkla ilgili yüksek teknoloji mühendisliği uygulamalarında ün salmış olsa da, şimdilerde artık modern mühendislik uygulamalarında karşılaşılan karmaşık problemlerin çözümü için de yaygın olarak kullanılmaktadır [76]. Hesaplamalı simülasyonların en önemli avantajı, adeta bir “sanal laboratuvar” işlevi görmesidir. Böylece tasarım geliştirme ve optimizasyon maliyetleri azalmış; tasarım süreçleri kısalmıştır. Günümüzde HAD, akışkanlar dinamiği ve ısı transferi problemlerini çözmede kullanılan en etkin yöntemler arasına girmiştir.

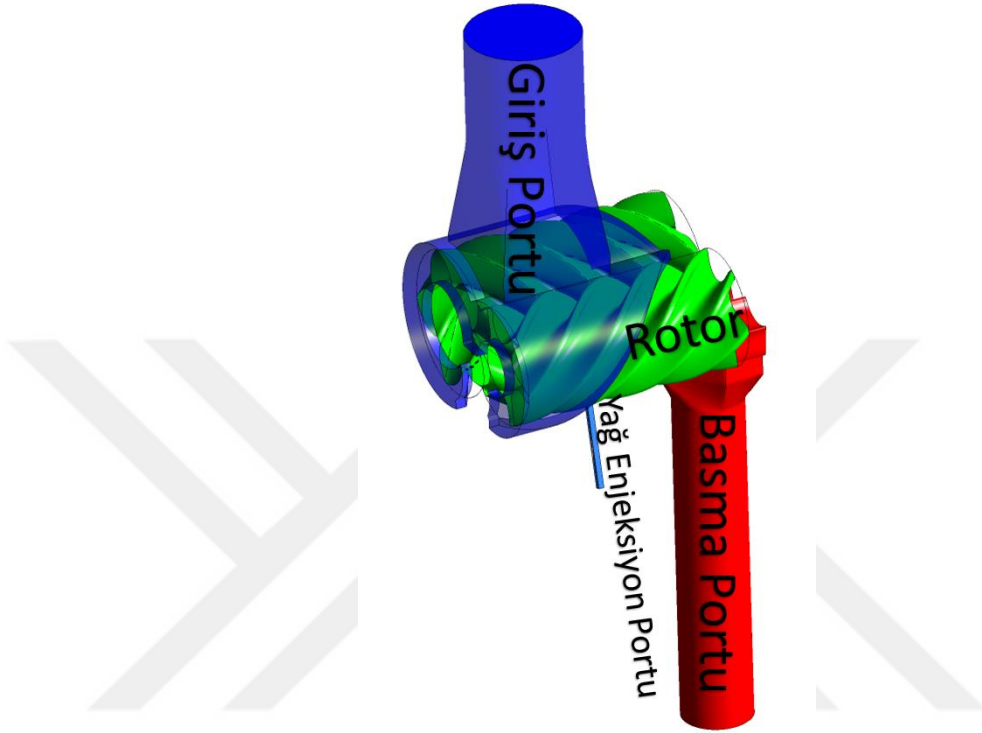
HAD analizlerinde akışın dinamik veya statik durumunun tanımlandığı ve çözümlemenin yapıldığı hacme akış hacmi veya hesaplama hacmi denmektedir. Oluşturulan akış hacmi, çözüm ağı denen fiziksel hacimlere bölünerek kısmi diferansiyel denklemlerin iteratif çözümlemeleri yapılması suretiyle HAD analizleri gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışma kapsamında, HAD çözümlemeleri için ANSYS CFX paket yazılımı kullanılmıştır. Bu bölümde önce sınır şartlarının oluşturulması, sonuçlar ve sonuçların SCORG sonuçları ile karşılaştırılması incelenecektir.

6.1. Akış Hacminin Oluşturulması

Vidalı kompresörlerin akış hacminin sınırlarını tanımlayan rotor geometrisi, zamanla dönmekte ve her zaman adımımda farklı bir akış hacmi oluşmaktadır. Böyle akış hacimlerine dinamik akış hacimleri denmektedir. Dinamik akış hacimlerinin

modellenmesi en zorlayıcı kısmı oluşturmaktadır. Vidalı kompresörlerde giriş portu, basma portu ve yağ enjeksiyon portu kompresörün stator tarafını, rotor ise kompresörün dinamik kısmını göstermektedir (Şekil 5.23.).



Şekil 5.23. Akış hacminin tanımlanması

6.2. Çözüm Ağının Oluşturulması

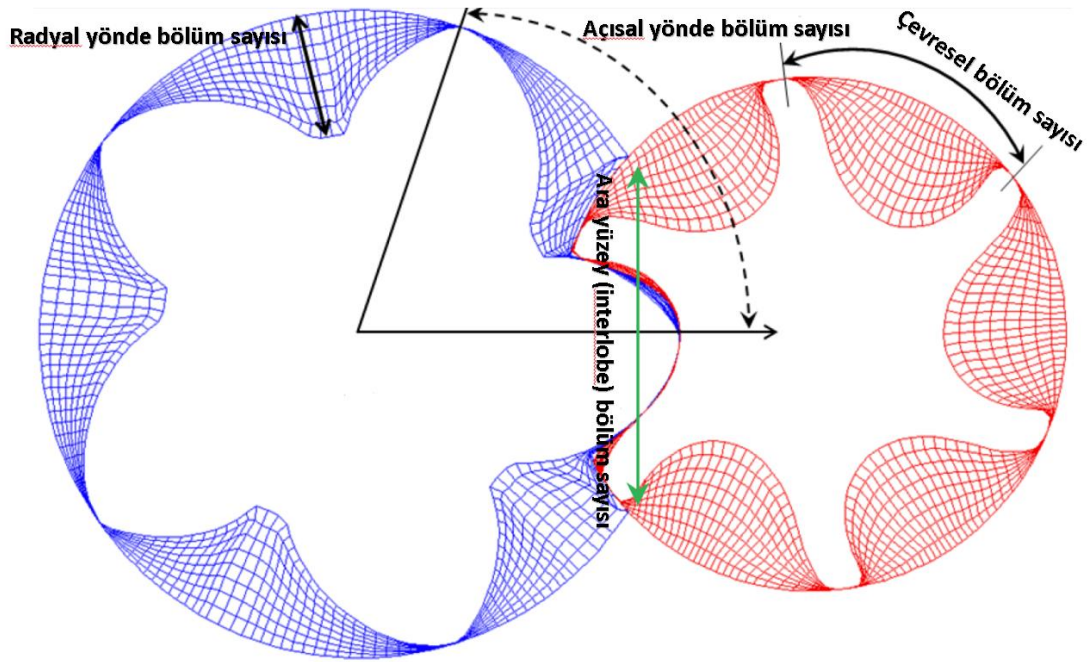
Vidalı kompresörlerin dinamik kısmını oluşturan rotorların zamana bağlı dönüşüne göre akış hacmi değişmektedir. Konvansiyonel çözüm ağı araçları, çözüm ağının deforme edilmesi ile çözüm ağının adaptasyonu sağlanmaktadır. Fakat çözüm ağının her deformasyonu; çözüm ağı kalitesini düşürmekle birlikte, negatif hacimler oluşmasına neden olmaktadır. Vidalı kompresörlerdeki karışık geometrik yapı, çözüm ağlarının dinamik olarak oluşturulmasını neredeyse imkansız kılmaktadır. Bundan dolayı vidalı kompresörlerde özel çözüm ağı araçları kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında ise rotorun çözüm ağı SCORG'un çözüm ağı aracı kullanılarak oluşturulmuştur. SCORG'un çözüm ağı, rotorun belirlenen dönme açısını; belirlenen devirde tanımlayan her bir zaman adımı için her yeni akış hacmine göre aynı düğüm

sayısında çözüm ağı oluşturulması prensibine dayanır. Bir zaman adımıyla oluşturulan bu çözüm ağı, HAD çözücü tarafından içe aktarılır. Yeni durum için bir önceki zaman adımıdaki çözümler iteratif olarak başlangıç şartı kabul edilir ve çözümleme yeni zaman adımıyla yapılır. Böylece yapılandırılmış çözüm ağı ile yüksek kalitede çözümler yapılabilir.

Şekil 5.24.'de çözüm ağı oluşturma parametrelerinin rotor geometrisi üzerindeki tanımlaması gösterilmiştir. Referans değerleri ise Tablo 5.18.'de sunulmuştur.

Tablo 5.18. Çözüm ağı parametreleri

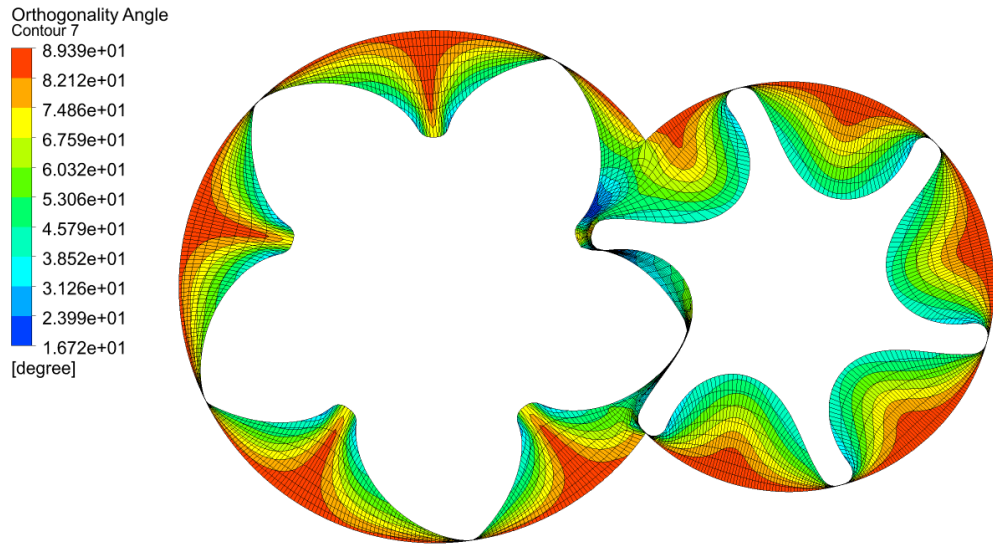
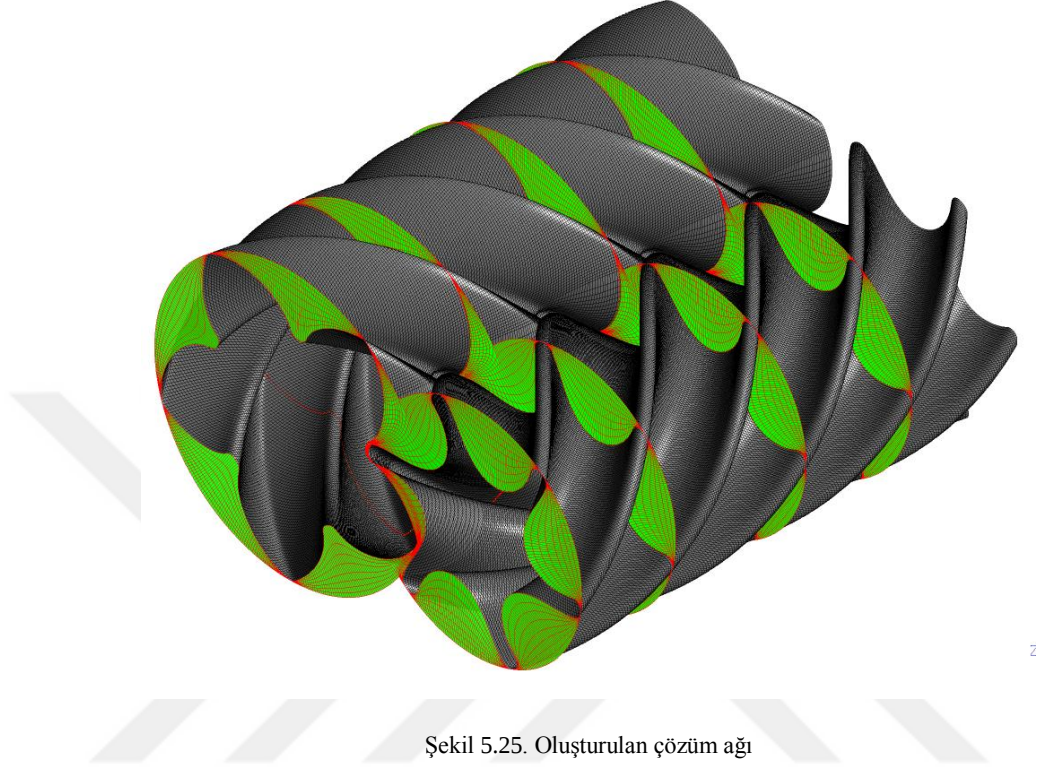
Çevresel Bölüm Sayısı	60
Radyal Yönde Bölüm Sayısı	8
Açısal Yönde Bölüm Sayısı (n_p)	72
Arayüzey (Interlobe) Bölüm Sayısı	80



Şekil 5.24. Çözüm ağı oluşturma parametreleri [70]

Şekil 5.25.'de oluşturulan çözüm ağı gösterilmiştir. Orthogonalite açısı CFX gibi düğüm tabanlı çalışan çözücülerde en önemli çözüm ağı kalitesi kriteridir. Vidalı kompresörlerde minimum orthogonalite açısı 10° olması gerektiği vurgulanmıştır [48].

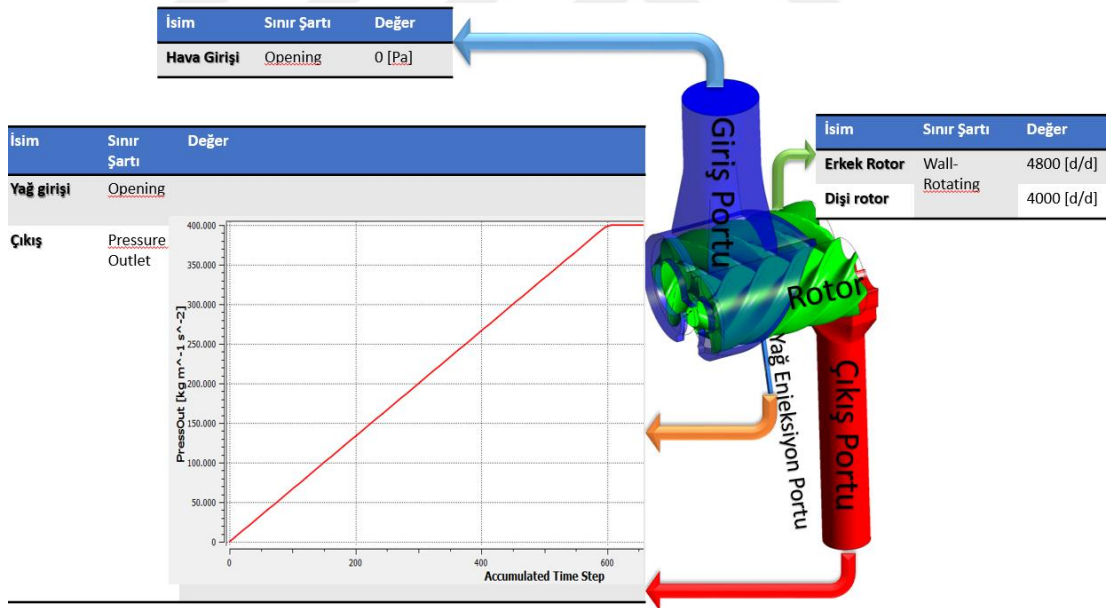
Çözüm ağın minimum $16,7^\circ$ ortgonality açısı yakalanmıştır. Orthogonal kalitenin dağılımı ise Şekil 5.26.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.26. Orthogonality Açısı [$^\circ$]

6.3. Sınır Şartları

Vidalı kompresörlerde; giriş portu, basma portu ve yağ enjeksiyon portu kompresörün stator tarafını; rotor ise kompresörün dinamik kısmını göstermektedir. Rotor kısmı için çözüm ağı SCORG`da; portlar ise ANSYS Meshing`de oluşturulmuştur. Hava, Şekil 5.27.`de gösterildiği gibi giriş portundan 0 bar basınçta girmektedir. Analizin ıraksamasını engellemek amacıyla; çıkış portundaki basınç, 600 zaman adımına kadar lineer olarak 4 bar basınca çıkarılmaktadır. ANSYS CFX`de referans basınç 1 bar olarak belirlenmiştir. Basınç, 600 zaman adımından sonra sabit kalmaktadır. Vidalı kompresörün içerisine yağ enjeksiyonu ayrı bir pompa yerine kompresörden üretilen basınç ile yapılmaktadır. Bundan dolayı kompresörün çıkışındaki basınç değişimi, yağ enjeksiyonunun girişi için sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Erkek rotor ve dişi rotor yüzeyleri dönen duvar (wall) olarak tanımlanmıştır. Erkek rotor için referans alınan devir olan 4800 d/d dişi rotor için 4000 d/d tanımlanarak duvar şartları belirlenmiştir.



Şekil 5.27. Sınır şartlarının tanımlanması

Kompresörde amaç fonksiyonu olarak tanımlanan parametreler CFX'e ifade (expression) olarak tanımlanmıştır. Bunlar aşağıda gösterildiği gibi formülize edilmiştir (Denklem 6.1-3).

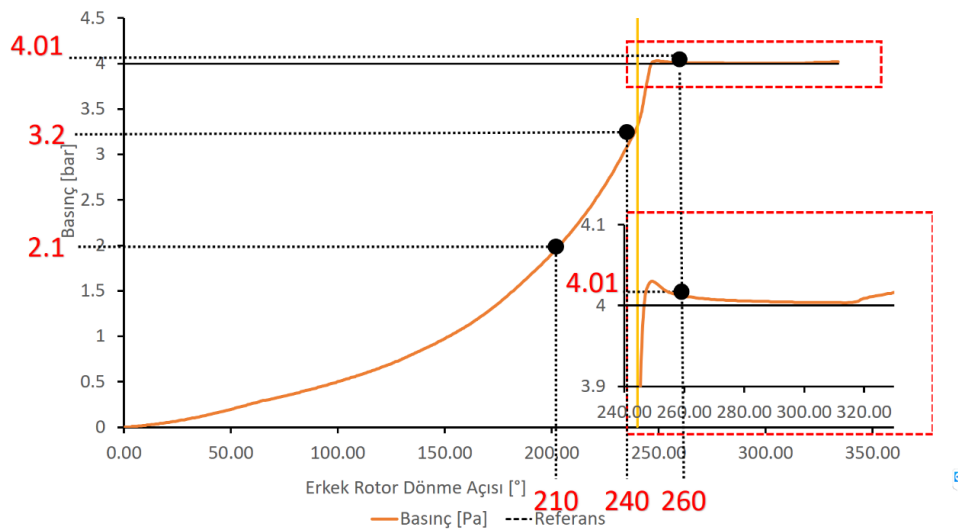
$$P = \dot{n} \cdot i (T_{o_e} - T_{o_d}) \quad (6.1)$$

$$i = z_1/z_2 \quad (6.2)$$

$$t_a = 1 [\text{devir}]/(\dot{n} \cdot n_p z_1) \quad (6.3)$$

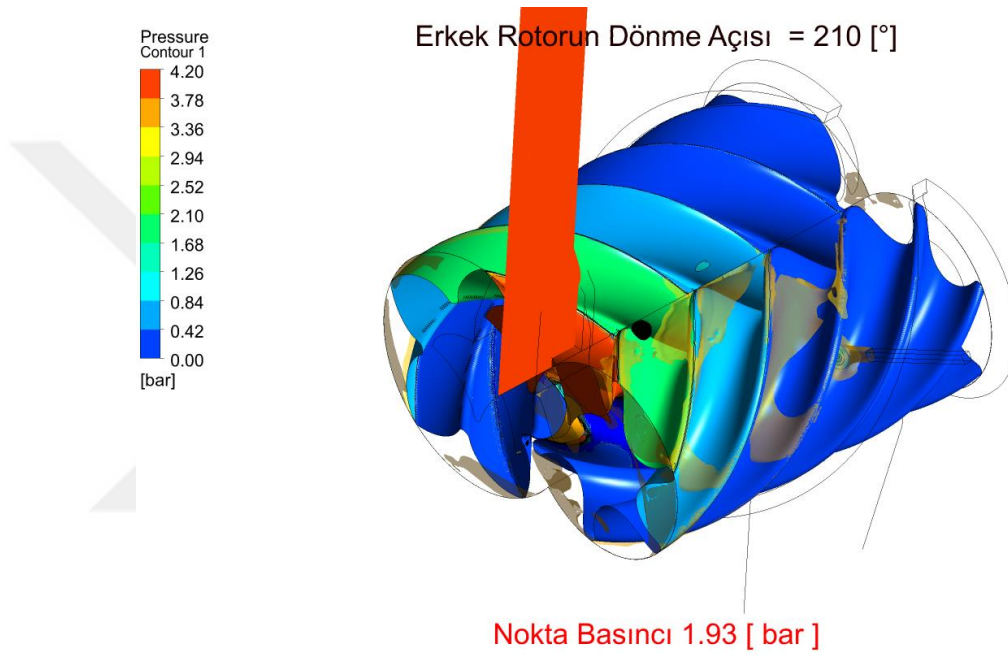
6.4. HAD Analizi Sonuçları ve SCORG ile Doğrulama

Optimize edilen profil, belirlenen basma portu ve emme portu tasarımlarına göre analiz edilmiştir. HAD analizi sonucu, ANSYS HAD Post`da incelenmiştir. Öncelikle basma portuna açılan akış hacmindeki basınç dağılımı, basma periyodu tamamlanana kadar incelenmiştir. Şekil 5.28.`de termodinamik hesaplamalara göre, erkek rotorun dönme açısına göre çalışma hacmindeki basınç değişimi gösterilmiştir. Çalışma hacmi 240 °`ye kadar sıkıştırma prosesine devam etmektedir. 240 ° sonrasında ise basma portu aktif hale gelmekte ve iş akışkanı basınçlandırılmış halde çalışma hacminden tahliye edilmektedir. Şekil 5.28.`de de görüldüğü üzere; portlar açılrsa bile çalışma hacmindeki basınç artışı devam etmektedir. Bunun en önemli sebebi portta oluşan karşı basınç ile birlikte çalışma hacmindeki zamana bağlı hacim azalmasının port alanına göre kısmi artışının yüksek olmasıdır. Şekil 5.14.`de de görüldüğü üzere port alanı 240 ° ile lineer olarak artmakta ve 250 ° ile sabit kalmaktadır.



Şekil 5.28. Çalışma Hacmindeki Basınç Değişimi [bar]

HAD post inlemelerindeki basınç dağılımının Şekil 5.28.`de gösterilen basınç artış karakteristiği ile karşılaştırması yapılmıştır. Bunun için erkek ve dişi rotor arasındaki referans hacmi tanımlayan çalışma hacmi incelenmiştir. Şekil 5.29.`da 210° için rotor yüzeylerindeki basınç dağılımı gösterilmiştir. Bununla birlikte referans çalışma hacmindeki noktasal basınç gösterildiği üzere 1,93 bar`dır. Şekil 5.28.`de termodinamik sonuca göre ise bu değer 2,1 bar`dır. 210° için HAD sonuçları ile termodinamik hesaplamalar arasında % 8 sapma ile basınç dağılımı yakalanmıştır.

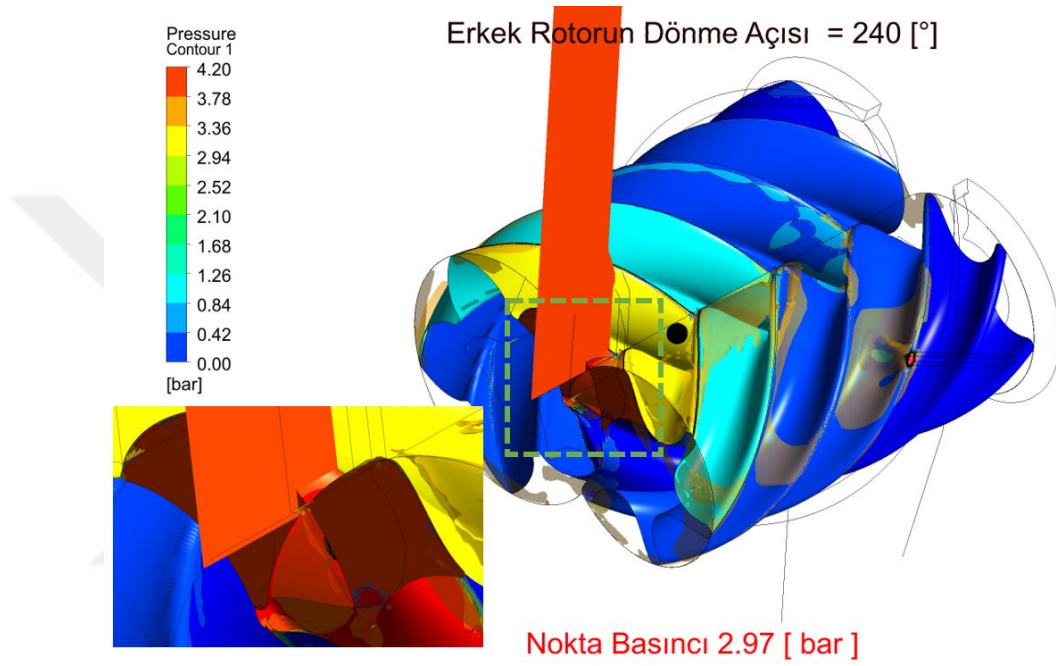


Şekil 5.29. Basınç dağılımının 210° erkek rotor açısı için gösterimi

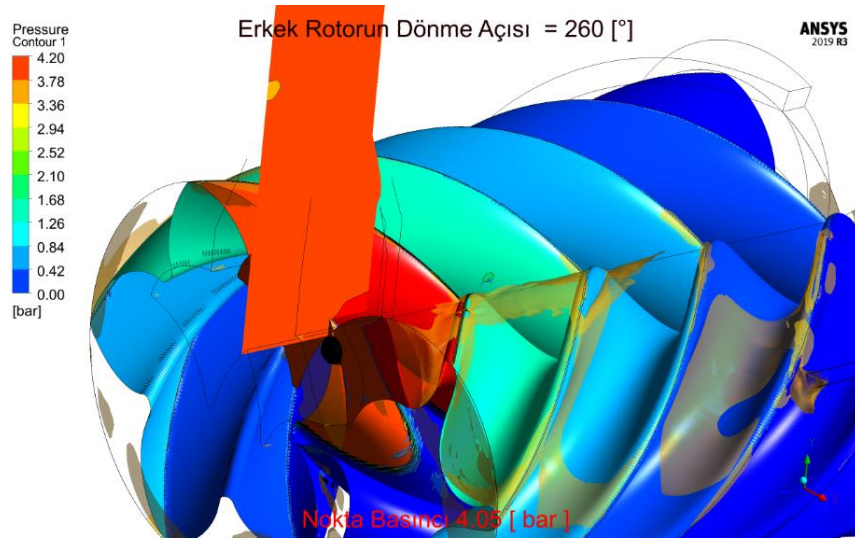
Şekil 5.30.`da erkek rotor,  $240^\circ$  dönerek sıkıştırma prosesini tamamlamıştır. Bu dönme açısından sonra çalışma hacmindeki basınçlandırılmış iş akışkanı basma portundan tahliye edilecektir. Bu dönme açısındaki tanımlanmış noktadaki basınç, 2,97 bar`dır. Şekil 5.28.`de termodinamik sonuca göre ise bu değer 3,2 bar`dır. Termodinamik hesaplamalar ile HAD sonuçları arasındaki sapma %7`dir.

Şekil 5.31.`da erkek rotor  $260^\circ$  açısına ulaşmış ve basınçlandırılmış hava yağ karışımı basma portuna gönderilmektedir. Şekil 5.28.`de gösterildiği üzere referans basınçtan sonra sıkıştırma devam etmiş ve 4,05 bar`a kadar ulaşmıştır. Buradaki sapma ise % 1`dir.

HAD analizi sonuçları ile termodinamik hesaplama sonuçları karşılaştırıldığında hem çalışma hacmindeki basınç karakteristiği hem de basınç değerleri maksimum %8 sapma ile yakalanmıştır. HAD analizlerinde sınır şartları ve yaklaşımlar literatürde test sonuçlarıyla valide edilmiştir [77–79]. Bu yönüyle Bu yönüyle termodinamik hesaplamalar için kullanılan yaklaşımın ve ampirik denklemlerin uygulanabilir olduğu kanıtlanmıştır.

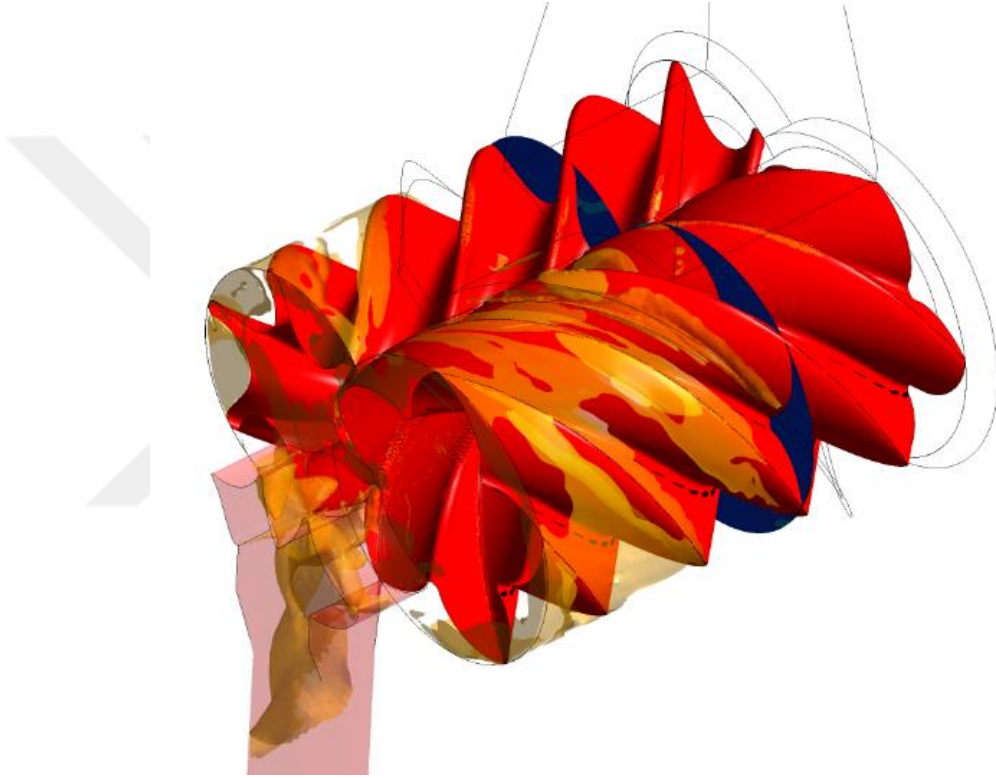


Şekil 5.30. Basınç dağılımının 240 ° erkek rotor açısı için gösterimi



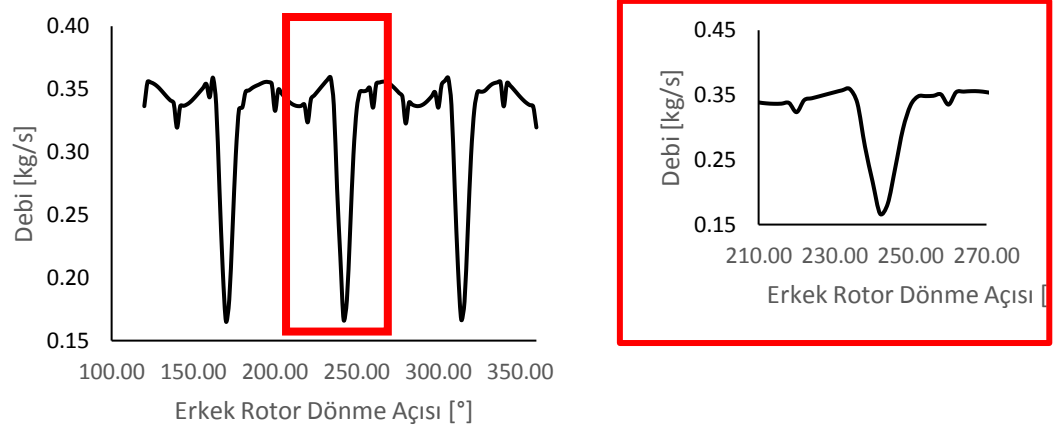
Şekil 5.31. Basınç dağılımının 260 ° erkek rotor açısı için gösterimi

Kompresörde yağ enjeksiyon portundan yağ enjekte edilmesi, hava sıcaklığının kontrolünün yanında bu ikincil akışların önlenmesini sağlamaktadır. Şekil 5.32.`da gösterildiği gibi rotor-rotor ve rotor-stator arası mesafelerdeki yağ dağılımı sayesinde ikincil akışlar azalmaktadır. Nitekim kompresör yağsız olarak çalıştırılıyorsa kayıp debisi 78,82 kg/h olacaktır. Bu gerekçelerle; kompresördeki bir diğer önemli parametre yağlama lokasyonudur. Özellikle yeni nesil kompresörlerde çok noktalı yağlama ile bu ikincil kayıpların azaltılması hedeflenmektedir.

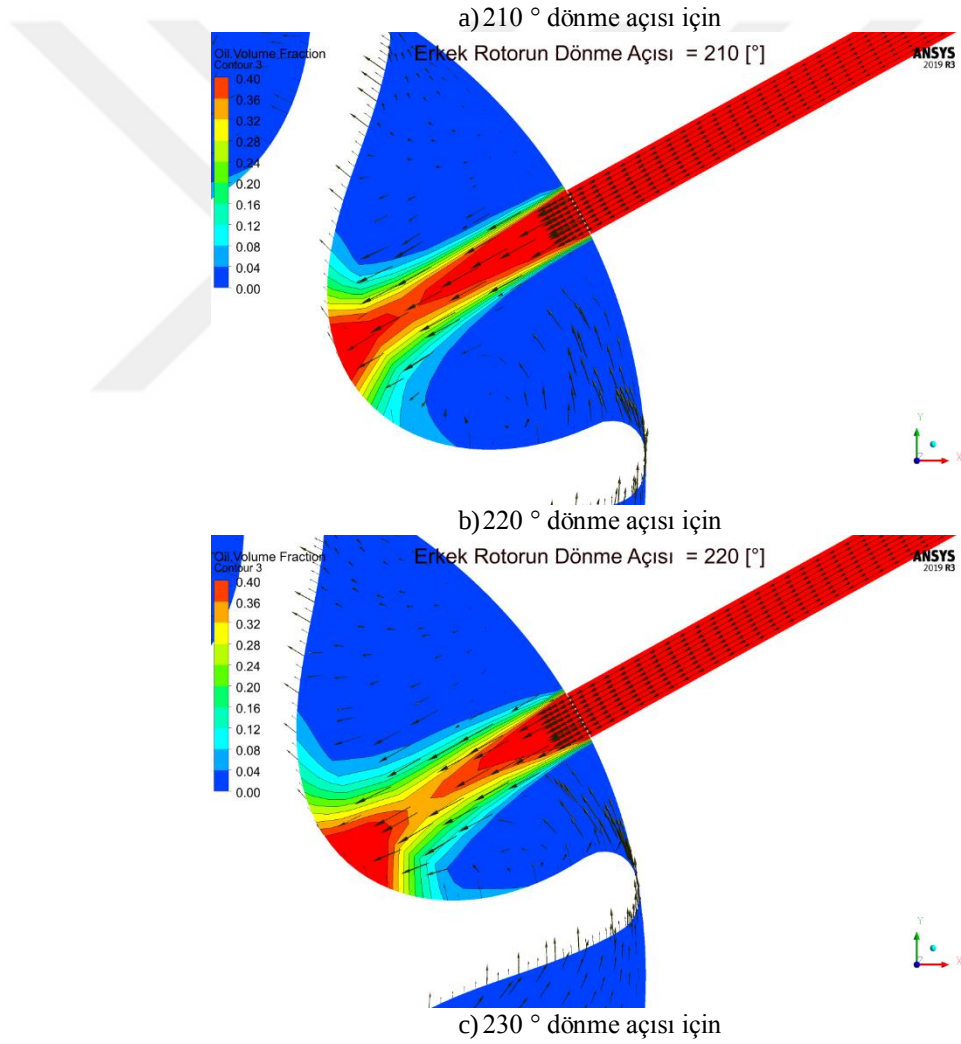


Şekil 5.32. Kompresör içerisine enjekte edilen yağın dağılımı

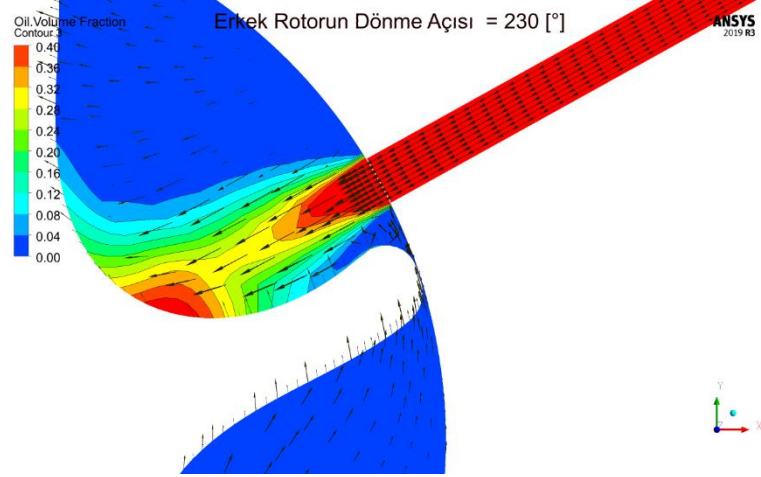
Yağ enjeksiyon vektörlerinin boyu yağ enjeksiyon şiddetini temsil etmektedir. Rotorların konumuna göre kompresöre giren yağ debisi Şekil 5.33.`de gösterildiği gibi değişmektedir. Şekil 5.34.`de farklı rotor konumlarında yağ enjeksiyon portundaki vektörler gösterilmiştir. 240-250 ° arasındaki rotor konumlarından dolayı, enjeksiyon portu kapanmakta ve oluşan basınç değişimi yağ debisini azaltmaktadır.



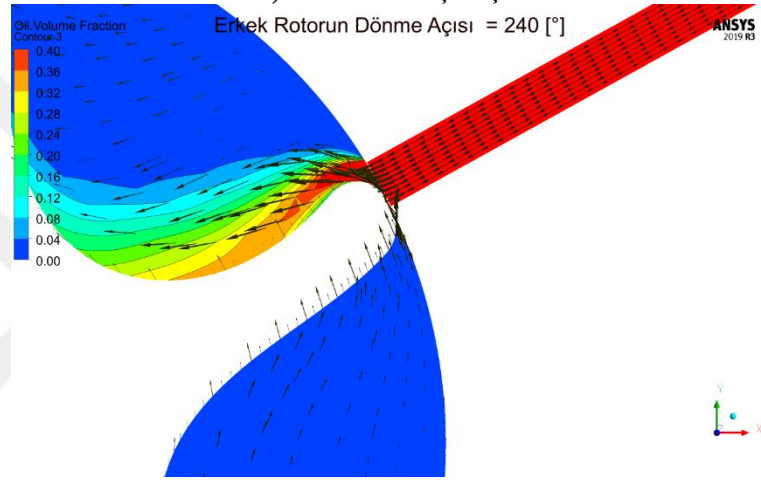
Şekil 5.33. Erkek rotor açısına göre kompresöre giren yağ debisi



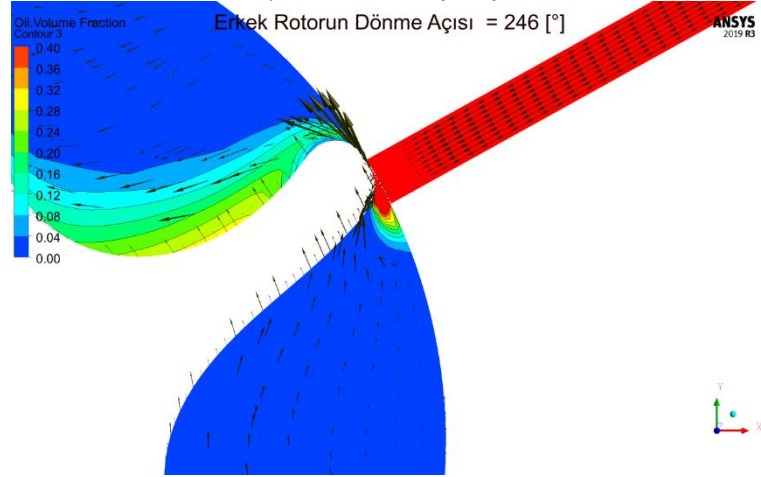
Şekil 5.34. Farklı açılardaki rotor konumlarında yağ enjeksiyonunun incelenmesi



d) 240 ° dönme açısı için

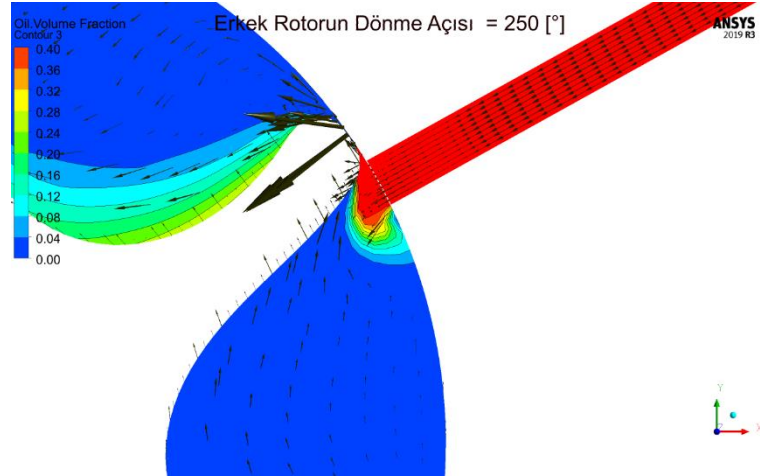


e) 246 ° dönme açısı için

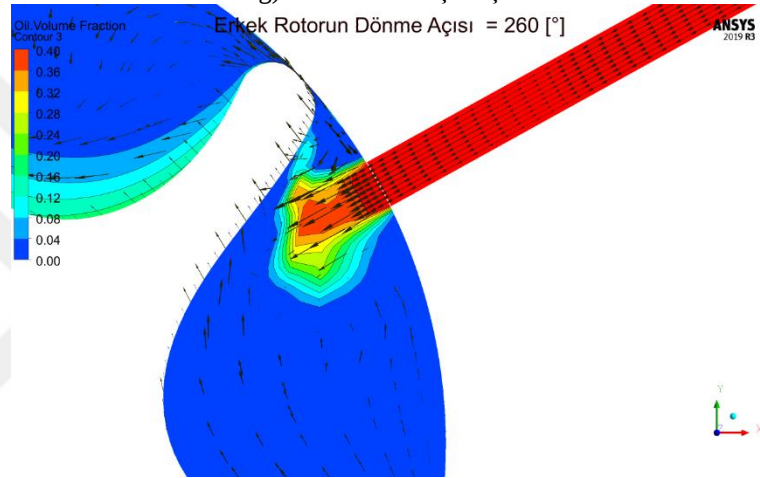


f) 250 ° dönme açısı için

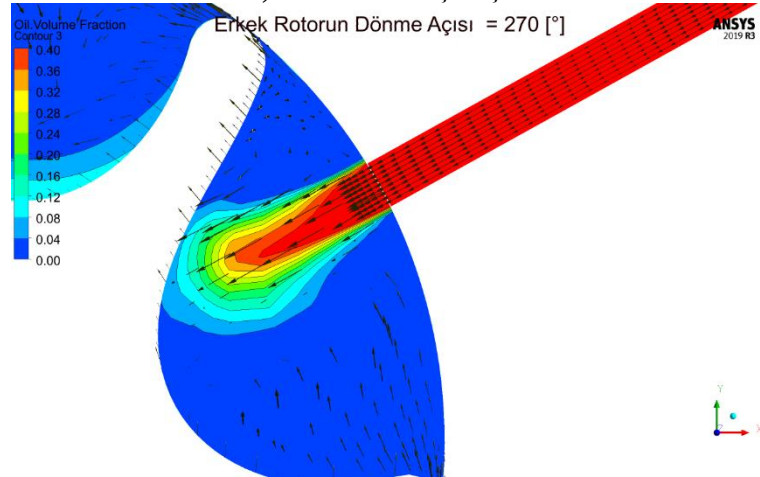
Şekil 5.34. (Devamı)



g) 260 ° dönme açısı için



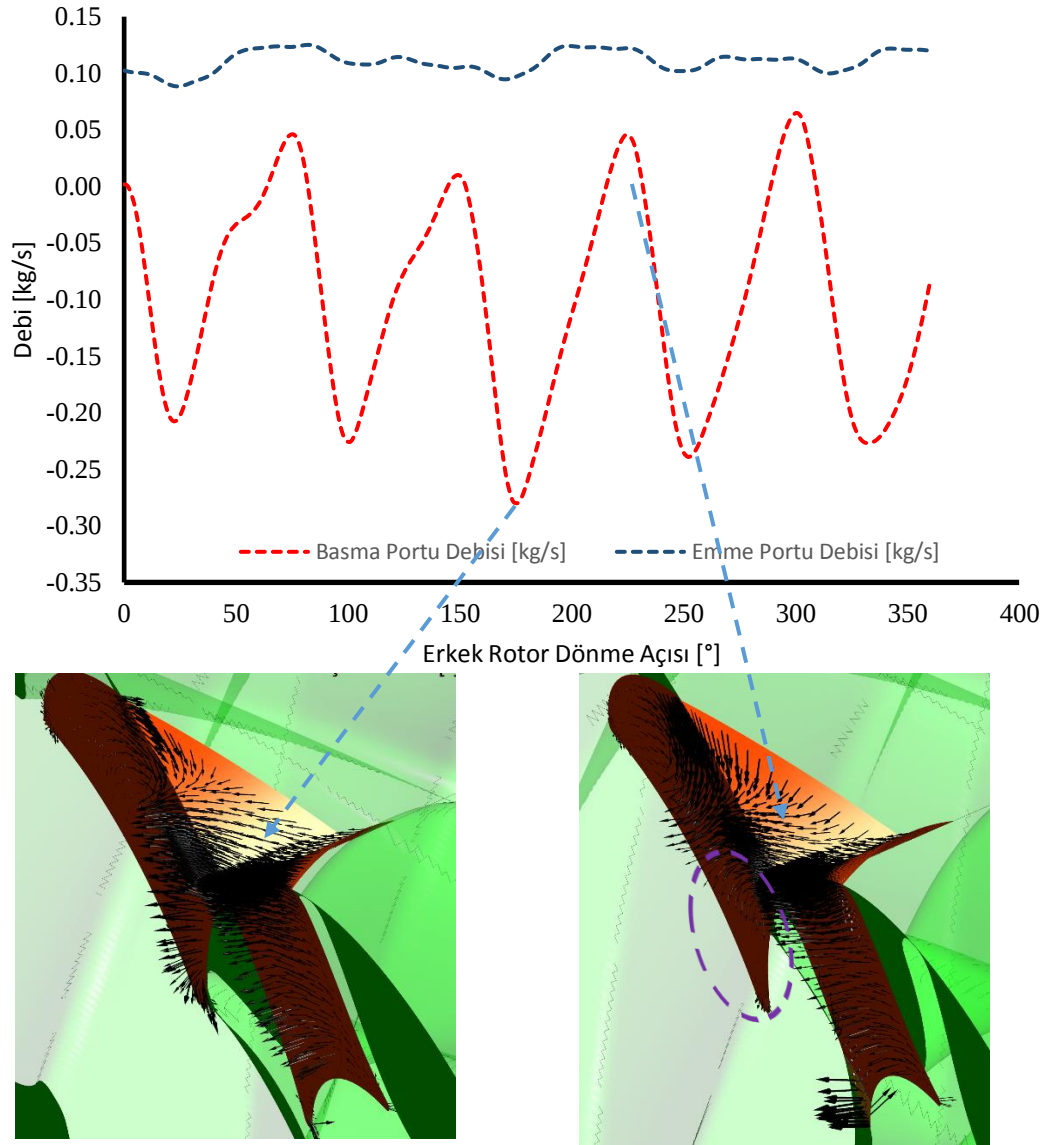
h) 270 ° dönme açısı için



Şekil 5.34. (Devamı)

Hacimsel kompresör veya pompaların genel debi karakteristiği, sabit aralıklarda periyodik dalgalanmalarla tanımlanmaktadır. Bu benzer karakteristik, vidalı kompresörlerde yağ enjeksiyonundaki debi değişimlerinde de görülmüştür. Bunun en

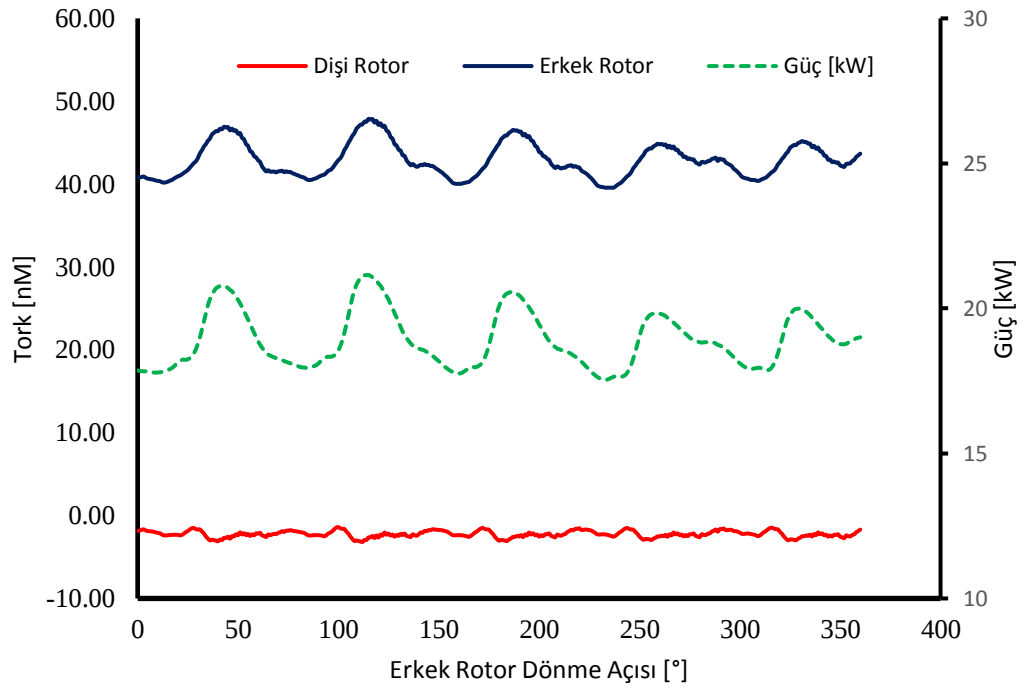
önemli sebebi portlarla rotorların arasındaki ilişik ile ilgilidir. Diğer bir deyişle debi, havayı basınçlandıran akış hacmi dışındaki rotor geometrisinin aktif port alanına olan oranla doğrudan ilişkilidir. Şekil 5.35.`de bu periyodik dalgalanmalar ve basma portundaki akışı vektörleri görülmektedir. Basma portunda işaretlenmiş kısım rotor hacminden dolayı oluşan ölü bölgeyi temsil etmektedir.



Şekil 5.35. Emme ve basma portundaki debi [kg/s]

Kompresörün bir diğer en önemli parametresi birim hacimsel debi [m^3/h] başına harcanan toplam gücü [kW] temsil eden özgül güçtür [$\text{kW} / \text{m}^3/\text{h}$]. Özgül güç tanımlayan bir diğer parametre olan güç, Denklem 6.1`de tanımlandığı üzere rotorlar

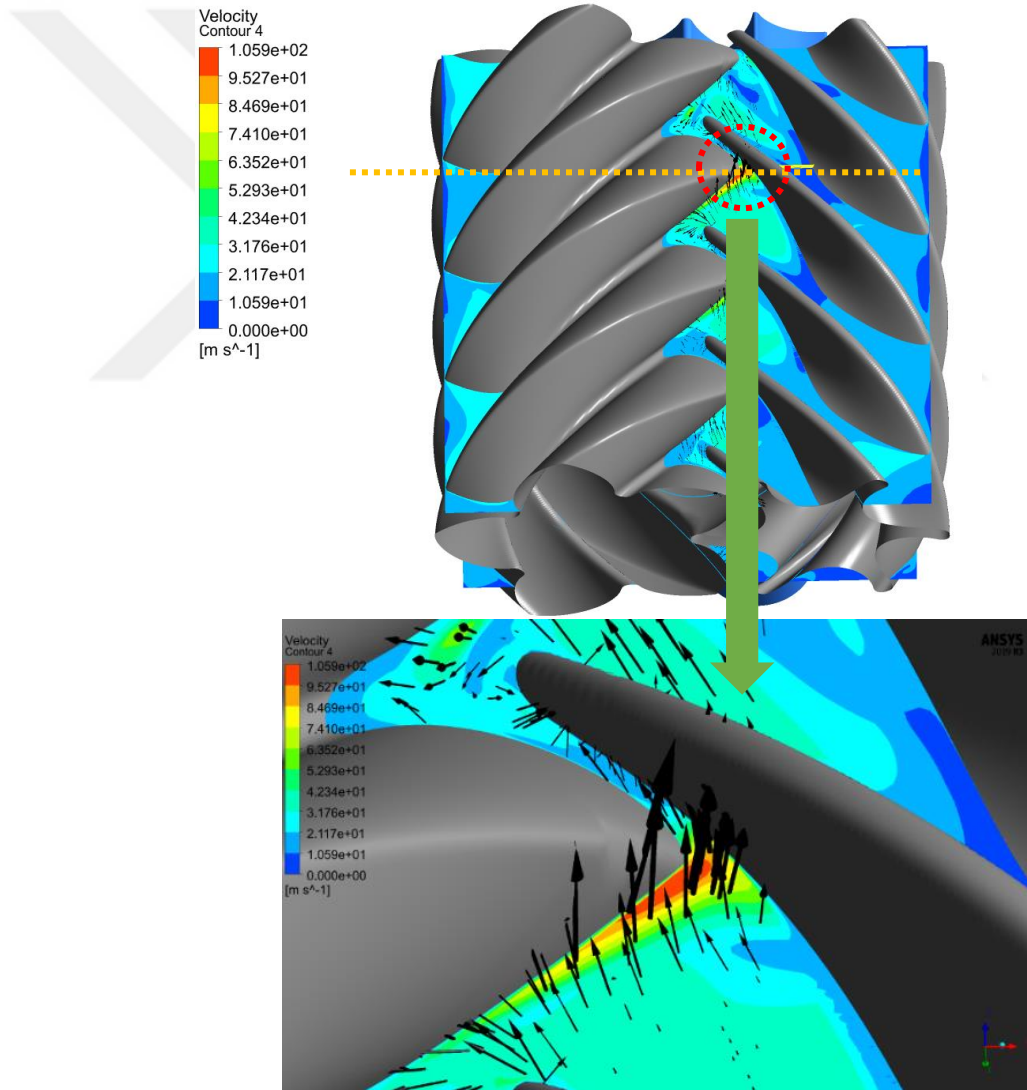
üzerinde oluşan torka bağlıdır. Tork eğrisi ve güç eğrisi Şekil 5.36.`da gösterilmiştir. Kompresör rotorlarındaki güç dalgalanmaları, kompresör akış hacmi içerisindeki iş akışkanı olan havanın emme ve basma portundaki açılma/kapanma durumlarına göre oluşturdıkları iç basınca bağlıdır. Nitekim Şekil 5.35.`de giren ve çıkan havanın integre edilen arasındaki alan ortalaması, kompresör içerisindeki toplam hava hacmini göstermektedir. Hava hacminin artması, iç basıncı artıracağından kompresörde belirli aralıklarda güç dalgalanmalarına sebep olmaktadır. Ortalama güç değeri hesaplandığında CFX`e göre 18,2 kW indike güç ihtiyacı oluşmaktadır. Termodinamik hesaplamalar sonucu elde edilen toplam indike güç ihtiyacı ise 18,8 kW`dır. Bu yönüyle aradaki sapma %3,19`dur.



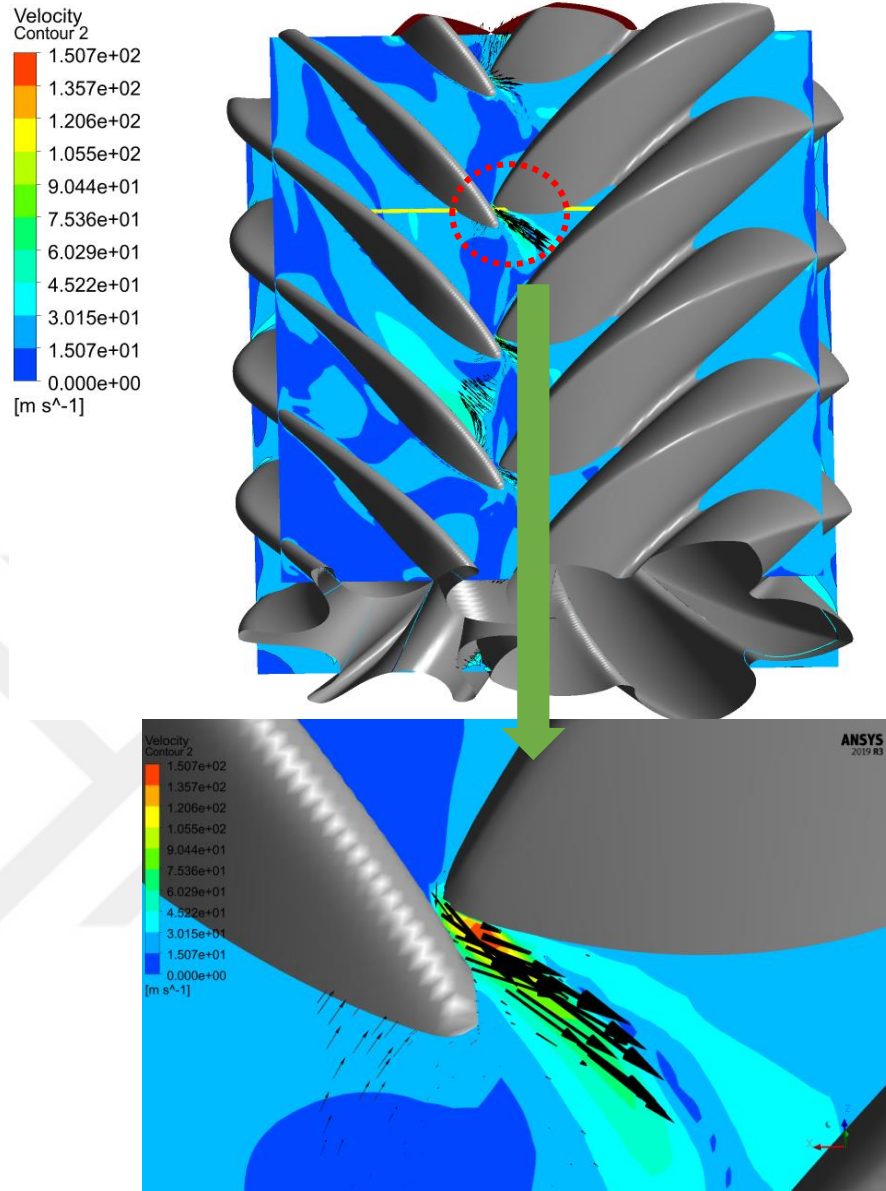
Şekil 5.36. Erkek rotor dönme açısına göre tork ve güç eğrileri

Kompresörde rotorlar sıcaklığa bağlı olarak genleşeceğinden, rotorlar arası mesafe artırılır. Bu mesafeden dolayı rotorlar arasında sızıntı kayıpları oluşur. Nitekim kompresör veriminde rotor-rotor ve rotor stator etkileşimi önemli bir yer tutmaktadır. Yapılan termodinamik hesaplamalarda 76,62 kg/h hava bu boşluklardan kaçmakta ve akış hacmi içerisinde dönmektedir. Teorik debinin 553,05 kg/h olduğu düşünüldüğünde basma portundaki debi 446,21 kg/h olmaktadır.

Rotorlar arası ve rotor-stator arası sızıntıya neden olan boşluklar ile ilgili ayrıntılı bilgi Şekil 4.4.'de verilmişti. Emiş tarafı sızıntı akışlarının hız dağılımları Şekil 5.37.'de, basma portu hız dağılımları ise Şekil 5.38.'de gösterilmiştir. Bu bölgelerdeki akış hızları 105 m/s'ye kadar çıkmaktadır. Emme tarafında rotorlar arası hacim basma portuna doğru büyümektedir. Bundan dolayı Şekil 5.37.'de tanımlanan akış vektörlerinde de gösterildiği gibi akış basma portuna gitme eğilimindedir. Basma tarafında ise akış hacmi, basma portuna doğru küçülme ve bir sonraki açıda akışkan basınçlanmaktadır. Bundan dolayı sızıntı akışları Şekil 5.38.'de gösterildiği gibi emme portuna doğru hareket etme eğilimindedir.

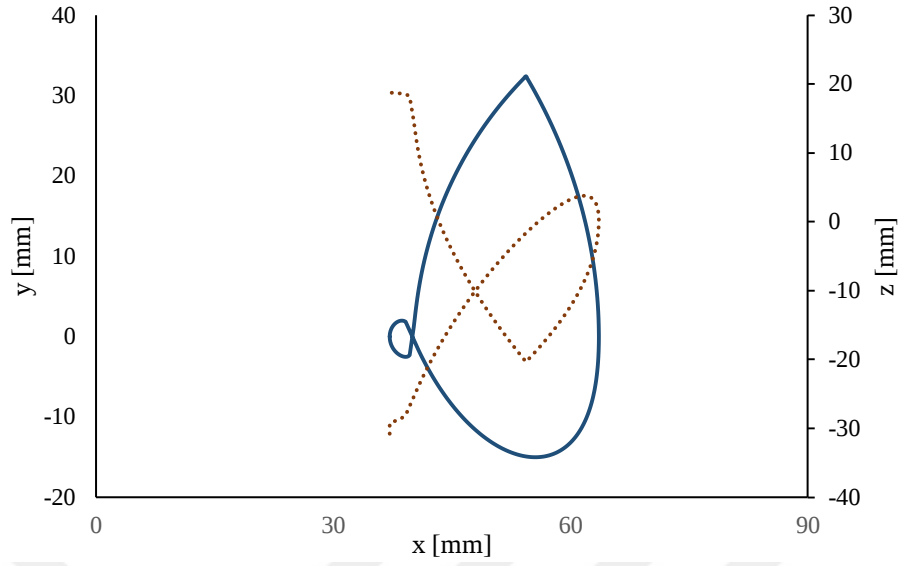


Şekil 5.37. Emme portu tarafı sızıntı akışları

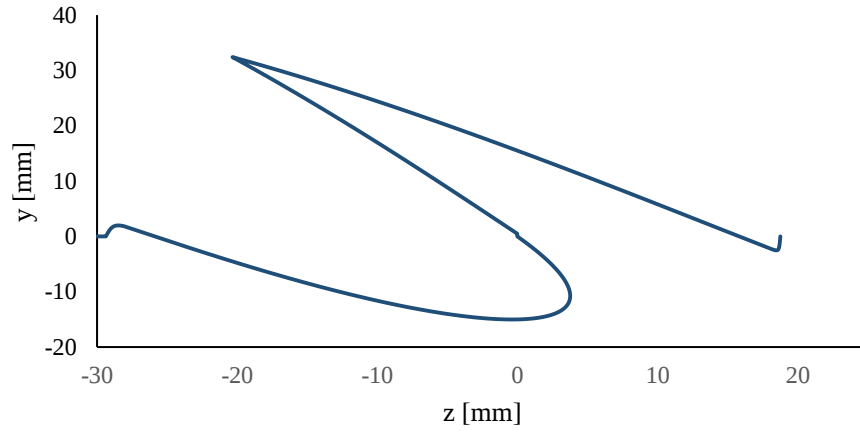


Şekil 5.38. Basma tarafı sızıntı akışları

Rotorların arasındaki teması sağlayan çizgilere temas çizgileri denmektedir. Bu temas çizgileri, düşük ve yüksek basınç bölgesini birbirinden ayıran çizgilerdir. Şekil 5.39.'da rotorlar arası temas çizgisinin x eksenine göre y ve z ekseninin tanımlanması gösterilmektedir. Şekil 5.40.'da ise yz ekseninde temas çizgisi hesaplanmıştır. Şekil 5.40.'da elde edilen profili Şekil 5.41.'de rotor üzerinde izometrik olarak tanımlanmıştır.

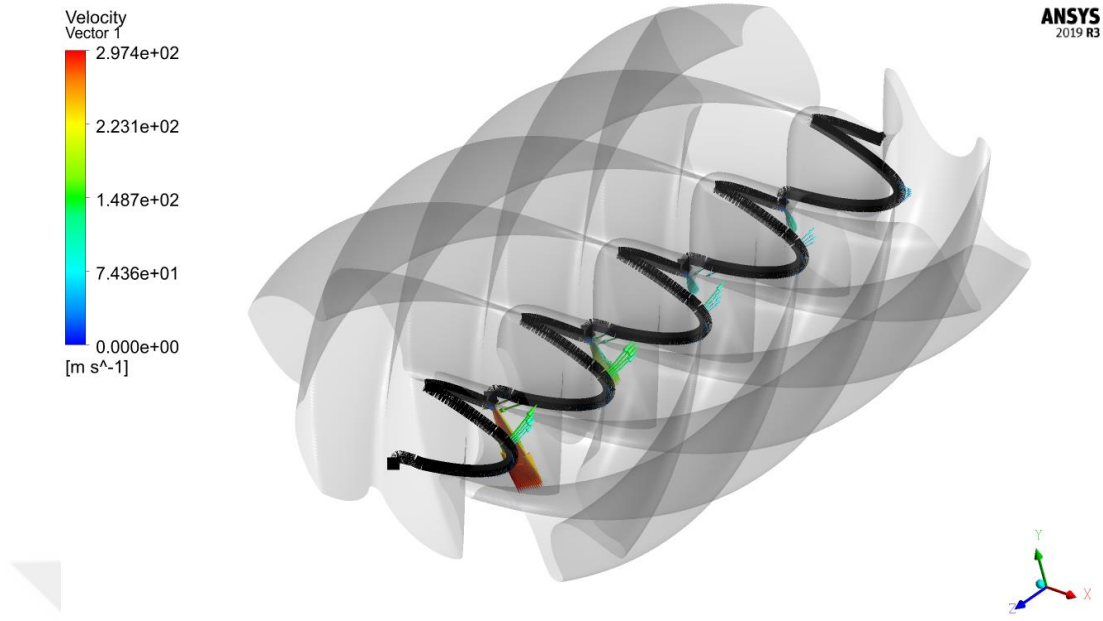


Şekil 5.39. Rotorlar arası temas çizgisi

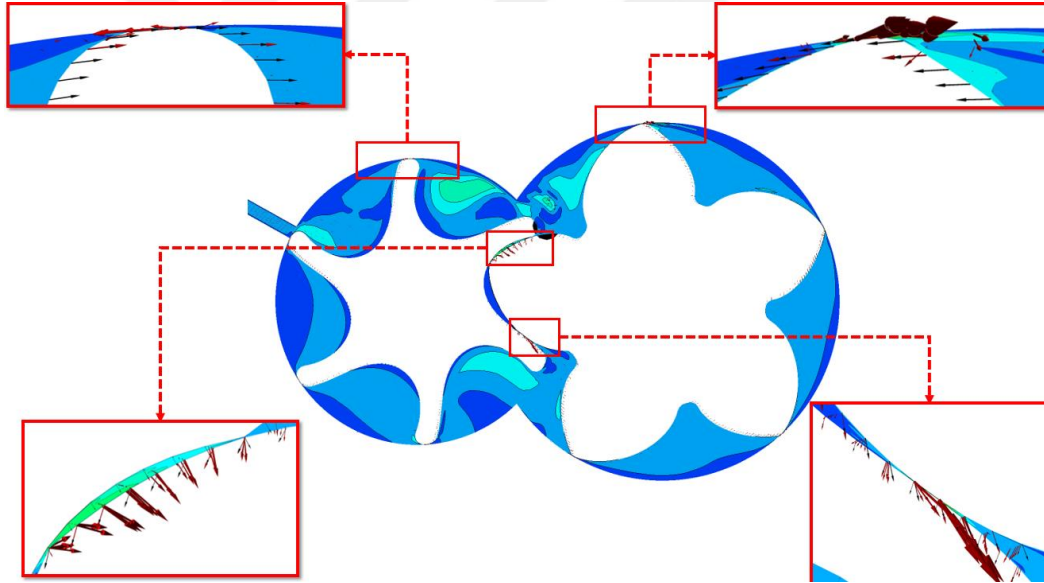


Şekil 5.40. Rotorlar arası temas çizgisi yz

Şekil 5.39.`da ise rotorlar arası temas çizgisindeki hız vektörleri gösterilmiştir. Şekil 5.39.`da gösterilen rotorlar arası sızıntılar, rotorların sıcaklığa bağlı genişmesi sonucu oluşacak kitlenmeleri ve aşınmaları önlemek için konulan boşluklardan oluşmaktadır. Şekil 5.42.`de rotorun kesitteki hız dağılımı ve sızıntı akışları gösterilmiştir. Rotorun dönüş yönünün tersine sızıntı akışları ile akış hacimleri arasında geçişler meydana gelmektedir.

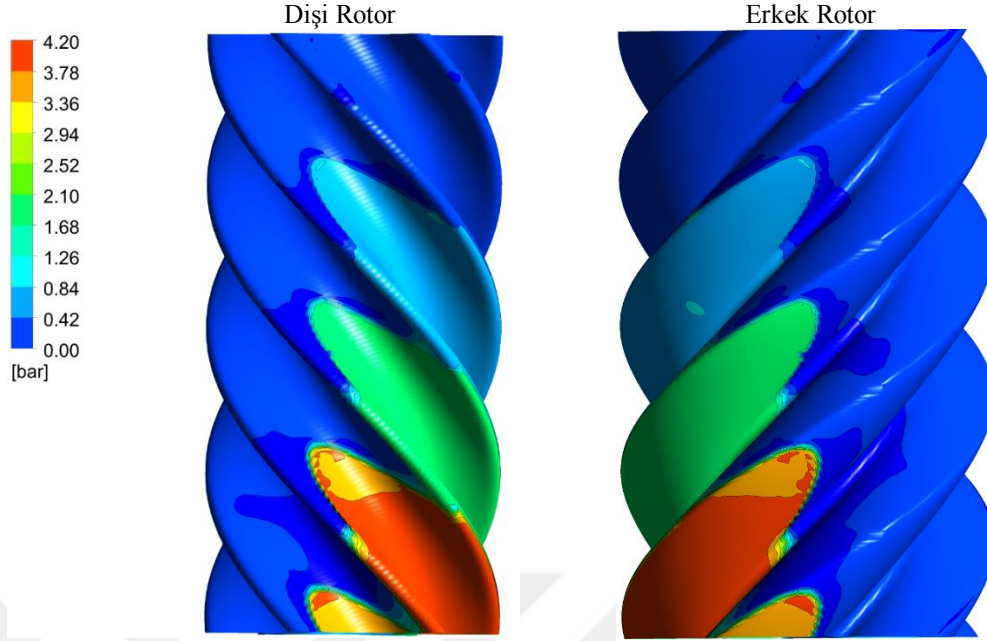


Şekil 5.41. Temas çizgisi üzerindeki hız vektörleri



Şekil 5.42. Rotor-rotor ve rotor-stator arası boşluklarda oluşan kayıplar

Temas çizgilerinin üç boyutlu tanımlaması Şekil 5.43.'de gösterilen ayırım çizgisini oluşturmaktadır. Burada gösterildiği üzere emme portundan çıkan iş akışkanı, sıkıştırma sürecindeki basınç değişimini açıkça göstermektedir. Sıkıştırma yönü doğrultusunda akışkan sıkıştırılmakta ve basma portunda denge basıncına ulaşmaktadır.



Şekil 5.43. Erkek ve dişi rotor yüzeyi basınç dağılımı

Özetle, SCORG performans sonuçlarının validasyonu ve kompresör performansının sonlu hacimler yöntemiyle incelenmesi amacıyla CFX analizleri optimize edilmiş profil üzerinden yapılmıştır. SCORG ve CFX sonuçlarının karşılaştırması Tablo 5.19’de gösterilmiştir. Bu karşılaştırmaya göre maksimum % 3,8 sapma ile SCORG ve CFX sonuçları uyushmaktadır.

Tablo 5.19. SCORG ve CFX sonuçlarının karşılaştırılması

	SCORG	CFX	Hata [%]
P [kW]	18,8	18,2	-3,19
$\dot{m}_{\text{hava}}$ [kg/h]	446,21	432	-3,18
$\dot{m}_{\text{yağ}}$ [kg/s]	0,26	0,27	3,9
$T_{\text{çıkış}}$ [°C]	68,3	70,2	2,78

BÖLÜM 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Kompresörün tasarımındaki performansı etkileyen en önemli parça rotor geometrisidir. Bu nedenle rotor optimizasyonu bu çalışmanın ana eksenini oluşturmaktadır.

Bu çalışmada öncelikle referans port parametrelerine göre Stosic [8] tarafından geliştirilen “Demonstrated N profil” ile RSO optimizasyon tekniği ile optimize edilmiş “Dokuz Eğrili N profil” rotor optimizasyonu yapılmıştır. Bu iki profilin optimizasyon sonuçları karşılaştırılarak özgül gücü en düşük olan rotor tasarımı için Taguchi optimizasyon tekniği uygulanmıştır. Yapılan karşılaştırma ile yine en düşük özgül güce sahip tasarım referans alınarak RSO yöntemi ile port optimizasyonu yapılmıştır.

İlk aşamada Stosic [8] tarafından geliştirilen “Demonstrated N profil” ile RSO optimizasyon tekniği ile optimize edilmiş “Dokuz Eğrili N profil” karşılaştırılmıştır. “Dokuz Eğrili N profil”’in optimizasyonu ile en önemli performans parametresi olan özgül güç değerinde % 1,33 iyileşme sağlanmıştır. Volumetrik verim, benzer performans göstermekle birlikte adyabatik verimde % 1,36 iyileşme sağlanmıştır. Bu performans artışına bağlı olarak hacimsel debide % 3.52 artış olmuştur. Performans parametrelerindeki iyileşmelerden dolayı port optimizasyonu için “Dokuz Eğrili N profil” seçilmiştir.

Bu çalışma kapsamında ilk defa diş derinliğini tanımlayan parametreler olan eksenler arası mesafe (A_c) ve dişi rotor dış çapı (r_{o2}) optimizasyona dahil edilmiştir. Yerel hassasiyetler incelendiğinde özgül gücü etkileyen en önemli parametrik tanımlama arasında diş derinliği yer almaktadır. Eksenler arası mesafe, 90 mm`den 88,02 mm`ye düştüğünde ve dişi rotor dış çapı ise 50,4 mm`den 50,9 mm`ye çıktığında diş derinliğinde %10,34 artış olduğu gösterilmiştir. Diş derinliğindeki bu artış; özgül güçte % 2,89, volumetrik verimde % 2,68, adyabatik verimde % 3,32, hacimsel debide

ise % 2,80 iyileşme sağlamıştır. Profil değişimi ile birlikte dişi rotor erkek rotor eksenel 2 mm yaklaşmış ve dişi rotor dış çapı büyümüştür.

İlk aşamada RSO tekniği ile optimize edilen iki farklı profil yaklaşımına göre karar verilen Dokuz Eğirili “N” profil parametreleri için Taguchi optimizasyon tekniği ile profil optimizasyonu yapılmıştır. Özgül güç [$\text{kW/m}^3/\text{h}$] incelendiğinde RSO yöntemi % 0,38 daha düşüktür. Bundan dolayı bir sonraki aşamada kullanılacak olan port optimizasyonu için RSO yöntemi ile optimize edilen profil referans alınmıştır.

Üçüncü aşamada ise port optimizasyonu ile optimize edilen rotorun kesit profiline uygun, port tasarımlarının RSO yöntemi ile parametrik optimizasyonu hedeflenmiştir. Port optimizasyonları emme, basma ve yağ enjeksiyon portunu kapsamaktadır. Port optimizasyonu ile özgül güçte % 1,17 azalma sağlanmıştır. Yine adyabatik verimde % 1,25 artış sağlanırken diğer parametrelerde değişim olmamıştır. Bu yönüyle çalışma incelendiğinde hacimsel debideki artış, rotor geometrilerinin parametrik değişimine bağlıdır.

Nihai sonuçlarda gösterildiği gibi Dokuz Eğirili “N” profil tüm performans parametrelerinde iyileşme sağlamıştır. Bu gerekçelerle, SCORG performans sonuçlarının validasyonu ve kompresör performansının sonlu hacimler metoduyla incelenmesi amacıyla CFX analizleri bu profil üzerinden yapılmıştır. SCORG ile hesaplanan termodinamik sonuçlar CFX sonuçları ile doğrulanmıştır. Bu karşılaştırmaya göre maksimum % 3,9 sapma ile SCORG ve CFX sonuçları uyushmaktadır. Optimizasyon çalışmalarının yürütülmesinde termodinamik hesaplamalar için kullanılan SCORG, güvenilir ve hızlı bir çözücü olarak alternatif oluşturmaktadır. SCORG ile adapte edilen MATLAB tabanlı profil oluşturma yaması sayesinde CFX'e göre çok daha hızlı sonuç alınabilmektedir. Nitekim CFX'de bir profilin analizi 1440 zaman adımı için Intel Xeon CPU E5-2687W v2 @3,40 GHz (2 işlemci) ve 128 GB ram ile ortalama 1 hafta sürmektedir. SCORG ile tek profil için yapılan termodinamik hesaplama ise ortalama 2,5 dakika sürmektedir. Bu yönüyle düşünüldüğünde teze konu olan tüm parametrelerin optimizasyonu için ihtiyaç duyulan 284 varyasyonun çözülmesi CFX ile imkansız hale gelmektedir. CFX'de

yapılan çok fazlı çözümlerler sayesinde yağın kompresör yüzeyindeki dağılımı ve hava içerisindeki harekete incelenebilmektedir.

Bu çalışma kapsamında rotor optimizasyonu iki farklı optimizasyon tekniği kullanarak tamamlanmış ve CFX ile doğrulanmıştır. RSO ve Taguchi optimizasyon tekniklerinin kompresör optimizasyonunda da başarılı bir şekilde kullanılabileceği kanıtlanmıştır. Dış derinliğinin kompresör verimine olan etkisi anlaşılmıştır. Kullanılan MATLAB arayüzü ve SCORG çözücüsünün optimizasyon aracı olarak kullanılabilmesi sağlanmıştır.

Kompresör performansının etkileyen en önemli parametreler arasına, dış derinliği de eklenerek yeni optimizasyon araçları ile kompresör verimlerinin yükseltilebileceği görülmüştür.

Kompresörün yeni rotor profili yaklaşımlarının geliştirilmesinin yanında; rotor yüzeyi sıcaklık dağılımlarına bağlı olarak asimetrik genleşme durumları için rotor geometrilerindeki genleşme boşluklarının düzenlenebileceği, böylece rotorlar arası boşlukların minimize edileceği düşünülmektedir. Bununla birlikte kompresörlerde debi kontrolünün yapılabilmesi amacıyla basma portunun PID sistemler ile kontrol edilebileceği; böylece sabit devirde farklı debi aralığında kompresörlerin çalıştırılabileceği görülmüştür.

Ülkemizde kompresör ithalatının TÜİK verilerine göre yıllık ortalama 10 milyon € olduğu düşünüldüğünde, bu çalışma kapsamında oluşan bilgi birikimi ile kompresörlerin ithal ikamesi kazandırılabilir. Bununla birlikte üniversite bünyesinde kurulacak araştırma merkezi ile geliştirme çalışmalarının sürdürülebilirliğinin sağlanması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Harsch, V., Otto von Guericke (1602-1686) and his pioneering vacuum experiments, Aviat. Sp. Environ. Med., 2007.
- [2] William, M., The Compound Air Compressor.
- [3] ALPAGUT, M., Performance Analysis Of Air-Oil Separator Tank In Oil Injected Rotary Screw Compressors with CFD Methods, 2018.
- [4] Mousavi, S., S. Kara, ve B. Kornfeld, Energy Efficiency of Compressed Air Systems, 2014.
- [5] Saidur, R., N. A. Rahim, ve M. Hasanuzzaman, A review on Compressed-Air Energy Use and Energy Savings, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2010.
- [6] Erikli, Ş., Investigation of Oil-Injected Screw Compressors Performance Based on Energy Efficiency And Pressurized Air Quality, Yeditepe Universitesi, 2017.
- [7] Stosic, N., Smith I., ve Kovacevic A., Improving Screw Compressor Displacement and Efficiency by Increasing the Rotor Profile Depth, IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng., c. 604, sayı 1, 011012, Eyl. 2019.
- [8] Stosic N., Plural Screw Positive Displacement Machines, US 6296461 B1, 2001.
- [9] Wu, Y. R. ve Z. H. Fong, Optimization Design of an Explicitly Defined Rack for the Generation of rotors for Twin-Screw Compressors, Mech. Mach. Theory, 2009.
- [10] Ceran, M. H., 1150075 Numaralı TÜBİTAK TEYDEB 1511-Vidalı Kompresörler İçin Vida Bloğu Geliştirilmesi Raporu, Konya, 2017.
- [11] CABCO, Rotary-Screw Compressor. .
- [12] Dalgakıran, Basınçlı Hava Sistemleri.

- [13] J. A. O'Brien, Course Outline for Screw Compressors, 1987.
- [14] Brown, R. N., Compressors: Selection and Sizing. Gulf Pub., 1997.
- [15] O'Neill, P. A., The Development of the Screw Compressor and Its Application in The Petrochemical and Related Industries, 1981.
- [16] Stosic, N., Review Article: Screw Compressors in Refrigeration and Air Conditioning, HVAC&R Res., 10(3), 233–263, Tem. 2004.
- [17] Ernst, S., Advantages of screw compressors, Heating/Piping/Air Cond., 104, 85–86, 1987.
- [18] Dillenbeck, W., Turn of the Screw, Aust. Refrig. Air Cond. Heat., 1990.
- [19] Huang, C.-Y., New Twin Screw Compressor Design by Deviation Function Method, California Üniversitesi, 2015.
- [20] Klein, R., Screw Compressors for Heat Pump Application, 1978.
- [21] Y. Fukazawa, U. O., Small Screw Compressors for Automobile Air Conditioning Systems, 1980.
- [22] Price, B. C., Know the Range and Limitations of Screw Compressors, Chem. Eng. Prog., 1991.
- [23] Dooner, D. B., Kinematic Geometry of Gearing. 2012.
- [24] F., L., L., Theory of Gearing. NASA Publication, 1989.
- [25] Costopoulos, T., A. Kanarachos, ve E. Pantazis, Reduction of Delivery Fluctuation and Optimum Tooth Profile of Spur Gear Rotary Pumps, Mech. Mach. Theory, 23(2), 141–146, 1988.
- [26] Mitome, K. ve K. Seki, A New Continuous Contact Low-Noise Gear Pump, J. Mech. Transm. Autom. Des., 105(4), 736–741, 1983.
- [27] Iyoi, H. ve S. Ishimura, χ -Theory in Gear Geometry, J. Mech. Transm. Autom. Des., 105(3), 286–290, 1983.
- [28] Iyoi, H., M. Oka, ve T. Iyoi, Determination of an improved gear surface of helical gears for pumping action, Mech. Mach. Theory, 1977.

- [29] Togashi, S. ve H. Iyo, The synthesis of tooth profile shapes and helical gears of high hydraulic performance for rotary type pumps, Mech. Mach. Theory, 8(1), 105–123, 1973.
- [30] Andreev P., Vintovie kompresornie mashinii (Screw Compressor Machines). Leningrad: SUDPROM, 1961.
- [31] Litvin, F. L. ve P. H. Feng, Computerized design, generation, and simulation of meshing of rotors of screw compressor, Mech. Mach. Theory, c. 32, sayı 2, 137–160, 1997.
- [32] L., Z. ve F. Hamilton J., Main Geometric Characteristics of the Twin Screw Compressor, 1992, 449–456.
- [33] Tang, Y. ve J. S. Fleming, Obtaining the Optimum Geometrical Parameters of a Refrigeration Helical Screw Compressor, Int. Compress. Eng. Conf. Purdue Univ. USA, 221–227, 1992.
- [34] Sjöholm, L., Important Parameters for Small Twin-Screw Refrigeration Compressors, Int. Compress. Eng. Conf., 1986.
- [35] Singh, P., J. ve R. Schwartz, J., Exact Analytical Representation of Screw Compressor Rotor Geometry, 925–937, 1988.
- [36] Robert, N. H., Helical Rotary Engine, 1947.
- [37] Alf, L., Screw Rotor Machine, 1965.
- [38] Schibbye, C. B., Screw-Rotor Machine with Straight Flank Sections, 1977.
- [39] Amosov P.E, Vintovie kompresornie mashinii - Spravochnik (Screw Compression Machines - Handbook). Mashinstroenie, Leningrad, 1977.
- [40] Astberg, A., Patent Rotary Positive Displacement Fluid Machines. GB Patent 2092676B, 1982.
- [41] Chen, C. H., Screw Compressor with Rotors Having Hyper Profile. US Patent 5454701., 1995.
- [42] Hough, D., Morris, S. J., Screw Rotor Machines. GB Patent 2159883A., 1984.
- [43] Lee, H. T., Screw-Rotor Machine with an Ellipse as a Part of its Male Rotor. US Patent 4890992., 1988.

- [44] Rinder, L., Screw Rotor Profile and Method for Generating. US Patent 4643654., 1987.
- [45] Zaytsev Dmytro, Development of Wet Compressor for Application in Compression-Resorption Heat Pumps, 2003.
- [46] Bommel, L. L. van, Thermodynamic Model of a Screw Compressor, Delft University of Technology, 2016.
- [47] Stosic, M., I. Smith, ve A. Kovacevic, Screw Compressors - Mathematical Modelling and Performance Calculation. 2014.
- [48] Manual, H., Scorg Help Manual. City Üniversitesi, 2019.
- [49] Peric, M., A Finite Volume Method for The Prediction Of Three-Dimensional Fluid Flow In Complex Ducts, Imperial College, 1985.
- [50] Demirdžić, I. ve M. Perić, Finite Volume Method for Prediction of Fluid Flow in Arbitrarily Shaped Domains with Moving Boundaries, Int. J. Numer. Methods Fluids, 1990.
- [51] Demirdžić, I. ve S. Muzaferija, Numerical Method for Coupled Fluid Flow, Heat Transfer and Stress Analysis Using Unstructured Moving Meshes With Cells of Arbitrary Topology, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 1995.
- [52] Kovacevic, A., Boundary Adaptation in Grid Generation for CFD Analysis of Screw Compressors, Int. J. Numer. Methods Eng., 2005.
- [53] Stošić, N., On Gearing of Helical Screw Compressor Rotors, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci., 1998.
- [54] Kovačević, A., Stosic N., I., K., S., Development of CAD-CFD Interface for Screw Compressor Design, International Conference on Compressors and their Systems, 1999, 757–767.
- [55] Kovacevic, A., N. Stosic, ve I. K. Smith, Grid Aspects of Screw Compressor Flow Calculations, Am. Soc. Mech. Eng. Adv. Energy Syst. Div. AES, 2000.
- [56] Kovacevic, A., N. Stosic, ve I. K. Smith, Numerical Simulation of Fluid Flow and Solid Structure in Screw Compressors, 2002.
- [57] Kovacevic, A., N. Stosic, ve I. K. Smith, Three Dimensional Numerical Analysis of Screw Compressor Performance, J. Comput. Methods Sci. Eng., 2003.

- [58] Kovačević, A., N. Stošić, ve I. K. Smith, Numerical simulation of combined screw compressor-expander machines for use in high pressure refrigeration systems, *Simul. Model. Pract. Theory*, 2006.
- [59] Kovačević, A., *Screw Compressors – Three Dimensional Computational Fluid Dynamics and Solid Fluid Interaction*. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [60] Vande Voorde, J. B. ve J. Vierendeels, *A Grid Manipulation Algorithm for ALE Calculations in Screw Compressors*, 2005.
- [61] Rane, S., A. Kovacevic, N. Stosic, ve M. Kethidi, Grid Deformation Strategies for CFD Analysis of Screw Compressors, *Int. J. Refrig.*, c. 36, sayı 7, 1883–1893, Kas. 2013.
- [62] Stosic, N., Optimization of Screw Compressor Design, *Int. Compress. Eng. Conf. Sch.*, 2002.
- [63] Stosic, N., A. Kovacevic, K. Hanjalic, ve L. Milutinovic, Mathematical Modelling of the Oil Influence Upon the Working Cycle of Screw Compressors, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1988.
- [64] Stošić, N., L. Milutinović, K. Hanjalić, ve A. Kovačević, Investigation of the Influence of Oil injection upon the Screw Compressor Working Process, *Int. J. Refrig.*, 1992.
- [65] A. Kovacevic, M. Arjeneh, S Rane, N., Stosic, M. Gavaises, *Flow Visualisaton at Suction of a Twin Screw Compressor*, 2014.
- [66] A. Kovacevic, N. S. and I. K. S., *The CFD Analysis Of a Screw Compressor Suction Flow*, 2000.
- [67] J Sauls, S Branch, T., *CFD analysis of refrigeration screw compressors*, 2009.
- [68] Arjeneh, M., A. Kovacevic, S. Rane, M. Manolis, ve N. Stosic, *Numerical and Experimental Investigation of Pressure Losses at Suction of a Twin Screw Compressor*, 2015.
- [69] Wu, Y. R. ve Z. H. Fong, Improved rotor profiling based on the arbitrary sealing line for twin-screw compressors, *Mech. Mach. Theory*, 2008.
- [70] Manual, H., *Scorg Help Manual*. City University, 20019.
- [71] Miller, R. W., *Flow measurement engineering handbook.*, 1983.

- [72] Mujic, E. ve N. Stošic, Analysis and Measurement of Discharge Port Influence upon Screw Compressor Noise, 2005.
- [73] Stosic, Nikola, Smith, I, K, Kovacevic, A., Improving Screw Compressor Displacement and Efficiency by Increasing the Rotor Profile Depth.
- [74] Canonsburg, T. D., Workbench User Guide. 2012.
- [75] Taguchi, G ve S. Konishi, Taguchi Methods, Orthogonal Arrays and Linear Graphs: Tools for Quality Engineering, Dearborn, Am. supplier Inst., 1987.
- [76] Engin, T., Güneş, H., Çadırcı, S., Kibar, A., Kemerli, M., Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Temelleri ve Uygulamaları., Palme Yayınları, 2020.
- [77] Basha, N., S. Rane, ve A. Kovacevic, Multiphase Flow Analysis in an Oil-injected Twin Screw Compressor, 2018.
- [78] Buckney, D., A. Kovacevic, ve N. Stosic, Experimental Validation of a Geometry Model for Twin Screw Machines, 2013.
- [79] Chukanova, E., N. Stosic, ve A. Kovacevic, Modelling and Experimental Investigation of Compressor Plant Operation under Unsteady Conditions, 2015.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet AYDIN,`da .....`da doğdu. İlkokul eğitimini Yozgat Şefaati`de ortaokul ve lise eğitimini ise Sivas`ta tamamladı. 2007 yılında Sivas Cumhuriyet Anadolu Lisesi`nden mezun oldu. 2007 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü`ni 2011 yılında bitirdi. 2012 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji B.D`da yüksek lisans eğitimine başladı ve 2014 yılında tamamldı. Aynı yıl aynı bölüm ve bilim dalında doktora eğitimine başladı. 2015 yılında Sakarya Üniversitesi Araştırma-Geliştirme Uygulama ve Araştırma Merkezi`nde öğretim görevlisi olarak göreve başladı. Halen Sakarya Üniversitesi Araştırma-Geliştirme Uygulama ve Araştırma Merkezi`nde Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır.