

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ÇİFT EMİŞLİ VE ÇAPRAZ KANAT DÜZENLİ ÇARKI OLAN
AYRILABİLİR GÖVDELİ SANTRİFÜJ POMPA
TASARIMI VE İMALATI**

Deniz EKER

**Danışman
Doç. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL**



MANİSA-2018

TEZ ONAYI

Deniz EKER tarafından hazırlanan "**Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarklı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa tasarımı ve imalatı**" adlı tez çalışması **28/05/2018** tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman **Doc. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL**
Celal Bayar Üniversitesi

Jüri Üyesi **Doc. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL**
Celal Bayar Üniversitesi

Jüri Üyesi **Dr. Öğr. Üyesi Sercan ACARER**
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

Jüri Üyesi **Dr. Öğr. Üyesi Mesut ABUŞKA**
Celal Bayar Üniversitesi

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Deniz EKER



İÇİNDEKİLER

| | |
|---|-------|
| İÇİNDEKİLER..... | I |
| SİMGELER LİSTESİ..... | IV |
| ŞEKİL LİSTESİ | XI |
| TABLO LİSTESİ | XV |
| ÖZET | XVII |
| ABSTRACT | XVIII |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. LİTERATÜR TARAMASI | 3 |
| 3. POMPALARIN ÇALIŞMA PRENSİBİ | 5 |
| 3.1. Akışkanlar Dinamiği Prensibi..... | 5 |
| 3.1.1. Mutlak ve Göreceli Referans Çerçevesindeki Akış | 5 |
| 3.1.2. Korunum Denklemleri..... | 5 |
| 3.1.3. Kütlelerin Korunması..... | 6 |
| 3.1.4. Enerjinin Korunumu | 7 |
| 3.1.5. Momentumun Korunumu | 8 |
| 3.1.6. Sınır Tabakası, Sınır Tabaka Kontrolü | 11 |
| 3.1.7. Kuvvetler Dengesi | 15 |
| 3.2. Pompa Teorisi | 19 |
| 3.2.1. Hız Üçgenleri | 19 |
| 3.2.2. Özgül Hız | 21 |
| 3.2.3. Euler Denklemi ve Teorik Basma Yüksekliği | 21 |
| 3.2.4. Kayma Faktörü | 21 |
| 3.2.4.1. Teorik Kayma Hesabı | 23 |
| 3.2.4.2. Pflaiderer Düzeltmesi | 23 |
| 3.2.5. Çark Çıkış Hızları | 24 |
| 3.2.6. Difüzör Giriş Hızları | 24 |
| 3.2.7. Pompalarda Verimlilik ve Kayıplar | 26 |
| 3.2.8. Hidrolik Kayıplar | 26 |
| 3.2.9. Kaçak Kayıpları | 27 |
| 3.2.10. Basma Yüksekliği ve Debi Eğrileri..... | 29 |
| 3.2.11. Basma Yüksekliği Debi Eğrilerinin Oluşturulması | 29 |
| 3.2.12. Debi-Basma Yüksekliğinde Geleneksel Yöntem | 30 |
| 3.2.13. Kayıp Hesaplama Metodu | 32 |

| | |
|---|-----------|
| 4. ÇİFT EMİŞLİ VE ÇAPRAZ KANAT DÜZENLİ ÇARKI OLAN AYRILABİLİR GÖVDELİ SANTRİFÜJ POMPA | |
| TASARIMI | 34 |
| 4.1. Çark Tasarımı | 35 |
| 4.1.1. Meridyenel Kesit Tasarımı | 48 |
| 4.1.2. Kanat Tasarımı | 52 |
| 4.1.2.1. Basit yay yöntemi | 52 |
| 4.1.2.2. Çift yay metodu | 53 |
| 4.1.2.3. Dairesel yay metodu | 55 |
| 4.1.2.4. Nokta Nokta Yöntemi | 55 |
| 4.1.3. Akım iplikçiklerinin meridyenel kesite yerleştirilmesi | 57 |
| 4.1.4. Çarkın katı modellerinin oluşturulması | 59 |
| 4.2. Salyangoz (volute) tasarımı | 60 |
| 4.3. Emiş tasarımı | 65 |
| 4.3.1. Pompa emişi | 65 |
| 4.3.2. Yan Panel Kesiti ve Emiş Ağızı Yerleştirme | 65 |
| 5. ÇİFT EMİŞLİ VE ÇAPRAZ KANATLI ÇARKI OLAN AYRILABİLİR GÖVDELİ SANTRİFÜJ POMPANIN | |
| BİLGİSAYAR ORTAMINDA MODELLENMESİ | 69 |
| 5.1. Çift Emişli ve Çapraz Kanatlı Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın ANSYS Fluent Programında Analizi | 71 |
| 5.2. Katı Ve Sıvı Modelleri | 71 |
| 5.3. Sıvı Modeli Sonlu Hacimlere Bölen Sayısal Ağ(Mesh) Tabakalarının Oluşturulması | 72 |
| 5.3.1. Sıvı Modelin Ansys Fluentde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çözümleri | 73 |
| 5.3.2. Sıvı modelin Ansys Fluentde hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri | 74 |
| 6. POMPA MİL HESABI | 77 |
| 6.1. Giriş | 77 |
| 6.2. Hidrolik kuvvet hesabı | 77 |
| 6.3. Pompa Mil Çapının Tayini | 79 |
| 7. POMPANIN İMALATI | 83 |
| 7.1. Pompanın Katı Modellerinin Oluşturulması | 83 |
| 7.2. Pompanın Döküm İçin Hazırlanması | 83 |
| 7.3. Pompanın Talaşlı İmalatı | 85 |
| 7.4. Pompanın Montajlanması | 86 |
| 8. DENEYSEL ÇALIŞMA | 88 |
| 8.1. Deney Standı | 88 |
| 8.2. Deney Standında Manometrik Basma Yüksekliğinin Hesabı | 89 |

| | |
|---|------------|
| 8.2.1. Hız Yüksekliği..... | 89 |
| 8.2.2. Pompa Girişindeki Toplam Yük | 90 |
| 8.2.3. Pompa Çıkış Yükü | 90 |
| 8.2.4. Çıkıştaki Yük Kaybı..... | 90 |
| 8.2.5. Pompa Toplam Yükü | 90 |
| 8.3. Deney Standının Ölçüm Belirsizliği | 90 |
| 8.3.1. Giriş | 90 |
| 8.3.2. Ölçme Belirsizliğinin Hesaplanmasında İzlenecek Yollar..... | 91 |
| 8.3.3. Deney Standının Belirsizlik Hesabının Amacı | 93 |
| 8.3.4. Deney Standında Test Alınırken Kullanılan Hesaplar | 93 |
| 8.3.5. Hassasiyet Katsayıları (Cİ) | 95 |
| 8.3.5.1. Sistem Veriminin Hassasiyet Katsayıları | 95 |
| 8.3.5.2. Manometrik Basma Yüksekliği Hassasiyet Katsayıları | 96 |
| 8.3.5.3. Güç'ün Hassasiyet Katsayıları..... | 96 |
| 8.3.6. Maksimum ve Minimum Dalgalanma Genliği | 97 |
| 8.3.7. Deneyde Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar | 97 |
| 9. SONUÇLAR VE TARTIŞMA | 98 |
| 9.1. Çift Emişli ve Çapraz Kanat Düzenli Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın Performans Eğrileri | 98 |
| 9.2. Çift Emişli ve Çapraz Kanat Düzenli Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın Deneyinin Belirsizliği | 101 |
| 9.3. Tasarım, İmalat ve Deney Aşamaları Bitmiş Olan Çift Emişli ve Çapraz Kanat Düzenli Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın ANSYS Fluent Sonuçları ile Kıyaslanması | 104 |
| 10. KAYNAKLAR | 111 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 114 |

SİMGELER LİSTESİ

| | |
|----------------|---|
| A | Alan |
| A_1 | Akış hacmi giriş alanı |
| A_2 | Akış hacmi çıkış alanı |
| A_8 | Maksimum salyangoz sarmal kesit alanı |
| $A_{göz}$ | Çark akış giriş alanı |
| b_{abs} | Mutlak ivme |
| b | Yükseklik |
| b_2 | Giriş meridyenel kesit alanı |
| b_2 | Çark kanat yüksekliği |
| c | Mutlak hız |
| c_1 | Giriş mutlak hızı |
| c_{m1} | Giriş mutlak hızının m bileşeni |
| c_{u1} | Giriş mutlak hızının u bileşeni |
| c_2 | Çıkış mutlak hızı |
| c_{m2} | Çıkış mutlak hızının m bileşeni |
| c_{u2} | Çıkış mutlak hızının u bileşeni |
| c_p | Pfleiderer'in düzeltme faktörü |
| D_1 | Giriş çapı |
| D_2 | Çıkış çapı |
| D_3 | Salyangoz sarmalının minimum çapı |
| DAM | Çift yay metodu |
| F_τ | Kayma kuvveti |
| F_r | Hidrolik basınç kuvveti |
| g | Yer çekimi ivmesi |
| $H_{th\infty}$ | Teorik manometrik basma yüksekliği |
| h_{tot} | Toplam entalpi |
| \dot{m} | Kütleli debi |
| n | Dönme hızı |
| $NPSR_R$ | Pompa için gerekli emmedeki net pozitif yük |
| n_q | Özgül hız |
| Re | Reynold sayısı |

| | |
|-------------|---|
| R_{ds} | Çark dış akım ipleğiğinin radyus değeri |
| p | Basınç |
| P | Mekanik güç |
| P_i | İçsel güç |
| P_w | Termal güç |
| Q | Debi |
| Q_{LA} | Çarktan geçen akış hacmi |
| U | Islatılmış çevre |
| u | Çevresel hız |
| u_{t1} | Çark girişinin teğetsel hızı |
| Y_{th} | Spesifik iş |
| w | Bağlı hız |
| Z | Toplam güç |
| λR | Sürtünme katsayısı |
| δ | Sınır tabaka kalınlığı |
| γ | Çark kayma faktörü |
| σ | Kanat çıkış örtme alanı |
| β | Giriş açısı |
| α | Çıkış açısı |

ŞEKİL LİSTESİ

| | |
|--|----|
| Şekil 3.1. Kütle, enerji ve momentumun dönüşümü..... | 6 |
| Şekil 3.2. Ani Genişleme (a: Simetrik genişleme, b: orifiz ve c: Tek taraflı genişleme) .. | 9 |
| Şekil 3.3. Pozitif ve negatif basınç gradyanlarıyla sınır tabakaları..... | 11 |
| Şekil 3.4. Kare kesitli kanalda ikincil akışlar..... | 12 |
| Şekil 3.5. Eğrisel güzergâhta noktasal kütlelerin hareketi | 15 |
| Şekil 3.6. Bir akışkan elemente etki eden kuvvetlerin dengesi..... | 16 |
| Şekil 3.7. Bir uçak kanadı etrafındaki akış | 17 |
| Şekil 3.8. Kavisli bir uçak kanadı etrafındaki akış | 18 |
| Şekil 3.9. Bir pervane aşamasında hız diyagramı | 19 |
| Şekil 3.10. Hız üçgenleri..... | 19 |
| Şekil 3.11. Giriş ölçüleri | 20 |
| Şekil 3.12. Kanatlar arasındaki akış [16] | 22 |
| Şekil 3.13. Kaymanın etki ettiği çıkış hız üçgeni [18]..... | 22 |
| Şekil 3.14. Çarkın arka kenarlarındaki akış değişimleri [22] | 25 |
| Şekil 3.15. Kaçak kayıplarının Q-H eğrisine etkisi | 28 |
| Şekil 3.16. Karakteristik eğri örnekleri | 29 |
| Şekil 3.17. Kayma olmadan teorik basma yüksekliği | 31 |
| Şekil 3.18. Kayıplarla beraber Q-H eğrisi..... | 32 |
| Şekil 3.19. Kayma ve kayma olmadan teorik basma yüksekliği | 33 |
| Şekil 3.20. Kayıplarla beraber gerçek Q-H eğrisi | 33 |
| Şekil 4.1. Ayrılabilir gövdeli çift emişli fanı bulunan bir santrifüj pompanın kesit resmi | 34 |
| Şekil 4.2. Genel çark tipleri [27]..... | 36 |
| Şekil 4.3. Yüzde olarak manometrik basma yüksekliği artışı [29] | 36 |
| Şekil 4.4. Basma Yüksekliği sabiti [28]..... | 37 |
| Şekil 4.5. Kapasite sabiti [28] | 38 |
| Şekil 4.6. Çark giriş çapının dış çapına oranı [28]..... | 40 |
| Şekil 4.7. NPSHR tahmin grafiği [28]..... | 43 |
| Şekil 4.8. Sarmal hız sabiti [28] | 44 |
| Şekil 4.9. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çarkın giriş hız üçgeni | 46 |

| | |
|--|----|
| Şekil 4.10. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çarkın çıkış hız üçgeni..... | 47 |
| Şekil 4.11. Belirli özgül hızlara göre laboratuvar testlerine dayanan kayma faktörü aralığı [35]..... | 47 |
| Şekil 4.12. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çarkın çıkış hız üçgeni..... | 47 |
| Şekil 4.13. Çarkın meridyenel kesiti için tasarım parametreleri..... | 48 |
| Şekil 4.14. Çark meridyenel kesit yaslanma açısı [35]..... | 49 |
| Şekil 4.15. R_n ve b_n değerlerini belirten grafik | 50 |
| Şekil 4.16. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çarkın meridyenel kesiti | 51 |
| Şekil 4.17.Orta akım iplikliğinin bulunması | 51 |
| Şekil 4.18. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa çarkının orta akım iplikliğinin bulunması | 52 |
| Şekil 4.19. Basit yay yöntemi | 53 |
| Şekil 4.20. Çift yay yöntemi | 54 |
| Şekil 4.21. Dairesel yay metodu | 55 |
| Şekil 4.22.Nokta Nokta Yöntemi..... | 56 |
| Şekil 4.23. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa çarkının akım iplikçikleri | 57 |
| Şekil 4.24.Akım iplikçiklerin meridyenel kesite yerleştirilmesi [16]..... | 58 |
| Şekil 4.25. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa çarkının akım iplikçiklerin meridyenel kesite üç boyutlu yerleştirilmesi..... | 58 |
| Şekil 4.26.Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa çarkının kesit resmi | 59 |
| Şekil 4.27. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın düz kanatlı çarkının sırasıyla akış hacmi ve model resmi..... | 59 |
| Şekil 4.28. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çapraz kanatlı çarkının sırasıyla akış hacmi ve model resmi | 60 |
| Şekil 4.29. Tipik bir salyangoz yapısı [28] | 61 |
| Şekil 4.30. Trapez kesitli çift salyangoz [28]..... | 62 |
| Şekil 4.31. Dikdörtgen kesitli çift salyangoz [28] | 62 |
| Şekil 4.32. Salyangoz sarmal formu | 63 |
| Şekil 4.33. Salyangoz kesit alanı dağılımı | 64 |

| | |
|---|----|
| Şekil 4.34. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın salyangozunun AUTOcaD | 64 |
| Şekil 4.35. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa salyangozunun akış hacminin Siemens NX 6.0 oluşturulması | 64 |
| Şekil 4.36. Çift emme düzeni [28] | 66 |
| Şekil 4.37. Emiş gövdesinin x-y düzleminde kesiti | 67 |
| Şekil 4.38. Emiş gövdesinin x-z düzleminde kesiti | 67 |
| Şekil 4.39. Şekil 4.37 ve Şekil 4.38'deki kesitlere göre oluşturulmuş akış hacmi | 68 |
| Şekil 5.1. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın ve akışının kesit resmi | 70 |
| Şekil 5.2. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın model resmi | 71 |
| Şekil 5.3. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın akış hacmi | 71 |
| Şekil 5.4. Akış modelinin sayısal ağ görüntüsü | 72 |
| Şekil 5.5. Akış modelinin duvarlarının isimlendirilmesi | 73 |
| Şekil 5.6. Duvar sınır şartları | 74 |
| Şekil 5.7. Giriş ve çıkış sınır şartları | 74 |
| Şekil 5.8. Pompanın 485 [lt/sn]'deki dil bölgesindeki hız vektörleri (a: Düz kanata sahip pompanın dil bölgesi b: çapraz kanata sahip pompanın dil bölgesi) | 75 |
| Şekil 5.9. Çapraz kanatlı Pompanın 485 [lt/sn]'deki akım iplikleri | 75 |
| Şekil 5.10. Düz kanatlı pompanın 485 [lt/sn]'deki akım iplikleri | 76 |
| Şekil 5.11. Pompanın 485 [lt/sn]'deki çark içerisindeki basınç dağılımları | 76 |
| Şekil 6.1. D2 ve b2 göstermek için ek çizim [27] | 77 |
| Şekil 6.2. Tek salyangoz için hidrolik kuvvet dağılımı [27] | 78 |
| Şekil 6.3. Tek sarmallı salyangoz | 78 |
| Şekil 6.4. Çeşitli özgül hızlarda tek sarmal için KR faktörü | 79 |
| Şekil 6.5. Gerilme yığılma faktörü, α_k | 81 |
| Şekil 6.6. Sehim hesabı için gerekli uzunlukların tayini | 81 |
| Şekil 6.7. Mekanik salmastranın bulunduğu yerdeki sehim hesabı için gerekli uzunluklar | 82 |
| Şekil 7.1. Pompanın katı modellerinin Siemens NX 6. | 83 |
| Şekil 7.2. Döküm için gövdelerin model resimleri | 83 |
| Şekil 7.3. Döküm için gövdelerin maça sandıklarının oluşturulması | 83 |

| | |
|---|-----|
| Şekil 7.4. Döküm için çarkın maça sandıklarının oluşturulması | 84 |
| Şekil 7.5. Döküme hazır gövdelerin modelleri | 84 |
| Şekil 7.6. Döküme hazır çark modeli..... | 84 |
| Şekil 7.7. Ayırma yüzeyinin oluşturulan mastarla kontrol edilmesi..... | 85 |
| Şekil 7.8. Dik işleme merkezinden çıkmış alt gövde ayırma yüzenin işlenmiş resmi | 86 |
| Şekil 7.9. Pompanın mil ekseninin yatay işleme merkezinde işlenmiş resmi..... | 86 |
| Şekil 7.10. Pompa çarkı ile milinin boşluklu geçme kontrolü | 87 |
| Şekil 7.11. Mekanik salmastranın bulunduğu noktalarda salgı kontrolü..... | 87 |
| Şekil 8.1. Vansan Makine A.Ş.'nin pompa deney standının Ø600'lik boru hattı..... | 88 |
| Şekil 8.2. Pompanın deney standına bağlanma şekli | 89 |
| Şekil 8.3. Kılçık diyagramı | 94 |
| Şekil 9.1. Deney Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın performans eğrileri..... | 100 |
| Şekil 9.2. Debi limit grafiği | 101 |
| Şekil 9.3. Basma yüksekliği limit grafiği..... | 101 |
| Şekil 9.4. Akım limit grafiği | 102 |
| Şekil 9.5. Gerilim limit grafiği..... | 102 |
| Şekil 9.6. CosØ limit grafiği | 102 |
| Şekil 9.7. Su sıcaklığı limit grafiği..... | 102 |
| Şekil 9.8. Manometrik basma yüksekliği limit grafiği..... | 103 |
| Şekil 9.9. Boru çapı limit grafiği..... | 103 |
| Şekil 9.10. 250[kW] ve 1000[dev/dk] elektrik motoru ile alınmış deney sonuçlarının 1450 [dev/dk] uyarlanmış sonuçlarının grafiği | 104 |
| Şekil 9.11. ANSYS Fluent analiz sonuçlarına göre oluşturulmuş debi-basma yüksekliği grafiği | 104 |
| Şekil 9.12. Şekil 9.10 ve Şekil 9.11'deki grafiklerin aynı grafikte gösterimi (Noktalar ile gösterilen ANSYS Fluent sonuçlarıdır. Çizgi ile gösterim deney sonuçlarıdır.)..... | 105 |
| Şekil 9.13. ANSYS Fluent ile deney sonucunda elde edilen verimlerin karşılaştırılması (Noktalar ile gösterilen ANSYS Fluent sonuçlarıdır. Çizgi ile gösterim deney sonuçlarıdır.) | 106 |
| Şekil 9.14. ANSYS Fluent yardımıyla çapraz kanatlı ve düz kanatlı çarkta oluşan hidrolik kuvvetler (Noktalar ile gösterilen düz kanat sonuçlarıdır. Çizgi ile gösterim çapraz kanat sonuçlarıdır..... | 106 |

TABLO LİSTESİ

| | |
|---|-----|
| Tablo 4.1 Ayrılabilir gövdeli çift emişli fanı bulunan bir merkezkaç pompanın genel parçaları..... | 34 |
| Tablo 4.2. Tasarlanacak ayrılabilir gövdeli çift emişli fanı bulunan bir merkezkaç pompanın özellikleri..... | 35 |
| Tablo 4.3. Tavsiye edilen asgari çark kanadı ve örtü kalınlığı (standart döküm malzeme için). | 38 |
| Tablo 4.4. Salyangoz sarmal genişliği için rehber ölçüler [28] | 45 |
| Tablo 4.5. Dil çapı hesap tablosu [28] | 45 |
| Tablo 4.6. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çark ve sarmal tasarım parametreleri | 46 |
| Tablo 4.7. R_n ve b_n değerleri | 50 |
| Tablo 4.8. Nokta Nokta Metoduna göre akım iplikliği oluşturma | 56 |
| Tablo 4.9. Salyangoz tasarım parametreleri..... | 63 |
| Tablo 4.10. Çift emme düzenin doğrusal boyutları | 66 |
| Tablo 5.1. Çapraz kanatlı pompanın CFD analiz sonuçları | 74 |
| Tablo 5.2. Düz kanatlı pompanın CFD analiz sonuçları..... | 75 |
| Tablo 6.1. Çap düzeltme katsayısı, b_0 | 80 |
| Tablo 6.2. Yüzey düzgünlük katsayısı, b_1 | 80 |
| Tablo 6.3. Çentik hassasiyet katsayısı, η_k | 80 |
| Tablo 8.1. İzin verilen dalgalanma genliği (ölçülen büyüklüklerin ortalama değerinin yüzdesi olarak) [43]..... | 97 |
| Tablo 8.2. Deney Sırasında kullanılmış olan cihazlar ve ekipmanlar..... | 97 |
| Tablo 9.1. Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın 250 [kW] motorla alınan deney sonucu | 98 |
| Tablo 9.2. Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompanın 250 [kW] motorla alınan deney sonucunun 1495 [dev/dk]'a benzeşim kanunlarıyla çevrilmesi | 99 |
| Tablo 9.3. Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompanın 600 [kW] motorla ve çark çapı $\varnothing 543$ 'e tıraşlanarak alınan deney sonucunu | 99 |
| Tablo 9.4. En iyi çalışma noktasındaki ölçülen 10 değer | 101 |
| Tablo 9.5. Belirsizlik sonuçları | 103 |
| Tablo 9.6. İzin verilen toplam belirsizlik [45] | 103 |

TEŐEKKÜR

Hazırlamıő olduğum yüksek lisans tez projemin her aşamasında yanımda olan bilgisi ve tecrübesini benimle paylaőan değerli hocamız Doç. Dr. Fatih Selimefendigel'e ve bu projeyi yapabilmeme olanak sağlayan VANSAN Makina San. Tic. A.Ő. ve her türlü bilgi ve destek konusunda yanımda olan Ar&Ge müdürümüz Y. Makine Mühendisi Tunę Değer'e teőekkürü bir borę bilirim. Aynı zamanda benimle aynı kaderi paylaőan bütün Multipl-skleroz hastalarına armağan ediyorum.

Deniz EKER



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Çift Emişli Ve Çapraz Kanat Düzenli Çarklı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompa Tasarımı Ve İmalatı

Deniz EKER

Manisa Celal Bayar Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL

Günümüz teknolojilerinde gün geçtikçe önemli hale gelen enerji verimliliği konusu pompa teknolojisi içinde oldukça önemli bir hal almıştır. Pompalar genel olarak kurulacak olan sistemlerin ilk basamakları olduğu için kurulan sistemlerin enerji verimliliğine doğrudan etki etmektedir. Bu yüzden de artık günümüz pompa firmaları pompa verimliliklerini olabildiğince önem vermektedir. Bu yüzden de tasarlanan her pompa olabildiğince o özgül bandı için verilebilecek en yüksek verimde tasarlanmaya çalışılmaktadır. Her özgül hız bandının kendine has bir verimliliği mevcuttur. Bu yüzden bir pompa tasarlanırken pompanın bulunduğu özgül hız ailesine bakılarak pompa veriminin değeri hakkında yorum yapılmalıdır.

Pompa imal edilmeden önce alıcılara taahhüt edilen manometrik basma yüksekliği, debi ve sistem verimi gibi özellikleri önceden saptayabilmek çok önemlidir. Bu tezde, ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompanın imal edilmeden önce, Ansys Fluent programı ile pompa karakteristiği oluşturulup test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: (Özgül hız, Manometrik basma yüksekliği, Sistem verimi, Ansys Fluent, Ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompa)

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

**Design and Manufacturing of a Split Case Centrifugal Pump with Double
Suction Impeller and Staggered Blade Arrangement**

Deniz EKER

Manisa Celal Bayar University

**Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL

Energy efficiency, which has become increasingly important in today's technologies, has become very important in pump technology. Since pumps are the first step of the systems to be installed in general, they have a direct impact on the energy efficiency of the installed systems. Because of this, today's pump companies are paying attention to pump efficiency as much as possible. Therefore, every pump designed is tried to be designed as high as possible for that specific speed band. Each specific speed band has its own unique productivity. Therefore, when a pump is designed, the value of the pump efficiency should be interpreted by looking at the specific speed family in which the pump is located.

Before the pump is manufactured it is very important to be able to predict the characteristics such as head, flow rate and system efficiency that are committed to the receiver. In this thesis, before the split case centrifugal pump was manufactured, pump characteristics were created with the Ansys Fluent and compared with the test results.

Keywords: (Specific speed, Head, System efficiency, Ansys Fluent, Split case centrifugal pump)

1. GİRİŞ

Akışkan güç sistemleri, insanlık tarihinden beri özellikle endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan sistemlerdir. Akışkan güç sistemlerinde iş, gücün akışkan aracılığı ile iletilmesiyle gerçekleştirilir. [1] Akışkanlar çok küçük bir kuvvetin etkisi altında şekil değiştiren ve içinde buldukları kabın şeklini alan cisimlerdir. Sıvı ve gazlar kendi özelliklerini taşıyan çok küçük elemanlardan oluşmuşlardır ve bu elemanlara elemanter partikül (parçacık) adı verilir. Bu parçacıklar birbirlerinden bağımsız hareket eder ve bu sebepten dolayı kolay şekil değiştirirler. Katı cisimleri oluşturan maddesel noktalar ise birbirinden bağımsız hareket edemezler. Sıvılar pratikte sıkıştırılmaz kabul edilirler. Gazlar ise sıkıştırılabilir ve içinde bulunduğu kabın hacmini tamamen doldurur. Sıvıların durumu yalnız hacimle belirlenebildiği halde gazların durumu basınç, hacim ve sıcaklık gibi parametrelerle belirlenir. Bu sebeplerden dolayı gazlara “Sıkıştırılabilen Akışkan”, sıvılara ise “Sıkıştırılmayan Akışkan” denir [1].

Uygulamalarda, güç iletim akışkanı olarak sıvı kullanılan sistemler “Hidrolik Sistemler” adını alır. Hidrolik kelimesi Yunanca da su anlamına gelen “Hydro” ile boru anlamına gelen “Aulis” kelimelerinden türetilmiştir [2]. İnsanlar geçmişten günümüze kadar enerji kaynaklarından yararlanmayı bilmişler, suyun kaldırma, itme ve taşıma gücünden yararlanarak hidrolik sistemleri ortaya çıkarmışlardır [1].

Hidrolik sistemlerin vazgeçilmez elemanlarından biride ayrılabilir gövdeye sahip yatay milli çift emişli çarka sahip santrifüj pompalardır. Çift emişli santrifüj pompaları çeşitli mühendislik alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tip pompanın çalışma stabilizesi, kapasitesinin hızla artmasıyla önemli bir sorun haline gelmektedir. Çark ve dil arasındaki rotortör etkileşimi, birincil titreşim ve radyal kuvvet kaynağıdır. Santrifüj pompa basınç dalgalanmaları ve radyal kuvvet ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır [3,4].

Çift emişli pompaların aksenal kuvvetleri teorik olarak dengelenmiş olsa da radyal kuvvetin titreşim üzerindeki etkisi göz ardı edilemez. Yüksek radyal kuvvet, pompa milinin zamanla yorulmasına ve düşük hacim verimliliğine neden olabilmektedir [5].

Bu Tezde; çalışma noktasında, 1450 d/d’da, 485 lt/s debi ve 93 mSS manometrik basma yüksekliğine sahip olan bir yatay milli çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı

olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa tasarımının, sonlu hacimler yöntemini kullanan Ansys Fluent paket programı ile çapraz kanat düzenin pompa verimine ve radyal kuvvetlerin etkisine bakılmış ve son olarak deneysel karakteristik eğrisi ile Ansys Fluent eğrileri karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, deney ve sonlu hacimler yöntemi sonuçlarının mühendislik uygulamaları çerçevesinde birbirlerine yakın oldukları saptanmış karakteristik eğrilerin ve teoriye göre radyal kuvvetlerin, deney yapmadan, yaklaşık yöntem ile elde edilebileceği anlaşılmıştır.



2. LİTERATÜR TARAMASI

Santrifüj pompa içindeki akışın sayısal analizi konusunda birçok araştırmacı bugüne kadar değişik araştırmalarda bulunmuştur. Araştırmaların yıllara göre değişimi ile gelişmesi ve çalışmalarında kullandıkları metotlar ile elde ettikleri sonuçlar aşağıda verilmektedir. İlk olarak, bazı araştırmacılar (Blanco ve diğerleri [5]) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Programlarının yardımıyla öğrencilerin hidrolik makinalardaki enerji ve akış transferinin algılamasını kolaylaştıracağını düşünerek, Santrifüj Pompa İçindeki Sayısal Simülasyon konulu bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında Ansys Fluent programını kullanmışlardır. Türbülans modeli olarak ise $k-\Omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Sınır koşulları olarak ise santrifüj pompa giriş ve çıkışına basınç farkı tanımlamışlardır. Santrifüj pompa içindeki akışı daha iyi etüt edebilmek içinse çark kanat girişlerinde ve salyangoz dili bölgesinde sayısal ağ yoğunluğu arttırılmıştır.

Santrifüj pompanın salyangoz tasarımını değiştirerek pompanın karakteristik eğrilerini elde etmişlerdir ve bunu deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak ise deneysel verilerle HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) programı vasıtasıyla elde edilen değerler arasında bir sapma olduğu ortaya çıkmıştır. Özellikle açık vanada bu sapmanın derecesinin büyük olduğu görülmektedir. Santrifüj pompa içindeki statik basınç dağılımına bakıldığında; çark içinde girişten çıkışa basınç artışı göze çarparken, salyangoz içinde ise basınç girişten çıkışa azalmaktadır.

Santrifüj pompa radyal kuvveti, örneğin pervane ve dil arasındaki boşluk gibi birçok faktörden etkilenebilir. Barrio R, pervane çapını değiştirerek, pervane ve dil arasındaki farklı boşluklara sahip pervanenin radyal kuvvetini araştırmıştır [5]. Solis M, basınç değişimlerini incelemek için dil açısını değiştirerek pervane ve dil arasında farklı boşluklara sahiptir [6]. Zhu Lei, santrifüj pompasında üç farklı tip dil ile dengesiz akışı simüle etti ve radyal kuvvetleri karşılaştırdı [7].

Bazı araştırmacılar (Miner) ise optimum santrifüj pompayı elde ederken çok sık sayısal ağ yapılarının kullanılmasının gerekli olmadığını göstermek amacıyla “Seyrek Sayısal Ağ Yapılarıyla Pompa Kanatlar Arasındaki Düzlemde Akışın Sayısal Analizi” adlı bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada Flotran programı kullanılmıştır. $K-\epsilon$ türbülans modeli vasıtasıyla aynı tasarım değerlerine (debi, manometrik basma yüksekliği ve motor devri) sahip, fakat farklı geometrilere sahip karışık akışlı pompalar ve eksenel pompalar çözülmüştür. Santrifüj pompa çarkı dönen bölge

olduğundan çark giriş ve çıkış koşullarını bozmamak amacıyla pompa giriş ve çıkışlarına sabit akış hacimleri koymuştur. Bu çözüm hem sık sayısal ağ yapıları hem de seyrek sayısal ağ yapıları için ayrı ayrı yapılmıştır. Pompa içindeki hız ve basınç değişimleri etüt edilerek seyrek ve sık sayısal ağ yapıları için aynı geometriye sahip pompaların uygun değer olduğu sonucuna varılmıştır. Sık sayısal ağ yapılarının çözümünün çok zaman alması nedeniyle uygun değer geometri bulunurken seyrek sayısal ağ yapılarının da sağlıklı sonuçlar verdiği ortaya konmuştur [8].

Çark radyal kuvvet dalgalanmasının genellikle, çarktaki ve salyangozun sarmalındaki basınç dalgalanmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Çark tipinin basınç dalgalanmaları üzerindeki etkileri bazı araştırmacılar tarafından araştırılmıştır. Yang Min, çift emişli merkezkaç pompasında basınç dalgalanmalarının, çarkın her iki tarafında kullanılan kanatların çapraz düzende kullanılarak azaltılabildiğini bulmuştur [9].

Yao Zhifeng, emmişteki ve sarmal gövdenin duvarlarındaki beş adet farklı çift emişli çark konfigürasyonu ile bir merkezkaç pompada sarmal gövdedeki basınç dalgalanmalarını ölçmüştür. Sonuç olarak da çapraz kanat düzeni olan pompadaki basınç dalgalanmalarının büyüklüğünün daha düşük olduğunu göstermektedir [10].

3. POMPALARIN ÇALIŞMA PRENSİBİ

3.1. Akışkanlar Dinamiği Prensibi

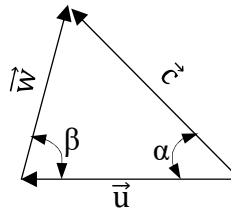
Çok çeşitli akış tipleri örneğin damardaki kanın akışı, çok büyük merkezkaç pompaları vs. temelde hepsi birkaç fizik yasalarına dayanır. Bu bölümde bunlar kısaca gözden geçirilecek ve genel yapısı gösterilecektir [11,12,13,14].

3.1.1. Mutlak ve Göreceli Referans Çerçevesindeki Akış

Turbo makine tasarımında sabit koordinatlarda tanımlanan akışa "mutlak", dönen referans çerçevesindeki akışa ise "göreceli" akış olarak adlandırılır. Göreceli referans çerçevesindeki akış, akışla birlikte dönen bir gözlemcinin gözünden görülür. Dönen bir disk üzerindeki nokta, duran bir göreceli çerçeveden bakıldığında mutlak koordinat sisteminde daireyi tanımlar. Eğer dönen bir disk üzerindeki kütle ele alındığında göreceli referans noktasından bakıldığında düz, mutlak referans noktasından bakıldığında ise sarmal şekilde bir hareket tanımlar. Bir sistemdeki hareketi göreceliden mutlağa çevirirken merkezkaç ve Coriolis kuvvetleri dâhil edilmelidir. Mutlak ivme b_{abs} aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$b_{abs} = \frac{dw}{dt} - \omega^2 r + (\omega \times w) \quad 3.1$$

Hız şartı üç vektör tarafından tanımlanır: çevresel hız $u = \omega \times r$, bağıl hız w ve mutlak hız c 'dir. Çevresel hız ve bağıl hızın vektörel olarak toplanmasıyla mutlak hız elde edilir. Turbo makinalar da bu toplam hız aşağıdaki şekilde verilen hız üçgenleri ile gösterilir.



$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad 3.2$$

3.1.2. Korunum Denklemleri

Kütle, Enerji ve Momentumun korunumu gerçekte akışkanlar mekaniğine dayanır. Bu korunumlar kapalı bir sistemde veya bir kontrol hacminde ne kütle ne de enerji ya da momentumun yok edilebileceğini ya da üretilebileceğini gözlemliyor. Aşağıdaki dengelenmiş denklem yukarıdaki X miktarlarının her biri için geçerlidir.

$$X_1 - X_2 + \frac{\Delta X}{\Delta t} + Z = 0 \quad 3.3$$

Denklem 3.1 X_1 giriş koşullarını, X_2 çıkış koşullarını, $\Delta X/\Delta t$ kontrol hacmindeki zamanla değişimi ve Z eklenen miktarı ifade eder. Genel formdaki korunum yasaları herhangi bir kayıp olsun ya da olmasın kararlı ve kararsız süreçlere uygulanabilir. Sadece kararlı durumdaki proseslerde ($Z = 0$), $\Delta X/\Delta t = 0$ 'dır.

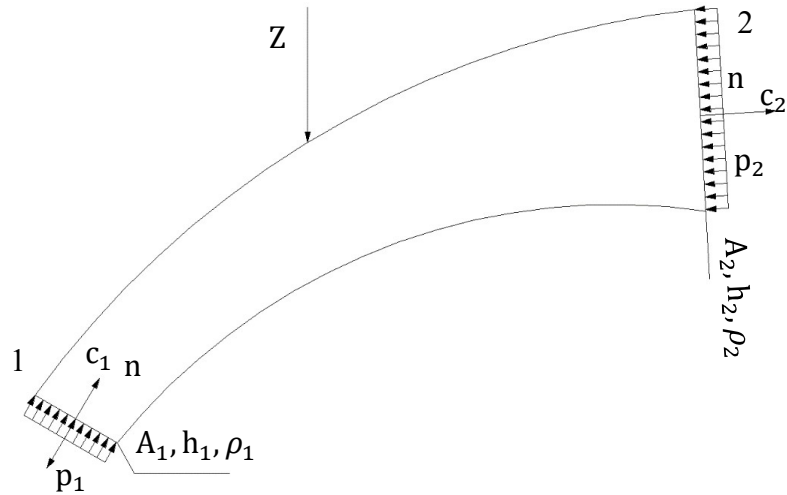
Bu karmaşık denge problemlerinin denklemlerini tutarlı bir şekilde niceliksel olarak uygulanabilmesi için çoğu zaman deneylere başvurmak gerekmektedir. Akışkanın hareket ettiği sonsuz küçüklükteki hacimsel elemana uygulanan korunum yasalarının kısmi diferansiyeli ile elde edilir. Genel olarak bu denklemler analitik olarak çözülemeyen sadece nümerik olarak çözülebilen 3 boyutlu akış alanını (Süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri) tanımlarlar.

3.1.3. Kütlenin Korunması

Korunum yasalarını formüle etmek için, Şekil 3.1'e göre herhangi bir kontrol hacmi düşünün; bu akış hacmi, boru veya makine olabilir. Kontrol yüzeyi olan A_1 girişteki kesit alanı, akışkan c_1 hızıyla giriş yapar ve yoğunluğu ρ_1 'dir. Çıkış kontrol yüzeyi için giriş koşullarındaki tanımlar alt indis 2 ile gösterilmiştir. Eğer $z = 0$ ise kütlenin korunumu;

$$\dot{m} = A_1 \times \rho_1 \times c_1 = A_2 \times \rho_2 \times c_2 = \text{sabit} \quad 3.4$$

Eğer akışkan sıkıştırılamıyorsa (sabit yoğunluk) $\dot{m} = A_1 \times c_1 = A_2 \times c_2$ olur. Bu elde edilen denklem süreklilik denklemi olarak adlandırılır. Giren ve çıkan kütleli debi sabit koşullar altında verilen kontrol hacminde aynı olduğunu belirtmektedir.



Şekil 3.1. Kütle, enerji ve momentumun dönüşümü

3.1.4. Enerjinin Korunumu

Giriş veya çıkış termal gücü P_w olsun ve mekanik güç P toplamı da Z olursa bu termodinamiğin birinci yasası olarak adlandırılır.

$$\dot{m}_1 h_{Tot,1} + \dot{m}_2 h_{Tot,2} + P_w + P = 0 \quad 3.5$$

Denklem 3.3'de h_{Tot} toplam entalpi, aynı zamanda birim kütle başına iç enerjisi U , statik basınç enerjisi p/ρ , kinetik enerji $c^2/2$ ve potansiyel enerjilerinin $g \times z$ toplamına eşittir.

$$h_{Tot} = U + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + gz \quad 3.6$$

Kontrol hacminin girişindeki ve çıkışındaki kütleli debi eşitse, ısı akışı olmayan bir turbo makinenin gücü ($P_w = 0$) kütleli debinin bir ürünü olarak ve turbo makinenin giriş ve çıkışındaki entalpi farkından elde edilir.

$$P_i = \dot{m}(h_{Tot,2} - h_{Tot,1}) \quad 3.7$$

P_i içsel güçtür ve bu güç sıvıya iletilen mekanik enerjinin ve sıvının ısınmasına neden olan tüm kayıpların toplamıdır. Eğer Denklem 3.5'de Denklem 3.4 yazılırsa aşağıdaki Denklem 3.6 elde edilir.

$$\Delta h_{Tot} = \frac{P_i}{\dot{m}} = U_2 - U_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad 3.8$$

Çevreden meydana gelen ısı değişimi göz ardı edildiğinden, U iç enerjisinin değişimi yalnızca kontrol hacmi veya makine içindeki kayıplardan dolayı meydana gelmektedir. Bu durum sadece sıkıştırılamaz akışkanlar için geçerlidir ve bu akışkanlar için denklemi $(U_2 - U_1) = \Delta p_v / \rho$ şeklinde ayarlamak mümkündür.

Denklem 3.6 termodinamiğin birinci yasasından çıkar ve çevresel iş iletişimi olmaksızın enerji akış çizgilerini tanımlar. ($\Delta h_{Tot} = 0$)

$$p_1 + \frac{\rho}{2} c_1^2 + \rho g z_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} c_2^2 + \rho g z_2 + \Delta p_v + \rho \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial c}{\partial t} ds \quad 3.9$$

Bu sıkıştırılmayan akışkanlar için Bernoulli denklemidir. Bütün akış prosesleri kayıplardan etkilendiği için Δp_v 'i içerir. Bernoulli denkleme sadece akış çizgilerinde ya da kapalı kanallarda kullanılır. Çünkü çevre ya da bitişik akış çizgileriyle kütle ve enerji değişimi sıfır kabul edilir. Toplam entalpi farkı pompanın teorik olarak yaptığı işe (Y_{th}) karşılık gelir.

$$Y_{th} = \frac{\Delta p_v}{\rho} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad 3.10$$

Birim kütle vasıtasıyla iletilen işi Y_{th} temsil eder. Y_{th} 'in büyük bir kısmı kullanılabilir işe çevrilirken ısınmasına neden olan kayıplar ($\Delta p_v/\rho$) genellikle ihmal edilebilir.

3.1.5. Momentumun Korunumu

Newton'un mekaniğin 2. yasasına göre, bir kütlenin momentumunun ($\rho \times Q \times c$) zaman içindeki değişimi, kütle üzerinde etkili olan tüm hacim ve yüzey kuvvetlerinin vektör olarak toplamına eşittir. Bunlar ise, birincisi kontrol hacmindeki yüzey basınç kuvvetleri ($p_1 \times A_1$ ve $p_2 \times A_2$), ikincisi sabit duvarlar üzerindeki dış kuvvetler (F_w), üçüncüsü yerçekimi ivmesi ya da kütleler üzerindeki diğer ivmelenmeler ("gövde kuvvetleri") ve sonuncusu ise duvar yüzeylerindeki kayma gerilmelerinden oluşan kayma kuvvetleridir (F_τ). Sıkıştırılmaz bir sıvı düşünüldüğün de Şekil 1'deki momentumun korunumu aşağıdaki gibidir:

$$(p_1 + \rho c_1^2)A_1 n_1 + (p_2 + \rho c_2^2)A_2 n_2 = F_{vol} + F_w + F_\tau \quad 3.11$$

n_1 ve n_2 , A_1 ve A_2 alanlarının normallerine dışa yönelmiş birim vektörlerdir.

Eğer Denklem 3.11'e debiyi de dâhil edersek aşağıdaki denklemi elde ederiz:

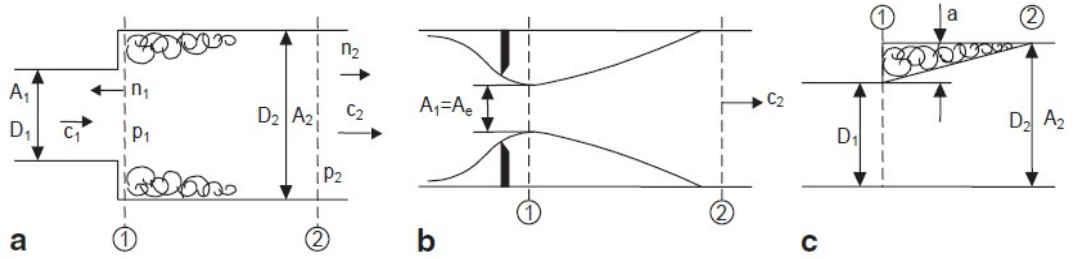
$$p_1 A_1 n_1 + \rho Q c_1 n_1 + p_2 A_2 n_2 + \rho Q c_2 n_2 = F_{vol} + F_w + F_\tau \quad 3.12$$

Denklem 3.9 ya da Denklem 3.10 momentumun korunumunu uygularken aşağıdakilere dikkat edilmelidir:

- Denklemler, A_1 ve A_2 alanlarında eşit hız ve basınç dağılımları ile sabit sıkıştırılmaz akış için geçerlidir.
- A_1 ve A_2 hız vektörlerine dik olmalıdır.

- Dışa yönlendirilmiş birim vektörlerin işaretleri dikkatli bir şekilde ele alınmalıdır: $c_1 = -c_1 \times n_1$ ve $c_2 = c_2 \times n_2$.
- Tüm terimler vektördür ve vektör hesaplama kurallarına göre eklenmelidir.
- Momentum koruma denklemlerinin başarılı bir şekilde uygulanması, çoğunlukla, kontrol yüzeylerinde basınçların ve hızların miktarının belirlenmesine izin verilmesi gereken kontrol hacminin uygun seçilmesine bağlıdır.

Bir kontrol yüzeyi yapılar vasıtasıyla yerleştirildiğinde, belirsiz kuvvetler üretmekten kaçının.



Şekil 3.2. Ani Genişleme (a: Simetrik genişleme, b: orifiz ve c: Tek taraflı genişleme)

Şekil 3.2'e göre momentum ve Bernoulli denkleminin korunması için bir örnek olarak ani bir kanal genişlemesi düşünün ("Carnot şoku"). Kontrol yüzeyi 1 akışın hemen akış aşağısına yerleştirilir; burada basınç p_1 , kesit A_2 boyunca etkindir, çünkü aynı basınç jet içinde ve sonrasında hâkimdir. Kontrol yüzeyi 2, akışın tekrar tekdüze olması için akış aşağı doğru seçilir. Kanal duvarlarına normal herhangi bir dış kuvvet etki etmiyor: $F_w = 0$. Yer çekimini ($F_{vol} = 0$) ve duvar kayma gerilmelerinden kaynaklanan kuvvet (F_τ) dikkate alınmaksızın, Denklem 3.10 aşağıdakilerden elde edilir:

$$p_2 A_2 + \rho Q c_2 - p_1 A_1 - \rho Q c_1 = 0 \quad 3.13$$

Alınan basınç geri kazanımını çözerek:

$$p_2 - p_1 = c_p \frac{\rho}{2} c_1^2 \quad \text{burada} \quad c_p = 2 \frac{A_1}{A_2} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \quad 3.14$$

Denklem 3.7'de Denklem 3.11 yazılarak basınç kaybını hesaplamak mümkündür:

$$\Delta p_v = \frac{\rho}{2} (c_1 - c_2)^2 = \zeta_1 \frac{\rho}{2} c_1^2 \quad \text{burada} \quad \zeta_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad 3.15$$

Ölçülen basınç geri kazanım değeri, denklemden hesaplanan teorik değerlerin yaklaşık % 95'ine ulaşmaktadır.

Momentum değişimi yoluyla esasen tek biçimli bir akış hızı elde etmek için, genişlemenin akış aşağısında belirli bir kanal uzunluğu gerekir.

$$\frac{L}{D_2} \approx b \left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right) \quad 3.16$$

Momentumun korunumu: Newton'un 2. yasasının bir başka sonucu da, tüm turbo makinelerinin temel önemi olan açısız momentumun (veya "momentum momentinin") korunmasıdır. Buna göre açısız momentumun değişimi dışarıdan etkileyen momentlerinin toplamına eşittir. Giriş ve çıkışta açısız momentum $\rho \times Q \times r \times c_u$, dışarıdan etkileyen tork M ve kayma gerilmeleri M_τ yüzünden oluşan sürtünme momentleri bir çark (pervane) veya difüzör üzerinde etkilidir. Çevresel yönde silindirik yüzeylerde basınç kuvvetleri oluşmadığından, Denklem 3.17 şeklinde yazmak mümkündür:

$$\rho Q (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) = M + M_\tau \quad 3.17$$

Bu, Euler'in türbin denklemdir, burada c_{2u} , kontrol hacminin çıkışındaki akış hızının çevresel bileşenidir, r_2 , pervanenin dış yarıçapıdır ve girişteki değerler ise c_{1u} ve r_1 şeklindedir. $M \times \omega = P$ ve M_τ 'i ihmal edersek bir çark tarafından yapılan spesifik iş Denklem 3.18 elde edilir.

$$Y_{th} = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 \quad 3.18$$

Denklem 3.10'da Denklem 3.18 yerine yazarsak, Bernoulli'nin göreceli referans çerçevesindeki denklemi elde edilir. Hız üçgenlerinden gelen $c_2 = w^2 - u^2 + 2u \times c_u$ türetilerek kullanılmıştır.

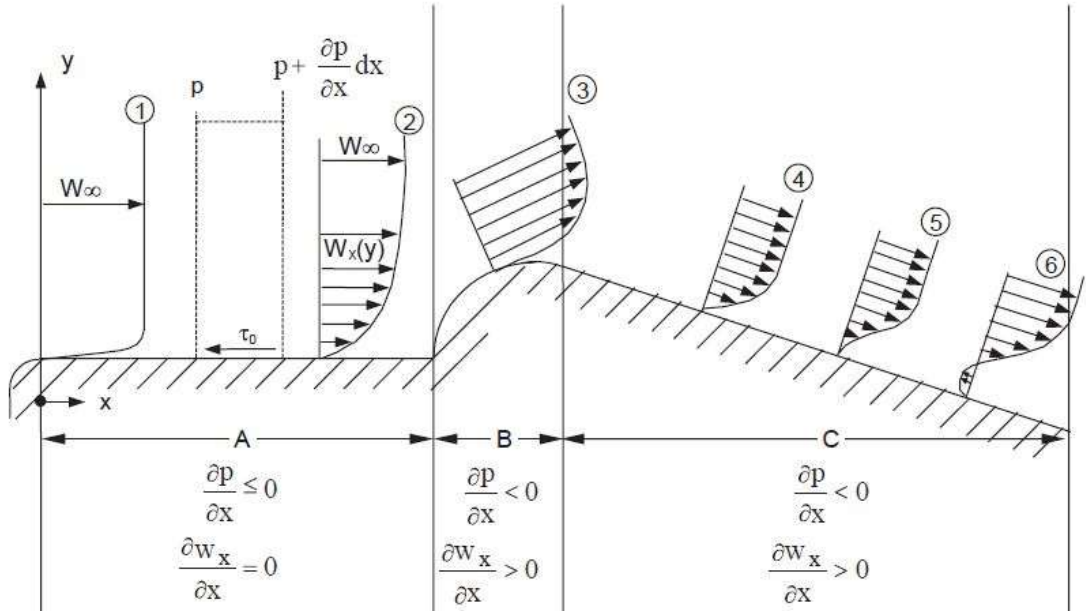
$$p_1 + \frac{\rho}{2} w_1^2 - \frac{\rho}{2} u_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} w_2^2 - \frac{\rho}{2} u_2^2 + \Delta p_v \quad 3.19$$

Bu değerlendirme, sıkıştırılamaz bir akışla, enerjinin korunmasının her zaman momentumun korunumu ile eş zamanlı olarak karşılandığını göstermektedir.

3.1.6. Sınır Tabakası, Sınır Tabaka Kontrolü

Akışkanlar sürecinin tekniksel kısmında, akış işlemi sabit duvarlara (örneğin boru hattı veya kanallar) veya devingen yapılara (örneğin hava levhası veya türbin çarkı) bağlı olacak şekilde gerçekleşir. Duvar etrafındaki akışkanlar, akış alanının sadece bir miktarını içerse de akışkanlar sayesinde kayıplar ve bileşenin içindeki veya etrafındaki hız dağılımlarının büyük kısmı hesaplanabilir. Klasik akışkanlar dinamiğinde, akım alanı “yapışkan olmayan” ve bu sayede sürtünmeyi ortadan kaldıran bir ana akım ve rijit duvarların etrafındaki akışı sınırlayan bir sınır tabakası akımından oluşur. Bu ilkeye göre rölatif hız duvarda sıfırdır (“kaymaz halde”) ve statik basınçtan kaynaklanan hiçbir gradyan sınır tabakasındaki duvarda dik bir açıyla meydana gelmez ($\partial p/\partial y=0$). Bunun sonucu olarak ana akış sınır tabakasına basınç uygular ve dikkate alınan akış bölgesindeki basınç dağılımını belirler. Bütün akım hatları akış yönünde aynı basınç gradyanına sahiptir fakat kinetik enerji miktarı farklılık gösterebilir.

Kaymaz özellikle, sabit duvarda tutulan sıvının (örneğin bir boru veya difüzör) mutlak hızı sıfırken döner çarkın duvardaki sıvıya mutlak hızı da sıfırdır. Buna göre, bir çark duvarlara denk gelen kısmına veya kanatlarına yapışan bir akışkan parçacığı mutlak hız ile hareket eder ($c_u = u = \omega \times r$).



Şekil 3.3. Pozitif ve negatif basınç gradyanlarıyla sınır tabakaları

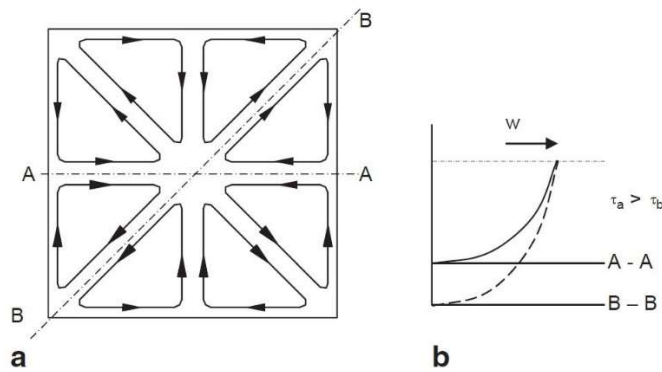
Moleküler difüzyonun haricinde, katmanlı akışta münferit aerodinamik hatlar arasında bir değişim meydana gelmez. Buna karşın, devinimler akıma dik gelecek şekilde karıştırıldığı takdirde, sonlu değer girdaplar sayesinde yanal taşımayı sağlayan türbülanslı akış meydana gelir. Türbülanslı akıştan kaynaklanan momentum değişimi, türbülanslı sınır tabakasının kalınlığının büyük bir kısmını ve kanal kesitinin üzerindeki hız dağılımını belirler. Bu sayede duvar etrafındaki akış tabakaları artırılmış türbülans sayesinde enerjiyle beslenmiş olur ve bu sayede sınır tabakasının kalınlığı azalırken, hız profili daha dolu hale gelir.

Geliştirilmiş bir türbülanslı akışa sahip R yarıçaplı bir borudaki hız dağılımı aşağıda yaklaşık olarak formüle edilmiştir:

$$\frac{w}{w_{\max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^x \text{ ve } \frac{w_{\max}}{w_m} = \frac{(y+1)(2y+1)}{2y^2} \quad 3.20$$

Denklem 3.16'daki denklemde $x = \lambda R^{0.5}$ ve $y = \lambda R - 0.5$ şeklindedir. Bu formülde, reynold sayısı ve pürüzlülük de dikkate alınır çünkü sürtünme katsayısı λR bu iki metraja bağlıdır. Duvarın pürüzlülüğü sınır katmanındaki hızı azaltır, sonucunda ise hidrolik kayıplar artar.

Şekil 3.3'de, bir kanaldaki iki boyutlu sınır tabakasının oluşumu şemayla gösterilmiştir. Kanalın A bölgesinde sabit bir kesite sahip olduğunu varsayalım, buna göre $w = \text{sabit}$ ve $\partial w_x / \partial x = 0$. Giriş kısmında sınır tabaka kalınlığı sıfıra iner ve artan akış yolu uzunluğu ile büyür. Yine giriş kısmında, sınır tabakası laminardır. Ana akışın türbülans olması şartıyla, laminar alt tabakada kalırken, sınır tabakası da akış yolunun belirli bir uzunluğundan sonra türbülans haline gelir.



Şekil 3.4. Kare kesitli kanalda ikincil akışlar

Kanal kesiti dairesel değilse, hız dağılımı döner-simetrik olamaz. Denklem 3.16'daki örneğe benzer bir şekilde, bir kare kanalın A-A ve B-B (köşegen) kesitlerinde birbirinden farklı hız profilleri oluşması beklenir (Şekil 3.4). Sonuç olarak perde duvar, kanal çevresinin üzerindeki değişime baskı uygular. Perde duvarlar B-B köşegeninde en düşük, A-A kesitinde ise en büyük değerdedir. Statik basınç (düz kanallardaki akış ile) kesit üzerinde sabit olduğundan, denklem:

$$\Delta p = \tau U \Delta L = \rho c_f \frac{w^2}{2} U \Delta L \quad (U = \text{ıslatılmış çevre}) \quad 3.21$$

Akışkanın düşük kayma gerilimine sahip bölgelerden yüksek kayma gerilimli bölgelere, kanal eksenini dengeleyici akışlar yoluyla taşındığında sağlanabilir. Bu gibi ikincil akışlar, örneğin üçgen veya kare kanallarda (Şekil 3.4) aynı şekilde çarklarda veya difüzör kanallarında da meydana gelir. Girdaplar (köşe girdapları) kanalın köşelerinde, bıçaklar ve kanat arasında veya sütun ile taban plakası arasında meydana gelir. Girdapların etkileri, abrasif parçacıkların aşındırmaya neden olan akışla taşındığında gözlemlenebilir.

Köşe girdapları kaviteasyonda da meydana gelebilir, çünkü girdap çekirdeğindeki basınç ana akıştaki basınca eşdeğer bir şekilde düşer. İkincil akışın hız bileşenleri orta kanaldaki hızın yaklaşık %1-2'si kadardır, [11]. Köşeler yuvarlandığında kayıplar azaltılabilir.

Akış direncinin ve gecikmelerin azaltılmasını için bir dizi sınır tabaka kontrolü metodu vardır:

- Difüzörlerde veya hava folyolarındaki ayrılma noktası, sınır tabaka çıkarımı ile aşağı yönde kaydırılabilir.
- Akışkan enjekte edilerek, sınır katmanına enerji sağlanabilir veya katman ayrıştırılabilir.
- Sınır tabakası çitleri, büyük girdapların gelişmesini önlemek veya sınır tabaka akışını ana akışla aynı sapmaya maruz bırakmak için sınır tabakasındaki akış yönünü değiştirmek üzere tasarlanabilir.
- Çok ince, uzunlamasına oluklar vasıtasıyla, sınır tabakasındaki girdap yapısına, akış direnci birkaç derece azaltılacak şekilde müdahale etmek mümkündür.

- Sürtünme azaltıcı maddeler ilave edildiğinde, sınır tabakasının kalınlığı benzer bir şekilde azalır.
- Turbulans veya girdap jeneratörleri, momentum değişimi yoluyla duvar çevresindeki sıvıya enerji sağlamak için kullanılabilir. Bu şekilde sınır tabaka kalınlığı, dolayısıyla kayıplar ve ayırma eğilimi azaltılabilir.

Pompalar sayesinde yavaşlatılmış akıştaki sınır tabakaları çoğunlukla üç boyutludur, ayrıca çarklar merkezkaç ve Coriolis kuvvetlerine maruz kalırlar. Bu şekildeki karmaşık durumlar analitik hesaplarla giderilemez. Ayrıca, sınır tabakası kalınlığının tahmini hesabı yapılırken, daha faydalı olması için basınç gradyanı olmayan düz bir plaka üzerindeki koşullar hesaplanabilir. Bu durumda, Denklem 3.22'de gördüğümüz gibi yer değiştirme kalınlığı δ^* kullanılabilir.

$$\delta^* \equiv \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{w_x}{w_{\infty}}\right) dy \quad 3.22$$

Entegrasyon, bölgesel hızdaki çekirdek akışının ortalama hızı % 99'a ulaştığında tanımlanan sınır tabaka kalınlığıyla (δ) gerçekleştirilir. Düz bir hidrolik plaka üzerindeki laminar veya türbülanslı akış sayesinde, sınır tabaka kalınlığı aşağıdaki denklemde olduğu gibi elde edilir:

$$a: \delta_{lam}^* = \frac{1.72x}{\sqrt{Re_x}} , b: \delta_{turb}^* = \frac{0.0174x}{Re_x^{0.139}} \quad \text{ve} \quad c: Re_x = \frac{w_x x}{\nu} \quad 3.23$$

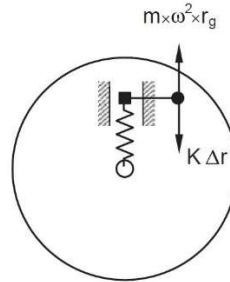
Burada x , plakanın veya bileşenin ön cephesinde hesaplanan akış yolunun uzunluğudur. Yukarı yöndeki akışın türbülansına ve plakanın pürüzlülüğüne bağlı olarak, bir laminardan türbülanslı bir sınır tabakasına geçiş $2 \times 10^4 < Re_x < 2 \times 10^6$ aralığındadır. Bu denklemler, sınır tabakası kalınlığının akış yolunun uzunluğu ve $x=0$ olmak üzere akışkanın viskozitesi ile ön cephede arttığını göstermektedir. Yukarıdaki formüller, sınır tabakası kalınlığının kanalın hidrolik çapının yarısından daha az olması koşuluyla bir kanalın veya diğer bileşenlerin giriş hesaplaması için de kullanılabilir, böylece karşılıklı duvarların sınır tabakaları birbiri üzerinde fark edilebilir bir etki yaratmaz. Örneğin, $b_2 = 20$ mm çıkış genişliğine sahip bir çark ve bir $w = 24$ m / s bağıntılı hızda soğuk su veren bir $L = x = 250$ mm uzunlukta bir kanat düşünün. Denklem 3.23-b ve c denklemleri sayesinde çarkın çıkışını buluyoruz: $Re_x = 2 \times 10^6$ ve $\delta_{turb}^* = 0.5$ mm. δ^* b_2 'den çok daha küçük olduğu için, arka ve ön kılıftaki sınır

tabakalarında yüksek ölçüde bir değişim meydana gelmez. Bu nedenle sınır tabakaları yaklaşık olarak Denklem 3.23(a-c) denklemleriyle paralel olacaktır. Borularda tam anlamıyla akış oluşturmak için gerekli olan giriş uzunluğu L_e , Denklem 3.24(d) örneğindeki gibi belirlenir (Laminer akışta L_e , türbülans akışından daha uzundur.)[14]:

$$d: \frac{L_e}{D_h} = 14.2 \log Re - 46 \quad Re > 10^4 \quad \text{tanımlıdır} \quad Re = \frac{cD_h}{v} \quad 3.24$$

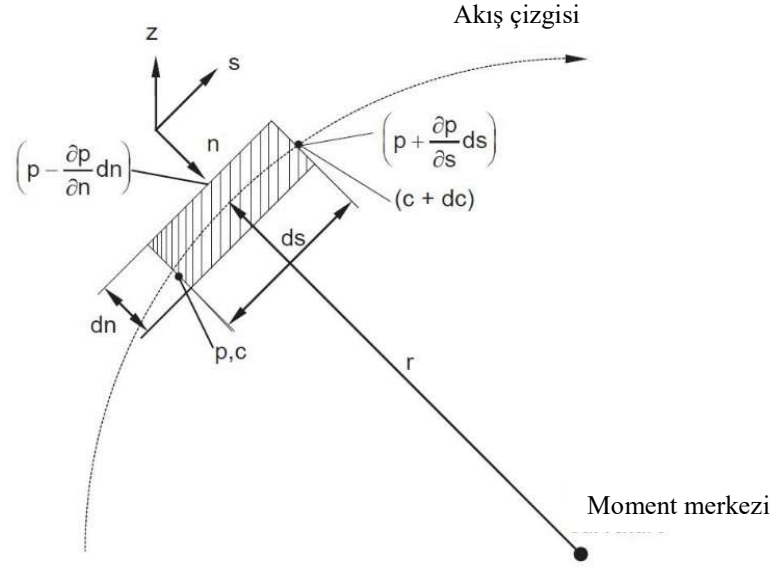
3.1.7. Kuvvetler Dengesi

Newton'un hareket kanununa göre bir cisim, dış etkenlere maruz kalmadığı sürece, bir doğru boyunca, değişmeden (veya hareketsiz bir şekilde) kalır. Bir cismi veya akışkan parçacığı kavisli bir yol üzerinde hareket ettirmek için, sonuç olarak o cisim üzerinde bir kuvvet uygulanmalıdır. Bu savı görselleştirmek için, dönen bir disk üzerinde m nokta kütesini düşünün; kütle bir yay tarafından tutulur ve bir radyal kılavuzda hareket edebilir (Şekil 3.5). Disk ω açısal hızıyla döndüğünde, yay gerilir, böylece yay kuvvetinin $K \times \Delta r$ merkezkaç kuvveti $m \times \omega^2 \times r_g$ 'ye eşit olan bir r_g yarıçapı elde edilir. Dairesel bir yol boyunca hareket etmek için kütleli zorlayan yay kuvveti radyal olarak içe doğru yönlendirilir; buna santripetal kuvvet denir. Yay kuvveti, merkezkaç kuvveti olarak adlandırılan kütle kuvveti $m \times \omega^2 \times r_g$ ile karşı karşıyadır. (Bu bağlantı, bir şeridin sonundaki cismi elle döndürdüğümüzde kolayca görülebilir.)



Şekil 3.5. Eğrisel güzergâhta noktasal kütleli hareketi

Şimdi bir akışkan parçacığın kavisli ve 3 boyutlu bir düzende genel hareketini inceleyelim: herhangi bir noktada ve herhangi bir zamanda, yerel hız vektörü yönünde bir ds yörünge elemanı Şekil 3.6'a göre bir düzlemde, r anlık yarıçapı ve ds yörünge elemanı boyunca yayılacak şekilde ölçmek mümkündür. Bir dm kütleli akışkan elemanı, akış yönünde ve akış hattına dik gelecek şekilde kuvvete maruz bırakılır. Newton'un $F = m \times dc / dt$ yasası, bu kuvvetlerin hesaplanması için temel alınır.



Şekil 3.6. Bir akışkan elemente etki eden kuvvetlerin dengesi

Önce hareket yönündeki kuvvetleri ele alalım. C hızı (t, s) zamanın ve boşluğun bir fonksiyonu olduğu için, hızdaki değişim şöyledir:

$$dc = \frac{\partial c}{\partial t} dt + \frac{\partial c}{\partial s} ds \quad 3.25$$

$ds/dt = c$ olarak göz önüne alındığında, hızlanma şöyle olur:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial c}{\partial s} \frac{\partial s}{\partial t} = \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial s} \quad 3.26$$

Akışkan elemanı, Şekil 3.6'a ve dm yer çekimli $g \times \partial z / \partial s$ 'e göre basınç kuvvetlerine maruz kalmaktadır; Denklem 3.26'e göre:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial s} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{\partial z}{\partial s} = 0 \quad 3.27$$

Denklem 3.27, Bernoulli'nin Denklemi 3.9 ile birleştiğinde zaman kaybı ortadan kalkar. Yukarıdaki işleme benzer şekilde, aerodinamiği $c_n(s, t)$ şeklinde yazabiliriz:

$$\frac{dc_n}{\partial t} = \frac{\partial c_n}{\partial t} + \frac{\partial c_n}{\partial s} \frac{ds}{dt} \quad 3.28$$

$ds/dt = c$ ve $\partial c_n / \partial s = c$ ile akış çizgisine normal hızlanma olur:

$$\frac{dc_n}{dt} = \frac{\partial c_n}{\partial t} + \frac{c^2}{r} \quad 3.29$$

Son olarak, akış çizgilerine dik olan kuvvetlerin dengesi:

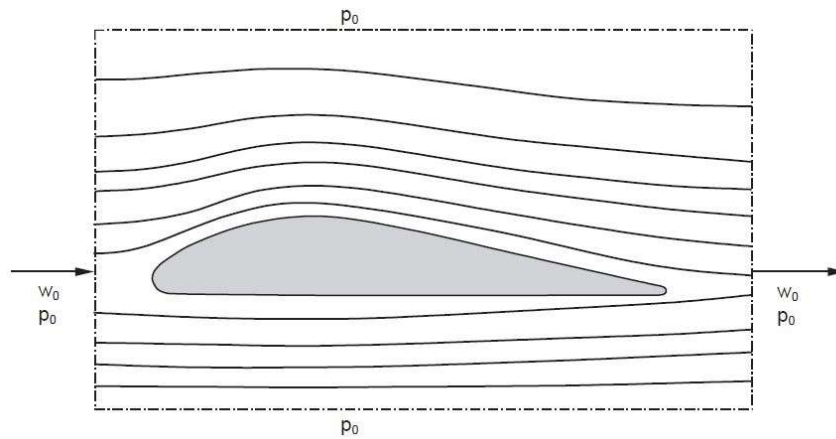
$$\frac{\partial c_n}{\partial t} + \frac{c^2}{r} + g \frac{\partial z}{\partial n} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad 3.30$$

Yerçekimini göz ardı edildiğinde, ($dn = -dr$ ile) sabit akış elde ederiz:

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c^2}{r} \quad 3.31$$

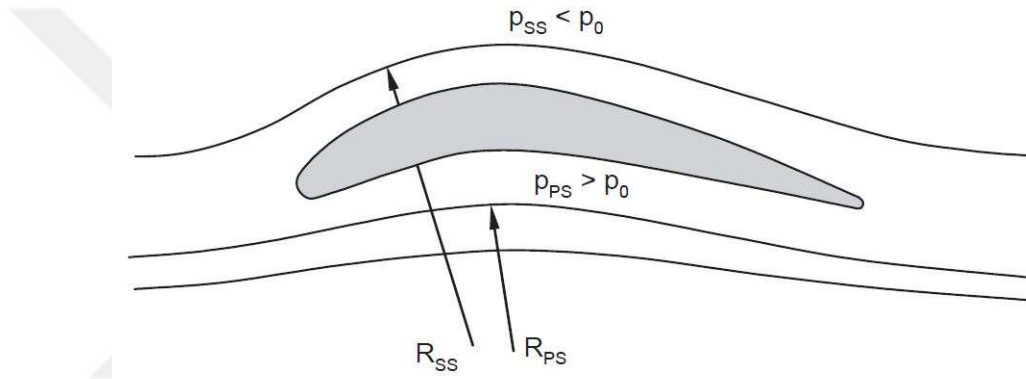
Kayıptan etkilenen akışlara koşulsuz uygulanan bu denklemler, kavisli bir yol üzerindeki akışın her zaman akış yönüne dik olan basınç gradyanlarına bağlı olduğunu göstermektedir; basınç, dışarıdan içeriye doğru, aerodinamik eğrisinin anlık merkezine doğru azalır. Bu basınç farkı, ilk olarak kavisli bir yolda akış yapan merkezci kuvveti sağlar, denge sırasında akışkan eleman üzerinde etkili olan cisim kuvvetini (merkezkaç kuvvetini) tutar. Bunun aksine, enine basınç gradyanlarının düz bir akışta eşit derecede bulunamayacağına dair bir gerçek vardır. Sonuç olarak, paralel akıştaki düz plaka bir direnç (veya “sürtünme”) yaratır, fakat akış yönüne dik olan herhangi bir kuvvete maruz kalmaz.

Genel olarak, bir cismin etrafındaki akış, akış yönüne dik bir kuvvet yaratır, buna hidrodinamik kaldırma veya akışa ters yönde bir sürüklenme denir. Kaldırma, sadece akış yönüne dik olarak basınç gradyanları mevcut olduğunda üretilebilir. Yukarıda belirtildiği gibi, bu sadece cismin etrafındaki akışın kavisli hareket etmesi durumunda geçerlidir. Kavisli akış hatlarından kaynaklanan aerodinamik kaldırma, bir cismin etrafındaki akış asimetric olduğunda ortaya çıkar. Bunun sebebi, cismin akışa karşı kavisli veya asimetric bir şekle sahip olmasıdır.



Şekil 3.7. Bir uçak kanadı etrafındaki akış

Bir kontrol hacminde, Şekil 3.7'a göre uçak kanadını düşünün, bu, aynı atmosfer basıncının (p_0) tüm sınırların üzerinde seyretmesi için yeterince büyüktür. Bu durumu çizime dökülebilmek için hava levhasının alt kısmının esasen düz ve yaklaşan w_0 akışına paralel olduğunu varsayın, bu sırada kanatın üst kısmı kavislenecektir. Hava levhasının altında dağılmamış bir paralel akış olacaktır. Kanadın üzerindeki akış, yer değiştirme etkisine bağlı olarak hızlanır, bu da statik basıncın Denklem 3.9'a göre p_0 'dan p 'ye düşmesine neden olur. P ve p_0 arasındaki fark sadece akış çizgileri yeterince kavisli olduğunda korunabilir. Bu, olası basınç farklılıklarının Denklem 3.30 ve ilave bir sürtünme terimiyle Denklem 3.27'deki gibi ayarlandığı anlamına gelir.



Şekil 3.8. Kavisli bir uçak kanadı etrafındaki akış

Şekil 3.8'deki bombeli uçak kanadı, alt kanat yüzeyinde $p_{PS} > p_0$, üst yüzeyde $p_{SS} < p_0$ şeklinde bir basınç dağılımı bulunur. Tabii ki, bunlar, Şekil 3.7 veya Şekil 3.8 'de gösterilen hava levhalarının kendilerine özgü şekilleri ile sınırlı değildir, ancak genel olarak eğimli plakalara ve olası tüm kanat, bıçak veya yapı şekillerine uygulanır: akış hatlarının eğriliği, ana akıma dik ve hidrodinamik kaldırma üreten basınç gradyanları oluşturur. Bu nedenle, Denklem 3.30, uçak kanadı modeli veya turbo makine kanatları üzerindeki kaldırma kuvvetlerinin kaynağını anlamak için oldukça önemlidir. Hidrodinamik kaldırma, çoğunlukla, viskoz olmayan akışının kabul edildiği Kutta-Joukowski yasasına göre paralel akış üzerine bindirilmiş bir sirkülasyon olarak tanımlanır. Bu yaklaşım matematiksel anlamda bir çözüm olabilir, Ancak, fiziksel anlamda biraz daha güç olacaktır, çünkü dolaşım gerçeklikte ölçülebilen bir şey değildir.

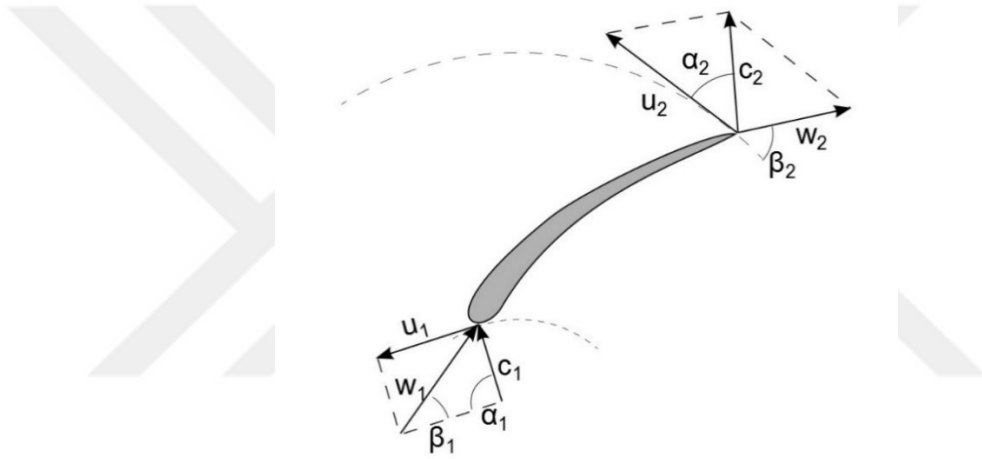
Bir turbo makineli çarkta mutlak akış yönü, dönen bıçakların etrafındaki akışın kinematiği tarafından belirlenen kavisli yollar boyunca gerçekleşir. Aynı durum yakın

aralıklara sahip radyal kanatlı bir çark için bile geçerlidir ve çarktaki basınç dağılımında Denklem 3.30 temel alınır. Bu durum ayrıca, çarktaki basıncın neden içeriden dışarıya doğru arttığını, bir pompadaki akışkanın neden aşağıdan daha yüksek basınca doğru aktığını ve çarktaki mutlak akış hızlanmasına rağmen basıncın neden arttığını açıklar.

3.2. Pompa Teorisi

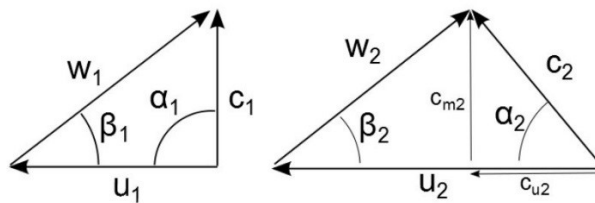
3.2.1. Hız Üçgenleri

Turbo makinelerde, akışkanın hareketinin pervanenin dönme hareketine göre özelleştirilmesi gerekir. Mutlak hız c , gövde veya kullanıcı gibi durağan bir kısma göre hız olarak kabul edilebilir. Bu iki hızın toplamı olarak Denklem 3.2 görülür [15].



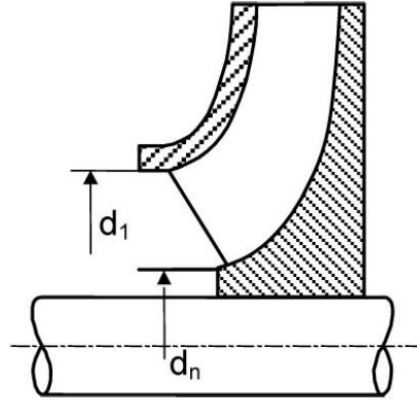
Şekil 3.9. Bir pervane aşamasında hız diyagramı

Çarkın çevresel hızı u ve çarklara göre akışkan hızı w ve bu hızlar çizildiğinde, bir hız paralelogramı veya bir hız üçgeni oluştururlar. Hızlar normalde 1 veya 2 şeklinde tanımlanır, yani 1 çark girişinde, 2 ise çark çıkışındaki hızlara karşılık gelir. 3 ve 4 difüzör girişine ve çıkışına karşılık gelirken, 5 ve 6 çok kademeli pompaların dönüş kanallarının girişine ve çıkışına karşılık gelir. Hız paralelogramları Şekil 9'da görülebilir. Şekil 3.10 göreceli ve mutlak hızlar arasındaki ilişkiyi gösteren hız üçgenlerini oluşturmak için bunların nasıl yeniden düzenlenebileceğini göstermektedir.



Şekil 3.10. Hız üçgenleri

Pervanenin girişinde ve çıkışında mutlak ve göreceli hızların açılarını α ve β temsil eder. Bir aksenal girişle uğraşırken, genellikle sıfır girdaplı varsayalım, yani $\alpha_1 = 90^\circ$. Çok kademeli pompalarda bu, önceki aşamada oluşan akıştaki bozulmalar nedeniyle elde edilememektedir. Teoriye göre, çıkıştaki açı 2, pervanenin kamber açısına hizalanır [16]. Gerçekte, bu açı kayma ve bıçak tıkanıklığı nedeniyle sapmaktadır.



Şekil 3.11. Giriş ölçüleri

Çevresel hız u , pervanenin dönüş hızını n bilerek, aşağıdaki ilişki ile kolayca hesaplanabilir:

$$u = \pi d \frac{n}{60} \quad 3.32$$

Mutlak hız c , alt indeksler m ve u ile meridyen ve periferik komponentlere ayrılabilir [17]. Giriş hız üçgeninde $c_{u1}=0$ kabul edilir (girdapsız giriş) bu yüzden de $c_{m1} = c_1$ 'dir. Kütlenin korunumu göz önüne alındığında, c_{m1} ve c_{m2} arasındaki ilişki bulunabilir.

$$c_{m2} = \frac{Q_{La}}{A_2} = c_{m1} \frac{A_1}{A_2} \quad 3.33$$

Denklem 3.33'de, Q_{La} pervaneden geçen hacim akışı, A_1 , girişteki alan ve A_2 , pervanenin çıkış alanıdır. Alanlar, Şekil 3.11. Giriş ölçüleri Şekil 3.11'de görüldüğü gibi merkez çapı olan d_2 , Denklem 3.34 ve 3.35'den hesaplanır; d_1 , çark gözü çapı, d_2 , çıkıştaki çap ve b_2 , çıkışın yüksekliğidir.

$$\text{Giriş alanı: } A_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_n^2) \quad 3.34$$

$$\text{Çıkış alanı: } A_2 = \pi d_2 b_2 \quad 3.35$$

Kayma nedeniyle c_{u2} 'nin hesaplanması değiştirir ve bu konu Bölüm 3.2.4 alt bölümünde ele alınacaktır. Hız üçgenleri ile ilgili bu temel bilgi aşağıdaki bölümlerde kullanılacak ve bunlar, pompanın çarkı tasarlanırken önemli parametrelerdir.

3.2.2. Özgül Hız

Pompaları farklı kategorilere ayırmak için, özgül hız Cameraer tarafından 1914'de tanıtıldı ve daha sonra ise 1948'de Stepanoff tarafından geliştirildi [17]. Denklem 3.36 ile özgül hız hesaplanırken, H, manometrik basma yüksekliğidir. En çok tercih edilen seçenek, pompanın, BEP olarak da bilinen en iyi verimlilik noktasında değerlendirildiğini gösterir. Hızın hesaplanmasıyla hangi pompanın farklı uygulamalar için uygun olacağını sınıflandırmak mümkündür ve farklı çalışma koşullarında pompaları karşılaştırmak da mümkündür. Özgül hız n_q , boyutsuz değildir, fakat reynolds sayısıyla aynı şekilde sınıflandırmalar için kullanılan bir sayıdır [17].

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{La,opt}}}{H_{opt}^{0.75}} \quad 3.36$$

3.2.3. Euler Denklemi ve Teorik Basma Yüksekliği

Newton'un 2. yasaını ve momentum yasaını birleştirerek Euler denklemi, pompanın teorik basma yüksekliğini hesaplamak için elde edilebilir [18].

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad 3.37$$

Eksenel bir giriş c_{u1} 'li bir pompada önemsizdir ve Euler denklemi:

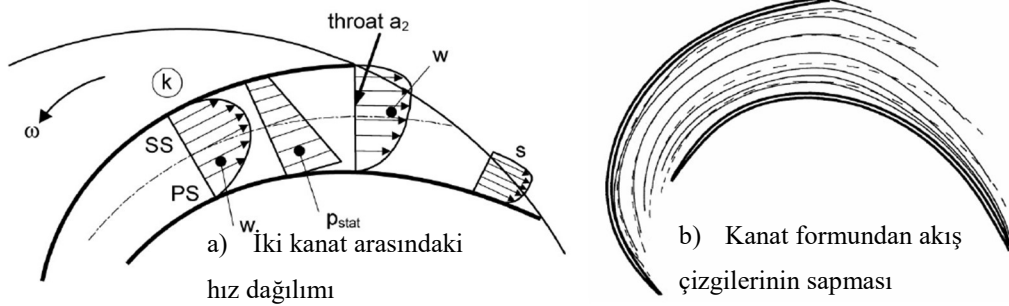
$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{u2}}{g} \quad 3.38$$

Bu teorik başlığı elde etmek için, son derece ince bıçakların az miktarda olduğunu varsayıyoruz. Bıçak sayısının azaltılması, pompadaki sürtünme alanını azaltır, aynı zamanda bıçakların emme tarafı ile basınç tarafı arasındaki basınç farklarını da arttırır. Bu fark arttıka, kayma adı verilen bıçağın arka kenarı üzerinde doğru bir akış deseni oluşur. Bu, sonraki bölümde daha ayrıntılı olarak tartışılacaktır.

3.2.4. Kayma Faktörü

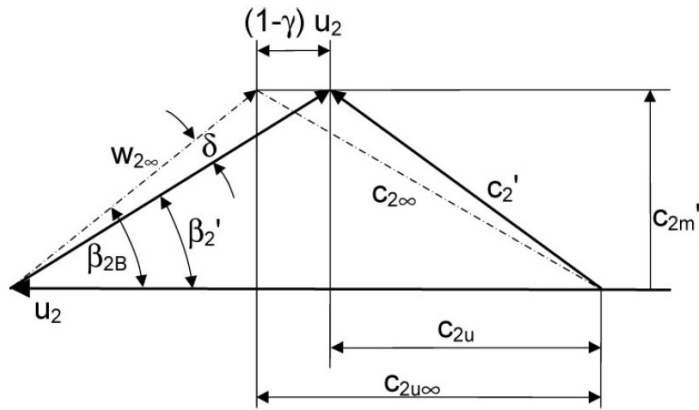
Bıçakların arka kenarında neler olduğunu tam olarak anlamak için çarkın içinde neler olduğunu biraz bilmek gerekir. Çark, sabit bir harekette kavisli bir kanaldır ve bıçakların akışkan üzerinde artan bir hız ve basınç yaratması için harekete geçer.

Bu, basıncın bıçakların emme tarafından daha yüksek olacağı gerçeğine yol açar. Basınç dağılımı hızlarla bağlantılı olduğundan, bu iki yüzeydeki akışkanın hızında bir fark olmalıdır. Bu nedenle akış bıçağı tam olarak takip edemez ve bıçağın şeklinden sapar [16].



Şekil 3.12. Kanatlar arasındaki akış [16]

Akış, arka kenarı geçtiğinde, basınç farkı derhal kaybolur ve çıkış koşullarını karşılamak için akış çizgileri arka kenara doğru eğilir. Şekil 3.12'de, kanat şeklindeki sapmanın çoğu çark yuvasındaki a_2 boğazından sonraki üçgen kesitte gerçekleştiği görülmektedir [16]. Toplamda bu, kanadın arka kenar açısı ile kayma adı verilen akış arasında bir sapmaya yol açar. Kayma, pompalar tasarlanırken önemli bir tasarım parametresidir. Manometrik basma yüksekliği ve akış özellikleri hesaplanırken önemli bir etkiye sahiptir. Kayma iyi bilinen bir olgu olmasına rağmen, sürecin kesin hesaplamaları ancak test edilerek yapılabilir [16]. Şekil 3.13'te, çıkış açısı β_2 üzerindeki kaymanın etkisi görülmektedir. Şekil 3.13'de δ kaymanın etkisi ile oluşan kayma açısıdır ve β_2 ile kanat açısı ile toplandığı zaman gerçek çıkış açısı β_{2B} bulunur. Bu farktan doğan mutlak hız c_{u2} 'nin değiştirilmiş çevresel bileşeni de görülebilir.



Şekil 3.13. Kaymanın etki ettiği çıkış hız üçgeni [18]

Bununla birlikte, merkezkaç pompaları tasarlarken kaymayı dikkate almak önemlidir ve aşağıdaki yaklaşımlar tasarım operasyonlarında iyi yaklaşımlar sağlar.

3.2.4.1. Teorik Kayma Hesabı

Şekil 3.13, kayma katsayısını ortaya koymaktadır. Kayma katsayısı Gulich ve Tuzson tarafından tanımlanmıştır [16,19].

$$c_{u2\infty} - c_{u2} = (1 - \gamma)u_2 \quad 3.39$$

Denklem 3.39'de, $c_{u2\infty}$ sonlu sayıda bıçakla mutlak hızın çevre bileşenini temsil eder. c_{u2} , kaymayı hesaba katarak, gerçek hızın çevresel bileşenidir.

Kayma katsayıları için mevcut en doğru değerler 1928'de Busemann tarafından hesaplanmıştır ve daha sonra Wiesner tarafından 1967'de gözden geçirilip düzeltilmiştir [19]. Wiesner kayma katsayısının hesaplanması için aşağıdaki ifadeyi yaklaşık %4 standart sapma ile türetmiştir [16]:

$$\gamma = f_1 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{z_{La}^{0.70}} \right) \quad 3.40$$

Denklem 3.40'da, çıkıştaki kanat açısı β_{2B} ve çark bıçakları sayısı z_{La} 'tır. Bu f_1 faktörü, radyal çarklar için 0,98 olarak belirlenmiştir. Eğer $\gamma_1 = 1$ olursa kayma yoktur. Bu denklem, aşağıdaki ifade ile verilen ortalama çap oranları için geçerlidir [20]:

$$\varepsilon_{lim} = \exp \left(- \frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{z_{La}} \right) \quad 3.41$$

Ortalama akış çizgisi, çıkıştaki geometrik ortalama çapla biten akış çizgisine karşılık gelir. Bu $d_{1m}/d_{2m} > \varepsilon_{lim}$ değerleri için, Denklem 3.40'ın sağ tarafı, Denklem 3.42 ile hesaplanan faktör k_w ile çarpılabilir [17]:

$$k_w = 1 - \left(\frac{\frac{d_{1m}}{d_{2m}} - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^3 \quad 3.42$$

3.2.4.2. Pfeiderer Düzeltmesi

Stepanoff, Lazarkiewicz ve Troskolanski tarafından sunulan bir başka yaklaşım, teorik manometrik basma yüksekliğini hesaplamak için Pfeiderer'in düzeltme faktörü C_p 'yi kullanmaktır. Bu ilişki pompaların çarkları için şu şekilde belirtilmiştir:

$$H_{th} = \frac{1}{1 + C_p} H_{th\infty} \quad 3.43$$

Düzeltilme faktörü Pfeleiderer tarafından yarı deneye dayalı formülle tanımlanır [21].

$$C_p = 2 \frac{\psi}{z_{La}} \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{r_{1m}}{r_{2m}}\right)^2\right)} \quad 3.44$$

Burada z_{La} çark kanatlarının sayısıdır, r_{1m} ve r_{2m} sırasıyla çarkın giriş ve çıkışındaki ortalama yarıçaplardır, buna karşın aşağıdaki formülden ψ hesaplanabilir:

$$\psi = f(1 + \sin \beta_{2B}) \left(\frac{r_{1m}}{r_{2m}}\right) \quad 3.45$$

Burada f 1.0 ve 1.2 arasında seçilir. Pfeleiderer düzeltmesi, kayma nedeniyle azaltılmış manometrik basma yüksekliği hesaplanması için basit bir yol sağlar, ancak bu iki yöntem biraz daha belirgin sonuçlar verir.

3.2.5. Çark Çıkış Hızları

Pervaneden çıkış hızlarını doğru bir şekilde hesaplamak için, mümkün olduğunca akış hakkında kapsamlı bilgi edinmek önemlidir. Bu, kayma, bıçak profili, arka kenar profili, akış, kafa, dönme hızı ve benzeri gibi ana parametreleri içerir. Çıkıştaki hız üçgenini hesaplamak için, önceki bilgi geometriyle birlikte kullanılır. Mutlak hız c_{m2} 'nin meridyen bileşeni Denklem 3.33 ile hesaplanırken çevre bileşeni c_{u2} Şekil 3.13'deki geometride bulunabilir:

$$c_{u2} = \gamma_{u2} - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_{2B}} \quad 3.46$$

Bu değerler, ortalama akış hattındaki hızları temsil eder. Ayrıca, detaylı tasarımda önerilen iç ve dış akış çizgilerinde hesaplanabilirler.

3.2.6. Difüzör Giriş Hızları

Pervanenin çıkışında akışkanın açısal momentumu $\rho Q c_{u2} r_2$ 'dir. Çark ile difüzör arasında sıvı herhangi bir dış kuvvetten etkilenmez ve Newton'un atalet yasasından sonra açısal momentum korunmalıdır. Hem yoğunluk hem de hacim akışı sabit olduğu için akışkanın hareketinin aşağıdaki ifadeyle açıklanabileceğini söyleyebiliriz:

$$c_u \times r = c_{u2} \times r_2 = \text{sabit} \quad 3.47$$

Difüzör girişinden önceki yaklaşım açısını hesaplamak için Denklem 3.47 şu şekilde yeniden yazılabilir:

$$c_{u3} = c_{u2} \frac{d_2}{d_3} \quad 3.48$$

Denklem 3.49 ile birlikte,

$$c_{m3} = \frac{Q}{\pi d_3 b_3} \quad 3.49$$

Akışın yaklaşma açısını hesaplamak için Denklem 3.50 kullanılabilir:

$$\tan \alpha_3 = \frac{c_{m3}}{c_{u3}} = \frac{Q}{\pi b_3 d_2 c_{u2}} \quad 3.50$$

Denklem 3.50'den difüzör girişindeki akışın yaklaşma açısının d_3 difüzör girişinin çapına bağlı olmadığı, ancak çarkın çıkışındaki parametrelerin önemli bir etkisi olduğu görülebilir.

Kanat durdurma faktörü ile c_{m3} 'ü çarpmak suretiyle, difüzör girişinden hemen sonraki hız ve akış açısı hesaplanabilir [16].

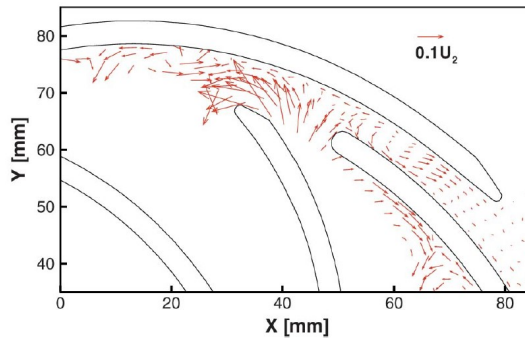
$$c_{m3}' = \frac{Q \tau_3}{\pi d_3 b_3} \quad 3.51$$

$$\tan \alpha_3 = \frac{c_{m3}'}{c_{u3}} = \frac{Q \tau_3}{\pi b_3 d_2 c_{u2}} \quad 3.52$$

Kanat durdurma faktörü aşağıdaki yöntemlerle hesaplanabilir:

$$\tau_3 = \frac{1}{1 - \frac{z_{Le} e_3}{\pi d_3 \sin \alpha_{3B}}} \quad 3.53$$

Burada, z_{Le} , kullanıcı kanatlarının sayısıdır, e_3 , kullanıcı giriş kanadı kalınlığıdır ve α_{3B} , giriş kullanıcısının girişindeki kanat açısıdır. Difüzör giriş boğazındaki hız, bilinen boğaz boyutlarına sahip bir difüzör için aşağıdaki formülle kolayca hesaplanabilir:



Şekil 3.14. Çarkın arka kenarlarındaki akış değişimleri [22]

$$c_{q3} = \frac{Q}{z_{Le} a_3 b_3} \quad 3.54$$

Burada a_3 ve b_3 sırasıyla boğaz genişliği ve yüksekliğidir.

3.2.7. Pompalarda Verimlilik ve Kayıplar

Dönen makinelerde doğası gereği her zaman kayıplar ortaya çıkar ve bu da kullanılan yararlı gücün pompa miline uygulanan güçten daha düşük olmasına neden olur. Pompalardaki verimlilik ve kayıpların teorik olarak incelendiğinde $\pm\%20 - \pm\%30$ 'luk belirsizliklerle belirgindir [16].

Pompanın basma yüksekliğine etki eden kayıplar temel olarak hidrolik kayıplardır [23]. Buna ek olarak, hacimsel kayıplar, pompanın basma yüksekliğine hacimdeki akışı azaltarak, pompanın elde edilen basma yüksekliğini dolaylı bir yoldan etkiler. Diğer kayıplar ise mekanik sürtünmeler, dönen cisimlerin su ile teması sonucu oluşan sürtünmeler, hidrolik kuvvetlerin oluşturduğu aksel itmenin sürtünme kayıpları ve diğer önemli ve önemsiz kayıplar, pompanın elde kalan basma yüksekliğine etki etmez. Bununla birlikte bu kayıplar, pompayı istenilen çalışma noktası için tahrik mil gücünü ve pompanın genel verimliliğini etkiler.

3.2.8. Hidrolik Kayıplar

Hidrolik verim, pompanın gövdesinde, pompanın çarkında ve pompanın difüzörde meydana gelen hidrolik kayıpların bir sonucudur ve kullanılabilir pompa basma yüksekliği $H = \eta_{th} H_{th}$ [16].

Hidrolik kayıplar, pompanın tüm kısımlarında yüzey sürtünmesi ve vorteks yayılımı ile üretilir, ancak özellikle de akışın ön kenarlar, eğriler veya diğer düzensizlikler nedeniyle bozulduğu durumlarda da hidrolik kayıplar artar. Kayıpların analitik olarak hesaplanması çok zordur çünkü pompalar çoğunlukla döküm olarak üretilir ve dökümün doğası gereği elde edilen sonuç ile teorik arasındaki fark bu kaybı analitik olarak hesaplamamızı neredeyse imkânsız hale getirir. Bu nedenle hidrolik verimliliği tahmin edebilmek için imal edilen pompalar üzerinde istatistiksel çalışmalar yapılarak bu kayıpların verileri istatistiksel olarak kullanılmıştır.

Pompanın karakteristiği elbette çok önemlidir. Bu yüzden de farklı pompalar için hidrolik kayıplar için farklı ilişkiler vardır. Çok kademeli pompalarda, her aşama arasındaki dönüş kanallarında ek kayıplar olacaktır [16]:

$$\eta_{h,opt} = 1 - 0.065 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.23 \left(0.3 - \log \frac{n_q}{23} \right)^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.05} \quad 3.55$$

Bu denklemde $\eta_{h,opt}$ en iyi verim noktasında ulaşılabilen en yüksek verimliliklerdir. Referans debi Q_{ref} , her zaman $Q_{ref} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ göre ayarlanır ve m 'in referans debiye göre hesabı Denklem 3.56 şu şekilde ifade edilmiştir:

$$m = 0.08a \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06} \quad a = \begin{cases} 1 & \text{if } Q \leq 1 \text{ m}^3/\text{s} \\ 0.5 & \text{if } Q > 1 \text{ m}^3/\text{s} \end{cases} \quad 3.56$$

3.2.9. Kaçak Kayıpları

Bir pompadaki volümetrik kayıplar veya kaçak kayıpları, pompanın genel olarak gövdesi ile döner elemanların bulunduğu ortak kısımlar arasında gerçekleşir. Özellikle bu kayıplar pompanın çarkı ile gövdesi arasında bulunan ve aşınma bileziği olarak adlandırılan makine elemanları arasında görülmektedir. Mekanik sürtünmelerden verimlilik etkilenmesin diye bu makine elemanları arasında belirli boşluklar verilir. Pompa deşarjındaki mevcut kapasiteyi, pervaneden geçen hacme göre azaltırlar [23]. Sızıntı kaybının, pompa hakkında ayrıntılı bilgi olmadan yaklaşık olarak tahmin edilmesi zordur daha doğrusu tahminlerde bulunmak zordur.

$$h_L = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad 3.57$$

Burada h_L kaçak kaybı gözlemlenen boşluktaki basınç farklılığı, f sürtünme katsayısı, L kaçak kaybına neden olan boşluğun uzunluğu, d hidrolik yarıçap ve v ise hızı ifade etmektedir [23]. Bu, kaçağın daha yüksek basma yükseklikleri için daha yüksek bir sızıntı akışı sağlayan $\sqrt{h_L}$ ile orantılı olmasına neden olur. Bu, Şekil 15'de görülebilir.

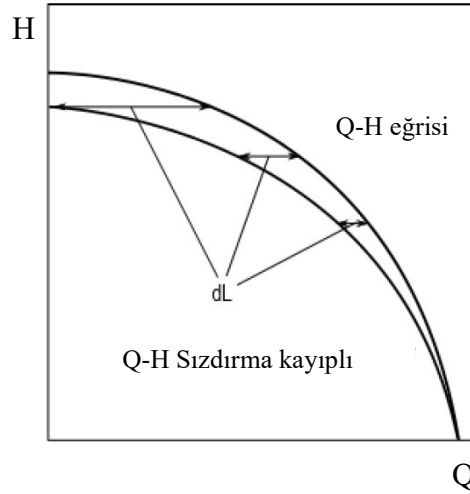
Kaçak kaybı pompanın basma yüksekliğini azaltmayacaktır, ancak çark tarafından iletilen yüksek enerjili akış miktarının bir kısmını tahliye edecektir. Bu da pompanın sola kaymasına neden olacaktır. Bundan dolayı istenilen nokta daha sağda kalacağı için bu noktadaki basınç daha düşük olduğundan burada bir basınç kaybı olmadığı halde basınçtan kaybetmiş olacağız. Çok kademeli bir merkezkaç pompada azaltılmış basma yüksekliğine temel olarak katkıda bulunan hacimsel kayıplar, fan girişindeki gövde ile mil arasındaki Q_{sp} ve fanın dış aşınma bileziği ile gövde arasındaki aksenal baskı dengeleme kayıpları Q_e 'deki dairesel conta kayıplarıdır [16]:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{La}} = \frac{Q}{Q + Q_{sp} + Q_E} \quad 3.58$$

Yukarıda verilen denklemde Q_{La} sızdırma kayıpları olmasa pompanın vereceği debi ve Q ise gerçekte verdiği debidir. Gulich ayrıca Amerikan Petrol Enstitüsü'nün (API) önerilerine göre tasarlanan pompalara dayanarak sızıntı akışına basitleştirilmiş yaklaşımlar sunar.

$$\frac{Q_{sp}}{Q_{opt}} = \frac{Q_E}{Q_{opt}} = \frac{4.1}{n_q^{1.6}} \quad 3.59$$

Şekil 3.15'de gösterildiği gibi, pompa karakteristik eğrisinde görülebileceği gibi basma yüksekliği arttıkça kaçak kaybı da artmaktadır. Yüksek basma yüksekliklerinde, hacim akışının büyük bir kısmı kaçaklardan geçerken, düşük basma yüksekliklerinde kaçaklar ihmal edilebilir [16].



Şekil 3.15.Kaçak kayıplarının Q-H eğrisine etkisi

Bunu hesaba katarak, Denklem 3.59'daki ilişki ve toplam akışın %1-2'si sırasındaki kaçak kayıplarının ortak yaklaşımı sadece en iyi verim noktasında geçerlidir [24,25]. En iyi verim noktası dışındaki kaçak kayıpları $Q_L \propto \sqrt{H}$ arasındaki ilişki ile hesaplanabilir. Bu, kaçak kayıpların, K_v 'nin bilinmeyen tek olduğu aşağıdaki ilişkiyle tahmin edilmesini mümkün kılar:

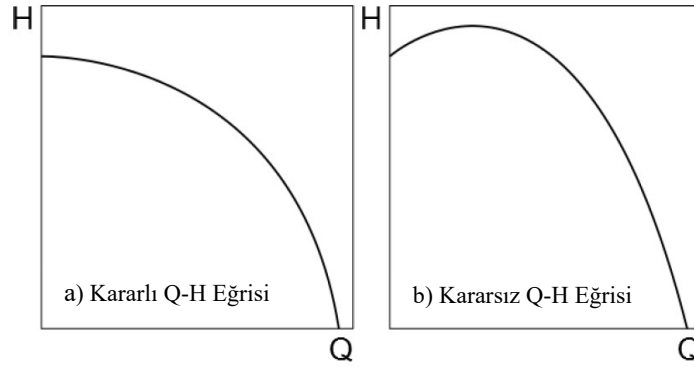
$$Q_L = K_v \sqrt{H} \quad 3.60$$

En iyi verim noktası referans alınarak K_v hesaplanabilir ve pompanın diğer noktaları için sızıntı debisini Q_L hesaplamak mümkün olur.

$$Q_{La} = Q + Q_L \quad 3.61$$

3.2.10. Basma Yüksekliği ve Debi Eğrileri

Bir pompanın karakteristik eğrileri debisi ile verimlilik, güç tüketimi ve basma yüksekliği gibi farklı özellikler arasındaki ilişkiyi açıklar. İkincisi, baş H ve hacim akışı Q dâhil olmak üzere baş-kapasite eğrisi olarak adlandırılır. İkincisi, kaymayı, ön dönüşü, hidrolik kayıpları ve debi kayıplarını hesaba katarak, basma yüksekliği H ve debi Q dâhil, basma yüksekliği-kapasite eğrisi olarak adlandırılır. Eğrinin şekli, pompa davranışı için önemli bir parametredir. Çoğu pompa uygulamasında, kararlı çalışma, sıfır akışta maksimum basma yüksekliği vererek (kaçak kayıpları çok fazla ise bu durum değişebilmektedir.) artan hacim akışıyla sürekli olarak azalan bir Q - H eğrisi gerektirir. Bu, artan basma yüksekliği bölümleri ile bir eğriye karşılık, sabit bir özellik olarak adlandırılır [16]. Kararlı ve kararsız özelliklerin örnekleri Şekil 16'da görülebilir.



Şekil 3.16. Karakteristik eğri örnekleri

Doğru Q - H eğrileri oluşturmak zordur ve farklı yaklaşımlar mevcuttur. Geleneksel yol, Pervaneli Pompalarda Lazarkiewicz ve Troskolanski tarafından iyi tanımlanmış ve basma yüksekliği, akış, kayma ve kayıplar arasında oldukça basit ilişkiler ortaya koymaktadır. Ancak Gulich, kayıpları hesaplamak için daha ileri fiziksel ilişkiler sağlayan bir şekilde daha farklı bir yaklaşım kullanıyor ve Q - H eğrilerinin oluşturulmasını daha karmaşık bir çalışma haline getiriyor. Ayrıca belirli bir pompa için Q - H eğrisine yaklaşmak için kullanılacak deneye dayalı veriler sunuyor.

3.2.11. Basma Yüksekliği Debi Eğrilerinin Oluşturulması

Bir pompanın Q - H eğrilerini oluşturmanın ilk adımı, Euler denklemini indirgenmiş formunda kullanmaktır (Denklemler 3.38). Bu, bir pompanın teorik manometrik basma yüksekliğini, çok sayıda kanatla ve giriş dönüşü veya kaybı olmadan verir. Bu hacim akışı ile ilişkili olabilir, kayma olmaksızın akış için işaretlerle göstermede kullanılır[25]:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{u2\infty}}{g} \quad 3.62$$

Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'den $c_{u2\infty}$ terimi, geometrik ilişkiler kullanılarak yeniden yazılabilir:

$$c_{u2\infty} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_{2B}} \quad 3.63$$

Ayrıca, Bölüm 3.2.1'de, mutlak hızın (c_{m2}) meridyensel bileşeninin hacim akışına orantılı olduğunu da biliyoruz:

$$c_{m2} = \frac{Q_{La}}{A_2} = \frac{Q_{La}}{\pi d_2 b_2} \quad 3.64$$

Denklem 3.62, 3.63 ve 3.64 birleştirmek bize teorik manometrik basma yüksekliği ve hacim akışı arasında kayma olmayan aşağıdaki ilişkiyi verir:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_{La}}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_{2B}} \right) \quad 3.65$$

Debi hariç, bu ilişkideki tüm faktörler belirli bir pompa için sabit olduğundan, K_1 ve K_2 'nin pozitif sabitler ve $\beta_{2B} < 90^\circ$ olduğu durumda $H_{th\infty} = K_1 - K_2 Q_{La}$ olarak yeniden yazılabilir. Görebildiğimiz gibi, teorik kafa Hacim akışının doğrusal olarak bağımlıdır.

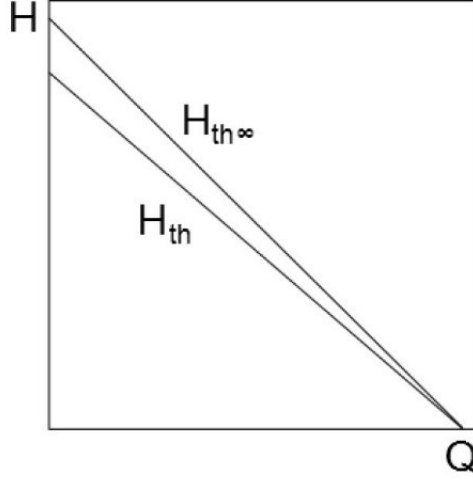
Bir sonraki adım, hesaplamaların içine kaymayı dâhil etmektir ve burada geleneksel yaklaşım ile Gulich'in tarif ettiği yaklaşım arasındaki farklılıklar başlar.

3.2.12. Debi-Basma Yüksekliğinde Geleneksel Yöntem

Bu hesaplara kayma dâhil olmak üzere $H_{th\infty}$ 'den daha düşük bir basma yüksekliği verilir. Pfleiderer, C_p ile düzeltilmiş bir basma yüksekliği H_{th} vererek, Bölüm 3.2.4'te açıklanan bir düzeltme faktörü sunar. Bu düzeltme katsayısının sabit olarak kabul edilmesi ve Denklem 3.65 ile birleştirilmesiyle, kaymayı içeren teorik başlık şöyle ifade edilebilir:

$$H_{th} = \frac{H_{th\infty}}{1 + C_p} = \frac{1}{1 + C_p} \left(\frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_{La}}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_{2B}} \right) \right) \quad 3.66$$

Basitlik için, bu, Şekil 3.17'de görüldüğü gibi, bir basma yüksekliği ve debi eğrisi veren, $H_{th} = \frac{1}{1 + C_p} (K_1 - K_2 Q_{La})$ olarak da yeniden yazılabilir.



Şekil 3.17. Kayma olmadan teorik basma yüksekliği

Kayma dâhil basma yüksekliği eğrileri hesaplandıktan sonra, kayıplar dâhil edilmelidir. İki ana hidrolik kayıp vardır, sürtünme kayıpları ve vorteks dağılımı (şok dâhil) kayıpları. Ek olarak, hacimsel kayıplar, hesaplanan hacim akışını azaltarak Q-H eğrilerini etkileyeceğinden hesaplamalara dâhil edilmelidir [26].

Stepanof [23], Brekke [18] ve Lazarkiewicz ve Troskolanski [21], sürtünme ve girdap kaybı kayıplarının aşağıdaki şekilde ayrı ayrı hesaplandığı hidrolik kayıpların bir hesaplamasını sunarlar.

$$\text{Sürtünme Kayıpları:} \quad h_f = K_f Q_{La}^2 \quad 3.67$$

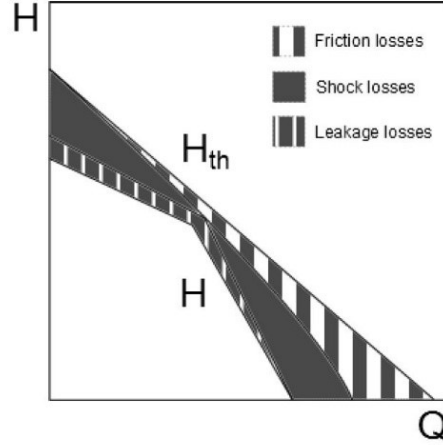
$$\text{Vorteks Yayılım Kayıpları:} \quad h_s = K_s (Q_{La} - Q_{La,opt})^2 \quad 3.68$$

Şimdi şu ilişkimiz var:

$$H = H_{th} - h_s - h_f$$

$$H = \frac{1}{1 + C_p} \left(\frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_{La}}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_{2B}} \right) \right) - K_s (Q_{La} - Q_{La,opt})^2 - K_f Q_{La}^2 \quad 3.69$$

Burada K_f ve K_s , pompadan pompaya farklılık gösteren sabitlerdir ve sadece bir pompa için gerçek Q-H eğrisini çözerek kurulabilirler [17]. Hidrolik kayıplar için doğru tahminler yapmak için birkaç girişimde bulunulmuştur, ancak bunların hiçbiri çok yararlı değildir [21].



Şekil 3.18. Kayıplarla beraber Q-H eğrisi

Belirli bir pompa için yerleşik Q-H eğrisi mevcut değilse, kayıpların bir yaklaştırılmasını sağlamanın bir yolu, girişteki şokun neden olduğu tüm kayıpların tarafından verilebileceğini varsaymaktır [26]:

$$h_s = \left| \frac{u_1 c_{u1}}{g} \right| \quad 3.70$$

Bunu kabul ederek, tek bilinmeyen Denklem 3.67'de K_f olacaktır. Testleri yaptıktan sonra sonuçları analiz etmek ve gerçek pompa için makul bir K_f hesaplamak mümkündür.

Toplamda bu, pompanın son basma yüksekliğini şöyle ifade eder:

$$H = H_{th} - h_s - h_f$$

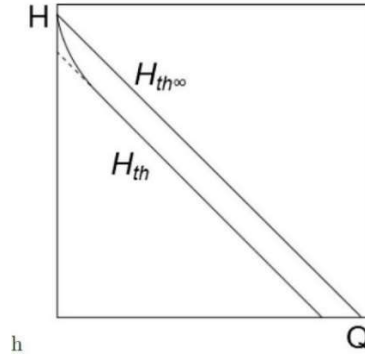
$$H = \frac{1}{1 + C_p} \left(\frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_{La}}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_{2B}} \right) \right) - \left| \frac{u_1 c_{u1}}{g} \right| - K_f Q_{La}^2 \quad 3.71$$

K_f deneysel olarak bulunması gereken tek terimdir. Bu tipik olarak Şekil 3.18'de görüldüğü gibi bir kafa kapasitesi eğrisi sağlayacaktır. Gerçekte, toplam basma yüksekliği eğrisi bir parabol olacaktır, ancak şok kayıplarının h_s basit bir şekilde uyarılması ona daha doğrusal bir şekil verir.

3.2.13. Kayıp Hesaplama Metodu

Bu yöntem, pervane ve difüzördeki hidrolik kayıpların hesaplanmasına dayanır. Gulich'in Santrifüj Pompalarında verdiği ilişkilere dayanmaktadır. Kaçak kayıpların hesaplanmasının ayrıntılı bir tarifi, pompadaki boşluklar hakkında kapsamlı bilgi gerektiğinden ve toplam hacim akışının %1-2'sini geçmediğinden, ele

alınmayacaktır. Kaçakların hesaplanması, bu nedenle, Bölüm 2.7.2’de açıklanan prosedüre dayanacaktır.

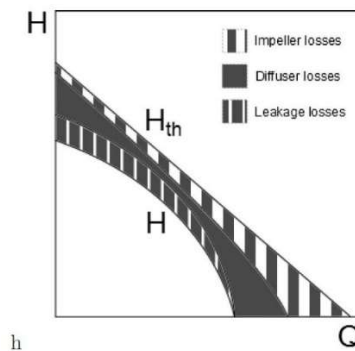


Şekil 3.19. Kayma ve kayma olmadan teorik basma yüksekliği

Teorik manometrik basma yüksekliği ve debi Denklem 3.65 arasındaki ilişki Denklem 3.46’dan kayma dikkate alınarak, kayma dâhil olmak üzere teorik manometrik basma yüksekliği için aşağıdaki ilişki elde edilmiştir:

$$H_{th} = \frac{u_2}{g} \left(\gamma u_2 - \frac{Q_{La}}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_{2B}} \right) \quad 3.72$$

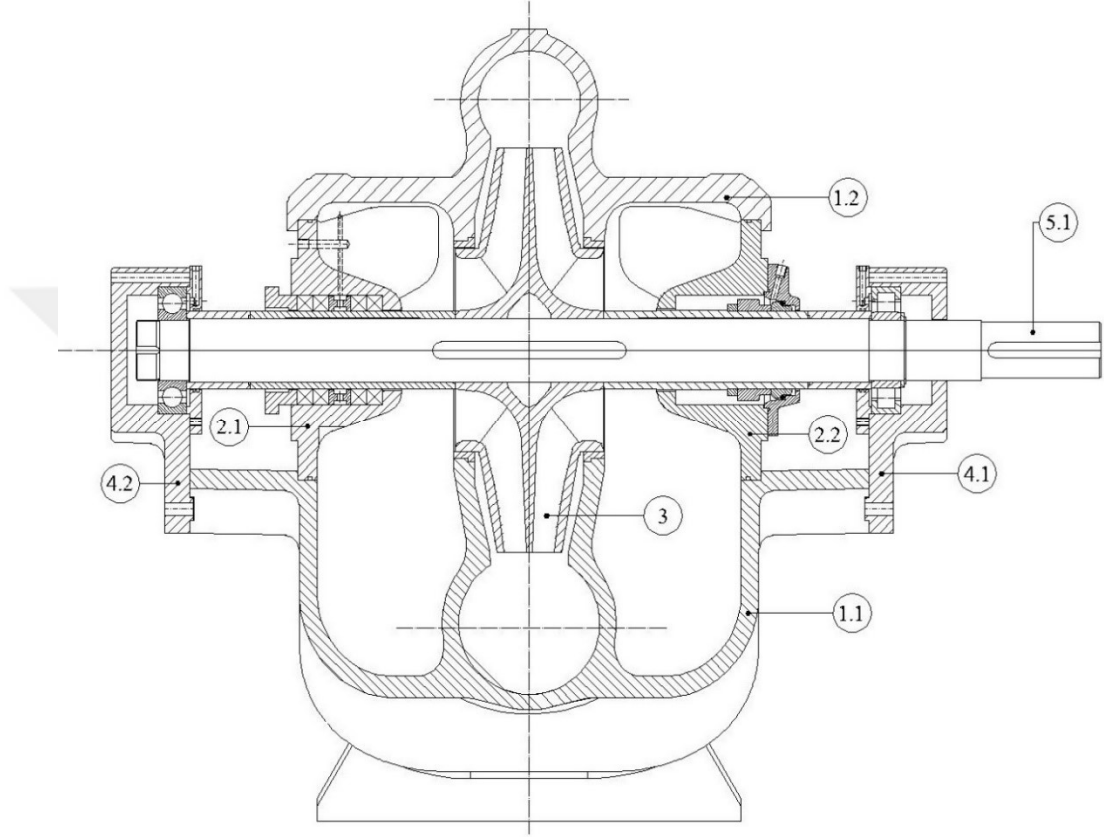
Bu denklemin yeniden yazılması, $H_{th} = \gamma K_1 - K_2 Q$ ifadesini verir. Buradaki γ , 0 ile 1 arasındadır. Bu, Şekil 19’da görülebilen tüm akışlar için daha düşük bir teorik kafa verir. $Q = 0$ ’a yakın olarak, kayma faktörü, sirkülasyonun neden sol tarafta H_{th} ’e doğru saptırıldığını açıklayan, sirkülasyondan dolayı artık sabit değildir. Gulich hidrolik kayıpları iki ana parçaya, pervanedeki kayıplara ve difüzördeki kayıplara ayırır. Pervanedeki kayıplar ayrıca, pervane girişinde ve sürtünmede şok kayıplarına ve pervane boyunca kayıpların karıştırılmasına ayrılır. Difüzör kayıpları, pervane ve difüzör arasındaki boşluksuz alandaki kayıplar, difüzördeki kayıplar ve dönüş kanallarındaki kayıplardan oluşur. Bütün bu kayıpların hesaplanması karmaşıktır. Toplamda, bu hesaplamalar Şekil 3.20’de görülenler gibi manometrik basma yüksekliği-kapasite eğrilerini sağlayacaktır.



Şekil 3.20. Kayıplarla beraber gerçek Q-H eğrisi

4. ÇİFT EMİŞLİ VE ÇAPRAZ KANAT DÜZENLİ ÇARKI OLAN AYRILABİLİR GÖVDELİ SANTRİFÜJ POMPA TASARIMI

Pompanın çark, sarmal ve emiş kısmının tasarımına geçmeden önce çift emişli çarklı olan bir pompanın sahip olduğu elemanlara aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Ayrılabilir gövdeli çift emişli fanı bulunan bir santrifüj pompanın kesit resmi

Genel olarak çift emişli çarklı bulunan santrifüj pompada Tablo 4.1'deki elemanlar bulunur.

Tablo 4.1 Ayrılabilir gövdeli çift emişli fanı bulunan bir merkezkaç pompanın genel parçaları

| Parça numarası | Parça adı |
|----------------|-----------------------------|
| 1.1 | Sarmal Alt Gövde |
| 1.2 | Sarmal Üst Gövde |
| 2.1 | Yumuşak Salmastra Yatağı |
| 2.2 | Mekanik Salmastra Yatağı |
| 3 | Pompa Çarkı |
| 4.1 | Kaplin Tarafı Rulman Yatağı |
| 4.2 | Rulman Yatağı |
| 5.1 | Pompa Mili |

4.1. ark Tasarımı

Bu bölümde çift emiş özellikli pompa çarkı tasarımı hakkında detaylı bilgi sunulacaktır. Bu bilgi, aynı özgül hızdaki bir modelden farklı yeni bir tasarım üzerinedir. Gösterilen tasarım, teorik yaklaşıma dayalıdır ve çeşitli özgül hızlarda gerçekleşen binlerce performans testi sonucu oluşturulan grafikler kullanılarak tasarlanmıştır. Aşağıdaki işlem basamakları, yeni bir çark tasarlayıp planlamak için gereken işlemleri gösterecektir. İlk olarak kaç adet çark kanadı olduğunu ve giriş ve çıkış açılarını seçerek başlamak en kolay yoldur.

Tasarlanacak olan pompanın debi, basma yüksekliği ve devri aşağıdaki tabloda verilmiştir:

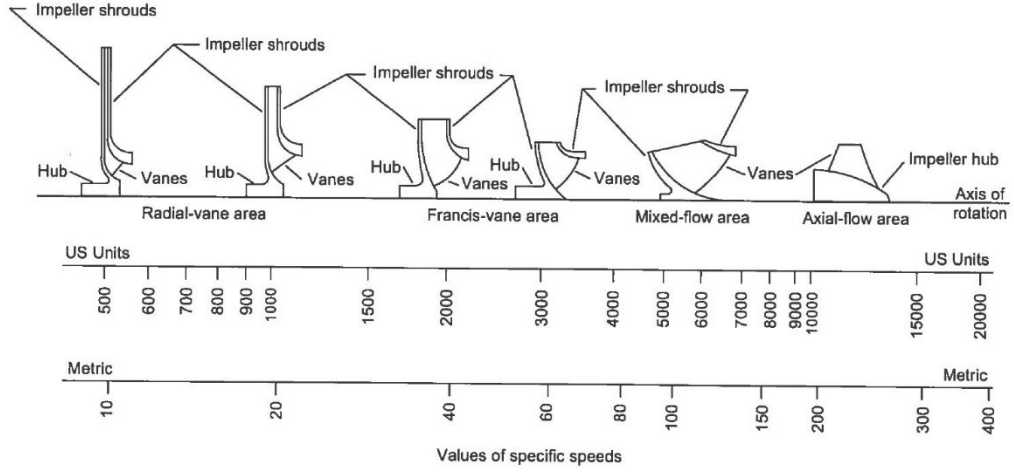
Tablo 4.2. Tasarlanacak ayrılabilir gövdeli çift emişli fanı bulunan bir merkezkaç pompanın özellikleri

| | |
|--------------------------|------|
| Debi (m ³ /h) | 1746 |
| Basma Yüksekliği (mSS) | 93 |
| Devir (Rpm) | 1450 |

1.Adım: Öncelikle pompanın özgül hızına bakalım. Burada pompanın çarkının iki taraftan emiş yaptığını ve arada örtü olduğunu unutmamalıyım. Bu yüzden işlemler yapılırken debinin yarı alınması gerektiğini unutmamalıyım. Denklem 3.36'daki formül kullanılarak özgül hız:

$$n_q = 51.65 \times 1450 \frac{\sqrt{\frac{1746}{2}}}{93^{0.75}}$$
$$n_q = 1231.5$$

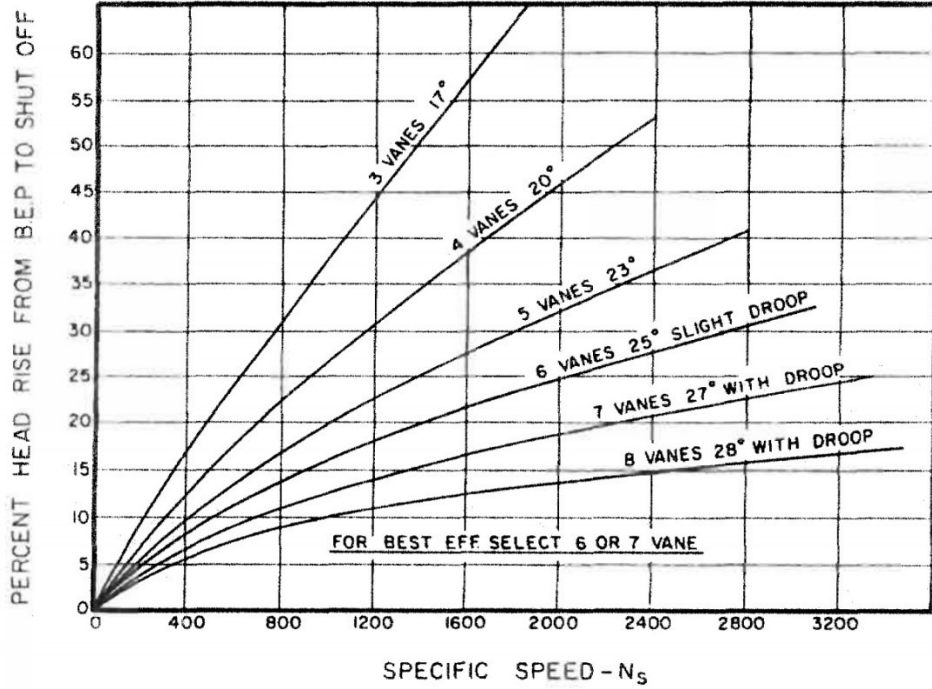
Yukarıdaki işlemde debinin yarısı kullanılıp birimi ise m³/sn çevrilmiştir. Başında kullanılmış olan 51.65 katsayısı metrik birimlere çevirmeden dolayı ortaya çıkan bir katsayıdır. Pompa devri ise 1450 [rpm] kullanılmıştır. Çünkü elektrik motorlarının etiket değeri 1500 [rpm] olmasına karşın yük durumuna göre devirleri verilen değerden biraz daha aşağıda olmaktadır. Bu özgül hıza göre pompa çarkının tipini belirleyebiliriz. Sonraki sayfadaki şekilde pompanın özgül hızına göre pompa çarklarının genel yapısı gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Genel çark tipleri [27]

Görüldüğü üzere radyal kanatlara sahip bir çark tasarımı yapmamız gerekmektedir.

2. Adım:

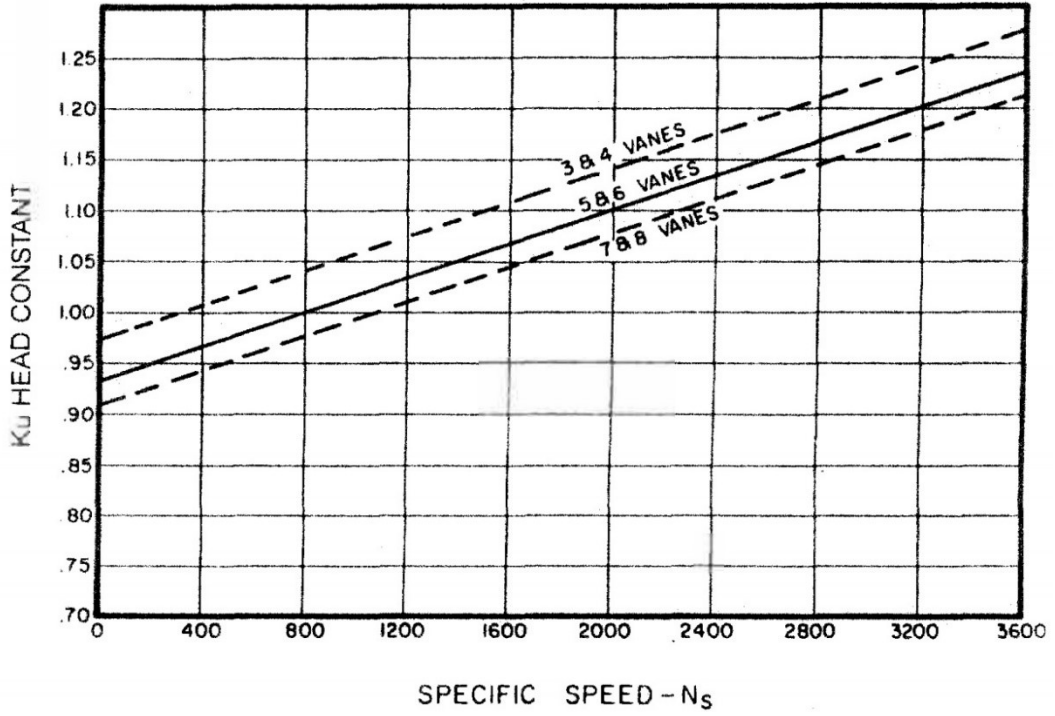


Şekil 4.3. Yüzde olarak manometrik basma yüksekliği artışı [29]

Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere Val S. Lobanoff'un araştırmaları sonucunda en iyi verim noktasına yükselmek için sürekli olarak artacak ve basma yüksekliğine %20'de ulaşacaktır. Bu basma yüksekliğine ulaşabilmek için, çark, 25° üfleme açısına sahip altı eşit aralıklı çark kanatları olacak şekilde tasarlanmalıdır.

3. Adım: Çarkımızın dış çapını hesaplamak için tasarım debisi, basma yüksekliği, devir ve özgül hız ve kanat sayısına bağlı olan basınç yüksekliği katsayısına K_u ihtiyacımız bulunmaktadır. Denklem 4.1 ve Şekil 4.4 yardımıyla çark dış çapını hesaplamak mümkündür.

$$D_2 = \frac{85654 \times K_u \times H^{0.5}}{N} \quad 4.1$$



Şekil 4.4. Basma Yüksekliği sabiti [28]

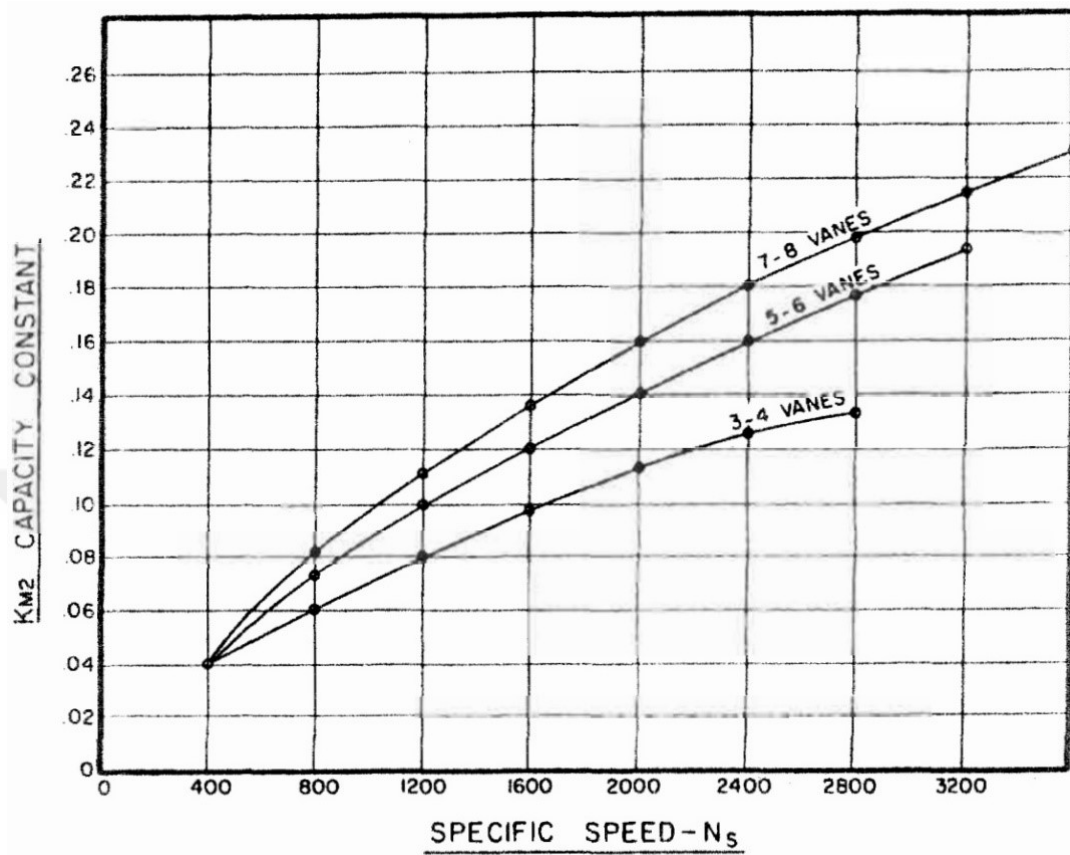
Şekil 4.4'den K_u değeri 1.02 alınıp çark dış çapı aşağıda hesaplanmıştır:

$$D_2 = \frac{85653 \times 1.02 \times 93^{0.5}}{1450}$$

$$D_2 = 574.25$$

$D_2 = 575$ olarak kullanılır.

4. adım: Çark dış çapını hesapladıktan sonra çıkıştaki kanadın yüksekliğini b_2 hesaplamak gerekmektedir.



Şekil 4.5. Kapasite sabiti [28]

$$b_2 = 16.68 \frac{Q}{C_{m2}(D_2\pi - z\sigma)} \quad 4.2$$

Denklem 4.2 verilen debi birimi lt/dak'dır.

Tablo 4.3. Tavsiye edilen aşgari çark kanadı ve örtü kalınlığı (standart döküm malzeme için).

| Çark Çapı [mm] | Minimum kanat kalınlığı [mm] | | | Minimum Örtü kalınlığı [mm] | |
|-------------------|------------------------------|------|-------|-----------------------------|-------|
| | Çıkış | Orta | Giriş | t_1 | t_2 |
| 150-280 | 5.5 | 7.9 | 3 | 3 | 4.8 |
| 280-380 | 6.3 | 9.5 | 4.8 | 4 | 8 |
| 380-480 | 7.1 | 11.1 | 4.8 | 4.8 | 9.5 |
| 480-585 | 7.9 | 12.7 | 6.3 | 5.5 | 11 |
| 585-790 | 8.7 | 14.3 | 6.3 | 6.3 | 14.3 |
| 790-890 | 9.5 | 15.9 | 7.9 | 7.9 | 15.9 |
| 890-990 | 11 | 17.5 | 7.9 | 9.5 | 17.5 |
| 990-1270 | 12.7 | 19 | 9.5 | 11 | 19 |

$$\sigma = \frac{e}{\sin \beta_2} \quad 4.3$$

Denklem 4.2'de verilmiş olan debi lt/dak, çıkış meridyenel hızı c_{m2} m/sn ve çark dış çapı D_2 mm cinsindedir.

$$c_{m2} = K_{m2} \times (2gH)^{0.5} \quad 4.4$$

Öncelikle c_{m2} hesaplayabilmek için et kalınlığının yay iz düşümü σ hesaplamak gerekmektedir. Tablo 4.3'de verilen veriler araştırmalar sonucu bize minimum et kalınlıkları verilmiştir. Bu tablodan elde edilen et kalınlığı 8.73 mm'dir. Bu et kalınlığına %30 emniyetli yaparsak nihai et kalınlığı 11.4 mm olacaktır. Denklem 4.3 kullanılarak yay iz düşümü aşağıdaki gibi bulunur:

$$\sigma = \frac{8.73 \times 1.3}{\sin 25}$$

$$\sigma = 26.85 \text{ mm'dir.}$$

Daha sonra Şekil 4.5'den $K_{m2} = 0.114$ değeri okunup çark çıkış meridyenel hızı c_{m2} hesaplanırsa:

$$c_{m2} = 0.114 \times (2 \times 9.81 \times 93)^{0.5}$$

$$c_{m2} = 4.88 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

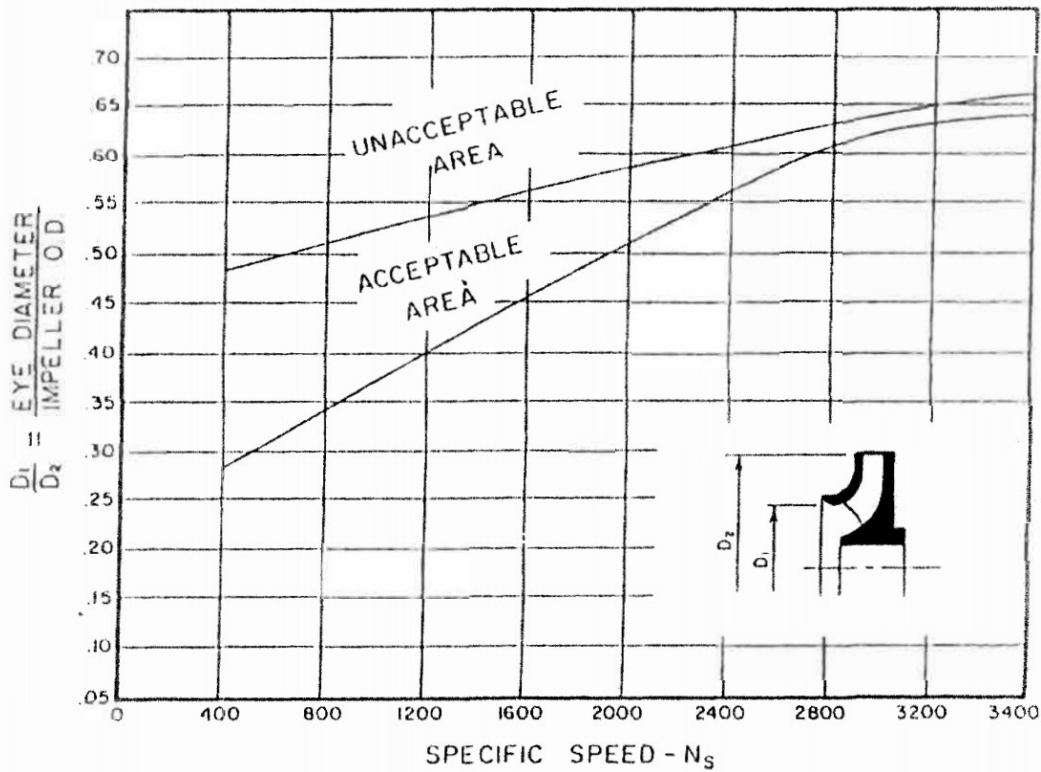
$$u_{t2} = \frac{2 \times \pi}{60} \times 1450 \times \frac{0.575}{2} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = 43.65$$

olarak bulunur. Hesaplanan yay iz düşümü uzunluğu ve çark çıkış meridyenel hızı kullanılarak çark çıkış yüksekliği b_2 Denklem 4.2 kullanılarak aşağıdaki bulunur:

$$b_2 = 16.68 \frac{14550}{4.88(575\pi - 6 \times 26.85)}$$

$$b_2 = 30.40 \text{ mm'dir.}$$

5. adım: Çıkış çapımız D_2 hesapladığımız için artık çarkın göz çapını Şekil 4.6 kullanılarak hesaplanır.



Şekil 4.6. Çark giriş çapının dış çapına oranı [28]

Şekil 4.6'da görüldüğü üzere özgül hız bandına göre çark giriş göz çapı ile çark çıkış çapı arasında bir oran bulunmaktadır. Şekil 4.6 kullanılarak $D_{1e}/D_2 = 0.45$ olarak bulunur ve $D_{1e} = 258.7$ mm olarak hesaplandıktan sonra çark giriş göz çapı 260 mm yuvarlanır.

$$A_{\text{göz}} = A_{D_{1\text{göz}}} - A_{\text{burç}} \quad 4.5$$

Mil burçlarının dış çaplarını 110 mm varsayarsak (bu varsayım benzer pompaların katalog kaplin mil çapı kullanılarak yapılmıştır.) çark göz alanını Denklem 4.5 yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplayabiliriz:

$$A_{\text{göz}} = \frac{260^2 \pi}{4} - \frac{110^2 \pi}{4}$$

$$A_{\text{göz}} = 43589.59 \text{ [mm}^2\text{]}, A_{\text{göz}} = 0.04358 \text{ [m}^2\text{]}$$

5. adım: Çalışma noktasında fan giriş hızını Denklem 4.6'da verilen süreklilik denklemini kullanarak hesaplayabiliriz:

$$c_{m1} = \frac{Q}{A_{eye}} \quad 4.6$$

$$c_{m1} = \frac{\frac{1746}{2}}{0.04358}$$

$$c_{m1} = 200032.12 \text{ [m/h]}, \quad c_{m1} = 5.56 \text{ [m/s]}$$

Çark girişindeki teğetsel hız ise Denklem 4.7'e göre hesaplayabiliriz:

$$u_{t1} = \frac{2\pi}{60} \times N \times \frac{D_{1eye}}{2} \quad 4.7$$

$$u_{t1} = \frac{2\pi}{60} \times 1450 \times \frac{260}{2}$$

$$u_{t1} = 19739.43 \text{ [mm/s]}, \quad u_{t1} = 19.739 \text{ [m/s]}$$

6. adım: Bu adımı anlamak için öncelikle kavitasyonun ne olduğundan bahsetmek gerekir. Kaviteasyon mekanizması, birçok akışkanlar mekaniği uygulamasında, pompa ve türbin gibi makinaların performansını etkiler. Örneğin bir santrifüj pompanın girişinde, akış hızı sebebiyle, atmosfer basıncı altında olan bir bölge oluşursa ve buradaki basınç, pompalanmakta olan akışkanın gaz basıncı altında bir değere düşerse, hava kabarcıkları meydana gelir. Akış, bu kabarcıkları 'içe patlayacakları (implosion)' yüksek basınç bölgelerine taşır. Bu koşullar altında kalan malzeme üzerinde kaviteasyon erozyonu, dolayısıyla malzeme kaybı, titreşim ve gürültü oluşur. Metallerden betona kadar birçok malzeme, kaviteasyondan zarar görmektedir. Kaviteasyon (boşluk); pompalama uygulamalarında, akış içinde buharla dolu hacimlerin oluşmasından kaynaklanmaktadır. Buharlaştırma basıncı (sıvı halden buhar veya buhar halinden sıvı hale geçiş basıncı) sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Akış içindeki mutlak statik basıncın buharlaştırma basıncına eşit veya daha küçük olması halinde, buhar kabarcıkları açığa çıkmaya başlar. Bu kabarcıklar, akışla birlikte sürüklenir. Dönümsüz bir akışta, en küçük basıncın çeperde görülmesi nedeniyle, kabarcıklar genellikle çeperlerde oluşur [34].

Yapılan testler sonucunda, kaviteasyonun şiddeti üzerinde rol oynayan etkenler aşağıdaki gibi sıralanmaktadır [21]:

- Molekül büyüklüğü: Akışkanın molekülleri ne kadar küçük olursa ve viskozitesi ne kadar az olursa, sıvının metal yüzeyindeki çentiklere nüfuz

etmesi o denli kolaylaşmaktadır. Örneğin, su; metal yüzeylerde, kavitasyon etkilerini, yağ türlevlerine göre daha derinlere iletmektedir.

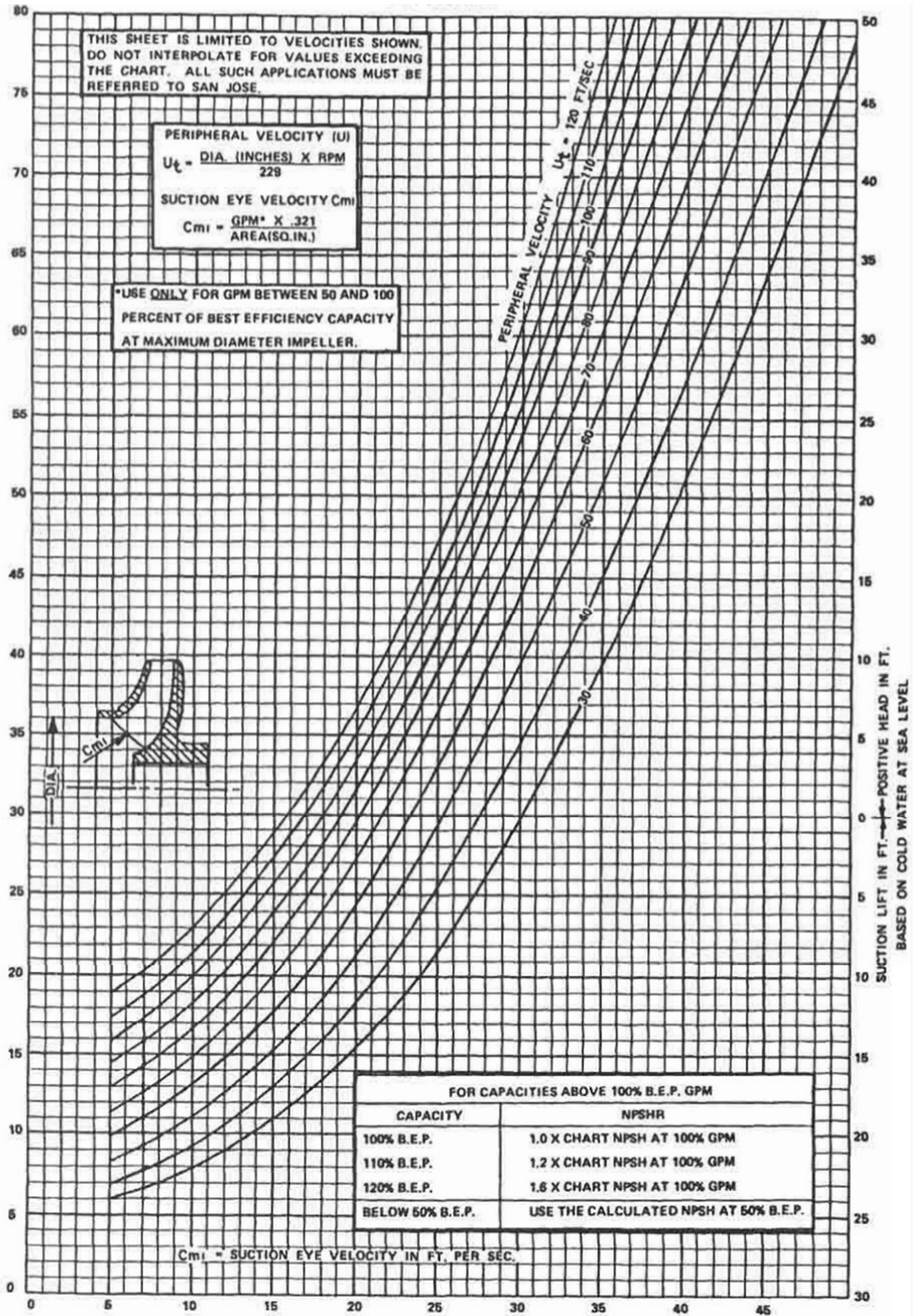
- Basınç: Yüksek basınç, akışkanın, yüzey çentiklerinde daha kolay hareket etmesine, çatlaklarda daha derine girmesine yardımcı olmaktadır.
- Titreşim: Artan titreşim frekansı ile birlikte, metal yüzeyinin üst tabakalarındaki erozyon hızlanmaktadır.
- Ortam sıcaklığı: S. C. Kerr, 80 farklı metalin kavitasyon direncini özel bir deney düzeneğinde (magnetostriction) incelemiştir. Bu deneylerin sonucunda, yüksek sıcaklıklarda buhar basıncının da artmasıyla birlikte, kavitasyon hasarının büyüdüğü gözlemlenmektedir. J. M. Mousson, kavitasyon nedeniyle gerçekleşen metal kaybının akışkanın buhar basıncıyla yaklaşık doğru orantılı olduğunu belirtmektedir.

Oluşan bu kabarcıklar pompanın performansını düşürdüğü gibi fiziksel olarak da pompaya zar vermekte bu yüzden pompaların performans eğrilerinde bu verilere erişmek gerekmektedir. Bu adımda Labonof'un emmedeki pozitif yük kaybı ($NPSH_R$) için oluşturduğu grafiklerden faydalanarak bu adımı tamamlayacağız. Bu grafiğin SI sisteme çevrilmiş hali olmadığı için bu grafikteki çalışmaları İngiliz ölçü birimine geçerek kullanacağız.

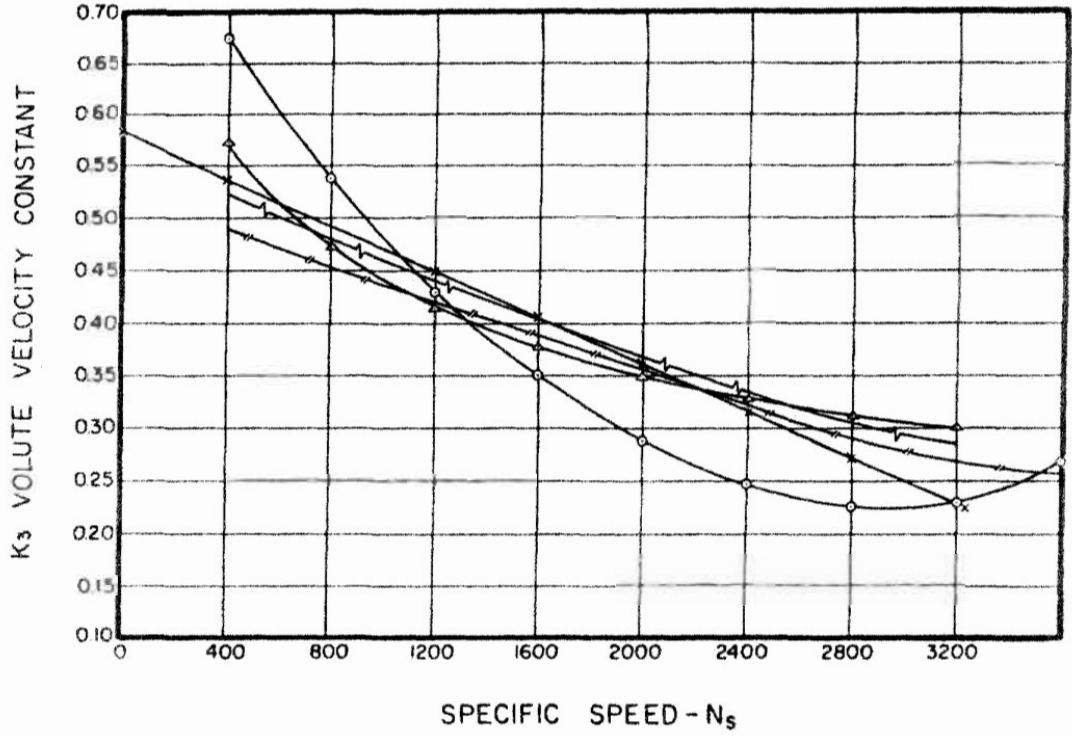
$$u_{t1} = 19.739[m/s] = 64.76[ft/s]$$

$$c_{m1} = 5.56 [m/s] = 18.24 [ft/s]$$

Çalışma noktasında Şekil 4.7'de verilmiş olan $NPSH_R$ tahmin grafiği yardımıyla $NPSH_R = 22.3 [ftSS] = 6.8 [mSS]$ olarak okunmuş ve bu SI sistemde 6.8 mSS denk gelmektedir.



Şekil 4.7. NPSH_R tahmin grafiği [28]



Şekil 4.8. Sarmal hız sabiti [28]

Çark tasarımını sonlandırmak için, pompa gövdesinin her bir mekanik sınırlaması dikkate alınmalıdır. Sadece çarkın tasarlanması yeterli değildir, çünkü bu alanın, fiziksel açıdan spiral bölgeyle, genişliğiyle, ön çapıyla ilişkisini de biliyor olmamız gerekir.

Spiral alan Şekil 4.8, spiraldeki K_3 hız sabiti için gereken kavisleri göstermektedir. Bu örnekler bazı büyük pompa şirketlerinin istatistiksel kesit genişletme dövmelerini temsil etmektedir [28].

$$A_8 = 62.73 \frac{Q}{K_3 \times H^{0.5}} \quad 4.8$$

$$A_8 = 62.73 \frac{1746}{0.4 \times 93^{0.5}}$$

$$A_8 = 28393.44 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Hesaplanan hacim bölgesi, tek bir spiral pompanın ulaştığı son alandır. Bu alan çift salyangozlu pompalar ve dizüförlü pompalar olmak üzere ikiye ayrılmalıdır [28].

Tablo 4.4. Salyangoz sarmal genişliği için rehber ölçüler [28]

| Özgül Hız N_q | Sarmal (volute) genişliği b_3 |
|---------------------------|------------------------------------|
| $N_q < 1000$ | $2 \times b_2$ |
| $1000 \leq N_q \leq 3000$ | $1.8 \times b_2$ |
| $N_q > 3000$ | $1.6 \times b_2$ |

Tablo 4.4’de verilmiş olan genişlikler bize hangi özgül hız aralığında hangi katsayıyı kullanarak salyangoz sarmalının genişliğini hesaplayacağımızı göstermektedir. Sarmal genişliği aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$N_q = 1231.5$$

$$b_3 = 1.8 \times 30.40$$

$$b_3 = 54.72$$

Burada dikkat edilmesi gereken konu tasarlanan pompanın fanının çift emişli olmasından dolayı yukarıda bulunan b_3 ’ün iki katı olmak zorundadır. Sonuç olarak b_3 aşağıdaki gibi olacaktır:

$$b_3 = 2 \times 54.72$$

$$b_3 \cong 110 \text{ mm' dir.}$$

Çark verilerine göre son olarak dil çapını hesaplama gerekmektedir. Bunun için aşağıda verilen tablodan yararlanabiliriz.

Tablo 4.5. Dil çapı hesap tablosu [28]

| Özgül Hız N_q | Dil (cutwater) Çapı D_3 |
|--------------------|------------------------------|
| 600-1000 | $D_3 = D_2 \times 1.05$ |
| 1000-1500 | $D_3 = D_2 \times 1.06$ |
| 1500-2500 | $D_3 = D_2 \times 1.07$ |
| 2500-4000 | $D_3 = D_2 \times 1.09$ |

Tablo 4.5 kullanılarak dil çapı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$D_3 = 575 \times 1.06$$

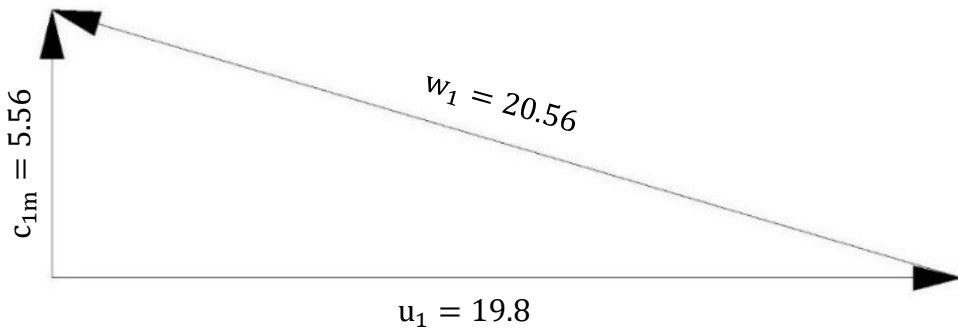
$$D_3 \cong 610 \text{ mm' dir.}$$

Son olarak pompanın çarkıyla ilgili bütün parametreleri Tablo 4.6’da verilmiştir:

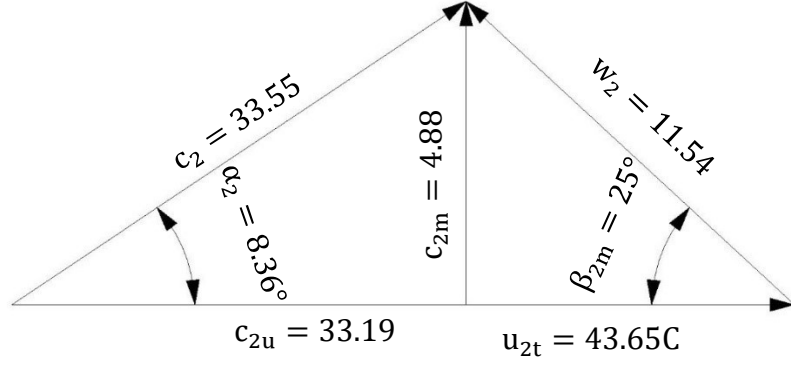
Tablo 4.6. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çark ve sarmal tasarım parametreleri

| | |
|--------------------------|----------|
| $Q(\text{m}^3/\text{h})$ | 1746 |
| $H(\text{mSS})$ | 93 |
| $N(\text{rpm})$ | 1450 |
| $N_q(\text{SI})$ | 1231.5 |
| $Z(\text{Ad.})$ | 6 |
| $\beta_{2m}(\text{°})$ | 25 |
| K_u | 1.02 |
| $D_2(\text{mm})$ | 575 |
| $e(\text{mm})$ | 11.4 |
| $\sigma(\text{mm})$ | 26.84 |
| K_{m2} | 0.114 |
| $c_{2m}(\text{m/s})$ | 4.88 |
| $u_{2t}(\text{m/s})$ | 43.655 |
| $b_2(\text{mm})$ | 30.40 |
| D_{1eye}/D_{2o} | 0.45 |
| $D_{1eye}(\text{mm})$ | 260 |
| $c_{1m}(\text{m/s})$ | 5.56 |
| $A_{eye}(\text{mm}^2)$ | 43589.59 |
| $u_{t1}(\text{m/s})$ | 19.8 |
| NPSH_R | 6.81 |
| K_3 | 0.40 |
| $A_8(\text{mm}^2)$ | 28393.44 |
| $b_3(\text{mm})$ | 110 |
| $D_3(\text{mm})$ | 610 |

Tabloda verilen hızlara göre hız üçgenleri çizilirse:

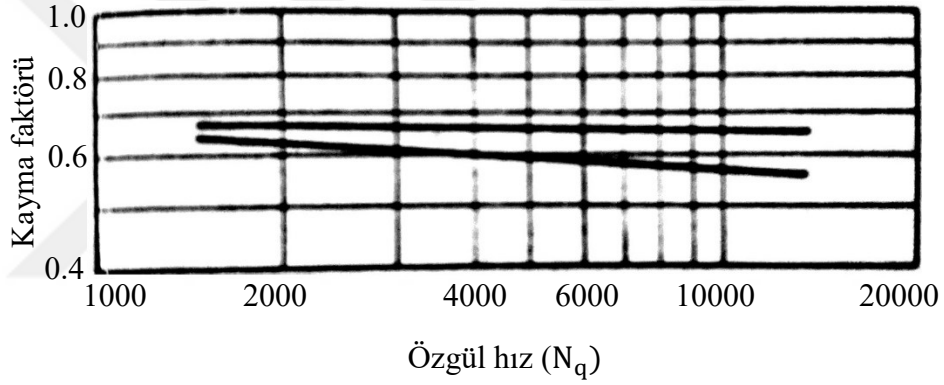


Şekil 4.9. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çarkın giriş hız üçgeni

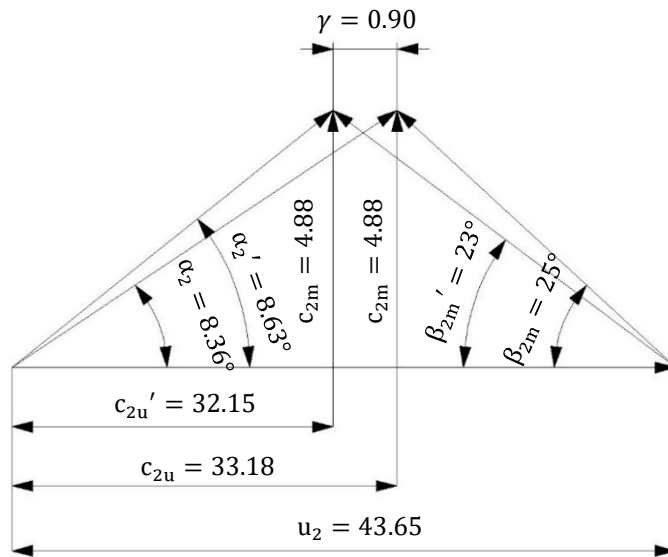


Şekil 4.10. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabılır gövdeli santrifüj pompanın çarkın çıkış hız üçgeni

Çıkış hız üçgenini çizerken unutmamız gereken çok önemli bir faktör olan kayma faktörünü unutmamak gerekmektedir. Kayma faktörünü aşağıdaki grafikten rahat bir şekilde hesaplayabiliriz.



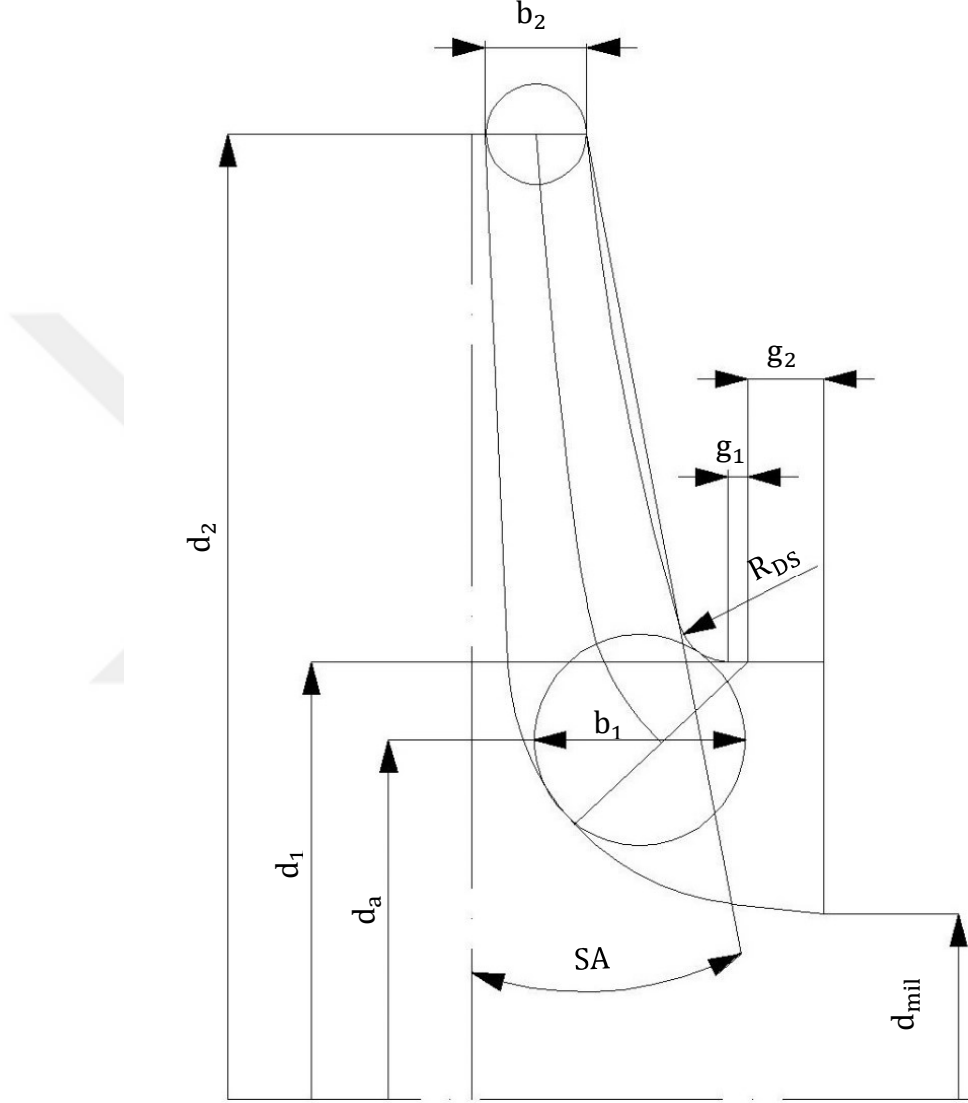
Şekil 4.11. Belirli özgül hızlara göre laboratuvar testlerine dayanan kayma faktörü aralığı [35].



Şekil 4.12. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabılır gövdeli santrifüj pompanın çarkın çıkış hız üçgeni

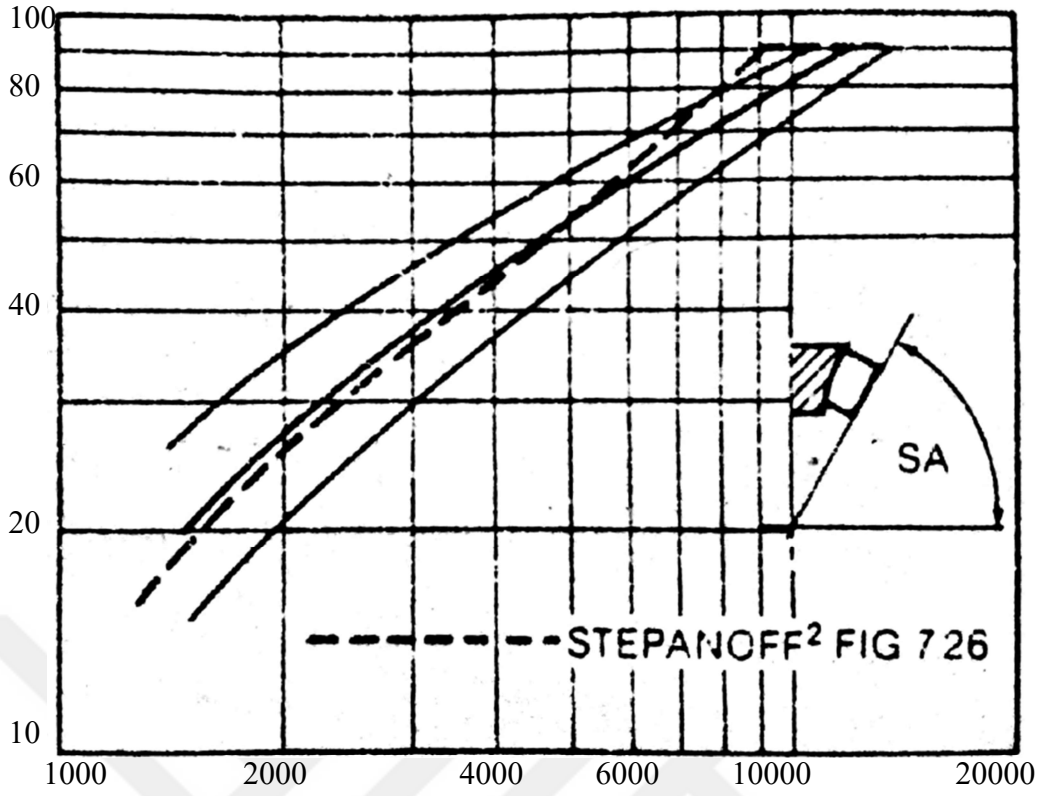
4.1.1. Meridyenel Kesit Tasarımı

Çark ekseninden bir bölüm “meridyenel kesit” olarak adlandırılır. Burada, kanat ön ve arka kenarları daire yardımıyla çizim düzlemine yansıtılmıştır. Şekil 4.13 meridyenel kesiti tasarlayabilmek için, yukarıda belirtilen boyutların (b_2 , d_2 , d_1 , d_a , R_{DS}) yanında ön kenarın pozisyonu için detaylar gereklidir.



Şekil 4.13. Çarkın meridyenel kesiti için tasarım parametreleri

d_2 , d_1 , b_2 , g_1 , d_a ve R_{DS} 'lerle serbest eğri ile tanımlanabilen veya düz çizgilerden ve dairesel yaylardan bir araya getirilebilen dış akış çizgisini çizmek mümkündür. Ne yazık ki, uygun hidrolik özellikler sağlayacak genel kurallar bilinmemektedir. Meridyenel kesit ve kanat tasarımı birlikte optimize edilmek zorundadır.



Şekil 4.14. Çark meridyenel kesit yaslama açısı [35]

$$R_{DS} = (0.6 \text{ ile } 0.8) \times b_2 \quad 4.9$$

$$b_1 = 0.5 \times (d_1 - d_{mil}) \quad 4.10$$

$$g_1 = (0.2 \text{ ile } 0.3) \times b_1 \quad 4.11$$

Yukarıdaki denklemlere kullanılarak R_{DS} ve g_1 aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$R_{DS} = 0.6 * 30$$

$$R_{DS} = 18.24 \approx 15 \text{ mm}$$

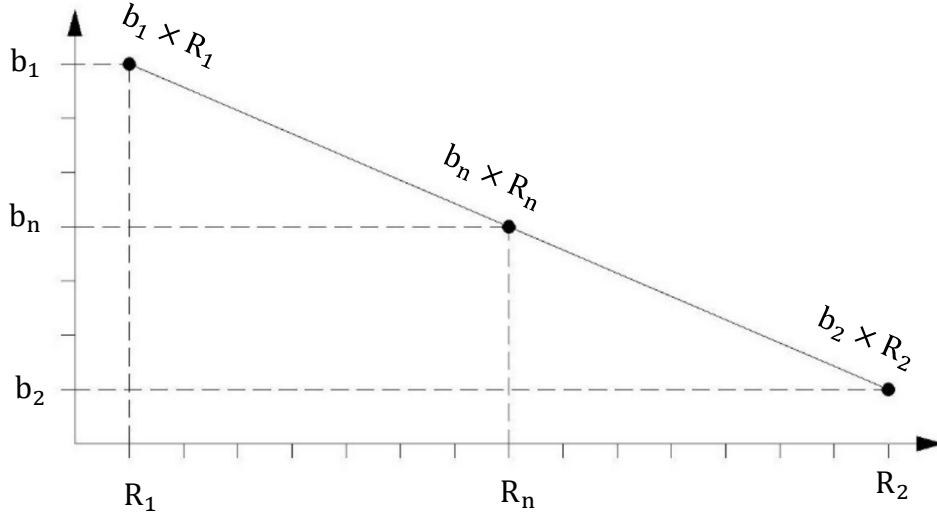
$$b_1 = 0.5 \times (575 - 260)$$

$$b_1 = 75 \text{ mm}$$

$$g_1 = 0.2 \times 75$$

$$g_1 = 15 \text{ mm}$$

olarak hesaplanmıştır.



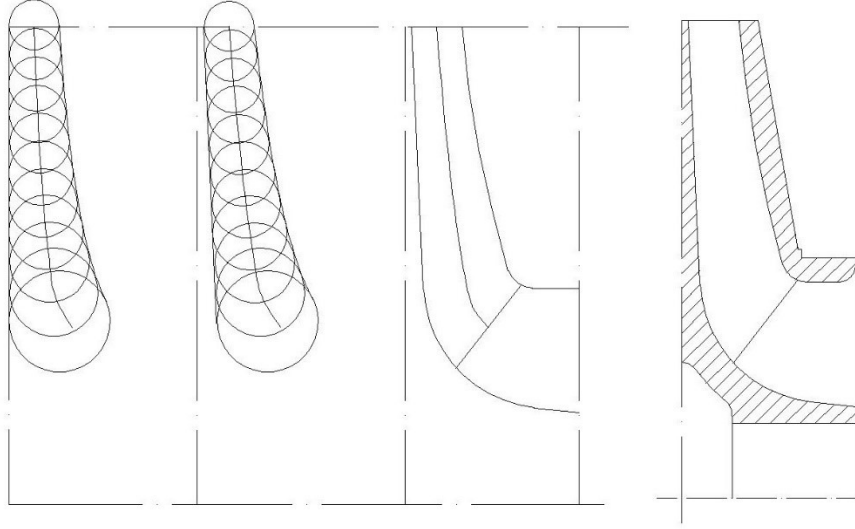
Şekil 4.15. R_n ve b_n değerlerini belirten grafik

Giriş ve çıkıştaki tarama alanları Şekil 4.15'e göre dağıtılsa Tablo 4.7'deki gibi bir sonuç elde ederiz.

Tablo 4.7. R_n ve b_n değerleri

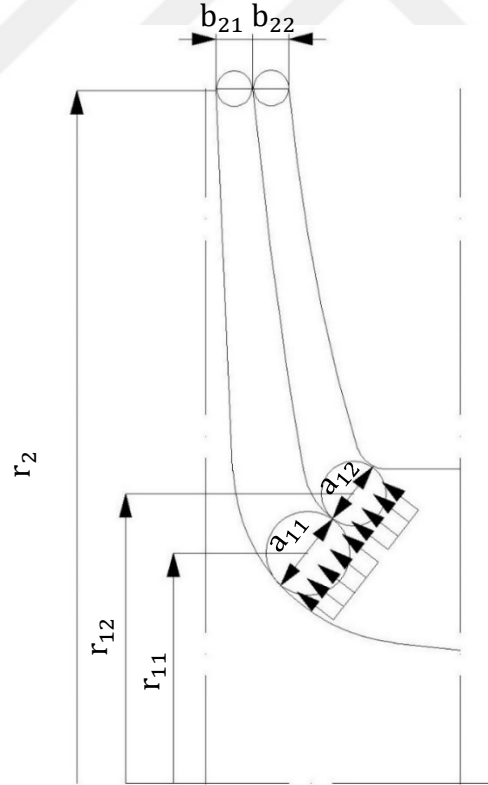
| b_n | R_n | $b_n \times R_n$ |
|----------|----------|------------------|
| 75 | 92.5 | 6937.5 |
| 64.42474 | 110.2273 | 7101.364 |
| 56.77975 | 127.9545 | 7265.227 |
| 50.99532 | 145.6818 | 7429.091 |
| 46.46592 | 163.4091 | 7592.955 |
| 42.82309 | 181.1364 | 7756.818 |
| 39.82971 | 198.8636 | 7920.682 |
| 37.32634 | 216.5909 | 8084.545 |
| 35.20175 | 234.3182 | 8248.409 |
| 33.37601 | 252.0455 | 8412.273 |
| 31.79023 | 269.7727 | 8576.136 |
| 30.4 | 287.5 | 8740 |

Tablo 4.7 yardımı ile meridyenel kesit çizilirse Şekil 4.16'daki sonucu elde ederiz.



Şekil 4.16. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çarkın meridyenel kesiti

Tek daire kullanmanın dezavantajı orta akım iplikçilerini fiziksel olarak ortalamaktadır. Bu noktada ise aslında Şekil 4.17’de görülebileceği gibi orta akım iplikçilerinin böldüğü iki hacimdeki debilerin aslında eşit olması prensibi kullanılmalıdır.

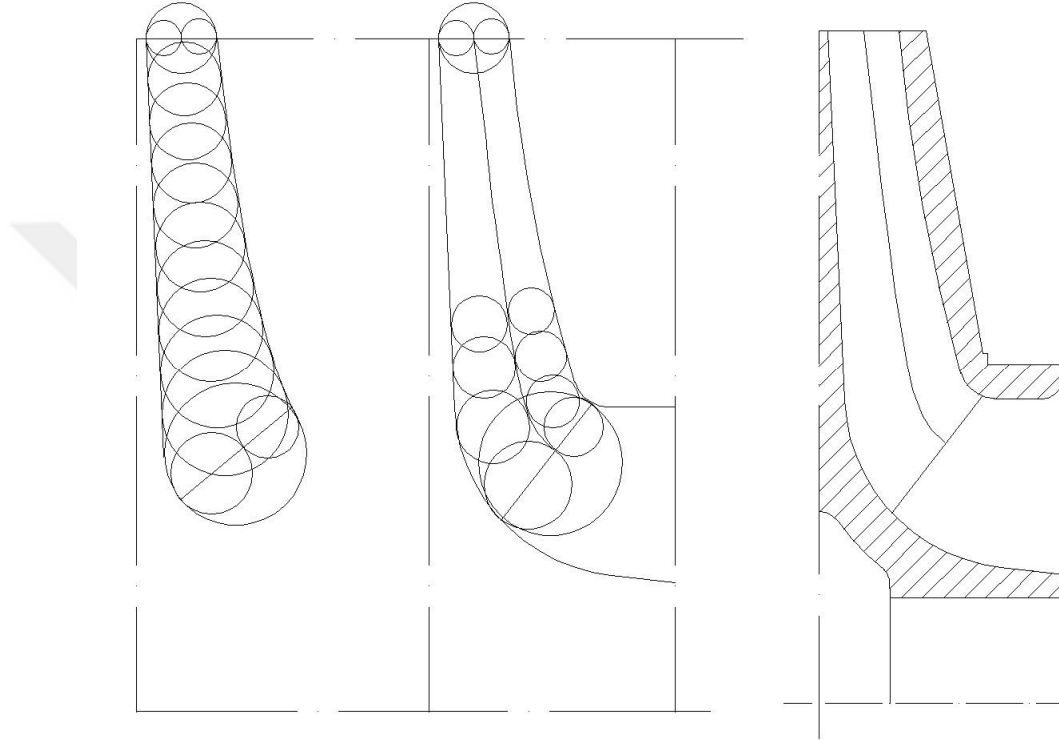


Şekil 4.17.Orta akım iplikçisinin bulunması

Şekil 4.17 yardımıyla ilk çizilen meridyenel kesitte kullanılan dairelerin içine orta akım iplikçiklerini bulabilmek için iki adet daha daire çizersek aşağıdaki denklemler yardımıyla meridyenel kesit Şekil 4.18'deki gibi olacaktır.

$$2\pi \times r_{11} \times a_{11} = 2\pi \times r_{12} \times a_{12} \quad 4.12$$

$$r_{11} \times a_{11} = r_{12} \times a_{12} \quad 4.13$$



Şekil 4.18. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabılır gövdeli santrifüj pompa çarkının orta akım iplikçiklerinin bulunması

4.1.2. Kanat Tasarımı

Kanatların akış çizgileri oluşturulurken kullanılan 4 yaklaşım mevcuttur.

4.1.2.1. Basit Yay Yöntemi

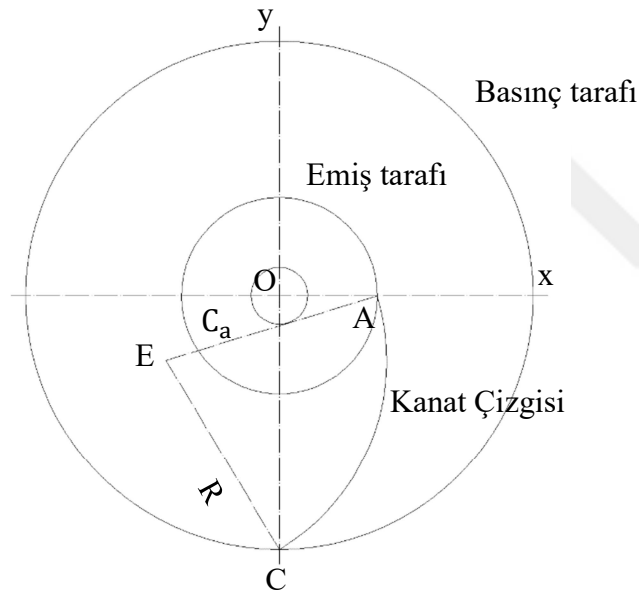
Pfleiderer ve Kyparissis tarafından tartışılan analitik yöntemine göre, basit ark yönteminde, kanat ortalama çizgisi tek bir eğri ile çizilir. Kanat ortalama çizgisi AC, R yarıçapına sahip eğriliğin E merkezinden çekilir. Kanat orta hattını ilk olarak çizmek için bir yardımcı daire C_a , çarkın emme ve basınç tarafıyla birlikte verilen d_1 çapı ile eş merkezli olarak çekilir.

$$d_1 = D_1 \times \sin \beta_1 \quad 4.14$$

Eğrilik E merkezi, A'dan başlayan ve E noktası, A noktasından bıçak ortalama eğrisinin R yarıçapına eşit bir mesafede bulunan yardımcı daire C_a 'nın teğetinde tanımlanmıştır.

$$R = \frac{1}{2} \frac{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_1}{2}\right)^2}{\left(\frac{D_2}{2}\right) \cos \beta_2 - \left(\frac{D_1}{2}\right) \cos \beta_1} \quad 4.15$$

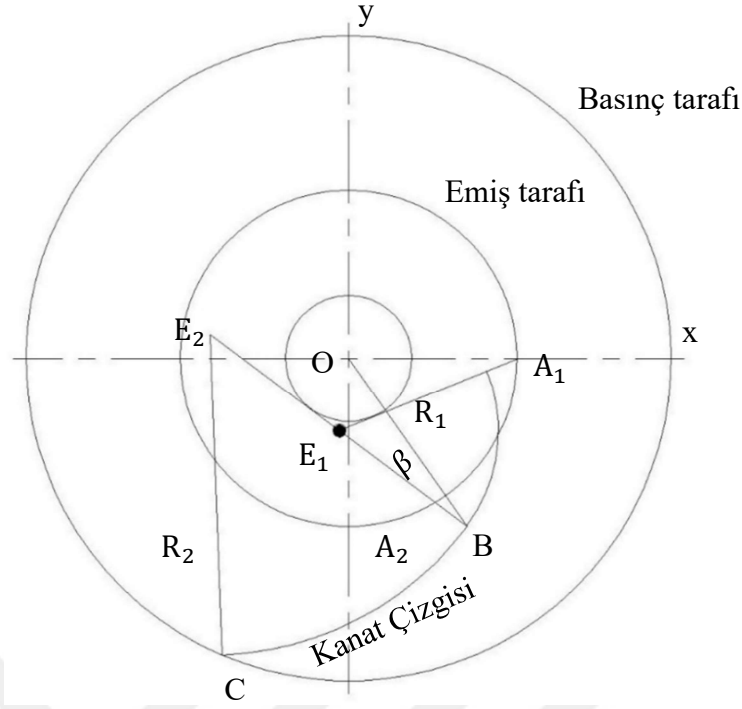
D_1 ve D_2 , sırasıyla emme ve basınç tarafında çark çaplarıdır ve β_1 ve β_2 sırasıyla ön ve arka kenarlarda kanat açılarıdır [36]. Aşağıdaki şekil, basit ark yöntemi kullanılarak oluşturulan bıçak ortalama çizgisini gösterir.



Şekil 4.19. Basit yay yöntemi

4.1.2.2. Çift Yay Metodu

Çift yay yönteminde, kanat ortalama çizgisi iki eğrinin oluşturulmasıyla belirlenir. Pfeleiderer ve Kyparissis (2009) açıklanan DAM1, DAM2 ve DAM3 olmak üzere üç tür çift ark metodu vermiştir. DAM₁ (Çift Ark Metodu-1), Şekil 40'da gösterildiği gibi iki B eğrisinin bağlantı noktası B'ye en zayıf sürekliliği olarak kabul edilir.



Şekil 4.20. Çift yay yöntemi

Kanat ortalama çizgisi, iki eğri A_1 -B ve B-C şeklinde iki yaydan oluşur. A_1 -B eğriliğın merkezi olarak E_1 ve yarıçap R_1 şeklinde tanımlanır. Aynı şekilde, E_2 ve R_2 sırasıyla yay merkezi ve yarıçap şeklinde tanımlanır. Yardımcı daire C_a , tek yay yönteminde çizildiği şekilde çizilir. Emme tarafının çevresi kanatların eşit parçalara bölünür. Yardımcı dairenin teğet noktaları A_1 ve A_2 noktalarından E_1 noktasında kesişir. B noktası, birinci yayın sonu E_1 ve A_2 noktasını E_1 ve A_1 noktaları arasındaki mesafeye eşit bir mesafede, R_1 mesafesine bağlayan çizginin uzantısında tanımlanır. İkinci yay BC, yarıçapı yani R_2 aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$R_2 = \frac{1}{2} \frac{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - (r_g)^2}{\left(\frac{D_2}{2}\right) \cos \beta_2 - (r_g) \cos \beta_g} \quad 4.16$$

R_1 , O-B'ye eşittir. Şekil 40'da gösterildiği gibi β , E_1 -B ve O-B arasındaki açıdır.

$$A_1 \times B_{DAM2} = 0.75 A_1 \times B_{DAM1} \quad 4.17$$

Bu kavis merkezi E_2 'nin bir sonucu olarak, ikinci yay için E_2 aşağı doğru kayar ve kanadın yay uzunluğu azalırken, E_1 , R_1 ve R_2 'nin büyüklüğü değişmeden kalır. DAM_3 'te (Çift Ark Metodu-3) yarıçap R_1 , DAM_1 'in diğer yarıçapından %20 daha büyüktür.

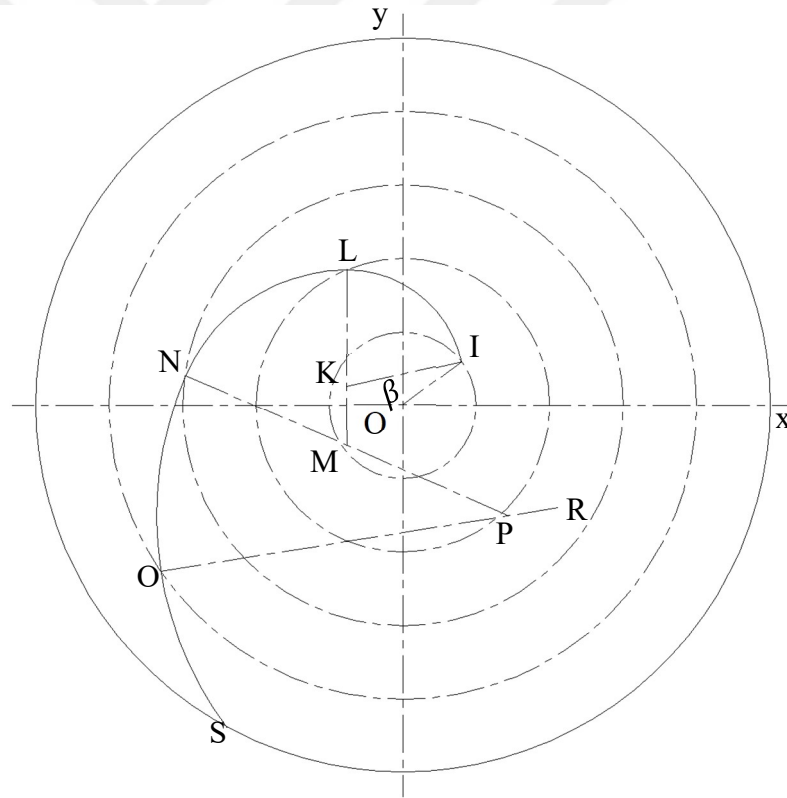
$$R_{1DAM3} = 1.2 R_{1DAM1} \quad 4.18$$

Bunun sonucunda eğriliğin merkezi E_1 sola, E_2 aşağı doğru hareket ederken, R_2 yarıçapı sabit kalır. DAM_3 'teki E_2 kaymasının DAM_2 ile karşılaştırıldığında daha büyük olduğu açıktır. Böylece, DAM_3 kanadın yay uzunluğu DAM_2 'nin mukabilinden kısadır [36].

4.1.2.3. Dairesel Yay Metodu

Dairesel ark yönteminde, çark çapı, zorunlu olarak eşit aralıklı olmayan bir dizi eş merkezli halkalarla bölünmüştür. Herhangi iki ardışık eş merkezli dairesel halka için dairesel yayların yarıçapı değeri, denklem kullanılarak hesaplanır ve aslında halkaların her ikisi için bir yaya teğet olan çark kanat şekli çizilir.

Ara halkaların yarıçapı, önceki halkanın yarıçapına $(R_1 - R_2) / n$ teriminin eklenmesiyle elde edilebilir. Benzer şekilde, β değerleri, yaylar arasında düz bir çizgi ilişkisi kurarak elde edilebilir [37]. Eş merkezli dairesel ark yöntemi kullanılarak çizilen kanat ortalama çizgisi, Şekil 4.21'de gösterilmiştir.

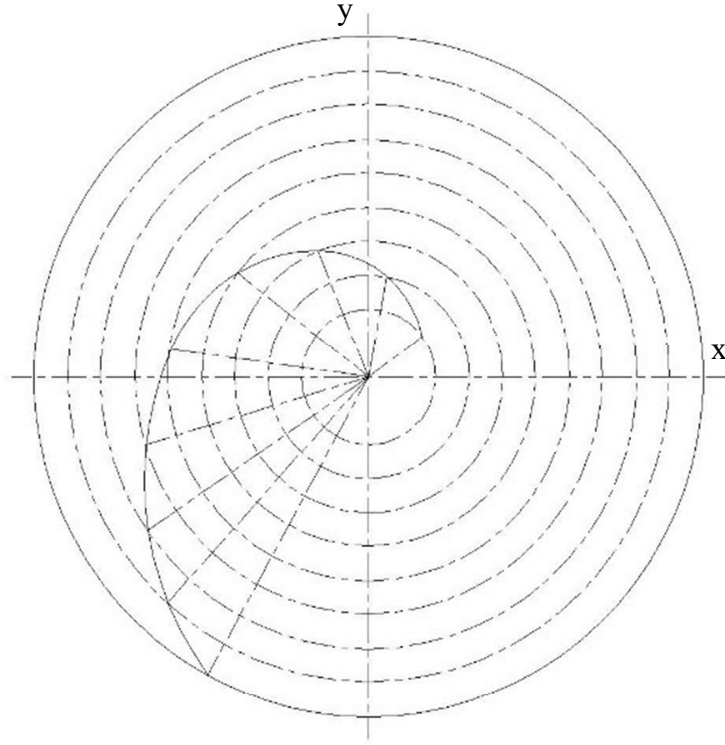


Şekil 4.21. Dairesel yay metodu

4.1.2.4. Nokta Nokta Yöntemi

Noktadan noktaya yöntemde, çark iç ve dış çapı arasındaki ara noktaların sayısı belirlenir ve son kanat profili, çarkın iç ve dış çaplarını birleştiren bu noktalardan düzgün bir eğri çizilerek elde edilir. Burada bir nokta belirtmek için yarıçap ve açı

gibi iki parametreye ihtiyacımız olduğunu biliyoruz [38]. Şekil 4.22 nokta ortalama yöntemini kullanarak kanat ortalama çizgisinin temsilini göstermektedir.

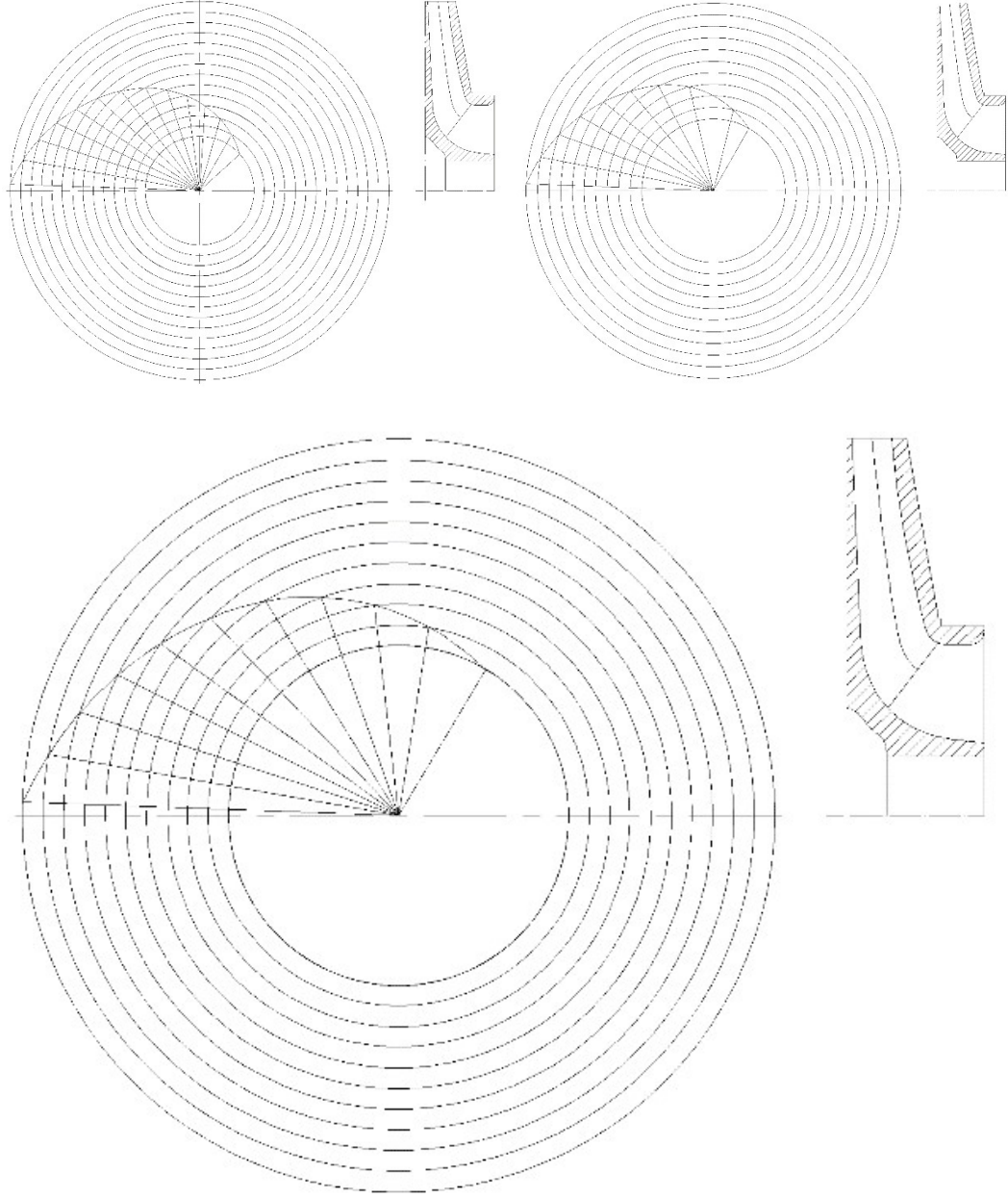


Şekil 4.22. Nokta Nokta Yöntemi

Nokta nokta yöntemi kullanılarak akım iplikliğinin değerleri aşağıdaki Tablo 4.8’de gösterilmiştir.

Tablo 4.8. Nokta Nokta Metoduna göre akım iplikliği oluşturma

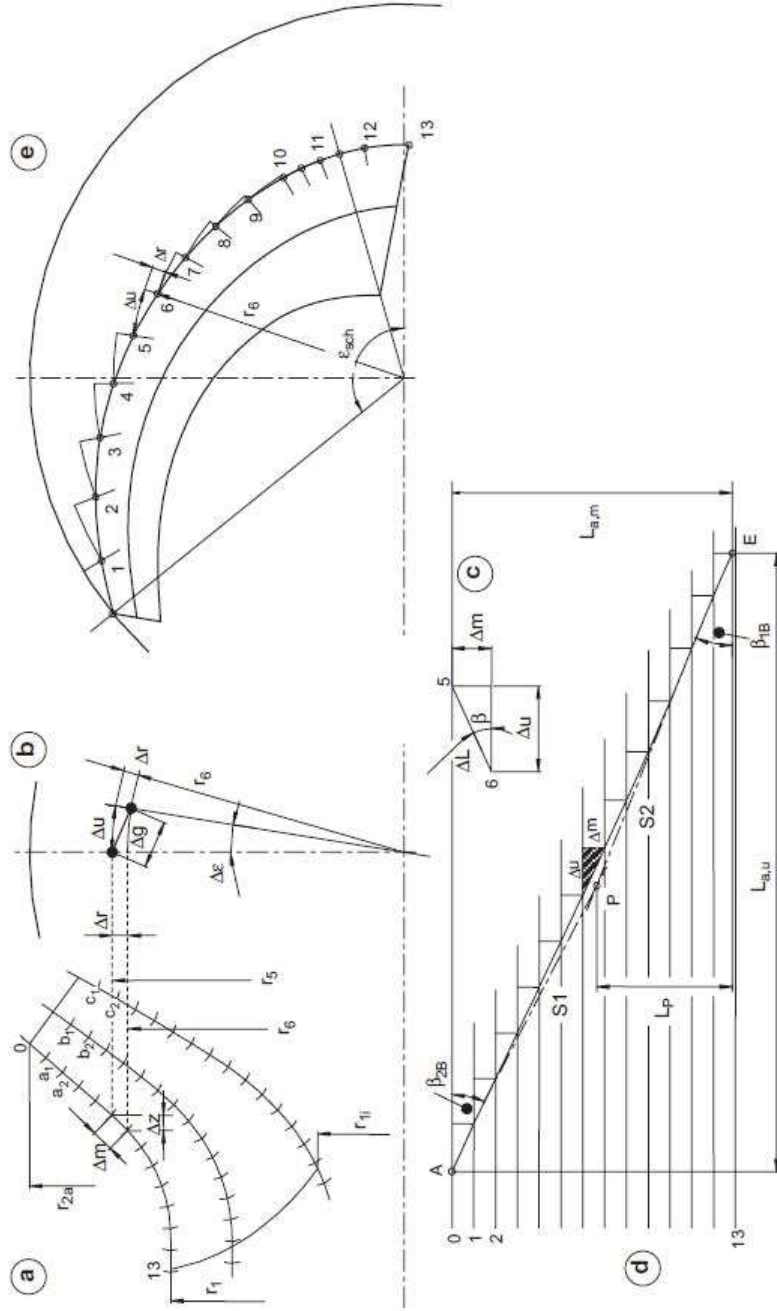
| R | C_m | W | β $= \sin^{-1} \frac{C_m}{W}$ | B $= \frac{1}{R \times \tan \beta}$ | dA $= dR$ $\times \frac{B_n + B_{n+1}}{2}$ | $\sum dA$ | θ $= \frac{180}{\pi} \sum dA$ |
|---------|-------|-------|--|--|--|-----------|---|
| 10 | 5.56 | 20.56 | 15.69974 | 27.38508 | 0.4023267 | 0.40232 | 23.05162 |
| 0.14575 | 5.492 | 19.75 | 16.14294 | 23.70403 | 0.3498629 | 0.75219 | 43.09729 |
| 0.16 | 5.424 | 18.96 | 16.63593 | 20.72301 | 0.3069487 | 1.05913 | 60.68416 |
| 0.177 | 5.356 | 18.14 | 17.17423 | 18.2546 | 0.2711131 | 1.33025 | 76.2178 |
| 0.193 | 5.288 | 17.33 | 17.76447 | 16.17246 | 0.2406658 | 1.57092 | 90.007 |
| 0.208 | 5.22 | 16.52 | 18.41461 | 14.38828 | 0.2144105 | 1.78533 | 102.2918 |
| 0.224 | 5.152 | 15.72 | 19.13438 | 12.83845 | 0.1914758 | 1.97680 | 113.2625 |
| 0.240 | 5.084 | 14.91 | 19.93576 | 11.47593 | 0.1712106 | 2.14801 | 123.0721 |
| 0.256 | 5.016 | 14.10 | 20.83368 | 10.2651 | 0.1531178 | 2.30113 | 131.8452 |
| 0.271 | 4.948 | 13.30 | 21.84702 | 9.178435 | 0.1368099 | 2.43794 | 139.6838 |
| 0.287 | 4.88 | 12.49 | 23.000 | 8.194245 | 0.0645297 | 2.50247 | 143.3811 |



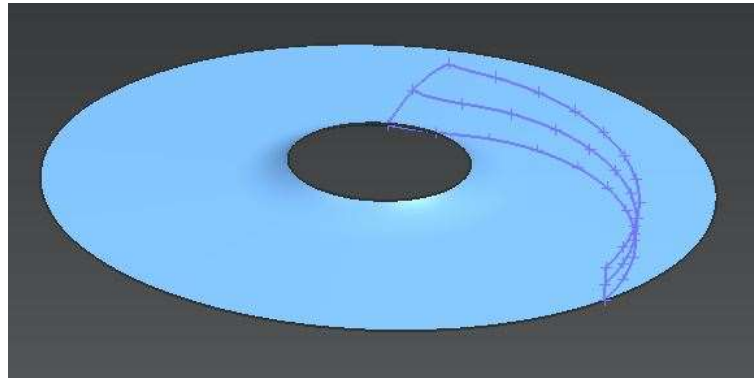
Şekil 4.23. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabılır gövdeli santrifüj pompa çarkının akım iplikçikleri

4.1.3. Akım İplikçiklerinin Meridyenel Kesite Yerleştirilmesi

Bu prosedüre göre çekme düzlemine adım adım bir akış çizgisi geliştirilirse, gerçek uzunluğu ve çevresel yöne göre gerçek açıları elde edilir. Bu prosedür, belirlenmiş bir meridyen bölümden plan görünüşündeki kanat koordinatlarını ve belirlenecek bir kanat gelişimini tasarlamak için kullanılır. Kanatların tasarlanması için farklı yöntemlerden Kaplan yöntemi kullanılmıştır. Şekil 4.24'de verilmiş olan şekil yardımıyla akım iplikçileri meridyenel kesite Şekil 4.25'deki gibi yerleştirilmiştir.



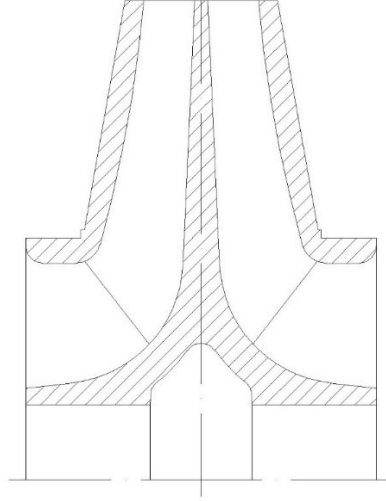
Şekil 4.24. Akım iplikçiklerin meridyonel kesite yerleştirilmesi [16]



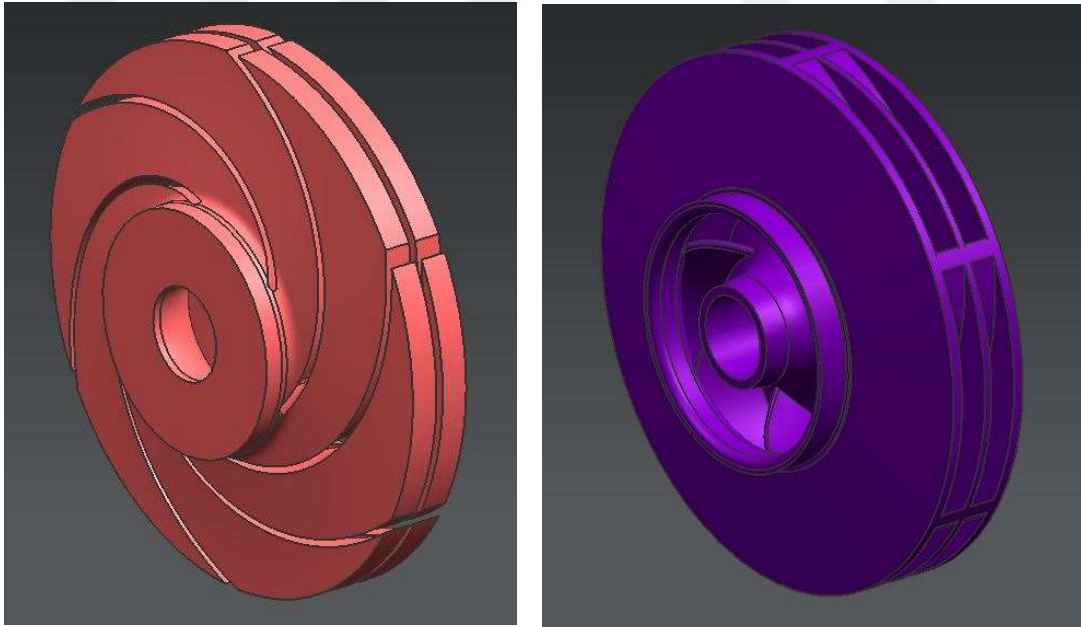
Şekil 4.25. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa çarkının akım iplikçiklerin meridyonel kesite üç boyutlu yerleştirilmesi

4.1.4. Çarkın Katı Modellerinin Oluşturulması

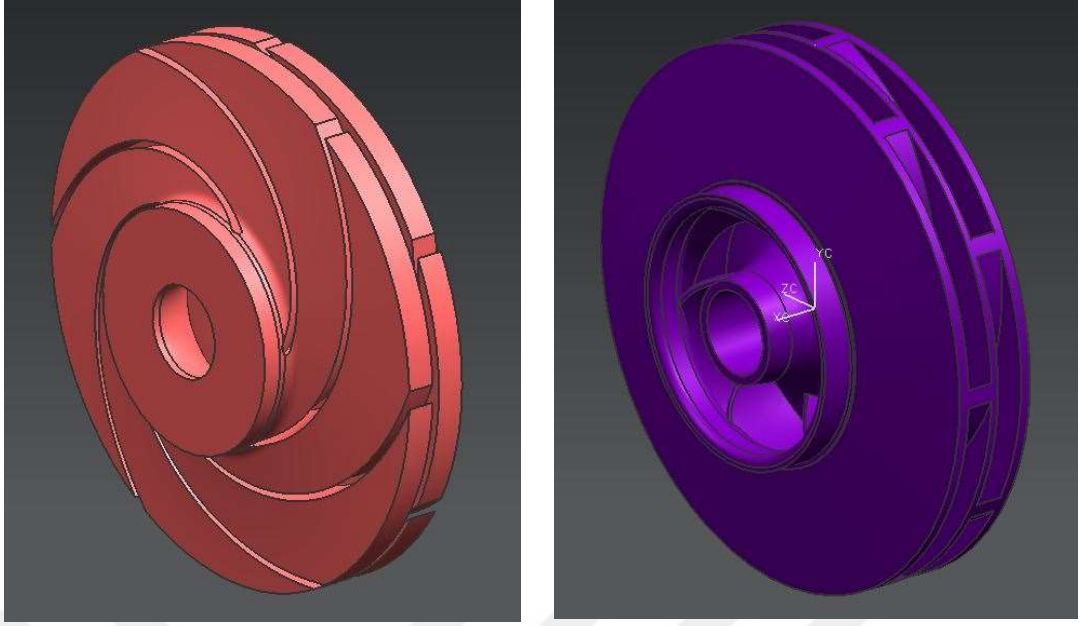
Bölüm 4.1.2 ve Bölüm 4.1.3 kullanılarak akım iplikçikleri ve meridyonel kesitler AutoCAD LT 2013 programında çizilerek katı model oluşturmak için Siemens NX 6.0 programına aktarıldı ve çarkın katı modelleri oluşturuldu.



Şekil 4.26.Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa çarkının kesit resmi



Şekil 4.27. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın düz kanatlı çarkının sırasıyla akış hacmi ve model resmi



Şekil 4.28. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın çapraz kanatlı çarkının sırasıyla akış hacmi ve model resmi

Yukarıda verilmiş olan çift emişli fanların ilk şekil de şaşırma açısı 30 derece ikinci şekilde ise şaşırma açısı 0 derecedir. Bu durum için hidrolik kuvvetler incelenecektir. Hidrolik kuvvetler iki şekilde azaltılabilir.

- Şaşırmalı kanat kullanımı
- Çift salyangoz yapı kullanımı

Yukardaki örnek için ise şaşırmalı kanat kullanımı gösterilmiştir. Bu durumların analizleri bir sonraki bölümde bahsedilecektir.

4.2. Salyangoz (Volute) Tasarımı

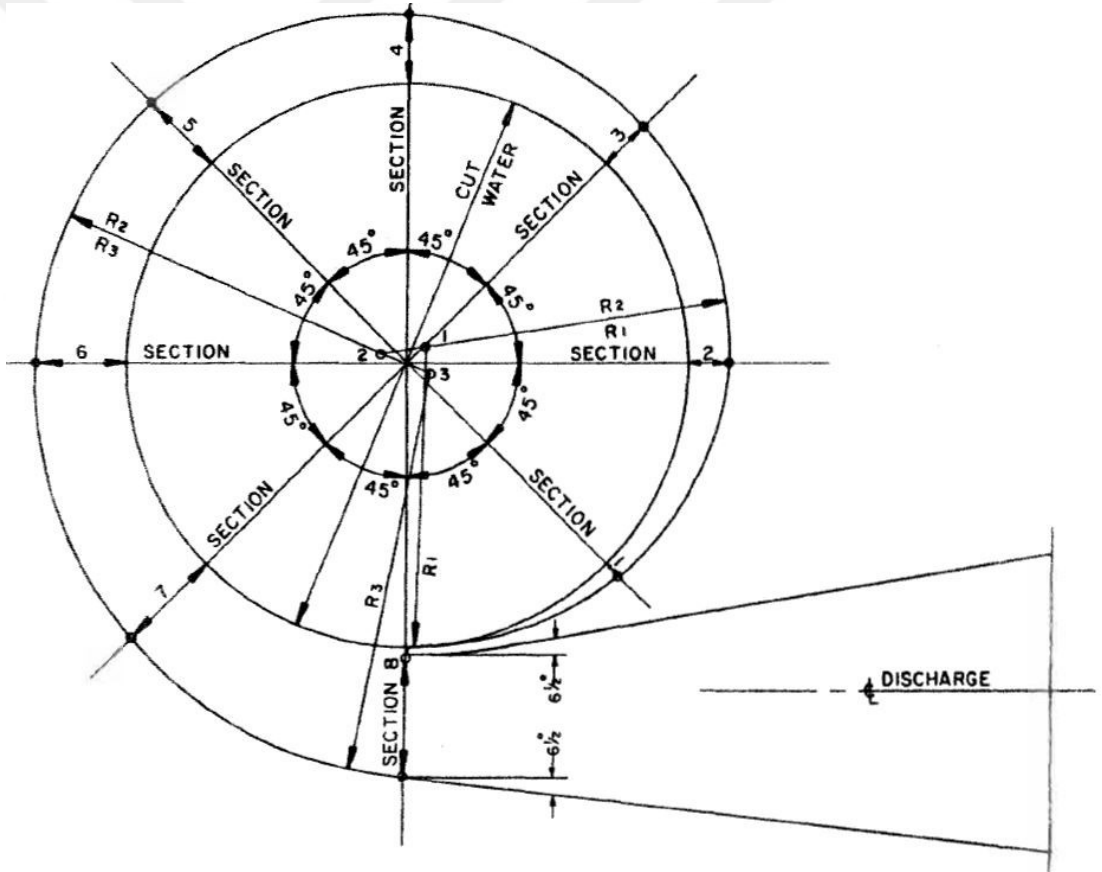
Salyangoz, sıvıya verilen kinetik enerjinin çark sayesinde basınca dönüşmesini sağlar. Pompa gövdesinin, toplam basıncın dinamiğinde hiçbir rolü yoktur, bu nedenle yalnızca kayıpları en aza indirir.

Çark tahliyesindeki sıvının mutlak hızı, pompa gövdesi tasarımında önemli bir parametredir. Bu hız, birincil muhafaza tasarım parametresi olan salyangoz bölümlerindeki ortalama sıvı hızından farklıdır.

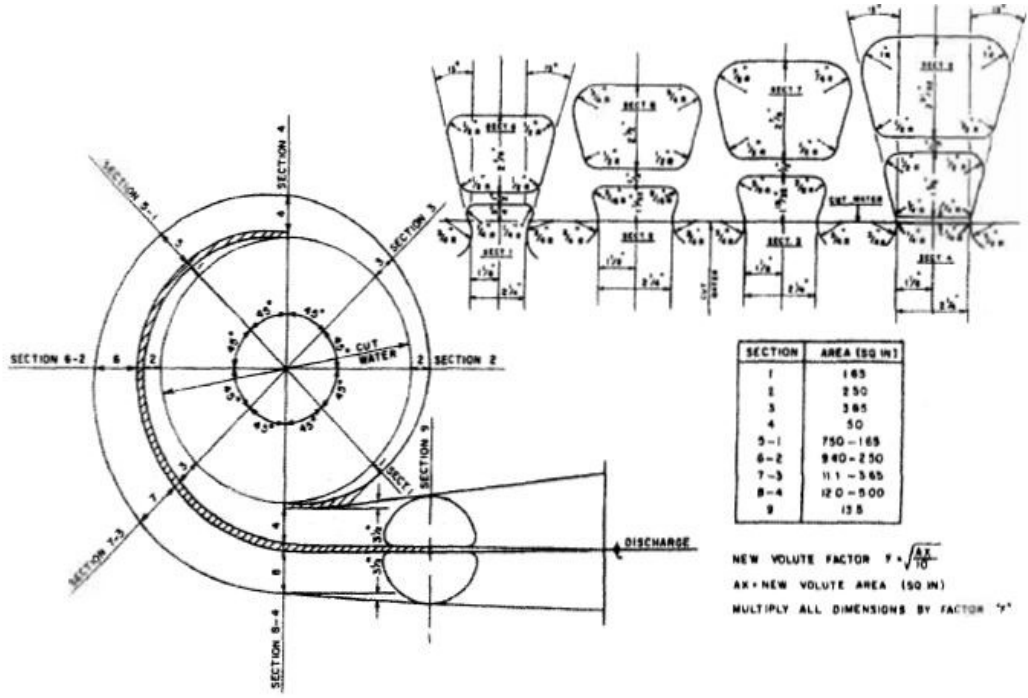
Tüm pompa elemanları gibi salyangozlar, ortalama hızlara göre tasarlanmıştır. Ortalama hız, akış hızının, toplam akış alanına bölünerek elde edilen hızdır. Tasarımlar genellikle istenen BEP akışına dayanır ve basınç kapasitesinin geri kalanı üzerindeki

performans yalnız hesaplanır. Salyangoz gövde içindeki basınç dağılımının ölçüldüğü birçok testin sonuçları şunları göstermektedir:

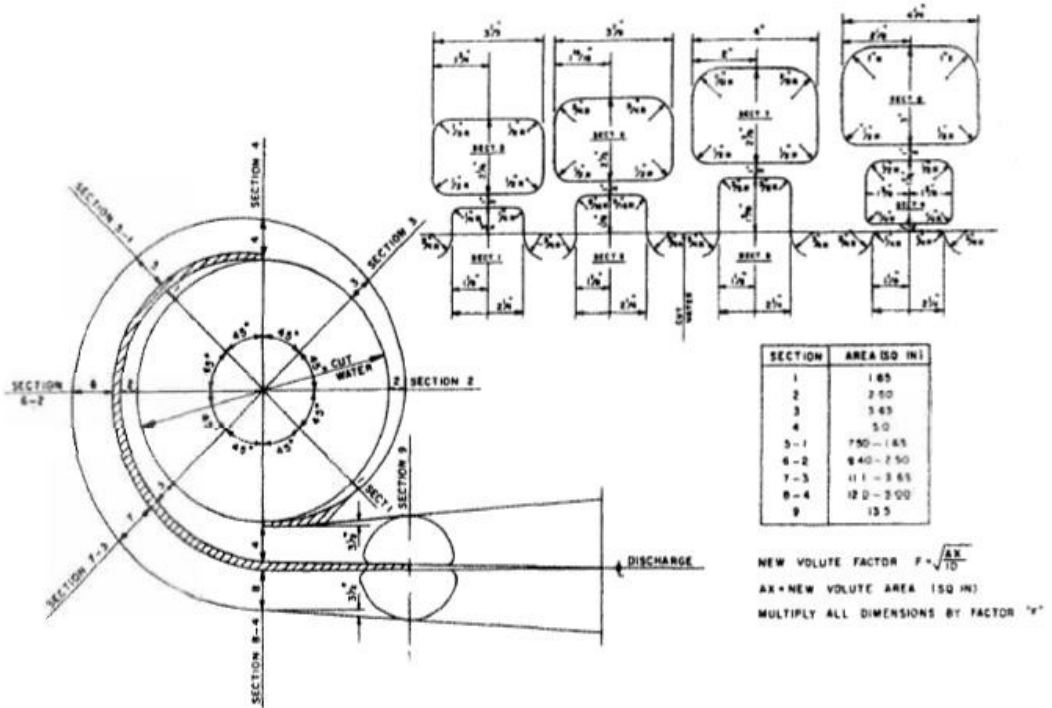
- Sabit hıza sahip tasarımlar en iyi hacim kapasitesine sahiptir.
- Kinetik enerji, salyangoz boğazından hemen sonra difüzyon odasında basınç haline dönüştürülür.
- En verimli pompalarda, 7 ve 13 derece arasında toplam sapma açısına sahip difüzyon odaları kullanılır.
- En iyi tahliye emiş borusu ağız tasarımı bile kinetik enerjinin dönüşümünü tamamlamamaktadır. Bu durum, en yüksek basıncın tahliye bağlantısından yedi boru çapının okunduğu Grand Coulee model pompasında da belirtilmiştir [28].



Şekil 4.29. Tipik bir salyangoz yapışı [28]



Şekil 4.30. Trapez kesitli çift salyangoz [28].



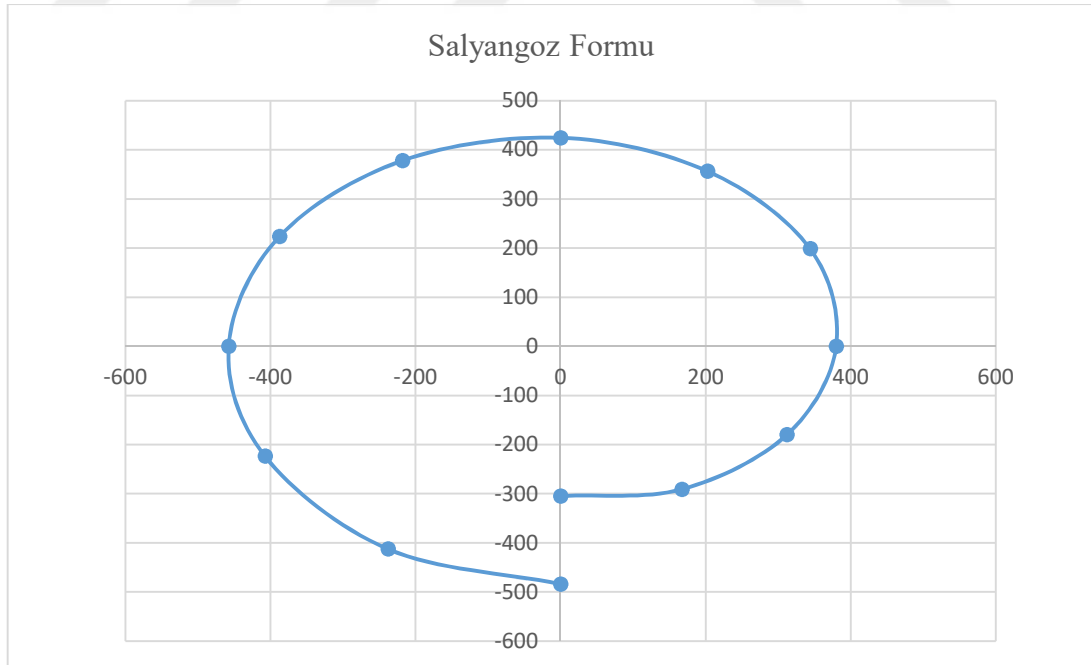
Şekil 4.31. Dikdörtgen kesitli çift salyangoz [28]

Çift salyangozlu yapı tercihlerinde genel olarak yukarıdaki kesitler kullanılırken günümüzde döküm teknolojisinin de gelişmesiyle dairesel kesitli salyangoz tasarımları kullanılmaya başlamıştır [28].

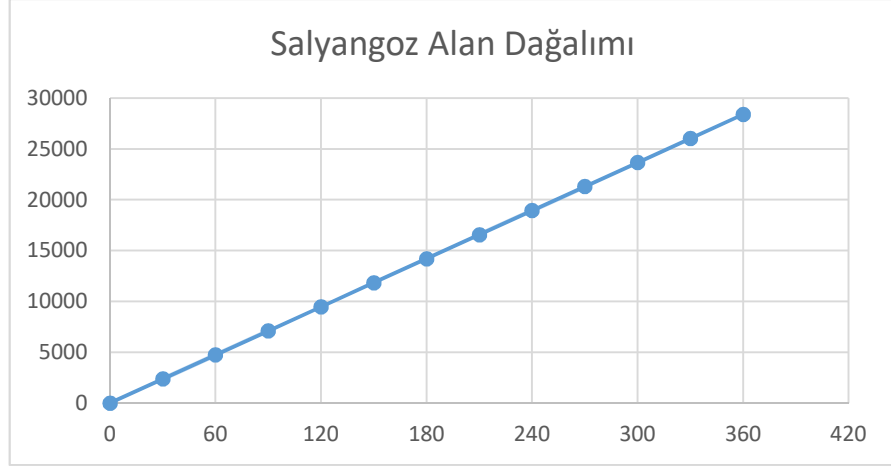
Tablo 4.6’da hesaplanmış olan kesit alanı ve D_3 yardımıyla Tablo 4.9 oluşturulmuştur. Tablo 4.6’da verilmiş olan salyangoz kesit alanı salyangozun çarkla temas edeceği son alandır. Bu alan Tablo 4.9’daki 360° deki konumda görülmektedir.

Tablo 4.9. Salyangoz tasarım parametreleri

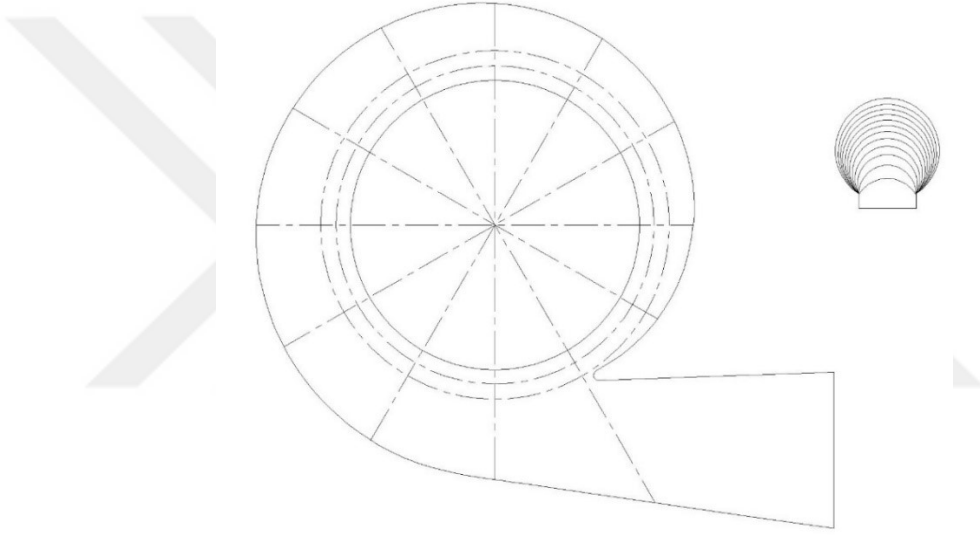
| Konum (°) | Kesit Alanı (mm ²) | Kesit Alanının Konumu X(mm) Y (mm) | | Kesit alan yarıçapı (mm) |
|--------------|-----------------------------------|---------------------------------------|--------|-----------------------------|
| 0 | 0 | 0 | -305 | 0 |
| 30 | 2366.083333 | 167 | -291 | 65 |
| 60 | 4732.166667 | 312 | -180 | 55 |
| 90 | 7098.25 | 380 | 0 | 58 |
| 120 | 9464.333333 | 344 | 198.5 | 62.5 |
| 150 | 11830.41667 | 202.5 | 356.5 | 67.5 |
| 180 | 14196.5 | 0 | 424.5 | 72.5 |
| 210 | 16562.58333 | -218 | 378 | 77.5 |
| 240 | 18928.66667 | -387.5 | 223.5 | 82.5 |
| 270 | 21294.75 | -457.5 | 0 | 86 |
| 300 | 23660.83333 | -407.5 | -223.5 | 90 |
| 330 | 26026.91667 | -238 | -412.5 | 95 |
| 360 | 28393 | 0 | -484 | 100 |



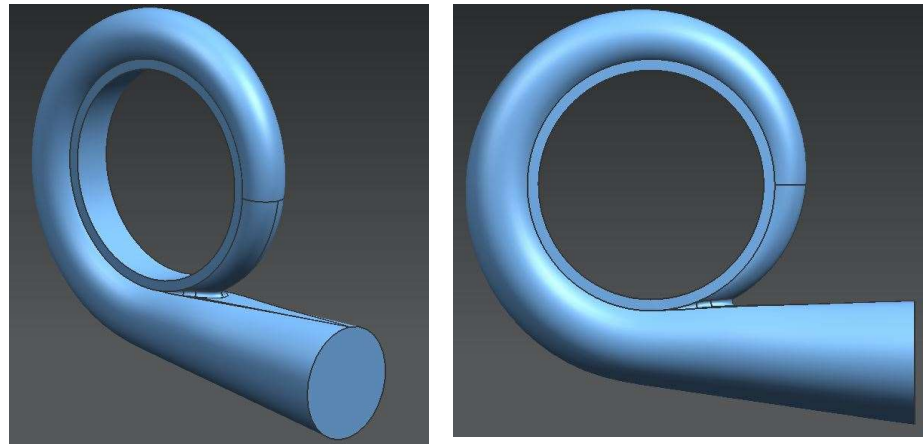
Şekil 4.32. Salyangoz sarmal formu



Şekil 4.33. Salyangoz kesit alanı dağılımı



Şekil 4.34. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın salyangozunun Autocad



Şekil 4.35. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa salyangozunun akış hacminin Siemens NX 6.0 oluşturulması

4.3. Emiş Tasarımı

Çift türbinli tek kademe pompalar, dünya çapında endüstriyel alanda en çok kullanılan pompalardır. Uygulandığı alanlar hafif iş yapılarındaki ticari pompalardan ağır işlerde kullanılan boru hattı püskürtme pompalarına kadar uzanmaktadır. Çift türbin, başlangıçta maliyeti oldukça düşük olan bir makinedir. 160-225[m³/h]'in üzerinde seyreden değerlerle birlikte gereken NSPH değeri düşüktür. Tüm modern çift çarklı pompalar, basınç-kapasite eğrisinin tam aralığı boyunca hidrolik radyal dengeyi korumak için çapraz kanatlı veya çift-salyangozlu gövdeyle tasarlanmıştır. Bu pompaların çarkları çift türbinli olduklarından teorik olarak aksel dengededirler. Çift türbinli pompalar genellikle emme yüksekliğinin altında, tahliye vanası olmayan bir sistemde farklı kapasite gereksinimlerini karşılayacak şekilde kullanılmalıdır. Bu pompalar oldukça büyük olabilir, yüksek kapasitelerde, gaz veya hapsolmuş havayla pompalamak mümkündür. Tüm bunlara rağmen, bu pompalardan beklenen şey gürültüsüz veya kavitasyonsuz çalışmalarıdır. Bu nedenle, emiş kısmının tasarımına en uygun teknik usulünü bilmeye dayanmaktadır ve tasarım sürecinde talimatlara bağlı kalınmalıdır.

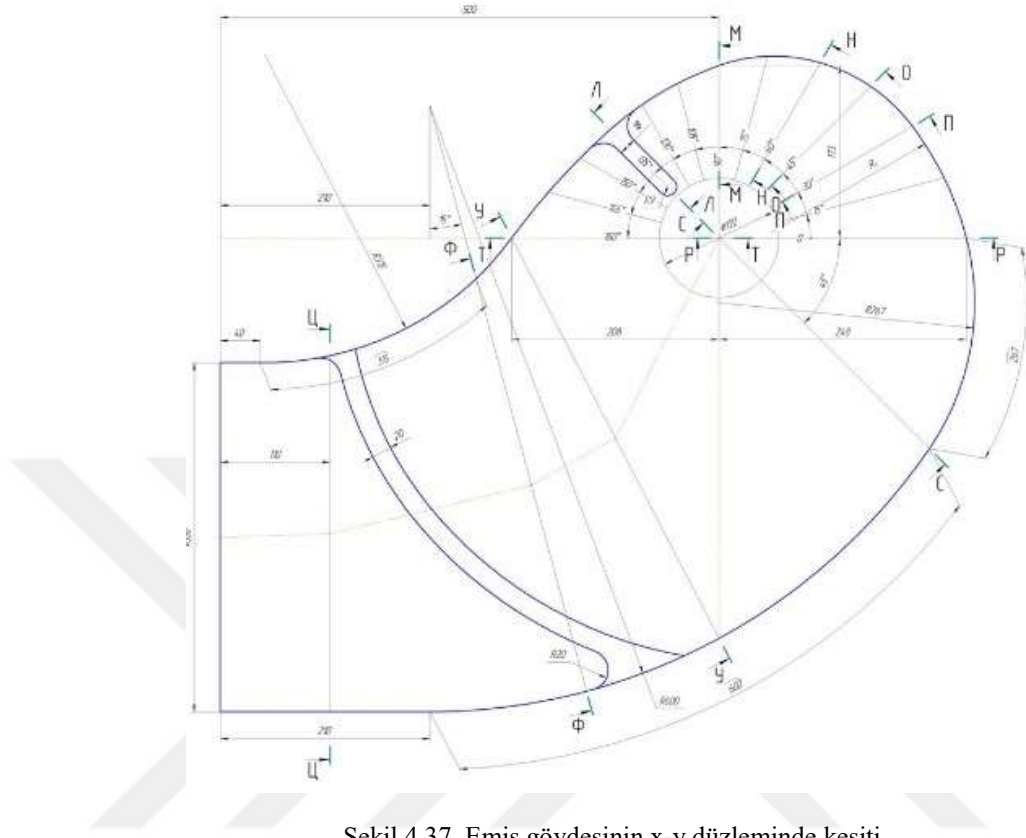
4.3.1. Pompa Emişi

Çift türbinli, çiftli salyangoz gövde, tek türbinli pompaya benzer şekilde tasarlanmıştır. Çift türbinli pompanın özgül hızı, N_q , tek türbin ünitesinde olduğu gibidir. Pompanın özgül hızını hesaplarken debi ikiye bölünmelidir fakat deneyler göstermektedir ki, debiyi ikiye böldüğünüz takdirde tasarıda yanlış yapabilir ve olumsuz sonuçlar alınabilir[28]. Bu yüzden bu tip pompalar tasarlarken dikkatli olunmalıdır. Çift türbinli pompalarda pompa çarkının dizaynı, tek türbinlilerinkinden farklı olacaktır. Bu durum, aşağıdaki paragrafta ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

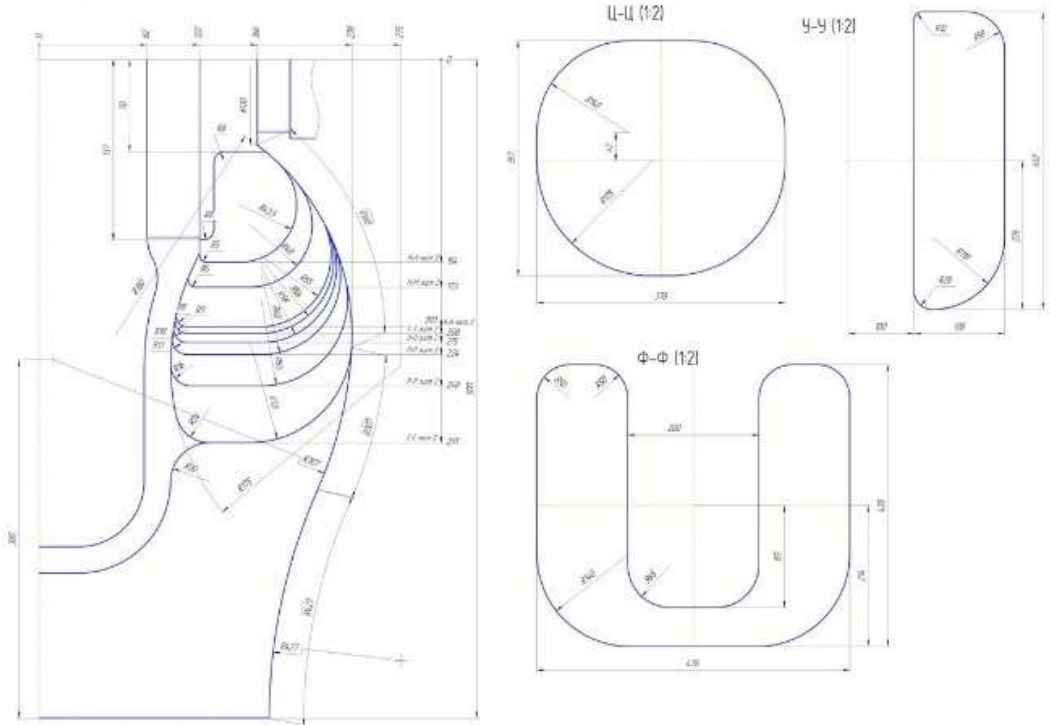
4.3.2. Yan Panel Kesiti ve Emiş Ağızı Yerleştirme

Emiş ağızından çark göz veya gözlerine doğru, sıvı geçişi alanlarının tasarımı hidrolik açıdan mükemmel olmalıdır. Çünkü ekonomik sebeplerden olmak üzere genelde bu tasarım en aza indirgenmekte ve olumsuz sonuçlar alınmaktadır. Deneyler, bu tarz yaklaşımların NPSH problemlerine yol açtığını göstermektedir. Günümüz endüstrisinde NPSHA azaltılmaktadır; bu yüzden, ideal NPSHR için, çark gözüne yerleştirilecek türbinin tasarımı dikkatlice kontrol edilmelidir. Deneylerde, yan panel kesiti girişinde, akan sıvının belirli bir miktarının önlenmesine yönelik çalışmalar

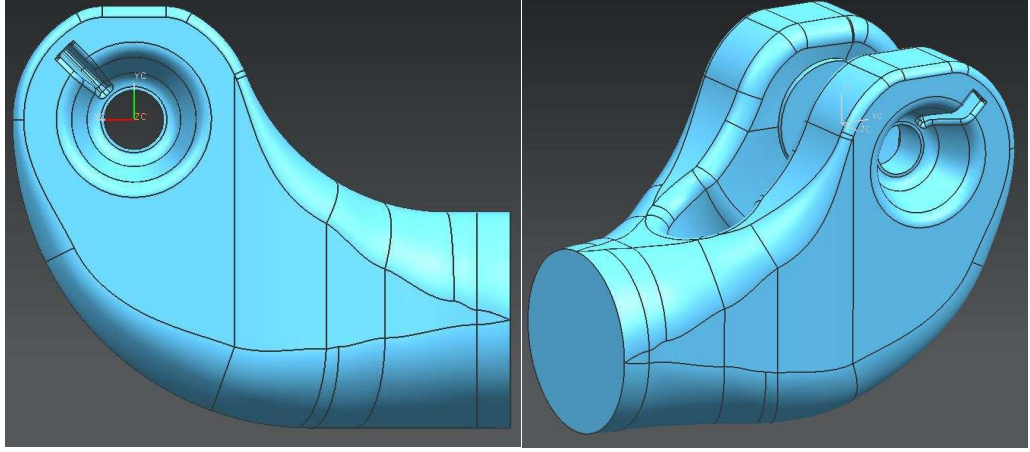
Excel, Autocad LT 2013 ve Siemens NX 6.0 yardımıyla emiş Şekil 4.39'daki gibi çizilmiştir.



Şekil 4.37. Emiş gövdesinin x-y düzleminde kesiti



Şekil 4.38. Emiş gövdesinin x-z düzleminde kesiti



Şekil 4.39. Şekil 4.37 ve Şekil 4.38'deki kesitlere göre oluşturulmuş akış hacmi

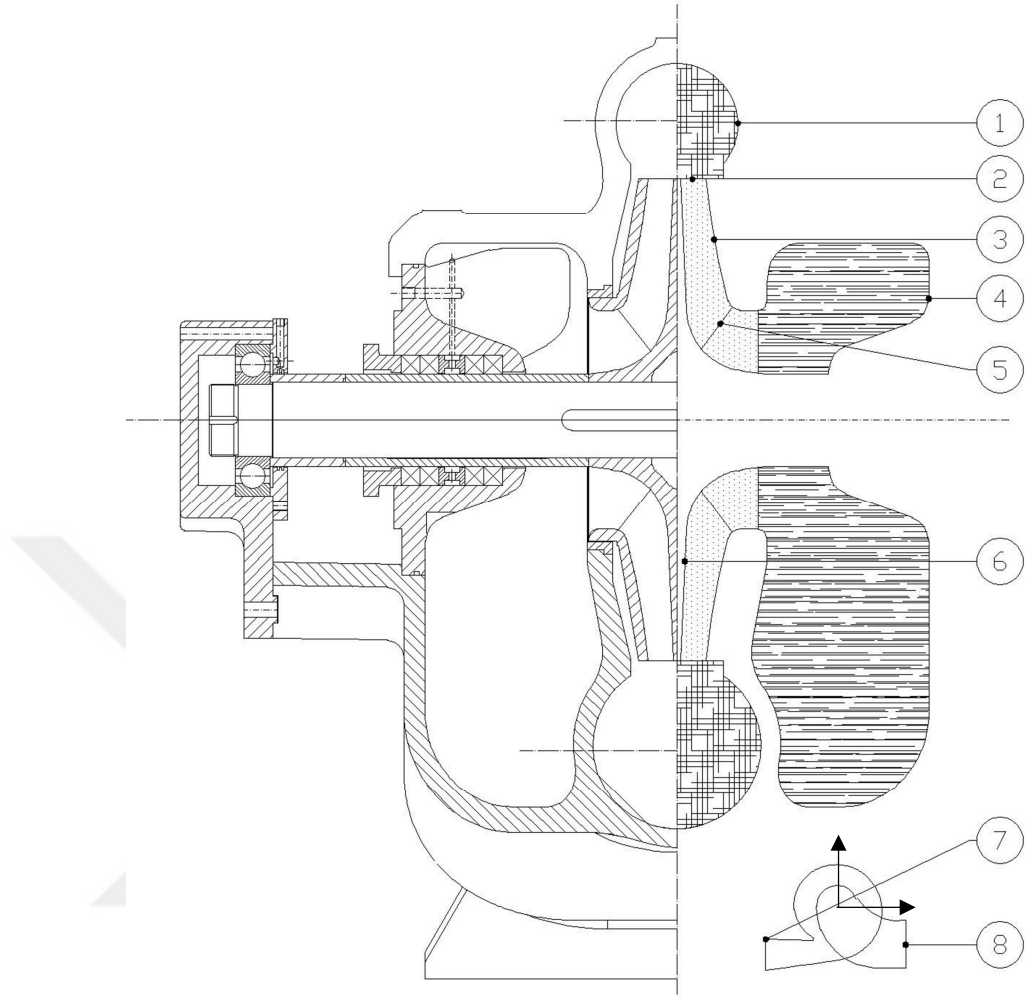


5. ÇİFT EMİŞLİ VE ÇAPRAZ KANATLI ÇARKI OLAN AYRILABİLİR GÖVDELİ SANTRİFÜJ POMPANIN BİLGİSAYAR ORTAMINDA MODELLENMESİ

Günümüzde, bilgisayar teknolojilerindeki gelişme sayesinde, pompa performansı analizinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kullanımı yaygınlaşmıştır. Dizayn edilen bir akım makinasının performans değerleri, CFD yazılımları kullanılarak, prototipin üretim süreci tamamlanıp, makina deneye alınmadan önce hesaplanabilmektedir. Analiz sonucunda, pompalar için temel tasarım değişkenleri olan, debi, basınç, güç ve verim değerleri hesaplanabildiği gibi, kanatlar arası kanallardaki bağıl hız değişimi, eş basınç yüzeyleri, kanat yükleri, tork, giriş ve çıkış açıları, aksenal yük, çark çıkışı ile difüzör girişi ilişkileri gibi birçok özellik gözlemlenebilmektedir. Bu sayede, üretime geçilmeksizin, makinanın, istenilen çalışma değerlerini sağlayıp sağlayamayacağı kontrol edilmekte, akışı engelleyen veya bozan formlar belirlenmekte, tasarım sırasında kabul edilen şartların doğruluğu araştırılabilmektedir [39].

CFD yazılım programlarında, gerçeğe en yakın, güvenilir sonuçların alınabilmesi için öncelikle analizi yapılacak elemanın akış hacminin, kusursuz bir şekilde modellenmesi gerekmektedir. Gerekli durumlarda, akışa olan etkisi göz ardı edilebilecek imalat detayları, modelden atılarak akış hacmi sadeleştirilmelidir. Akış hacminin modellenmesi aşamasında çözümü etkilemeyecek bölgelere atanan gereksiz detaylar, sayısal ağ (mesh) örülürken, çok yüksek çarpıklığa sahip elemanların oluşmasına sebep olmaktadır. Yüksek çarpıklığa sahip elemanlar analiz sırasında hatalı hesaplamalara (nümerik viskozite gibi) sebep olmaktadır.

Dizayn edilen çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa, iki farklı akış hacminden oluşmaktadır. Dönen pompa çarkının sınırları içinde rotor-sıvı, sabit difüzör sınırları içinde ise stator-sıvı bulunmaktadır. İleride, sayısal ağı tamamlanan akış hacminin analiz ayarları yapılırken, yüzeylerin daha kolay erişilebilir olması amacıyla, hacmi sınırlayan yüzeyler, akım makinası içindeki görevlerine göre kategorize edilmeli, benzer yüzeyler aynı gruplar altında toplanmalıdır.



Şekil 5.1. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın ve akışının kesit resmi

Pompa kademesinin akış hacmini sınırlayan yüzeyler ve sınır koşulları, aşağıdaki gibi sınıflandırılmıştır:

- 1) Vol: Pompanın salyangoz yüzeyi (duvar sınır koşulu)
- 2) Rot: Pompa çarkının ve kanadının salyangozla temas yüzeyi (Ara yüzey sınır koşulu)
- 3) Shroud: Pompa çarkının dış yüzeyi (duvar sınır koşulu)
- 4) Suc: Pompa emişinin yüzeyi (duvar sınır koşulu)
- 5) Blade: Pompa kanadının yüzeyi (duvar sınır koşulu)
- 6) Hub: Pompa çarkının iç yüzeyi (duvar sınır koşulu)
- 7) Outlet: Pompa çıkışı (basınç sınır koşulu)
- 8) Inlet: Pompa girişi (kütleli debi sınır koşulu)

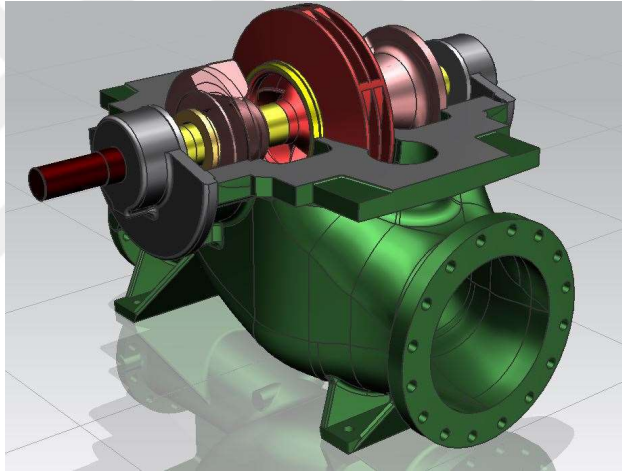
5.1. Çift Emişli ve Çapraz Kanatlı Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın Ansys Fluent Programında Analizi

Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa analiz edilirken aşağıdaki temel aşamalardan oluşmaktadır[39]:

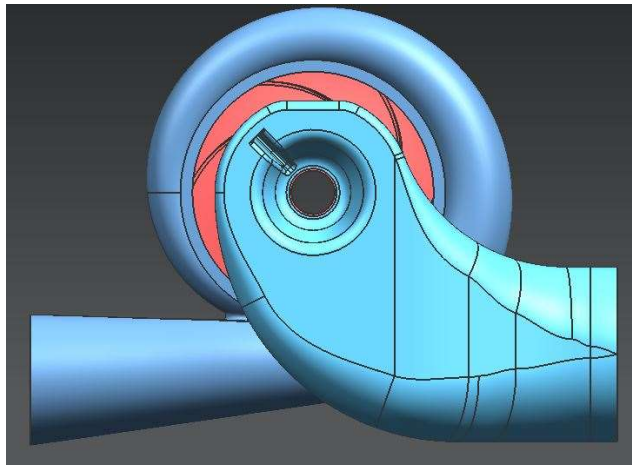
- I- Katı ve sıvı modelin (akış hacmi) oluşturulması
- II- Sıvı modeli sonlu hacimlere bölen sayısal ağ(mesh) tabakalarının oluşturulması
- III- Çalışma şartlarını sembolize eden sınır koşullarının ve çözüme etki eden ayarların yapılması
- IV- Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi (post processing)

5.2. Katı Ve Sıvı Modelleri

Katı ve sıvı modeller oluşturulurken Siemens NX 6.0 programı ile oluşturulmuştur.



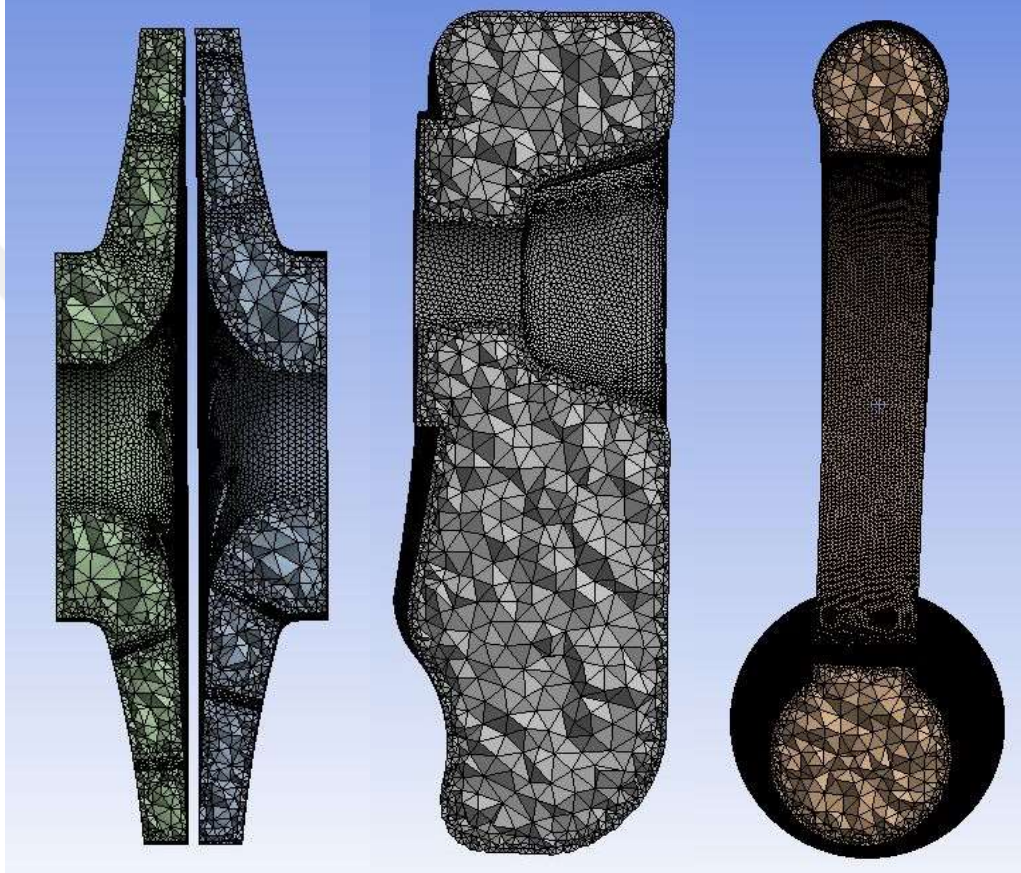
Şekil 5.2. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın model resmi



Şekil 5.3. Çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın akış hacmi

5.3. Sıvı Modeli Sonlu Hacimlere Bölen Sayısal Ağ(Mesh) Tabakalarının Oluşturulması

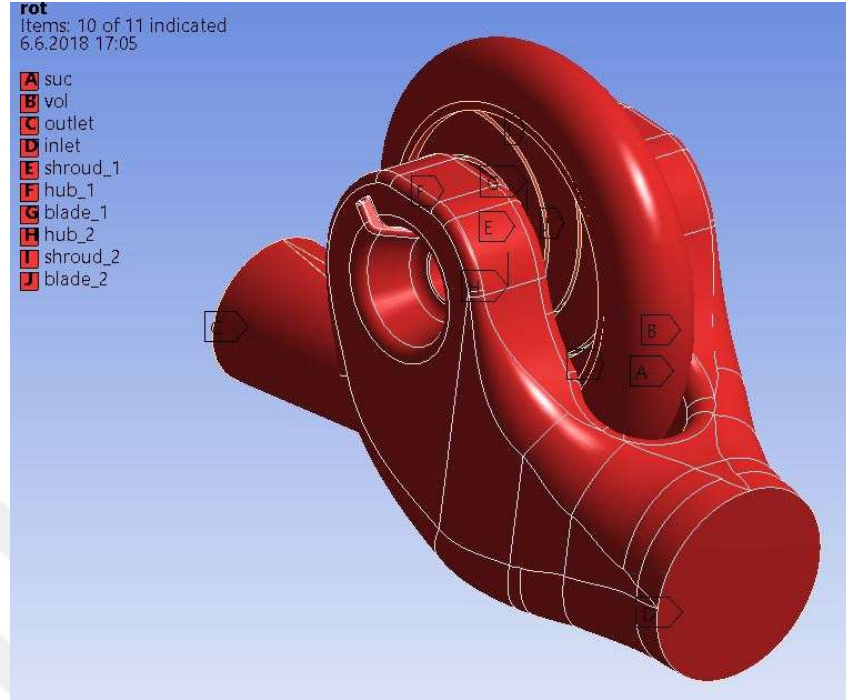
Sayısal ağlar bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi için oldukça önemli parametrelerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde, akış hacmini oluşturan her sonlu hacim için Navier-Stokes denklemleri çözülmektedir. Akış hacmine sayısal ağın düzgün oluşturulması, analiz sonucunun güvenilirliğine etki eden faktörlerin başında yer almaktadır.



Şekil 5.4.Akış modelinin sayısal ağ görüntüsü

Pompa analizlerinde, kanat yüzeyleri, çark çıkışı, difüzör girişi gibi önemli bölgelerde, sınırdan uzaklaştıkça sonlu hacim formunu büyüten, boyut fonksiyonları (size function) kullanılmalıdır. Gerçeğe en yakın sonuçlara ulaşmak amacıyla, hız gradyanının yüksek olduğu yerlerde, akışa paralel yönde sınır tabaka atanmaktadır. Toplamda 3328626 element ve 691277 node kullanılmıştır. Elementlerdeki maksimum bozulma (skewness) 0.87'dir. Ansys Fluent'in mesh modülünde yüzeylerin tanımlanması gerekmektedir. Aksi takdirde Fluent kendi isimlendirmektedir. Bu durum ise bir karmaşa yaratacağı için mesh modülünün içinde

isimlendirme yapılmalıdır. Şekil 5.5’de görüldüğü şekilde isimlendirmek işimizi oldukça kolaylaştıracaktır.

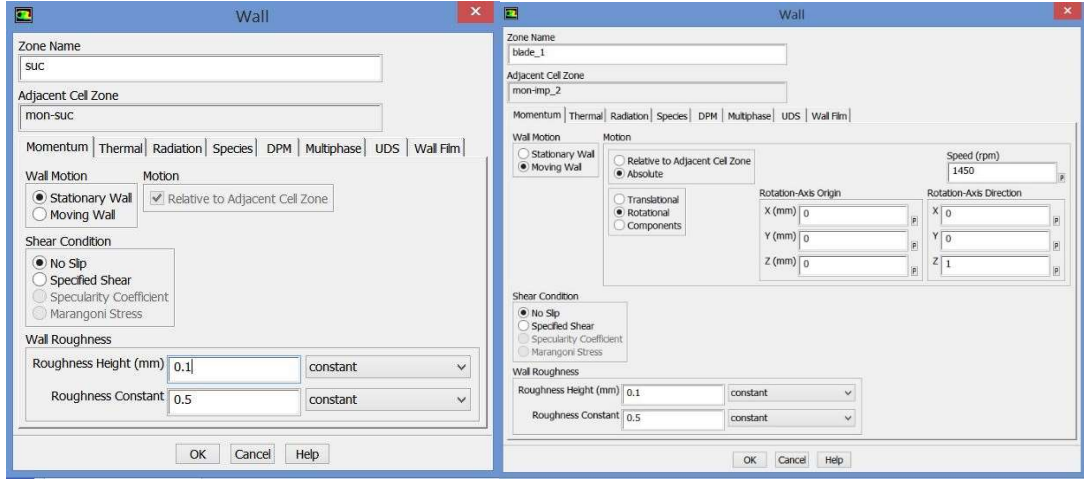


Şekil 5.5. Akış modelinin duvarlarının isimlendirilmesi

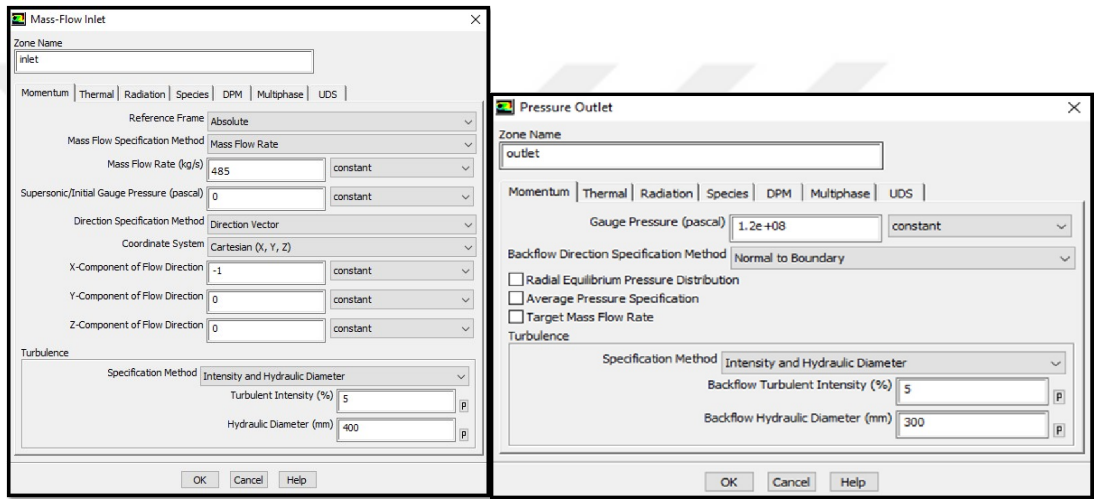
Akım makinesinin boyutlarına bağlı olarak sonlu hacimlerin belirli bir sayıda olması gerekmektedir. İşlem süresi ve analiz sonuçlarının doğruluğu ‘mesh’ sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Güvenilir çözüme ulaşabilen minimum işlem süresini sağlamak için, analiz sonuçlarının, artan düğüm noktası miktarıyla değişmediği durumdaki (grid independent) mesh sayısına ulaşılmalıdır. Bu duruma ulaşmak için, hız ve basınç gradyanlarının yüksek olduğu bölgelerdeki sonlu hacimleri parçalayan, “adaption” fonksiyonları kullanılmaktadır [40].

5.3.1. Sıvı Modelin Ansys Fluentde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çözümleri

Çözüme başlamadan önce sınır şartlarını Ansys Fluent’e girmek gerekmektedir. Pompanın imal yöntemi döküm olduğu için yüzey pürüzlülüğü oldukça yüksektir. Bu yüzden 0.1 mm gibi bir yüzey pürüzlülüğü kullanılmıştır. Giriş şartını Fluent otomatik olarak hız tanımlar ama hızı hesaplamak yerine bunu kütleli debi girişine çevirebiliriz. Çıkış sınır koşulunu direkt basınç olarak görür ve burada tanımlamamız gereken bir gage basıncı mevcuttur. Bu basınç 1.2 E+08 [Pa] gibi bir değer girilir. Analizlerde kullanılan birkaç sınır koşulu bir sonraki sayfada gösterilmiştir.



Şekil 5.6. Duvar sınır şartları



Şekil 5.7. Giriş ve çıkış sınır şartları

5.3.2. Sıvı modelin Ansys Fluentde hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri

Ansys Fluent 14.0 yardımı ile akış hacmi çözdürülmüştür. Türbülans modeli olarak $k-\Omega$ kullanılmıştır. Tablo 5.1 ve Tablo 5.2'deki sonuçlar elde edilmiştir. Tablo 5.1 ve Tablo 5.2'deki kuvvetlerin yönleri Şekil 5.1 temel alınarak yazılmıştır.

Tablo 5.1. Çapraz kanatlı pompanın CFD analiz sonuçları

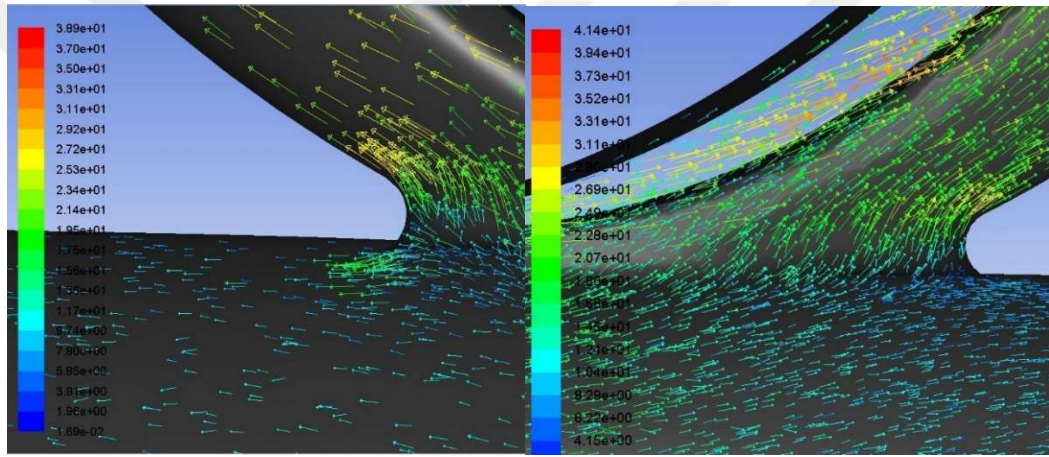
| Debi (lt/sn) | Basma yüksekliği (mSS) | Güç (kW) | Verim (%) | F _x (N) | F _y (N) | F _z (N) | F _{tot} (N) |
|--------------|------------------------|----------|-----------|--------------------|--------------------|--------------------|----------------------|
| 277.7 | 109.87 | 390.23 | 76.84 | -1252 | -2963 | 256 | 3216 |
| 485 | 100.82 | 542.27 | 88.62 | -1089 | 336 | 110 | 1139 |
| 583 | 90.17 | 624.91 | 82.67 | 565.39 | 1238.65 | 85.86 | 1361 |

Tablo 5.1’de 30 derece çapraz kanatlı olan pompanın Ansys Fluent ortamında analizleri sonucunda elde edilen sonuçlar yer almaktadır

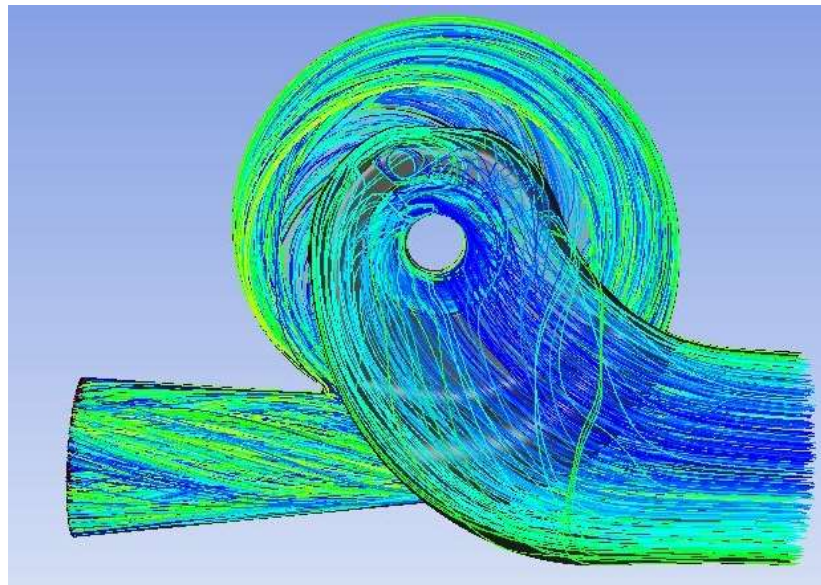
Tablo 5.2. Düz kanatlı pompanın CFD analiz sonuçları

| Debi (lt/sn) | Basma yüksekliği (mSS) | Güç (kW) | Verim (%) | Fx (N) | Fy (N) | Fz (N) | Ftot (N) |
|--------------|------------------------|----------|-----------|--------|--------|--------|----------|
| 277.7 | 108.08 | 384.96 | 76.62 | -1563 | -3454 | 241 | 3791 |
| 485 | 99.88 | 536.80 | 88.69 | -1171 | 549 | 134 | 1293 |
| 583 | 89.39 | 616.08 | 83.13 | 482 | 1464 | 193 | 1541 |

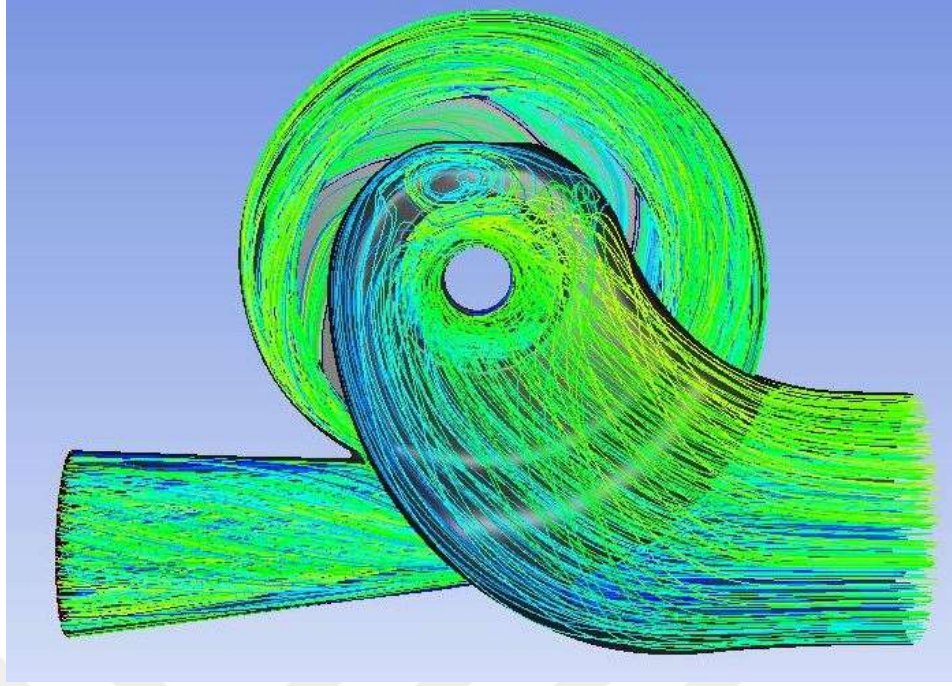
Tablo 5.2’de düz kanatlı olan pompanın Ansys Fluent ortamında analizleri sonucunda elde edilen sonuçlar yer almaktadır.



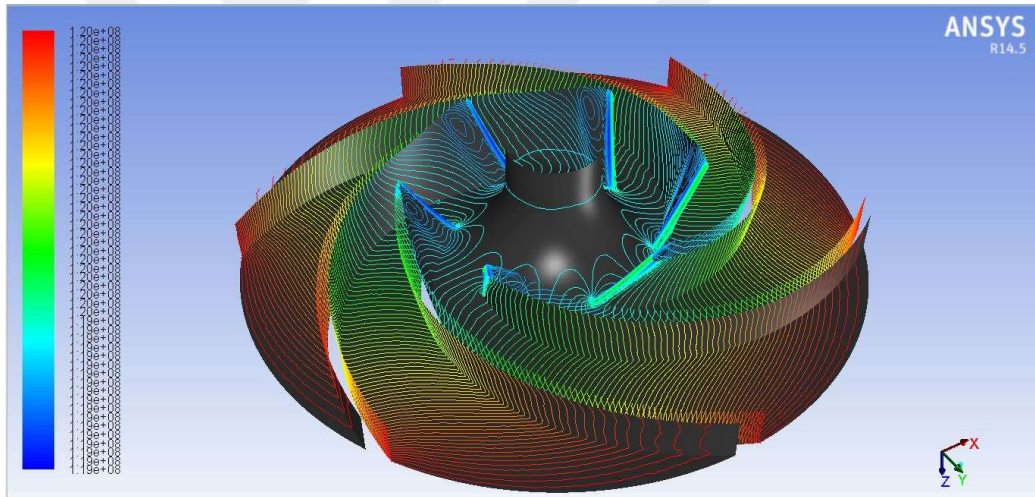
Şekil 5.8. Pompanın 485 [lt/sn]’deki dil bölgesindeki hız vektörleri (a: Düz kanata sahip pompanın dil bölgesi b: çapraz kanata sahip pompanın dil bölgesi)



Şekil 5.9. Çapraz kanatlı Pompanın 485 [lt/sn]’deki akım iplikleri



Şekil 5.10. Düz kanatlı pompanın 485 [lt/sn]'deki akım iplikleri



Şekil 5.11. Pompanın 485 [lt/sn]'deki çark içerisindeki basınç dağılımları

Şekil 5.8'de pompanın dil bölgesindeki hız vektörleri gösterilmiştir. Görüldüğü üzere bu bölgedeki hız vektörleri birbirine oldukça benzerdir. Bu yüzden çapraz kanat ve düz kanat arasında dil bölgesinde bir farklılık mevcut değildir. Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da görüldüğü üzere emiş ve sarmal yapıdaki akım iplikçiklerinin benzerliği rahat bir şekilde gözükmemektedir. Şekil 5.11'de görülen durum çark içerisindeki basınç dağılımı oldukça düzgündür. Bu şekilde basınç dağılımı elde etmek bir pompa çarkının istenilen verimlerde olabilmesi için oldukça önemlidir.

6. POMPA MİL HESABI

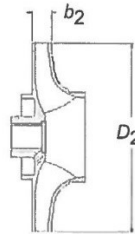
6.1. Giriş

Bu bölümde ilk olarak mil üzerine gelen yüklerden bahsedilmesi gerekmektedir. Bu tip pompalarda genel olarak salyangozdaki (volute) alan değişiminden dolayı doğan hidrolik kuvvetler en etkili kuvvetlerdir. Bu yüzden de bu pompaların hidrolik kuvvetleri mil emniyet sınırlarını (Mil emniyet sınırı mekanik salmastra konulan yerdeki sehim 0.05 [mm] geçmemesi gerekmektedir. Bu durum mekanik salmastranın sızdırmadan çalışabilmesi için gereklidir.) geçiyorsa ya çapraz kanatlı çarklar kullanılır ya da çift sarmal yapı kullanılır. Çapraz kanat kullanımının daha kolay bir şekilde uygulanabilmesi bu pompada tercih sebebi olmuştur. Çünkü pompanın sarmalına ikinci bir dil koymak dökülebilirliğini ve dökümden sonra temizlik işlemlerinde oldukça zorlayıcı bir durum oluşturur. Bu tip durumlar göz önüne alınarak çift emişli pompanın hidrolik kuvvetlerinin ne şekilde düşürüleceğine karar verilir.

6.2. Hidrolik kuvvet hesabı

Tek ve çift hacimli pompalar tipik olarak, akış tasarım oranında (BEP) mahfazanın mahfazası etrafında eşit ortalama hız için tasarlanmıştır. BEP'nin yakınında veya yakınında çalışan pompalar için radyal itme sifira yaklaşabilir. BEP'den daha yüksek veya daha düşük akış hızlarında çalışabilmek için, basınç dağılımı eşit değildir ve bu da çark üzerinde radyal bir itiş ile sonuçlanır. Radyal itmenin büyüklüğü ve yönü, akış hızındaki değişim ile değişir. Denklem F_R radyal itme Metrik birimleri hesaplamak için kullanılır [27].

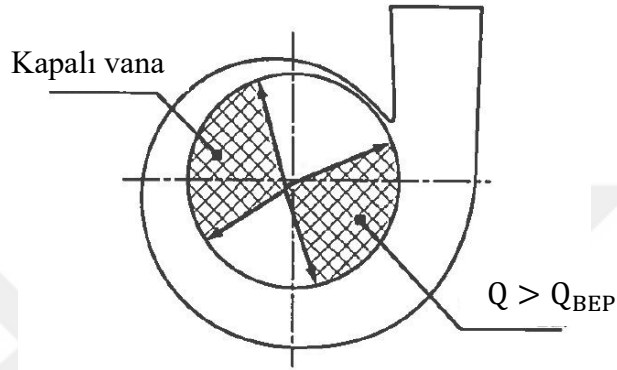
$$F_R = K_R \times H \times \rho \times g \times D_2 \times b_2 \quad 6.1$$



Şekil 6.1. D_2 ve b_2 göstermek için ek çizim [27]

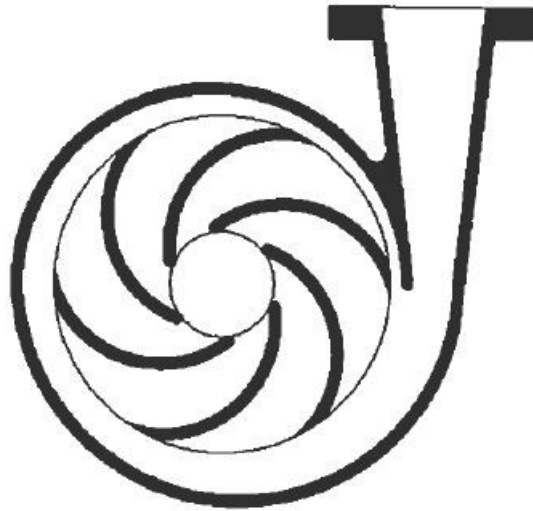
Tek sarmal pompalar için, radyal itmenin en yüksek değeri tipik olarak mil merkez çizgisinden kıvrımlı mahfazanın daha dar kısmına doğru bir yönde sıfır akıştaadır. Akış oranı arttıkça, yük, BEP'de ya da yakınında en düşük seviyeye ulaşana kadar

büyüklüğü kaybeder. Düşük özgül hız tasarımı pompalar için, minimum radyal itme değeri yaklaşık %80 olarak gözlemlenebilir. BEP akış hızının kuvvetin büyüklüğü daha sonra BEP üzerinden akış hızlarında artar ve yönü daha geniş sarmal bölgesine doğru kaymaktadır. Çeşitli hızlarda radyal kuvvetin tam yönü, pompanın özgül hızı büyük ölçüde bağlıdır. Şekil 6.2’de, tek sarmal salyangozlu pompalar için hidrolik kuvvetin yönünün yaklaşık sınırlarını göstermektedir [27].

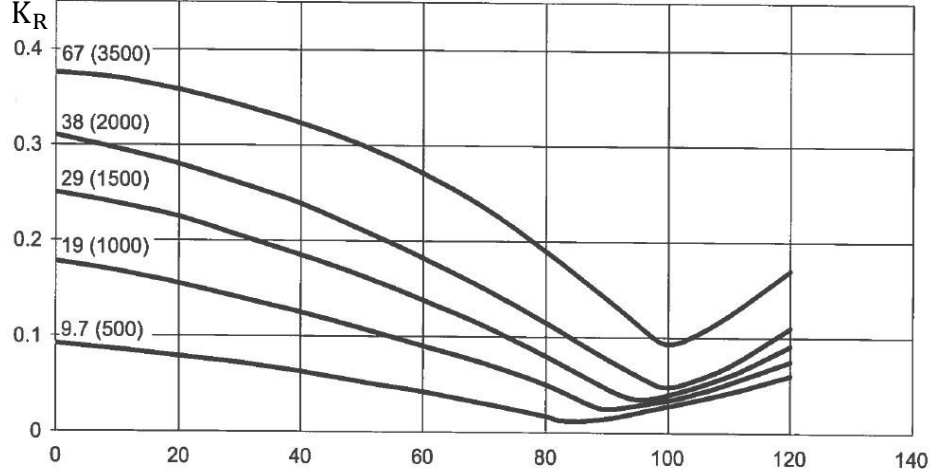


Şekil 6.2. Tek salyangoz için hidrolik kuvvet dağılımı [27]

Çift salyangoz, çarkın etrafında iki sarmalla kapattığı durumdur. Çift sarmallı bir gövdenin kullanılması, radyal yükü tek sarmala göre hidrolik kuvveti 0.1 ila 0.27 katına indirir.



Şekil 6.3. Tek sarmallı salyangoz



Şekil 6.4. Çeşitli özgül hızlarda tek sarmal için K_R faktörü

Hidrolik kuvvet hesaplanırken tablo çapraz kanattaki basma yüksekliği göz önüne alınarak Denklem 6.1 yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Hidrolik kuvvetin yönü kapalı vanaya doğru Şekil 6.2’de görüleceği üzere pompanın çark kütesinden kaynaklanan ağırlığın tersi yönünde olduğu gözükmemektedir. Burada tam açığı kestiremeyeceğimiz için çarkın ağırlığına tam zıt yönde olduğunu varsayacağız.

$$F_R = 0.14 \times 109.87 \times 998 \times 9.81 \times 0.575 \times 0.090$$

$$F_R = 7793.2 \text{ [N]}$$

Siemens Nx 6.0 yardımı ile çarkın kütlesi 103 [kg] olarak katı modelden ölçülmüştür. Çarkın oluşturduğu kuvvet aşağıda hesaplanmıştır.

$$F_{\text{Çark}} = 103 \times 9.81 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{Çark}} = 1010.43 \text{ [N]}$$

Toplam mile gelen kuvvet aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$F_{\text{tot}} = F_R - F_{\text{Çark}}$$

$$F_{\text{tot}} = 6782.8 \text{ [N]}$$

6.3. Pompa Mil Çapının Tayini

Hem eğilmeye hem de burulmaya zorlanan millerin boyutlandırılmasında iletilmekte olan güçten kaynaklanan burulma zorlanması esas alınarak yaklaşık çap hesabı yapılır [42]. Pompa mil çapını tayin ederken aynı özgül hız bantlarında bulunan pompaların mil çapı referans alınarak işe başlanmıştır. Bu durumun böyle olmasının temel nedeni

bir standart yakalayabilmek içindir. Piyasadaki benzer özgül hızlı pompalar mil çapını 90[mm] ve kaplin çapı 80 [mm] olarak kullanılmıştır.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_b}{\pi\tau_{em}}} \quad 6.2$$

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{SM} \times b_0 \times b_1}{\beta_k \times s} \quad 6.3$$

Tablo 6.1. Çap düzeltme katsayısı, b_0

| Çap,d[mm] | b_0 |
|-----------|-------|
| 10 | 1.00 |
| 15 | 0.98 |
| 20 | 0.95 |
| 30 | 0.9 |
| 40 | 0.85 |
| 60 | 0.80 |
| 120 | 0.75 |

Düzeltilme faktörü, b_0 Tablo 6.1 yardımıyla çap 90 [mm] göre 0.775 bulunmuştur.

Tablo 6.2. Yüzey düzgünlük katsayısı, $b_1 = 0.94$

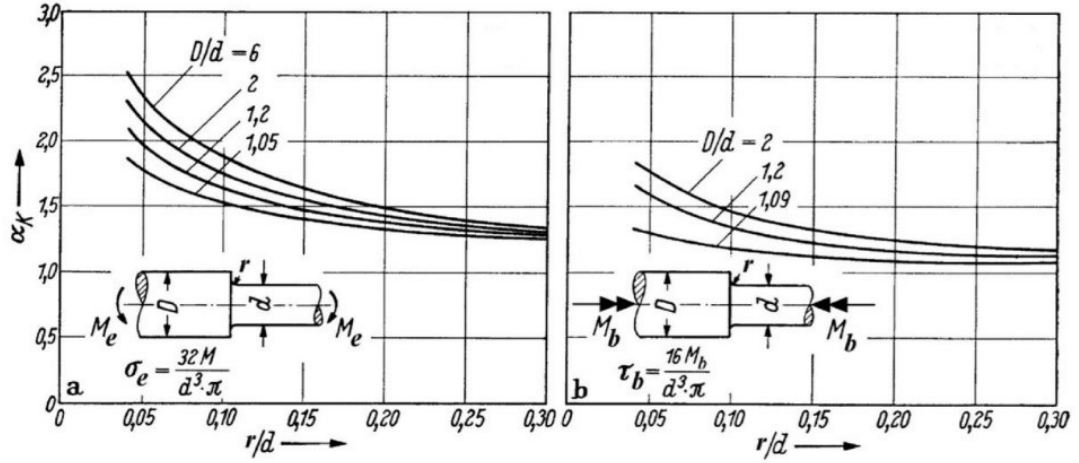
| Kopma dayanımı [N/mm ²] | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 |
|-------------------------------------|------|------|-------|------|-------|-------|------|
| Çok ince parlatılmış | 1.00 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 |
| Parlatılmış | 1.00 | 0.99 | 0.985 | 0.98 | 0.975 | 0.972 | 0.97 |
| Taşlanmış | 0.97 | 0.96 | 0.95 | 0.94 | 0.935 | 0.932 | 0.93 |
| İnce taşlanmış | 0.93 | 0.92 | 0.91 | 0.90 | 0.89 | 0.885 | 0.88 |
| Kaba taşlanmış | 0.91 | 0.90 | 0.88 | 0.86 | 0.84 | 0.82 | 0.78 |
| Tufallı | 0.80 | 0.74 | 0.67 | 0.61 | 0.56 | 0.51 | 0.43 |

Mil malzemesi olarak AISI 304 malzeme kullanılacaktır. Bu malzemenin kopma dayanımı 600 [Mpa] ve akma dayanımı ise 230 [Mpa]'dır. Mil taşlanacağı için yüzey düzgünlük katsayısı, b_1 Tablo 6.2'den 0.94 olarak seçilir.

$$\beta_k = 1 + \frac{\eta_k}{\alpha_k - 1} \quad 6.4$$

Tablo 6.3. Çentik hassasiyet katsayısı, η_k

| Malzeme | η_k |
|----------------|----------|
| İmalat çeliği | 0.4-0.8 |
| İslah çeliği | 0.6-0.9 |
| Yay çeliği | 0.9-1.0 |
| Hafif metaller | 0.3-0.6 |



Şekil 6.5. Gerilme yığılma faktörü, α_k

Tablo 6.3 ve Şekil 6.5 yardımıyla çentik faktörü, β_k 1.8 olarak hesaplanmıştır. Milin taşıdığı tork 3832 [Nm] olduğuna göre pompa mili:

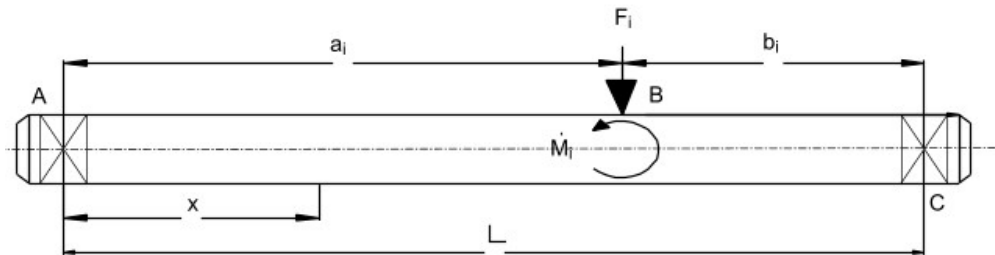
$$\tau_{em} = \frac{230 \times 0.775 \times 0.94}{1.8 \times 2.5}$$

$$\tau_{em} = 37.23 \text{ [Mpa]}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3832 \times 10^3}{\pi \times 37.23}}$$

$$d \cong 81 \text{ [mm]}$$

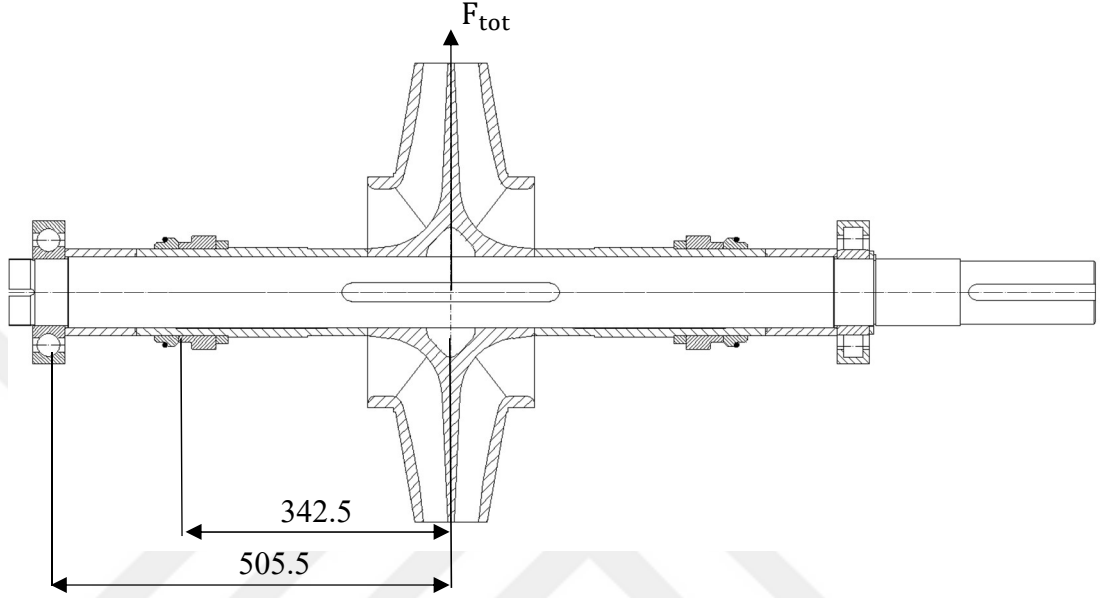
olarak bulunur. Mil çapının iki yatak arasında üzerine gelen F_{tot} ile mekanik salmastra bölgesinde ne kadar sehim yaptığıdır. Mekanik salmastraların konumları oluşturulmuş olan akış hacimlerinin üzerine et kalınlıkları verildikten sonra tayin edilmiştir. Bu tip pompalarda iki yatak arasını olabildiğince kısa tutmak işleme kolaylığı sağlayacağı için önemli bir unsurdur. Ayrıca bu mesafe çok kısa tutmak ise pompa montajını imkânsız hale getireceği için bu mesafe ayarlanırken dikkatli olmak gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde mekanik salmastraların kuvvetin uygulandığı yere olan uzaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 6.6. Sehim hesabı için gerekli uzunlukların tayini

Sehim hesabı için Aaron D. Deutschman'ın kitabında yer alan denklem aşağıdaki kullanılacaktır [41].

$$y_x = \frac{F_{tot}b_i x}{6EIL} (x^2 + b_1^2 - L^2) + \frac{M_{tot}x}{6EIL} (x^2 + 3b_i^2 - 6a_iL + 2L^2) \quad 6.5$$



Şekil 6.7. Mekanik salmastranın bulunduğu yerdeki sehim hesabı için gerekli uzunluklar

Sehim hesabı yaparken mil çapı 90 [mm] olarak kullanılmış ve mil üzerine geçirilen burçlarla beraber çap 110 [mm] olmuştur.

$$y_x = \frac{6782.8 \times 505.5 \times 163}{6 \times 207000 \times \frac{\pi 110^4}{64} \times 1011} (163^2 + 505.5^2 - 1011^2)$$

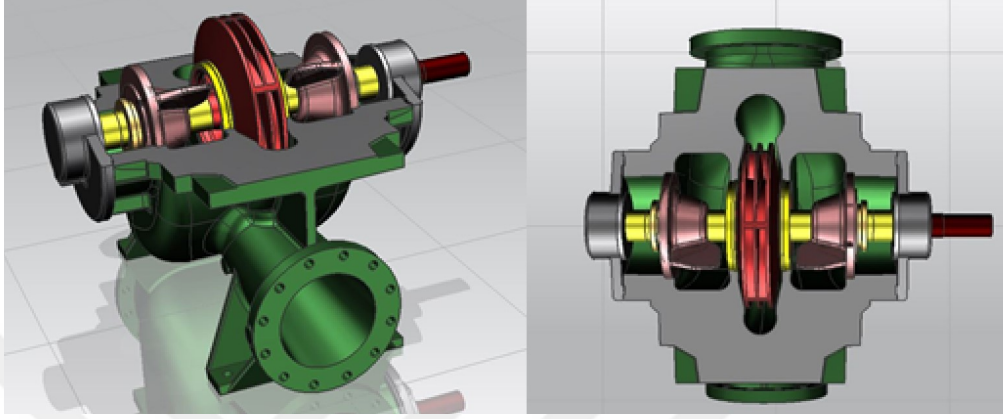
$$y_x = -0.046[\text{mm}]$$

Görüldüğü üzere pompanın mekanik salmastra bölgesindeki sehim sınırın altında bulunmuştur. Bu yüzden piyasadan araştırılan mil çapları bu pompa içinde uygundur.

7. POMPANIN İMALATI

7.1. Pompanın Katı Modellerinin Oluşturulması

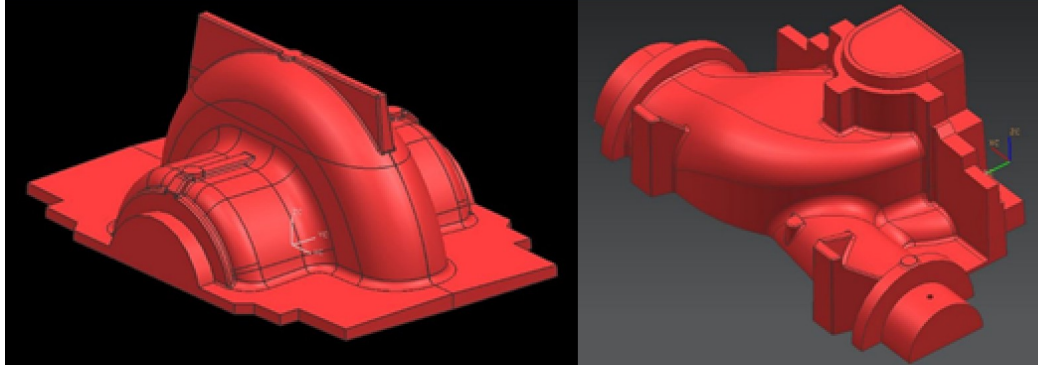
Pompanın katı modelleri oluşturulmuş olan akış hacimlerinin duvarlarına kalınlık vererek oluşturulmuştur. Pompanın katı modelleri Siemens NX 6.0 ile oluşturulmuştur.



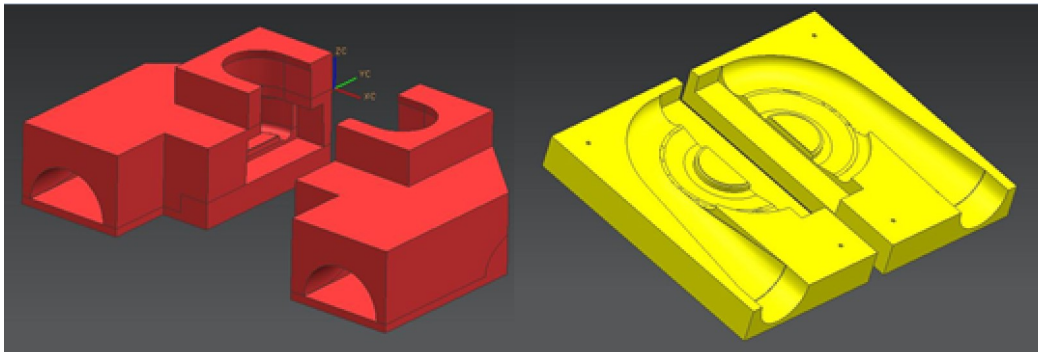
Şekil 7.1. Pompanın katı modellerinin Siemens NX 6.

7.2. Pompanın Döküm İçin Hazırlanması

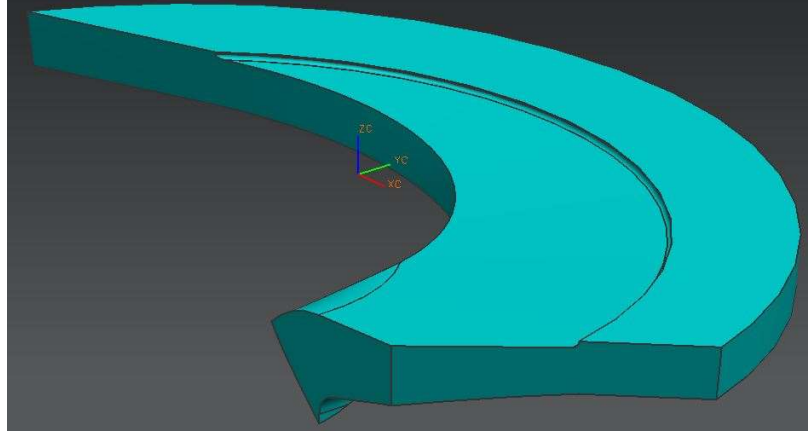
Pompanın katı modelleri Siemens NX 6.0 programında GGG40 malzeme kullanılacağı için döküm soğuduktan sonra çekme payı %1 verilerek maça sandığı ve modeller oluşturulmuştur.



Şekil 7.2. Döküm için gövdelerin model resimleri



Şekil 7.3. Döküm için gövdelerin maça sandıklarının oluşturulması



Şekil 7.4. Döküm için çarkın maça sandıklarının oluşturulması
Autron CAM kullanılarak dik işlem merkezi için cam programı oluşturulmuştur.



Şekil 7.5. Döküme hazır gövdelerin modelleri



Şekil 7.6. Döküme hazır çark modeli

7.3. Pompanın Talaşlı İmalatı

Pompanın alt ve üst gövdeleri işlenirken en önemli unsur yataklar arasındaki eş merkezliktir. Bu yüzden parça işlenirken asla sökülmemesi gerekmektedir. Bu yüzden bu iş için ya özel torna tezgâhı ya da büyük yatay işlem merkezi kullanılmalıdır. Bu pompa işlenirken yatay işlem merkezi kullanılmıştır. Alt ve üst gövdeler işlenirken aşağıdaki sırayı takip etmek oldukça faydalı olacaktır.

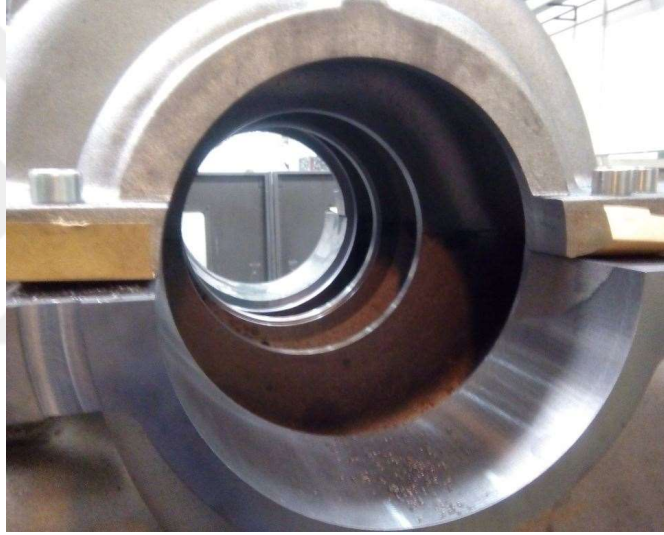
- 1) Model resimleriyle döküm kontrol edilmelidir. Çekmeler, işleme payları ve ana boyut ölçüleri resimlerle tutup tutmadığı kontrol edilmelidir.
- 2) Alt ve üst gövdeleri birbirine bağlandığı ayırma yüzeyi ile model resminden şablon çıkarılıp maça sınırlarıyla örtüşüp örtüşmediği kontrol edilmelidir.
- 3) Emme/basma flanşlarının boyutları kontrol edilmelidir.
- 4) Alt ve üst parçaların ayırma yüzeyinin taramaları maça sınırları referans alınarak işlenmelidir.
- 5) Daha sonra üst ve alt gövde 0.2-0.3 [mm] prespan conta ile montajlanıp mil eksenindeki delikler ve faturalar işlenmelidir. Yatay işleme merkezine uzakta kalan yataklar işlenemediği için dik işleme merkezinin tablası 180° çevrilip işlenmelidir. Bu işlem bittikten sonra yine dik işleme merkezi yardımıyla çapların eş merkezliliği kontrol edilmelidir.



Şekil 7.7. Ayırma yüzeyinin oluşturulan masterla kontrol edilmesi



Şekil 7.8. Dik işleme merkezinden çıkmış alt gövde ayırma yüzenin işlenmiş resmi



Şekil 7.9. Pompanın mil ekseninin yatay işleme merkezinde işlenmiş resmi

7.4. Pompanın Montajlanması

Pompa montajlanırken en önemli unsur aslında birbiri üzerinde çalışan parçaların geçme toleranslarının ne kadar uygun olduğudur. Bu yüzden birbiri üzerinde çalışan parçalar montajdan önce geçmelerinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu kontrollerin çok önemli olmasının temel nedeni boşluklu geçme tolerans aralığının dar tutulması ve pompa çarkı, mili ve burçlarının paslanmaz çelikten üretilmesi yani aynı tip malzemelerin en ufak bir kasıttı da sarma adı verilen iki parçanın birbiri üzerinden talaş kaldırması sonucu oluşan hasarlardır. Şekil 7.10'de göreceğimiz üzere pompanın mili ile çarkı arasındaki geçmeler kontrol edilmektedir. Rahat bir şekilde montajlanabilmesi için özel sarmayı engelleyen sıvılar kullanılmıştır.



Şekil 7.10. Pompa çarkı ile milinin boşluklu geçme kontrolü

Bu kontrolleri yaptıktan sonra pompa rotor grubu iki yatak arasına alınıp pompanın salgı aynı zamanda pompa iki yatak arasında herhangi bir kasıntı olup olmadığının da kontrolü yapılır. Burada salgı kontrolü yaparken iki noktaya bakmak yeterli olacaktır.

Bu noktalar:

- 1) Mekanik salmastaralar
- 2) Aşınma bilezikleri

bulduğu konumlardaki salgılar kontrol edildikten sonra artık pompa toplanabilir.

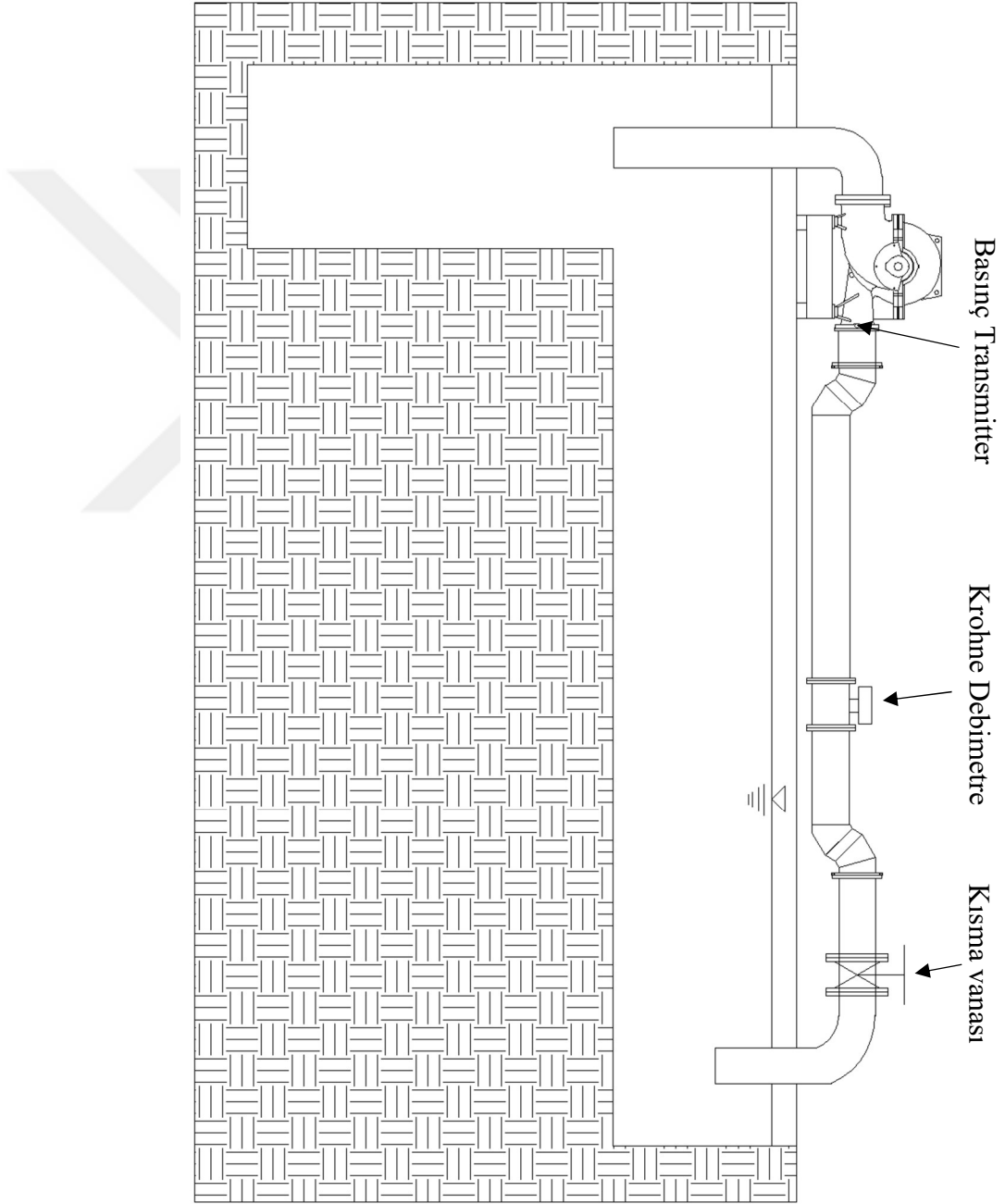


Şekil 7.11. Mekanik salmastranın bulunduğu noktalarda salgı kontrolü

8. DENEYSEL ÇALIŞMA

8.1. Deney Standı

Şekil 89’da verilmiş olan Vansan Makine A.Ş.’nin pompa deney standının 600[mm] boru hattına bağlanmış olan çift emişli ve çapraz kanatlı çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa 600 kW Siemens elektrik motoru ile denenmiş olup deney sırasında Siemens marka güç analizörü, Krohne marka debimetre ve yine Krohne marka basınç transmitteri kullanılmıştır..



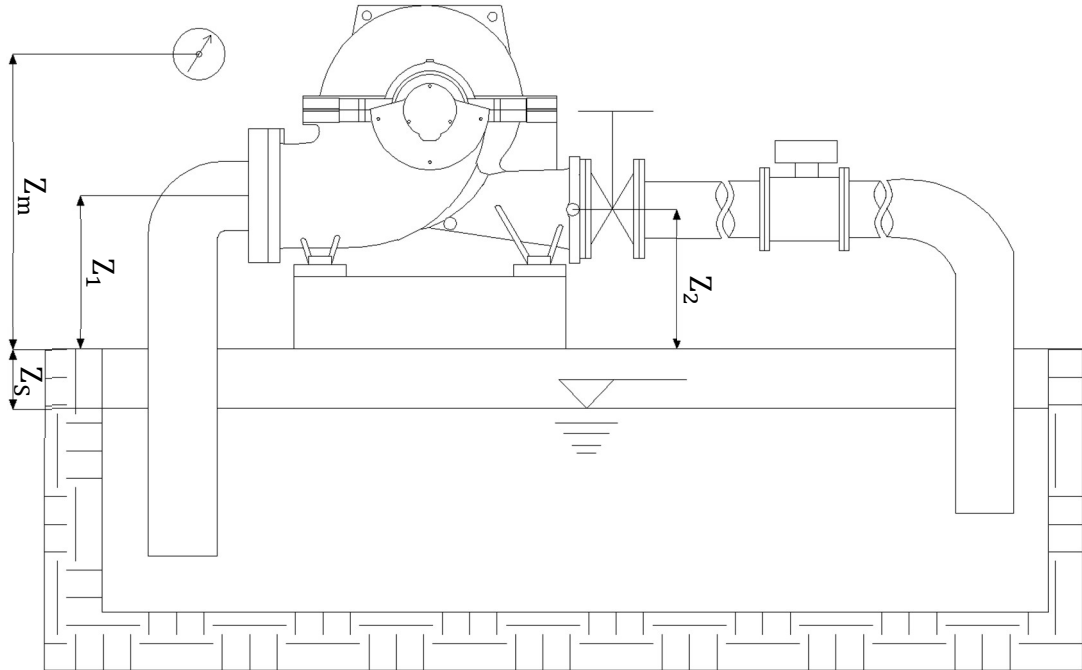
Şekil 8.1. Vansan Makine A.Ş.’nin pompa deney standının Ø600’lik boru hattı

8.2. Deney Standında Manometrik Basma Yüksekliğinin Hesabı

Debi ve elektriksel güç dijital olarak ulaştığı için hesap yapmak gibi bir durum söz konusu değildir. Manometrik basma yüksekliği pompanın bağlantı şekline ve havuz su seviyesi sürekli değişmesinden dolayı dikkat edilmesi gereken bir durumdur. Şekil aşağıdaki 'de verilen Pompa Test Standı için yük analizi şemasında aşağıdaki tanımlar gösterilmiştir.

- Manometrenin, referans düzleme olan yüksekliği: Z_m ,
- Girişteki su yüzeyinin referans düzlemine olan yüksekliği: Z_s ,
- Manometrenin su yüzeyine göre yüksekliği: ΔZ ,
- Giriş kesitinin referans düzlemine olan yüksekliği: Z_1
- Çıkış kesitinin referans düzlemine olan yüksekliği: Z_2

Referans Düzlem: Yükseklik ölçmek için temel olarak alınan, herhangi bir yatay düzlem. Pompa Test Standı zemin yüzeyi referans düzlemi olarak belirlenmiştir.



Şekil 8.2. Pompanın deney standına bağlanma şekli

8.2.1. Hız Yüksekliği

Hareket halindeki sıvının birim kütledeki kinetik enerjinin yer çekimi ivmesine (g) bölünmesiyle bulunan değer.

$$H_u = \frac{V^2}{2g} = 8,106 \times \frac{Q^2}{gD^4} 10^{-7} \quad 8.1$$

8.2.2. Pompa Girişindeki Toplam Yük

Girişteki toplam yük, pompanın çekiş yaptığı sıvının atmosfere açık yüzey seviyesinin referans yüzeyi üzerindeki yüksekliği ile bu yüzeyin üzerinde öngörülen manometrik basınca eşdeğer yüksekliğin toplamına eşittir.

$$H_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} 10^5 + \frac{V_1^2}{2g} \quad 8.2$$

8.2.3. Pompa Çıkış Yükü

Bu değer, basma borusunda ölçülen manometrik yükseklik ile referans yüzey üzerinde ölçme noktası yüksekliği ve boşaltma borusunda öngörülen üniform hız dağılımından hesaplanan hız yüksekliğinin toplanması ile bulunur. Çıkış basıncının ölçülmesinde kullanılan manometre ile ölçme kesiti arasındaki yükseklik farkı hesaba katıldığında Denklem 8.3 elde edilir.

$$H_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} 10^5 + \frac{V_2^2}{2g} \quad 8.3$$

8.2.4. Çıkıştaki Yük Kaybı

Pompa çıkış kesitindeki suyun toplam yükü ile ölçme noktası arasındaki suyun yükü arasındaki farktır. Deney standında basma borusu üzerinde ölçme noktası pompa çıkış manşonundan itibaren 2D uzaklığına yerleştirildiğinden yük kaybı dikkate alınmamıştır.

8.2.5. Pompa Toplam Yükü

Pompanın çıkıştaki H_2 toplam yükü ile girişteki H_1 toplam yükü arasındaki cebirsel farktır. Burada söz konusu olan su olduğu için sıkıştırılabilirlik ihmal edilmiştir;

$$H = H_2 - H_1 \quad 8.4$$

8.3. Deney Standının Ölçüm Belirsizliği

8.3.1. Giriş

Ölçmelerdeki hatalar ve hataların analizi, ölçme bilimi veya metrolojide sonuçların değerlendirilmesinde uzun süredir kullanılmaktadır. Bununla beraber ölçme sonuçlarının dağılımının tanımlanması için belirsizlik hesapları, göreceli olarak yeni bir kavramdır. Günümüzde, hatanın kesin olarak bilinmesi ve bütün şüphelenilen bileşenlerin hesaplanıp ve gereken bütün düzeltmelerin yapılmasından sonra bile, hala verilen sonucun doğruluğu konusunda belirsizliğin olduğu yaygın bir şekilde kabul

edilir. Bu belirsizlik, verilen sonucun ölçülen niceliği ne kadar temsil ettiği konusundaki şüphe [29,30].

Bir ölçme sonucunun belirsizliğinin hesaplanması ve ifade edilmesi için ideal bir yöntem aşağıdaki özellikleri taşımalıdır [31].

Evrensellik: Yöntem her çeşit ölçmeye ve her ölçme için kullanılan her çeşit veriye uygulanabilir olmalıdır.

Kendi içinde tutarlılık: Ölçme belirsizliği, belirsizliğe katkıda bulunan bileşenlerden, bileşenlerin gruplanmış şeklinden veya alt bileşenlerine ayrılmış olmasından bağımsız olarak, elde edilebilmelidir.

Taşınabilirlik: Bir ölçme sonucunu ikinci bir ölçmede kullanmak gerektiğinde birinci ölçmenin belirsizliği doğrudan ikinci ölçmede kullanılabilir.

8.3.2. Ölçme Belirsizliğinin Hesaplanmasında İzlenecek Yollar

Ölçme belirsizliğinin hesaplanması adım adım aşağıdaki gibi sıralanabilir [32,33]:

- a) Eğer mümkünse, girdi değerleri ile çıktı değeri arasındaki matematiksel ilişki belirlenir,
- b) Ölçme koşullarında ölçülen değere etki eden bütün faktörler belirlenir,
- c) Düzeltmeler ve düzeltilmemiş sistematik hatalara bağlı belirsizlik bileşenlerinin listesini yapılır
- d) Belirsizliğin sistematik bileşenleri için, daha önce yapılmış olası dağılımlardan ve belirsizlik çalışmalarından yararlanır,
- e) Belirsizliğin her bir sistematik bileşeninin ya dikdörtgen dağılım olduğunu varsayarak standart belirsizlik;

$$u(x_i) = \frac{a_i}{\sqrt{3}} \quad 8.5$$

olarak veya normal dağılım olduğunu varsayarsak

$$u(x_i) = \frac{\text{belirsizlik}}{k} \quad 8.6$$

olarak hesaplanır,

- f) Belirsizliğin rastgele bileşenlerinin sistematik bileşenlerinden daha önemli olup olmadığını anlamak için deneme ölçmeleri yapılır,

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad 8.7$$

g) $s(q_k)$ elde etmek için deneysel standart sapma

$$s(q_k) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2} \quad 8.8$$

ve ortalamasının standart sapması

$$s(\bar{q}) = \frac{s(q_k)}{n} \quad 8.9$$

hesaplanır, ya da daha önce tekrarlanan ölçmelerden yararlanır,

- h) Belirsizliğin rastgele bileşeni önemli olmasa bile, ölçmeyi yapan kişinin hatalarını en aza indirmek için cihazın okuduğu değer her defasında kontrol edilir,
- i) Bir önceki madde de tekrarlanan ölçmeler için belirsizlik, A-tipi olarak hesaplanır,
- j) Birbirlerinden bağımsız girdi değerleri için bileşik belirsizliği eğer mutlak değerler kullanılmışsa

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N c_i^2 u^2(x_i)} = \sqrt{\sum_{i=1}^N u_i(y)} \quad 8.10$$

eşitliğinden (c_1 kısmi türev $\frac{\partial f}{\partial x_i}$, dir.), eğer standart belirsizlikler görsel değerler ise;

$$\frac{u_c(y)}{|y|} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left[\frac{p_i u(x_i)}{|x_i|} \right]^2} \quad 8.11$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada i ve p fonksiyonel ilişkide pozitif veya negatif bileşenlerdir.

Eğer veriler arasında ilişki olduğu düşünülüyorsa, girdi değerleri ile ilişkili $u(x_i)$ ve $u(x_j)$ varyansları ve $u(x_i, x_j)$ kovaryansı kullanılarak,

$$u^2(y) = \sum_{i=1}^N c_i^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N c_i c_j u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j) \quad 8.12$$

bileşik belirsizlik hesaplanıp kullanılır.

k) Genişletilmiş belirsizlik;

$$U = k u_c(y) \quad 8.13$$

Eşitliğinden $k=2$ (%95 güvenilirlik düzeyiyle) kabul ederek veya deneydeki ölçme sayısı az olduğundan normal dağılım kullanılmıyorsa, t dağılımına göre kapsam faktörü p k seçilerek hesaplanır.

8.3.3. Deney Standının Belirsizlik Hesabının Amacı

Test laboratuvarının ulaşılabileceği en iyi ölçme belirsizliğinin ve yapılan deneyler esnasında sonuca etki eden faktörlerin belirlenmesi, hesaplanmasını ve tahminini en iyi ölçme kapasitesinin (beyan edilen ölçme belirsizliğinin) sürekliliğinin teminini sağlamaktır.

8.3.4. Deney Standında Test Alınırken Kullanılan Hesaplar

- Sistem verimi

Pompa çıkış gücünün tahrik elamanı giriş gücüne oranıdır.

$$\eta_{sys} = \frac{P_h}{P_{gr}} \quad 8.14$$

$$P_{gr} = UI \cos \phi \text{ [W]} \quad 8.15$$

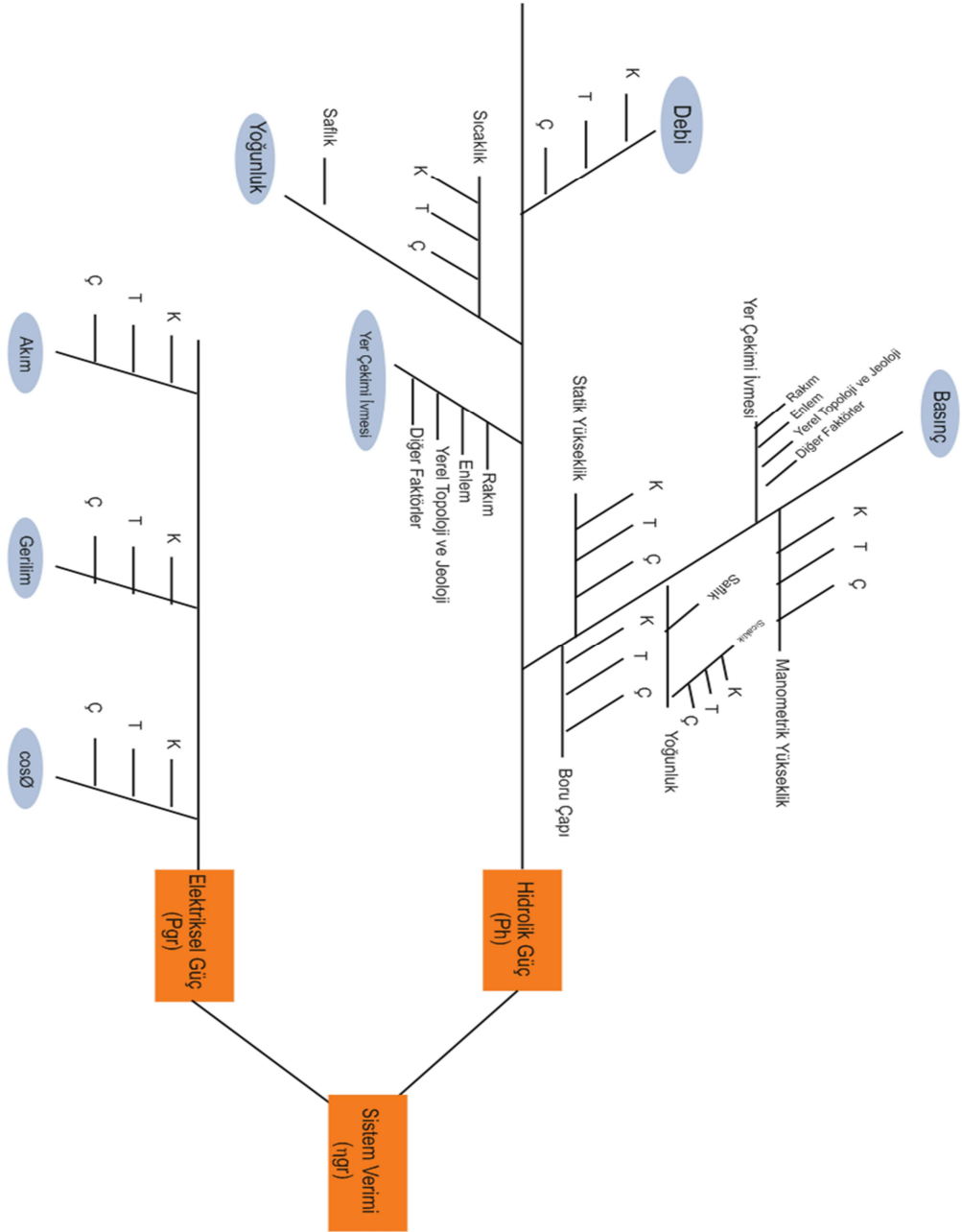
$$P_h = \rho g Q H \text{ [W]} \quad 8.16$$

- Pompanın çıkışındaki toplam enerji

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad 8.17$$

$$\frac{V_2^2}{2g}: \text{Dinamik yükseklik,} \quad \frac{Q}{A} = V: \text{Ortalama hız} \quad 8.18$$

- Kılçık diyagramı



Şekil 8.3. Kılçık diyagramı

8.3.5. Hassasiyet Katsayıları (C_i)

8.3.5.1. Sistem Veriminin Hassasiyet Katsayıları

$$\eta_{gr} = \frac{Qrg \left(z + \frac{p}{rg} + \frac{\left(\frac{Q}{\pi D^2} \right)^2}{2g} \right)}{vaf} \quad 8.19$$

Sistem verimi Denklem 8.15'deki gibi tanımlırsa hassasiyet katsayıları sistem verimi denkleminde yer alan her değişkene göre türevleri alınarak bulunur.

$$\frac{d\eta_{gr}}{dQ} = \frac{\pi^2 D^4 (grz + p) + 24Q^2 r}{\pi^2 D^4 afv} \quad 8.20$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{dr} = \frac{\pi^2 D^4 gQz + 8Q^3}{\pi^2 D^4 afv} \quad 8.21$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{dg} = \frac{Qrz}{afv} \quad 8.22$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{dP_2} = \frac{Q}{afv} \quad 8.23$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{dz_2} = \frac{Qgr}{afv} \quad 8.24$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{dD} = -\frac{32Q^3 r}{\pi^2 D^5 afv} \quad 8.25$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{dU} = \frac{Q(\pi^2 D^4 (grz + p) + 8Q^2 r)}{\pi^2 D^4 afv^2} \quad 8.26$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{dI} = \frac{Q(\pi^2 D^4 (grz + p) + 8Q^2 r)}{\pi^2 D^4 a^2 v f} \quad 8.27$$

$$\frac{d\eta_{gr}}{d\cos\theta} = -\frac{Q(\pi^2 D^4 (grz + p) + 8Q^2 r)}{\pi^2 D^4 f^2 v a} \quad 8.28$$

8.3.5.2. Manometrik Basma Yüksekliği Hassasiyet Katsayıları

$$H_2 = \left(z + \frac{p}{rg} + \frac{\left(\frac{Q}{\pi D^2} \right)^2}{2g} \right) \quad 8.29$$

Manometrik basma yüksekliği Denklem 8.25'deki gibi tanımlanırsa hassasiyet katsayıları denklemde yer alan her değişkene göre türevleri alınarak bulunur.

$$\frac{dH_2}{dQ} = \frac{16Q}{\pi^2 D^4 g} \quad 8.30$$

$$\frac{dH_2}{dr} = -\frac{p}{gr^2} \quad 8.31$$

$$\frac{dH_2}{dP_2} = -\frac{1}{gr} \quad 8.32$$

$$\frac{dH_2}{dg} = -\frac{8Q^2}{\pi^2 D^4} + \frac{p}{r} \quad 8.33$$

$$\frac{dH_2}{dD} = -\frac{p}{gr^2} \quad 8.34$$

$$\frac{dH_2}{dz_2} = 1 \quad 8.35$$

8.3.5.3. Güç'ün Hassasiyet Katsayıları

$$\frac{dP_{gr}}{dU} = \frac{\partial}{\partial v} (vaf) = af \quad 8.36$$

$$\frac{dP_{gr}}{dI} = \frac{\partial}{\partial a} (vaf) = vf \quad 8.37$$

$$\frac{dP_{gr}}{df} = \frac{\partial}{\partial a} (vaf) = av \quad 8.38$$

8.3.6. Maksimum ve Minimum Dalgalanma Genliği

Tablo 8.1. İzin verilen dalgalanma genliği (ölçülen büyüklüklerin ortalama değerinin yüzdesi olarak) [43]

| Ölçülen Büyüklük | İzin Verilen dalgalanma genliği | | |
|------------------|---------------------------------|-------------|-------------|
| | Sınıf 1 (%) | Sınıf 2 (%) | Sınıf 3 (%) |
| Debi | ±2 | ±3 | ±6 |
| Yük farkı | ±3 | ±4 | ±10 |
| Giriş yükü | ±2 | ±3 | ±6 |
| Çıkış yükü | ±2 | ±3 | ±6 |
| Giriş gücü | ±2 | ±3 | ±6 |
| Devir sayısı | ±0.5 | ±1 | ±2 |
| Döndürme momenti | ±2 | ±3 | ±6 |
| Sıcaklık | 0.3°C | 0.3°C | 0.3°C |

8.3.7. Deneyde Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar

Tablo 8.2. Deney Sırasında kullanılmış olan cihazlar ve ekipmanlar

| No | Cihaz/Ekipman | Üretici | Model | Kalibrasyon Tarihi | Çözünürlük | Belirsizlik |
|----|---------------|---------|--------|--------------------|------------|-------------|
| 1 | Debi Metre | Krohne | Ø250 | 02.09.2016 | 0.01 | 0.0009 |
| 2 | Basınç Trans. | Keller | 0-25 | 26.10.2015 | 0.01 | 0.120 |
| 3 | Çelik Metre | Yamer | 0-1000 | 31.10.2015 | 1 | 0.2440 |
| 4 | Kumpas | Yamer | 0-300 | 31.10.2015 | 0.01 | 0.0096 |
| 5 | Pt 100 | Elimko | - | - | 0.1 | 0.1700 |
| 6 | Güç Analizörü | Siemens | - | 09.01.2016 | 0.01 | 0.45 |

Tablo 8.2’de verilmiş olan cihazlar ve ekipmanlar çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompanın alınmış olan bütün deneylerinde kullanılmıştır. Kalibrasyon tarihleri deneylerin alındığı sırada geçerliliğini korumaktadır.

9. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

9.1. Çift Emişli ve Çapraz Kanat Düzenli Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın Performans Eğrileri

Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompanın Tablo 9.1’de performans değerleri deney sonucu elde edilmiştir. Deneyde toplam 10 çalışma noktası alınmıştır. Çalışma noktaları olabildiğince Ansys Fluent alınan noktalara yakın olması için uğraşmıştır. Deney standı Tablo 9.1’de alınan her bir çalışma noktası için bütün değerlerden 10’ar tane alınmakta ve bu değerlerin ortalaması alınarak çalışma noktasına yazılmaktadır. Belirsizlik hesapları alınan bu onar değer kullanılarak hesaplanmaktadır.

Tablo 9.1. Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın 250 [kW] motorla alınan deney sonucu

| Toplam Yük(mSS) | Debi (lt/sn) | CosØ | Voltaj (V) | Akım (A) | P _{seyyar} (kW) | N _p (kW) | N _{su} (kW) | η _{pompa} (%) | η _{sis} (%) |
|-----------------|--------------|-------|------------|----------|--------------------------|---------------------|----------------------|------------------------|----------------------|
| 52.52 | 87.94 | 0.656 | 384.64 | 250.898 | 109.62 | 103.04 | 45.28 | 43.94 | 41.31 |
| 52.59 | 139.19 | 0.689 | 384.91 | 267.48 | 122.96 | 115.59 | 66.61 | 57.63 | 54.17 |
| 52.45 | 189.66 | 0.730 | 383.79 | 291.97 | 141.67 | 133.17 | 97.53 | 73.24 | 68.85 |
| 52.03 | 234.57 | 0.757 | 382.64 | 315.10 | 158.13 | 148.64 | 119.64 | 80.49 | 75.66 |
| 51.59 | 278.04 | 0.780 | 381.49 | 340.97 | 175.81 | 165.26 | 140.64 | 85.10 | 79.99 |
| 50.17 | 315.86 | 0.793 | 381.30 | 359.09 | 188.01 | 176.73 | 155.35 | 87.90 | 82.63 |
| 49.53 | 330.19 | 0.797 | 381.05 | 366.75 | 192.96 | 181.39 | 160.35 | 88.40 | 83.10 |
| 49.12 | 337.17 | 0.800 | 380.26 | 369.79 | 194.93 | 183.23 | 162.36 | 88.61 | 83.29 |
| 48.69 | 346.35 | 0.801 | 379.99 | 374.44 | 197.48 | 185.63 | 165.34 | 89.07 | 83.73 |
| 47.95 | 362.92 | 0.807 | 379.36 | 382.76 | 202.87 | 190.70 | 170.59 | 89.46 | 84.09 |
| 46.81 | 379.16 | 0.811 | 377.80 | 390.493 | 207.23 | 194.80 | 174.00 | 89.32 | 83.96 |
| 44.96 | 412.17 | 0.817 | 377.37 | 405.549 | 216.52 | 203.53 | 181.66 | 89.25 | 83.90 |
| 43.57 | 432.47 | 0.820 | 376.85 | 414.48 | 221.83 | 208.52 | 184.73 | 88.59 | 83.27 |
| 40.89 | 460.64 | 0.825 | 375.88 | 425.133 | 228.24 | 214.54 | 184.68 | 86.08 | 80.91 |
| 38.38 | 491.00 | 0.826 | 377.53 | 436.21 | 235.69 | 221.55 | 184.74 | 83.38 | 78.38 |

Pompanın test için kullanılacak motoru pompayı satın alan firma tarafından geç gönderildiği için pompa 250 kW, 990 [dev/dk] ve %94 motor verimine sahip bir motorla denenmiştir. Bu alınan deneyin sonuçları Tablo 9.1 gösterilmiştir. Pompanın 1000[dev/dk] denenmiş olan değerleri 1495 [dev/dk] değerlerini elde etmek için benzeşim kanunları kullanılarak Tablo 9.2’de elde edilmiştir.

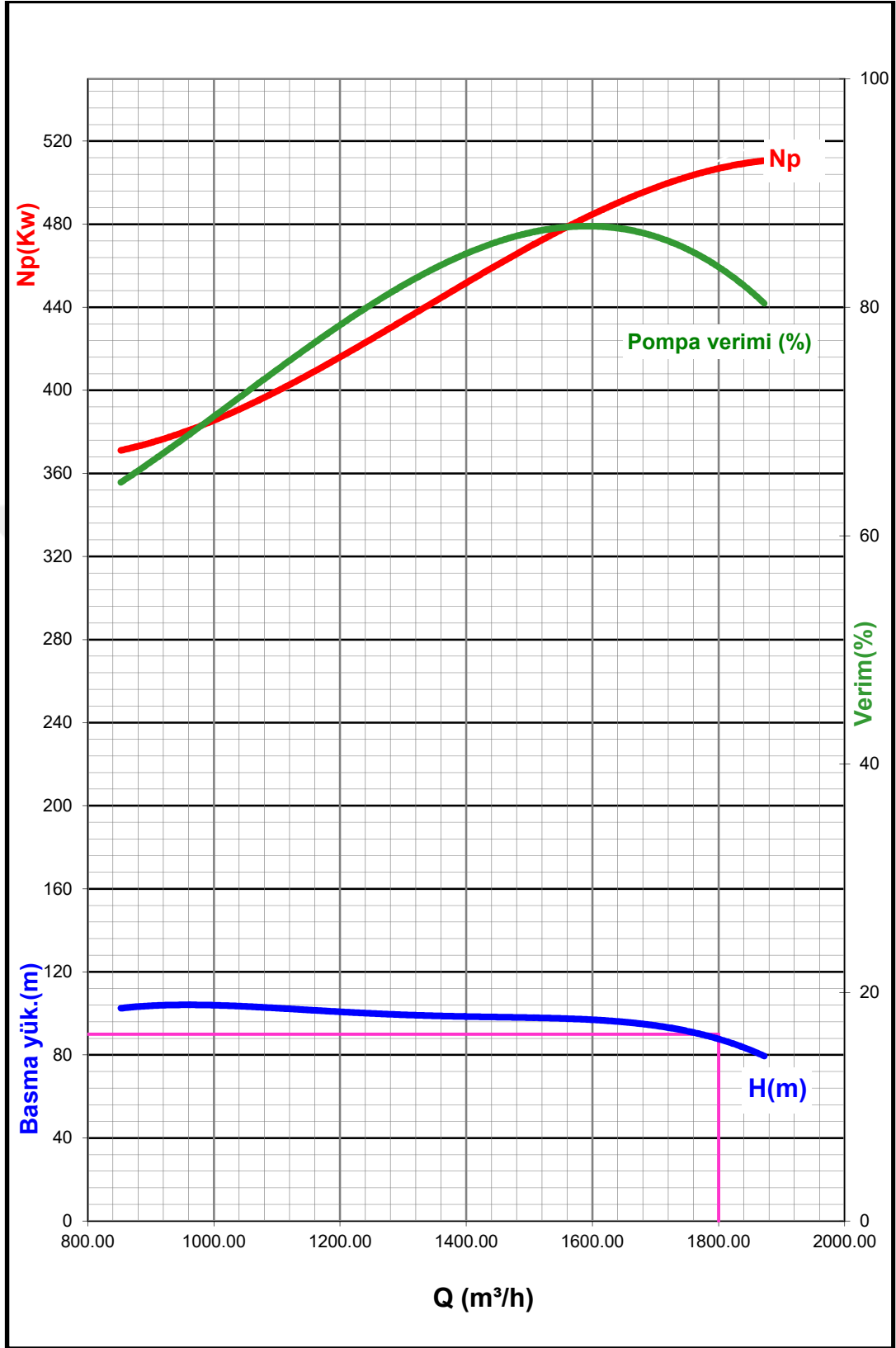
Tablo 9.2. Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompanın 250 [kW] motorla alınan deney sonucunun 1495 [dev/dk]'a benzeşim kanunlarıyla çevrilmesi

| Toplam Yük(mSS) | Debi (lt/sn) | N_p (kW) | η_{pompa} (%) |
|-----------------|--------------|------------|--------------------|
| 118.58 | 132.13 | 349.52 | 43.94 |
| 118.72 | 194.12 | 392.07 | 57.63 |
| 118.42 | 284.96 | 451.70 | 73.24 |
| 117.45 | 352.44 | 504.19 | 80.49 |
| 116.47 | 417.76 | 560.56 | 85.10 |
| 113.26 | 474.58 | 599.48 | 87.90 |
| 111.83 | 496.11 | 615.53 | 88.40 |
| 110.89 | 506.60 | 621.53 | 88.61 |
| 109.93 | 520.39 | 629.65 | 89.07 |
| 108.24 | 545.29 | 646.86 | 89.46 |
| 105.67 | 569.69 | 660.76 | 89.32 |
| 101.49 | 619.28 | 690.38 | 89.25 |
| 98.36 | 649.80 | 707.31 | 88.59 |
| 92.32 | 692.12 | 727.73 | 86.08 |
| 86.64 | 737.74 | 751.51 | 83.38 |

Tablo 9.2'da elde edilen değerler bize gösteriyor ki pompa çalışma noktasında 17 metre fazla basmaktadır. Sonuçlar göz önüne alındığında pompanın çarkının tıraşlanması gerekmektedir. Benzeşim formülleri kullanılarak çark çapı 543 olarak hesaplanmıştır. Tablo 9.3'de verilen değerler 1495 [dev/dk],600 [kW] ve %96.6 verime sahip Siemens elektrik motoru ile denenmiştir.

Tablo 9.3. Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli merkezkaç pompanın 600 [kW] motorla ve çark çapı Ø543'e tıraşlanarak alınan deney sonucunu

| Toplam Yük(mSS) | Debi (lt/sn) | $\cos\phi$ | Voltaj (V) | Akım (A) | P_{seyyar} (kW) | N_p (kW) | N_{su} (kW) | η_{pompa} (%) | η_{sis} (%) |
|-----------------|--------------|------------|------------|----------|-------------------|------------|---------------|--------------------|------------------|
| 102.64 | 236.86 | 0.843 | 5789.5 | 45.4794 | 384.38 | 371.31 | 238.34 | 64.19 | 62.01 |
| 101.16 | 309.73 | 0.852 | 5785.1 | 48.5533 | 414.60 | 400.50 | 307.17 | 76.70 | 74.09 |
| 100.91 | 350.88 | 0.857 | 5785.6 | 51.6655 | 443.96 | 428.86 | 347.14 | 80.94 | 78.19 |
| 99.65 | 378.65 | 0.863 | 5779.7 | 53.4094 | 461.31 | 445.63 | 369.91 | 83.01 | 80.19 |
| 97.85 | 409.55 | 0.863 | 5779.6 | 55.7164 | 481.36 | 465.00 | 392.88 | 84.49 | 81.62 |
| 95.52 | 444.58 | 0.867 | 5777.7 | 57.6701 | 500.34 | 483.33 | 416.33 | 86.14 | 83.21 |
| 93.48 | 469.12 | 0.869 | 5776.3 | 58.7465 | 510.76 | 493.39 | 429.95 | 87.14 | 84.18 |
| 91.07 | 492.57 | 0.870 | 5775 | 60.2197 | 524.20 | 506.38 | 439.78 | 86.85 | 83.89 |
| 87.14 | 508.51 | 0.871 | 5773.3 | 91.2134 | 532.85 | 514.74 | 434.44 | 84.40 | 81.53 |
| 73.17 | 520.14 | 0.871 | 5775.9 | 59.5395 | 518.59 | 500.96 | 373.11 | 74.48 | 71.95 |



Şekil 9.1. Deney Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarklı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompanın performans eğrileri

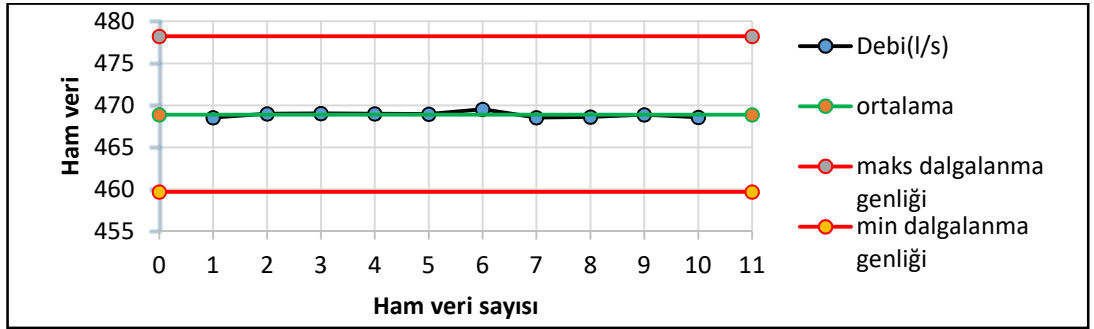
9.2. Çift Emişli ve Çapraz Kanat Düzenli Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın Deneyinin Belirsizliği

Belirsizlikler her çalışma noktası için hesaplanmıştır. Fakat burada sadece pompanın en verimli olduğu noktadaki belirsizlik değerlerine yer verilecektir.

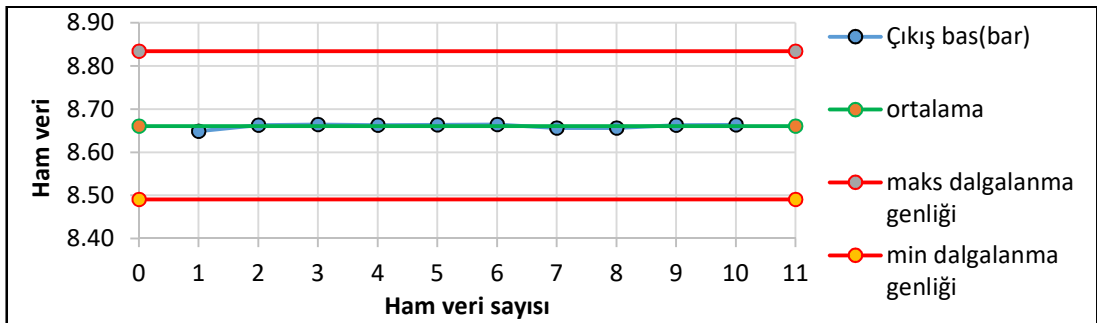
Tablo 9.4. En iyi çalışma noktasındaki ölçülen 10 değer

| SIRA NO | Debi(l/s) | Çıkış bas(bar) | Akım | Gerilim | cosØ | Su Sıcaklığı (°C) | H (statik) | Boru Çapı (mm) | Yoğunluk (kg/m ³) | Yer Çekimi İvmesi (m/s ²) |
|-------------------------|-----------|----------------|----------|-----------|----------|-------------------|------------|----------------|-------------------------------|---------------------------------------|
| 1 | 468.544 | 8.649 | 58.700 | 5,769.953 | 0.871 | 20.000 | 1.955 | 254.000 | 998.20 | 9.8001964 |
| 2 | 468.997 | 8.663 | 58.767 | 5,778.787 | 0.869 | 20.000 | 1.955 | 254.000 | 998.20 | 9.8001964 |
| 3 | 469.022 | 8.664 | 58.700 | 5,774.507 | 0.869 | 20.000 | 1.955 | 254.000 | 998.20 | 9.8001964 |
| 4 | 468.997 | 8.663 | 58.750 | 5,775.647 | 0.869 | 20.050 | 1.955 | 254.000 | 998.19 | 9.8001964 |
| 5 | 468.944 | 8.664 | 58.800 | 5,777.120 | 0.869 | 20.000 | 1.955 | 254.000 | 998.20 | 9.8001964 |
| 6 | 469.536 | 8.664 | 58.850 | 5,774.317 | 0.869 | 20.000 | 1.955 | 254.000 | 998.20 | 9.8001964 |
| 7 | 468.547 | 8.656 | 58.683 | 5,769.950 | 0.870 | 20.050 | 1.955 | 254.000 | 998.19 | 9.8001964 |
| 8 | 468.608 | 8.656 | 58.750 | 5,776.623 | 0.869 | 20.050 | 1.955 | 254.000 | 998.19 | 9.8001964 |
| 9 | 468.867 | 8.663 | 58.733 | 5,774.460 | 0.869 | 20.000 | 1.955 | 254.000 | 998.20 | 9.8001964 |
| 10 | 468.576 | 8.664 | 58.800 | 5,779.607 | 0.868 | 20.000 | 1.955 | 254.000 | 998.20 | 9.8001964 |
| count | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 |
| ortalama | 468.864 | 8.661 | 58.753 | 5,775.097 | 0.869 | 20.015 | 1.955 | 254.000 | 998.200 | 9.800 |
| SD | 3.11E-01 | 5.17E-03 | 5.26E-02 | 3.25E+00 | 6.86E-04 | 2.42E-02 | 4.68E-16 | 0.00E+00 | 1.20E+00 | 4.90E-04 |
| RSD | 6.63E-04 | 5.97E-04 | 8.95E-04 | 5.63E-04 | 7.89E-04 | 1.21E-03 | 2.39E-16 | 0.00E+00 | 1.21E-03 | 5.00E-05 |
| u(x) | 9.83E-02 | 1.64E-03 | 1.66E-02 | 1.03E+00 | 2.17E-04 | 7.64E-03 | 1.48E-16 | 0.00E+00 | 3.81E-01 | 1.55E-04 |
| LOD | 1.99E-03 | 1.79E-03 | 2.69E-03 | 1.69E-03 | 2.37E-03 | 3.62E-03 | 7.18E-16 | 0.00E+00 | 3.62E-03 | 1.50E-04 |
| LOQ | 5.97E-03 | 5.37E-03 | 8.06E-03 | 5.06E-03 | 7.10E-03 | 1.09E-02 | 2.15E-15 | 0.00E+00 | 1.09E-02 | 4.50E-04 |
| Max. dalgalanma genliği | 4.78E+02 | 8.83E+00 | 5.99E+01 | 5.89E+03 | 8.87E-01 | 2.03E+01 | 1.99E+00 | 2.59E+02 | | |
| Min. dalgalanma genliği | 4.60E+02 | 8.49E+00 | 5.76E+01 | 5.66E+03 | 8.52E-01 | 1.97E+01 | 1.92E+00 | 2.49E+02 | | |

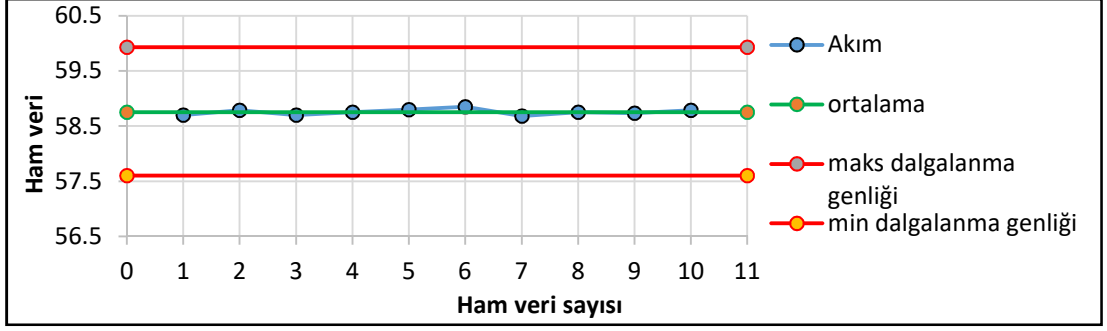
Tablo 9.4'e göre limit aşağıdaki limit grafikleri çizilmiştir. Limit grafiklerindeki maksimum ve minim dalgalanma Tablo 8.1'a göre belirlenmiştir.



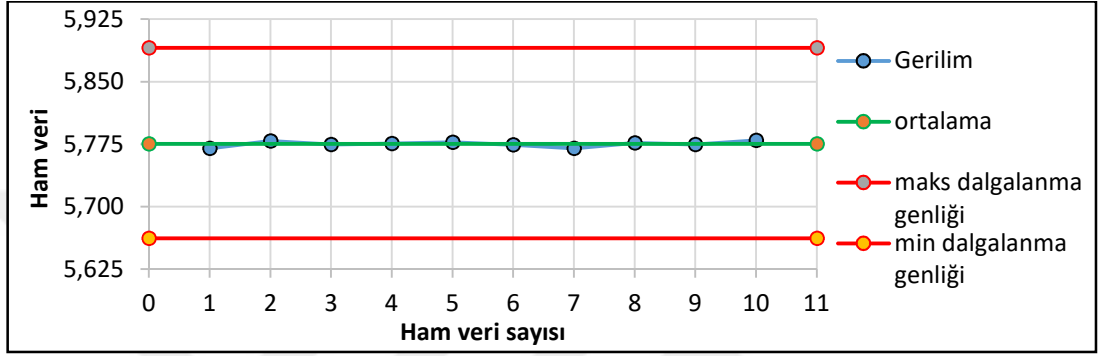
Şekil 9.2. Debi limit grafiği



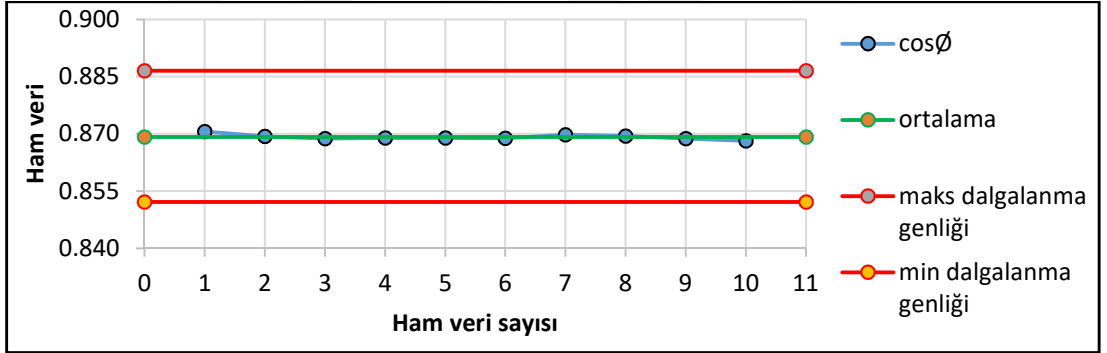
Şekil 9.3. Basma yüksekliği limit grafiği



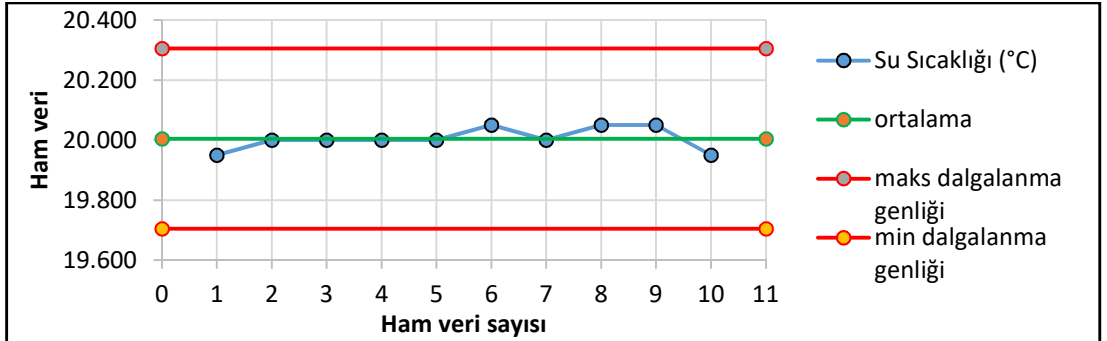
Şekil 9.4. Akım limit grafiği



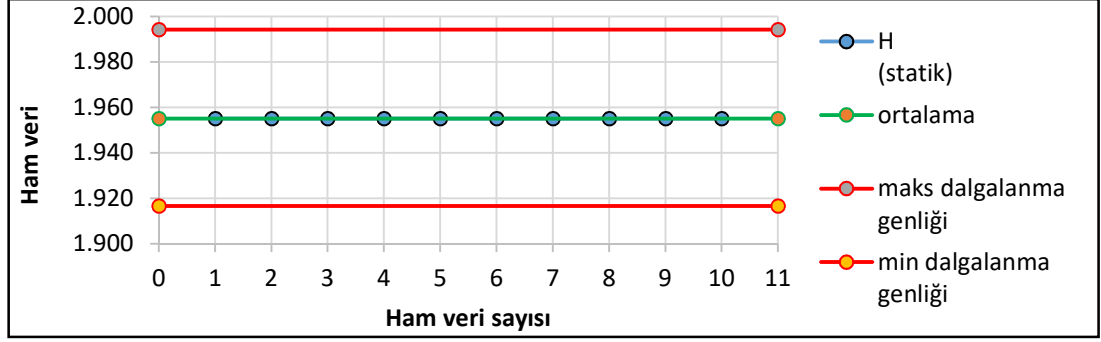
Şekil 9.5. Gerilim limit grafiği



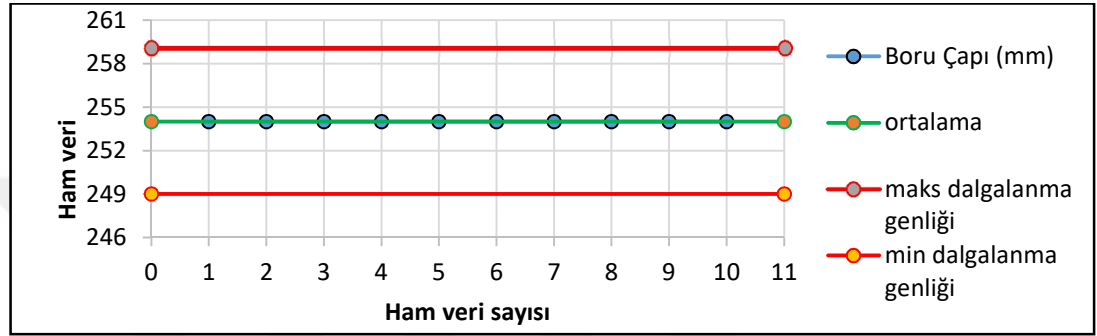
Şekil 9.6. CosØ limit grafiği



Şekil 9.7. Su sıcaklığı limit grafiği



Şekil 9.8. Manometrik basma yüksekliği limit grafiği



Şekil 9.9. Boru çapı limit grafiği

Sonuç olarak yapılan deneyden alınmış olan 10 ham veri ile belirsizlik Microsoft Excel 2010 kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan belirsizlik sonuçları Tablo 9.5’de verilmiştir.

Tablo 9.5. Belirsizlik sonuçları

| Ölçüm | Birim | Ölçülen Değer | Belirsizlik |
|-----------------|-------|---------------|-------------|
| Q | l/s | 469.175 | ±%0.024 |
| H ₂ | m | 93.48 | ±%0.949 |
| P _{gr} | kW | 510.76 | ±%1.232 |
| η _{gr} | % | 84.176% | ±%1.339 |

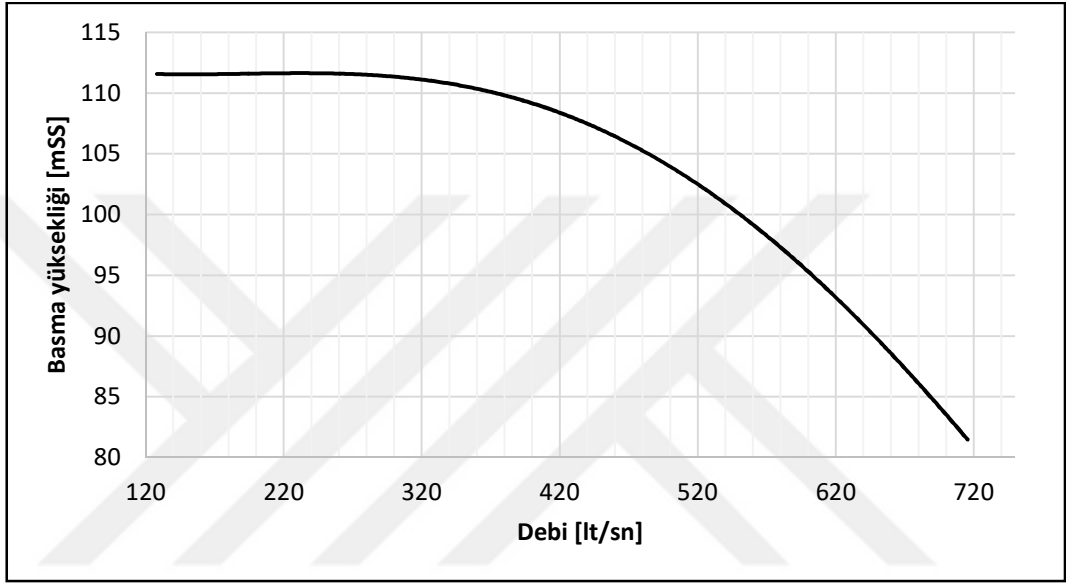
Tablo 9.5’de verilen belirsizlik sonuçları Tablo 9.6’de belirtilen belirsizlik limitleri içerisinde olduğu için bu belirsizlik, verilen sonucun ölçülen niceliği ne kadar düzgün bir şekilde temsil ettiği şüphelerini ortadan kaldırmış ve güvenilirliği olan bir deney olmuştur.

Tablo 9.6. İzin verilen toplam belirsizlik [45]

| Büyüklik | Sınıf 1 | Sınıf 2 ve Sınıf 3 |
|------------------|---------|--------------------|
| Debi | ±2.0 | ±3.5 |
| Basma Yüksekliği | ±1.5 | ±3.5 |
| Güç girdisi | ±1.5 | ±3.5 |
| Sistem verimi | ±2.0 | ±4.0 |

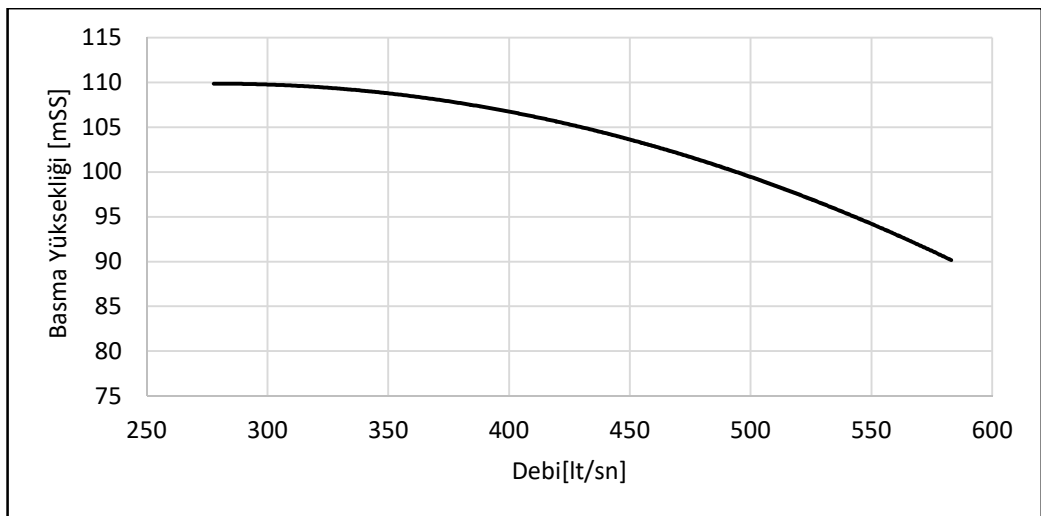
9.3. Tasarım, İmalat ve Deney Aşamaları Bitmiş Olan Çift Emişli ve Çapraz Kanat Düzenli Çarkı Olan Ayrılabilir Gövdeli Santrifüj Pompanın Ansys Fluent Sonuçları ile Kıyaslanması

Tasarım, imalat ve deney aşamaları bitmiş olan pompanın deney sonuçlarını Ansys Fluent sonuçları ile kıyaslayabilmek için 250 [kW] ve 1000[dev/dk] ile alınmış olan deney sonucunu benzeşim kanunları yardımıyla 1450 [dev/dk]'a çevrilerek oluşturulmuş olan grafik Şekil 9.10'de verilmiştir.



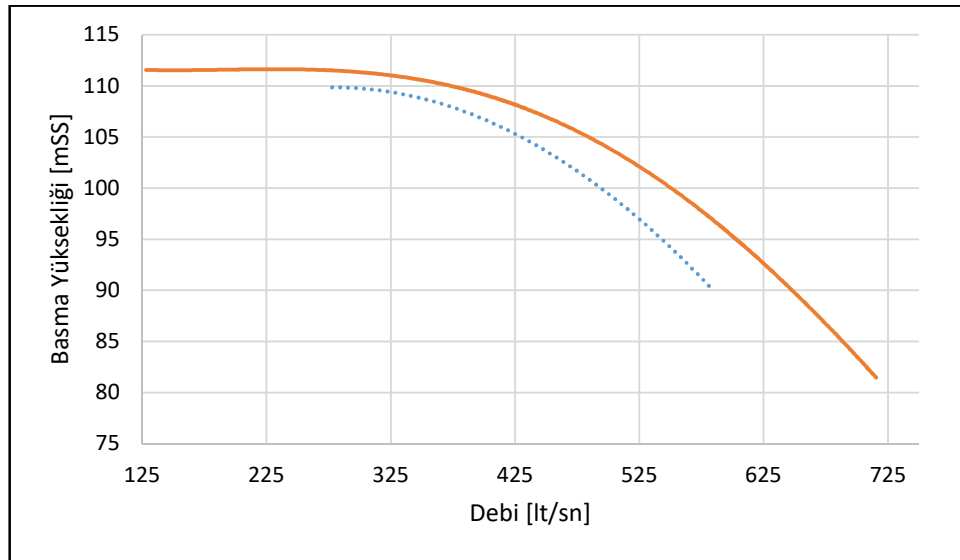
Şekil 9.10. 250[kW] ve 1000[dev/dk] elektrik motoru ile alınmış deney sonuçlarının 1450 [dev/dk] uyarlanmış sonuçlarının grafiği

Ansys Fluent sonuçları kullanılarak oluşturulmuş olan debi-basma yüksekliği grafiği Şekil 9.11'de verilmiştir.



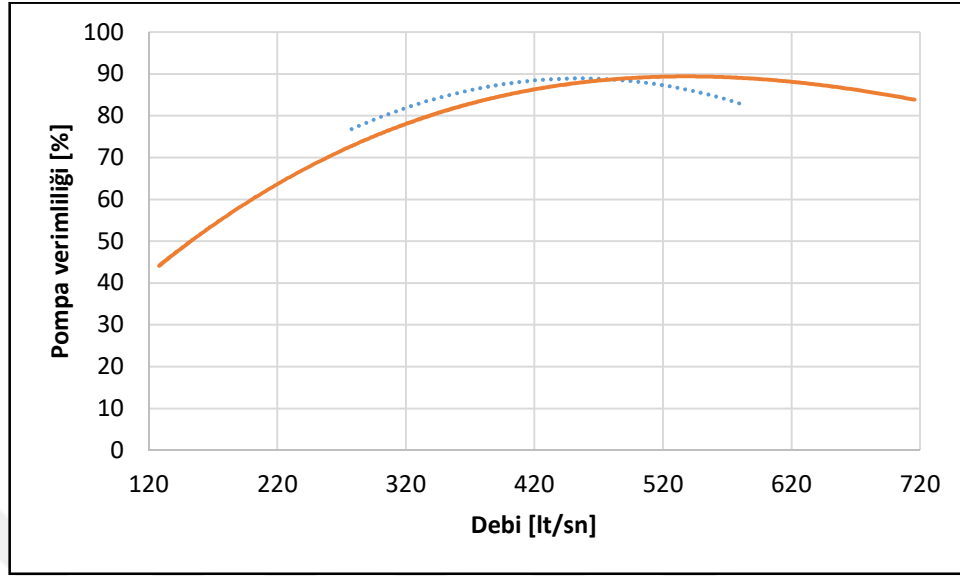
Şekil 9.11. Ansys Fluent analiz sonuçlarına göre oluşturulmuş debi-basma yüksekliği grafiği

Elde edilen veriler sonucunda Şekil 9.10 ve Şekil 9.11 birbirine oldukça benzer karakteristik göstermektedir. Deney sonuçlarının Ansys Fluent'e göre basma yüksekliklerinde bir farklılık olduğu gözükmemektedir. Bunun temel nedeni tasarlanan pompanın bilgisayar ortamında giriş ve çıkış açıları ile döküm sonucunda elde edilen giriş ve çıkış açılarının birbirinin aynı olmamasından kaynaklanmaktadır. Bu işin doğası gereği böyle olmaktadır. Çünkü kanat yüzeylerine kumla dışında herhangi bir talaşlı imalat metodu kullanılmamaktadır. Ayrıca teoride hesaplanan çark açıları ile pompanın basma yüksekliğinde de bir 12 [mSS] fazla bastığı gözükmemektedir. Bu durum aslında işin emniyeti olduğu düşünülebilir. Çünkü tam istenilen çalışma noktasında çalışacak bir pompa tasarlamak imalat sırasında oluşabilecek en küçük aksiliklerden ötürü pompanın çalışma noktasının altında kalmasına neden olacağı için emniyet olarak böyle bir durum öngörülür. Bu sayede çark için yapılmış olan modeller ve maçaların değişmesini gerek yoktur. Bir defa deney alınarak istenilen çalışma noktasındaki çark çapı benzeşim kanunları ile çok kolay bir şekilde bulunur. Şekil 9.1'de görüleceği üzere pompanın tasarım çalışma noktası için çark çapı 543 [mm] olduğunu rahat bir şekilde görebilmekteyiz. Ansys Fluent ile deney arasındaki benzerliği rahat bir şekilde anlayabilmek için Şekil 9.10 ile Şekil 9.11'de verilmiş olan grafikler Şekil 9.12'de üst üste oturtulmuştur. Şekil 9.12'den de anlayacağımız üzere pompanın analizlerinde açık vanaya doğru ilerledikçe eğride meydana gelen sapma artmaktadır.



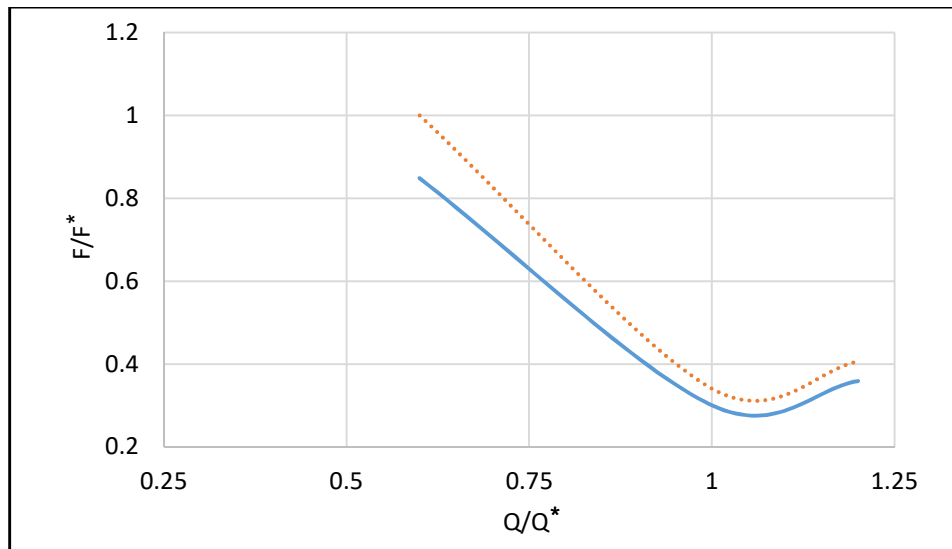
Şekil 9.12. Şekil 9.10 ve Şekil 9.11'deki grafiklerin aynı grafikte gösterimi (Noktalar ile gösterilen Ansys Fluent sonuçlarıdır. Çizgi ile gösterim deney sonuçlarıdır.)

Pompanın analiz ve deney sonucunda elde edilen verimleri Şekil 104’de gösterilmiştir. Burada göreceğimiz üzere bu sonuçlarında oldukça benzer olduğu gözükmektedir.



Şekil 9.13. Ansys Fluent ile deney sonucunda elde edilen verimlerin karşılaştırılması (Noktalar ile gösterilen Ansys Fluent sonuçlarıdır. Çizgi ile gösterim deney sonuçlarıdır.)

Son olarak Tablo 5.1 ve Tablo 5.2’de görüleceği üzere çapraz kanat sayesinde hidrolik kuvvetlerde azalma meydana geldiği görülmektedir. Bu durumu daha iyi anlayabilmek için çapraz kanatlı ve düz kanatlı çark arasındaki hidrolik kuvvetteki azalmayı Şekil 9.14’de rahat bir şekilde görebiliriz.



Şekil 9.14. Ansys Fluent yardımıyla çapraz kanatlı ve düz kanatlı çarkta oluşan hidrolik kuvvetler (Noktalar ile gösterilen düz kanat sonuçlarıdır. Çizgi ile gösterim çapraz kanat sonuçlarıdır.)

Çalışma noktasında ise %5 seviyelerinde daha da önemlisi kapalı vanaya doğru hidrolik kuvvetteki azalma %20 seviyelerine yaklaşmıştır. Bu sayede pompa kalkışa geçerken meydana gelen titreşimlerin azalmasına ve eğer pompa kapalı vanaya yakın çalıştırılırsa pompa mili ve yatakları üzerindeki hidrolik kuvvetlerin etkisi azaltılarak rulman ve mil ömrü artırılmıştır.



10. KAYNAKLAR

1. Kutoğlu, H., Y., “Uygulamalı Hidrolik ve Hidroloji”, 1. Baskı, Milli Eğitim Basımevi, 3 – 5 (1980)
2. Küçük, M., “Hidrolik Pnömatik”, birinci baskı, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, İstanbul, (2003)
3. Zhang M and Tsukamoto H 2005. Trans. ASME J. Fluids Eng. 127(4) 743-51
4. Guo S J and Okamoto H 2003 Int. J. of Rotating Mach. 9(2) 135-44
5. Barrio R, Blanco E et al . 2008 Trans. of ASME J. of Fluids Eng. 130(11) 111102-1-111102-11
6. Solis M and Bakir F et al. 2009 Pressure fluctuations reduction in centrifugal pumps influence of impeller geometry and radial gap Proc. ASME 2009 FEDSM (Colorado, USA ,2-6 August 2009)
7. Zhu L, Yuan S Q et al. 2011 Trans. of the CSAE 27 (10) 50-55
8. Miner, S.M., 2000. Evaluation of blade passage analysis using coarse grids, Journal of Fluid Engineering , 122, 345-348
9. Yang M, Wang F J et al. 2008 Performance improvement of double-suction centrifugal pump by using CFD 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (Foz Do Iguassu, Brazil , 27-31 October 2008) 111
10. Yao Z F, Wang F J et al. 2011 J. Mech. Eng. 47 (12) 133-43
11. Miller, D.S.: Internal Flow Systems, 2nd edn. BHRA, Cranfield (1990)
12. Johnson, R.W.: The Handbook of Fluid Dynamics. CRC Press LLC, Boca Raton (1998)
13. Siekmann, H.E.: Strömungslehre für den Maschinenbau. Springer, Berlin (2000)
14. Blevins, R.D.: Applied Fluid Dynamics Handbook. Van Nostrand Reinhold, New York (1984)
15. Grigori I. Krivchenko. Hydraulic Machines: Turbines and Pumps. Lewis, 2nd edition, 1994.
16. Johann Friedrich Gülich. Centrifugal Pumps. Springer, 2nd edition, 2010.
17. Alexey J. Stepanoff. Centrifugal and Axial Flow Pumps. Wiley, 1948.
18. Hermod Brekke. Pumper & Turbiner. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2003.
19. John Tuzson. Centrifugal Pump Design. Wiley, 2000.
20. S. Larry Dixon and Cesare A. Hall. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Elsevier, 6th edition, 2010.

21. Stephen Lazarkiewicz and Adam T. Troskolanski. *Impeller Pumps*. Pergamon Press, 1965.
22. Jianjun Feng, Friedrich-Karl Benra, and Hans Josef Dohmen. Investigation of periodically unsteady flow in a radial pump by cfd simulations and ldv measurements. *Journal of Turbomachinery*, 133, 2011.
23. Alexey J. Stepanoff. *Centrifugal and Axial Flow Pumps*. Wiley, 2nd edition, 1957.
24. Harold H. Anderson. *Centrifugal Pumps and Allied Machinery*. Elsevier Advanced Technology, 4th edition, 1994.
25. Hermod Brekke. *Grunnkurs hydrauliske strmningsmaskiner*. Vannkraftlaboratoriet NTNU, 2000.
26. Prof. Ole Gunnar Dahlhaug. Private communication, September 2013. NTNU.
27. American National Standard for Rotodynamics Centrifugal Pumps For Design and Aplication, December 19, 2013
28. *Centrifugal Pumps: Design and Aplication*/Val S. Lobanoff, Robert R. Ross.- 2nd Edition, 1992
29. Murphy, R.B., “Quality of Observations”, *Materials Research & Standards*, p.357-264. 1961.
30. Schneider, D.B., “Error Analysis of Measurement Systems”, NBS Miscellaneous Publication 248, Proc. Stand. Lab. Conf., p.93. 1962.
31. Sadikhov, E., Kangı, R., ve Uğur, S. “Ölçüm Belirsizliği”, UME-95-014, Kasım 1995.
32. ISO, 5725 “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, Prep. By ISO Tech. Advis. Gr.4 (TAG 4) Work. Gr. 3 /WG 3), 1993.
33. “The Expression of Uncertainty and Confidence in Measurement”, Nist 3003, Uncertainty and Confidence in Measurement, 8th ed., 1995.
34. Pfleiderer C: *Kreiselpumpen f. Flüssigkeiten u. Gase*. 5. Aufl, Springer, Berlin, 1961
35. Dicmas, John L. *Vertical Turbine, Mixed Flow and Propeller Pumps*, 1987
36. Kyparissis, S.D., Douvi, E.C., Panagiotopoulos, Margarıs, D.P. and Fillios, A.E. (2009).“Parametric study performance of a centrifugal pump based on simple and double-arc blade design methods”, 3rd International Conference on
37. Singh, R.R. and Natraj, M. (2014). “Design and analysis of pump impeller using SWFS”, Vol.10.

38. Nyiri, A. and Gahlot, V.K. (1993). “Centrifugal and Axial Flow Pumps (Theory and Design)”, Deptt. Of Civil Engg., M.A.N.I.T. Bhopal (M.P.)
39. Gelişli, M.Ö, Açıköz, A., ve Ertürk E., 2004, Çok Kademeli Bir Pompanın Performans ve Verim Değerlerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemleri Kullanılarak Belirlenmesi, 5.Pompa-Vana Kongresi (22-23-24 Kasım) Bildiriler Kitabı, İstanbul,
40. DEĞER, T. “Pompa Emiş Koşullarının Kaviteasyon Üzerine Etkilerinin Deney Ve Sonlu Hacimler Yöntemi Kullanılarak İncelenmesi”
41. *Deutschman, A. D., Michels, W. J. And Wilson, C. E., 1975, Machine Design; Theory and Practise, Prentice Hall
42. <http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Miller%20ve%20Akslar.pdf>
43. TS EN ISO 9906:2002

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Deniz EKER

Doğum Yeri ve Yılı : Muğla, 1992

Medeni Hali : Bekâr

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : denz_eker@hotmail.com

Eğitim Durumu

Lise : Dalaman Anadolu Lisesi, 2010

Lisans : Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine mühendisliği Bölümü, 2015

Yüksek Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2015- 2018

Mesleki Deneyim

VANSAN Makine San. Tic. A.Ş

2016-.....(halen)