

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

194961

**SANTRİFÜJ POMPA BAĞLANTILARININ NÜMERİK VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Müh. Akın EREN

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Danışman: Yrd.Doç.Dr. K. Süleyman YİĞİT

HAZİRAN 2004

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SANTRİFÜJ POMPA BAĞLANTILARININ NÜMERİK
VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Akın EREN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 07 Haziran 2004

Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Haziran 2004

Tez Danışmanı

K. Süleyman YİĞİT

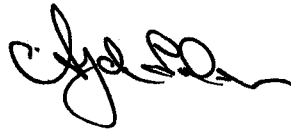
Yrd.Doç.Dr



Üye

Aydın ŞALCI

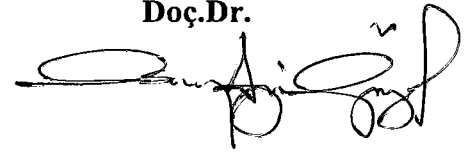
Prof.Dr.



Üye

O. Azmi ÖZSOYSAL

Doç.Dr.



HAZİRAN 2004

SANTRİFÜJ POMPA BAĞLANTILARININ NÜMERİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Akın EREN

Anahtar kelimeler: Santrifüj Pompa, Paralel Bağlantı, Seri Bağlantı, Karakteristik Eğri, Performans.

Özet: Santrifüj pompalar insan oğlunun su ihtiyacını karşılamak veya suyun ve diğer akışkanların bir yerden bir yere iletimini sağlamak amacıyla tarih boyunca en çok kullanılan hidrolik makine olmuştur. Teknolojik gelişmelerin ışığında santrifüj pompaların karakteristik özellikleri ne kadar arttırılsa da bu artım, maliyetle orantılı olduğundan pompalardaki gelişmelerin uygulaması istenilen seviyede olamamıştır. Bunun yerine mevcut klasik sistemlerin en iyi şartlarda en iyi performans özelliklerini sağlayacak pompa uygulamaları tercih edilmiştir.

Bu tezde ele alınan model; santrifüj pompa bağlantı şekillerinin meydana getirdiği sistemlerin özelliklerinin incelenmesidir. Nümerik analiz metotları ve deneysel çalışma sonuçlarından faydalanarak bulunmuş verilerin birlikte çözümlenmesiyle büyük ve karmaşık sistemlerin karakteristik özelliklerini tanımlamaya, ayrıca bu çalışma ile santrifüj pompaların birbiriyle en uygun şekilde çalışabilmeleri için gerekli olan bağlantı şekillerinin belirlenmesine çalışılmıştır.

THE NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE CENTRIFUGAL PUMP CONNECTIONS

Akm EREN

Keywords: centrifugal pump, parallel connection, serial connection, characteristic curve, performance.

Abstract: The centrifugal pumps are the most used hydraulic machine throughout history to get the necessity of water the human needs and to get it from one place to an other. In the light of technological development as the efficiency of the centrifugal pumps increases, also the costs increases, so the improvement and application of the pumps are not as expected. Therefore the existing classical systems in the best condition and the best performers in pump applications were preferred.

In this thesis we have discussed about the system properties of the centrifugal pumps connection type are examined. This numerical and experimental study aims to define the characteristics of the big systems by solving approach of experimental results and numerical analyze of centrifugal pump connection configurations together. Also it shows the pumps effects through each other at working period. Actually we want to aim the determination way of connection of the centrifugal pumps for the most suitable working.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Santrifüj pompaların işletme şartlarının değişmesiyle, performans özelliklerinin değiştirilebilmesi için çeşitli şekillerde bağlantılarının yapılması gerekmektedir. Bu bağlantı şekillerinin performans karakteristikleri ihtiyaç olan işletme şartına cevap verecek nitelikte olması gerekmektedir. Günümüzde, bu bağlantılar klasik yöntemlerle yapılmakta olup analitik olarak yapılmamaktadır. Sistemlere analitik olarak yaklaşılması, kontrolü ve ideal çalışma halini arttırmaktadır. Bu yüzden santrifüj pompaların performans karakteristiklerine klasik yöntemlerden ziyade analitik olarak yaklaşmak gerekmektedir.

Bu çalışmada , teorik ve deneysel yaklaşımlar arasında ilişkiler incelenmiştir. Yapılan deneylerde yüksek hassasiyet ön planda tutulmuş olup, sonuçlar hatalardan arındırılmış bir şekilde alınmıştır. Yoğun bir çalışmanın sonucu ortaya çıkan bu tezden ileride bu konuda çalışma yapacakların faydalanacağı inancındayım.

Deneysel çalışmaları gerçekleştirmemde, tez çalışmalarımı yöneten ve destekleyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. K. Süleyman YİĞİT' e, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen annem ve babam Kevser ve Rıdvan EREN' e teşekkür eder saygılarımı sunarım.

Haziran 2004

Mak. Müh. Akın EREN

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
TABLolar DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. PERFORMANS İÇİN BOYUT ANALİZİ YÖNTEMİ	2
2.1. Vashy - Buckingham Veya Pi Teoremine Göre Türbomakinaların Çalışma Karakteristikleri İle İlgili Boyutsuz Parametreler.....	6
BÖLÜM 3. DÖNEL POMPALARIN TANIM EĞRİLERİ	9
3.1. Kısmi Eğrisinin Saptanması	9
3.2. Tanım Yüzeyi	10
BÖLÜM 4. POMPALARDA BENZERLİK KURALLARI	16
4.1. Hızın Değişmesinin Etkileri	16

4.1.1. Devir sayısının; debi, basınç ve verim üzerindeki etkileri.....	16
4.2. Çap Değişikliği	19
BÖLÜM 5. POMPA KARAKTERİSTİKLERİNDE BENZERLİK İÇİN ANALİTİK METOD	21
BÖLÜM 6. KARAKTERİSTİK EĞRİ VE ÇALIŞMA NOKTASININ BULUNMASI	24
6.1. Pompa Karakteristiği	24
6.2. Pompanın Optimum Çalışma Noktası	27
6.3. Pompa ve Tesisatın Ortak Çalışma Noktası.....	28
6.4. Pompa Çalışma Noktasının Ayarlanması	29
6.4.1. Pompanın $H=f(Q)$ karakteristiğinin değiştirilmesi.....	29
6.4.2. $H_s=f(Q)$ sistem karakteristiğinin değiştirilmesi	31
BÖLÜM 7. POMPA VE BORULARIN SERİ VE PARALEL BAĞLANMALARI	33
7.1. Paralel Bağlı Pompalar.....	33
7.1.1. Paralel pompalı tesisat	34
7.2. Seri Bağlı Pompalar	35
7.2.1. Seri pompalı tesisat	36
7.3. Şebekelerde Pompa Uygulamasında Çalışma Noktasının Bulunması	38
7.3.1. İki depoyu besleyen tek pompa	38
7.3.2. Emme haznesi seviyeleri farklı iki pompanın paralel çalışması	39

7.3.3. Tek pompalı, iki depolu, üç borulu sistem	41
7.3.4. Tesisattan sabit Q debisinin çekilmesi hali	43
7.3.5. Sirkülasyon devreleri	44
7.3.6. Geometrik basma yüksekliği negatif olan tesisatlar.....	44
7.3.7. Pompa karakteristiği kararsız olan tesisatlar	45
7.3.8. Santrifüj pompaların sürekli çalışabileceği debi aralığı.....	46
7.3.9. Yanlış pompa seçimi	48

BÖLÜM 8. TABLOLAR YARDIMI İLE $H_m = f(Q)$ DENKLEMİNİN OLUŞTURULMASI	49
-------------------------------------------------------------------------------	----

8.1. Karakteristik Eğrilere Denklemsel Yaklaşımlar	49
8.1.1. Tepe noktası olan eğri için	49
8.1.2. Tepe noktası olmayan eğri için	51
8.2. Matematiksel Modelleme.....	52
8.2.1. Özellikleri aynı pompaların bağlantısı	52
8.2.1.1. Sadece seri ve sadece paralel bağlantılı pompa sistemi	52
8.2.1.2. Düzgün çoklu bağlantılı pompa sistemi	53
8.2.1.3. Karışık bağlantı	55
8.2.1.3.1. Farklı paralel bağlantıların seri bağlantısı.....	55
8.2.1.3.2. Farklı seri bağlantıların paralel bağlantısı.....	57

BÖLÜM 9. DENEY DÜZENEĞİ	59
-------------------------------	----

BÖLÜM 10. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	61
-------------------------------------	----

10.1. Karakteristik Eğriler	61
-----------------------------------	----

10.2. Performans Eğrileri	63
10.3. Genel Sonuç	64
BÖLÜM 11. KARAKTERİSTİK EĞRİLER.....	65
11.1. Tek Pompanın Farklı Devirlerde Karakteristik Eğrileri	65
11.2. Farklı Veya Aynı Devirli Pompaların Bağlantılarında Pompaların Birbirlerine Pozitif veya Negatif Etkileri	66
BÖLÜM 12. PERFORMANS EĞRİLERİ ($\psi - \varphi$)	82
12.1. Tek Pompanın 800, 1200, 1900 Devirde Performans Eğrileri ($\psi - \varphi$)	82
12.2. Farklı veya Aynı Devirli Pompaların Bağlantılarında Pompaların Birbirlerine Pozitif veya Negatif Etkilerini Veren Performans Eğrileri ($\psi - \varphi$)	83
BÖLÜM 13. DENEY SONUÇ TABLOLARI	93
KAYNAKLAR.....	108
ÖZGEÇMİŞ.....	110

SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR

- H_m : Manometrik basma yüksekliği
- Q : Debi
- η : Verim
- η_h : Hidrolik verim
- H_k : Boru kaybı
- P : Güç
- OÇN : Ortak Çalışma Noktası
- DCB : Düzgün Çoklu Bağlantı
- \dot{I}_s : Seri bağlanmış aynı pompaların sayısı
- \dot{I}_p : Paralel bağlanmış aynı pompaların sayısı
- $\Phi(Q_{sis})$: Sistemin OÇN yani $H_{sis}-Q_{sis}$ çiftini veren denklem
- $\Psi(Q)$: Önerilen denklem
- Y : Özgül enerji, çark kanatlarının akışkana aktardığı yararlı özgül enerji
- Y_k : Kanatlar tarafından aktarılan toplam özgül enerji
- Z_h : Kanat kayıpları
- $Z_{\text{ça}}$: Çark ve yöneltici girişindeki çarpma kayıpları
- M : Moment
- N, n : Devir
- D : Çap
- ρ : Kütlesel yoğunluk
- μ : Dinamik viskozite
- ν : Kinematik viskozite
- λ : Benzerlik oranı

k	: Eşdeğer pürüzlülük
ω	: Açısal hız
d/D	: Boyutsuz çap oranı
Π	: Boyutsuzlaştırılmış fiziksel büyüklük
ψ	: Manometrik yükseklik katsayısı
Φ	: debi katsayısı
ξ	: güç katsayısı
Re	: Reynolds sayısı
ΔP_T	: Basınç artışı
ε	: Bağlı pürüzlülük



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1	Performans eğrileri.....	8
Şekil 3.1	Z_h kanal kayıplarının hesaba katılması.....	10
Şekil 3.2	Bir dönel pompanın tanım yüzeyi. I ve II sabit dönme sayısı eğrileri (kısmı eğrileri) olup a sabit debi eğrisidir.....	11
Şekil 3.3	Deneyleerde kullanılan pompanın tanım yüzeyi.....	12
Şekil 3.3	Deneyleerde kullanılan pompanın tanım eğrisi (noktasal).....	13
Şekil 3.4	Değişik devir sayılarında özgül enerji ve debi değişimi.....	14
Şekil 4.1	Devir sayısı ile karakteristiğın değişimi.....	17
Şekil 4.2	Devir sayısının verim üzerine etkisi (Pompa dağ eğrileri).....	18
Şekil 4.3	Pompada devir sayısı değişimi.....	19
Şekil 6.1	Manometrik Basma Yüksekliği (H), Pompa Mil Gücü (P), Pompa verimi η , Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPY _G) değerlerinin debiye (Q) bağlı olarak değişimini gösteren eğriler...	24
Şekil 6.2	Dik ve yatık karakteristikli pompalar.....	25
Şekil 6.3	1400 d/d hızda su ile test edilen bir santrifüj pompanın karakteristik eğrileri.....	26
Şekil 6.4	Kararlı ve kararsız karakteristik.....	27
Şekil 6.5	Pompanın tesisattaki çalışma noktası.....	28
Şekil 6.6	Çark dış çapı değişiminin pompa karakteristiğine etkisi.....	29
Şekil 6.7	Pompa dönme hızının değiştirilmesi.....	30
Şekil 6.8	Pompa basma vanasının kısılması.....	31
Şekil 6.9	Pompa basma ve emme hattı arasında by-pass yapılması.....	32

Şekil 7.1	Paralel bağlı pompalar.....	33
Şekil 7.2	Paralel bağlı pompa tesisatı.....	34
Şekil 7.3	üç adet paralel bağlı pompa tesisatı.....	34
Şekil 7.4	Seri bağlı pompalar.....	35
Şekil 7.5	Seri bağlı pompa tesisatı.....	36
Şekil 7.6	Boru kayıpları çok ve az sistem karakteristiği.....	37
Şekil 7.7	İki depoyu besleyen tek pompa.....	38
Şekil 7.8	Emme haznesi seviyeleri farklı iki pompanın paralel çalışması.....	39
Şekil 7.9	iki pompanın paralel çalışma halindeki ortak $H = H_1' + H_2'$ karakteristiği.....	40
Şekil 7.10	Tek pompalı, iki depolu, üç borulu sistem.....	41
Şekil 7.11	II ve III borularının ortak / paralel H_s sistem karakteristiği ile H' düzeltilmiş pompa karakteristiğinin A kesim noktasının bulunması...	42
Şekil 7.12	Tesisattan sabit Q debisinin çekilmesi hali.....	43
Şekil 7.13	Sirkülasyon devresi karakteristiği.....	44
Şekil 7.14	Geometrik basma yüksekliği negatif olan tesisatlar.....	44
Şekil 7.15	Pompa karakteristiği kararsız olan tesisatlar.....	45
Şekil 7.16	Santrifüj pompaların güvenilir çalışma bölgesi.....	46
Şekil 7.17	Pompaların sürekli, güvenilir çalışma bölgesinin dışında çalışmaları halinde ortaya çıkan hidrolik ve mekanik sorunlar.....	47
Şekil 7.18	Pompa çalışma noktasının yanlış hesaplanmasının hidrolik performansa etkisi.....	48
Şekil 8.1	Düzenli çoklu bağlantılı pompa sistemi.....	54
Şekil 8.2	Farklı paralel bağlantıların seri bağlantısı.....	55
Şekil 8.3	Farklı seri bağlantıların paralel bağlantısı.....	57
Şekil 9.1	Deney düzeneği.....	59

Şekil 11.17	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı	
	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teorik sistem}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{gerçek sistem}} \text{ farkı}$	73
Şekil 11.18	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı karakteristik eğrileri.....	74
Şekil 11.19	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı	
	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teorik sistem}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{gerçek sistem}} \text{ farkı}$	74
Şekil 11.20	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarının [$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$] farkı.....	75
Şekil 11.21	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarının [$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$] farkı.....	76
Şekil 11.22	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarının [$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$] farkı.....	77
Şekil 11.23	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarının [$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$] farkı.....	78
Şekil 11.24	$[P_2 (800_{[d/d]}) - P_1 (1200_{[d/d]})]$ seri bağlantı ve $[P_2 (1200_{[d/d]}) - P_1 (800_{[d/d]})]$ seri bağlantı karşılaştırması.....	79
Şekil 11.25	$[P_2 (800_{[d/d]}) - P_1 (1900_{[d/d]})]$ seri bağlantı ve $[P_2 (1900_{[d/d]}) - P_1 (800_{[d/d]})]$ seri bağlantı karşılaştırması.....	80
Şekil 11.26	$[P_2 (1200_{[d/d]}) - P_1 (1900_{[d/d]})]$ seri bağlantı ve $[P_2 (1900_{[d/d]}) - P_1 (1200_{[d/d]})]$ seri bağlantı karşılaştırması.....	81

Şekil 12.27	Tek pompanın 800, 1200, 1900 devirde performans eğrileri.....	82
Şekil 12.28	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	83
Şekil 12.29	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	83
Şekil 12.30	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	84
Şekil 12.31	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	84
Şekil 12.32	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	85
Şekil 12.33	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	85
Şekil 12.34	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	86
Şekil 12.35	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	86
Şekil 12.36	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı performans eğrisi.....	87
Şekil 12.37	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pomplarının performans eğrileri.....	88
Şekil 12.38	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pomplarının performans eğrileri.....	89
Şekil 12.39	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pomplarının performans eğrileri.....	90
Şekil 12.40	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pomplarının performans eğrileri.....	91

Şekil 12.41 $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$,
 $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$,
 $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarında P_2 ve P_1
pompalarının performans eğrileri..... 92



TABLolar DİZİNİ

Tablo 6.1	H = f(Q) karakteristiğinin eğiminin pompa tiplerine göre aldığı değer.....	25
Tablo 9.1	Seri ve paralel bağlantı valf düzenleri.....	60
Tablo 13.1	Tek pompanın 800 (d/dk), 1200 (d/dk), 1900 (d/dk) devirde Hm – Q verileri.....	93
Tablo 13.2	Tek pompanın 800 (d/dk), 1200 (d/dk), 1900 (d/dk) devirde manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	93
Tablo 13.3	P ₂ (800 _[d/d]) + P ₁ (800 _[d/d]) seri bağlantı; Hm _{2,1} , Q _{sistem} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} -(Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} verileri	94
Tablo 13.4	P ₂ (800 _[d/d]) + P ₁ (800 _[d/d]) seri bağlantı; Hm _{2,1} , Q _{sistem} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} - (Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} verileri.....	95
Tablo 13.5	P ₂ (800 _[d/d]) + P ₁ (1900 _[d/d]) seri bağlantı; Hm _{2,1} , Q _{sistem} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} - (Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} verileri.....	96
Tablo 13.6	P ₂ (1200 _[d/d]) + P ₁ (800 _[d/d]) seri bağlantı; Hm _{2,1} , Q _{sistem} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} , (Hm ₂ +Hm ₁) _{teo.sis.} - (Hm ₂ +Hm ₁) _{ger.sis.} verileri.....	97

Tablo 13.7	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı; $H_{m2,1}$, Q_{sistem} , $(H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.} - (H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$ verileri.....	98
Tablo 13.8	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı; $H_{m2,1}$, Q_{sistem} , $(H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.} - (H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$ verileri.....	99
Tablo 13.9	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$ seri bağlantı; $H_{m2,1}$, Q_{sistem} , $(H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.} - (H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$ verileri.....	100
Tablo 13.10	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı; $H_{m2,1}$, Q_{sistem} , $(H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.} - (H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$ verileri.....	101
Tablo 13.11	$P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı; $H_{m2,1}$, Q_{sistem} , $(H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.}$, $(H_{m2}+H_{m1})_{teo.sis.} - (H_{m2}+H_{m1})_{ger.sis.}$ verileri.....	102
Tablo 13.12	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$ seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	103
Tablo 13.13	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	103
Tablo 13.14	$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	104
Tablo 13.15	$P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$ seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	104

Tablo 13.16	P_2 (1200 _[d/d]) + P_1 (1200 _[d/d]) seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	105
Tablo 13.17	P_2 (1200 _[d/d]) + P_1 (1900 _[d/d]) seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	105
Tablo 13.18	P_2 (1900 _[d/d]) + P_1 (800 _[d/d]) seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	106
Tablo 13.19	P_2 (1900 _[d/d]) + P_1 (1200 _[d/d]) seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	106
Tablo 13.20	P_2 (1900 _[d/d]) + P_1 (1900 _[d/d]) seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.....	107

1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojik gelişmelerin ışığında santrifüj pompalar en az enerji tüketimiyle en yüksek performans özelliğini sağlayacak şekilde tasarlanıp üretilmeye çalışılsa da, bu gelişme yeterli olamamıştır. Özellikle kontrol sistemindeki gelişmelerin ışığında, pompaların devir sayıları çıkış bilgileri olan basınç ve debi değerlerine göre ayarlanmakta ve en uygun çalışma şartları oluşturulmaktadır. Ancak günümüz teknolojik imkanlarıyla bu tür kontrol sistemleri oldukça pahalı ve yatırım giderleri yüksektir.

Mevcut kurulu sistemlerde üretilen ve kullanılan santrifüj pompalar klasik pompa modelleri olup, bu pompalar sistemlerde kullanılırken istenilen şartlara göre seri, paralel ve karışık olmak üzere değişik şekillerde bağlanmaktadır. Pompaların birbirleriyle bağlantı şekilleri ile istenilen performans özellikleri yapılan hesaplamalarla teorik olarak sağlansa da uygulamada bu şartlar yerine getirilememektedir [1].

Sıvıların enerji sarfiyatı en az olacak şekilde ve optimum şartlarda bir yerden bir yere iletilmesi, kullanılacak pompaların tesbit edilen uygun bağlantı şekillerinin analitik olarak hesaplanması veya deneysel metotlarla belirlenmesiyle olur.

Yukarıda verilen bilgilerin ışığında pompaların en iyi şartlarda çalıştırılabilmesi amacıyla klasik pompa mekanizmalarının kullanıldığı sistemlerde pompaların birbirleriyle en iyi şartları sağlaması için gerekli olan bağlantı şekilleri teorik ve deneysel olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar BÖLÜM 10' da verilmiştir.

2. PERFORMANS İÇİN BOYUT ANALİZİ YÖNTEMİ

Pompa performansının boyut analizi yöntemi ile incelenmesinde problemi yöneten fiziksel büyüklüklerin seçiminde değişik alternatifler kullanılabilir. Burada örnek olarak gH , Q , P , N , D , ρ , μ , d/D değişkenlerini kullanabiliriz. Burada d/D oranı pompanın geometrik karakteristiğini açıklayan boyutsuzlaştırılmış bir büyüklüktür. Problemin çözümünde temel boyut sistemi olarak kütle, uzunluk, zaman (M , L , T) seçilmiştir. Bu temel boyutlara karşılık gelen uluslararası SI birim sistemindeki karşılıklar kilogram, metre, saniye (kg , m , s) dir.

$$\Phi = (gH, Q, P, N, D, \rho, \mu, d/D) = 0, \quad n = 8 \text{ dir.}$$

$$r = 3 \text{ ve } m = n - r = 8 - 3 = 5 \text{ olur.}$$

Olayı yöneten fiziksel büyüklüklerin boyutları,

$$[gH] = \frac{L}{T^2} \cdot L = L^2 T^{-2}$$

$$[Q] = \frac{L^3}{T} = L^3 T^{-1}$$

$$[P] = \frac{MLT^{-2} \cdot L}{T} = ML^2 T^{-3}$$

$$[N] = \frac{1}{T} = T^{-1}$$

$$[D, d] = L$$

$$[\rho] = ML^{-3}$$

$$[\mu] = ML^{-1} T^{-1}$$

Buna göre boyut tablosu,

Fiz. büyüklükler / Boyutlar	gH	Q	P	N	D	ρ	μ	d
M	0	0	1	0	0	1	1	0
L	2	3	2	0	1	-3	-1	1
T	-2	-1	-3	-1	0	0	-1	0

ve boyut matrisi,
$$\delta = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 2 & 3 & 2 & 0 & 1 & -3 & -1 & 1 \\ -2 & -1 & -3 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}$$
 olur.

Matristen elde edilebilecek sıfırdan farklı ve en yüksek mertebeden determinant örneğin,

$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 2 & 3 & 2 \\ -2 & -1 & -3 \end{vmatrix} = -2 - (-6) = +4 \neq 0 \text{ dır. O halde gerçekten mertebe (rank),}$$

$r = 3$ dür.

Problemi Rayleigh yöntemi ile çözersek $m = 5$ için, $\Psi(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5) = 0$ ve,

$$\Pi_1 = \rho^{a_1} N^{b_1} D^{c_1} Q$$

$$\Pi_2 = \rho^{a_2} N^{b_2} D^{c_2} \mu$$

$$\Pi_3 = \rho^{a_3} N^{b_3} D^{c_3} gH$$

$$\Pi_4 = \rho^{a_4} N^{b_4} D^{c_4} P$$

$$\Pi_5 = \rho^{a_5} N^{b_5} D^{c_5} d$$

yazılabilir.

$$\Pi_1 \text{ için, } \Pi_1 = \rho^{a_1} N^{b_1} D^{c_1} Q$$

$$M^0 L^0 T^0 = (ML^{-3})^{a_1} \cdot (T^{-1})^{b_1} \cdot (L)^{c_1} \cdot L^3 T^{-1}$$

$$M^0 L^0 T^0 = (M)^{a_1} \cdot (L)^{-3a_1 + c_1 + 3} \cdot (T)^{-b_1 - 1}$$

$$\left. \begin{array}{l} (M): 0 = a_1 \\ (L): 0 = -3a_1 + c_1 + 3 \\ (T): 0 = -b_1 - 1 \end{array} \right\} \text{buradan} \left. \begin{array}{l} a_1 = 0 \\ b_1 = -1 \\ c_1 = -3 \end{array} \right\} \Pi_1 = \rho^0 N^{-1} D^{-3} Q$$

$\Pi_1 = \frac{Q}{ND^3}$ olur. Π_1 sayısı genellikle "debi katsayısı" $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ olarak yazılır.

$$\Pi_2 \text{ için, } \Pi_2 = \rho^{a_2} N^{b_2} D^{c_2} \mu$$

$$M^0 L^0 T^0 = (ML^{-3})^{a_2} \cdot (T^{-1})^{b_2} \cdot (L)^{c_2} \cdot ML^{-1} T^{-1}$$

$$M^0 L^0 T^0 = (M)^{a_2 + 1} \cdot (L)^{-3a_2 + c_2 - 1} \cdot (T)^{-b_2 - 1}$$

$$\begin{array}{l}
(M): 0 = a_2 + 1 \\
(L): 0 = -3a_2 + c_2 - 1 \\
(T): 0 = -b_2 - 1
\end{array}
\quad \text{buradan} \quad
\left. \begin{array}{l}
a_2 = -1 \\
b_2 = -1 \\
c_2 = -2
\end{array} \right\} \Pi_2 = \rho^{-1} N^{-1} D^{-2} \mu$$

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho N D^2} = \frac{\mu/\rho}{N D^2} = \left(\frac{N D^2}{v} \right)^{-1} \quad \text{ve} \quad \text{Re} = \frac{V \cdot D}{v} \text{ olduğu hatırlanırsa,}$$

$$\left. \begin{array}{l}
[N D^2] = T^{-1} L^2 = L^2 T^{-1} \\
[VD] = \frac{L}{T} \cdot L = L^2 T^{-1}
\end{array} \right\} [VD] = [N D^2] \quad \text{olduğundan} \quad \text{dolayı} \quad \Pi_2 = \text{Re} = \frac{N D^2}{v}$$

seçilmiştir.

$$\Pi_3 \text{ için, } \Pi_3 = \rho^{a_3} N^{b_3} D^{c_3} g H$$

$$M^0 L^0 T^0 = (M L^{-3})^{a_3} \cdot (T^{-1})^{b_3} \cdot (L)^{c_3} \cdot L^2 T^{-2}$$

$$M^0 L^0 T^0 = (M)^{a_3} \cdot (L)^{-3a_3 + c_3 + 2} \cdot (T)^{-b_3 - 2}$$

$$\begin{array}{l}
(M): 0 = a_3 \\
(L): 0 = -3a_3 + c_3 + 2 \\
(T): 0 = -b_3 - 2
\end{array}
\quad \text{buradan} \quad
\left. \begin{array}{l}
a_3 = 0 \\
b_3 = -2 \\
c_3 = -2
\end{array} \right\} \Pi_3 = \rho^0 N^{-2} D^{-2} g H$$

$$\Pi_3 = \frac{g H}{N^2 D^2} \quad \text{olur. } \Pi_3 \text{ sayısı genellikle "manometrik yükseklik katsayısı"}$$

$$\Psi = \frac{g H}{N^2 D^2} \text{ olarak yazılır.}$$

$$\Pi_4 \text{ için, } \Pi_4 = \rho^{a_4} N^{b_4} D^{c_4} P$$

$$M^0 L^0 T^0 = (M L^{-3})^{a_4} \cdot (T^{-1})^{b_4} \cdot (L)^{c_4} \cdot M L^2 T^{-3}$$

$$M^0 L^0 T^0 = (M)^{a_4 + 1} \cdot (L)^{-3a_4 + c_4 + 2} \cdot (T)^{-b_4 - 3}$$

$$\begin{array}{l}
(M): 0 = a_4 + 1 \\
(L): 0 = -3a_4 + c_4 + 2 \\
(T): 0 = -b_4 - 3
\end{array}
\quad \text{buradan} \quad
\left. \begin{array}{l}
a_4 = -1 \\
b_4 = -3 \\
c_4 = -5
\end{array} \right\} \Pi_4 = \rho^{-1} N^{-3} D^{-5} P$$

$\Pi_4 = \frac{P}{\rho N^3 D^5}$ olur. Π_4 sayısı "güç katsayısı" ξ olarak bilinir ve $\xi = \frac{P}{\rho N^3 D^5}$ olarak yazılır.

Π_5 için, $\Pi_5 = \rho^{a_5} N^{b_5} D^{c_5} d$

$$M^0 L^0 T^0 = (ML^{-3})^{a_5} \cdot (T^{-1})^{b_5} \cdot (L)^{c_5} \cdot L$$

$$M^0 L^0 T^0 = (M)^{a_5} \cdot (L)^{-3a_5 + c_5 + 1} \cdot (T)^{-b_5}$$

$$\left. \begin{array}{l} (M): 0 = a_5 \\ (L): 0 = -3a_5 + c_5 + 1 \\ (T): 0 = -b_5 \end{array} \right\} \text{buradan} \left. \begin{array}{l} a_5 = 0 \\ b_5 = 0 \\ c_5 = -1 \end{array} \right\} \Pi_5 = \rho^0 N^0 D^{-1} d$$

$$\Pi_5 = \frac{d}{D} \text{ olur.}$$

Bulunan boyutsuz sayılar toplu halde aşağıdaki gibi olur,

$$\Pi_1 = \text{Debi katsayısı} : \Phi = \frac{Q}{ND^3}$$

$$\Pi_2 = \text{Reynolds sayısı} : Re = \frac{ND^2}{\nu}$$

$$\Pi_3 = \text{Manometrik yükseklik katsayısı} : \Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$$

$$\Pi_4 = \text{Güç katsayısı} : \xi = \frac{P}{\rho N^3 D^5}$$

$$\Pi_5 = \frac{d}{D}$$

$$\text{veya, } f = \left(\frac{Q}{ND^3}, \frac{ND^2}{\nu}, \frac{gH}{N^2 D^2}, \frac{P}{\rho N^3 D^5}, \frac{d}{D} \right) = 0 \text{ yazılabilir [2].}$$

Bir turbo makinanın performansını tanımlamak için yukarıdaki ifadeler aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\Psi = g_1(\Phi)$$

$$\xi = g_2(\Phi)$$

$$\eta_T = g_3(\Phi)$$

Benzer şekilde verim ifadesi ele alırsak;

$$\eta_T = \left(\frac{\text{Hidrolik güç}}{\text{Mil gücü}} \right) = \frac{\rho g Q H}{P} = \frac{Q \cdot \Delta p_T}{P}$$

$$\eta_T = \frac{\rho g Q H}{P} = \frac{\left[\left(\frac{Q}{N D^3} \right) \left(\frac{g H}{N^2 D^2} \right) \right]}{\left[\frac{P}{\rho N^3 D^5} \right]} \quad \text{veya,} \quad \eta_T = \frac{\Phi \Psi}{\xi} \quad \text{bulunur.}$$

Böylece $\psi - \phi$, $\xi - \phi$, ve $\eta_T - \phi$ eğrileri ile geometrik benzerlik var olduğu sürece seçilen herhangi bir ρ , N ve D 'ye karşılık gelen sonsuz sayıda $gH - Q$, $P - Q$, ve $\eta_T - Q$ eğrileri elde etmek mümkündür. Burada en önemli kısıtlama Re sayısına olan bağlılığın düşük olmasıdır [3].

2.1 Vashy - Buckingham Veya Pi Teoremine Göre Türbomakinelerin Çalışma Karakteristikleri İle İlgili Boyutsuz Parametreler

Bir türbomakinanın birim akışkan kütlesi başına akışkana verdiği, ya da ondan aldığı enerji ($Y=gH$); geometrik değişken olarak türbomakinanın D çark çapına ve cidarların k eşdeğer pürüzlülüğüne, kinematik değişkenler olarak akışkanın Q debisine ve çarkın ω açısal hızına, akışkanın fiziksel değişkenleri olarak ρ yoğunluğu ve μ dinamik viskozitesine bağlıdır [4]:

$$Y = gH = f(D, Q, \omega, \rho, \mu, k)$$

Vashy - Buckingham veya Π Teoremine göre, Buckingham çözümlemesi ile bu 7 değişken 4 boyutsuzlaştırılmış değişken halinde gruplandırılabilir:

$$\Pi_1 = \psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2}, \quad \Pi_2 = \varphi = \frac{Q}{\omega D^3}, \quad \Pi_3 = Re = \frac{\rho \omega D^2}{\mu} = \frac{\omega D^2}{\nu}, \quad \Pi_4 = \varepsilon = \frac{k}{D}$$

Bu durumda Π_1 bağıntısı, birbirine benzer bütün türbomakinalar ailesi için aynı olan

$$\Pi_1 = \psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = f_1 \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\omega D^2}{\nu}, \frac{k}{D} \right) = f_1 (\varphi, Re, \varepsilon)$$

şeklini alır. Benzer yolla, güç, moment ve verim için de,

$$\frac{N_e}{\rho \omega^3 D^5} = f_2 \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\omega D^2}{\nu}, \frac{k}{D} \right) = f_2 (\varphi, Re, \varepsilon)$$

$$\frac{C}{\rho \omega^2 D^5} = f_3 \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\omega D^2}{\nu}, \frac{k}{D} \right) = f_3 (\varphi, Re, \varepsilon)$$

$$\eta_g = f_4 \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\omega D^2}{\nu}, \frac{k}{D} \right) = f_4 (\varphi, Re, \varepsilon)$$

bulunur. Birbirine benzer bütün türbomakinaların benzer çalışma noktalarında boyutsuz parametreler aynı değerleri korurlar.

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad \text{basınç katsayısı yerine,} \quad \frac{gH}{u^2}, \quad \frac{2gH}{u^2}, \quad \frac{gH}{n^2 D^2}, \quad K$$

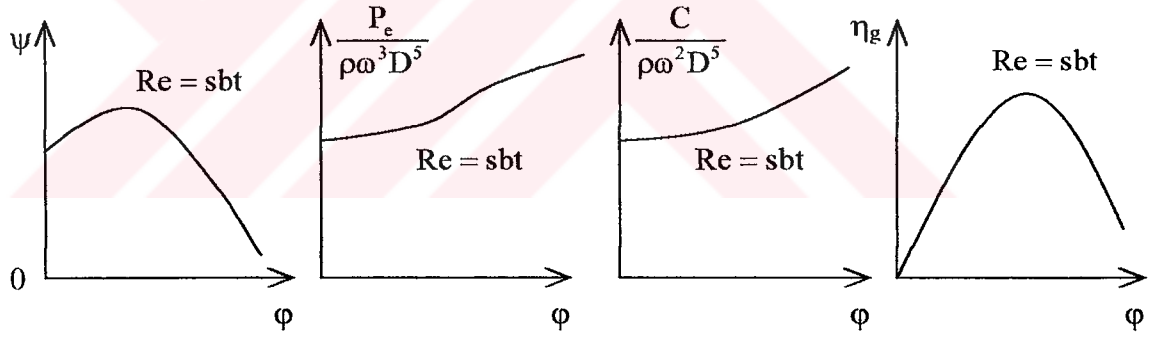
$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \quad \text{debi katsayısı yerine,} \quad \frac{Q}{uD^2}, \quad \frac{Q}{nD^3}, \quad \frac{Q}{u(D^2 - D_g^2)}, \quad K$$

$$Re = \frac{\omega D^2}{\nu} \quad \text{Reynolds sayısı yerine,} \quad \frac{Q}{\nu D}, \quad \frac{\omega Q}{\nu(gH^{1/2})}, \quad \frac{Q^{1/2} (gH)^{1/4}}{\nu}, \quad K$$

denklemleri kullanılabilir. Türbomakina içindeki akım hidrolik bakımdan tam pürüzlü rejim bölgesinde ise (Re sayısı çok büyük) ve ayrıca, cidarların ($\varepsilon = k/D$) bağıl pürüzlülüğü, birbirine benzer olan makinalarda aynı mertebede ise, birinci yaklaşıklıkla,

$$\psi = f_1(\varphi), \quad \frac{P_e}{\rho\omega^3 D^5} = f_2(\varphi), \quad \frac{C}{\rho\omega^2 D^5} = f_3(\varphi), \quad \eta_g = f_4(\varphi)$$

şeklinde kabul edilebilir. Böylece, performans eğrileri tek eğri haline indirgenmiş olur (Şekil 2.1). Reynolds sayısının ve ε bağıl pürüzlülüğünün etkileri çok küçük değilse, o vakit, her diyagramda tek eğri yerine, birbirine az çok yakın eğriler elde edilir [4].



Şekil 2.1 Performans eğrileri

3. DÖNME POMPALARIN TANIM EĞRİLERİ

n , Q , Y büyüklüklerinin birbirine bağılıklarını incelemek üzere önce n dönme sayısı sabit tutularak Y özgül enerjisinin Q debisi ile nasıl değiştiği saptanabilir. Gerçekleştirilmiş bir pompa için bu bağıntı pompa deney düzeninde kolayca elde edilir. Bunun için dönme sayısı sabit tutulup basma borusundaki bir vananın kısılarak ayarlanması ve her ayar yapıldığında Q ve Y değerlerinin ölçülmesi yeterlidir . Bu şekilde elde edilen ve sabit dönme sayısında Y ile Q arasındaki bağıntıyı veren eğriye kısma eğrisi adı verilir. Mümkün olan tüm dönme sayıları için elde edilen kısma eğrilerinin tümü, n , Y , Q eksen takımında bir yüzey oluşturur. Tanım yüzeyi adı verilen bu yüzey pompanın mümkün olan tüm çalışma noktaları hakkında bilgi verir.

3.1 Kısma Eğrisinin Saptanması

Y_k özgül kanat enerjisinden aşağıdaki kayıplar çıkarılarak özgül enerji elde edilir

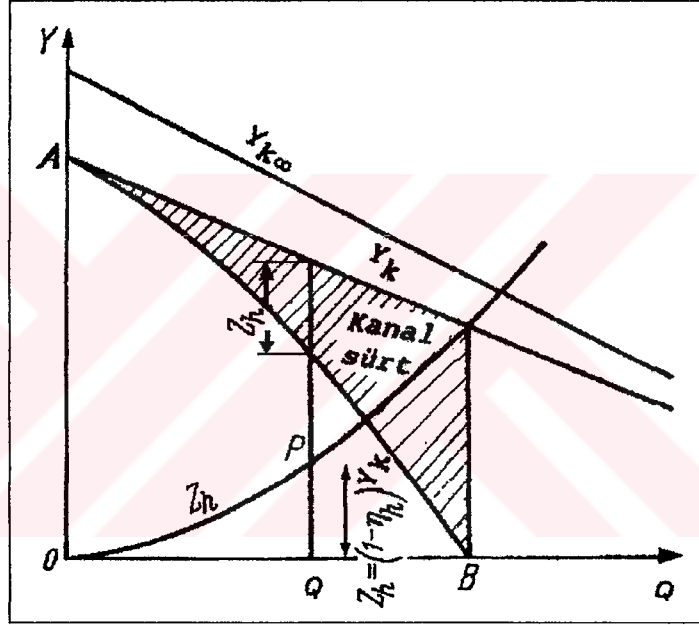
Tüm pompadaki Z_h kanal sürtünme kayıpları: Çark ile yönelticideki, emme ve basma flanşları arasındaki tüm bağlantı kanallarındaki sürtünme kayıpları bu kayıpların içindedir.

Çark ve yöneltici girişindeki $Z_{çn}$ çarpma kayıpları: Kanal sürtünme kayıpları hesap noktasındaki Q değeri için belirli olup Y ; çark kanatlarının akışkana aktardığı

yararlı özgül enerji olmak üzere, $Y_k = Y + Z_h$ ve $\eta_h = \frac{Y}{Y_k}$ eşitliklerinden,

$$Z_h = (1 - \eta_b) Y_k \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilir. Duran bir kanal halinde bu kayıplar Q ile yaklaşık olarak tepesi başlangıç noktasında olan bir parabol üzerinde değişir. Elimizde başka bir bilgi olmadığına göre dönmekte olan kanal halinde de aynı kuralın geçerli olduğu kabulü ile Z_h kayıp eğrisi, Şekil 3.1 deki gibi, (3.1) denkleminde hesaplanan P noktasından geçen bir parabol olarak çizilir.



Şekil 3.1 Z_h kanal kayıplarının hesaba katılması.

3.2 Tanım Yüzeyi

Kısa eğrisinin denklemini çıkarmak üzere yazılan,

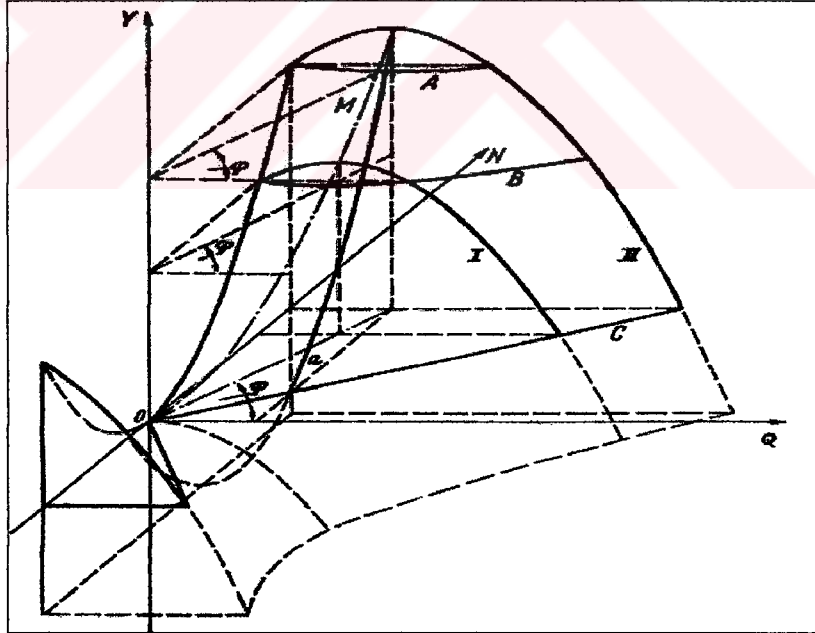
$$Y = Y_k - Z_h - Z_{ca}$$

eşitliğinde yukarıda elde edilen bağıntılar kullanılır ve bazı basit değişimler yapılırsa,

$$Y = k_1 n^2 + 2k_2 nQ - k_3 Q^2 \quad (3.2)$$

elde edilir.

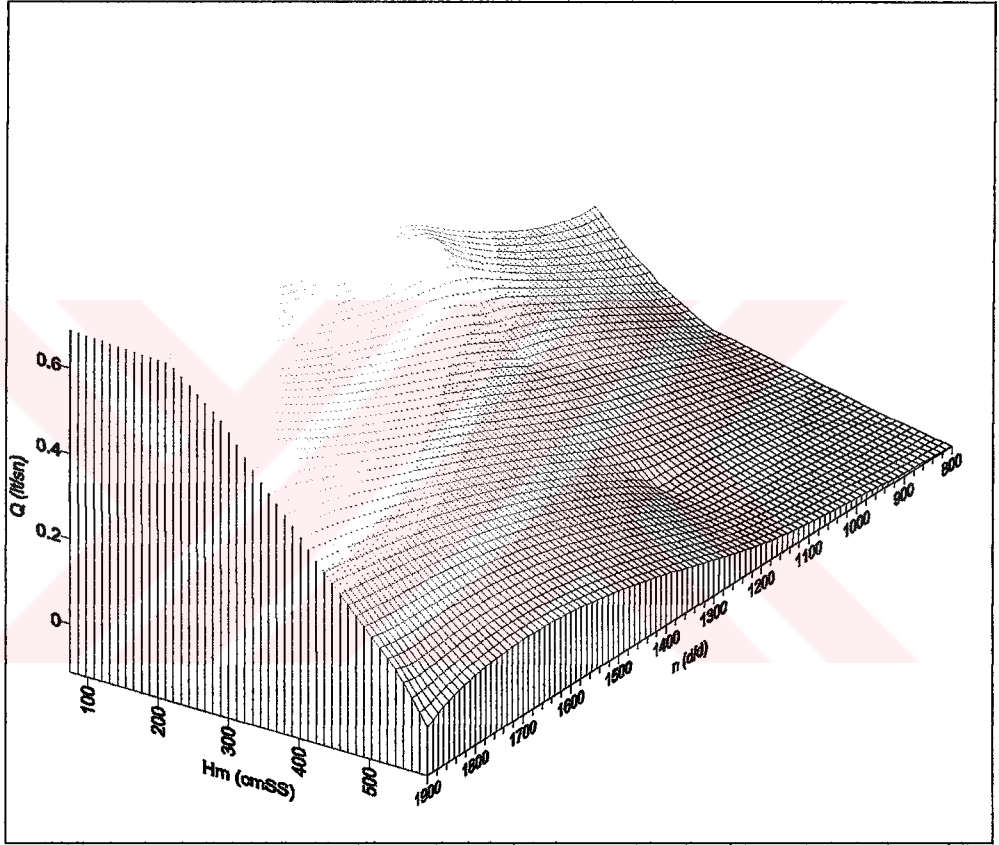
Kısma eğrilerinin parabol olmaları halinde, aynı bir pompanın değişik dönme sayılarındaki tüm kısma eğrileri aynı bir parabolün ötelenmesi ile elde edilir. Pompa ve boru sistemlerinin birlikte çalışmasıyla ortaya çıkan pompa ve bağlantı şekilleri PFLEIDERER ve PETERMANN' a göre [6], pompa karakteristik eğrileri $Y = k_1 N^2 + 2k_2 NQ - k_3 Q^2$ denklemi ile ifade edilmektedir. k_1 , k_2 ve k_3 çark ve yöneltici boyutlarına bağlı katsayılarıdır. Burada N değişken alınırsa $Y = k_1 N^2 + 2k_2 NQ - k_3 Q^2$ ifadesi pompanın tanım yüzeyini temsil eder. Bu yüzey, esas eksenini Y eksenini, tepesi 0 başlangıç noktası ile çakışan bir hiperbolik paraboloiddir. Şekil 3.2 de tanım yüzeyinin Q ekseninin pozitif tarafındaki kısmı görülmektedir.



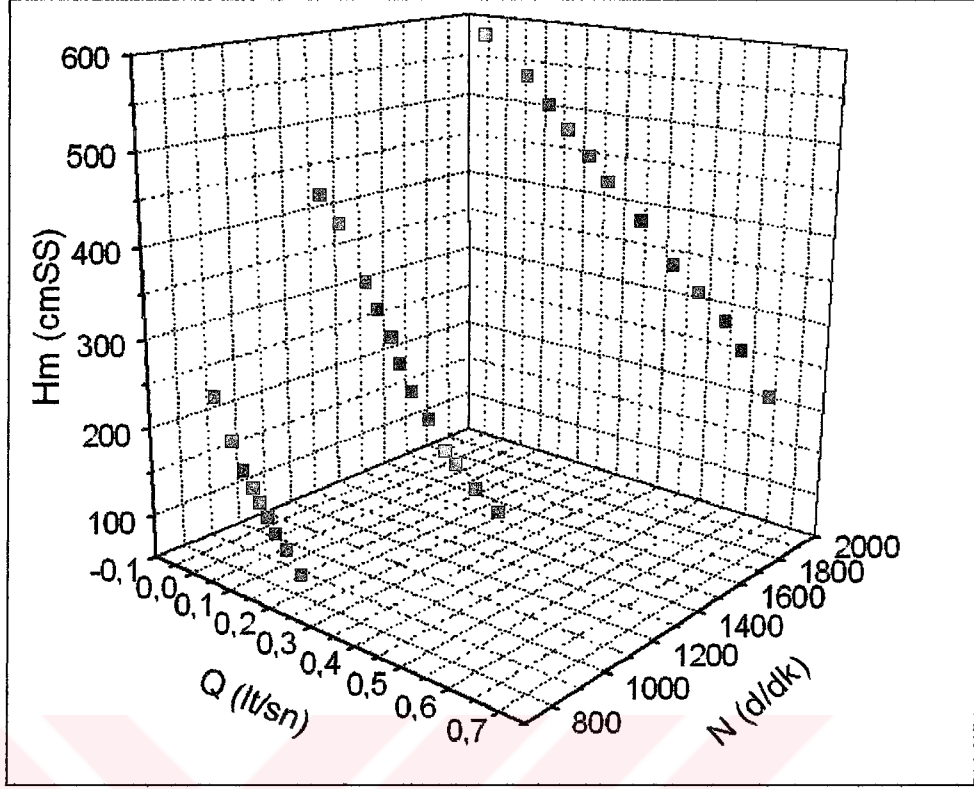
Şekil 3.2 Bir dönel pompanın tanım yüzeyi. I ve II sabit dönme sayısı eğrileri (kısma eğrileri) olup a sabit debi eğrisidir.

Şekil 3.2 de gösterilen bir pompanın tanım yüzeyinde; I ve II sabit dönme sayısı eğrileri (kısma eğrileri) olup a sabit debi eğrisidir. Kısma eğrilerinin parabol olmaları

halinde, aynı bir pompanın değişik dönme sayılarındaki tüm kısma eğrileri aynı bir parabolün ötelenmesi ile elde edilir. Parabolden başka şekildeki kısma eğrileri aynı bir pompa halinde tüm dönme sayıları için birbirine benzer eğrilerdir. Deneylerde kullanılan pompanın tanım yüzeyi Şekil 3.3 ve Şekil 3.4 de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Deneylerde kullanılan pompanın tanım yüzeyi.



Şekil 3.3 Deneysel olarak kullanılan pompanın tanım eğrisi (noktasal)

Parabol şeklindeki kısma eğrilerinin (Q - Y) düzlemindeki izdüşümleri alınır Şekil-2 deki gibi ötelenmiş parabol ailesi elde edilir. Eksenleri birbirine dik olan bu parabolün tepe noktaları OM parabolü üzerinde bulunur. Şekil-2 deki herhangi bir n dönme sayısı için verilmiş olan LB_2A_2 kısma eğrisi diğer dönme sayıları içinde çizilebilir. Bunun için L tepe noktasının saptanması yeterlidir. Kısma eğrilerinin üzerinden OKLM parabolü geçer ve KLM tepe noktalarının apsisi dönme sayısı ile orantılıdır. PFLEIDERER-PETERMAN' ın belirttiği bu orantı bir türbo makinenin benzer çalışma noktalarının geometrik yerlerini tespit eden RATEAU TOREMİ ile de tespit edilir [6].

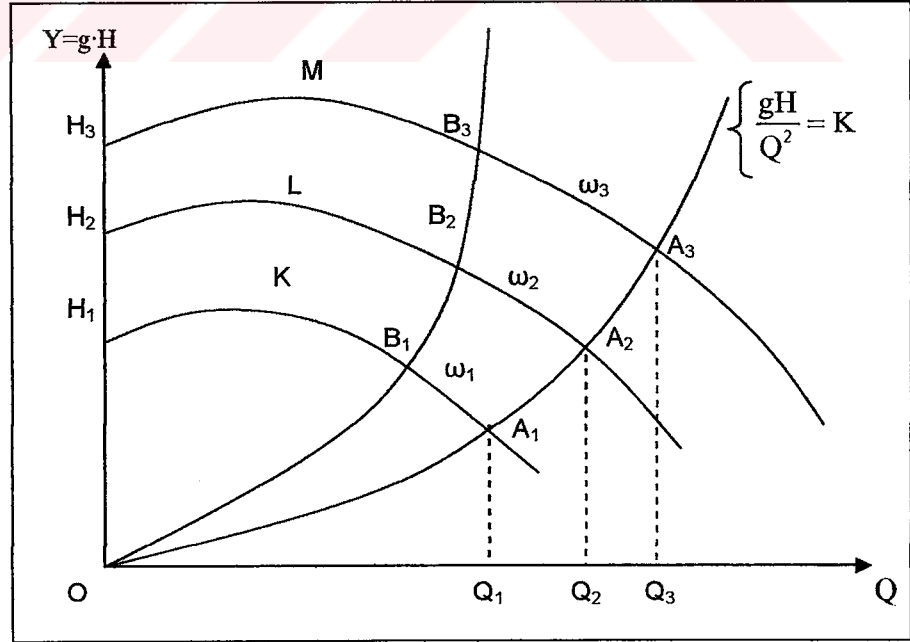
RATEAU TOREMİ; bir türbo makinenin Q debisi n devir sayısı ile orantılı; H net düşüsü veya manometrik basma yüksekliği devir sayısının karesi ile orantılı;

momenti devir sayısının karesi ile orantılı; gücü devir sayısının küpü ile orantılı olarak değişirse verimi sabit kalır:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \quad , \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad , \quad \frac{M'}{M} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad , \quad \frac{P'_e}{P_e} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad , \quad \eta'_g = \eta_g \quad (3.3)$$

Reynolds sayısının etkisinin bulunmadığı yada ihmal edilebildiği hallerde, benzerlik bağıntılarında ($\lambda=1$) yapılarak elde edilen (3.3) denklemleri, makinenin veriminde değişiklik olmaksızın, yeni çalışma durumundaki karakteristik büyüklüklerini hesaplamaya yararlar [4].

Bir türbo makinenin (örneğin bir santrifüj pompanın) değişik açısal hızlardaki karakteristik eğrileri şekil 3.4 de görüldüğü gibi RATEAU TOREMİ uygulanarak nokta nokta bulunabilir. Bu teorem, Benzer çalışma noktaları A_1, A_2, A_3, \dots için;



Şekil 3.4 Değişik devir sayılarında özgül enerji ve debi değişimi

$$\frac{Q_1}{\omega_1} = \frac{Q_2}{\omega_2} = \frac{Q_3}{\omega_3} = \dots \quad \text{ve} \quad \frac{gH_1}{\omega_1^2} = \frac{gH_2}{\omega_2^2} = \frac{gH_3}{\omega_3^2} = \dots \quad \text{eşitliklerini}$$

verdiğinden, açısal hızlar yok edilirse;

$$\frac{gH_1}{Q_1^2} = \frac{gH_2}{Q_2^2} = \frac{gH_3}{Q_3^2} = \dots = K \quad (3.4)$$

bulunur. O halde, A_1, A_2, A_3, \dots gibi benzer çalışma noktaları başlangıç noktasından geçen

$$Y = g \cdot H = K \cdot Q^2 \quad (3.5)$$

parabolü üzerinde bulunurlar. K' ya değişik değerler verildiğinde değişik çalışma noktalarının benzerlerinin geometrik yerleri elde edilir. Pompa karakteristik eğrileri genel olarak H_m ve Q değerlerinin deneysel olarak ölçülüp bir H_m - Q tablosu oluşturulması ile çizilir [6].

4. POMPALARDA BENZERLİK KURALLARI

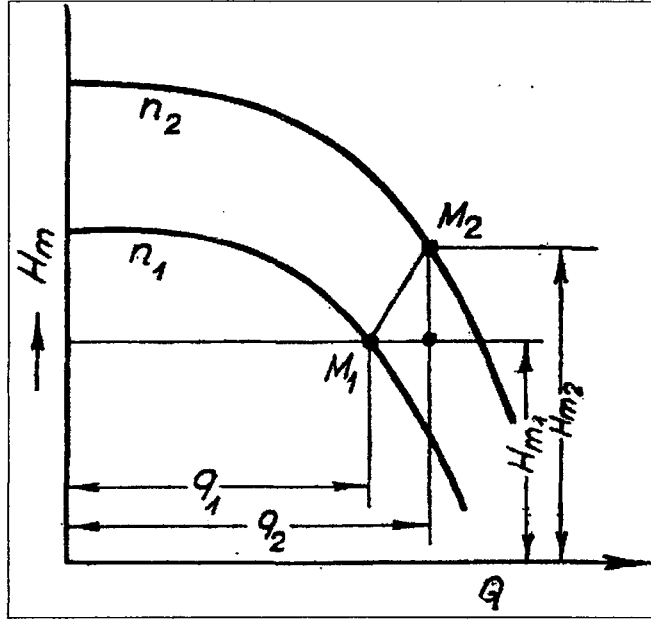
4.1 Hızın Değişmesinin Etkileri

Bir pompanın kendisine benzer olarak çalışması halinde devir sayısı değiştirilince manometrik yükseklik devir sayısının karesi ile; debi ise devir sayısının birinci kuvveti ile orantılı olacaktır. Diğer taraftan pompanın kendisine benzer olarak çalışmasında çark çapının etkisi geometrik benzerlik oranının etkisine eşittir. Buna göre manometrik yükseklik çapın karesi debi çapın kübü ile orantılı olacaktır. Her iki etki birlikte göz önüne alınırsa, $H_m \sim n^2 D^2$, $Q \sim n D^3$, $P \sim n^3 D^5$ yazılabilir. Geosim (Geometric similarity, geosim birbirine geometrik benzer cisimler anlamında kullanılmaktadır (Prof. TELFER).) cisimler için, genel benzerlik kuralı boyutsuzlaştırılmış parametre grupları cinsinden $(\Pi_j)_m = (\Pi_j)_p$ yazılabilir. Bizim problemimiz için $j = 1, 2, 3, 4, 5$ dir.

Örneğin; $(\Pi_3)_m = (\Pi_3)_p$ veya $\left(\frac{gH}{N^2 D^2}\right)_m = \left(\frac{gH}{N^2 D^2}\right)_p$ dir.

4.1.1 Devir sayısının; debi, basınç ve verim üzerindeki etkileri

Sabit dönme n_1 sayısı ile çevrilen bir pompanın $H_m = f(Q)$ karakteristiği daha evvelce de görüldüğü gibi şekil 4.1 deki gibidir. Şimdi aynı pompa n_2 devir sayısı ile tahrik edilince yeni bir karakteristik bulunacaktır. Bu yeni karakteristiği bulmak için ilk karakteristiğin her M noktası için;

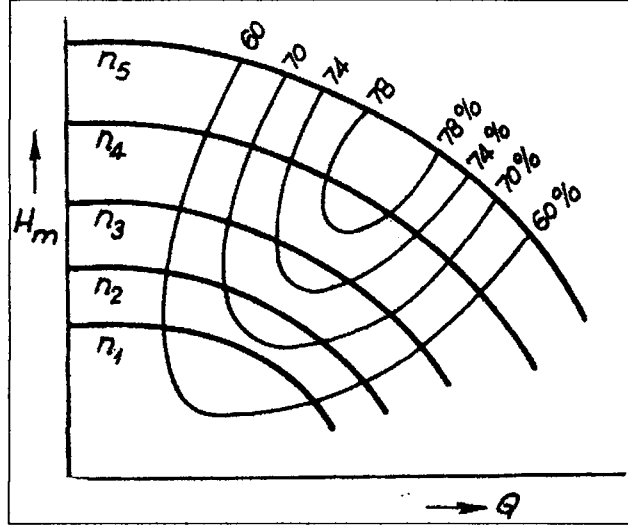


Şekil 4.1 Devir sayısı ile karakteristiğin değişimi

$$\frac{Hm_2}{Hm_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2} \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

bağıntıları uygulanır. Bu şekilde her M_1 noktasına bir M_2 noktası karşı gelir. Teorik olarak M_1 noktası ile M_2 noktasının verimlerinin de eş olması beklenirse de pratikte homolog noktaların verimlerinde farklar olduğu görülmektedir. Bu farkın nedeni Reynolds benzerliğinin gerçekleştirilmemesinde aranmalıdır. Türbinlerde Reynolds benzerliği daha kolay ihmal edilebilirse de burada açık şekilde kendini gösterir.

Şekil 4.2 de bir santrifüj tulumbanın muhtelif devir sayılarında elde edilen deneysel karakteristikler ile eş verimli noktaların teşkil ettiği dağ eğrileri görülmektedir. Bu eğrilerin tepe noktasından geçen karakteristiğe karşı gelen devir sayısı pompanın en iyi devir sayısı ismini alır. Reynolds etkisi ihmal edilince bu eğriler yerine orijinden geçen paraboller bulunur [12].



Şekil 4.2 Devir sayısının verim üzerine etkisi (pompa dağ eğrileri)

Bir rotodinamik pompanın $n = \text{sabit}$ devir sayısı için manometrik yükseklik - debi $H_m = f(Q)$, Güç-debi $P = f(Q)$ karakteristik eğrileri verilmişse, verimin sabit kaldığı kabulünün yapılabildiği sınırlar arasında kalmak kaydıyla, benzerlik kurallarından yararlanarak başka bir devir sayısı ve değişik çark çıkış çapı değerleri için karakteristik eğrilere geçmek mümkündür.

Pompayı kendi kendine benzer kabul ederek «Rateau» teoremlerinden bilindiği gibi

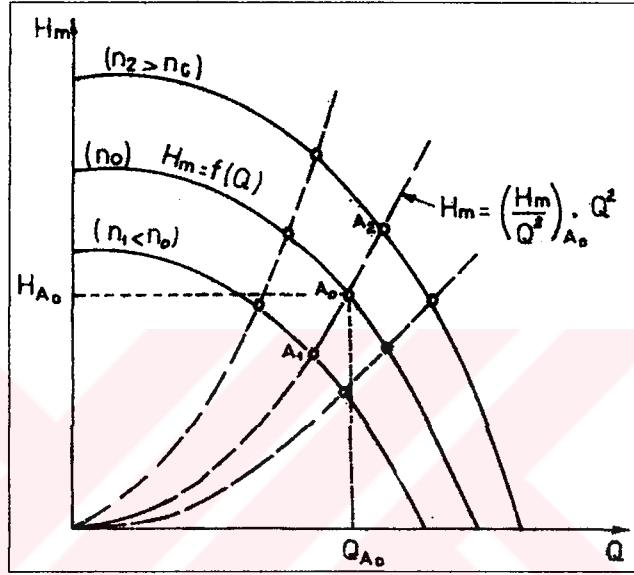
$$\frac{H_m'}{H_m} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \quad \frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}, \quad \frac{P'}{P} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3$$

bağıntılarından faydalanarak, $n = \text{sabit}$ karakteristik eğrilerinden nokta nokta $n' = \text{sabit}$ karakteristik eğrilere kolayca geçilir. İlk iki bağıntı yardımıyla,

$$\frac{H_m'}{H_m} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2$$

elde edilir. Şu halde, devir sayısı değişikliği için $H_m - Q$ koordinat sisteminde, benzeşen noktalar;

$$H_m' = \left(\frac{H_m}{Q^2} \right)_A \cdot Q'^2$$



Şekil 4.3 Pompada devir sayısı değişikimi.

4.2 Çap Değişikliği

Pratikte çok uygulanan bir yöntem, belirli bir pompanın istenilen debi ve manometrik yükseklik değerinden büyük değerler vermesi halinde pompa çarkının dış çapının torna edilerek küçültülmesidir. Bu durumda, pompanın kendi kendine benzerlik özelliği bozulmuştur. Ancak, küçük çap değişiklikleri için gene benzerlik kuralları kullanılabilir. Uygulama da, çark çapı üzerinde % 10 değişiklik için hesap yolu ile bulunan karakteristiklerle, deneysel karakteristiklerin oldukça iyi bir şekilde uyduğu

görülür. Çark çapının küçük değişikliklerinde b çıkış genişliği aynı kalıyorsa karakteristik büyüklükler, D çark çıkış çapı olmak üzere,

$$\frac{Hm'}{Hm} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2, \quad \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'}{D}\right)^3, \quad \frac{P'}{P} = \left(\frac{D'}{D}\right)^5$$

bağıntılarına uygun olarak değişir. Küçük özgül hızlı tam santrifuj pompalarda b çark çıkış genişliği, çark çapının az değişimlerinde aynı değerde kalır.

Yukarıda belirtilen benzerlik kuralları kullanılarak, karakteristik büyüklüklerin değişimi için

$$Hm' = \left(\frac{Hm}{Q^2}\right)_A \cdot Q'^2$$

bağıntısı ile verilen ve orijinden geçen parabol üzerinde bulunur (Şekil 4.3). Özgül hız tanımı kullanılarak, bu parabol üzerindeki noktaların eş özgül hızlı noktalar olduğu kolayca görülür. Devir sayısının + % 25 değişiklikleri için yukarıda sözü edilen benzerlik kuralları oldukça iyi bir yaklaşımla geçerlidir [15].

5. POMPA KARAKTERİSTİKLERİNDE BENZERLİK İÇİN ANALİTİK METOD

Pompa işletme karakteristikleri analitik fonksiyonlar şeklinde ifade edilebilir. Değişkenleri ele alacak olursak, belirli bir pompa için sabit devir sayısı karakteristik denklemleri, debinin fonksiyonu olarak ifade edildiğinde $n = \text{sabit}$ için

$$H_m = f(Q) \quad , \quad P = f(Q) \quad , \quad \eta_g = f(Q)$$

şeklinde belirlidir. Burada, güç veya verim değerleri birbirinden bağımsız değildir.

$H_m = f(Q)$ belirli ise, her Q değerine bir H_m ve verim değeri tekabül eder. Şu halde, $H_m = f(Q)$ ve $\eta_g = f(Q)$ veya $H_m = f(Q)$ ile $P = f(Q)$ fonksiyonlarının ikisinin verilmiş olması pompa işletme karakteristiklerinin belirlenmesi bakımından yeterlidir.

Değişken devir sayıları için $n = \text{sabit}$ karakteristik eğrilerine ait bağıntılar, yukarıda açıklanan benzeşim kuralları ve dönüşüm metodları yardımıyla kolaylıkla bulunur.

Başka bir devir sayısı için $H_m = f(Q)$ karakteristik fonksiyonunun sabiteleri başka değer alacaktır. Ancak bu sabiteler, temel $H_m = f(Q)$ fonksiyonu ile

$$H_m = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \cdot H_m' \quad \text{ve} \quad Q = \left(\frac{n}{n'}\right) \cdot Q' \quad \text{dönüşümleri kullanılarak bulunabilir.}$$

Çap değişiklikleri için de benzer şekilde, temel fonksiyonlar ve

$$H_m = \left(\frac{D}{D'}\right)^2 \cdot H_m' \quad \text{ile} \quad Q = \left(\frac{D}{D'}\right)^3 \cdot Q' \quad \text{dönüşüm bağıntıları yardımıyla yeni}$$

karakteristik denklemlere geçilebilir.

Bu konuya biraz daha açıklık getirmek için tam santrifüj pompalar için karakteristik denklemleri tekrar ele alalım; Sabit devir sayısı için santrifüj pompa karakteristik denklemleri, genellikle ikinci dereceden polinomlar şeklindedir:

$$H_m = A \cdot Q^2 + B \cdot Q + C \quad (5.1)$$

$$P = m + k \cdot Q^2 \quad (5.2)$$

(5.1) ve (5.2) bağıntıları yardımıyla $\eta_g = f(Q)$ da bulunabilir. Bu karakteristik denklemlerin n_0 devir sayısı için belirlenmiş olduğunu kabul edelim. Bir başka $n' = \text{sbt. devir sayısı}$ için denklemler;

$$H_m = \left(\frac{n_0}{n'}\right)^2 \cdot H_m' \quad , \quad Q = \frac{n_0}{n'} \cdot Q' \quad , \quad P = \left(\frac{n_0}{n'}\right)^3 \cdot P'$$

benzerlik kurallarından yararlanılarak şu şekle dönüşür:

$$\left(\frac{n_0}{n'}\right)^2 \cdot H_m' = A \cdot \left(\frac{n_0}{n'}\right)^2 \cdot Q'^2 + B \cdot \left(\frac{n_0}{n'}\right) \cdot Q' + C$$

$$\left(\frac{n_0}{n'}\right)^3 \cdot P' = m + k \cdot \left(\frac{n_0}{n'}\right)^2 \cdot Q'^2$$

veya

$$H_m' = A \cdot Q'^2 + B \cdot \left(\frac{n'}{n_0}\right) \cdot Q' + \left(\frac{n'}{n_0}\right)^2 C \quad (5.3)$$

$$P' = m \cdot \left(\frac{n'}{n_0}\right)^3 + k \cdot \left(\frac{n'}{n_0}\right)^2 \cdot Q'^2 \quad (5.4)$$

Bu bağıntılar, $n' = \text{sbt. değeri}$ için başka karakteristik eğrileri tanımlar. Bir başka sözle (5.1) ve (5.2) de belirlenen temel karakteristik denklemlerin sabiteleri

$$A' = A \quad , \quad B' = \left(\frac{n'}{n_0} \right) \cdot B \quad , \quad C' = \left(\frac{n'}{n_0} \right)^2 \cdot C$$

ve güç için

$$m' = \left(\frac{n'}{n_0} \right)^3 \cdot m \quad , \quad k' = \left(\frac{n'}{n_0} \right) \cdot k$$

şekline dönüşmüş ve yeni karakteristikler

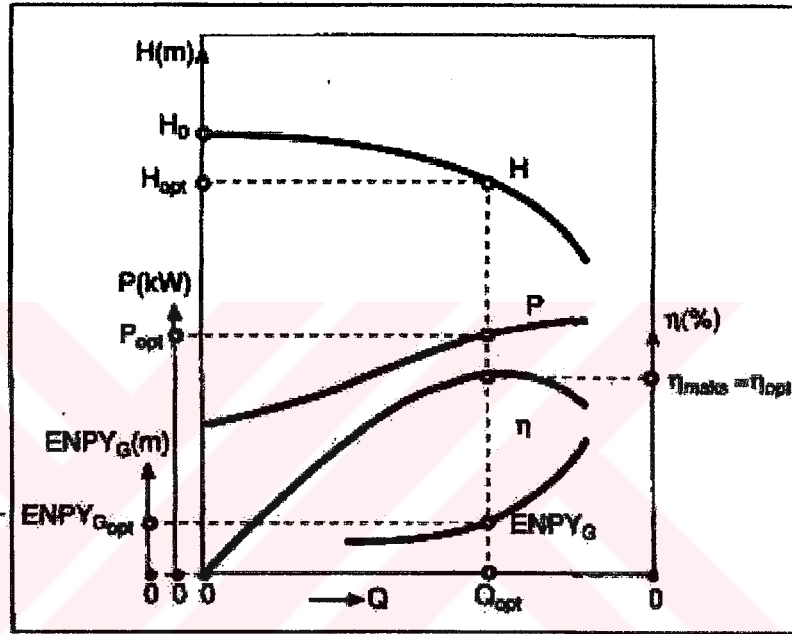
$$Hm = A' \cdot Q^2 + B' \cdot Q + C'$$

$$P = m' + k' \cdot Q^2$$

bağıntıları ile belirlenmiştir [15].

6. KARAKTERİSTİK EĞRİ VE ÇALIŞMA NOKTASININ BULUNMASI

6.1 Pompa Karakteristiği



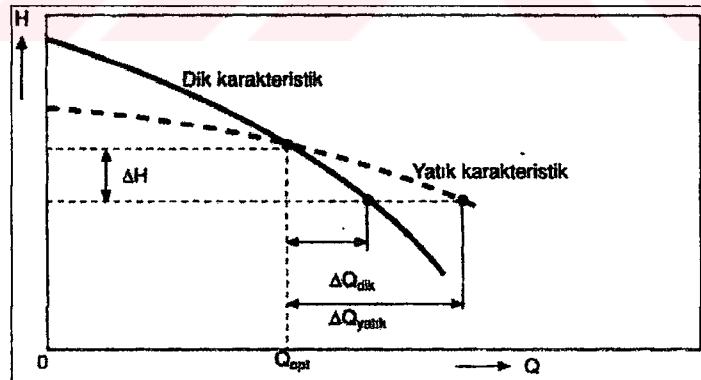
Şekil 6.1 Manometrik Basma Yüksekliği (H), Pompa Mil Gücü (P), Pompa verimi η Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPY_G) değerlerinin debiye (Q) bağlı olarak değişimini gösteren eğriler.

Pompa karakteristlik eğrileri, bir pompanın sabit devir sayısında, su (15 °C-20°C'de) basması halinde Manometrik Basma Yüksekliği (H), Pompa Mil Gücü (P), Pompa verimi η Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPY_G) değerlerinin debiye (Q) bağlı olarak değişimini gösteren eğrilerdir (Şekil 6.1). Q, H, P, ENPY_G deneysel olarak ölçülür; η ise bunlara bağlı olarak hesaplanır. Şekil 6.1' de bir santrifüj pompanın 1400 d/d dönme hızında su ile elde edilen karakteristik eğrileri

gösterilmektedir. Su içindeki erimiş hava ve gaz miktarı %1 'i aşarsa, debi ve manometrik yükseklikte azalma gözlenir. Santrifüj pompalarda debi arttıkça manometrik yükseklik azalmaktadır. $H = f(Q)$ karakteristiğinin eğimi pompa tipine bağlı olup özgül hız arttıkça karakteristik eğri daha dik hale gelmektedir. $H = f(Q)$ karakteristiğinin eğimi (dikliği veya yatıklığı) $\frac{H_0 - H_{opt}}{H_{opt}}$ olarak ifade edilir. Bu eğimin pompa tiplerine göre aldığı değer aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 6.1 $H = f(Q)$ karakteristiğinin eğiminin pompa tiplerine göre aldığı değer

Pompa Tipi	$\frac{H_0 - H_{opt}}{H_{opt}}$
Santrifüj	0,10 - 0,30
Karışık akımlı	0,25 - 0,80
Eksenel	>0,80



Şekil 6.2 Dik ve yatık karakteristikli pompalar

Aynı ΔH manometrik yükseklik değişiminde, debideki değişiklik dik karakteristikli pompalarda daha az olmaktadır ($\Delta Q_{dik} < \Delta Q_{yatık}$, Şekil 6.2). Yangın pompalarında debi arttıkça basınçta fazla bir azalma istenmediğinden yatık karakteristikli pompalar

tercih edilmelidir. NFPA-20 normu, yangın pompalarının $H = f(Q)$ karakteristik eğrileri için aşağıdaki kısıtlamaları öngörmektedir.

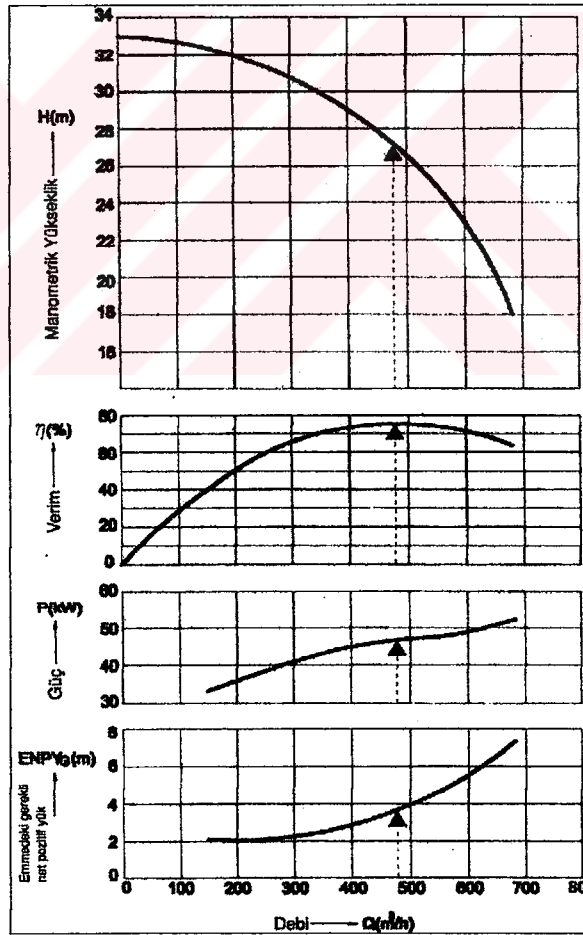
Anma noktası: (garanti edilen çalışma noktası): $Q = Q_N$, $H = H_N$

Kapalı vanada: ($Q = 0$): $1,01 \cdot H_N \leq H_0 \leq 1,40 \cdot H_N$

Anma debisinin 1,5 katı debi değerinde: ($Q = 1,50 \cdot Q_N$): $H \geq 0,65 \cdot H_N$

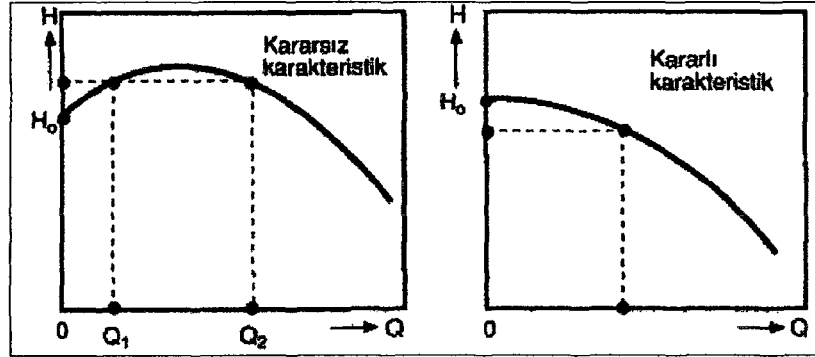
Debi arttıkça manometrik yüksekliğin azaldığı pompa performansı "kararlı" olarak tanımlanır. Bazı santrifüj pompalarda kapalı vanadan başlayarak debi arttıkça ; manometrik yükseklik önce artmakta, belirli bir debiden sonra ise azalmaktadır.

▲: Optimum Çalışma Noktası (verimin en iyi olduğu nokta)



Şekil 6.3 1400 d/d hızda su ile test edilen bir santrifüj pompanın karakteristik eğrileri.

Bu tür bir "maksimum" gösteren $H = f(Q)$ eğrileri "kararsız" olarak nitelendirilmektedir. Kararsız $H = f(Q)$ karakteristiğine sahip pompalar aynı H manometrik yüksekliği için 2 farklı debi Q_1 ve Q_2 sağlamaktadır (Şekil 6.4). Bu özellik tesisatta istenmeyen debi ve basınç çalkantıları doğurur.



Şekil 6.4 Kararlı ve kararsız karakteristik

Santrifüj pompalarda güç debi ile artmaktadır. Bu nedenle santrifüj pompalara yol verirken, motoru aşırı yükten korumak için çıkış vanasının kapalı olmasına dikkat edilmelidir. Çünkü, santrifüj pompalar en az gücü kapalı vanada ($Q=0$) çekerler ($P_o \approx (0,4-0,6) P_{op}$).

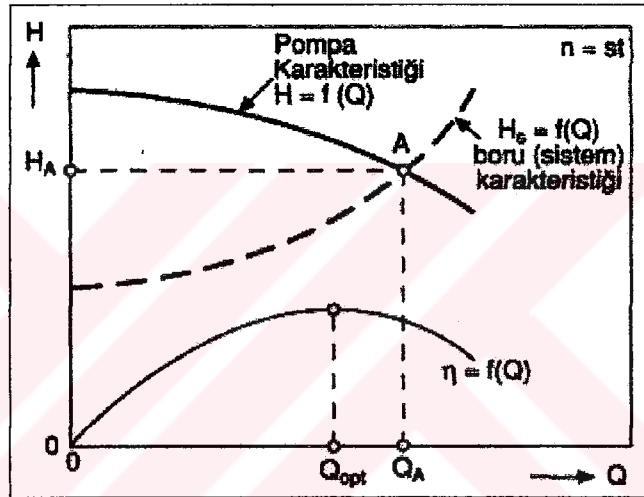
6.2 Pompanın Optimum Çalışma Noktası

Pompa verimi kapalı vanadan ($Q=0$) başlayarak debi arttıkça artmakta, bir maksimumdan geçtikten sonra ise azalmaktadır. Pompa veriminin maksimum olduğu nokta "optimum nokta" veya "en iyi verim noktası" olarak tanımlanır. Bir pompada, kullanıcının isteğine göre garanti edilen çalışma noktası "nominal nokta" olarak adlandırılır. Bir pompanın etiketi üzerinde yazılı Q , H , P , η değerleri o pompanın nominal performans değerleridir. Enerji ekonomisi ve teknik nedenlerle, pompa nominal debisi mümkün olduğu kadar pompanın optimum debisine yakın

seçilmelidir. Bunun için pratikte uygulanan kriter, nominal noktadaki verimin $0,8 \cdot \eta_{opt}$ dan büyük olması gereğidir.

6.3 Pompa ve Tesisatın Ortak Çalışma Noktası

Bir tesisatta çalışan bir pompanın çalışma noktası, pompa manometrik yüksekliğinin tesisatın gerektirdiği manometrik yüksekliğe eşit olduğu $H = H_S$ noktadır.



Şekil 6.5 Pompanın tesisattaki çalışma noktası

Sabit devir sayısındaki $H = f(Q)$ pompanın karakteristiği ile $H_S = f(Q)$ sistem karakteristiğinin kesim noktası $A(Q=Q_A, H=H_A)$, pompanın o tesisattaki çalışma noktasını vermektedir (Şekil 6.5). Bu çalışma noktası pompanın "Nominal noktası" veya "Anma noktası" olarak tanımlanır $Q_A=Q_N$. Belirli bir tesisat ve sıvı için pompa seçilirken dikkat edilmesi gereken önemli husus, seçilecek pompanın en iyi verimli noktasının (Q_{opt}) mümkün olduğu kadar pompanın o tesisattaki çalışma noktasına (Q_A) yakın olmasıdır. Pratikte tavsiye edilen çalışma aralığı;

$$0,70 \cdot Q_{opt} \leq Q_A \leq 1,20 \cdot Q_{opt} \text{ 'dır.}$$

Sürekli çalışmada, zorunlu olmadıkça bu debi sınırları aşılmamalıdır. Zira, çok aşırı ve kısmi debilerde pompalarda mekanik ve hidrolik sorunlar doğmakta, dolayısıyla teknik ve ekonomik yönden pompanın çalışması güvenli olmamaktadır. Ancak, çok zorlayıcı hallerde ve kısa süreli çalışmada aralık aşağıdaki gibi genişletebilir.

$$0,2 \cdot Q_{opt} \leq Q_A \leq 1,5 \cdot Q_{opt}$$

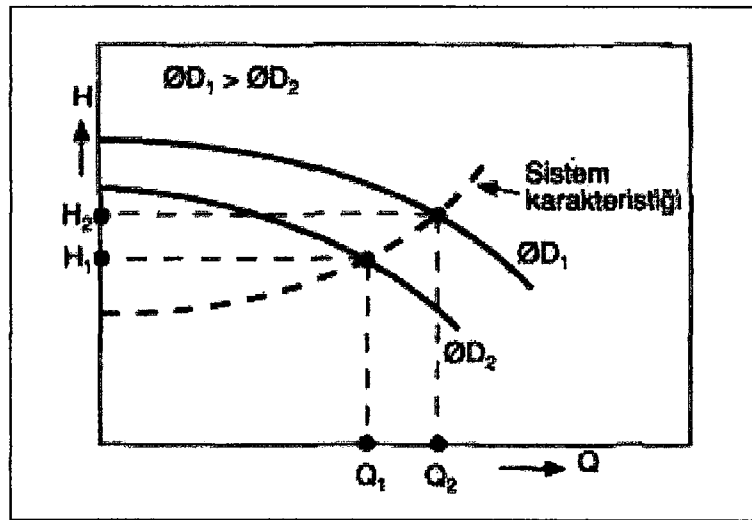
6.4 Pompa Çalışma Noktasının Ayarlanması

Bir pompanın belirli bir tesisattaki çalışma noktasının yeni bir çalışma noktasına uydurulmasında 2 yöntem uygulanmaktadır.

6.4.1 Pompanın $H=f(Q)$ karakteristiğinin değiştirilmesi

a) Çark Dış Çapının Tornalanması: Çark dış çapı tornalanarak sistem karakteristiği

$$\frac{Q_1}{Q_2} \cong \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2, \quad \frac{H_1}{H_2} \cong \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2, \quad \frac{P_1}{P_2} \cong \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4 \text{ bağıntılarıyla bulunur (Şekil 6.6).}$$

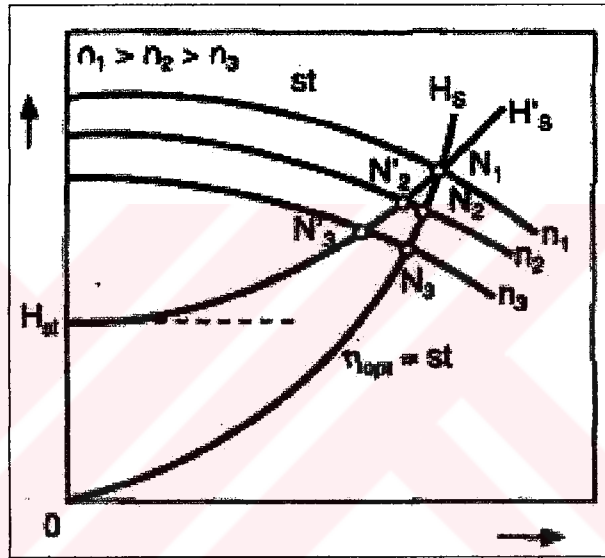


Şekil 6.6 Çark dış çapı değişiminin pompa karakteristiğine etkisi

b) Pompa Dönme Hızının Değiştirilmesi: Benzeşim kurallarına göre;

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right) , \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 , \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$$

olduğundan bir pompanın değişik hızlarda aynı sıvı ile çalışması halindeki optimum çalışma noktaları N_1, N_2, N_3 "0" orjinli bir parabol üzerinde olacaktır (Şekil 6.7).



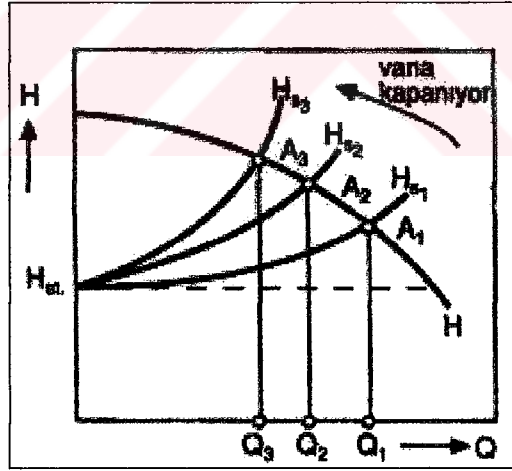
Şekil 6.7 Pompa dönme hızının değiştirilmesi

Statik yükü sıfır olan bir tesisatta n_1 hızında optimum noktada N_1 çalışan bir pompanın H_s sistem karakteristiği de 0 orjinli, N_1 çalışma noktasından geçen parabol olacaktır. Bu nedenle pompa tüm dönme hızlarında optimum noktada çalışacaktır. Enerji tasarrufu açısından önemli olan bu uygulama, sıfır statik yüklü ve değişken debili sirkülasyon sistemlerinde işletme maliyeti bakımından en ekonomik çözümdür. Hız ayarı, frekans kontrollü motorlarla kademeli veya sürekli olarak yapılabilir. Statik yüklü tesisatlarda ise (H_s' karakteristiği), n_1 hızından küçük

hızlardaki çalışma noktalarında (N_2' , N_3' , ...) debiler optimum debiden küçük olduklarından pompa ve motor daha düşük bir verimle çalışırlar.

6.4.2 $H_S=f(Q)$ sistem karakteristiğinin değiştirilmesi

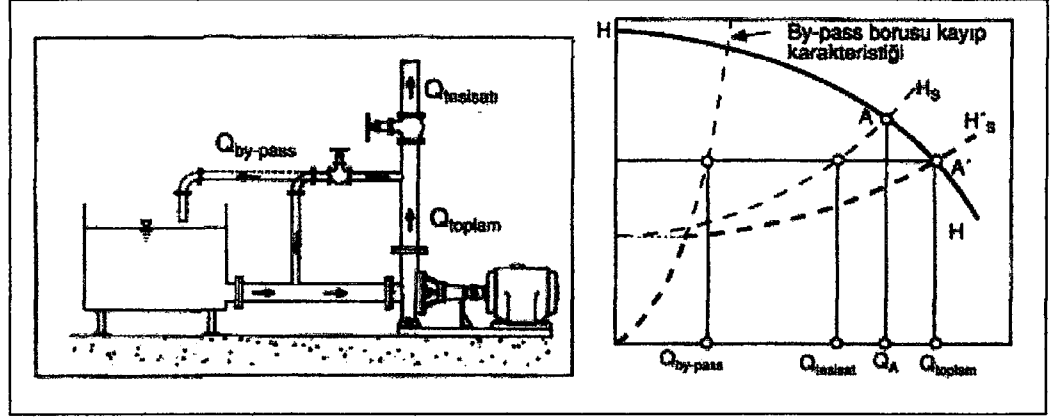
Pompa basma vanasını ayarlayarak (Şekil 6.8) Tesisatın debisini ayarlamak için kullanılan temel pratik yöntem pompa basma vanasını kısma yöntemidir. Vana kısılarak vana kayıp katsayısı (K), dolayısıyla vananın yarattığı lokal yük kaybı artırılmakta, böylece daha dik sistem karakteristiği elde edilmektedir. Ancak, vana kısarak pompayı yeni çalışma koşuluna uydurma daha fazla yük kaybına neden olduğundan, sürekli çalışmada vanalama yöntemi ekonomik olmamaktadır. Kaviteasyon nedeniyle, pompa emme hattındaki vana (varsa) kesinlikle kısılmamalı, emme vanası çalışma halinde daima tam açık tutulmalıdır.



Şekil 6.8 Pompa basma vanasının kısılması

Pompa basma ve emme hattı arasında by-pass yapılması: Pompa basma vanasını kısmadan tesisata basılan debiyi azaltmanın bir diğer yöntemi, pompa basma ve emme hattı arasında bir by-pass borusu yerleştirilmelidir. By-pass

borusu çapı pompa basma borusu çapından daha küçük seçilmelidir. By-pass borusu ile tesisat paralel çalıştığından by-pass'lı tesisatın sistem karakteristiği H_s olacaktır.



Şekil 6.9 Pompa basma ve emme hattı arasında by-pass yapılması

By-pass'sız halde pompanın çalışma noktası A, pompa debisi Q_A dır. By-pass'lı tesisatta ise, pompanın yeni çalışma noktası A' olmaktadır. Bu durumda, pompanın Q_{Toplam} debisinin bir kısmı tesisatta basılmakta, küçük bir yüzdesi ise by-pass borusundan emme hattına geri dönmektedir.

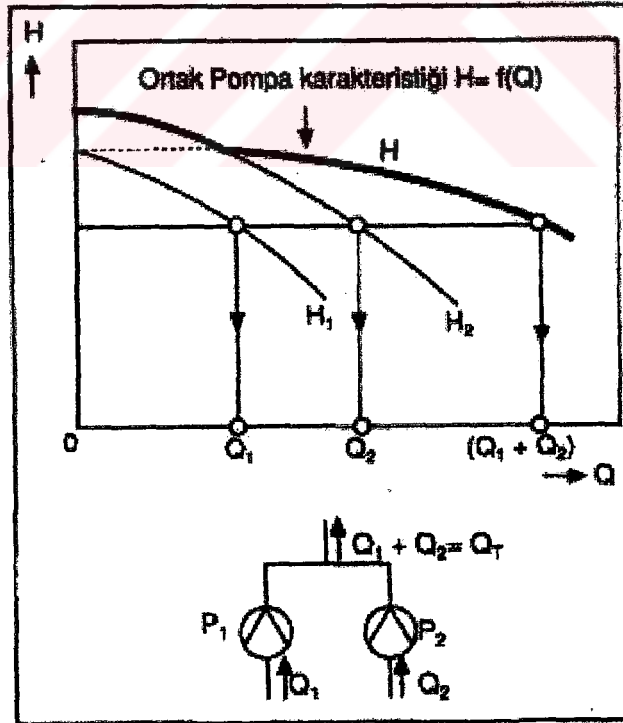
$$Q_{Toplam} = Q_{pompa} = Q_{Tesisat} + Q_{by-pass}$$

By-pass borusu üzerindeki vana kısılarak by-pass debisi dolayısıyla tesisatta net olarak basılan debi ($Q_{Tesisat}$) ayarlanabilmektedir. By-pass debisinin ($Q_{by-pass}$) büyük olduğu hallerde sirküle edilen sıvının aşırı ısınmasını önlemek için by-pass borusu doğrudan emme borusuna değil emme haznesine bağlanmalıdır. By-pass'lı debi kontrol sistemlerinde pompanın gücünün (enerji tüketiminin), by-pass'sız hale göre daha fazla olduğu dikkate alınmalıdır.

7. POMPA VE BORULARIN SERİ VE PARALEL BAĞLANMALARI

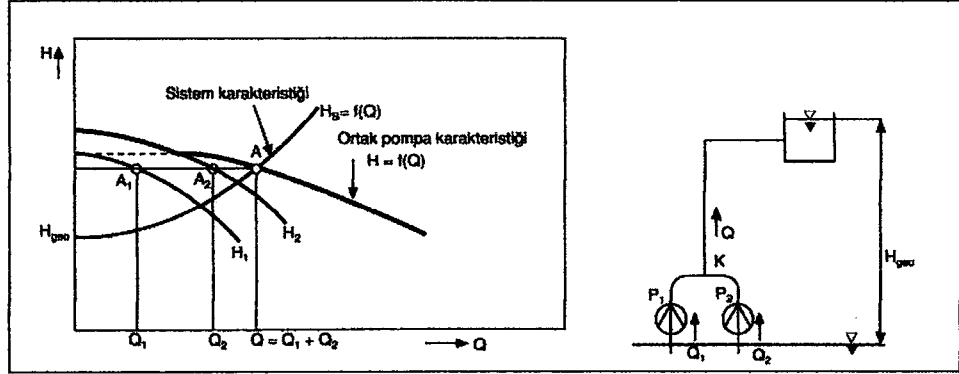
7.1 Paralel Bağlı Pompalar

Aynı tesisatta 2 veya daha çok pompanın paralel çalışması halinde pompaların ortak $H=f(Q)$ karakteristiğini elde etmek için, pompaların aynı manometrik yükseklikteki debileri toplanır. Aynı boru hattında paralel çalışan pompaların "manometrik yükseklikleri eşittir". Pompaların paralel çalıştırılması, tesisata basılan debinin yetersiz olduğu ve kademeli ayar istenen hallerde toplam debiyi artırmak için uygulanan bir yöntemdir (Şekil 7.1).



Şekil 7.1 Paralel bağlı pompalar.

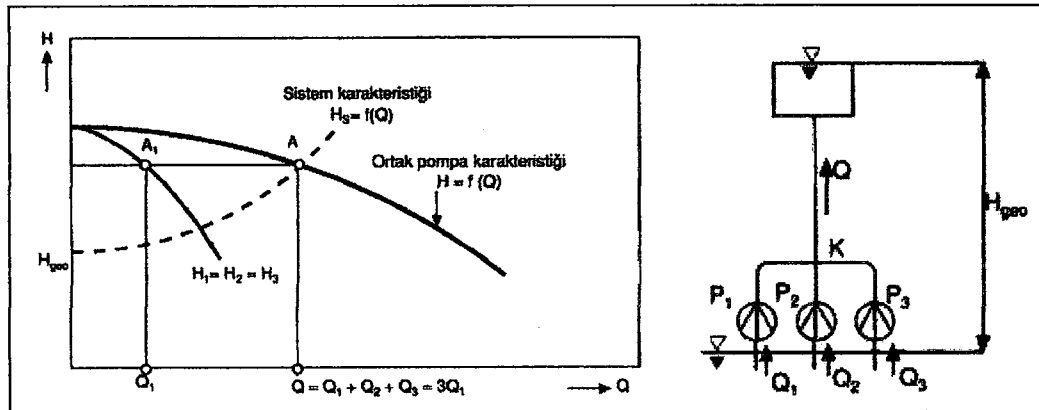
7.1.1 Paralel pompalı tesisat



Şekil 7.2 Paralel bağlı pompa tesisatı

Sistem karakteristiği $H_s = f(Q)$ olan bir tesisatta paralel çalışan P_1 ve P_2 pompalarının ortak $H = f(Q)$ karakteristiği ile H_s sistem karakteristiğinin kesim noktası (A) pompaların ortak çalışma noktasını vermektedir. Tesisata basılan toplam debi Q olup P_1 pompasının sağladığı debi Q_1 , P_2 pompasının sağladığı debi ise Q_2 olup her iki pompanın da manometrik yüksekliği aynı olmaktadır.

Paralel bağlı pompalar birbirinin aynı ise her bir pompanın debisi de aynıdır.

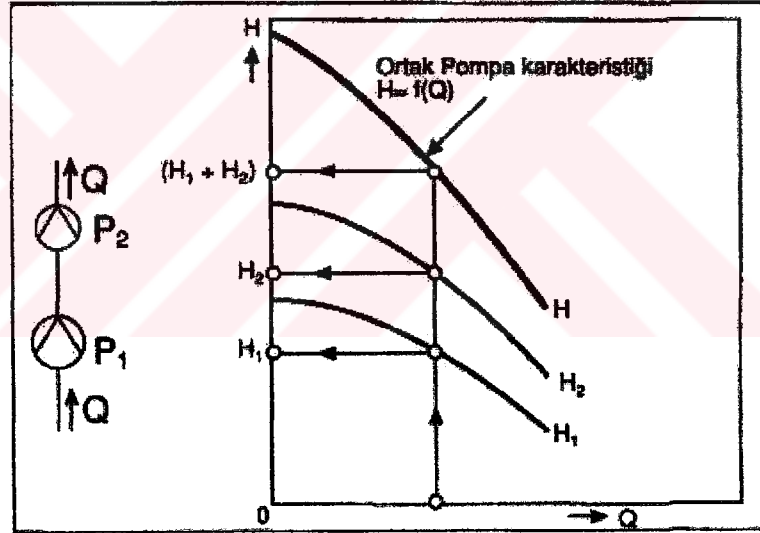


Şekil 7.3 3 adet paralel bağlı pompa tesisatı.

Şekil 7.3' de görüldüğü gibi, birbirinin aynı 3 pompanın paralel çalışması halinde tesisata basılan toplam debi Q , her bir pompanın debisi ise $Q_1 = Q_2 = Q_3 = \frac{Q}{3}$ olmaktadır.

Not: Yukarıdaki paralel pompalı tesisatlarda; her bir pompanın emme tesisatı ile K birleşme noktasına kadar olan basma borularındaki yük kayıpları tesisatın ortak basma hattındaki yük kayıpları yanında ihmal edilmiştir.

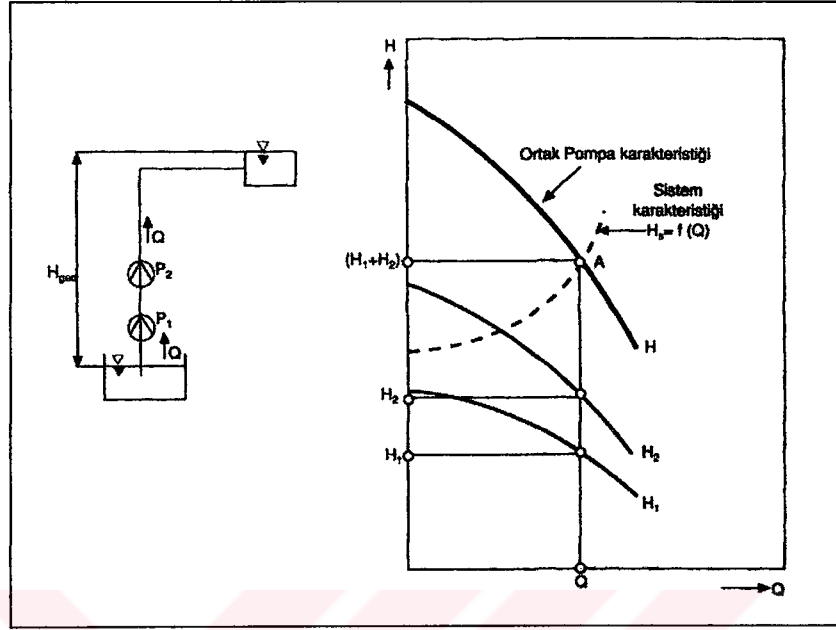
7.2 Seri Bağlı Pompalar



Şekil 7.4 Seri bağlı pompalar.

Pompaların seri çalıştırılması, tesisattaki basıncın yetersiz olduğu hallerde basıncı artırmak için uygulanan bir yöntemdir. 2 veya daha çok pompanın aynı boru hattında seri çalışması halinde pompaların ortak $H=f(Q)$ karakteristiğini elde etmek için, pompaların aynı debideki manometrik yükseklikleri toplanır. Seri çalışan pompaların "debileri eşittir" (Şekil 7.4).

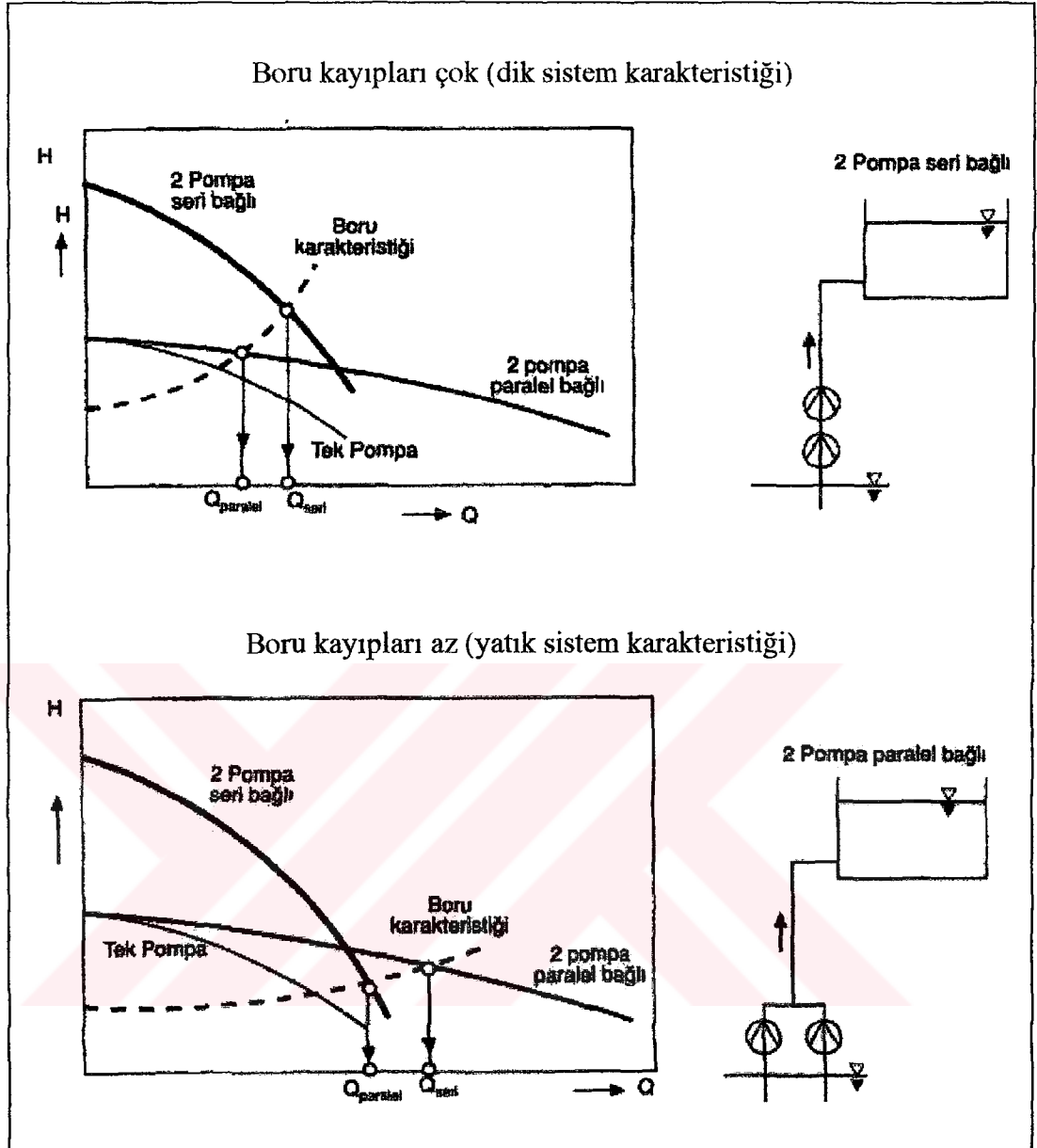
7.2.1 Seri pompalı tesisat



Şekil 7.5 Seri bağli pompa tesisatı.

Sistem karakteristiği H_s olan bir tesisatta seri çalışan iki pompanın ortak $H = f(Q)$ karakteristiği ile H_s karakteristiğinin kesim noktası A, pompaların ortak çalışma noktasını vermektedir (Şekil 7.5). Her iki pompanın debisi aynı olup P_1 pompasının sağladığı manometrik yükseklik H_1 , P_2 pompasının ise H_2 olmaktadır.

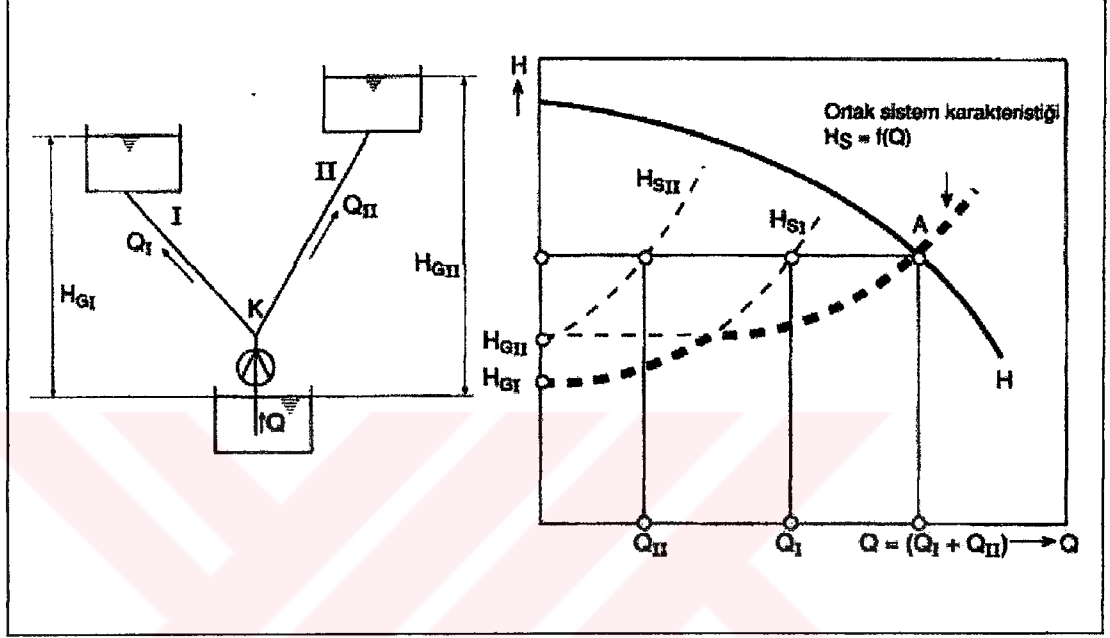
Tesisattaki toplam debiyi artırmak için pompaları paralel bağlamak her zaman istenilen sonucu vermez. Boru kayıp karakteristiğinin yatık (kayıplar az) olduğu tesisatlarda paralel bağli pompalar çözüm olmaktadır. Ancak, bu kayıp karakteristiği çok dik ise (kayıplar çok) debiyi artırmak için pompaların seri bağlanması daha iyi sonuç vermektedir (Şekil 7.6).



Şekil 7.6 Boru kayıpları çok ve az sistem karakteristiği.

7.3 Şebekelerde Pompa Uygulamasında Çalışma Noktasının Bulunması

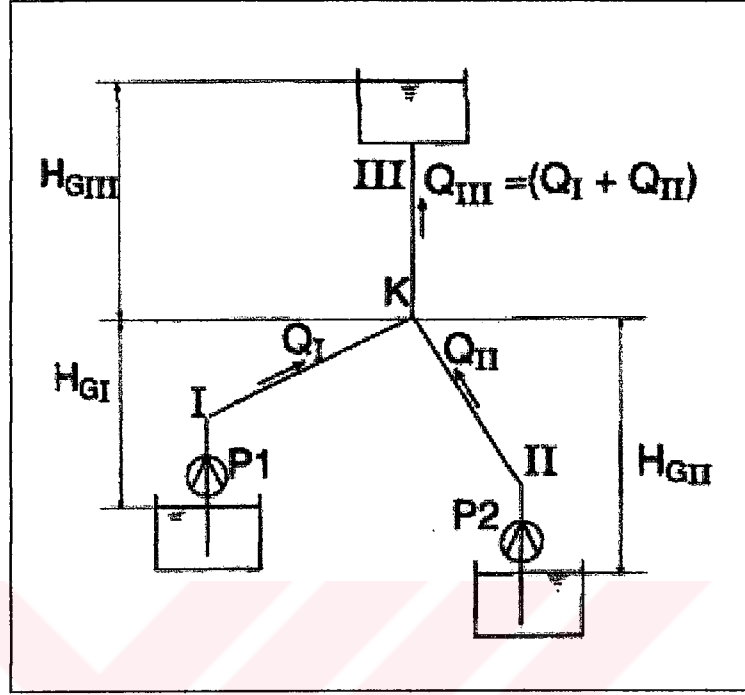
7.3.1 İki depoyu besleyen tek pompa



Şekil 7.7 İki depoyu besleyen tek pompa.

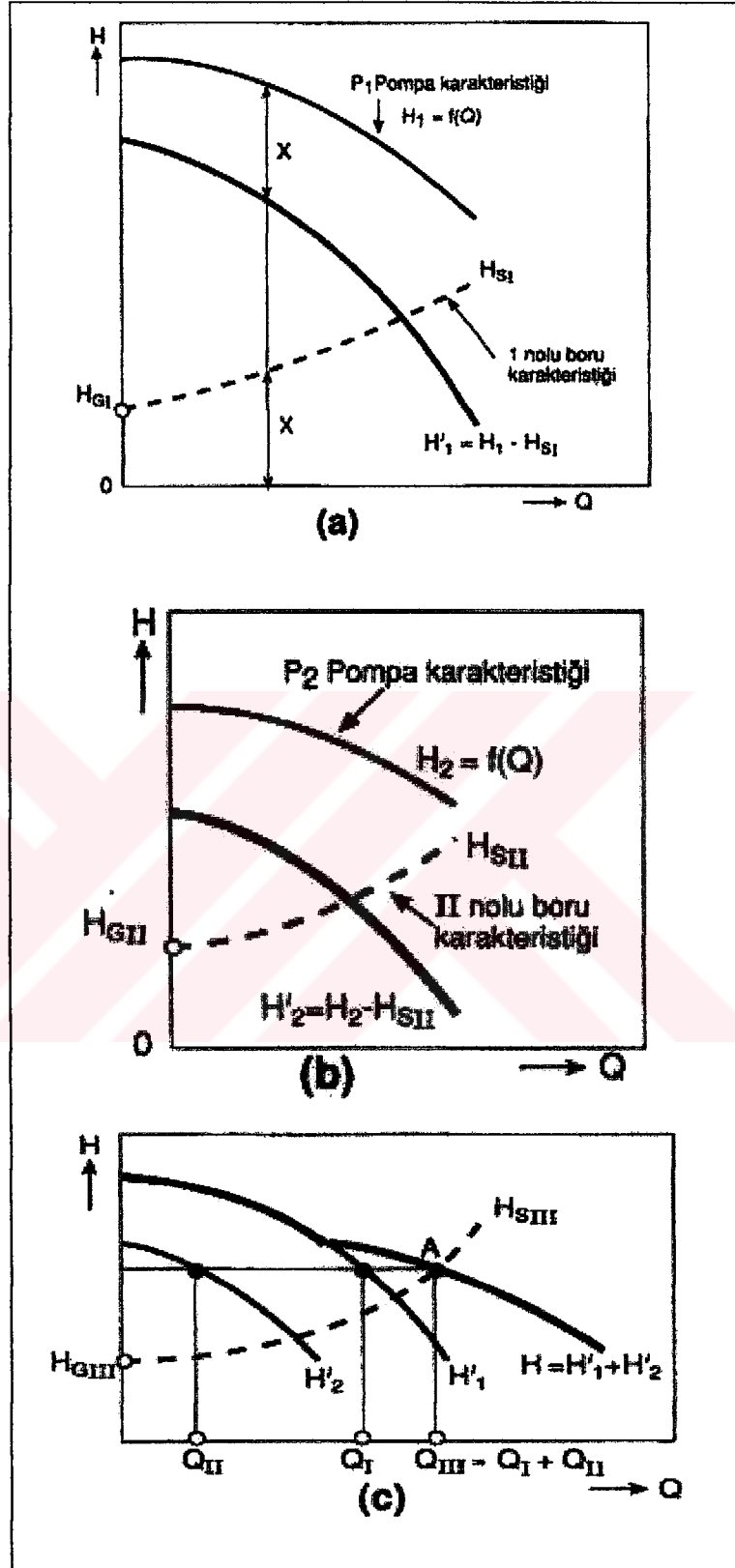
Önce, paralel çalışan I ve II borularına ait H_{S_I} ve $H_{S_{II}}$ sistem karakteristikleri yatayda toplanarak (aynı manometrik yükseklikteki debilerin toplanması) boruların ortak $H_S = (H_{S_I} + H_{S_{II}})$ karakteristiği elde edilir. $H_S = f(Q)$ paralel boru karakteristiği ile $H = f(Q)$ pompa karakteristiğinin kesim noktası A pompanın çalışma noktasını belirler. Pompa debisi $Q = Q_I + Q_{II}$ olup I haznesine Q_I , II haznesine ise Q_{II} debisi basılmaktadır. Bu örnek uygulamada da emme vanası ile K branşmanı arasındaki boru tesisatının yük kayıpları ihmal edilmiştir.

7.3.2 Emme haznesi seviyeleri farklı iki pompanın paralel çalışması



Şekil 7.8 Emme haznesi seviyeleri farklı 2 pompanın paralel çalışması.

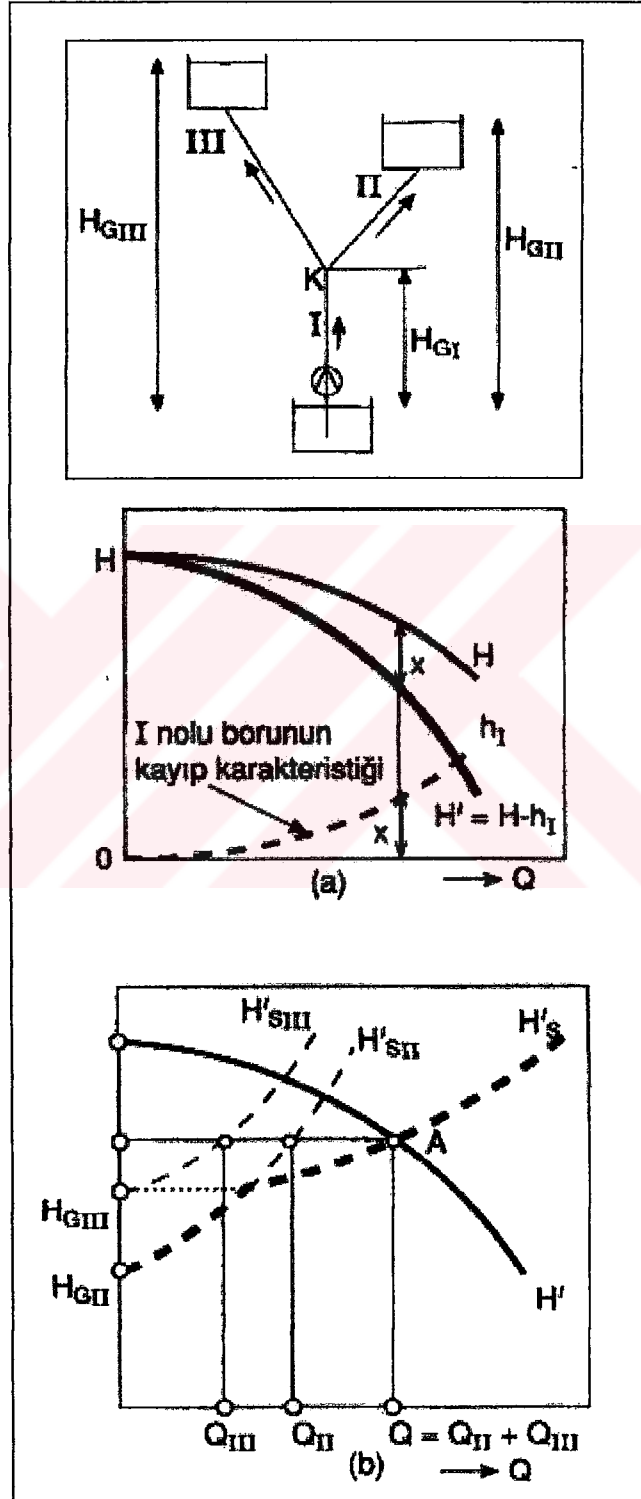
Önce her bir pompa için ayrı ayrı olmak üzere H_1 , H_2 pompa karakteristiklerinden K birleşme noktasına kadar olan I ve II boruların sistem (boru) karakteristikleri çıkarılarak pompaların K kesitine indirgenmiş H_I' ve H_{II}' karakteristikleri elde edilir. Daha sonra, pompaların paralel çalıştığı dikkate alınarak $H_1' = f(Q)$ ve $H_2' = f(Q)$ indirgenmiş pompa karakteristiklerinden 2 pompanın paralel çalışma halindeki ortak $H = H_1' + H_2'$ karakteristiği elde edilir (Şekil 7.9). $H = f(Q)$ ortak pompa karakteristiği ile III borusuna ait H_{SIII} sistem karakteristiğinin A kesim noktası yardımı ile pompaların Q_I ve Q_{II} debileri belirlenir.



Şekil 7.9 2 pompanın paralel çalışma halindeki ortak $H = H'_1 + H'_2$ karakteristiği.

7.3.3 Tek pompalı, iki depolu, üç borulu sistem

Pompanın çalışma noktasını bulmak için 2 yöntem vardır.

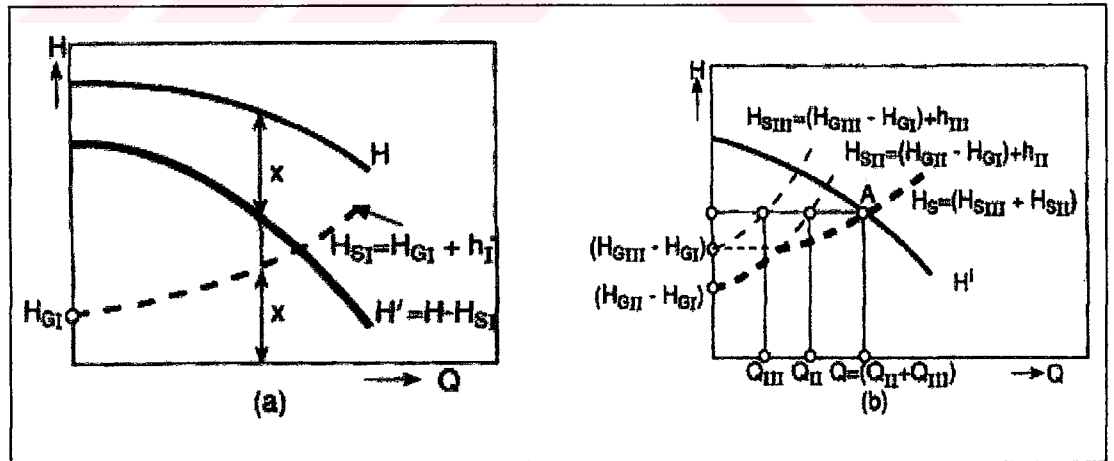


Şekil 7.10 Tek pompalı, iki depolu, üç borulu sistem.

1. Yöntem: Pompanın $H = f(Q)$ karakteristiğinden I nolu borunun $h_1=f(Q)$ kayıp karakteristiği çıkarılarak I borusunun kayıplarını da içeren $H' = f(Q)$ düzeltilmiş pompa karakteristiği elde edilir. Bundan sonra problem Şekil 7.7' deki probleme eşdeğer olmuştur. II ve III nolu borular paralel olduğundan boruların aynı manometrik yükseklikteki debileri toplanarak bu iki borunun ortak H_S' karakteristiği bulunur. H_S' sistem karakteristiği ile H' düzeltilmiş pompa karakteristiğinin A kesim noktası pompanın çalışma noktasını verir.

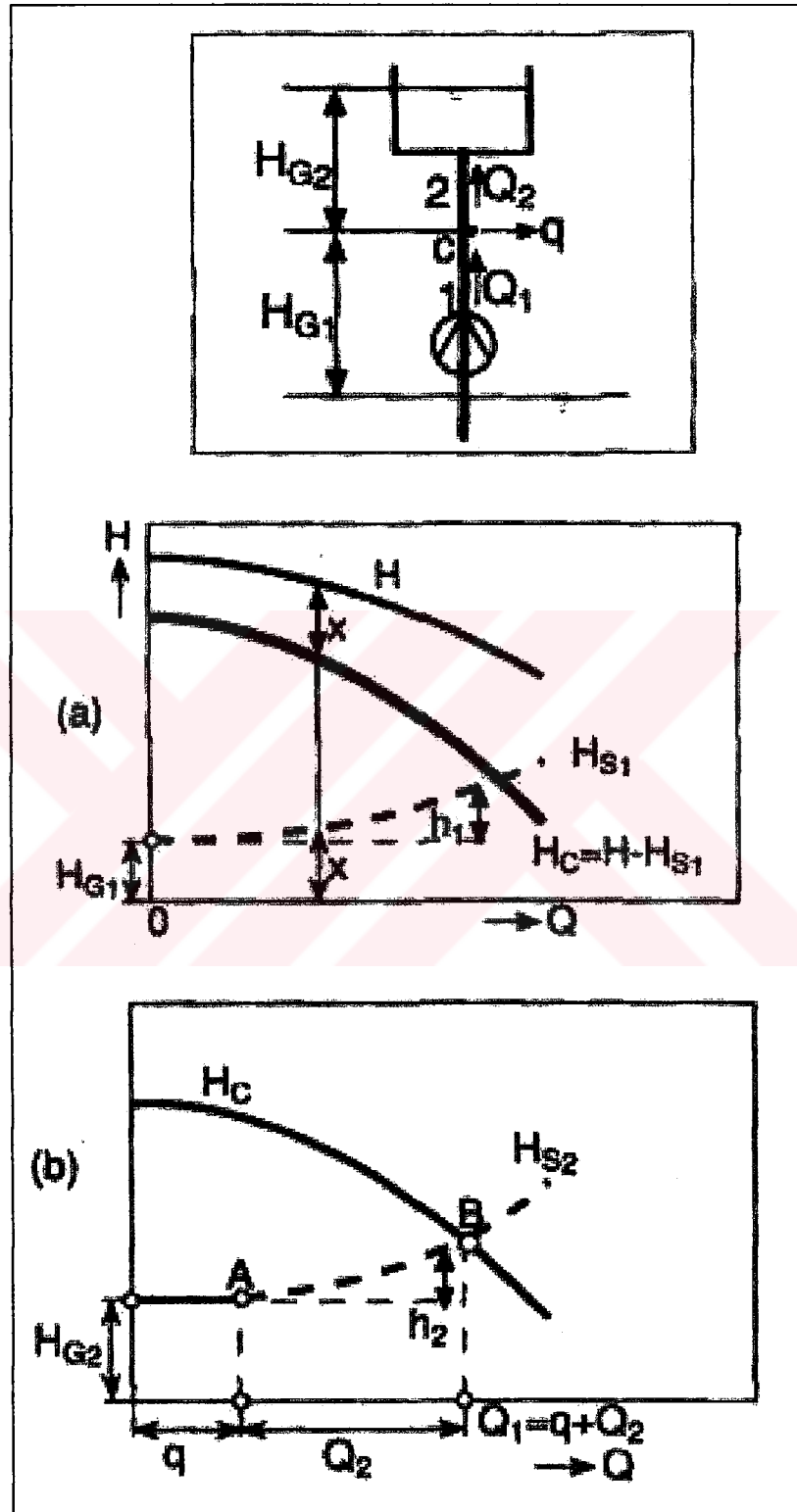
II borusunun debisi Q_{II} , III borusunun debisi Q_{III} olup pompanın debisi ise $Q=Q_{II}+Q_{III}$ olmaktadır.

2. Yöntem : H pompa karakteristiğinden I nolu borunun H_{S1} tesisat karakteristiği çıkartılarak pompanın K branşmanındaki H' karakteristiği elde edilir. II ve III borularının ortak/paralel H_S sistem karakteristiği ile H' düzeltilmiş pompa karakteristiğinin A kesim noktası pompanın çalışma noktasıdır.



Şekil 7.11 II ve III borularının ortak / paralel H_S sistem karakteristiği ile H' düzeltilmiş pompa karakteristiğinin A kesim noktasının bulunması.

7.3.4 Tesisattan sabit Q debisinin çekilmesi hali

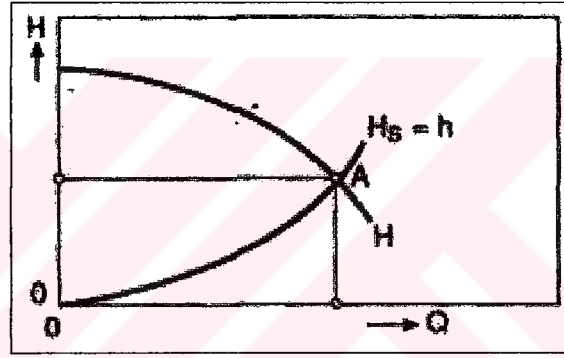


Şekil 7.12 Tesisattan sabit Q debisinin çekilmesi hali.

- a) $H = f(Q)$ pompa karakteristiğinden $H_{S1}=H_{G1}+h_1$ sistem karakteristiği çıkarılarak pompanın c kesitine indirgenmiş H_C karakteristiği elde edilir.
- b) A noktası ($Q = q, H = H_{G2}$) orijin alınarak çizilen 2 nolu borunun H_{S2} sistem karakteristiği ile H_C indirgenmiş pompa karakteristiğinin B kesim noktasındaki Q_1 debisi pompanın debisini verir. 2 nolu borunun debisi;
 $Q_2 = Q_1 - q$ olur.

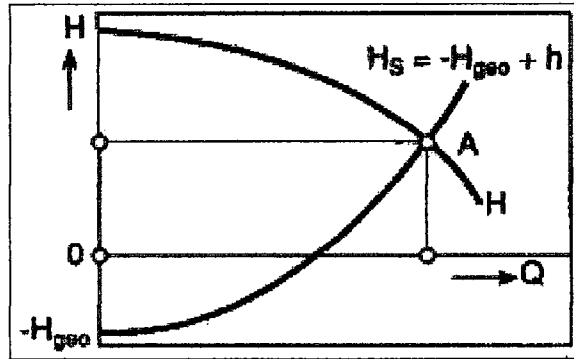
7.3.5 Sirkülasyon devreleri

$H_{geo} = 0$ dir.



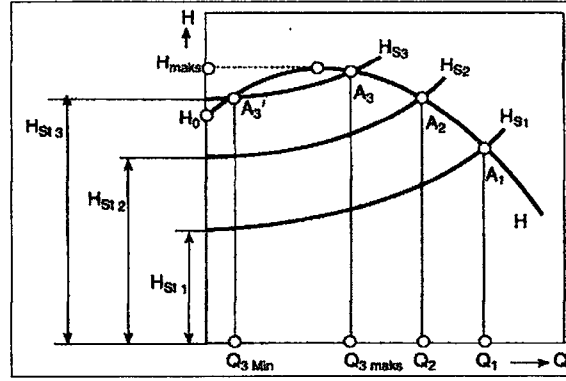
Şekil 7.13 Sirkülasyon devresi karakteristiği.

7.3.6 Geometrik basma yüksekliği negatif olan tesisatlar



Şekil 7.14 Geometrik basma yüksekliği negatif olan tesisatlar.

7.3.7 Pompa karakteristiği kararsız olan tesisatlar



Şekil 7.15 Pompa karakteristiği kararsız olan tesisatlar.

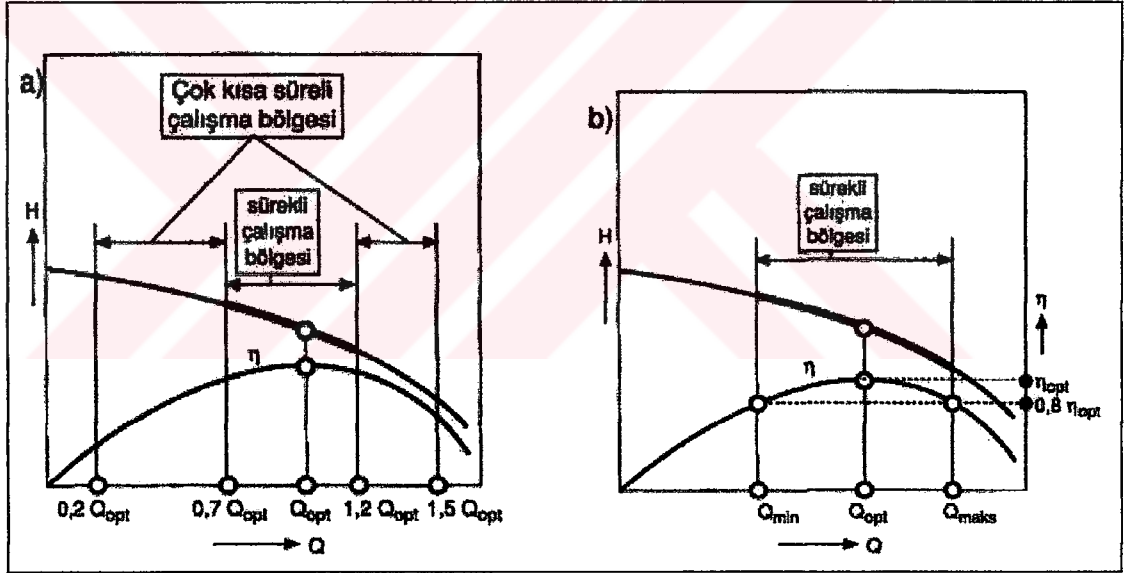
Kararsız $H = f(Q)$ karakteristiğine sahip pompalarda kapalı vanadan itibaren debi arttıkça manometrik yükseklikte H_{maks} ' a kadar artmaktadır. Kararsız karakteristikli pompalarda statik yükün pompanın kapalı vanadaki manometrik yüksekliğinden küçük olduğu çalışma koşullarında pompa ve tesisat karakteristiğinin tek kesim noktası olduğundan herhangi bir işletme sorunu yaşanmaz. Şekil 7.15' de gösterildiği gibi, H_{s1} tesisat karakteristiğinde tek çalışma noktası (A_1) olduğundan pompa sabit debide (Q_1), kararlı olarak çalışmaktadır. Benzer şekilde, H_{s2} tesisat karakteristiği halinde de çalışma kararlı olup pompa sabit Q_2 debisiyle çalışır. Ancak, H_{s3} tesisat karakteristiği halinde statik yük ($H_{statik3}$) pompanın kapalı vanadaki H_0 manometrik yüksekliğinden büyük olduğu için pompanın 2 çalışma noktası (A_3 ve A_3') olmaktadır. Bu durumda pompanın hem debisi, hem basıncı 2 farklı değer arasında gidip gelerek, tesisatta istenmeyen dalgalanmalara (titreşimlere) neden olacaktır.

Statik yükün değişken olduğu pompa uygulama alanları; basma haznesindeki p_B basıncının değişken olduğu basınçlı sıvı kapları, hidroforlar, geometrik basma yüksekliğinin değişken olduğu gemi havuzları, yağmur suyu/atıksu drenajıdır.

7.3.8 Santrifüj pompaların sürekli çalışabileceği debi aralığı

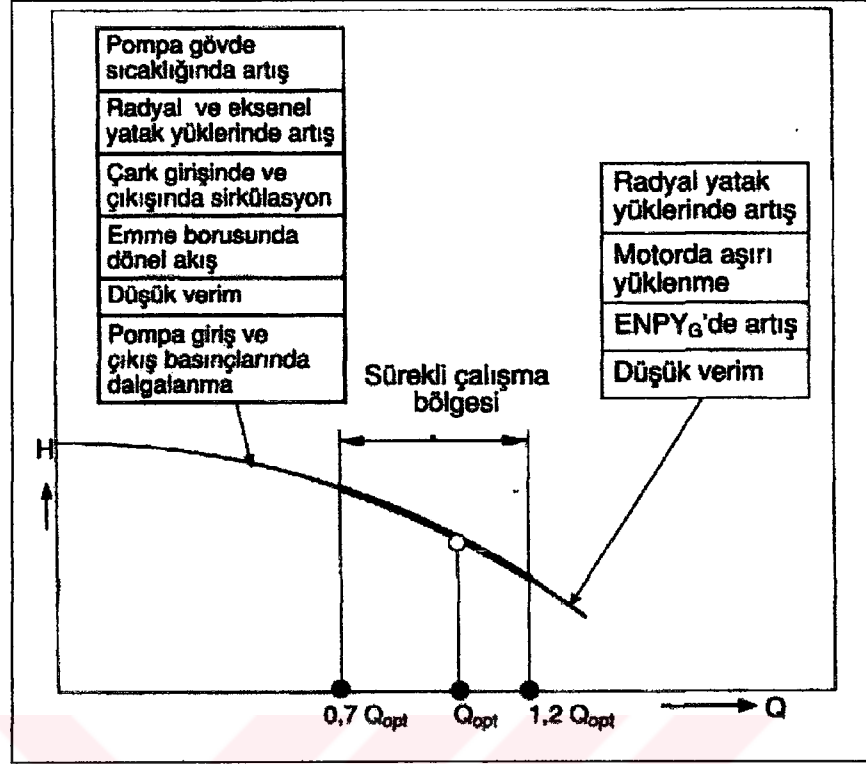
Santrifüj pompaların hidrolik, mekanik ve ekonomik gerekçelerle optimum debinin % 70'inden küçük ve % 120'sinden büyük debilerde sürekli çalışması uygun değildir (Şekil 7.16a). Güvenli ve sürekli çalışma aralığını belirleyen bir diğer kriter ise, bu bölgede pompa veriminin optimum debideki verimin % 80' inden küçük olmamasıdır (Şekil 7.16b).

Santrifüj pompaların, optimum debinin %20' sinden küçük", %150' sinden büyük olmamak üzere, çok kısa süreler için sürekli çalışma bölgesi dışında çalışması mümkündür.



Şekil 7.16 Santrifüj pompaların güvenilir çalışma bölgesi

Santrifüj pompaların sürekli çalışma bölgesinin dışında çalışmaları halinde ortaya çıkan istenmeyen hidrolik ve mekanik özellikler Şekil 7.17' de özetlenmiştir.



Şekil 7.17 Pompaların sürekli, güvenilir çalışma bölgesinin dışında çalışmaları halinde ortaya çıkan hidrolik ve mekanik sorunlar.

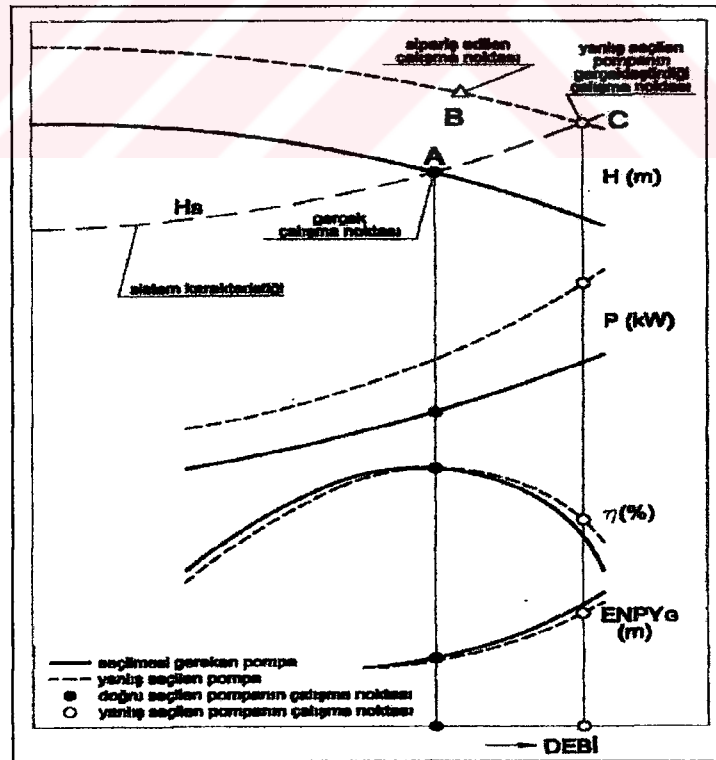
Pompaların bu istenmeyen koşullarda sürekli çalışmaları sonucu ortaya çıkan sorunlar:

- Çarkta ve difüzörde yıpranma, aşınma,
- Kavitasyonlu çalışma,
- Yataklarda, mekanik salmastralarda yıpranma,
- Titreşim ve gürültü,
- Yüksek bakım ve onarım masrafları,
- Pompa veriminin, elektrik motor veriminin ve güç faktörünün ($\cos\phi$) düşmesi nedeniyle enerji tüketiminin artması,

Bu gerekçelerle, belirli bir tesisatta çalışmak üzere seçilecek pompanın çalışma noktasının veya çalışma aralığının yukarıda belirtilen sürekli çalışma bölgesi koşullarını sağlaması uygundur.

7.3.9 Yanlış pompa seçimi

Belirli bir tesisatta belirli bir sıvıyı istenilen debide transfer etmek için gerekli manometrik yükseklik, geometrik kotlar ve/veya yük kayıplarının hesaplarında yapılabilen hatalar sonucu veya emniyet gerekçesiyle, gerçek değerinden büyük olarak saptanmaktadır. Doğru hesaplandığı takdirde nominal çalışma noktası A olan (Şekil 7.18) pompa yerine, debinin ve manometrik yüksekliğin olması gerekenden büyük seçilmesi sonucu nominal çalışma noktası B olan daha büyük bir pompa sipariş edilmektedir. Ancak sistem karakteristiği aynı kaldığından, yanlış seçilen pompanın o tesisattaki çalışma noktası C olmaktadır. Böylece, doğru seçilecek bir pompayla çalışma haline göre; debi, güç, ENPY_G artmakta ve verim ise azalmaktadır. Hidrolik ve mekanik sorunlar yaratan yanlış seçimi önlemek için statik yükseklikler, boru sürtünme kayıpları, yersel yük kayıpları doğru hesaplanmalı ve emniyet katsayısı en fazla 1,05 alınmalıdır [9].



Şekil 7.18 Pompa çalışma noktasının yanlış hesaplanmasının hidrolik performansa etkisi.

8. TABLOLAR YARDIMI İLE $H_m = f(Q)$ DENKLEMİNİN OLUŞTURULMASI

Santrifüj pompaların deneyleri yapılarak elde edilen H_m , Q , η tablolarından faydalanarak $H_m=f(Q)$ denklemlerini bulabiliriz. Bu işlemin amacı tablolar yardımıyla çizilerek hesaplanan uzun ve zahmetli işlemlerin analitik bir formülasyona oturtularak daha kısa işlemlerin elde edilmesidir. Herhangi bir bilgisayar programı ile tablodan pompanın karakteristik eğrisinin analitik $H_m=f(Q)$ ifadesini tespit edebilmek de En Küçük Kareler yöntemiyle PFLEİDER-PETERMAN'ın önermelerine eğri uydurmaya çalışmak daha doğru olacaktır.

PFLEİDER-PETERMAN'ın karakteristik eğriler için önerdikleri ifadeleri genel olarak iki denkleme indirgeyebiliriz. A,B ve C katsayılar olmak üzere;

$$\text{Tepe noktası olan eğri için: } H_m = A + B \cdot Q - C \cdot Q^2 \quad (8.1)$$

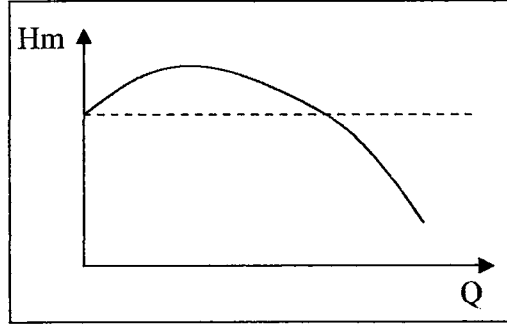
$$\text{Tepe noktası olmayan eğri için: } H_m = A - B \cdot Q^2 \quad (8.2)$$

şeklinde ifade edilebilir.

8.1 Karakteristik Eğrilere Denklemsel Yaklaşımlar

8.1.1 Tepe noktası olan eğri için

$H_m = A + B \cdot Q - C \cdot Q^2$ denkleminde bulunuyoruz. $n = i$ adet deneysel veri için A,B ve C katsayılarını bularak karakteristik denklemi elde ederiz.



Hata terimi:

$$E = \sum [Hm - Hm_i]^2$$

$$E = \sum [A + B \cdot Q_i - C \cdot Q_i^2 - Hm_i]^2$$

$$\frac{\partial E}{\partial A} = \sum [A + B \cdot Q_i - C \cdot Q_i^2 - Hm_i] = 0$$

$$\frac{\partial E}{\partial B} = \sum Q_i \cdot [A + B \cdot Q_i - C \cdot Q_i^2 - Hm_i] = 0$$

$$\frac{\partial E}{\partial C} = \sum Q_i^2 \cdot [A + B \cdot Q_i - C \cdot Q_i^2 - Hm_i] = 0$$

$$A \cdot n + B \cdot \sum Q_i - C \cdot \sum Q_i^2 = \sum Hm_i$$

$$A \cdot \sum Q_i + B \cdot \sum Q_i^2 - C \cdot \sum Q_i^3 = \sum Q_i \cdot Hm_i$$

$$A \cdot \sum Q_i^2 + B \cdot \sum Q_i^3 - C \cdot \sum Q_i^4 = \sum Q_i^2 \cdot Hm_i$$

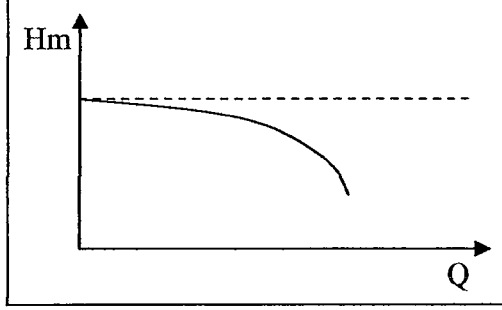
Matris formu:

$$\begin{bmatrix} n & \sum Q_i & -\sum Q_i^2 \\ \sum Q_i & \sum Q_i^2 & -\sum Q_i^3 \\ \sum Q_i^2 & \sum Q_i^3 & -\sum Q_i^4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum Hm_i \\ \sum Q_i \cdot Hm_i \\ \sum Q_i^2 \cdot Hm_i \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır.

8.1.2 Tepe noktası olmayan eğri için

$Hm = A - B \cdot Q^2$ denkleminde yaklaşımda bulunuyoruz. $n = i$ adet deneysel veri için A ve B katsayılarını bularak karakteristik denklemi elde ederiz.



Hata terimi:

$$E = \sum [Hm - Hm_i]^2$$

$$E = \sum [A - B \cdot Q_i^2 - Hm_i]^2$$

$$\frac{\partial E}{\partial A} = \sum [A - B \cdot Q_i^2 - Hm_i] = 0$$

$$\frac{\partial E}{\partial B} = \sum Q_i^2 \cdot [A - B \cdot Q_i^2 - Hm_i] = 0$$

$$A \cdot n - B \cdot \sum Q_i^2 = \sum Hm_i$$

$$A \cdot \sum Q_i^2 - B \cdot \sum Q_i^4 = \sum Q_i^2 \cdot Hm_i$$

Matris formu:

$$\begin{bmatrix} n & -\sum Q_i^2 \\ \sum Q_i^2 & -\sum Q_i^4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum Hm_i \\ \sum Q_i^2 \cdot Hm_i \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılır.

8.2 Matematiksel Modelleme

8.2.1 Özellikleri aynı pompaların bağlantısı

8.2.1.1 Sadece seri ve sadece paralel bağlantılı pompa sistemi

a) Sadece seri bağlı sistemin denklemi;

$H_m=f(Q)$ veya $Q=f(H_m)$ denklemleri ile ifade edilen pompa \dot{I}_s kadar seri bağlı ise sistemin denklemleri; $H_{sis}=\dot{I}_s \cdot \Psi(Q)$ veya $Q_{sis}=\Psi(H_m/\dot{I}_s)$ denklemleri ile ifade edilir [17].

b) Sadece paralel bağlı sistemin denklemleri;

$H_m=f(Q)$ veya $Q=f(H_m)$ denklemleri ile ifade edilen pompa \dot{I}_p kadar paralel bağlı ise sistemin denklemleri; $Q_{sis}=\dot{I}_p \cdot \Psi(H_m)$ veya $H_{sis}=\Psi(Q/\dot{I}_p)$ denklemleri ile ifade edilir [15].

c) Sadece seri veya sadece paralel bağlı sistemin ortak çalışma noktası (OÇN);

Sadece seri bağlantıda;

$$H_{sis}=\dot{I}_s \cdot H_m \quad (8.3)$$

Sadece paralel bağlantıda;

$$Q_{sis}=\dot{I}_p \cdot Q \quad (8.4)$$

olduğuna göre ve OÇN pompa bağlantı sisteminin kısma eğrisinin H_{BK} eğrisini kestiği yerde olduğuna göre ($OÇN \rightarrow H_{sis} - Q_{sis}$);

$$H_{BK}=H_g+K\cdot Q^2 \quad (8.5)$$

Boru kayıp eğrisi (8.5) yazılırsa ve sistemin OÇN için;

$$H_{sis}=H_g+K\cdot Q_{sis}^2 \quad (8.6)$$

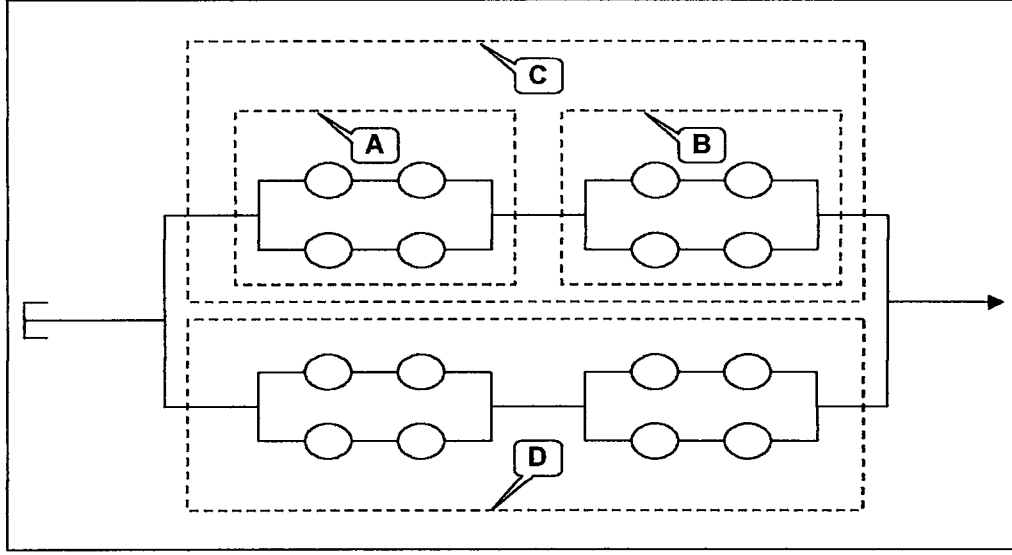
(8.3) ve (8.4) denklemleri (8.6) denkleminde yerlerine yazılarak;

$$H_m \cdot \dot{I}_s = H_g + K(Q \cdot \dot{I}_p)^2 \quad (8.7)$$

yazılabilir. Sadece seri bağlantıda $\dot{I}_p=1$ ve sadece paralel bağlantıda $\dot{I}_s=1$ alınır. (8.7) denkleminde göre bulunan sonuçlar her zaman sistemdeki çalışan pompalardan tek pompanın verdiği H_m-Q çiftinin değerleridir. (8.7) denkleminde göre çıkan $H_{sis}=\Psi(Q_{sis})$ denklemi $H_m=f(Q)$ (tek bir pompanın karakteristik eğrisi) denkleminin oluşturduğu tablodan kesştirilerek tek pompanın OÇN tespit edilir ve (8.3), (8.4) denklemlerine göre sistemin OÇN yani $H_{sis}-Q_{sis}$ çifti ($H_{sis}=\Phi(Q_{sis})$) bulunur.

8.2.1.2 Düzgün çoklu bağlantılı pompa sistemi

Sadece seri ve sadece paralel bağlantı, pompaların grup olarak da aynı tarzda bağlanmasıyla büyütülebilir. Şekil 8.1' de A grubu B grubu ile aynı olup, C grubu' da D grubu ile aynıdır. Her grup tek bir pompa gibi davrandığından dolayı (tüm pompalar aynı olduğu için), son bütünlüğe kadar tek bir pompa elde edilebilir. Bu tip bir pompa sistemine Düzgün çoklu Bağlantılı sistem denir. Bu sistem içinde önerdiğimiz (8.7) denklemi analitik ve deneysel olarak ispat edilmiştir.



Şekil 8.1 Düzgün çoklu bağlantılı pompa sistemi

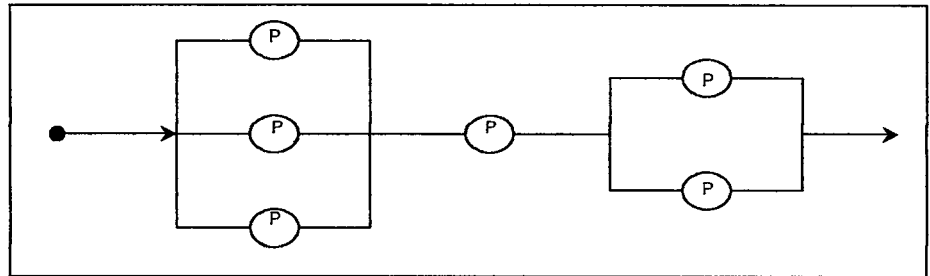
(8.7) denkleminin düzgün çoklu bağlantıda uygulanabilmesinin sebebi sadece seri ve sadece paralel bağlantıların lineer bir son bütünlüğü oluşturmasıdır. Bu denkleme göre bulunan sonuçlar her zaman sistemdeki çalışan pompalardan tek pompanın verdiği H_m-Q çiftinin değerleridir. İstenilen $H_{sis}-Q_{sis}$ çifti için; (8.3) ve (8.4) denklemleri ile sistemin OÇN ($H_{sis}-Q_{sis}$ çifti) bulunur. (8.7) denklemine göre bulunan $H_m=\Psi(Q)$ denklemi sistemde kullanılan tek pompanın bilinen H_m-Q tablosundan EKK yöntemi ile uygun bir yaklaşımla $H_m=f(Q)$ denklemi oluşturularak veya tek pompanın karakteristik grafiğinin çeşidine göre uygun bir enterpolasyonla kesiştirilerek tek pompanın OÇN tespit edilir ve $H_{sis}=\dot{I}_s \cdot H_m$, $Q_{sis}=\dot{I}_p \cdot Q$ denklemlerine göre sistemin OÇN yani $H_{sis}-Q_{sis}$ çifti veya $H_{sis}=\Phi(Q_{sis})$ bulunur. (8.7) denkleminin uyumluluğu; $H_{sis}=\Phi(Q_{sis})$ eğrisinin grafik toplama yöntemi ile çizilip H_k boru kayıp eğrisi ile kesiştirilerek sistemin OÇN bulunup ispat edilmiştir. Hatta (8.7) denklemini analitik olduğundan dolayı grafik toplama yöntemi ile bulunan sonuçlardan daha hassas olduğunu göstermiştir.

8.2.1.3 Karışık bağlantı

8.2.1.2 de anlatıldığı gibi aynı pompaların sadece seri veya sadece paralel bağlantılarından oluşan sistemin eşdeğer karakteristiği tek bir pompanın karakteristiğine denktir. Bu yüzden deneylerimizde kullandığımız, farklı devirlerdeki pompaların oluşturduğu sistem özellikleri, “farklı pompaların” bağlantısını oluşturur. Karışık bağlantı; Aynı pompaların bağlantısında, “farklı paralel bağlantıların seri bağlantısı” ve “farklı seri bağlantıların paralel bağlantısı” nı en az bir defa paralel veya seri şeklinde bağlarsak karışık bağlantıyı elde ederiz. Başka bir ifadeyle farklı pompaların “sadece farklı paralel bağlantılarının seri bağlantısı” veya “sadece farklı seri bağlantılarının paralel bağlantısı” karışık bağlantıyı oluşturur. Farklı pompaların bağlantısı, deney sonuçlarındanda anlaşıldığı gibi uygun görülmemektedir. Dolayısıyla karışık bağlantı da ihtiyacı karşılamak amacıyla bile olsa yapılmamalıdır.

8.2.1.3.1 Farklı paralel bağlantıların seri bağlantısı

Aşağıdaki analiz tamamen grafik toplama yöntemine göre yapılmıştır.



Şekil 8.2 Farklı paralel bağlantıların seri bağlantısı

Tek pompa için sabit bir polinom fonksiyonu ele alırsak;

$$H_m = a_0 + a_1 Q^1 + a_2 Q^2 + \dots + a_n Q^n = a_0 + \sum_i^n a_i Q^i \quad (8.8)$$

Sadece paralel bağlama $Q/p = f(H)$ denklemiyle veya $H = f(Q/p)$ denklemiyle ifade edilir.

Farklı paralellerin sadece seri bağlantısı genel olarak;

$$H_{sis} = Hp_1 + Hp_2 + Hp_3 + \dots + Hp_s = \sum_j^s Hp_j \quad (8.9)$$

elde edilir.

Buradaki S seri bağlı paralel grupların sayısı ve p her gruptaki paralel bağlı pompa sayısıdır (her grup için ayrı değeri vardır. S kadar grup için; $p_1, p_2, p_3, \dots, p_s$). OÇN' nı bulmak için; $j = 1, 2, 3, \dots, S$ değerleri ile bulduğumuz S kadar denklemin "En Dıştaki Eğrileri" ni tek tek H_k denklemi ile iterasyon yaparak çözeriz. "Burada bulunan en büyük Q debisi sistemin debisidir (Q_{sis})".

$$\begin{aligned} Hp_1 &= a_0 + a_1 Q^1 \frac{1}{p_1^1} + a_2 Q^2 \frac{1}{p_1^2} + \dots + a_n Q^n \frac{1}{p_1^n} \\ Hp_2 &= a_0 + a_1 Q^1 \frac{1}{p_2^1} + a_2 Q^2 \frac{1}{p_2^2} + \dots + a_n Q^n \frac{1}{p_2^n} \\ &\vdots \\ &\vdots \\ Hp_s &= a_0 + a_1 Q^1 \frac{1}{p_s^1} + a_2 Q^2 \frac{1}{p_s^2} + \dots + a_n Q^n \frac{1}{p_s^n} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{sis} &= S \cdot a_0 + a_1 Q^1 \left[\frac{1}{p_1^1} + \frac{1}{p_2^1} + \dots + \frac{1}{p_s^1} \right] + a_2 Q^2 \left[\frac{1}{p_1^2} + \frac{1}{p_2^2} + \dots + \frac{1}{p_s^2} \right] + \dots \\ &\dots + a_n Q^n \left[\frac{1}{p_1^n} + \frac{1}{p_2^n} + \dots + \frac{1}{p_s^n} \right] \end{aligned}$$

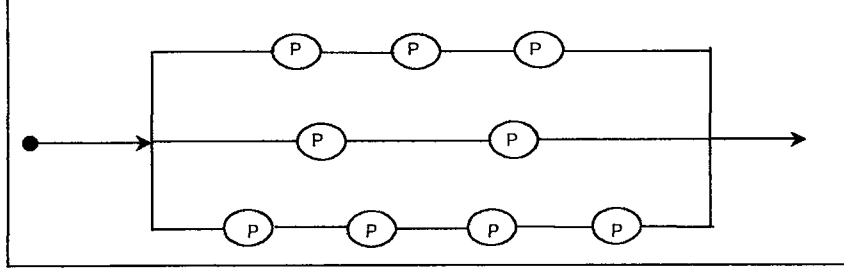
Son bulduğumuz denklemi sadeleştirirsek;

$$H_{sis} = S \cdot a_0 + \sum_i^n \left[a_i \cdot Q^i \sum_j^s \frac{1}{p_j^i} \right] \quad (8.10)$$

genel ifadesi elde edilir.

8.2.1.3.2 Farklı Seri bağlantıların paralel bağlantısı

Aşağıdaki analiz tamamen grafik toplama yöntemine göre yapılmıştır.



Şekil 8.3 Farklı seri bağlantıların paralel bağlantısı

Tek pompa için sabit bir polinom fonksiyonu ele alırsak;

$$Q = b_0 + b_1H^1 + b_2H^2 + \dots + b_nH^n = b_0 + \sum_i^n b_iH^i \quad (8.11)$$

Sadece seri bağlama $H/s = f(Q)$ denklemiyle veya $Q = f(H/s)$ denklemiyle ifade edilir.

Farklı serilerin sadece paralel bağlantısı genel olarak;

$$Q_{sis} = Qs_1 + Qs_2 + Qs_3 + \dots + Qs_p = \sum_j^p Qs_j \quad (8.12)$$

elde edilir.

Buradaki P paralel bağlı seri grupların sayısı ve s her gruptaki seri bağlı pompa sayısıdır (her grup için ayrı değeri vardır. P kadar grup için; $s_1, s_2, s_3, \dots, s_p$). OÇN' nı bulmak için; $j = 1, 2, 3, \dots, P$ değerleri ile bulduğumuz P kadar denklemin EDE' lerini tek tek H_x denklemi ile iterasyon yaparak çözeriz. Burada bulunan en büyük H sistemin basma yüksekliğidir (H_{sis}).

$$\begin{aligned}
Q_{s_1} &= b_0 + b_1 H^1 \frac{1}{s_1} + b_2 H^2 \frac{1}{s_1^2} + \dots + b_n H^n \frac{1}{s_1^n} \\
Q_{s_2} &= b_0 + b_1 H^1 \frac{1}{s_2} + b_2 H^2 \frac{1}{s_2^2} + \dots + b_n H^n \frac{1}{s_2^n} \\
&\vdots \\
&\vdots \\
Q_{s_p} &= b_0 + b_1 H^1 \frac{1}{s_p} + b_2 H^2 \frac{1}{s_p^2} + \dots + b_n H^n \frac{1}{s_p^n}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{sis} &= P \cdot b_0 + b_1 H^1 \left[\frac{1}{s_1} + \frac{1}{s_2} + \dots + \frac{1}{s_p} \right] + b_2 H^2 \left[\frac{1}{s_1^2} + \frac{1}{s_2^2} + \dots + \frac{1}{s_p^2} \right] + \dots \\
&\dots + b_n H^n \left[\frac{1}{s_1^n} + \frac{1}{s_2^n} + \dots + \frac{1}{s_p^n} \right]
\end{aligned}$$

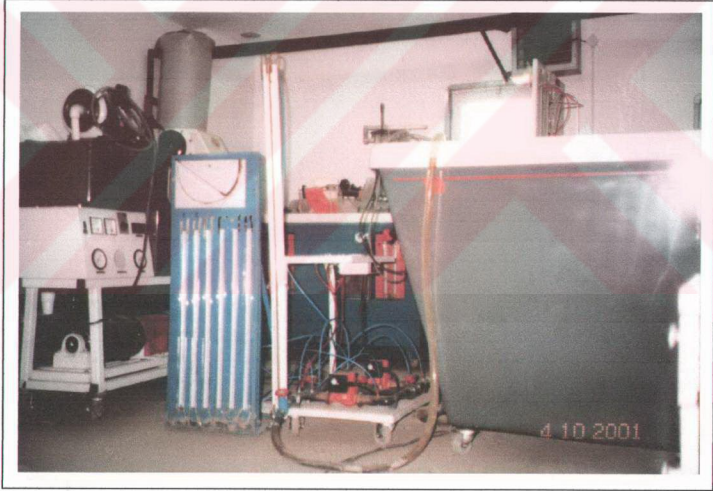
Son bulduğumuz denklemi sadeleştirirsek;

$$Q_{sis} = P \cdot b_0 + \sum_i^n \left[b_i \cdot H^i \sum_j^p \frac{1}{s_j^i} \right] \tag{8.13}$$

genel ifadesi elde edilir.

9. DENEY DÜZENEGİ

Bu çalışmada 2 adet GRUNDFOS SELECTRIC (made in Britain) marka aynı özellikte santrifüj pompa kullanılmıştır. Kullanılan pompaların çark çapı $D = 66,55$ mm dir. Pompaların valf düzenleri Tablo 9.1' de gösterilmiştir. Deney tesisatının sonunda kalibre edilmiş bir venturimetre ile debi kontrolü sağlanmıştır. Şekil 9.1 de basınç manometreleri, deney pompaları ve su tankı gösterilmektedir.

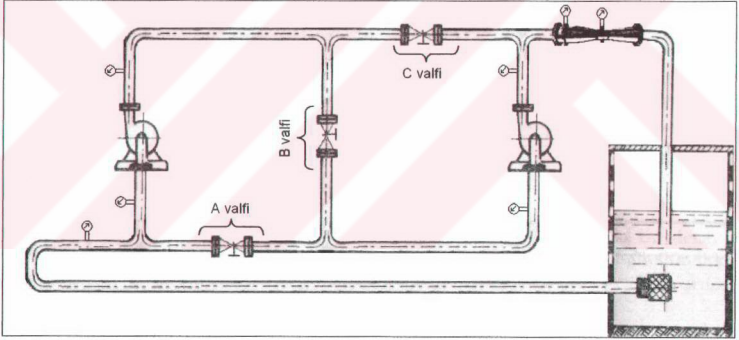


Şekil 9.1 Deney düzeneği.

Basınç ölçümleri pompa giriş ve çıkışlarına bağlı bulunan civalı manometrelerle sağlanmıştır. Aynı zamanda her ölçüm sonrası ölçekli kapla, venturimetreden alınan sonuçların sağlanması yapılmıştır.



Şekil 9.2 Dency pompası.



Şekil 9.3 Dency düzeneği nin şematik resmi

Tablo 9.1 Seri ve paralel bağlantı valf düzenleri.

BAĞLANTI	A valfi	B valfi	C valfi
SERİ	KAPALI	AÇIK	KAPALI
PARALEL	AÇIK	KAPALI	AÇIK

10. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

10.1. Karakteristik Eğriler

Şekil 11.1 deneylerde kullanılan pompanın tek başına çalışırken 800 (d/dk), 1200 (d/dk), 1900 (d/dk) devirde karakteristik eğrilerini göstermektedir.

Şekil 11.2 de $(P_2+P_1)_{ger.seri}$ ve $(P_2+P_1)_{teo.seri}$ eğrisi arasında boru kaybı fazla değildir ve pompaların birbirlerine pozitif veya negatif etkisi yoktur. Aynı Durum Şekil 11.10 ve Şekil 11.18 de mevcuttur. Şekil 11.3 de ise $[P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})]$ seri bağlantısının $[(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}]$ farkı gösterilmektedir. Şekil 11.3 deki ve diğer $[(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}]$ farkı grafiklerindeki kırmızı eğri 2. dereceden polinomal olarak yaklaşımdır.

Şekil 11.2, Şekil 11.10 ve Şekil 11.18 de P_1 pompasının karakteristiği P_2 pompasına göre daha büyük bir form almıştır. Bunun sebebi P_2 pompasının tesisatın girişinde P_1 pompasının tesisatın çıkışında olmasından dolayı P_2 pompasının P_1 pompasına basınç vermesi ve pompaların devirlerinin aynı olmasıdır. Bu bağlantılarda pompaların aynı devirde olmalarından dolayı birbirlerine negatif etkisi yoktur.

Şekil 11.6 da ise P_2 pompasının negatif etkisinden ve boru kaybından dolayı $(P_2+P_1)_{ger.seri}$ eğrisi $P_1(1900_{[d/dk]})$ eğrisinin yarı yarıya altında kalmıştır. $P_1(1900_{[d/dk]})$ ve $P_2(800_{[d/dk]})$ olmasından dolayı P_2 pompası P_1 pompasına düşük debi ve basınç girişi sağlamaktadır. Bunun sonucunda P_1 pompası P_2 pompasını normal devrinden daha fazla devirle döndürmeye çalışmış ve P_2 pompasının ısınmasına yol açmıştır. Aynı durum Şekil 11.4, Şekil 11.12 da gözlemlenmiştir.

Şekil 11.8, Şekil 11.14, Şekil 11.16 da P_1 Pompası P_2 pompasına düşük debi ve basınç girişi sağlamıştır. Boru kaybında etkisiyle $(P_2+P_1)_{ger.seri}$ eğrileri P_2 eğrilerinin kısmen veya yarıyarıya altına düşmüştür. Bunun sonucunda P_2 pompası P_1 pompasını normal devrinden daha fazla devirle döndürmeye çalışmış ve P_1 pompasının ısınmasına yol açmıştır.

Şekil 11.20, Şekil 11.21, Şekil 11.22 deki grafiklerden çıkan sonuç ise, farklı veya aynı devirde birbirlerine seri olarak bağlanan P_2 ve P_1 pompalarının $[(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}]$ farklarının aynı boru kayıp K katsayısına $(H_k = KQ^2)$ ait olmasıdır. Bu durum tüm $[(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}]$ farkı sonuçlarının yer aldığı Şekil 11.23 de açıkça görülmektedir.

Şekil 11.24, Şekil 11.25 ve Şekil 11.26 da farklı devirli pompaların bağlantılarında pompaların birbirlerine pozitif veya negatif etkileri, pompaların bağlantı sıralamasına göre karşılaştırılarak gösterilmektedir. Bu grafiklerden çıkan sonuç ise, pompaların farklı devirlerde seri bağlantılarının sıralamasının bir önemi olmadığıdır. Pompaların devir sırası değişmesine rağmen P_2 , P_1 ve $(P_2+P_1)_{ger.seri}$ karakteristikleri aynı formda kalmıştır.

Şekil 11.2 den Şekil 11.26 ya kadar olan eğrilerden seri bağlantı için santrifuj pompaların birbirleri ile aynı devirde bağlanmaları gereği ortaya çıkar. Farklı devirdeki bağlantılarda devir sayısı farkı arttıkça negatif etkide artmaktadır. Bağlantılarda ortaya çıkan negatif etki boru kaybından değil pompaların farklı devirlerde bağlanmasındandır. Negatif etki boru kaybından olsaydı pompaların aynı devirdeki bağlantılarında ortaya çıkardı.

10.2. Performans Eğrileri

Şekil 12.27 ve Şekil 12.41 arasındaki eğriler pompaların bağlantı şartlarındaki boyutsuz performanslarını göstermektedir.

Şekil 12.28, Şekil 12.32 ve Şekil 12.36 da boyutsuz performans açısından aynı devirli seri bağlı pompaların birbirlerine negatif etkisi olmadığı görülmektedir. Ancak çıkışta olan pompanın giriştekine göre biraz daha iyi bir boyutsuz performansı olduğu ortaya çıkmaktadır.

Şekil 12.29 ve Şekil 12.31 de pompaların boyutsuz performansın da farklılıklar belirmiştir. Şekil 12.30, Şekil 12.33, Şekil 12.34 ve Şekil 12.35 de ise pompaların boyutsuz performansında büyük farklılıklar ortaya çıkmıştır.

Şekil 12.37, Şekil 12.38 ve Şekil 12.39 da giriş pompasının deviri sabit tutularak çıkış pompasının devirinin değiştirilmesi ile boyutsuz performans karşılaştırmaları yapılmıştır. Kullanılan pompalardan 1900 devirli olanı her devir kombinasyonunda 1200 ve 800 devirli olana göre farklı ve düşük bir performans göstermiştir. 1200 devirli pompa ise 800 devirli den biraz düşük bir performans göstermiştir.

Şekil 12.40 da ise tüm bağlantı kombinasyonlarındaki pompaların her devirindeki boyutsuz performansı karşılaştırılmıştır. Herhangi bir bağlantı kombinasyonunda bir pompanın deviri arttıkça boyutsuz performansı düşmektedir. Ayrıca aynı devirli pompaların boyutsuz performansı aynı kalmaktadır. Şekil 12.40 da aynı devirli pompaların boyutsuz performansı devir arttıkça, bağlantı kombinasyonları farklı olsa dahi birbirlerine benzemiştir.

1900 devirli pompaların 1200 ve 800 devirli pompalara göre birbirlerine daha benzer bir boyutsuz performans karakteristiği vardır ve bu benzerlik devir sayısı arttıkça belirginleşmektedir. Seri bağlantıdaki 1900 devirli pompaların boyutsuz performans karakteristiği 1900 devirli pompanın tek başına çalışırken sahip olduğu karakteristiğe göre farklı bir form almıştır. Bu fark pompaların birbirlerini etkilemesinden ve boru kaybından dolayı oluşmuştur. Bu olay Şekil 12.41 de açıkça görülmektedir.

Boyutsuz performans eğrilerinden çıkan sonuç, yapılacak seri bağlantıda kullanılacak olan pompaların aynı devirde ve boyutsuz performans eğrilerinin aynı karakteristikte olması gerektiğidir.

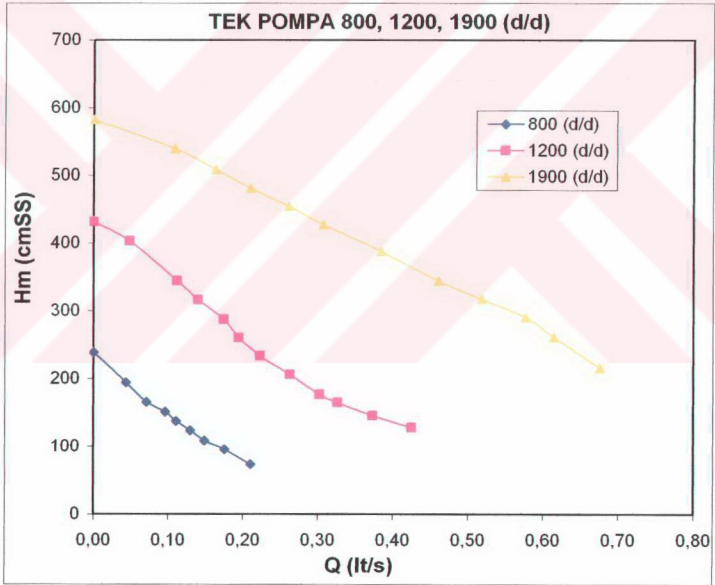
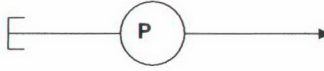
10.3. Genel Sonuç

Sonuç olarak; santrifüj pompaların farklı devirli sadece seri bağlantılarında birbirlerine negatif etkilerinin bulunduğu saptanmıştır. Pompa konfigürasyonları değerlendirilirken karışık bağlantıdan kaçınmalı ve istenilen değerleri elde etmek için düzgün çoklu bağlantılı pompa sistemleri kullanılmalıdır.

Farklı paralel bağlantıların seri bağlantısında (8.2.1.3.1) her bir paralel grubu bir bütün olarak düşünülürse santrifüj pompaların farklı devirli sadece seri bağlantıları elde edilir ve (8.10) denklemsel yöntemine pompaların, En Küçük Kareler yöntemi ile polinomal yaklaşılmış analitik denklemleri uygulanırsa sonucun çok fazla saptığı görülür. Aynı uygulama düzgün çoklu pompa bağlantı sisteminde yapıldığında pek bir sapma olmamıştır. Düzgün çoklu bağlantı sistemlerine (8.7) denklemi 8.2.1.2. de anlatıldığı gibi uygulanarak sistemin Ortak Çalışma Noktası bulunur.

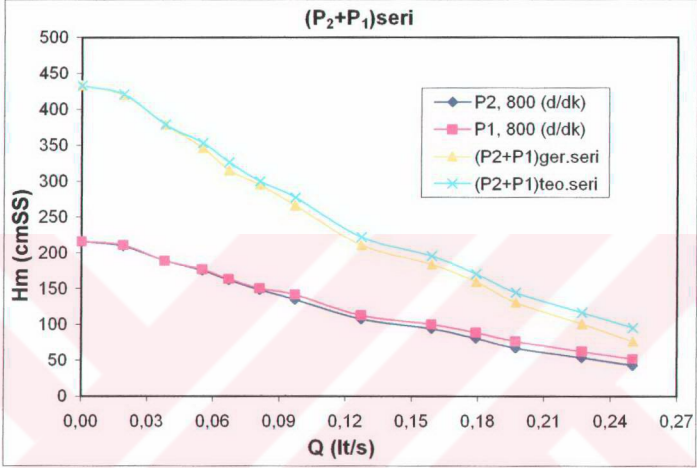
11. KARAKTERİSTİK EĞRİLER

11.1 Tek Pompanın Farklı Devirlerde Karakteristik Eğrileri

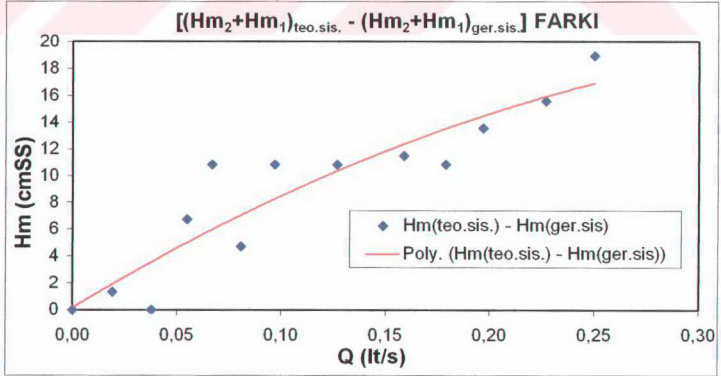


Şekil 11.1 Tek pompanın 800 (d/dk), 1200 (d/dk), 1900 (d/dk) devirde karakteristik eğrileri.

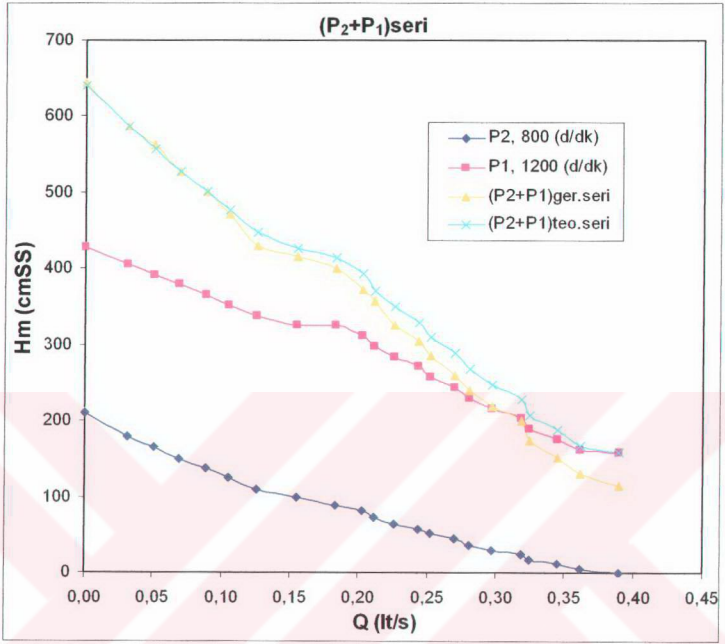
11.2 Farklı veya Aynı Devirli Pompaların Bağlantılarında Pompaların Birbirlerine Pozitif veya Negatif Etkileri



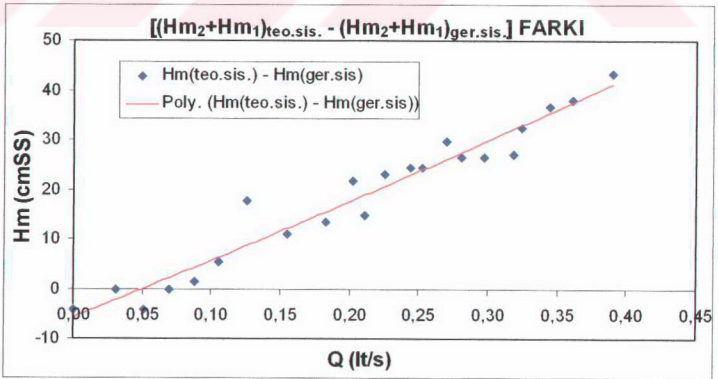
Şekil 11.2 P₂ (800_{d/dk}) + P₁ (800_{d/dk}) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



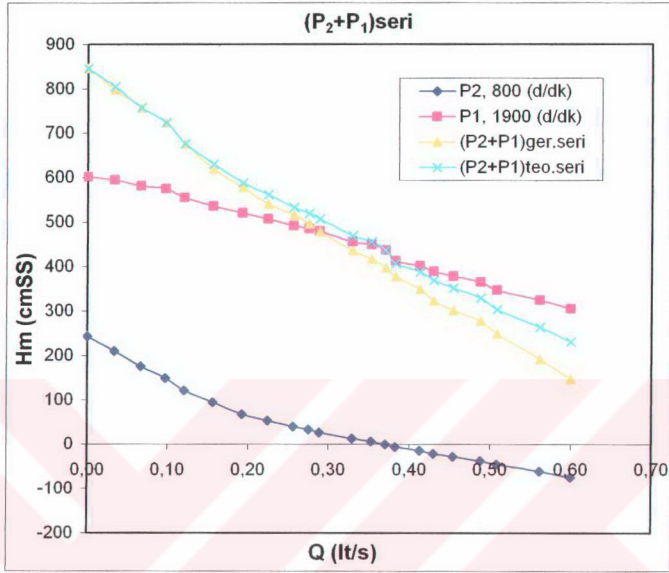
Şekil 11.3 P₂ (800_{d/dk}) - P₁ (800_{d/dk}) seri bağlantı (H_{m2}+H_{m1})_{teorik sistem} - (H_{m2}+H_{m1})_{gerçek sistem} farkı.



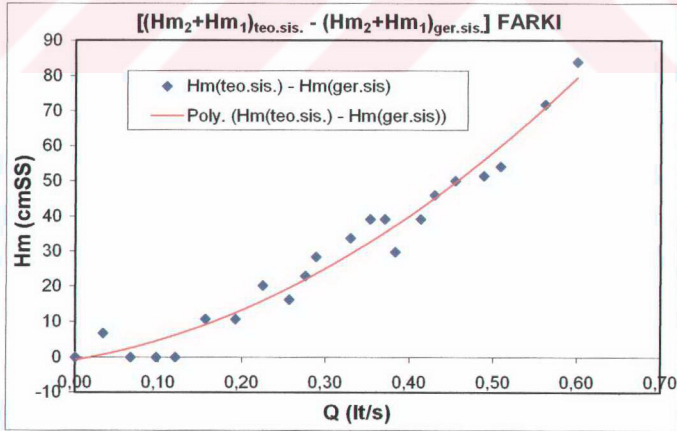
Şekil 11.4 P₂ (800_(d/d)) + P₁ (1200_(d/d)) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



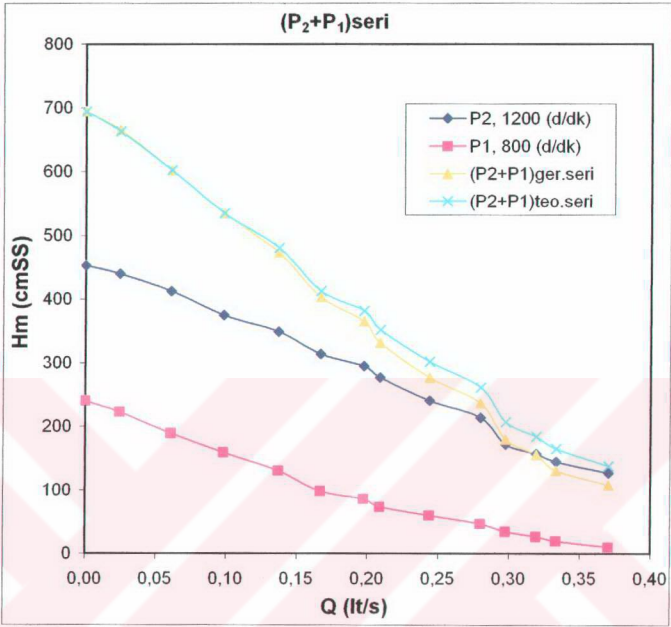
Şekil 11.5 P₂ (800_(d/d)) + P₁ (1200_(d/d)) seri bağlantı
(H_{m2}+H_{m1})_{teorik sistem} - (H_{m2}+H_{m1})_{gerçek sistem} farkı



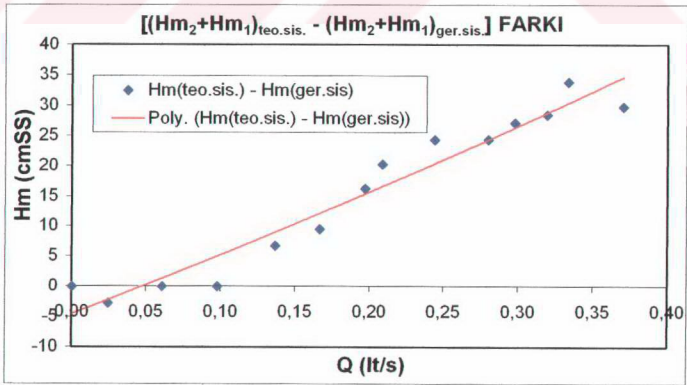
Şekil 11.6 P₂ (800_(d/d)) + P₁ (1900_(d/d)) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



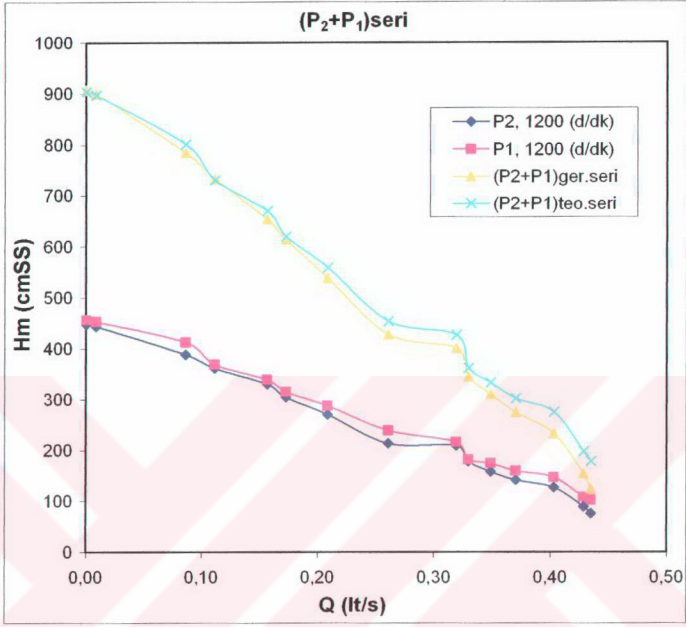
Şekil 11.7 P₂ (800_(d/d)) + P₁ (1900_(d/d)) seri bağlantı
(H_{m2}+H_{m1})_{teorik sistem} - (H_{m2}+H_{m1})_{gerçek sistem} farkı



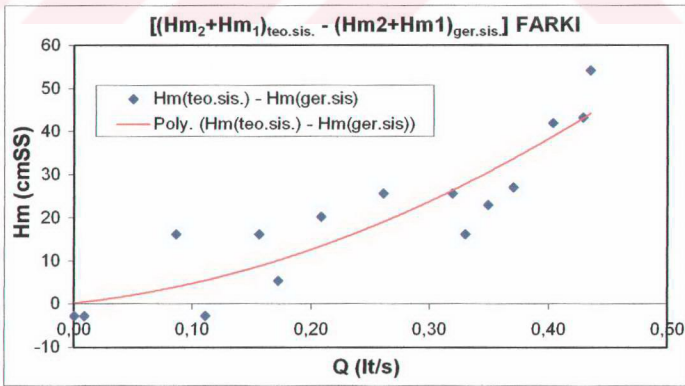
Şekil 11.8 P₂ (1200_(d/d)) + P₁ (800_(d/d)) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



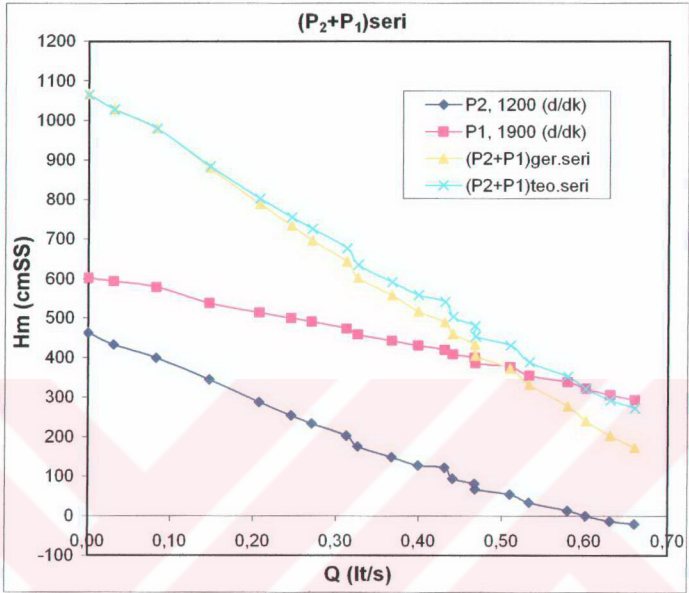
Şekil 11.9 P₂ (1200_(d/d)) + P₁ (800_(d/d)) seri bağlantı
(Hm₂+Hm₁)_{teorik sistem} - (Hm₂+Hm₁)_{gerçek sistem} farkı



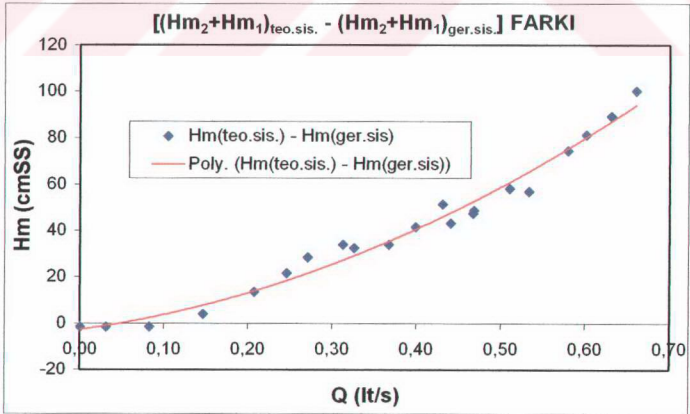
Şekil 11.10 P₂ (1200_[d/d]) + P₁ (1200_[d/d]) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



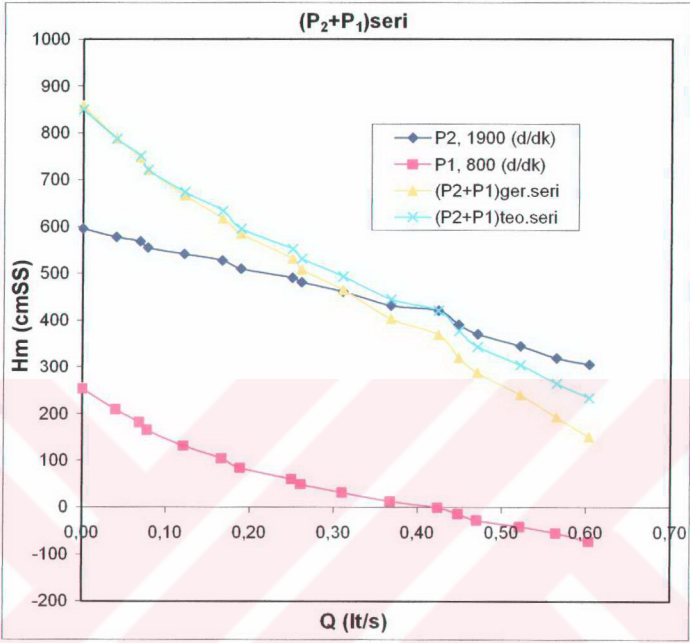
Şekil 11.11 P₂ (1200_[d/d]) + P₁ (1200_[d/d]) seri bağlantı (H_{m₂+H_{m₁})_{teorik sistem} - (H_{m₂+H_{m₁})_{gerçek sistem} farkı}}



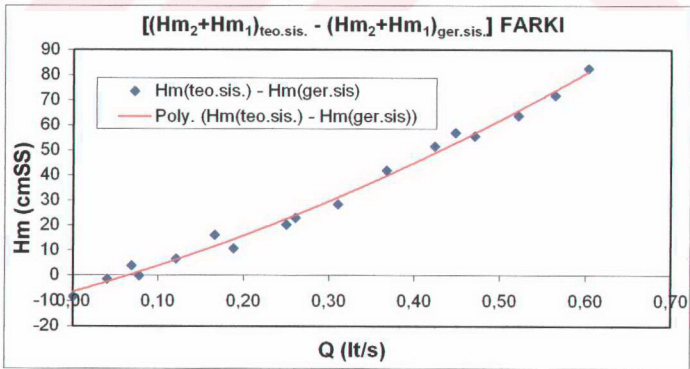
Şekil 11.12 P₂ (1200_[d/dk]) + P₁ (1900_[d/dk]) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



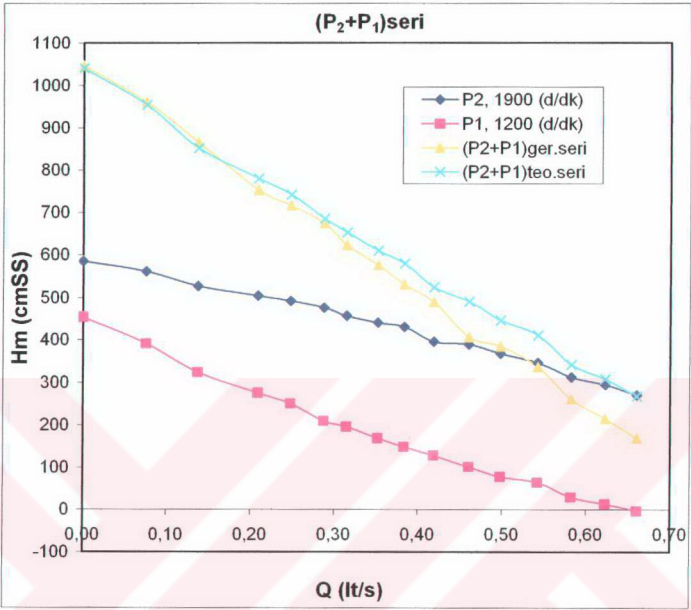
Şekil 11.13 P₂ (1200_[d/dk]) + P₁ (1900_[d/dk]) seri bağlantı
(Hm₂+Hm₁)_{teorik sistem} - (Hm₂+Hm₁)_{gerçek sistem} farkı



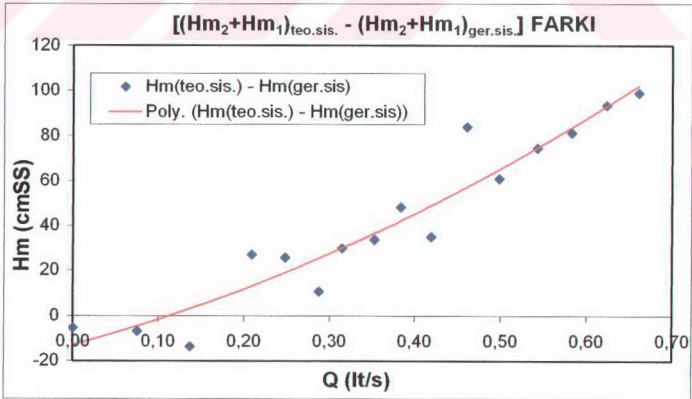
Şekil 11.14 P₂ (1900_[d/dk]) + P₁ (800_[d/dk]) seri bağlantı karakteristik çizirleri.



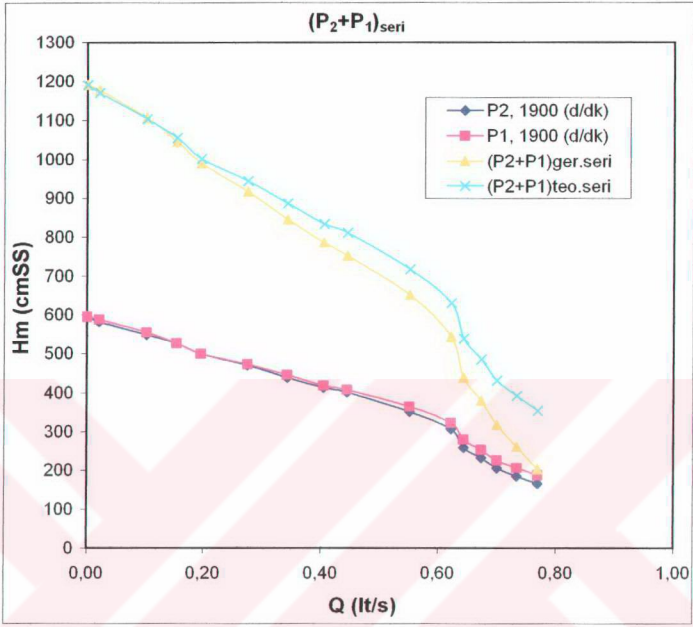
Şekil 11.15 P₂ (1900_[d/dk]) + P₁ (800_[d/dk]) seri bağlantı
(Hm₂+Hm₁)_{teorik sistem} - (Hm₂+Hm₁)_{gerçek sistem} farkı



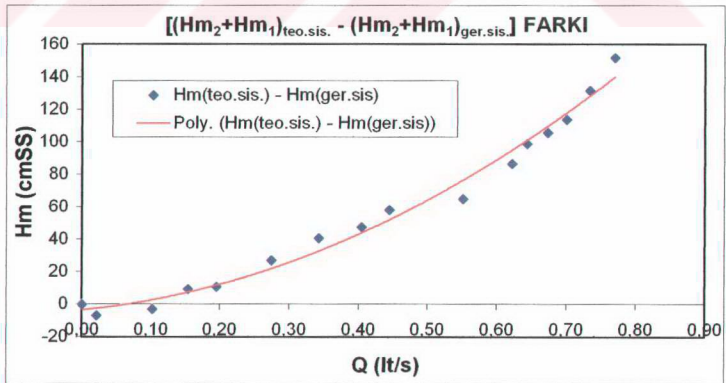
Şekil 11.16 P₂ (1900_[d/dk]) + P₁ (1200_[d/dk]) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



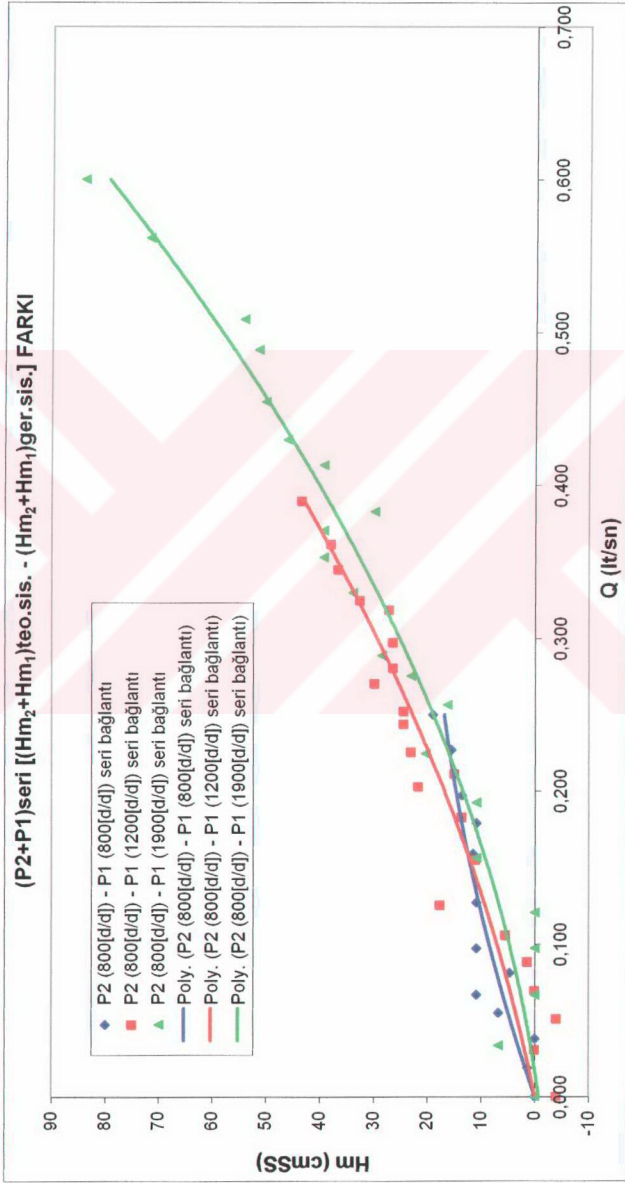
Şekil 11.17 P₂ (1900_[d/dk]) + P₁ (1200_[d/dk]) seri bağlantı
(Hm₂+Hm₁)_{teorik sistem} - (Hm₂+Hm₁)_{gerçek sistem} farkı



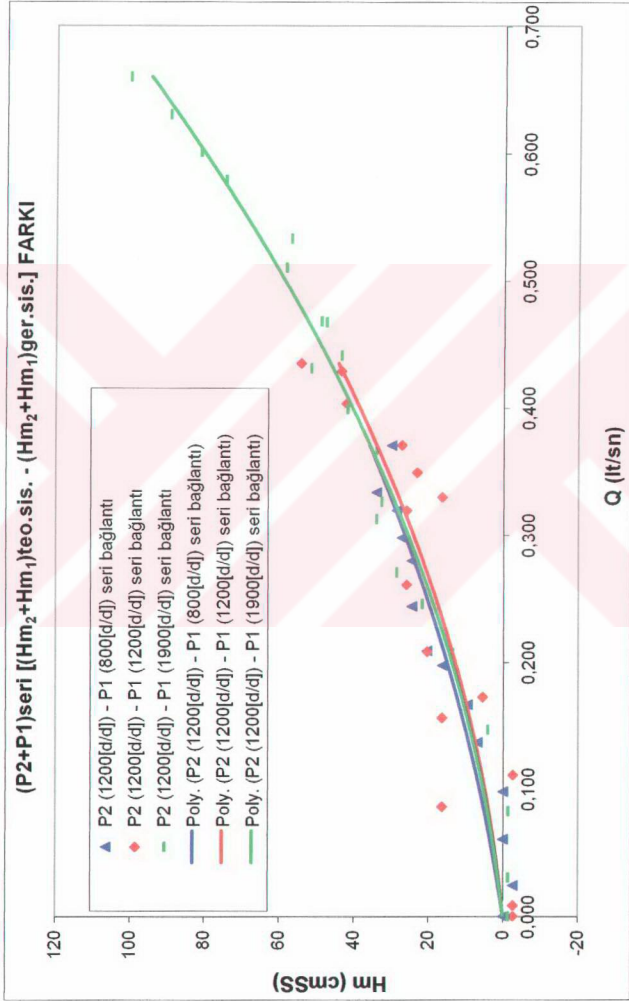
Şekil 11.18 P₂ (1900_[d/d]) + P₁ (1900_[d/d]) seri bağlantı karakteristik eğrileri.



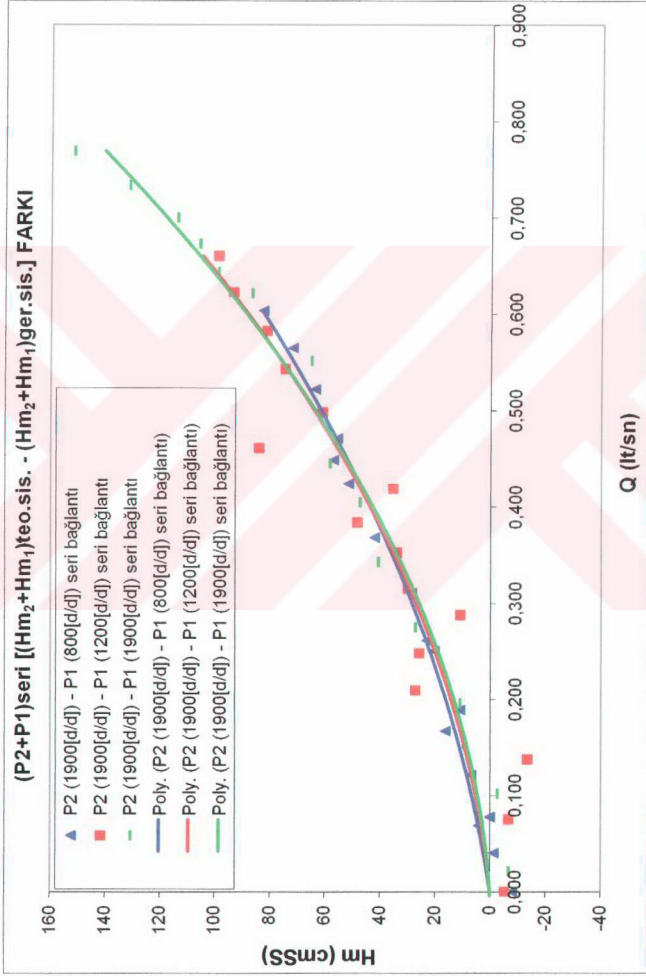
Şekil 11.19 P₂ (1900_[d/d]) + P₁ (1900_[d/d]) seri bağlantı
(Hm₂+Hm₁)_{teorik sistem} - (Hm₂+Hm₁)_{gerçek sistem} farkı



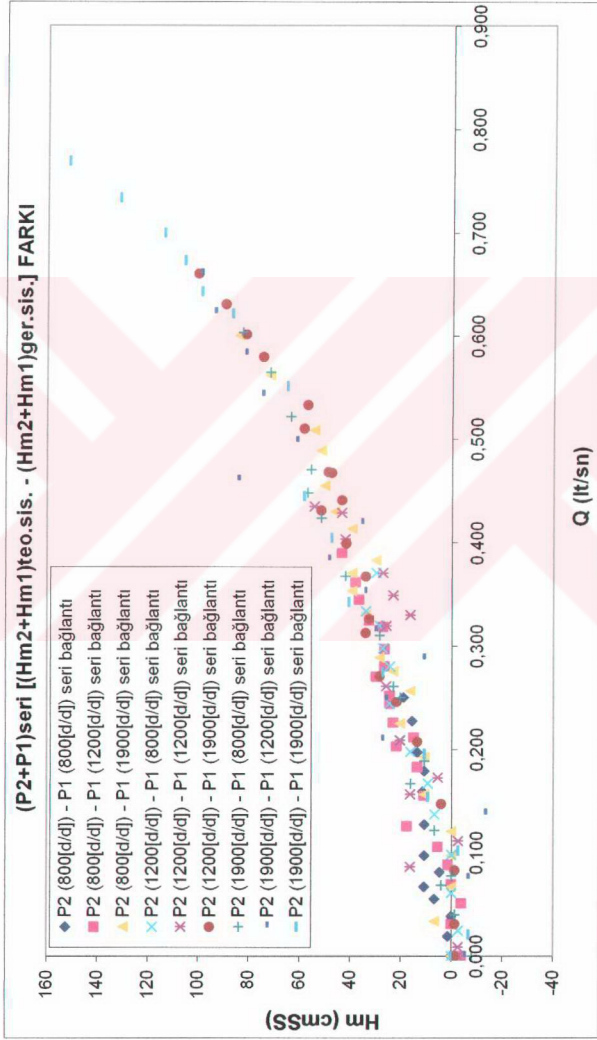
Şekil 11.20 $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarının $[(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}]$ farkı.



Şekil 11.21 $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarının $[(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}]$ farkı.

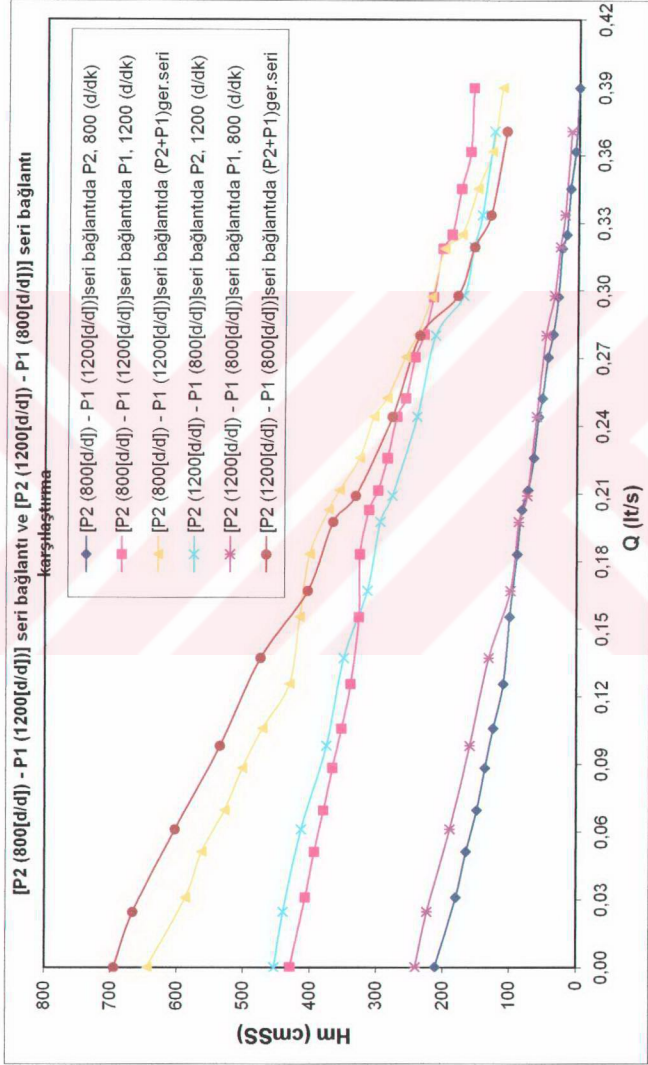


Şekil 11.22 $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantıların $[(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}]$ farkı.

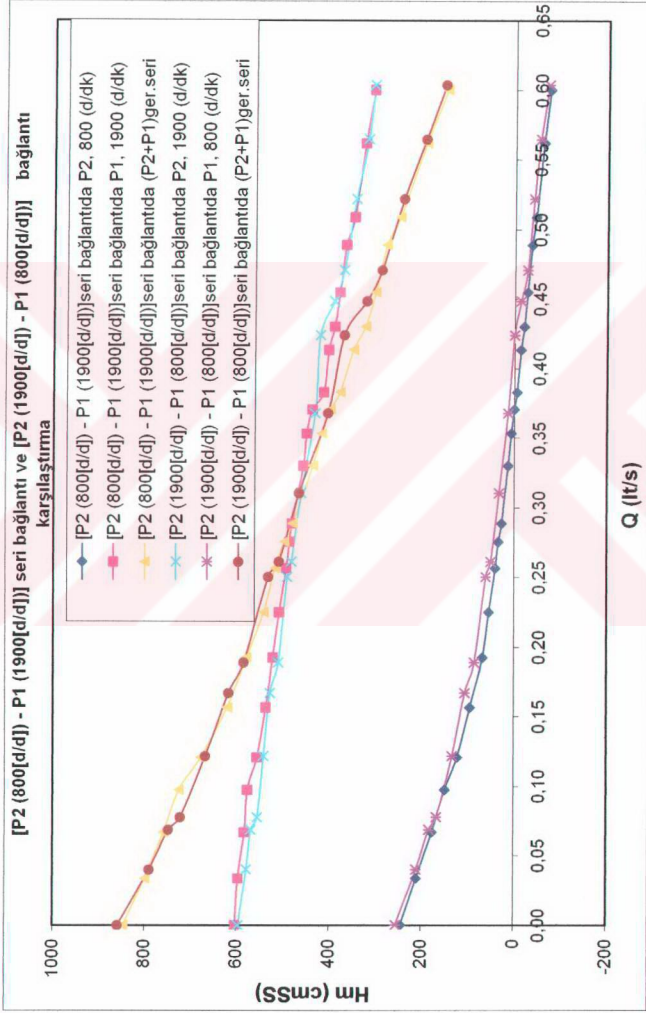


Şekil 11.23

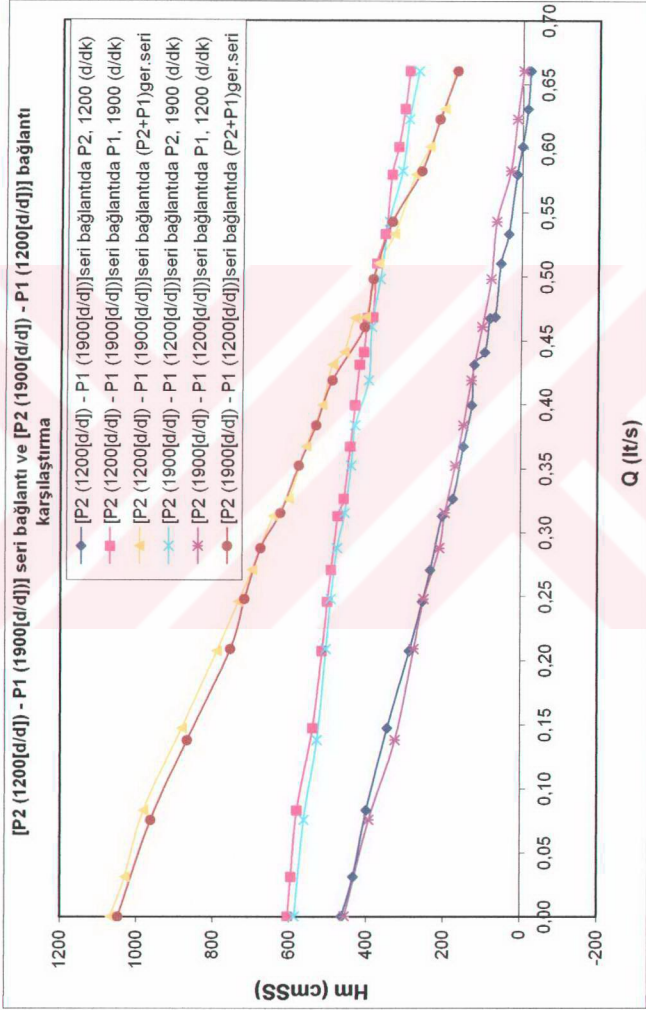
$P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (800_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$,
 $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$, $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$, $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$,
 $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (1900_{[d/d]})$ seri bağlantılarının [(Hm₂+Hm₁)_{teo.sis.} - (Hm₂+Hm₁)_{ger.sis.}] farkı.



Şekil 11.24 [P₂ (800_[d/dt]) - P₁ (1200_[d/dt])] seri bağlantı ve [P₂ (1200_[d/dt]) - P₁ (800_[d/dt])] seri bağlantı karşılaştırması.



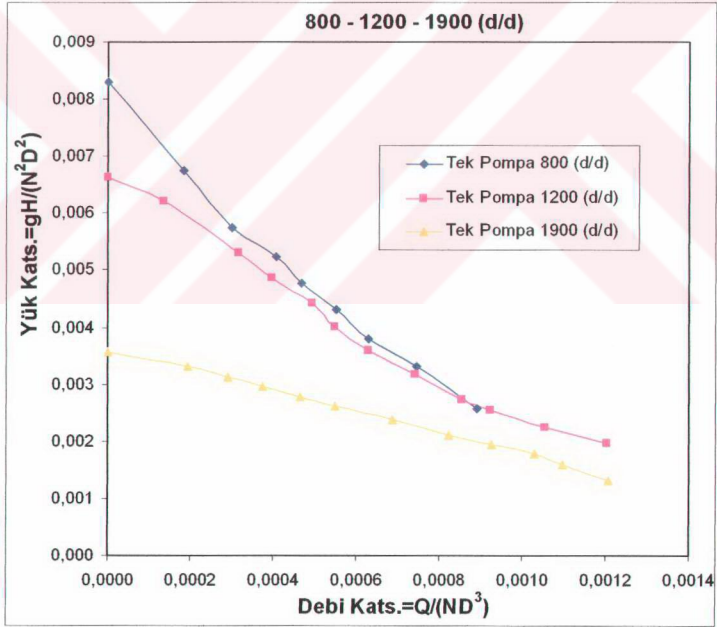
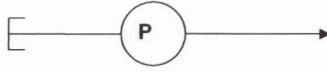
Şekil 11.25 [P2 (800_{[d/dt]) - P1 (1900_[d/dt])] seri bağlantı ve [P2 (1900_{[d/dt]) - P1 (800_[d/dt])] seri bağlantı karşılaştırması.}}



Şekil 11.26 [P₂ (1200_[d/dt]) - P₁ (1900_[d/dt])] seri bağlantı ve [P₂ (1900_[d/dt]) - P₁ (1200_[d/dt])] seri bağlantı karşılaştırması.

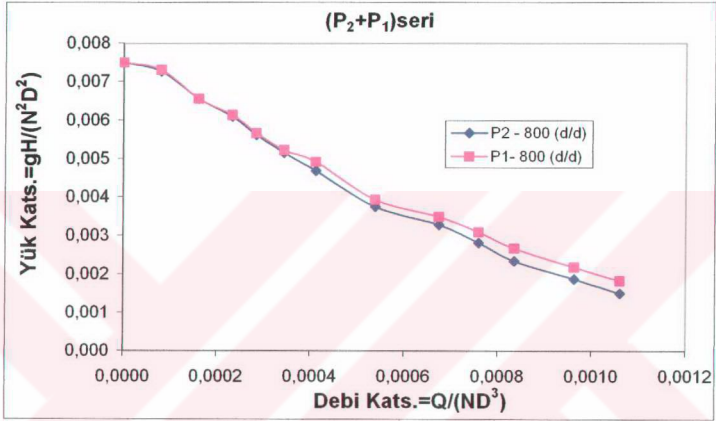
12. PERFORMANS EĞRİLERİ ($\psi - \phi$)

12.1 Tek Pompanın 800, 1200, 1900 Devirde Performans Eğrileri ($\psi - \phi$)

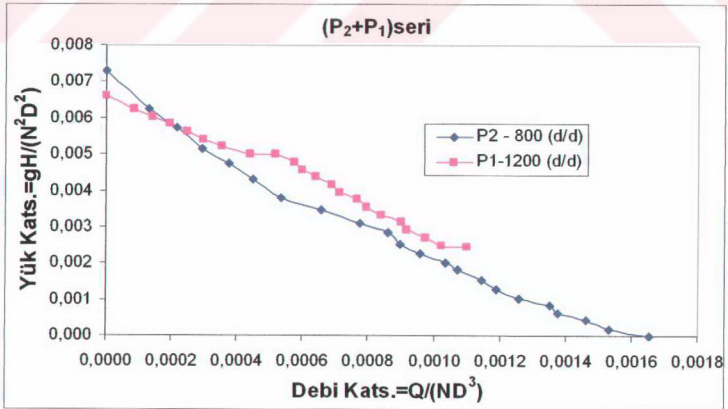


Şekil 12.27 Tek pompanın 800, 1200, 1900 devirde performans eğrileri.

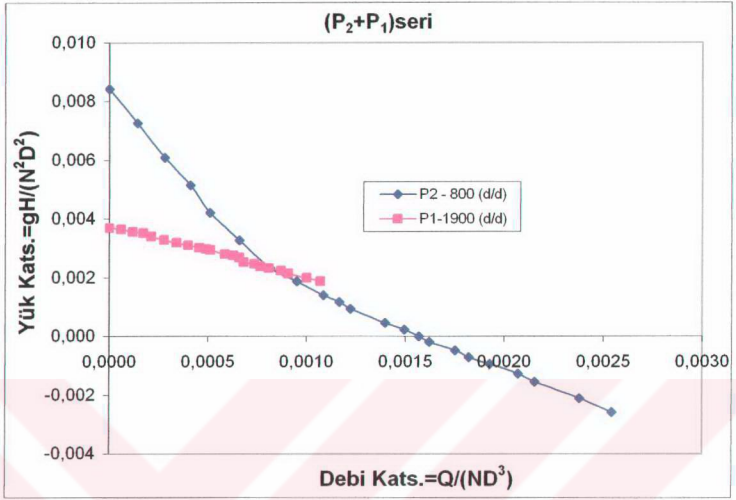
12.2 Farklı veya Aynı Devirli Pompaların Bağlantılarında Pompaların Birbirlerine Pozitif veya Negatif Etkilerini Veren Performans Eğrileri ($\psi - \varphi$)



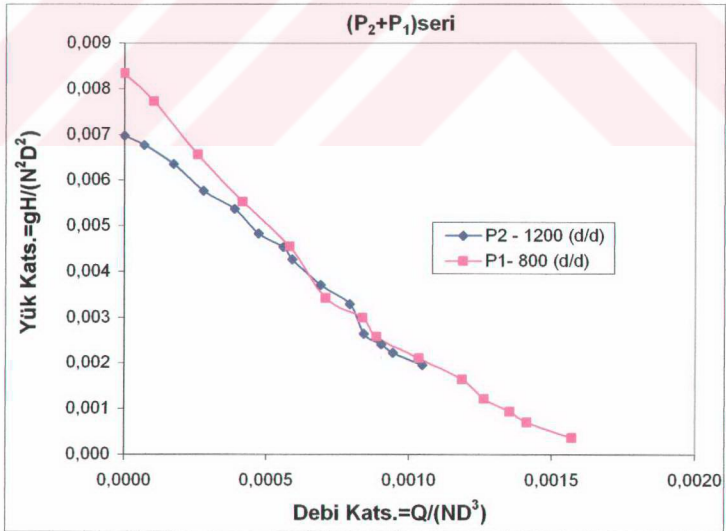
Şekil 12.28 P₂ (800_[d/d]) + P₁ (800_[d/d]) seri bağlantı performans eğrisi.



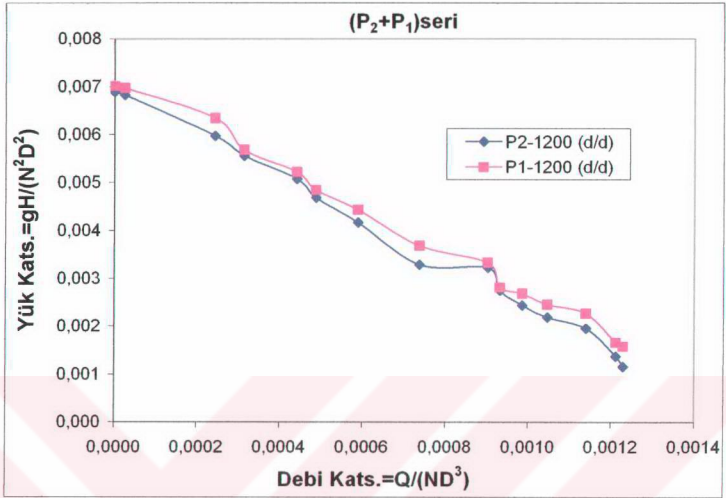
Şekil 12.29 P₂ (800_[d/d]) + P₁ (1200_[d/d]) seri bağlantı performans eğrisi.



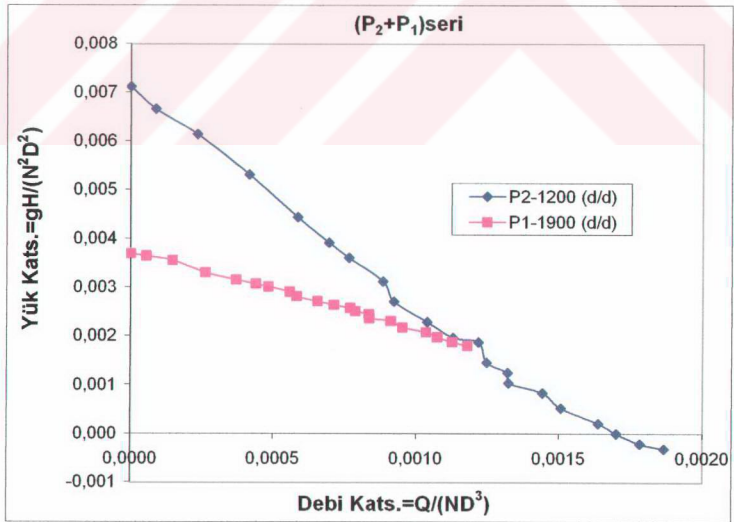
Şekil 12.30 P_2 (800_(d/d)) + P_1 (1900_(d/d)) seri bağlantı performans eğrisi.



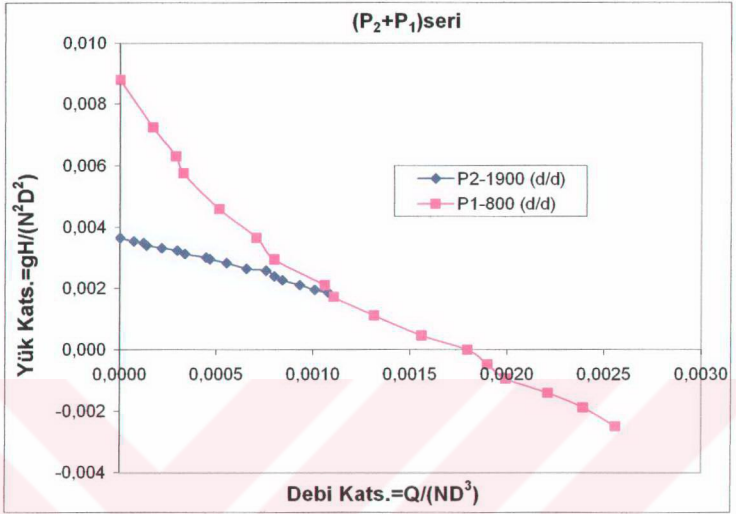
Şekil 12.31 P_2 (1200_(d/d)) + P_1 (800_(d/d)) seri bağlantı performans eğrisi.



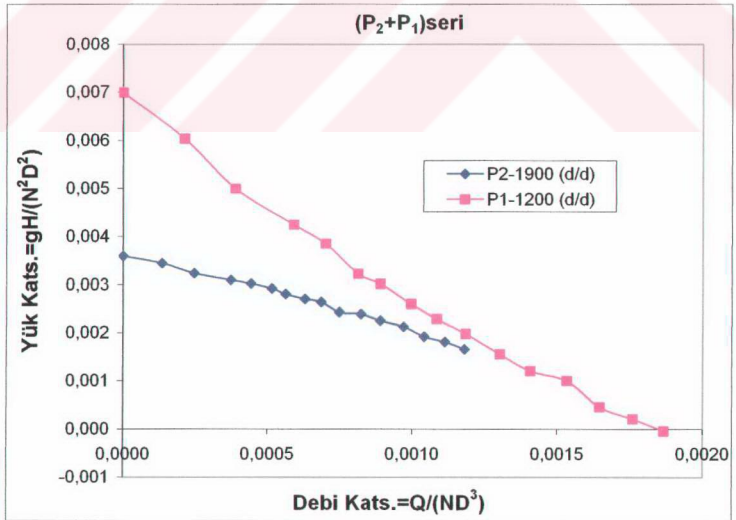
Şekil 12.32 P_2 (1200_(d/d)) + P_1 (1200_(d/d)) seri bağlantı performans eğrisi.



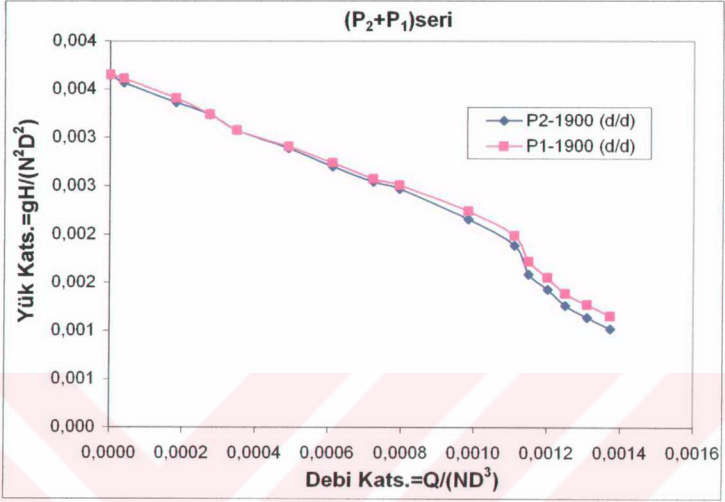
Şekil 12.33 P_2 (1200_(d/d)) + P_1 (1900_(d/d)) seri bağlantı performans eğrisi.



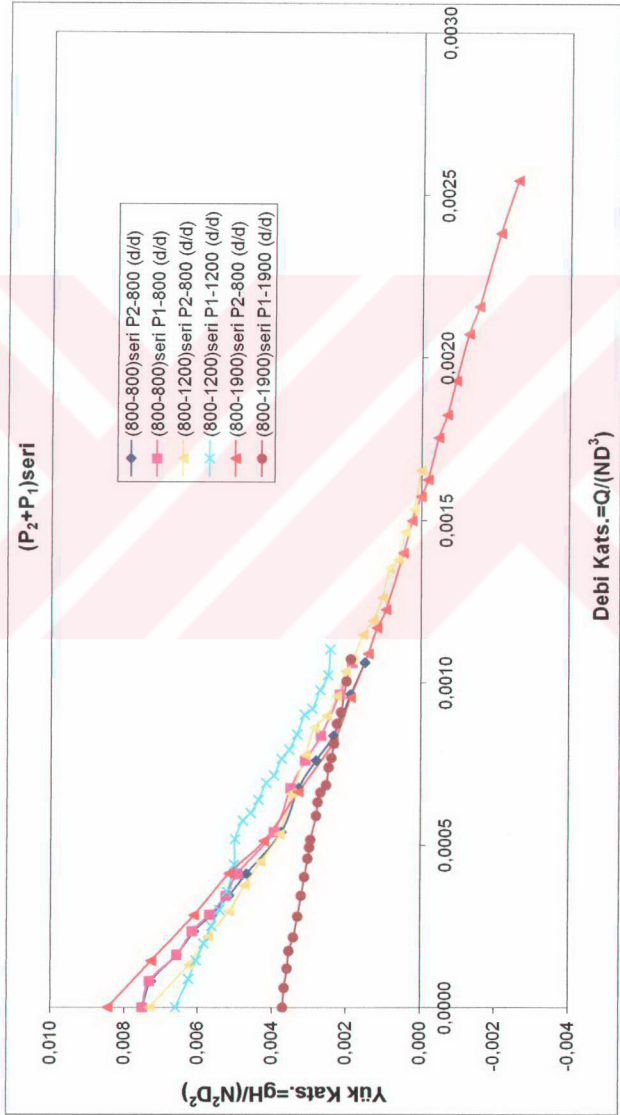
Şekil 12.34 P₂ (1900_(d/d)) + P₁ (800_(d/d)) seri bağlantı performans eğrisi.



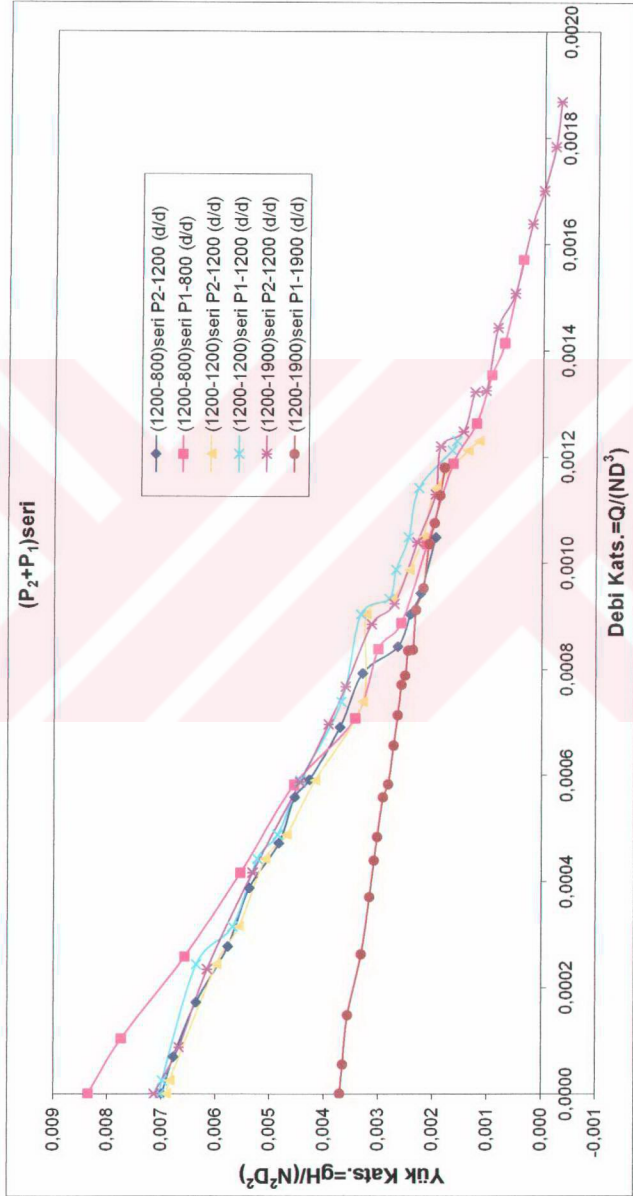
Şekil 12.35 P₂ (1900_(d/d)) + P₁ (1200_(d/d)) seri bağlantı performans eğrisi.



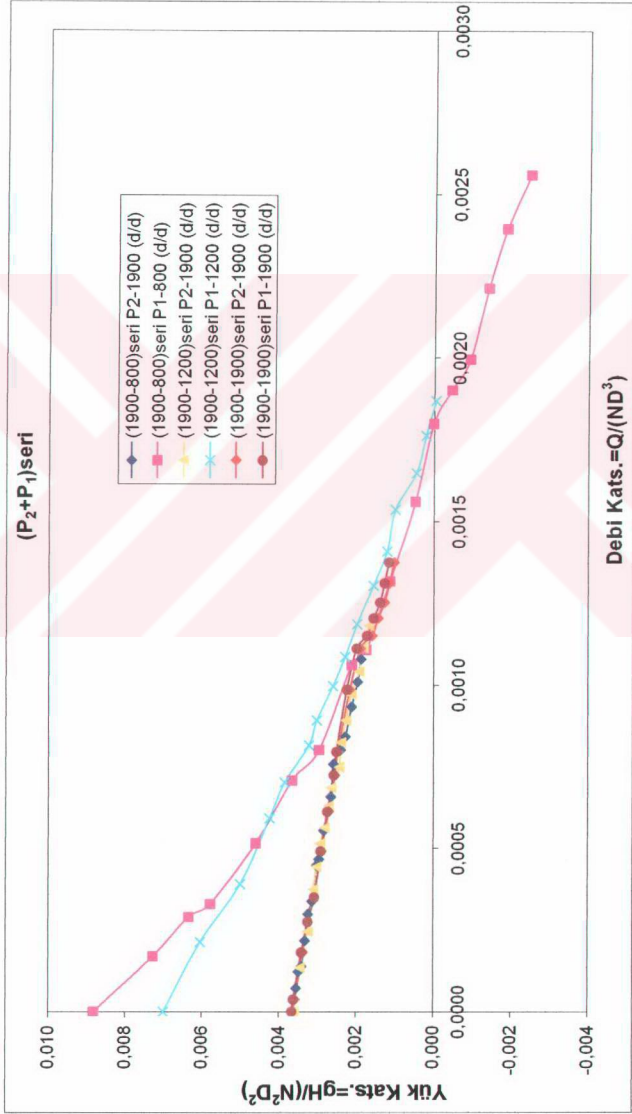
Şekil 12.36 P₂ (1900_(d/d))- P₁ (1900_(d/d)) seri bağlantı performans eğrisi.



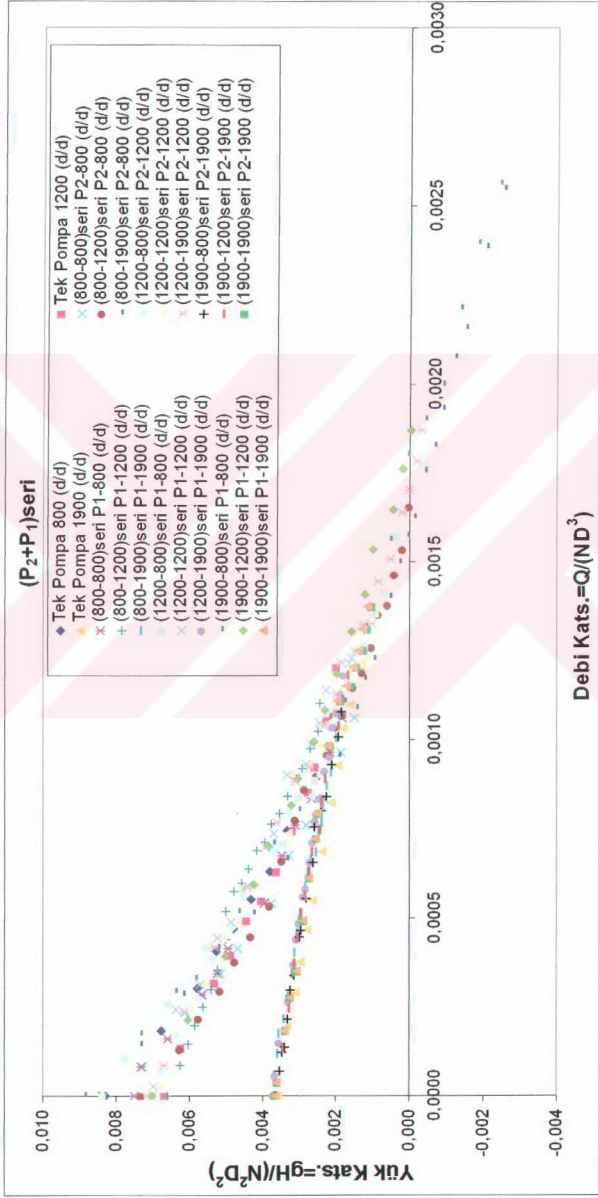
Şekil 12.37 $P_2 (800_{(d/d)}) + P_1 (800_{(d/d)})$, $P_2 (800_{(d/d)}) + P_1 (1200_{(d/d)})$, $P_2 (800_{(d/d)}) + P_1 (1900_{(d/d)})$ seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pompalarının performans eğrileri.



Şekil 12.38 P_2 (1200_[d/d]) + P_1 (800_[d/d]), P_2 (1200_[d/d]) + P_1 (1200_[d/d]), P_2 (1200_[d/d]) + P_1 (1900_[d/d]) seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pompalarının performans eğrileri.

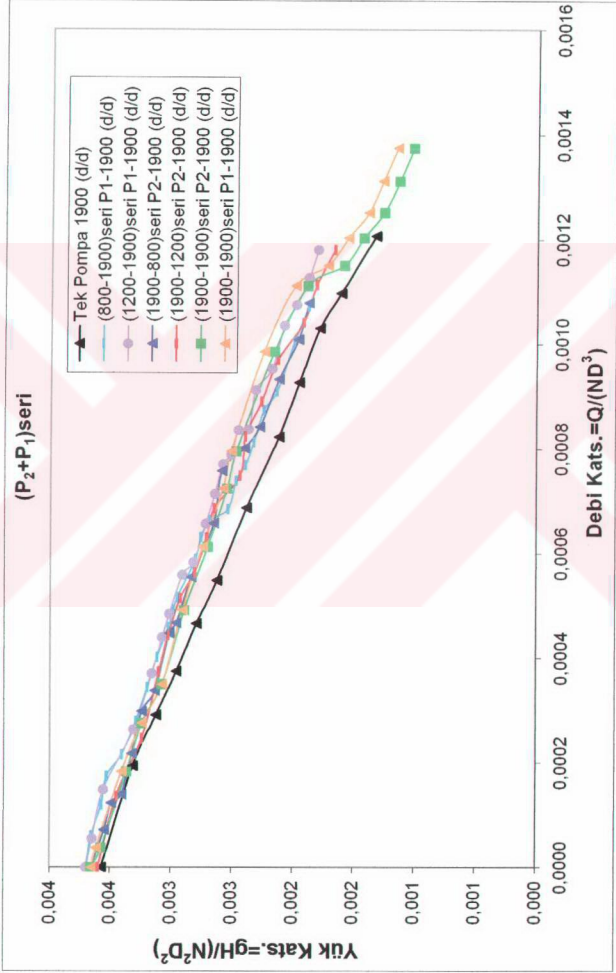


Şekil 12.39 P_2 (1900_[d/d]) + P_1 (800_[d/d]), P_2 (1900_[d/d]), P_2 (1200_[d/d]), P_2 (1900_[d/d]) + P_1 (1900_[d/d]) seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pompalarının performans eğrileri.



Şekil 12.40

P₂ (800_[d/d]) + P₁ (800_[d/d]), P₂ (800_[d/d]) + P₁ (1200_[d/d]), P₂ (800_[d/d]) + P₁ (1900_[d/d]), P₂ (1200_[d/d]) + P₁ (800_[d/d]),
P₂ (1200_[d/d]) + P₁ (1200_[d/d]), P₂ (1200_[d/d]) + P₁ (1900_[d/d]), P₂ (1900_[d/d]) + P₁ (800_[d/d]), P₂ (1900_[d/d]) + P₁ (1200_[d/d]),
P₂ (1900_[d/d]) + P₁ (1900_[d/d]) seri bağlantılarında P₂ ve P₁ pompalarının performans eğrileri.



Şekil 12.41 P_2 (800_[d/dt]) + P_1 (1900_[d/dt]), P_2 (1200_[d/dt]) + P_1 (1900_[d/dt]), P_2 (1900_[d/dt]) + P_1 (800_[d/dt]), P_2 (1900_[d/dt]) + P_1 (1200_[d/dt]), P_2 (1900_[d/dt]) + P_1 (1900_[d/dt]) seri bağlantılarında P_2 ve P_1 pompalarının performans eğrileri.

13. DENEY SONUÇ TABLOLARI

ölçüm sırası	Tek pompa [Hm _(cmSS) , Q _(lt/s)]					
	800 [d/dk]		1200 [d/dk]		1900 [d/dk]	
	Hm ₁	Q ₁	Hm ₁	Q ₁	Hm ₁	Q ₁
1	74,470	0,210	128,630	0,425	216,640	0,676
2	96,134	0,175	146,232	0,373	262,676	0,614
3	109,674	0,148	165,880	0,326	291,110	0,577
4	124,568	0,130	177,374	0,302	318,190	0,519
5	138,108	0,111	207,162	0,263	345,270	0,461
6	151,648	0,096	234,242	0,223	388,598	0,384
7	166,542	0,071	261,322	0,194	427,864	0,307
8	194,976	0,043	288,402	0,174	454,944	0,260
9	239,658	0,000	316,836	0,140	482,024	0,209
10			345,270	0,112	509,104	0,163
11			403,492	0,048	540,246	0,108
12			431,926	0,000	582,220	0,000

Tablo 13.1 Tek pompanın 800 (d/dk), 1200 (d/dk), 1900 (d/dk) devirde Hm – Q verileri.

i. s.	N = 800 [d/dk]		N=1200 [d/dk]		N=1900 [d/dk]	
	gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)	gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)	gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
1	0,002577	0,000891	0,001979	0,001202	0,001329	0,001207
2	0,003327	0,000744	0,002249	0,001055	0,001612	0,001096
3	0,003796	0,000629	0,002552	0,000922	0,001786	0,001030
4	0,004311	0,000551	0,002728	0,000854	0,001952	0,000926
5	0,004780	0,000469	0,003187	0,000743	0,002118	0,000822
6	0,005248	0,000407	0,003603	0,000630	0,002384	0,000686
7	0,005764	0,000301	0,004020	0,000548	0,002625	0,000548
8	0,006748	0,000184	0,004436	0,000492	0,002791	0,000465
9	0,008294	0,000000	0,004874	0,000396	0,002958	0,000374
10			0,005311	0,000317	0,003124	0,000291
11			0,006206	0,000136	0,003315	0,000194
12			0,006644	0,000000	0,003572	0,000000

Tablo 13.2 Tek pompanın 800 (d/dk), 1200 (d/dk), 1900 (d/dk) devirde manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2D^2}$ ve debi katsayısı

$$\Phi = \frac{Q}{ND^3} \text{ verileri.}$$

ölçüm sırası	(P_2+P_1) seri $[Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$									
	$P_2, 800 [d/dk]$		$P_1, 800 [d/dk]$		(P_2+P_1) seri		Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	Hm_2	Hm_1				
1	43,328	0,250	52,806	0,250	77,178	0,250	0,250	96,134	18,956	
2	54,160	0,227	62,961	0,227	101,550	0,227	0,227	117,121	15,571	
3	67,700	0,197	77,178	0,197	131,338	0,197	0,197	144,878	13,540	
4	81,240	0,179	89,364	0,179	159,772	0,179	0,179	170,604	10,832	
5	94,780	0,159	100,873	0,159	184,144	0,159	0,159	195,653	11,509	
6	108,320	0,127	113,736	0,127	211,224	0,127	0,127	222,056	10,832	
7	135,400	0,097	142,170	0,097	266,738	0,097	0,097	277,570	10,832	
8	148,940	0,081	150,971	0,081	295,172	0,081	0,081	299,911	4,739	
9	162,480	0,067	163,834	0,067	315,482	0,067	0,067	326,314	10,832	
10	176,020	0,055	177,374	0,055	346,624	0,055	0,055	353,394	6,770	
11	189,560	0,038	189,560	0,038	379,120	0,038	0,038	379,120	0,000	
12	209,870	0,019	211,224	0,019	419,740	0,019	0,019	421,094	1,354	
13	216,640	0,000	216,640	0,000	433,280	0,000	0,000	433,280	0,000	

Tablo 13.3 $P_2 (800_{(d/d)}) + P_1 (800_{(d/d)})$ seri bağlantı; $Hm_{2,1}$, Q_{sistem} , $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$ verileri.

Gedung SIFASI	(P_2+P_1) seri $[Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$							
	$P_2, 800 [d/dk]$				$P_1, 1200 [d/dk]$			
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$
1	0,000	0,390	158,418	0,390	115,090	0,390	158,418	43,328
2	5,416	0,361	162,480	0,361	129,984	0,361	167,896	37,912
3	12,186	0,345	176,020	0,345	151,648	0,345	188,206	36,558
4	17,602	0,325	189,560	0,325	174,666	0,325	207,162	32,496
5	24,372	0,318	203,100	0,318	200,392	0,318	227,472	27,080
6	29,788	0,297	216,640	0,297	220,025	0,297	246,428	26,403
7	37,235	0,280	230,180	0,280	241,012	0,280	267,415	26,403
8	44,682	0,270	243,720	0,270	258,614	0,270	288,402	29,788
9	52,806	0,252	257,260	0,252	285,694	0,252	310,066	24,372
10	58,222	0,244	270,800	0,244	304,650	0,244	329,022	24,372
11	64,992	0,226	284,340	0,226	326,314	0,226	349,332	23,018
12	73,116	0,211	297,880	0,211	356,102	0,211	370,996	14,894
13	82,594	0,203	311,420	0,203	372,350	0,203	394,014	21,664
14	89,364	0,183	324,960	0,183	400,784	0,183	414,324	13,540
15	100,057	0,155	326,4173	0,155	415,483	0,155	426,474	10,992
16	109,674	0,126	338,500	0,126	430,572	0,126	448,174	17,602
17	124,568	0,106	352,040	0,106	471,192	0,106	476,608	5,416
18	136,754	0,088	365,580	0,088	500,980	0,088	502,334	1,354
19	148,940	0,069	379,120	0,069	528,060	0,069	528,060	0,000
20	165,188	0,051	392,660	0,051	561,910	0,051	557,848	-4,062
21	180,082	0,031	406,200	0,031	586,282	0,031	586,282	0,000
22	211,224	0,000	429,218	0,000	644,504	0,000	640,442	-4,062

Tablo 13.4 $P_2 (800_{[d/dk]}) + P_1 (1200_{[d/dk]})$ seri baglanti; $Hm_{2,1}, Q_{sistem}, (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}, (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}, (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$ verileri.

İçin sırası	$(P_2+P_1)_{\text{seri}} [Hm_{(\text{cmSS})}, Q_{(lt/s)}]$										
	$P_2, 800 [d/dk]$					$P_1, 1900 [d/dk]$					
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}}$	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$
1	-74.470	0.600	306.004	0.600	147.586	0.600	231.534	0.600	83.948	231.534	83.948
2	-60.930	0.562	324.960	0.562	192.268	0.562	264.030	0.562	71.762	264.030	71.762
3	-44.682	0.508	347.978	0.508	249.136	0.508	303.296	0.508	54.160	303.296	54.160
4	-36.558	0.489	365.580	0.489	277.570	0.489	329.022	0.489	51.452	329.022	51.452
5	-27.080	0.455	379.120	0.455	301.942	0.455	352.040	0.455	50.098	352.040	50.098
6	-20.310	0.430	389.952	0.430	323.606	0.430	369.642	0.430	46.036	369.642	46.036
7	-13.540	0.413	402.138	0.413	349.332	0.413	388.598	0.413	39.266	388.598	39.266
8	-5.416	0.383	412.970	0.383	377.766	0.383	407.554	0.383	29.788	407.554	29.788
9	0.000	0.370	437.342	0.370	398.076	0.370	437.342	0.370	39.266	437.342	39.266
10	6.770	0.353	449.528	0.353	417.032	0.353	456.298	0.353	39.266	456.298	39.266
11	13.540	0.330	456.298	0.330	435.988	0.330	469.838	0.330	33.850	469.838	33.850
12	27.080	0.288	480.670	0.288	479.316	0.288	507.750	0.288	28.434	507.750	28.434
13	33.850	0.275	486.086	0.275	496.918	0.275	519.936	0.275	23.018	519.936	23.018
14	40.620	0.256	492.856	0.256	517.228	0.256	533.476	0.256	16.248	533.476	16.248
15	54.160	0.225	507.750	0.225	541.600	0.225	561.910	0.225	20.310	561.910	20.310
16	67.700	0.192	521.290	0.192	578.158	0.192	588.990	0.192	10.832	588.990	10.832
17	94.780	0.156	536.184	0.156	620.132	0.156	630.964	0.156	10.832	630.964	10.832
18	121.860	0.120	555.140	0.120	677.000	0.120	677.000	0.120	0.000	677.000	0.000
19	148.940	0.097	575.450	0.097	724.390	0.097	724.390	0.097	0.000	724.390	0.000
20	176.020	0.067	582.220	0.067	758.240	0.067	758.240	0.067	0.000	758.240	0.000
21	209.870	0.034	595.760	0.034	798.860	0.034	805.630	0.034	6.770	805.630	6.770
22	243.720	0.000	602.530	0.000	846.250	0.000	846.250	0.000	0.000	846.250	0.000

Tablo 13.5 $P_2 (800_{[d/dk]}) + P_1 (1900_{[d/dk]})$ seri bağlantı; $Hm_{2,1}$, Q_{sistem} , $(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$, $(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}}$, $(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$ verileri.

Sıra No	(P_2+P_1) seri $[Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$									
	$P_2, 1200 [d/dk]$		$P_1, 800 [d/dk]$		(P_2+P_1) seri		Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	Hm_2	Hm_1				
1	127,276	0,370	10,832	0,370	108,320	0,370	138,108	108,320	138,108	29,788
2	144,878	0,333	20,310	0,333	131,338	0,333	165,188	131,338	165,188	33,850
3	157,064	0,319	27,080	0,319	155,710	0,319	184,144	155,710	184,144	28,434
4	171,958	0,298	35,204	0,298	180,082	0,298	207,162	180,082	207,162	27,080
5	213,932	0,280	47,390	0,280	236,950	0,280	261,322	236,950	261,322	24,372
6	241,012	0,244	60,930	0,244	277,570	0,244	301,942	277,570	301,942	24,372
7	277,570	0,209	74,470	0,209	331,730	0,209	352,040	331,730	352,040	20,310
8	295,172	0,197	86,656	0,197	365,580	0,197	381,828	365,580	381,828	16,248
9	314,128	0,167	98,842	0,167	403,492	0,167	412,970	403,492	412,970	9,478
10	349,332	0,137	131,338	0,137	473,900	0,137	480,670	473,900	480,670	6,770
11	375,058	0,098	159,772	0,098	534,830	0,098	534,830	534,830	534,830	0,000
12	412,970	0,061	189,560	0,061	602,530	0,061	602,530	602,530	602,530	0,000
13	440,050	0,025	223,410	0,025	666,168	0,025	663,460	666,168	663,460	-2,708
14	453,590	0,000	241,012	0,000	694,602	0,000	694,602	694,602	694,602	0,000

Tablo 13.6 $P_2 (1200_{[d/dk]}) + P_1 (800_{[d/dk]})$ seri bağıntı; $Hm_{2,1}$, Q_{sistem} , $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$ verileri.

sistem sirası	$(P_2+P_1)_{\text{seri}} [Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$									
	$P_2, 1200 [d/dk]$					$(P_2+P_1)_{\text{seri}}$				
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}}$	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$
1	75,824	0,435	102,904	0,435	124,568	0,435	178,728	54,160		
2	89,364	0,429	108,320	0,429	154,356	0,429	197,684	43,328		
3	127,276	0,403	147,586	0,403	232,888	0,403	274,862	41,974		
4	142,170	0,370	159,772	0,370	274,862	0,370	301,942	27,080		
5	158,418	0,349	174,666	0,349	310,066	0,349	333,084	23,018		
6	178,728	0,330	182,790	0,330	345,270	0,330	361,518	16,248		
7	209,870	0,319	216,640	0,319	400,784	0,319	426,510	25,726		
8	213,932	0,261	239,658	0,261	427,864	0,261	453,590	25,726		
9	270,800	0,208	288,402	0,208	538,892	0,208	559,202	20,310		
10	304,650	0,172	315,482	0,172	614,716	0,172	620,132	5,416		
11	330,376	0,156	339,854	0,156	653,982	0,156	670,230	16,248		
12	361,518	0,111	369,642	0,111	733,862	0,111	731,160	-2,702		
13	388,598	0,086	412,970	0,086	785,320	0,086	801,568	16,248		
14	444,112	0,009	453,590	0,009	900,410	0,009	897,702	-2,708		
15	448,174	0,000	456,298	0,000	907,180	0,000	904,472	-2,708		

Tablo 13.7 $P_2 (1200_{[d/d]}) + P_1 (1200_{[d/d]})$ seri bağlantı; $Hm_{2,1}$, Q_{sistem} , $(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$, $(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}}$, $(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$, $(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$ verileri.

Ölçüm sırası	$(P_2+P_1)_{seri} [Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$									
	$P_2, 1200 [d/dk]$					$P_1, 1900 [d/dk]$				
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$
1	-20,310	0,660	293,818	0,660	0,660	173,312	0,660	273,508	100,196	
2	-13,540	0,631	306,004	0,631	0,631	203,100	0,631	292,464	89,364	
3	0,000	0,601	322,252	0,601	0,601	241,012	0,601	322,252	81,240	
4	13,540	0,579	338,500	0,579	0,579	277,570	0,579	352,040	74,470	
5	33,850	0,533	354,748	0,533	0,533	331,730	0,533	388,598	56,868	
6	54,160	0,510	376,412	0,510	0,510	372,350	0,510	430,572	58,222	
7	67,700	0,468	385,890	0,468	0,468	404,846	0,468	453,590	48,744	
8	81,240	0,467	399,430	0,467	0,467	433,280	0,467	480,670	47,390	
9	94,780	0,441	408,908	0,441	0,441	460,360	0,441	503,688	43,328	
10	121,860	0,431	419,740	0,431	0,431	490,148	0,431	541,600	51,452	
11	127,716	0,399	430,653	0,399	0,399	516,704	0,399	558,369	41,665	
12	148,940	0,367	442,758	0,367	0,367	557,848	0,367	591,698	33,850	
13	176,020	0,326	459,006	0,326	0,326	602,530	0,326	635,026	32,496	
14	203,100	0,313	473,900	0,313	0,313	643,150	0,313	677,000	33,850	
15	234,242	0,271	491,502	0,271	0,271	697,310	0,271	725,744	28,434	
16	254,552	0,246	500,980	0,246	0,246	733,868	0,246	755,532	21,664	
17	288,402	0,207	514,520	0,207	0,207	789,382	0,207	802,922	13,540	
18	345,270	0,147	538,892	0,147	0,147	880,100	0,147	884,162	4,062	
19	399,430	0,083	579,512	0,083	0,083	980,296	0,083	978,942	-1,354	
20	433,280	0,031	594,406	0,031	0,031	1029,040	0,031	1027,686	-1,354	
21	463,068	0,000	602,530	0,000	0,000	1066,952	0,000	1065,598	-1,354	

Tablo 13.8 $P_2 (1200)_{[d/d]} + P_1 (1900)_{[d/d]}$ seri bağlantı; $Hm_{2,1}$, Q_{sistem} , $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$ - $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$ verileri.

ölçüm sırası	$(P_2+P_1)_{\text{seri}} [Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$									
	$P_2, 1900 [d/dk]$		$P_1, 800 [d/dk]$		$(P_2+P_1)_{\text{cert}}$		Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}}$	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$	$(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	Hm_2+Hm_1	Q_{sistem}				
1	306,004	0,603	-71,762	0,603	151,648	0,603	234,242	82,594		
2	319,544	0,565	-54,160	0,565	193,622	0,565	265,384	71,762		
3	345,270	0,522	-40,620	0,522	241,012	0,522	304,650	63,638		
4	370,996	0,470	-27,080	0,470	288,402	0,470	343,916	55,514		
5	391,306	0,448	-13,540	0,448	320,898	0,448	377,766	56,868		
6	421,094	0,424	0,000	0,424	369,642	0,424	421,094	51,452		
7	431,926	0,368	13,540	0,368	403,492	0,368	445,466	41,974		
8	461,714	0,310	32,496	0,310	465,776	0,310	494,210	28,434		
9	482,024	0,261	50,098	0,261	509,104	0,261	532,122	23,018		
10	491,502	0,250	60,930	0,250	532,122	0,250	552,432	20,310		
11	510,458	0,189	85,302	0,189	584,928	0,189	595,760	10,832		
12	528,060	0,167	105,612	0,167	617,424	0,167	633,672	16,248		
13	541,600	0,121	132,692	0,121	667,522	0,121	674,292	6,770		
14	555,140	0,078	166,542	0,078	721,682	0,078	721,682	0,000		
15	568,680	0,068	182,790	0,068	747,408	0,068	751,470	4,062		
16	578,158	0,040	209,870	0,040	789,382	0,040	788,028	-1,354		
17	595,760	0,000	254,552	0,000	858,436	0,000	850,312	-8,124		

Tablo 13.9 $P_2 (1900_{[d/d]}) + P_1 (800_{[d/d]})$ seri bağlantı; $Hm_{2,1}$, Q_{sistem} , $(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$, $(Hm_2+Hm_1)_{\text{teo.sis.}}$, $(Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}} - (Hm_2+Hm_1)_{\text{ger.sis.}}$ verileri.

ölçüm sırası	$(P_2+P_1)_{seri} [Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$									
	$P_2, 1900 [d/clk]$		$P_1, 1200 [d/clk]$		$(P_2+P_1)_{seri}$		$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$		$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$	
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	Hm_2+Hm_1	Q_{sistem}	Hm_2+Hm_1	Q_{sistem}	Hm_2+Hm_1	Q_{sistem}
1	270,800	0,660	-2,708	0,660	169,250	0,660	268,092	0,660	98,842	0,660
2	295,172	0,623	13,540	0,623	215,286	0,623	308,712	0,623	93,426	0,623
3	312,774	0,582	29,788	0,582	261,322	0,582	342,562	0,582	81,240	0,582
4	346,624	0,543	64,992	0,543	337,146	0,543	411,616	0,543	74,470	0,543
5	368,288	0,498	78,532	0,498	385,890	0,498	446,820	0,498	60,930	0,498
6	389,952	0,461	101,550	0,461	407,554	0,461	491,502	0,461	83,948	0,461
7	396,722	0,419	128,630	0,419	490,148	0,419	525,352	0,419	35,204	0,419
8	431,396	0,383	148,940	0,383	532,122	0,383	580,336	0,383	48,214	0,383
9	441,404	0,352	169,250	0,352	576,804	0,352	610,654	0,352	33,850	0,352
10	457,652	0,315	196,330	0,315	624,194	0,315	653,982	0,315	29,788	0,315
11	476,608	0,288	209,870	0,288	675,646	0,288	686,478	0,288	10,832	0,288
12	492,856	0,248	250,490	0,248	717,620	0,248	743,346	0,248	25,726	0,248
13	505,042	0,209	276,216	0,209	754,178	0,209	781,258	0,209	27,080	0,209
14	528,060	0,138	324,960	0,138	866,560	0,138	853,020	0,138	-13,540	0,138
15	561,910	0,075	392,660	0,075	961,340	0,075	954,570	0,075	-6,770	0,075
16	586,282	0,000	454,944	0,000	1046,642	0,000	1041,226	0,000	-5,416	0,000

Tablo 13.10 $P_2 (1900)_{[d/clk]} + P_1 (1200)_{[d/clk]}$ seri bağlantı; $Hm_{2,1}$, Q_{sistem} , $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$, $(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$ verileri.

Sıra No	$(P_2+P_1)_{seri} [Hm_{(cmSS)}, Q_{(t/s)}]$										
	$P_2, 1900 [d/dk]$		$P_1, 1900 [d/dk]$		$(P_2+P_1)_{seri}$		Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$	Q_{sistem}	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$	$(Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}$
	Hm_2	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}	Hm_1	Q_{sistem}					
1	166,542	0,769	188,206	0,769	188,206	0,769	203,100	0,769	354,748	151,648	
2	185,498	0,734	207,162	0,734	207,162	0,734	261,322	0,734	392,660	131,338	
3	205,808	0,700	226,118	0,700	226,118	0,700	318,190	0,700	431,926	113,736	
4	232,888	0,673	253,198	0,673	253,198	0,673	380,474	0,673	486,086	105,612	
5	258,614	0,643	280,278	0,643	280,278	0,643	440,050	0,643	538,892	98,842	
6	307,358	0,622	323,606	0,622	323,606	0,622	544,308	0,622	630,964	86,656	
7	352,040	0,551	365,580	0,551	365,580	0,551	652,628	0,551	717,620	64,992	
8	402,138	0,445	408,908	0,445	408,908	0,445	752,824	0,445	811,046	58,222	
9	414,324	0,405	419,740	0,405	419,740	0,405	786,674	0,405	834,064	47,390	
10	440,050	0,342	446,820	0,342	446,820	0,342	846,250	0,342	886,870	40,620	
11	471,192	0,275	473,900	0,275	473,900	0,275	918,012	0,275	945,092	27,080	
12	500,980	0,196	500,980	0,196	500,980	0,196	991,128	0,196	1001,960	10,832	
13	528,060	0,154	528,060	0,154	528,060	0,154	1046,642	0,154	1056,120	9,478	
14	548,370	0,102	555,140	0,102	555,140	0,102	1106,218	0,102	1103,510	-2,708	
15	582,220	0,021	588,990	0,021	588,990	0,021	1177,980	0,021	1171,210	-6,770	
16	595,760	0,000	595,760	0,000	595,760	0,000	1191,520	0,000	1191,520	0,000	

Tablo 13.11 $P_2 (1900)_{[d/dk]} + P_1 (1900)_{[d/dk]}$ seri bağlantılı; $Hm_{2,1}, Q_{sistem}, (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.}, (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}, (Hm_2+Hm_1)_{ger.sis.} - (Hm_2+Hm_1)_{teo.sis.}$ verileri.

P ₂ , 800 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001500	0,001060
0,001874	0,000963
0,002343	0,000835
0,002812	0,000759
0,003280	0,000674
0,003749	0,000539
0,004686	0,000411
0,005155	0,000344
0,005623	0,000284
0,006092	0,000233
0,006561	0,000161
0,007263	0,000081
0,007498	0,000000

P ₁ , 800 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001828	0,001060
0,002179	0,000963
0,002671	0,000835
0,003093	0,000759
0,003491	0,000674
0,003936	0,000539
0,004920	0,000411
0,005225	0,000344
0,005670	0,000284
0,006139	0,000233
0,006561	0,000161
0,007310	0,000081
0,007498	0,000000

Tablo 13.12 P₂ (800_[d/d]) + P₁ (800_[d/d]) seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P ₂ , 800 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,000000	0,001652
0,000187	0,001533
0,000422	0,001462
0,000609	0,001377
0,000843	0,001351
0,001031	0,001260
0,001289	0,001189
0,001546	0,001146
0,001828	0,001069
0,002015	0,001034
0,002249	0,000957
0,002530	0,000896
0,002859	0,000860
0,003093	0,000776
0,003463	0,000657
0,003796	0,000532
0,004311	0,000448
0,004733	0,000374
0,005155	0,000295
0,005717	0,000216
0,006233	0,000131
0,007310	0,000000

P ₁ , 1200 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,002437	0,001102
0,002499	0,001022
0,002708	0,000975
0,002916	0,000918
0,003124	0,000900
0,003332	0,000840
0,003541	0,000793
0,003749	0,000764
0,003957	0,000713
0,004165	0,000690
0,004374	0,000638
0,004582	0,000597
0,004790	0,000573
0,004999	0,000517
0,005021	0,000438
0,005207	0,000355
0,005415	0,000299
0,005623	0,000249
0,005832	0,000196
0,006040	0,000144
0,006248	0,000087
0,006602	0,000000

Tablo 13.13 P₂ (800_[d/d]) + P₁ (1200_[d/d]) seri bağlantı; manometrik yükseklik katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P ₂ , 800 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
-0,002577	0,002545
-0,002109	0,002383
-0,001546	0,002156
-0,001265	0,002072
-0,000937	0,001928
-0,000703	0,001823
-0,000469	0,001752
-0,000187	0,001623
0,000000	0,001571
0,000234	0,001497
0,000469	0,001398
0,000937	0,001223
0,001172	0,001167
0,001406	0,001087
0,001874	0,000952
0,002343	0,000816
0,003280	0,000663
0,004217	0,000511
0,005155	0,000412
0,006092	0,000283
0,007263	0,000142
0,008435	0,000000

P ₁ , 1900 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001878	0,001071
0,001994	0,001003
0,002135	0,000908
0,002243	0,000872
0,002326	0,000812
0,002393	0,000767
0,002467	0,000738
0,002534	0,000683
0,002683	0,000661
0,002758	0,000630
0,002800	0,000589
0,002949	0,000515
0,002982	0,000491
0,003024	0,000458
0,003115	0,000401
0,003198	0,000343
0,003290	0,000279
0,003406	0,000215
0,003531	0,000173
0,003572	0,000119
0,003655	0,000060
0,003697	0,000000

Tablo 13.14 P₂ (800_[d/dk]) + P₁ (1900_[d/dk]) seri bağlantı; manometrik yükseklik

katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P ₂ , 1200 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001958	0,001047
0,002229	0,000942
0,002416	0,000902
0,002645	0,000841
0,003291	0,000791
0,003707	0,000690
0,004270	0,000591
0,004540	0,000558
0,004832	0,000471
0,005373	0,000387
0,005769	0,000277
0,006352	0,000172
0,006769	0,000069
0,006977	0,000000

P ₁ , 800 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,000375	0,001571
0,000703	0,001414
0,000937	0,001354
0,001218	0,001262
0,001640	0,001187
0,002109	0,001034
0,002577	0,000886
0,002999	0,000837
0,003421	0,000707
0,004546	0,000581
0,005530	0,000416
0,006561	0,000259
0,007732	0,000104
0,008341	0,000000

Tablo 13.15 P₂ (1200_[d/dk]) + P₁ (800_[d/dk]) seri bağlantı; manometrik yükseklik

katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P ₂ , 1200 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001166	0,001229
0,001375	0,001212
0,001958	0,001140
0,002187	0,001047
0,002437	0,000986
0,002749	0,000932
0,003228	0,000902
0,003291	0,000738
0,004165	0,000589
0,004686	0,000487
0,005082	0,000442
0,005561	0,000314
0,005977	0,000244
0,006831	0,000025
0,006894	0,000000

P ₁ , 1200 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001583	0,001229
0,001666	0,001212
0,002270	0,001140
0,002458	0,001047
0,002687	0,000986
0,002812	0,000932
0,003332	0,000902
0,003686	0,000738
0,004436	0,000589
0,004853	0,000487
0,005228	0,000442
0,005686	0,000314
0,006352	0,000244
0,006977	0,000025
0,007019	0,000000

Tablo 13.16 P₂ (1200_[d/dk]) + P₁ (1200_[d/dk]) seri bağlantı; manometrik yükseklik

katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P ₂ , 1200 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
-0,000312	0,001867
-0,000208	0,001783
0,000000	0,001700
0,000208	0,001638
0,000521	0,001507
0,000833	0,001443
0,001041	0,001324
0,001250	0,001321
0,001458	0,001247
0,001874	0,001219
0,001965	0,001128
0,002291	0,001038
0,002708	0,000922
0,003124	0,000884
0,003603	0,000766
0,003915	0,000695
0,004436	0,000586
0,005311	0,000416
0,006144	0,000234
0,006665	0,000087
0,007123	0,000000

P ₁ , 1900 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001803	0,001179
0,001878	0,001126
0,001977	0,001074
0,002077	0,001035
0,002177	0,000952
0,002310	0,000911
0,002368	0,000836
0,002451	0,000834
0,002509	0,000787
0,002575	0,000770
0,002642	0,000713
0,002717	0,000656
0,002816	0,000582
0,002908	0,000558
0,003016	0,000483
0,003074	0,000439
0,003157	0,000370
0,003306	0,000263
0,003556	0,000148
0,003647	0,000055
0,003697	0,000000

Tablo 13.17 P₂ (1200_[d/dk]) + P₁ (1900_[d/dk]) seri bağlantı; manometrik yükseklik

katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P ₂ , 1900 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001878	0,001078
0,001961	0,001008
0,002118	0,000931
0,002276	0,000840
0,002401	0,000800
0,002584	0,000757
0,002650	0,000656
0,002833	0,000554
0,002958	0,000466
0,003016	0,000446
0,003132	0,000337
0,003240	0,000298
0,003323	0,000217
0,003406	0,000138
0,003489	0,000122
0,003547	0,000071
0,003655	0,000000

P ₁ , 800 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
-0,002484	0,002559
-0,001874	0,002394
-0,001406	0,002212
-0,000937	0,001995
-0,000469	0,001900
0,000000	0,001797
0,000469	0,001559
0,001125	0,001315
0,001734	0,001106
0,002109	0,001060
0,002952	0,000800
0,003655	0,000707
0,004592	0,000515
0,005764	0,000329
0,006326	0,000290
0,007263	0,000170
0,008810	0,000000

Tablo 13.18 P₂ (1900_[d/dk]) + P₁ (800_[d/dk]) seri bağlantı; manometrik yükseklik

katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P ₂ , 1900 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
0,001662	0,001179
0,001811	0,001112
0,001919	0,001040
0,002127	0,000969
0,002260	0,000889
0,002393	0,000822
0,002434	0,000748
0,002647	0,000685
0,002708	0,000629
0,002808	0,000562
0,002924	0,000514
0,003024	0,000443
0,003099	0,000373
0,003240	0,000246
0,003448	0,000135
0,003597	0,000000

P ₁ , 1200 [d/dk]	
gH/(N ² D ²)	Q/(ND ³)
-0,000042	0,001867
0,000208	0,001761
0,000458	0,001647
0,001000	0,001534
0,001208	0,001408
0,001562	0,001302
0,001979	0,001184
0,002291	0,001084
0,002603	0,000996
0,003020	0,000890
0,003228	0,000813
0,003853	0,000701
0,004249	0,000591
0,004999	0,000389
0,006040	0,000213
0,006998	0,000000

Tablo 13.19 P₂ (1900_[d/dk]) + P₁ (1200_[d/dk]) seri bağlantı; manometrik yükseklik

katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

P₂, 1900 [d/dk]	
gH/(N²D²)	Q/(ND³)
0,001022	0,001374
0,001138	0,001310
0,001263	0,001250
0,001429	0,001202
0,001587	0,001149
0,001886	0,001110
0,002160	0,000984
0,002467	0,000794
0,002542	0,000723
0,002700	0,000612
0,002891	0,000491
0,003074	0,000349
0,003240	0,000275
0,003365	0,000182
0,003572	0,000037
0,003655	0,000000

P₁, 1900 [d/dk]	
gH/(N²D²)	Q/(ND³)
0,001155	0,001374
0,001271	0,001310
0,001387	0,001250
0,001554	0,001202
0,001720	0,001149
0,001986	0,001110
0,002243	0,000984
0,002509	0,000794
0,002575	0,000723
0,002742	0,000612
0,002908	0,000491
0,003074	0,000349
0,003240	0,000275
0,003406	0,000182
0,003614	0,000037
0,003655	0,000000

Tablo 13.20 P₂ (1900_[d/dk]) + P₁ (1900_[d/dk]) seri bağlantı; manometrik yükseklik

katsayısı $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$ ve debi katsayısı $\Phi = \frac{Q}{ND^3}$ verileri.

KAYNAKLAR

1. YİĞİT, S. K. , 1998. “ Hidrolik makineler “ Ders notları.
2. ŞALCI, A. , 2000. “ Benzerlik ve Model Teorisi “ Ders notları.
3. WRIGHT, T. , 1996. Fluid Machinery Performance, Analysis, and Design. CRC Press Boca Raton London New York Washington, D.C., New York.
4. YAZICI, H. F. , 1983. Su Makinaları Problemleri. İ.T.Ü. Matbaası Gümüşsuyu, İstanbul.
5. SARAÇOĞLU, S. , 1971. Boyut Analizi Benzerlik Kanunları Model Teorisi. İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi, Sayı:101, İstanbul.
6. PFLEIDERER ve PETERMANN, (Çevirenler: EDİS, K. ve Tekin, Y.) , 1978. Akım Makinaları. Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul.
7. ÖZERENGİL, F. , 1972. Santrifüj ve Eksenel Akımlı Pompalar. Kutulmuş Matbaası, İstanbul.
8. HICKS, T. G. , EDWARDS , T. W. , ilk ad(lar)ının baş harfi. , 1993. Pump Application Desk Book. The Fairmont Press, Inc., USA.
9. ŞEN, M. , 2003. Santrifüj Pompalar ve Pompa Tesisatları. MAS Pompa Sanayii A.Ş., İstanbul.
10. KÖKTÜRK, U. , 1997. Kalorifer Tesisatı (Pompa Sıcak Sulu Isıtma Tesisleri). Birsen Yayınevi, İstanbul.
11. KOVATS, A. ve Desmur, G. (Çevirenler: ÖZGÜR, C. ve Yazıcı, H. F.) , 1994. Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler. İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul.
12. ÖZGÜR, C. , 1977. Su Makineleri Dersleri. İTÜ Matbaası Gümüşsuyu, İstanbul.
13. KOLB, R.C. (Çeviren: AĞIŞ, Ö.) , 1969. Kazan Besleme Pompaları Performans Testleri. Mühendis ve Makina, Cilt:13, Sayı:151, Türkiye.

14. YAZICI, H. F. , 1983. Su Makinaları Problemleri. İTÜ Matbaası Gümüşsuyu, İstanbul.
15. BAYSAL, K. , 1976. Benzeşim Kurallarından Yararlanılarak Motopomp Karakteristiklerinin Grafik ve Analitik Metodlarla Etüdü. İ.T.Ü. Matbaası, İstanbul.
16. BAYSAL, K. , 1976. Pompa Karakteristiklerinde Benzeşim. Mühendis ve Makina, Cilt:20, Sayı:229, Türkiye.
17. MUSLU, Y. , 1990. Terfi Merkezleri ve İsale Hatları. İ.T.Ü. İnşaat Fakültesi Matbaası, İstanbul.
18. CLOSTERHALFEN, A. (Çeviren: TARIKAHYA, T.) , 1964. Santrifüj Pompa ve Tahrik Motoru. Mühendis ve Makina, Cilt:7, Sayı:84, Türkiye.
19. GÖKELİM, A. T. , 1984. Hidrolik Makinalar Çözülmüş Problemlerle. Birsen Yayınları, İstanbul.
20. CANBAZOĞLU, S. , 1991. Santrifüj Pompa Karakteristikleri Üzerinde Viskozitenin Etkisi. Mühendis ve Makina, Cilt:32, Sayı:381, Türkiye.
21. BAUDOUY, B. , TAKEDA, M. , VAN SCIVERT, S. W. , Hydraulic characterization of centrifugal pumps in He I near saturated conditions. Cryogenics 1998 Volume 38, Number 7, 737-742.
22. LI, W. G. , Effects of viscosity of fluids on centrifugal pump performance and flow pattern in the impeller. International Journal of Heat and Fluid Flow 21 (2000) 207-212.
23. KELDER, J. D. H., DIJKERS, R. J. H. , VAN ESCH, B. P. M. , KRUYT, N. P. , Experimental and theoretical study of the flow in the volute of a low specific-speed pump. Fluid Dynamics Research 28 (2001) 267-280.
24. PETTERSSON, F. , WESTERLUND, T. , 1997. Global optimization of pump configurations using binary separable programming. Computers Chem. Engng Vol. 21, No. 5, pp. 521-529.

ÖZGEÇMİŞ

1974 yılında Bilecik’de doğdu. İlk öğretimi Hakkari, orta öğretimi Kütahya ve lise öğrenimini Çanakkale’de tamamladı. 1993 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü’nden 1999 yılında mezun oldu. 2000’den bu güne Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimini sürdürmektedir.

1999-2000 yılında Rota Denizcilik A.Ş. de Makine Bakım Şefliği yaptı. 03.01.2000 tarihinden bu güne Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Hidromekanik ve Hidrolik Makineleri Anabilim Dalı’nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.