BİRİNCİ ULUSAL

POMPA KONGRESİ

Bildiriler
Tartışmalar
Konferanslar
Yuvarlak masa toplantısı

19-21 Haziran 1979 - İstanbul

İ.T.Ü. Makina Fakültesi – TBTAK – ISO.

BİRİNCİ ULUSAL

POMPA KONGRESİ

Bildiriler
Tartışmalar
Konferanslar
Yuvarlak masa toplantısı

19-21 Haziran 1979 - İstanbul

İ.T.Ü. Makina Fakültesi – TBTAK – İSO.

İ Ç İ N D E K İ L E R

		Sayfa
Destekleyen Kuruluşlar		1
Ö N S Ö Z		3
I. BİLDİRİLER		5
B.NO:		
1	BAYSAL Kaya, Santrifüj pompalarda verim optimizasyonu	7
2	GÜNAL Yücel, Buhar kazanlarının pompalarla beslenmesi	25
3	HAMDULLAHPUR Feridun, Enjektörlü Pompalar ile katı madde taşınımı	37
4	İKİZLER Cankut, SAMİOĞLU Seven, Dalgıç tulumbalar ve Türkiye ekonomisi bakımından yeraltı sularımızın değerlendirilmesindeki yeri	53
5	KILKIŞ Birol, Pompa tasarımında ve seçiminde optimum çözüm için bilgisayar yordamı ile tasarım	67
6	KÜREM Reşat, ÖZGÜR Cahit, Santrifüj pompa deneysel verileri üzerinde istatistiksel değerlendirmeler	81
7	ÖZDER İsmail, Aşındırıcı madde ihtiva eden sıvıları nakleden pompalardaki fitil ve mekanik salmastraların denenmesi, çalışma müddetlerini uzatan düzenlerin geliştirilmesi	99
8	ÖZGÜR Cahit, KAVUR Ali, Derinkuyu enjektörlü pompalarda sistem seçimi	115
9	ÖZGÜR Cahit, ŞEN Mete, Santrifüj pompa ve vantilatörlerde çark geometrisinin manometrik yükseklik üzerine etkileri	125
10	ÖZGÜR Cahit, KARADOĞAN Halûk, Radyal türbomakina çark çıkışında hız ölçmeleri	145
11	ŞEN Mete, Santrifüj pompaların girişindeki ters akış ve bunun pompa karakteristikleri üzerindeki etkisi	159
12	TEKİN Yavuz, Hava kazanının hesaplanması için sayısal bir yöntem	177

SAYFA

13 TEZER Ercan, Pompaj sulama tesislerinde başarı derecesi 189

14 ÜÇER Ahmet, Türbomakinaların tasarımı ve performanslarının saptanmasında modern kuramsal yöntemler 201

15 ÜLKÜ Z.Atilâ, Model-gerçek pompa verimi çevriminde pürüzlülük etkisinin etüdü 217

16 YAZICI Hasan Fehmi, Pompaların debilerinin diyaframlarla ölçülmesinden doğabilecek gizli hatalar 229

II. KONFERANSLAR 245

K.1. YAZICI Hasan Fehmi, Santrifüj Pompaların Denenmesi 247

K.2. EDİS Kaan, Pompalı düzenlerde su darbesi olayı ve önleme yöntemleri 285

K.3. SERVEN E.J. Pompalar ve Enerji Tasarrufu 297

III. YUVARLAK MASA TOPLANTISI 317

Türkiye'de pompa sanayiinin eriştiği düzey ve gelişiminde teknik sorunlar

1 GARİH Üzeyir, Türkiye'de pompa imalâtı bugünkü koşullar ve ilerisi için beklenen gelişmeler 319

2 TEKİN Ahmet Zeki, Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğünün pompa ihtiyacı hakkında genel açıklama 323

3 DEVİREN Ahmet, Türkiye'de pompa sanayiinin durumu ve teknik sorunları 329

KONGREYE KATILANLAR LİSTESİ 342

KONGREYİ DÜZENLEYEN KURULUŞLAR

İ.T.Ü. MAKİNA FAKÜLTESİ

TÜRKİYE BİLİMSEL ve TEKNİK ARAŞTIRMA KURUMU

İSTANBUL SANAYİ ODASI

DESTEK VEREN KURULUŞLAR

ALARKO
TÜRBOSAN
ERNA
BORUSAN
ERCAN HOLDİNG
YAZAR POMPA
PANCAR MOTOR
ÜMRAN SPİRAL BORU
E.C.A.
ÇELİK MONTAJ LOMBARDİNİ
AN - PA - LOMBARDİNİ

DÜZENLEME KURULU

Prof.Dr. Cahit ÖZGÜR (Yürütücü)
Prof. Aziz ERGİN
Prof.Dr. Kaya BAYSAL
Prof.Dr. Kaan EDİS
Doç.Dr. Refah AYBER
Dr.Müh. Halûk KARADOĞAN (Sekreter)

YAZIŞMA ADRESİ :
1.Ulusal Pompa Kongresi Sekreterliği
İ.T.Ü. Makina Fakültesi
Teknik Üniversite - İstanbul

ÖNSÖZ

Türkiye'de pompa dizaynı, imalâtı, tesisi ve işletmesi ile uğraşan çeşitli özel ve kamu kuruluşları ile, yine bu işlerle uğraşan büroları, mühendisleri ve üniversite elemanlarını biraraya getirip pompa ve pompalama problemlerinin tartışılacağı bir ortam hazırlamak, bu suretle bilgi alış verişini sağlamak ve üniversitelere konu ile ilgili yeni ve faydalı araştırma alanları açmak, Birinci Ulusal Pompa Kongresi'nin esas amacını oluşturmuştur.

Üç gün süren bu kongrenin gördüğü ilgi ve rağbet, katılanların sayısı ve kongre kapanış konuşmasında açıklanan olumlu mütalâa ve dilekler, kongrenin yukarıdaki amaca hizmet ettiği kanısını fazlası ile vermiştir.

Türkiye'de bundan önce çeşitli bilimsel ve teknik kongrelerde pompalarla ilgili bildiriler sunulmuş ve tartışılmış bulunmasına rağmen, özellikle ve yalnız pompaları konu alan bir bilimsel toplantı düzenlenmemişti. Bu durumu gözönüne alan Düzenleme Kurulu, destekleyici kuruluşların da büyük yardımı ile klâsik kongre tipinin dışına çıkan ek düzenlemelere de gitmiştir.

205 kişinin iştirâk ettiği 1.Ulusal Pompa Kongresi'nde 16 bildiri sunulmuş ve tartışılmış, 2 çağrılı, 1 ek olmak üzere 3 konferans tertiplenmiş, ayrıca bir yuvarlak masa toplantısında Türkiye'nin pompa sanayii, eriştiği düzey tartışılmıştır. Bunlara ek olarak, 1 teknik ve 1 yayın sergisi düzenlenmiş ve kongre teknik gezilerle son bulmuştur.

Kongrenin değerlendirilmesi sırasında, bu gibi toplantıların daha sık tekrarı, daha spesifik ve özel konuların tema olarak alınması, duyurunun daha geniş bir kütleye yayılması, Türk Standartları Enstitüsü, Toprak Su Genel Müdürlüğü gibi bazı kuruluşların da ilgilerinin sağlanması, kongre sonuçlarının yayınlanması gibi dileklerde bulunulmuştur.

İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi ve İstanbul Sanayi Odası'nın girişimi ve Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu'nun ana desteği ile birçok sanayi kuruluşlarımızın malî desteği sayesinde gerçekleştirme fırsatını bulduğumuz bu kongreye maddî ve manevî katkı sağlayan bütün kuruluş, firma ve şahıslara, tebliğ sunanlara, konuşmacılara ve tar

tışmalara katılanlara ve tüm dinleyicilere burada Düzenleme Kurulu adına teşekkür etmeyi borç biliriz.

Kongre Düzenleme Kurulu Adına
Prof.Dr. Cahit ÖZGÜR

I

BİLDİRİLER VE TARTIŞMALAR

SANTRİFÜJ POMPALARDA VERİM OPTİMİZASYONU

B.Kaya BAYSAL

İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul

ÖZET

Santrifüj pompaların gerek boyutlandırılmasında ve gerekse işletme karakteristiklerine ait büyüklüklerin saptanmasında hidrolik verimin önemi büyüktür. Bu çalışmada, difüzörlü ve salyangozlu tek kademeli pompalarda kayıp analizleri yapılarak hidrolik verimi optimum yapacak tarzda boyutlandırmanın yolu ve gözönünde bulundurulması gerekli şartların neler olacağı gösterilmektedir. Eksenel makinalarda, iki boyutlu teori kullanılarak ve eksene paralel akışlarda kanat giriş, çıkışlarındaki çevresel hızların eşitliğinden yararlanılmak ve bazı kabuller yapılmak suretiyle verim optimizasyonu konusu bir çok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Santrifüj pompalarda, gerek çark içindeki akış yönünün farklı oluşu ve gerekse giriş-çıkış çevresel hızlarının ayni olmaması optimum verim analizinde birçok zorluklar göstermektedir. Çalışmamızda, bazı kabuller yaparak ve bağıntılara reaksiyon derecesini de ithal ederek çözümler aranmış ve kompüterden yararlanmak suretiyle bir program geliştirilerek çeşitli alternatifler incelenmiştir. Ayrıca, Su Makinaları Kürsüsü Hidromekanik Laboratuvarında denenmiş olan çok sayıdaki santrifüj pompaların işletme karakteristiklerinden yararlanılarak uygulanan metodun yaklaşımları etüd edilmiştir. Seçilen pompaların, ülkemiz tarımsal sulamasında en çok ihtiyaç duyulan tiplerden olmasına özen gösterilmiştir. Çalışmanın sonuna, özgül hız ile reaksiyon derecesi arasındaki korelasyon araştırması da eklenmiştir.

1. GİRİŞ

Pompalarda, akışkanın geçtiği çeşitli organlarındaki hidrolik kayıpların analizi yapılarak, bu kayıpları minimum yapacak tarzda boyutlandırmayı gerçekleştirme koşulları araştırılabilir. Aslında, kayıpları minimum yapacak koşulların araştırması, bir başka sözle verimin maksimum yapılması şartının bulunması demektir. Ancak, bu koşulların tam olarak bulunması ve gerçekleştirilmesi mümkün olmadığından optimum verim şartının aranması daha doğru olur. Bir başka deyişle, ilk akla gelen maksimum verim elde edebilmek için kayıpları sıfıra eşitlemek olabilir. Ancak, akışkanın geçtiği pompa organlarında sürekli ve yersel kayıplardan kurtul-

mak mümkün olmadığına göre, bu kayıpları minimum yapacak ekonomik çözümleri araştırmak daha gerçekçi bir yoldur.

Verim optimizasyonu konusu, eksenel makinalar için birçok araştırıcı tarafından ele alınmış ve ilginç sonuçlar elde edilmiştir. Eksenel makinalarda, silindirik kesitler için giriş-çıkış çevresel hızlar eşit olduğundan verim bağıntıları daha basit ve kullanışlı hale sokulabilmektedir. Santrifüj pompalarda ise, çark kanatlarının çap boyunca değişimi, kanat giriş-çıkış hız üçgenlerinin farklı oluşu kayıp analizinde hesap güçlükleri doğurmakta ve bazı kabullerin yapılmasını zorunlu kılmaktadır. Eksenel makinalar için uygulanan yöntemin santrifüj pompalara da uygulanması, çalışmamızda belirtilen kabul ve yaklaşımlarla mümkün olmaktadır. Bu nedenle, konunun daha açık olarak ortaya konulabilmesi için türbomakinaların genel teorisi ile kanat kafes sistemlerinden ve eksenel makinalarda verim optimizasyonu için izlenen yoldan kısaca sözetmekte yarar vardır.

2. EKSENEL TÜRBOMAKİNALARDA VERİM OPTİMİZASYONU

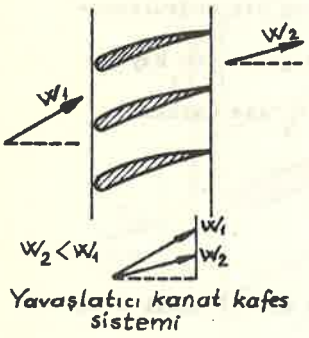
Herhangi bir türbomakina etüd edilirken silindirik kesitler alınır ve sonra bu kesitler bir düzlem üzerinde açılır. Böylece düzlemsel kanat kafes sistemleri elde edilir. Bir türbomakina kademesinde üç türlü kanat kafes sistemi sözkonusudur. Bu tanım genellikle W ile gösterilen bağıl hızın değişimine göre yapılır. W_1 giriş bağıl hızı, kafese girişte kanat iskeletine hemen hemen teğet olduğu halde W2 çıkış bağıl hızı, kafesten çıkışta kaskad etkisi nedeniyle, kanat iskeletine takriben teğet olur ve bir miktar sapar. Şekil 1-2-3'ten görüldüğü gibi, kanat kafes sistemleri,

1- Yavaşlatıcı kanat kafes sistemi

2- İvmelendirici veya hızlandırıcı kanat kafes sistemi

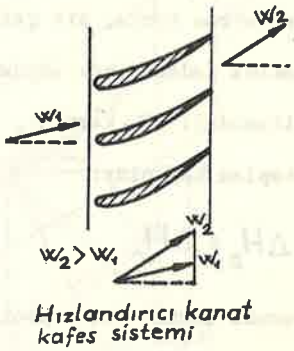
3- Yön değiştirici kanat kafes sistemi

olarak tanımlanır. Bu kanat kafes sistemlerinin bir veya birkaçı bir arada bulunabilir.



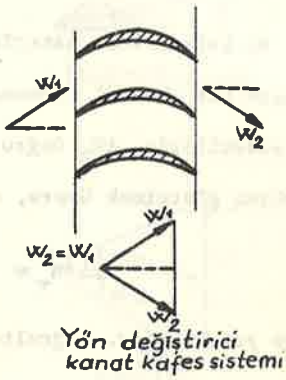
Yavaşlatıcı kanat kafes sistemi

Şekil 1



Hızlandırıcı kanat kafes sistemi

Şekil 2



Yön değiştirici kanat kafes sistemi

Şekil 3

Genellikle bir türbomakina kademesinde;

a) Rotor (Çark) ile bir stator (Dağıtıcı veya Doğrultucu)

b) Ters yönde dönen iki rotor (Kontrarotatif çarklar)

bulunur. (a) halinde; rotor, statordan önce veya sonra gelebilir.

Bir türbomakina kademesi için temel denklemleri yazacak olursak: p_1 kademe girişindeki basıncı, p_3 kademe çıkışındaki basıncı, C_2 stator girişindeki mutlak hızı, C_3 kademe çıkışındaki mutlak hızı, C_m meridiyen hızı, t hatveyi, ρ özgül kütleyi, H_E Euler yükseltisini göstermek üzere,

- Basınç değişimi: $\Delta p_t = p_3 - p_1 + \rho \cdot \frac{C_3^2 - C_2^2}{2}$

- Debi : $q_v = C_m \cdot t$

- Enerji değişimi : $\Delta E = q_v \cdot \Delta p_t$

- Kanat tarafından verilen enerji: $E_k = q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_E$

- Verim (Pompa ve kompresör için): $\eta = \dfrac{\Delta p_t}{\rho \cdot g \cdot H_E}$ $\begin{cases} \Delta p_t > 0 \\ H_E > 0 \end{cases}$

- Verim (Türbin için) : $\eta = \dfrac{\rho \cdot g \cdot H_E}{\Delta p_t}$ $\begin{cases} \Delta p_t < 0 \\ H_E < 0 \end{cases}$

Bu bağıntıları hatırlattıktan sonra, bir çark ve bir doğrultucudan oluşan bir eksenel türbomakina kademesinde meydana gelen yük kayıplarını yazabiliriz. ΔH_D Doğrultucudaki yük kaybını, $\Delta H_Ç$ ise Çarktaki yük kaybını göstermek üzere, toplam kayıplar:

$$\Delta H_T = \Delta H_D + \Delta H_Ç$$

şeklinde yazılabilir. Doğrultucuda sürtme ile kaybolan enerji, Şekil 4'de gösterildiği gibi, D direnç kuvvetini, 1 kanat boyunu temsil etmek üzere,

$$\Delta E = D \cdot C_o = \Delta p_t \cdot q_v \quad ; \quad \Delta p_t = \frac{D \cdot C_o}{q_v}$$

$$\Delta p_t = \frac{D \cdot C_o}{c_m \cdot t} = \frac{D}{t \cdot \cos \alpha_m}$$

C_D Direnç katsayısını göstermek üzere

$$D = C_D \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{C_o^2}{2}$$

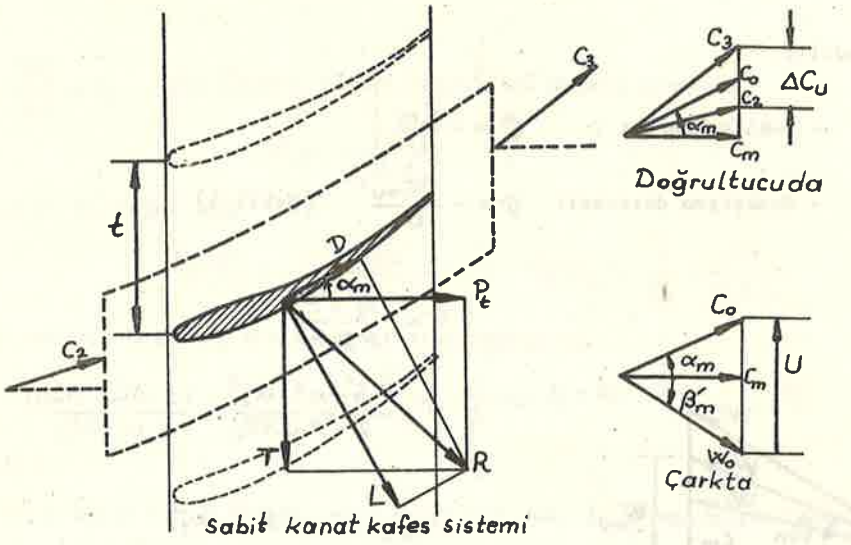
$$\Delta p_t = \rho \cdot C_D \cdot l \cdot \frac{C_o^2}{2} \cdot \frac{1}{t \cdot \cos \alpha_m}$$

$$\Delta H_D = \frac{\Delta p_t}{\gamma} = C_D \cdot \frac{l}{t} \cdot \frac{C_o^2}{2g} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_m} \qquad \ldots\ldots(1)$$

bulunur. Benzer şekilde, çarkta sürtme ile kaybolan enerji bulunabilir. Şüphesiz, çarkta mutlak hızlar yerine bağıl hızlar geçerli olacaktır. Çark kanat kafes sistemindeki büyüklükleri (') ile gösterirsek, çarkta kaybolan enerji:

$$\Delta H_c = C_D' \cdot \frac{\ell'}{t'} \cdot \frac{W_o^2}{2g} \cdot \frac{1}{\cos\beta_m'} \qquad \ldots\ldots (2)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 4

Toplam yük kaybı,

$$\Delta H_T = \frac{1}{2g}\left[C_D \cdot \frac{\ell}{t} \cdot \frac{C_o^2}{\cos\alpha_m} + C_D' \cdot \frac{\ell'}{t'} \cdot \frac{W_o^2}{\cos\beta_m'}\right] \qquad \ldots\ldots (3)$$

bağıntısı ile belirlenmiş olur. Bu bağıntıyı, Euler teoremini (Hareket Miktarı Teoremini) kullanarak ve Radyal Denge Denklemini yazarak daha kullanışlı hale getirerek verim ifadesine geçebiliriz. C_L, Kaldırma katsayısı, ΔC_u Mutlak hızın teğetsel hız bileşeni (Şekil 4), ε profilin inceliği tanımları yapılarak,

$$C_L \cdot \frac{\ell}{t} \cong -\frac{2\,\Delta C_u}{C_o} \quad ; \quad \frac{C_m}{C_o} = \cos\alpha_m \quad , \quad \frac{C_m}{W_o} = \cos\beta_m'$$

$$-C_o \cdot \frac{\ell}{t} \cdot \frac{1}{2\,\Delta C_u} = \frac{1}{C_L} \quad ; \quad -W_o \cdot \frac{\ell'}{t'} \cdot \frac{1}{2\,\Delta C_u} = \frac{1}{C_L'}$$

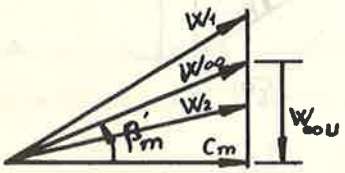
$$\frac{C_D}{C_L} = \varepsilon_d \qquad ; \qquad \frac{C'_D}{C_{L'}} = \varepsilon_c$$

$$\frac{\Delta H}{H} = -\frac{C_m}{U}\cdot\left[\varepsilon_d\cdot(1+tg^2\alpha_m) + \varepsilon_c\cdot(1+tg^2\beta'_m)\right] = 1-\eta \quad \cdots (4)$$

elde edilir.

- Debi katsayısı : $\phi = -\frac{C_m}{U}$

- Reaksiyon derecesi: $\sigma = -\frac{W_{\infty u}}{U}$ (Şekil 5)



Şekil 5

$$\sigma = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho\, g\, H_E}$$

$$\sigma = \frac{\rho}{2}\cdot\frac{W_1^2 - W_2^2}{\rho\cdot U\cdot \Delta C_U} = \frac{-2\,\Delta C_U\cdot W_{\infty u}}{2\,U\cdot\Delta C_U}$$

$$-2\,W_{\infty u}\cdot\Delta C_U = W_1^2 - W_2^2$$

$$\vec{W}_\infty = \frac{\vec{W}_1 + \vec{W}_2}{2}$$

$$\sigma = -\frac{W_{\infty u}}{U}$$

$$\sigma = \frac{W_{\infty u}}{C_m}\cdot\frac{C_m}{U} = \phi\cdot tg\,\beta'_m$$

olduğundan

$$tg\,\beta'_m = \frac{\sigma}{\phi}$$

bulunur. Diğer taraftan

$$\frac{U}{C_m} = tg\,\alpha_m - tg\,\beta'_m = tg\,\alpha_m - \frac{\sigma}{\phi}$$

yazılarak,

$$tg\,\alpha_m = \frac{\sigma}{\phi} - \frac{1}{\phi} = \frac{\sigma - 1}{\phi}$$

elde edilir. Bu değerler verim bağıntısına taşınırsa,

$$1-\eta = \frac{1}{\phi}\left[(\varepsilon_ç+\varepsilon_d)\,\sigma^2 - 2\,\varepsilon_d.\sigma+\varepsilon_d\right]+(\varepsilon_ç+\varepsilon_d).\phi \quad \ldots\ldots(5)$$

bulunur. $\varepsilon_ç$, ε_d ve ϕ sabit farzedilirse, kayıpları minimum yapan (verimi maksimum yapan) σ değeri bulunabilir.

$\frac{\partial\eta}{\partial\sigma}=0$ için (İkinci türevi negatif), σ değeri aranırsa,

$$\sigma = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d}$$

bulunur. Bu değer için

$$tg\,\beta'_m = \frac{1}{\phi}\cdot\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d} \quad ; \quad tg\,\alpha_m = -\frac{1}{\phi}\cdot\frac{\varepsilon_ç}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d}$$

elde edilir. Değerler verim bağıntısına taşınırsa,

$$1-\eta_{max} = \frac{\varepsilon_ç\,\varepsilon_d}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d}\cdot\frac{1}{\phi}+(\varepsilon_ç+\varepsilon_d).\phi \quad \ldots\ldots (6)$$

bulunur.

Bu hesap belli bir ϕ değeri, yani belli bir debi için yapılmıştır. ϕ nin çeşitli değerleri arasında bu maksimum verimi de maksimum yapacak değer araştırılabilir.

Gerçekten, yukarıda yapıldığı gibi, türev işlemi ile $(1-\eta_{max})$ bağıntısının minimum olabilmesi için ϕ değerinin

$$\phi_{opt} = \frac{\sqrt{\varepsilon_ç\,.\,\varepsilon_d}}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d}$$

olması gerektiği görülür. Bu takdirde,

$$1-\eta_{opt} = 2\,\sqrt{\varepsilon_ç.\varepsilon_d}$$

$$tg\,\beta'_{m_{opt}} = -\frac{1}{tg\,\alpha_{mopt}} = \sqrt{\frac{\varepsilon_ç}{\varepsilon_d}}$$

olduğu görülür. Yani optimum durumda, α_m ve β'_m açıları değişik işaretlerde ve toplamları 90^o olacaktır. Başka bir sözle,

$$\vec{W}_\infty \perp \vec{C}_m$$

olacaktır. Özel hal olarak $\varepsilon_ç = \varepsilon_d$ alınırsa $\alpha_m = \beta_m = 45^\circ$ ve

$$\sigma = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_ç + \varepsilon_d} = \frac{1}{2}$$

elde edilir. Pratikte reaksiyon dereceleri gerçekten bu mertebededir.

Eksenel pompa kademesi için (5), (6) bağıntıları kullanılarak verim ile reaksiyon derecesi ve debi katsayısı arasındaki değişimi gösteren eğriler çizilebilir. Şekil 6 ve 7 de bu eğriler ve karakteristik değerleri gösterilmiştir. Benzer şekilde, $1-\eta = K$ sabit değerleri için verim bağıntısı sadeleştirilirse eşverim eğrilerini veren ifade elde edilmiş olur:

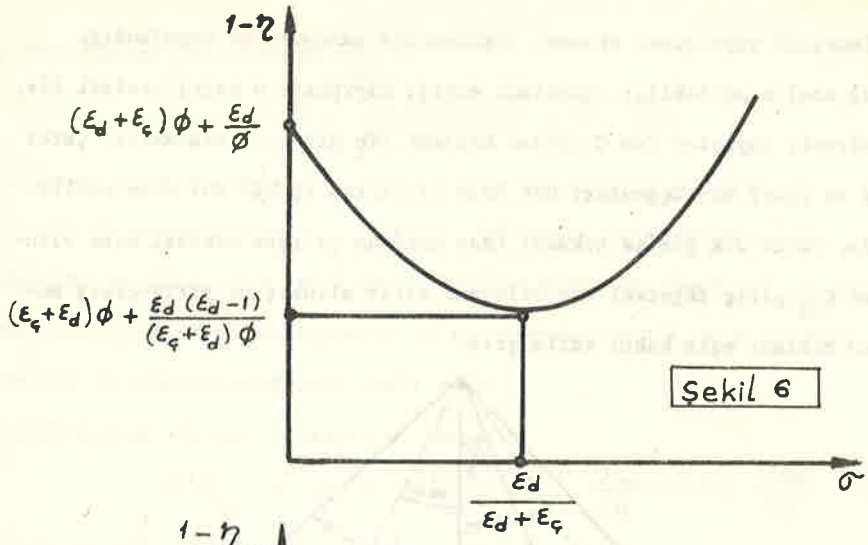
$$\left[\phi - \frac{K}{2(\varepsilon_ç + \varepsilon_d)}\right]^2 + \left[\sigma - \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_ç + \varepsilon_d}\right]^2 - \frac{K^2 - 4\,\varepsilon_ç \cdot \varepsilon_d}{4\,(\varepsilon_ç + \varepsilon_d)^2} = 0 \quad \ldots (7)$$

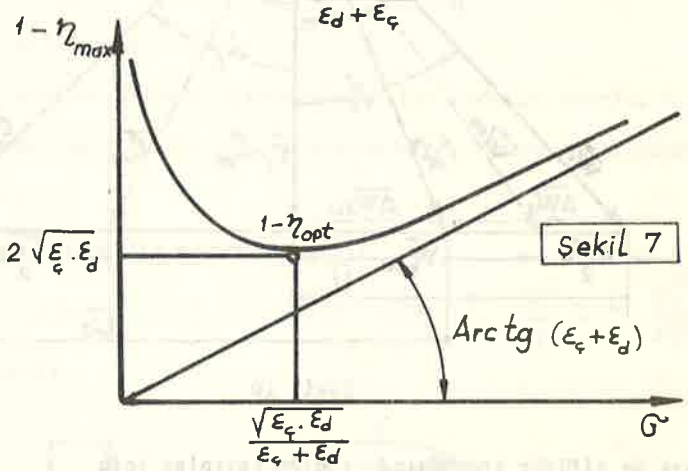
K Sabit değerlerine göre yukarıdaki bağıntı daire denklemidir. (Şekil 8) de K nın çeşitli değerleri için daire ailesinin durumu gösterilmiştir. Bilindiği gibi, pompalarda bu eşverim eğrileri, pompanın en iyi çalışma noktasının saptanmasında kullanılır.

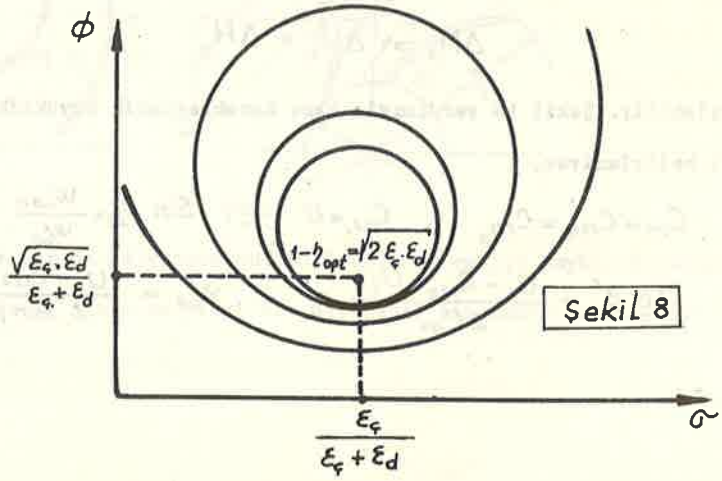
Yukarıda açıklandığı gibi, eksenel türbomakinalarda, verim değerleri çark ve doğrultucu kademelerindeki kanat profillerinin $\varepsilon_ç$ ve ε_d inceliklerine büyük çapta bağlıdır. Ayrıca; yük kayıplarının, dolayısı ile verimin, reaksiyon derecesine önemli derecede bağlı olduğu görülmektedir.

3. SANTRİFÜJ POMPALARDA VERİM OPTİMİZASYONU

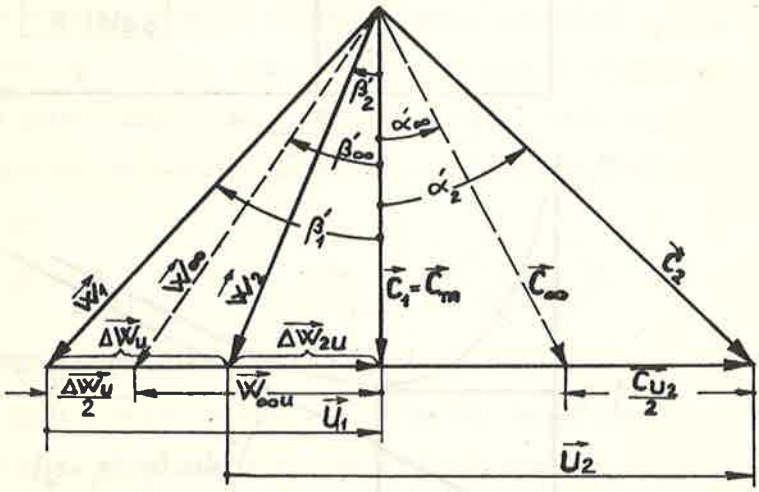
Bir santrifüj çark (Radyal çark) ve bir difüzör (Doğrultucu) kademesinden oluşan bir santrifüj pompada enerji kayıpları, yukarıda


1-η
$(\varepsilon_d+\varepsilon_ç)\phi+\frac{\varepsilon_d}{\phi}$
$(\varepsilon_ç+\varepsilon_d)\phi+\frac{\varepsilon_d(\varepsilon_d-1)}{(\varepsilon_ç+\varepsilon_d)\phi}$
Şekil 6
$\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_d+\varepsilon_ç}$
σ


$1-\eta_{max}$
$1-\eta_{opt}$
$2\sqrt{\varepsilon_ç.\varepsilon_d}$
Şekil 7
Arc tg $(\varepsilon_ç+\varepsilon_d)$
$\frac{\sqrt{\varepsilon_ç.\varepsilon_d}}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d}$
σ


φ
$1-\eta_{opt}=\sqrt{2\varepsilon_ç.\varepsilon_d}$
$\frac{\sqrt{\varepsilon_ç.\varepsilon_d}}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d}$
Şekil 8
$\frac{\varepsilon_ç}{\varepsilon_ç+\varepsilon_d}$
σ

incelemesini yaptığımız eksenel türbomakina kademesinde uygulandığı tarzda analiz edilebilir. Çarktaki enerji kayıpları W bağıl hızları ile, difüzördeki kayıplar ise C mutlak hızları ile orantılı olacaktır. Çarka giriş ve çıkış hız üçgenleri üst üste çizilirse (Şekil 10) elde edilir. Burada, çarka dik girişe tekabül eden optimum çalışma noktası esas alınmış ve C_{u1} giriş teğetsel hız bileşeni sıfır alınmış ve giriş-çıkış meridyen hızları eşit kabul edilmiştir.



Şekil 10

Bir çark ve difüzör kademesinde toplam kayıplar için

$$\Delta H_T = \Delta H_C + \Delta H_D$$

yazılabilir. Şekil 10 yardımıyla bazı karakteristik büyüklüklerin ifadeleri belirlenirse,

$$C_m = C_{m_1} = C_{m_2} \quad ; \quad C_{u_1} = 0 \quad ; \quad \operatorname{Sin}\beta'_\infty = \frac{W_{\infty u}}{W_\infty} \; ; \; \operatorname{Cos}\beta'_\infty = \frac{C_m}{W_\infty}$$

$$\operatorname{tg}\beta'_\infty = \frac{U_1 - C_{u_2} + U_2}{2\,C_m} \quad ; \quad W_\infty = \frac{U_1 - C_{u2} + U_2}{2 \cdot \operatorname{Sin}\beta'_\infty}$$

Çarkta sürtme ile kaybolan enerji:

$$\Delta H_{ç} = \frac{1}{4}\lambda \int_{D_1}^{D_2} \frac{2e_x + 2b_x}{e_x \cdot b_x} \cdot d\ell \cdot \frac{W_x^2}{2g}$$

tarzında ifade edilebilir. Çarkın geometrisi ile ilgili büyüklükler (Şekil 11) de gösterilmiştir. , sürekli yük kayıp katsayısı olup Reynolds sayısına ve cidarların bağıl pürüzlülüğüne bağlıdır. Kanat boyu l ile gösterildiğine göre, entegrasyon işlemi tamamlanırsa W_x hızı W_∞ hızına dönüşür ve bağıntı aşağıdaki şekli alır:

- Çark içinde sürtme ile kaybolan enerji

$$\Delta H_{ç\,ort} = \frac{1}{4}\lambda \cdot \frac{2e+2b}{e.b} \cdot \ell \cdot \frac{W_\infty^2}{2g} \cong K_1 \cdot \frac{W_\infty^2}{2g} \quad \ldots(8)$$

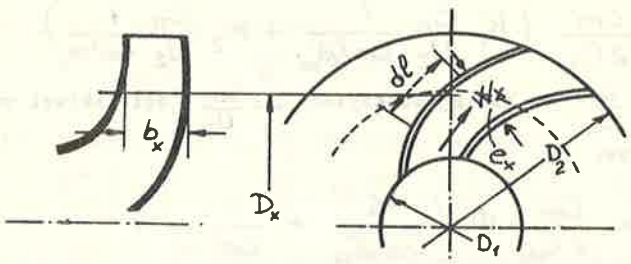
bağıntısı ile belirlenmiş olur.

Benzer şekilde difüzör içinde sürtme ile kaybolan enerji, C_3 mutlak hızı cinsinden ve difüzöre ait geometrik büyüklüklere bağlı olarak ifade edilebilir.

- Difüzör içinde sürtme ile kaybolan enerji

$$\Delta H_{D\,ort} = \frac{1}{4}\cdot\lambda \cdot \frac{2e_d + 2.b_d}{e_d \cdot b_d} \cdot \ell_d \cdot \frac{C_3^2}{2g} \cong K_2 \frac{C_2^2}{2g} \quad \ldots(9)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 11

Difüzör yerine salyangoz kullanıldığında, enerji kaybı salyangoz içindeki C_u (mutlak hızın teğetsel hız bileşeni) cinsinden ifade edilecektir.

-Salyangozda sürtme ile kaybolan enerji

$$\Delta H_s = \lambda \sum_{o}^{x} \frac{\ell_n}{d_n} \left(\frac{C_3+C_4}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{2g} \cdot \frac{n}{x} \simeq K_2' \frac{C_{u_2}^2}{2g} \quad \cdots (10)$$

şeklinde belirlenecektir.[3]

Hem difüzör hem da salyangoz birarada bulunuyorsa, çark kayıplarına (9) ve (10) bağıntıları ile verilen kayıpların her ikisi de eklenecektir.

Şu halde, bir difüzör ve bir çark kademesinden oluşan santrifüj pompa için ilk yaklaşıklıkla toplam kayıp ifadesi,

$$\Delta H_T = \frac{1}{2g}(K_1 W_\infty^2 + K_2 C_2^2) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (11)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Toplam enerji kayıpları gözönünde tutularak Teorik Verim bağıntısı,

$$\eta_{teo} = 1 - \frac{\Delta H_T}{H_E}$$

tarzında belirlenir. Ayni şekilde $C_{u1} = 0$ için Teorik Manometrik yükseklik H_E, Mutlak hız C_2, bağıl hız W_∞ eşitlikleri yazılırsa,

$$H_E = \frac{U_2 \cdot C_{u_2}}{g} \quad ; \quad C_2 = \frac{C_m}{\cos \alpha_2'} \quad ; \quad W_\infty = \frac{C_m}{\cos \beta_\infty'}$$

Teorik verim bağıntısı aşağıdaki şekli alır:

$$1-\eta = \frac{C_m}{2 C_{u_2}} \left(K_1 \cdot \frac{C_m}{U_2} \cdot \frac{1}{\cos^2 \beta_\infty'} + K_2 \cdot \frac{C_m}{U_2} \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_2'} \right) \cdots (13)$$

Debi katsayısı $\phi = \frac{C_m}{U_2}$ ve basınç katsayısı $\psi = \frac{C_{u_2}}{U_2}$ eşitlikleri verim bağıntısına taşınırsa,

$$1-\eta = \frac{C_m}{2 C_{u_2}} \cdot \phi \cdot \left(\frac{K_1}{\cos^2 \beta_\infty'} + \frac{K_2}{\cos^2 \alpha_2'} \right)$$

$$1-\eta = \frac{1}{2} \cdot \frac{\phi^2}{\psi_2} \cdot \left[K_1 (1 + tg^2 \beta_\infty') + K_2 (1 + tg^2 \alpha_2') \right] \cdots (14)$$

elde edilir. Sözkonusu bağıntıya, reaksiyon derecesi de dahil edilebilir. Radyal çarklar için reaksiyon derecesi,

$$\sigma = \frac{1}{2gH_E}\left(w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2\right)$$

şeklindedir. Optimum çalışma noktasında, çarka dik giriş sözkonusu olduğu için $C_{u1} = 0$ alınarak aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

$$w_1^2 - u_1^2 = C_m^2 \quad ; \quad u_2^2 - w_2^2 = -C_m^2 + C_{u_2}(u_2 + \Delta w_{2u})$$

Üstüste çizilmiş olan giriş çıkış hız üçgenlerinden yararlanılarak, (Şekil 10), ifadeler basitleştirilebilir.

$$\Delta w_{2u} = u_1 - \Delta w_u \quad ; \quad \Delta w_u = u_1 + C_{u_2} - u_2$$

Reaksiyon derecesi için

$$\sigma = \frac{1}{2}\left(2 - \frac{C_{u_2}}{u_2}\right) = 1 - \frac{\psi_2}{2} \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots (15)$$

bağıntısı elde edilir. Sözkonusu bağıntı, β_2' açısı cinsinden de yazılabilir:

$$\sigma = \frac{1}{2}\cdot\left(1 + \frac{C_{m2}}{u_2}\cdot tg\beta_2'\right) = \frac{1}{2}\cdot\left(1 + \phi\ tg\beta_2'\right)$$

α_2' ve β_2' açılarının tanımları tekrar ele alınırsa,

$$tg\alpha_2' = \frac{C_{u_2}}{C_m} \quad ; \quad tg\beta_2' = \frac{w_{2u}}{C_m}$$

$$tg\alpha_2' + tg\beta_2' = \frac{1}{\phi} \quad ; \quad tg\alpha_2' = \frac{1}{\phi} - tg\beta_2'$$

bulunur. $U_1 = m.U_2$ tanımı yapılırsa,

$$tg\beta_\infty = \frac{\frac{m}{\phi} + tg\beta_2'}{2}$$

elde edilir. Verim bağıntısı, β_2' cinsinden yazılırsa,

$$1 - \eta = \frac{1}{2}\cdot\frac{\phi^2}{\psi_2}\left\{K_1\left[1 + \frac{1}{4}\left(\frac{m}{\phi} + tg\beta_2'\right)^2\right] + K_2\left[1 + \left(\frac{1}{\phi} - tg\beta_2'\right)^2\right]\right\}$$

eşitliği elde edilir. Bu bağıntıya reaksiyon derecesi de sokulursa,

$$1 - \eta = \frac{\phi^2(K_1 + K_2)}{4(1-\sigma)} + (1-\sigma)K_2 + \frac{K_1\left[(m-1) + 2\sigma\right]^2}{16(1-\sigma)}$$

bulunur. Bu bağıntı, σ ların üslerine göre düzenlenirse,

$$1 - \eta = \frac{4(K_1 + 4K_2)\sigma^2 - 4(8K_2 + K_1 - mK_1)\sigma + 4\phi^2(K_1 + K_2) + 16K_2 + K_1(m-1)^2}{16(1-\sigma)}$$

elde edilir. İlk yaklaşıklıkla

$$K_1 = 1 \; ; \; K_2 = K \quad ve \quad \phi = \sqrt{\frac{2K}{1+K}}\,\phi'$$

alınırsa, verim bağıntısı

$$1-\eta = \frac{(1+4K)\,\sigma^2 - (8K+1-m)\sigma + 2K\phi'^2 + 4K + \frac{1}{4}(m-1)^2}{4(1-\sigma)} \qquad \ldots\ldots(16)$$

şeklini alır.

Tam santrifüj pompalarda avan projelerde $D_1 = 0{,}5\ D_2$ alınabileceği için $m = 0{,}5$ olur. Bu değer için verimi maksimum yapan σ değerleri bulunabilir. Şekil 12'de K nın sabit değerleri için ve debi katsayısı $\phi = 0{,}2$ alınarak elde edilen teorik verim eğrileri gösterilmiştir. Kayıp katsayısı büyüdükçe, beklenildiği gibi, verimin optimum değerleri küçülmektedir. İ.T.Ü.Elektronik Bilim İşlem Merkezinde yapılan bir program yardımıyla gerek debinin değişik sabit değerleri ve farklı kayıp katsayıları için optimum verim değerleri ve gerekse özgül hız ile reaksiyon derecesi arasındaki gerçek verilere dayalı korelasyon değerleri hesaplanmış ve Şekil 13-14-15 ve Şekil 16'da örnek diyagramlarla gösterilmiştir. Eğriler incelendiğinde, gerçeklenen pompalarda olduğu gibi, verimlerin optimum değerleri reaksiyon derecesinin 0,5 ilâ 0,7 değerlerinde gerçekleşmektedir.

Şüphesiz yukarıda yürütülen hesap yolu bir çark ve bir salyangoz kademesinden oluşan santrifüj pompalar için de uygulanabilir. Salyangozdaki sürtme kayıpları,

$$\Delta H_s = K_2' \frac{C_{u_2}^2}{2g}$$

şeklinde alınarak verim bağıntısı benzer yoldan

$$1-\eta = \frac{(K_1 + 8K_2')\sigma^2 - 16K_2' + K_1 - mK_1)\sigma + K_1\phi^2 + \frac{K_1}{4}(m-1)^2 + 8K_2'}{4(1-\sigma)} \qquad \ldots(17)$$

bulunur.

4. SONUÇ

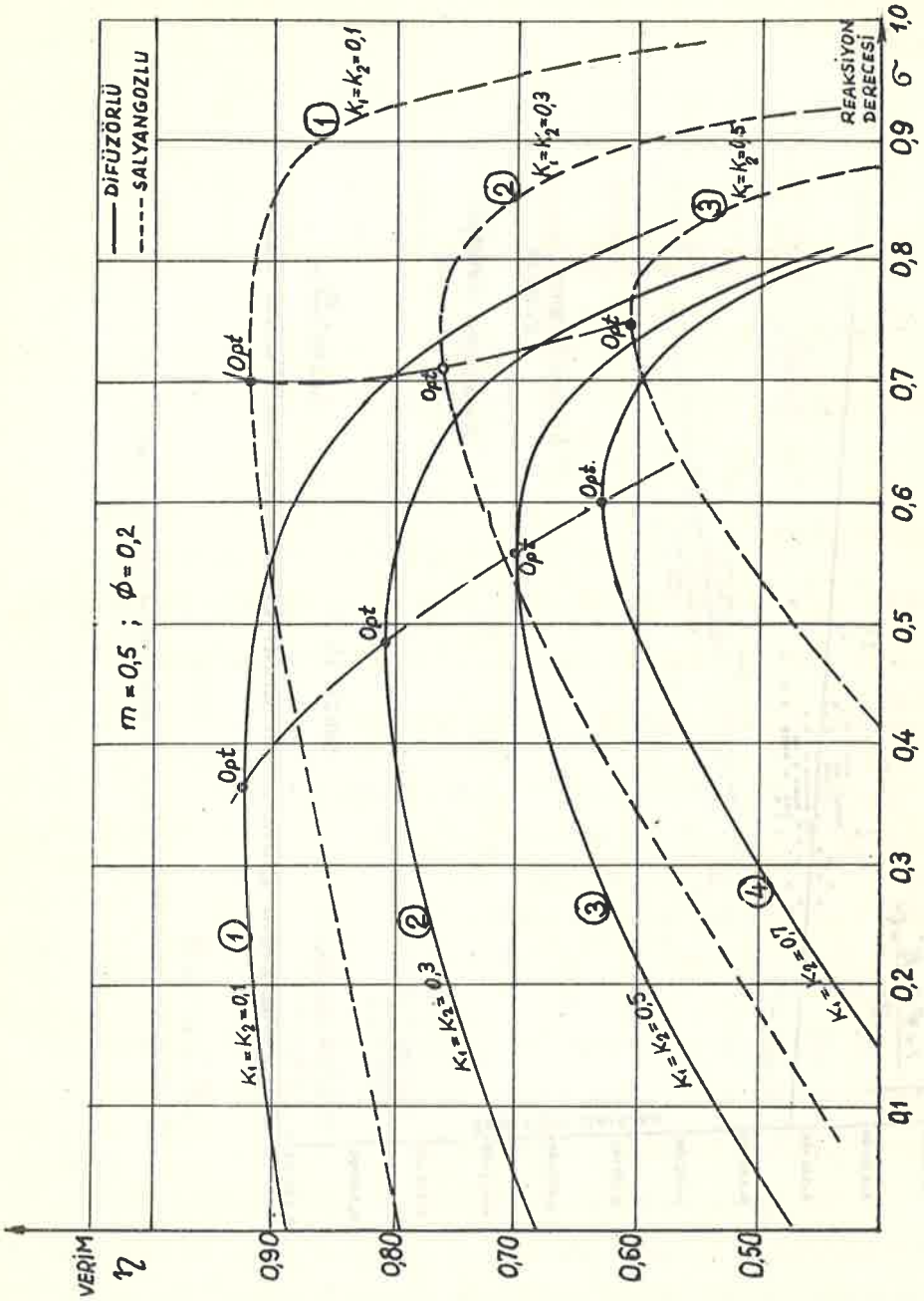
Yukarıda belirtildiği gibi, eksenel makinalar için yapılan kayıp analizi ile verim optimizasyonunu gerçeklemek konusunda izlenen yol ve yöntem, bazı kabullerle ve yaklaşımlarla santrifüj pompalara da uygulanabilmektedir. Yapılan kabullere ve yaklaşımlara rağmen, elde edilen sonuçlar ve eğriler, kayıp analizi yolu ile optimum verim koşullarını araştırmanın santrifüj pompalar için de ilginç olduğunu göstermektedir. Özellikle özgül hız yerine reaksiyon derecesinin kullanılmasının ve bağıntılara dahil edilmesinin yararlı olduğu ve uygulamada bazı kolaylıkların sağlandığı görülmektedir. Kayıp analizleri için daha ayrıntılı hesaplara girmek ve özellikle santrifüj pompa organlarının ayrı ayrı kayıp bağıntılarını bulmak optimum verim araştırmalarının geliştirilmesi yönünden yararlı olacaktır. Şüphesiz sonuçların, çok sayıda yapılacak deneylerle karşılaştırılması, çalışmaların sağlıklı olması bakımından önemlidir. Bu çalışmamızda, İ.T.Ü.Makina Fakültesi, Su Makinaları Kürsüsü Hidromekanik Lâboratuvarında uzun yıllar süresince yapılmış olan çok çeşitli özgül hızlarda 100 e yakın santrifüj pompanın deney verilerinden de yararlanılmıştır. Yapılan kabullerin ve uygulanan metoddaki yaklaşımların gerçek değerlere uygun olması bu yöndeki çalışmaların yararlı olabileceği hususunda cesaret vericidir.

YARARLANILAN KAYNAKLAR

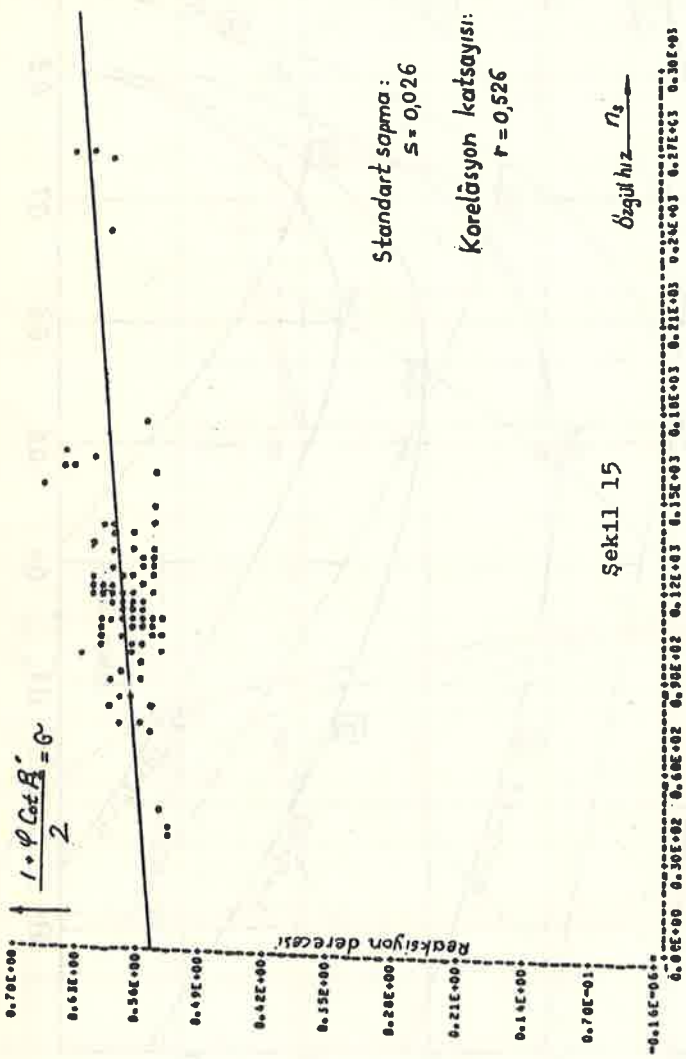
1. Comolet,R.
   "Etude Analytique du Rendement Manometrique Local d'un Etage de Turbomachine Axiale"
   Thermique et Aéraulique, France, Tome 2, No: 1, 1972.
2. Osterwalder,J-Ettig,J.
   Determination of Individual Losses and Scale Effect by Model Tests with a Radial Pump.
   T.U.Darmstadt C 185/77, 4 May 1977.
3. Kovats-Desmur (C.Özgür-H.F.Yazıcı)
   Pompalar-Vantilatörler-Kompresörler
   İ.T.Ü.Kütaphanesi, Sayı: 509.

Şekil 12

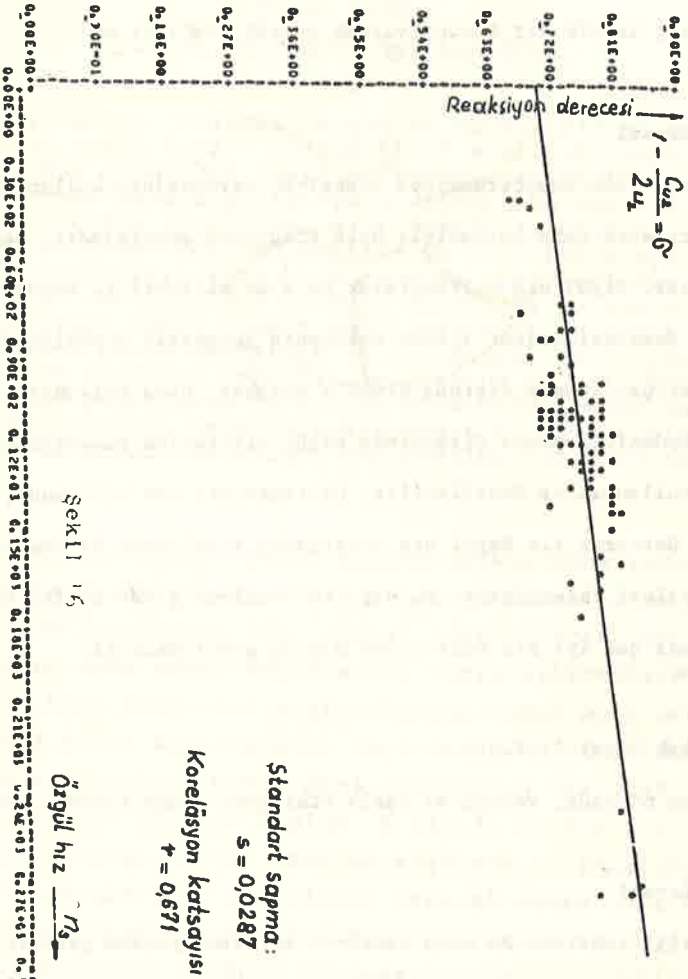
Şekil 13


DİFÜZÖRLÜ
SALYANGOZLU
m = 0,5 ; ϕ = 0,2
VERİM η
REAKSİYON DERECESİ σ
K1 = K2 = 0,1
K1 = K2 = 0,3
K1 = K2 = 0,5
K1 = K2 = 0,7
Opt
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0

Şekil 14


Standart sapma :
s = 0,026
Korelâsyon katsayısı:
r = 0,526
Özgül hız n_s
Regresiyon derecesi
$\frac{1+\varphi \cot\beta'}{2} = G$

Şekil 15


Reaksiyon derecesi
$1 - \frac{C_{Cl}}{24} = \theta$
Standart sapma:
s = 0,0287
Korelâsyon katsayısı:
r = 0,671
Özgül hız $\frac{n_3}{}$

Şekil 15

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 1

Soru: Cahit Özgür (İ.T.Ü.)

Özgül hızın değişimine göre, optimum verimin değişimi için, metodunuzla, teorik bir sonuca varmak mümkün olabilir mi?

Cevap: Kaya Baysal

Optimum verim araştırmasında reaksiyon derecesinin kullanılması bağıntıların daha kullanışlı hale sokulması amacıyladır. Benzer sonuçlar, özgül hız kullanılarak ta elde edilebilir. Ancak, reaksiyon derecesi tanımı içinde makinanın geometrik büyüklükleri de vardır. Çalışmamız dışında olmakla beraber, daha kullanışlı olması nedeniyle pompa dizaynında özgül hız yerine reaksiyon derecesini kullanmak ta önerilebilir. Çalışmamızın son bölümünde, reaksiyon derecesi ile özgül hız arasındaki korelasyon da incelenmiş ve eğrileri eklenmiştir. Bu dağılım incelendiğinde bu iki değer arasında çok iyi bir korelasyon olduğu görülmektedir.

Soru : Abdullah Saral (İ.T.Ü.)

Optimum noktada, verimi en fazla etkileyen pompa elemanı hangisidir?

Cevap: Kaya Baysal

Bildiriyi sunarken bu konu üzerinde açıklama yapmam gerekirdi. Soru için teşekkür ederim. En fazla kayıp yaratan pompa elemanının verimi de en çok etkileyeceği açıktır. Santrifüj pompalar için nümerik değerler incelendiğinde, hızların büyük olduğu ve boy itibariyle en uzun olan salyangozda bu kayıpların büyük olduğu görülür. Şu halde, verimi etkileyen pompa organının salyangoz olduğu söylenebilir.

BUHAR KAZANLARININ POMPALARLA BESLENMESİ

Yücel GÜNAL
Genel Makina Sanayi Ltd.Şti.

ÖZET

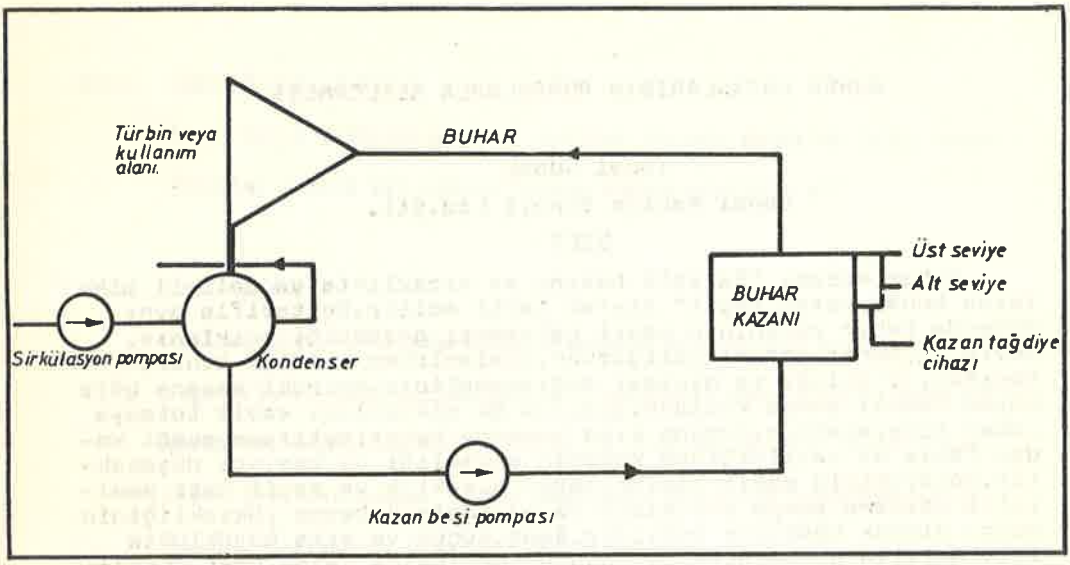
Buhar kazanı "Belirli basınç ve sıcaklıkta ve belirli miktarda buhar veren aygıt" olarak tarif edilir.Bu tarifle aynı zamanda buhar kazanının nasıl çalışması gerektiği açıklanır. Şöyle ki,buhar kazanı çalışırken,beslenirken verdiği buharın basıncı,sıcaklığı ve miktarı değişmemelidir.Halbuki kazana göre büyük debili pompa kullandığımızda bu miktarları sabit tutmaya imkan olmayacaktır.Kazana kısa zamanda buharlaştıramayacağı kadar fazla su verildiğinde kazanın sıcaklığı ve basıncı düşecektir.Dolayısıyla sabit basınç,sabit sıcaklık ve sabit debi emniyetle besleme pompa debisinin ve manometrik basma yüksekliğinin doğru olarak hesabına bağlıdır.Amaç,küçük ve orta büyüklükte işletmelerin çoğunlukta bulunduğu Türkiye'de kazan besi pompası seçimi için lüzumlu değerleri bir araya toplamak,işlemi kolaylaştırmak ve doğru büyüklüğün seçilmesine yardımcı olmaktır.

GİRİŞ :

Pratikte öncelikle buhar kazanı boyutlandırılır.Buhar kazanını boyutlandırırken,işletmede kullanacağımız buhar miktarı ve basıncı boyutlandırmaya esas değerlerdir.Kazanın bir aksesuarı olarak pompa daha sonra seçilmelidir.Bazı işletmelerde görülen ve eskiden beri kazanılan alışkanlıklar kazan besi pompalarının kazana göre büyük seçilmesinde başlıca etken olmaktadır.Günlük bir çalışma düzeninde kazan besi pompasının bir saat içersinde 5-6 defa devreye girerek toplam 6 ila 7 dakika çalışması normal kabul edildiği birçok işletme müşâhede edilmiştir.Kazana göre büyük seçilmiş bu pompaların parasal masrafları kadar kazanın ömrüne,düzenli buhar kullanımının bozulmasına,şebeke,şalter gibi gurubların ömrünün azalmasına nihayet Türkiye çapında gereksiz sarfiyata sebeb olacağı zararları tahmin edilebilir.

./.

Basit bir buhar kazanı devre diyagramı aşağıdaki gibidir.



Burada devre tam kapalı olmasına rağmen küçük tesislerde kondenser umumiyetle atmosfere açıktır.

Konu üç ana bölümde incelenecektir:

a-Besi pompası debisinin belirlenmesi,

b-Besi pompası manometrik basma yüksekliğinin belirlenmesi,

c-Pompanın seçimi ve irdelenmesi,

a-BESİ POMPASI DEBİSİNİN BELİRLENMESİ :

Kazanın maksimum buhar verdisi belli olduğuna göre besi pompasının debisi küçük tesislerde kazanın maksimum buhar verdisinden %20 fazla,büyük tesislerde de %8 fazla alınarak bulunsun.Bu ilave kısım ani fazla yükleri kısmen karşılıyabileceği gibi aşınma ve yıpranmalardan dolayı olan debi düşümlerini de karşılıyabilecektir. "1"

Diğer bir deyişle:

$Q = 1,2 \times Q_{k\ max}$ olarak alınmalıdır.

"1" Centrifugal Pumps - Karassık and Carter

./.

Kazanın verdisi umumiyetle toh/saat,pompanın debisi de genellikle m^3/h olarak belirlendiğine göre 0 sıcaklıktaki suyun özgül ağırlığını göstermek üzere (kg/dm^3 = ton/m^3)

$Q = 1,2 \times \frac{Q_{kmax}}{\gamma}$ olarak hesaplanmalıdır.Burada ,

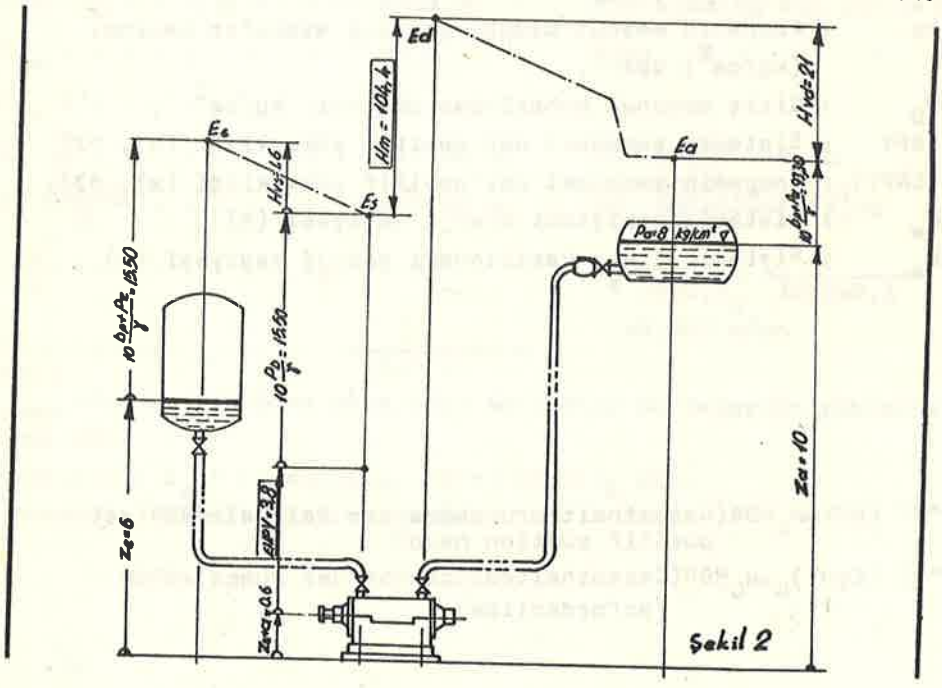
$Q = m^3/h$ pompa debisi , Q_{kmax}=ton/h kazanın max. verdisi ,

γ = kg/dm^3 suyun 0 sıcaklıktaki özgül ağırlığını gösterir.

Türkiye'de genellikle tesislerin buhar verdileri 0,5-30 ton/h arasındadır.Kazan besleme cihazının alt seviyede pompaya yol verdiğini üst seviyede de pompayı durdurduğunu kabul edelim. Kazan maksimum kapasitesi kazanın normal kapasitesinin 1,15 katı olursa rejim halinde kazanı,kapasitesinden %35 büyük debi ile beslediğimiz ortaya çıkar.Kazan besleme pompalarının (rejim halinde ve nominal debisinde) bir saat içinde 45 dakika çalışarak besleme işlevini yapması gerektiği ortaya çıkar.Bir saat içerisinde az çalışarak besleme yapması pompaların gereksiz olarak büyük debilerde çalıştıklarını gösterir.

b-BESİ POMPASI MANOMETRİK BASMA YÜKSEKLİĞİNİN BELİRLENMESİ :

Basit bir kazan besi pompası tesisatını göz önüne alalım."1"



"1" DIN 24260 Seite 12

./.

Verilen değerler şekilde gösterilmiştir.Ayrıca aşağıdaki değerler verilmişlerdir.

Q_{kmax}= 5,5 ton/h , Su sıcaklığı t=110°C olsun,

(P_e= 0,6 kg/cm^2 , γ=0,951 kg/dm^3)

A_e=0,6 m^2 , A_a=0,9 m^2 , P_a=8 kg/cm^2 , bp=0,873 kg/cm^2

(500 m. yükseklik için)

$Qp = 1,2 \cdot \frac{Q_k}{\gamma}$, $Q_p = 1,2 \cdot \frac{5,5}{0,951}$, Q_p= 7 m^3/h bulunur.

Z_e : Giriş tank su seviyesi yüksekliği (m),mukayese düzleminden ölçülür.

Z_a : Çıkış kazan su seviyesi yüksekliği (m),mukayese düzleminden ölçülür.

Z_s : Pompa emme flanş ekseninin yüksekliği (m),mukayese düzleminden ölçülür.

a : Pompa emme flanş ekseni ile orta ekseni mesafesi (m) emme ekseni ile orta ekseni aynı ise a=0 ,

P_e : Sistemin giriş kesitindeki basınç (kg/cm^2)

P_a : Sistemin çıkış kesitindeki basınç (kg/cm^2)

bp : Pompanın mevcut olduğu yerdeki atmosfer basıncı (kg/cm^2) abs ,

P_D : Giriş suyunun buharlaşma basıncı kg/cm^2 ,

ENPY : Sistemin emmedeki net positif yüksekliği (m), "2"

$(ENPY)_G$: Pompanın emmedeki net positif yüksekliği (m), "3"

E_e : Sistemin girişteki enerji seviyesi (m) ,

E_a : Sistemin çıkış kesitindeki enerji seviyesi (m) ,

"2" ENPY=H_GHDA(Gesamthaltedruckhöhe der Anlage)=NPSH(net positif suction head)

"3" $(ENPY)_G$=H_GHDP(Gesamthaltedruckhöhe der Pumpe)=NPSH (erforderlich)

./.

H_{vs} : Emme devresindeki toplam kayıplar (m)

H_{vd} : Basma devresindeki toplam kayıplar (m)

δ : Suyun yoğunluğu (kg/dm^3)

Pompanın kavitasyonsuz çalışması öncelikle $ENPY > (ENPY)_G$ ($H_GHDA > H_GHDP$) şartının gerçekleşmesine bağlı olacaktır. Buhar miktarı,basıncı ve sıcaklığı daha önce seçilmiş olduğundan kavitasyonsuz çalışma şartını yerine getirebilmek için yanlızca giriş tankı su seviyesini değiştirmek gerekecektir. Z_e ile gösterilen bu büyüklük emiş tankının geometrik konumunuda belirler. Şekil-2 ,

$$ENPY = Z_e + 10\frac{bp+Pe}{\delta} + \frac{Ve^2}{2g} - H_{vs} - (Z_s+a) - 10\frac{P_D}{\delta} \quad (2)$$

$ENPY = (ENPY)_G$ değeri olarak konursa Z_e değeride minimum yükseklik olarak hesaplanır.

$$Z_{e\,min} = (ENPY)_G + H_{vs} + (Z_s+a) + 10\frac{P_D}{\delta} - 10\frac{bp+Pe^2}{\delta} - \frac{Ve^2}{2g} \quad (3)$$

$+(ENPY)_G$	=2,1 m.	KSB Katalog Bak Şekil 3
$+H_{vs}$	=1,6 m.	Sihi " " " 4
$+(Z_s+a)$.	=0,6 m.	
$+10\frac{P_D}{\delta}$	=15,50 m.	$10.\frac{1,473}{0,951}=15,50$
$-10\frac{bp+Pe}{\delta}$	=15,50 m.	$10.\frac{0,873+0,6}{0,951}=15,50$
$-\frac{Ve^2}{2g}$	= 0	$V_e=\frac{Q}{3600.A_e}=\frac{7}{3600x0,6}=$ =0,003 m/sn
$Z_{e\,min}$ =	4,3 m.	

$Z_{e\,min}$ =4,3 m. olduğuna göre,depo emniyetle bu değerden yüksekte olmalıdır.

Dolayısıyla Z_e=6 m. seçelim. $ENPY > (ENPY)_G$ dir.

(2) numaralı formülü tatbik ederek.

./.

Z_e . . . . . = 6 m.

$+10\frac{bp+Pe}{\gamma}$ . . . . . = 15.50 m.

$+\frac{Ve^2}{2g}$ . . . . . = 0 m.

E_e . . . . . = 21,50 m.

$-H_{vs}$ . . . . . = 1,6 m.

E_s . . . . . = 19,90 m.

$-(Z_s+a)=0,6$

$-10\frac{P_D}{\gamma}=15,50$ . . . . = 16,10 m.

ENPY . . . . . = 3.80 m.

Manometrik basma yüksekliği Hm :

$Hm = E_d - E_s$

$H_a = (Z_a+10\frac{bp+Pa}{\gamma} + \frac{Va^2}{2g} + H_{vd}) - (Z_e+10\frac{bp+Pe}{\gamma} + \frac{Ve^2}{2g} - H_{vs})$

Bu formüle göre hesap edersek,

Z_a . . . . . = 10 m.

$+10\frac{bp+Pa}{\gamma}$ . . . . . = 93,30 m.

$+\frac{Va^2}{2g}$ . . . . . = 0

$10.\frac{0,873+8}{0,951} = 93,30$ m.

$V_a = \frac{Q}{3600.A_a} = \frac{7}{3600.0,9} =$

$= 0,022$ m/sn

E_a . . . . . = 103,30 m.

$+H_{vd}$ . . . . . = 21,00 m.

E_d . . . . . = 124,3 m.

$-E_s$ . . . . . = 19,90

$H_m = E_d - E_s$ = 104,4 m. bulunur.

H_{vs} ve H_{vd} kayıpları Local ve boru kayıplarının toplamı olup

./.

bu kayıpların hesaplarına ayrıca geçmiyeceğiz.Bu hesapların yapılmasında kolaylık olmak üzere yazının sonunda bazı tablolar bildiriye ilâve edilmişlerdir.Ayrıca bu kayıp hesapları başka abaklar kullanmak suretiyle ve devrede kullanılan başka cihazların kayıp eğrilerini kullanarak da yapılabilir.

c-POMPANIN SEÇİMİ VE İRDELENMESİ :

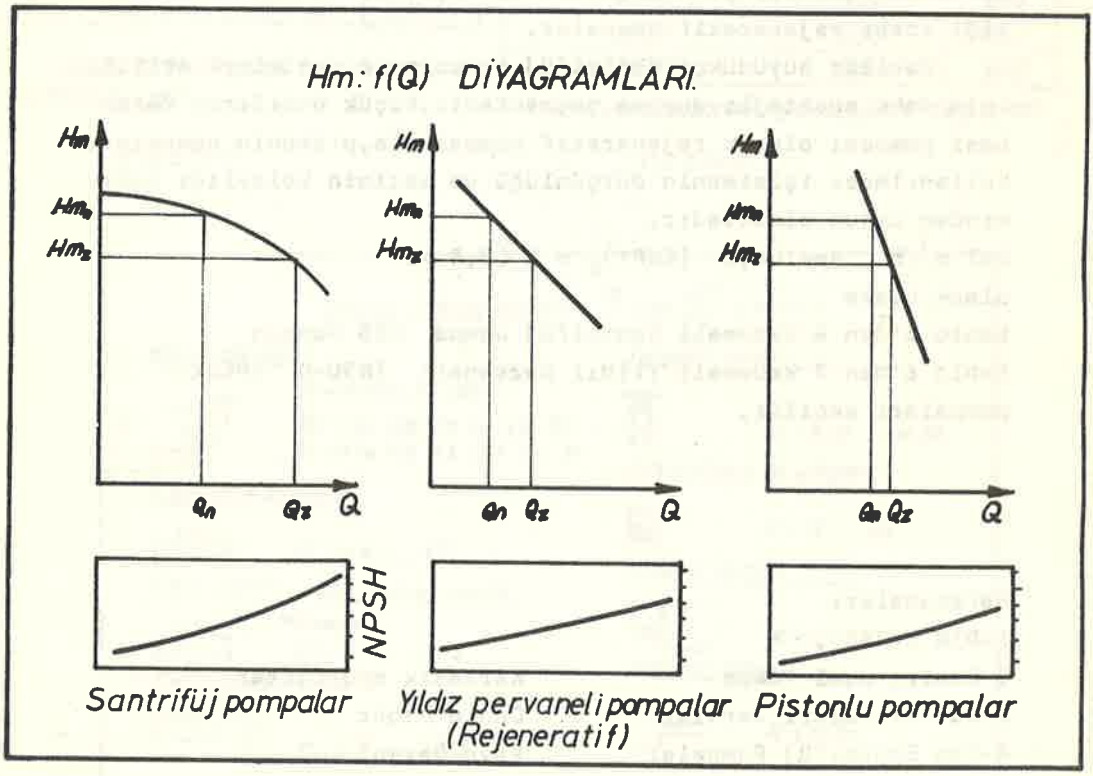
Memleketimizde kazan besi pompası olarak piyasada satışa sunulan pompa çeşitleri şunlardır:

1-Kademeli santrafüj pompalar,

2-Rejeneratif pompalar,Yıldız pervaneli pompalarda denmektedir.

3-Pistonlu pompalar,

Bunlara ait debi ve basma yüksekliği karekteristikleri şekildeki gibidir.



./.

Şekillerin irdelenmesi hemen şunu gösterecektir.Santrifüj pompada basma yüksekliği basıncında az bir değişiklik debi de fazla bir değişikliği gerektirmektedir.Öyle ki;basma yüksekliğinde 10mSS'luk bir değişme debide 2 misli hatta daha fazla bir değişmeye sebeb olmaktadır.Dolayısıyla kazan besi pompası olarak santrifüj pompaları seçerken kayıp ve basma yüksekliği hesapları daha hassas yapılmak zorundadır.

Buna mukabil yıldız pervaneli daha iyisi positif deplasmanlı pistonlu pompalarda basınca göre debinin değişmesi çok daha azdır.Basınç 1-2 atmosfer değiştiği halde rejeneratif pompalarda debideki değişme mevcut debinin %10-%20'si olmakta,pistonlu tiplerde ise pratik olarak hiç olmamaktadır.Bu durumda kazan besisinde sabit debide besleme şartını en iyi pistonlu pompalar yerine getirecektir,sonra da karekteristiği icabı rejeneratif pompalar.

Debiler büyüdükçe santrifüj pompaların verimleri arttığı için daha avantajlı duruma geçmektedir.Küçük debilerde kazan besi pompası olarak rejeneratif pompalarla,pistonlu pompaların kullanılması işletmenin düzgünlüğü ve seçimin kolaylığı bakımından uygun olmaktadır.

$Q=7\ m^3/h$, $Hm=104,4$ $(ENPY)_G = 2 < 3,8$ m.

olmak üzere

tablo 5'den 6 kademeli Santrifüj pompa KSB Pumpen

tablo 6'dan 3 kademeli Yıldız pervaneli TN50-D SPECK

pompaları seçilir.

Referanslar:

1-DIN 24260 ,

2-Centrifugal Pumps Karassik and Carter

3-Su Makinaları Dersleri Cahid Özgür

4-Tam Santrifüj Pompalar Kaya Baysal

./.

Sıcaklık t (C)	Suyun buharlaşma basıncı Hv (m.SS)	Hv (Torr)
0	0,062	4.58
5	0,089	6,54
10	0.125	9.20
20	0.283	17.50
30	0,432	37.70
40	0752	55.20
50	1.257	92.30
60	2.031	149.20
70	3.177	233.10
80	4.829	354.60
90	7.149	525,40
100	10,330	760,00

Suyun buharlaşma basıncının sıcaklıkla değişimi

Tablo 1

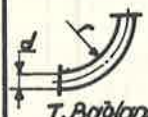
Deniz seviyesinden yükseklik Z (m)	Hava basıncı Ha (m.SS)	Ha (Torr)
0	10.33	760
100	10.20	751
200	10.08	742
300	9.97	733
400	9,85	724
500	9,73	716
600	9,62	707
700	9,50	698
800	9,40	690
900	9,30	682
1000	9,20	674
1500	8,60	63.5
2000	8,10	598

Hava basıncının yükseklikle değişimi

Tablo 2

Lokal (Yersel kayıp) : $Y = K \frac{v^2}{2g}$ (m.SS)

Boru dirseği :



$K = 0.13 + 0.16 (d/r)^{2.5}$

d/r : 0.4 0.8 1.0 1.4 1.8 2.0

K : 0.14 0.2 0.3 0.66 1.4 2.0

T. Bağlantı parçası :

K : 0.8 1,7

Çek valf : GERİ TEPME VENTİLİ

a- Klapeli

K : 3,4 ..... 4.3

b- Küresel kasnak tipi :

K : 1,8 3,3

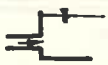
Sürgülü vana :

K : 0.22 .... 0.38

Dip klâpesi ve sürgeci :

K : 3 15

Hazne girisi



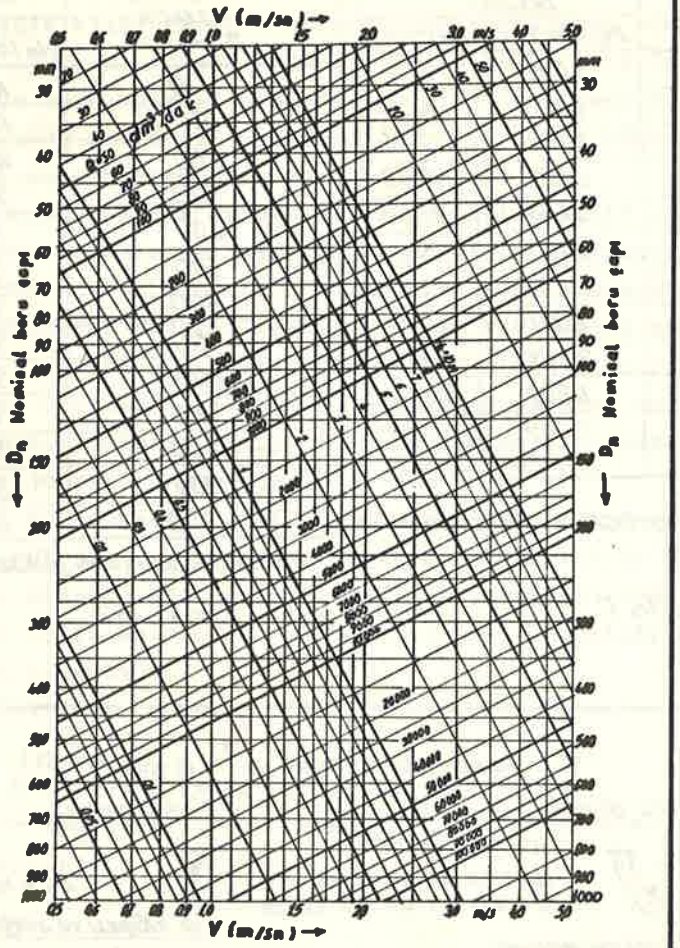
K : 1

Hazne çıkışı

K : 0.5

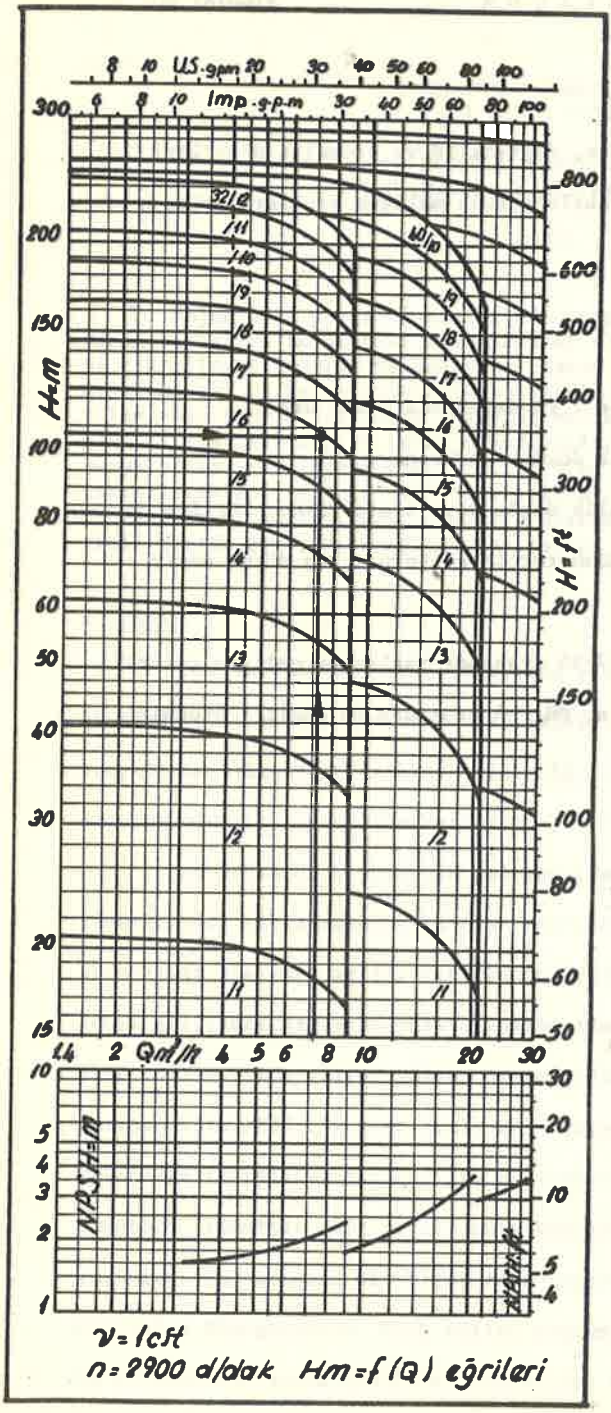
Boru bağlantı elemanları ve kayıp katsayıları

Tablo 3

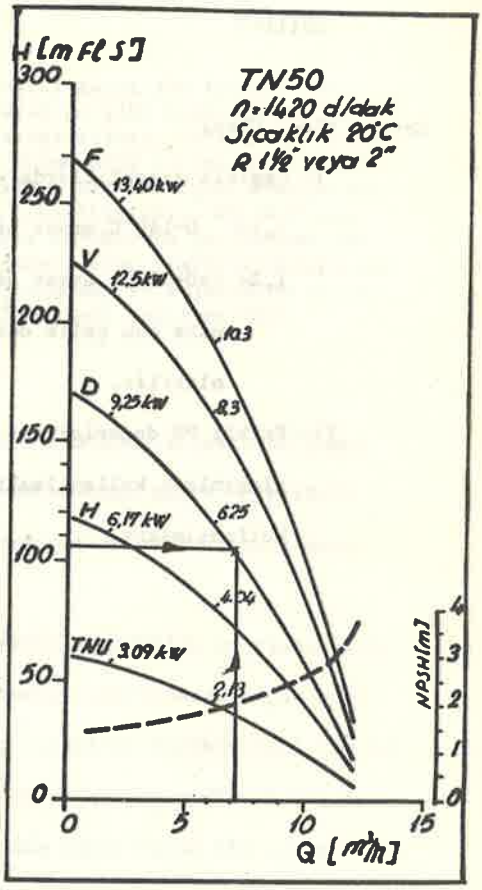


Borularda debiye göre yük kaybı diyagramı
(Yeni dökme boru veya çelik boru)

Tablo 4



Tablo 5



Tablo 6

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 2

Soru Yüksel Kayhan (Petkim)

Kişisel deneyim verinize göre, değişik PH ve sıcaklık değerleri (besleme suyunun) için önerebileceğiniz malzeme cinsleri neler olabilir?

Cevap Yücel Günal

I- Çeşitli sıcaklıklarda ve 7 PH değerinde olmak üzere

I.1- 0-140°C arası pik döküm Fan bronz

I.2- 140-320°C arası çelik döküm veya sfero döküm. Türkiye'de daha çok çelik dökümü tercih ediyoruz. Fan dökme demir olabilir.

II- Farklı PH değerlerinde 7-10 arasında paslanmaz çeliğin çeşitli alaşımları kullanılmakta, PH 7-4 arasında da çeşitli bronzlar kullanılmakta.

ENJEKTÖRLÜ POMPALAR İLE KATI MADDE TAŞINIMI

Feridun HAMDULLAHPUR
İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul

ÖZET

Enjektörlü pompa sistemlerinde katı-sıvı akımı söz konusu olduğu zaman sıvı-sıvı akımındaki koşullara ek olarak ne gibi faktörlerin ortaya çıkabileceği teorik ve deneysel olarak araştırılmış, bu durumda genel denklemlerin ve karakteristiklerin alacağı durum etüd edilmiştir. Elde edilen yarı teorik verilerle enjektör ve besleme sistemi için tasarım kriterleri araştırılmış ve gerekli bağıntılar çıkartılmıştır. Bu verilere uygun olarak imali gerçekleştirilmiş olan bir enjektörün performans karakteristikleri; farklı alan oranlarında, farklı cins ve büyüklükteki katı tanecikler kullanılarak deneysel olarak bulunmuş ve enjektörün en verimli olarak çalışabileceği konsantrasyon limitleri saptanmıştır.

1. GİRİŞ

Katı maddelerin pompalanmasında yeni tesislerde enjektörlü pompa sistemi kullanılması modern bir eğilimdir. Bu eğilime neden enjektörlü pompaların çalışma prensibinin hidrolik transportta sistemin beslenmesi amacına oldukça uygun olmasındandır.

Bir enjektörlü pompanın çalışma prensibi şu şekilde açıklanabilir. Yüksek hızlı bir akışkanın kinetik enerjisinden yararlanarak alçak hızlı bir akımın enerjisi arttırılır. Bunun için; istenilen büyüklükteki bir lülenin girişinde sağlanan yüksek basınç ile lüle çıkışında yüksek bir hız elde edilir. Elde edilen yüksek hız enerjisine sahip huzme bir karışım odasına püskürtülür. Yüksek hızlı akım çevresinde bir alçak basınç bölgesi yaratarak ikincil akımın karışım odasına emilmesini sağlar. Burada bir momentum transferi olur ve iki akım karışarak orta hızlı bir karışım oluşturur. Bu karışımı bir difüzörden geçirerek hız enerjisini basınç enerjisine dönüştürürüz. Elde edilen toplam akım artık amacımıza uygundur ve kullanılmak üzere şebekeye gönderilir. Enjektörün hidrolik enerjisi çoğu zaman bir pompa tarafından sağlanır.

SEMBOLLER

M : Debi Oranı Q_2/Q_1

N : Basma Oranı

V : Hız

V_{ort} : Giriş uzunluğunda huzmenin ortalama hızı $V+V_3/2$

k_1, k_2, k_D, k_T: sırasıyla, lüle, emme, karışım odası, sürtme ve difüzör kayıp katsayıları

Q : Debi

ρ : Suyun yoğunluğu

ρ_s : Katı madde yoğunluğu

ρ_m : Karışımın yoğunluğu

D : Boru çapı

D_p : Tane çapı

V_s : Serbest Çökelme hızı

C_v : Hacımsal konsantrasyon

ϕ : Ağırlıksal debi oranı

s : Bağıl yoğunluk

g : Yer çekimi ivmesi

h : Yük

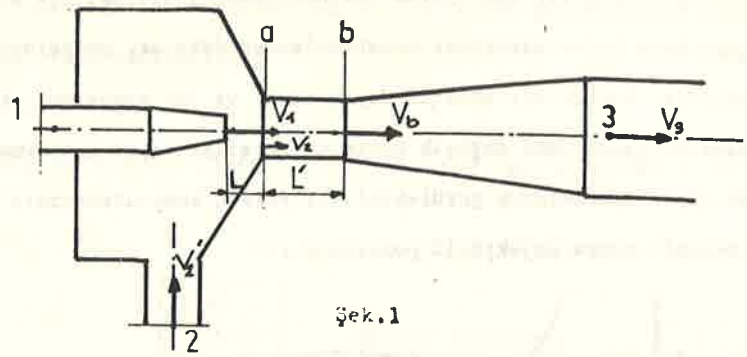
L : Giriş uzunluğu

ENDİSLER

1 : Lüle çıkışı

2 : Enjektör girişi

3 : Karışım odası çıkışı



Şek.1

2. KATI MADDELERİN ENJEKTÖR İLE POMPALANMASININ YARARLARI

Hidrolik transportta besleme sistemi olarak enjektörlü pompaların kullanılmasının yararlarını şöyle sıralıyabiliriz.

a- Katı madde ile temas eden hiçbir hareketli parça yoktur. Bu tamir ve bakım masraflarını azaltır.

b- Merkezkaç ve pozitif deplasmanlı pompaların aksine, içinden katı madde geçmesi enjektörlü pompanın verim karakteristiğini etkilemez.

c- Kendi güç kaynağından istenildiği kadar uzaklara konulabilir.

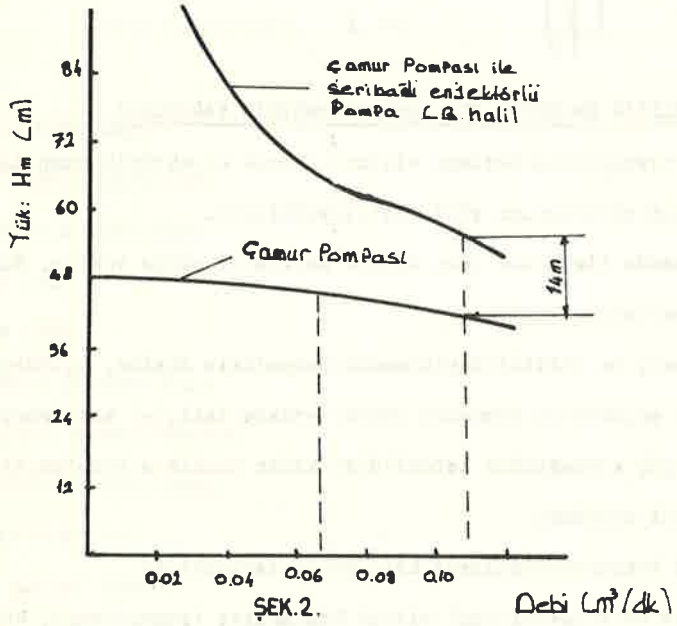
d- Maliyeti ucuzdur.

e- Yüksek konsantrasyonlarda katı madde taşıyabilir.

Eğer pompa ve enjektör seri olarak bağlanırsa (pompa önde), bu pompanın emme olanaklarını takviye ettiği gibi, boru içindeki tıkanmaları da önleyebilir (Şeki.2). Ancak bu halde katı maddeler pompanın içinden geçtiği için bu halin pompanın aşınması bakımından bir fayda içermediği anlaşılabilir.

Katı maddelerin boru hatlarıyla taşınması ile ilgili çalışmalarda, çalışmaların ağırlığı boru hatlarına verilmiş ve bunları besleyen pompalar üzerinde yeterli çalışmalar yapılmamıştır. Bu yüzden hala pompa ve

boru hattı enerji kayıpları tam olarak ayırdedilememiştir. Aslında araştırmalara göre boru hattı kayıpları hesabedilenden daha az, pompalarındaki ise daha fazladır. Santrifüj, pozitif deplasmanlı ve jet pompaları, katı madde pompaladıklarında daha değişik kayıp karakteristikleri göstermektedirler. Daha ileri kademelerde görülebilir ki yüksek konsantrasyonlu taşınımda en verimli pompa enjektörlü pompalardır.



ŞEK.2.

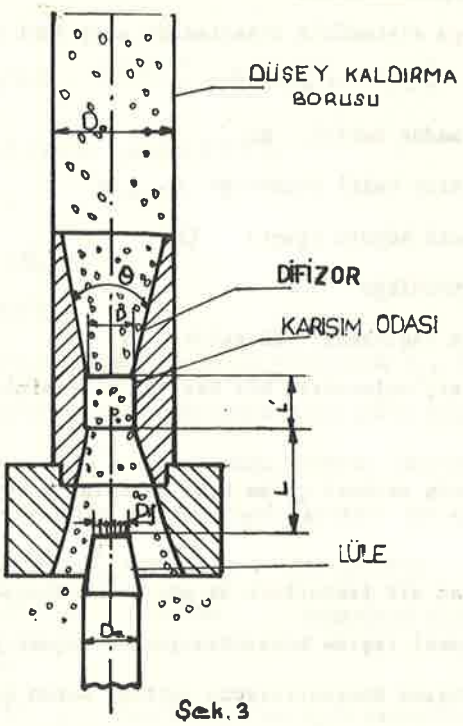
3. SİSTEM TASARIMI

Gösterilebilir ki karışımın çıkıştaki konsantrasyonu, giriş uzunluğunun (lüle çıkışının karışım odası girişine olan mesafesi), lüle çapının, karışım odası çapının, karışım hızının, katı maddelerin yoğunluğunun ve çökme hızlarının fonksiyonudur.

Boyut analizi vasıtasiyle gösterilebilir ki besleyici enjektörün performansı sekiz boyutsuz büyüklüğün arasındaki bağıntı cinsinden ifade e-

dilebilir. Çıkıştaki konsantrasyonda yedi boyutsuz parametrenin fonksiyonu olarak ifade edilebilir.

$$C_v = f\left(D_j/D,\ L/D_j,\ D_o/D,\ \rho_p/\rho,\ \rho D v/\mu,\ V_m/V_j,\ V_j^2/gD(S-1) \right) \quad (1)$$



Şek. 3

Devam edecek olursak, yapılan deneysel çalışmalar sonunda

$$C_v = 22{,}75\left[L/D_j\right]^{0.6} \cdot \left[D_j/D\right]^{0.47} \cdot \left\{V_j^2/gD(S-1)\right\}^{0.33} \cdot \left[V_m/V_j\right]^{-0.17} \quad (2)$$

Ancak (2) denklemi, içerdiği parametrelerin aşağıda verilen değer aralıklarında geçerlidir.

$$L/D_j = 1.6 - 18.6$$

$$D_j/D = 0.24 - 0.72$$

$$V_o^2/gD(S-1) = 0.001 - 0.24$$

$$V_o/V_s = 4.0 - 19.0$$

4. SİSTEM TASARIMINDA İZLENECEK YOL

Bir enjektörlü pompa sisteminin tasarımında aşağıdaki verilerin elimizde olması gerekir.

(1) Hacımsal katı madde debisi Φ_s

(2) Katı parçacıkların bağıl yoğunluğu $S = \rho_s/\rho$

(3) Ortalama parçacık boyutu (çapı) D_p

(4) Boru bağıl pürüzlülüğü ε

(5) Katı maddelerin taşınacağı yükseklik H

Bu verilerle beraber, enjektörlü bir besleme sisteminin tasarımında izlenecek yol:

a- Taşınacak maddenin serbest çökme hızı hesaplanır veya deneyle bulunur.

b- Aşağıda sıralanan alt faktörleri de göz önüne alarak sistemin çalışacağı hacımsal taşıma konsantrasyonunu seçmek gerekir.

b 1) Hacımsal taşıma konsantrasyonu arttığı zaman besleme sisteminin verimi de artar. Bundan dolayı mümkün olabilecek en yüksek konsantrasyonda çalışmak gerekir.

b 2) Konsantrasyonun artmasıyla boru sistemindeki aşınma da artar.

b 3) Boru sistemindeki tıkanmayı önlemek için gerçek konsantrasyon (herhangi bir anda sistemin içinde var olan konsantrasyon) enjektörün emme ağzı tarafındaki konsantrasyondan % 10 daha az olabilecek şekilde seçilmelidir.

c- Güvenilir ve makul bir karışım hızı seçilir.

d- D_j/D oranı saptandıktan sonra, sistemin içindeki kayıp katsayıları hesaplanabilir.

e- Yük kayıp katsayısı Moody Diagramından bulunur.

f- Yukarıdan şimdiye kadar elde edilen verilerle düşey kaldırma borusunun optimum çapı D_o bulunabilir. D_o için şu bağıntı kullanılabilir.

$$2K_3K_2D_o^7 - 4K_3K_1D_o^6 - 5K_2K_1D_o^5 + 8K_2K_1D_o^3 + 10K_1K_2D_o^2 - 4K_2D_o - 5K_1 = 0 \quad (3)$$

$$K_1 = 8fHQ_s^2[1+(1-C_v)^3]/9\pi^2C_v^5 \quad (4)$$

$$K_2 = H(S-1) \quad (5)$$

$$K_3 = V_s\pi C_v/4Q_s \quad (6)$$

$$K_4 = 8kQ_s^2/9\pi^2C_v^3 \quad (7)$$

g- Karışım hızının - düşey kaldırma borusunda D_o, C_v ve Q_s değerlerini hesapladıktan sonra - parçacıkların çökme hızlarından yaklaşık 2,5 defa daha büyük olup olmadığı kontrol edilir. Eğer bu değere yakın bir değer elde edilememişse, gerekli karışım hızını bulabilmek için yeni bir D_o boru çapı bulmak gerekir.

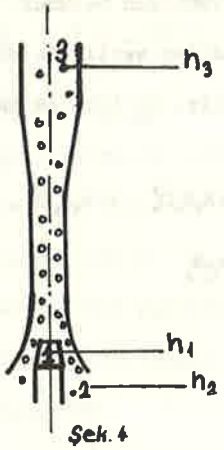
h- $V_s^2/gD(S-1)$ ve V_{ort}/V_s değerleri eldeki verilerden hesaplanabilir.

i- $V^2/gD(S-1)$, V_{ort}/V_s ve D_j/D değerleri ana denklemde yerlerine konularak L/D_j ve buradan da L mesafesi bulunabilir.

Burada verilen çözüm tüm sistem göz önüne alınarak verilmiştir. Bu sayede enjektör etrafındaki koşullar saptanmıştır. Ancak bu arada enjektörün içine de müdahale ederek L giriş uzunluğu hesaplanmıştır. Zira istenilen konsantrasyonun elde edilmesi açısından L uzunluğunun önemi çok fazladır.

5. KARIŞIM HALİNDE ENJEKTÖR KARAKTERİSTİĞİNİN ÇIKARTILMASI

Momentum, kütle ve enerji dengeleri ile çeşitli kayıp katsayısını kullanarak ve bazı kabuller yaparak enjektör karakteristiği bulunabilir.



Şek. 4

Karışım halinde enjektörün boyutsuz basma yüksekliği

$$N = \frac{h_3 S_3 - h_2 S_2}{h_1 - h_3 S_3} \qquad (8)$$

şeklinde tanımlanır.

Eğer genelleştirilmiş Bernoulli denklemini ve hareket miktarı teoremini kullanırsak, sonuç olarak şu ifadeyi elde ederiz.

$$N = \frac{U - V - W}{W - U - I} \qquad (9)$$

Burada

$$U = 2R + \frac{2(\phi R)^2 \cdot \gamma [C_v(\gamma_2 - \gamma) + \gamma}{(1-R)\cdot \gamma_2^2} - R(1+\phi)\cdot \gamma/\gamma_3 \cdot [2R +$$

$$\frac{2\phi R [C_v(\gamma_2 - \gamma) + \gamma]}{\gamma_2}] - R^2(1+\phi)^2 \cdot (\gamma \cdot K_v/\gamma_3)$$

$$V = (\phi R/1-R)^2 \cdot (1+K_2)/\gamma_2$$

$$W = \frac{R^2(1+\phi)^2.(K_o-1)}{S_3}$$

$I = (1 + K_1)$ yazılabilir.

6. ENJEKTÖRLÜ POMPA TASARIMI

Karışımları pompalayan enjektörlü pompaların tasarımında göz önüne alınması gereken ondört değişken vardır. Bunlar iki ayrı grupta toplanabilir.

A- Enjektörlü pompanın içinde çalışacağı sistemde gerçekleştireceği değişkenler. Bunlar: Toplam debi, emilen akışkanın basıncı, çıkış basıncı, çıkış konsantrasyonu, suyun ve katının özgül ağırlıkları, katıların granülometrik değerleri, emme tarafındaki konsantrasyondur.

B- Enjektörlü pompanın kendisine ait değişkenler. Bunlar: Püskürtme debisi, giriş basıncı, lüle çapı, alan oranı, karışım odası uzunluğu ve difüzör açısıdır. Bundan sonra aşağıdaki tasarım yolu izlenebilir.

a- Suyun ve katının özgül ağırlıkları saptanır.

b- İstenilen katı madde debisi ve konsantrasyon saptanır.

c- Çıkış yükü hesaplanır.

d- Enjektörün emme tarafındaki yük ve konsantrasyon emme tarafındaki koşullara yani su derinliğine bağlıdır, katı madde (kum) içine gömülü halde konsantrasyon % 40 alınabilir.

e- Ø ağırlıksal debi oranı bulunur ve alan oranı saptanarak (en iyi verim koşulları için) N boyutsuz basma yüksekliği bulunur. Enjektör için kavitasyon kontrolü yapılır.

f- H yükü bulunur.

g- D_j lüle çapı bulunur.

h- Karışım odası çapı hesaplanır.

i- Karışım odası uzunluğu 7,5 - 8 D olarak alınabilir.

j- Difüzör açısı $\theta = 4^{o} - 6^{o}$ alınabilir.

7. ENJEKTÖR KAVİTASYON KONTROLÜ

Katı madde nakleden enjektörler için kavitasyon sınırını ϕ ağırlıksal debi oranı tayin eder. Bunun için Govatos kritik bir değer vermiştir.

$$\phi_c = \sqrt{\frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} \cdot \frac{(1-R)^2}{R^2} \cdot \frac{\gamma_3^2}{\gamma^2} \cdot \frac{1+K_1-E^2}{1+K_2}} \qquad (10)$$

$$\Delta h_2 = h_2 - P_c/\gamma . S_2 \qquad (11) \qquad \Delta h_1 = h_1 - P_c/\gamma \qquad (12)$$

P_c: Suyun buharlaşma basıncıdır.

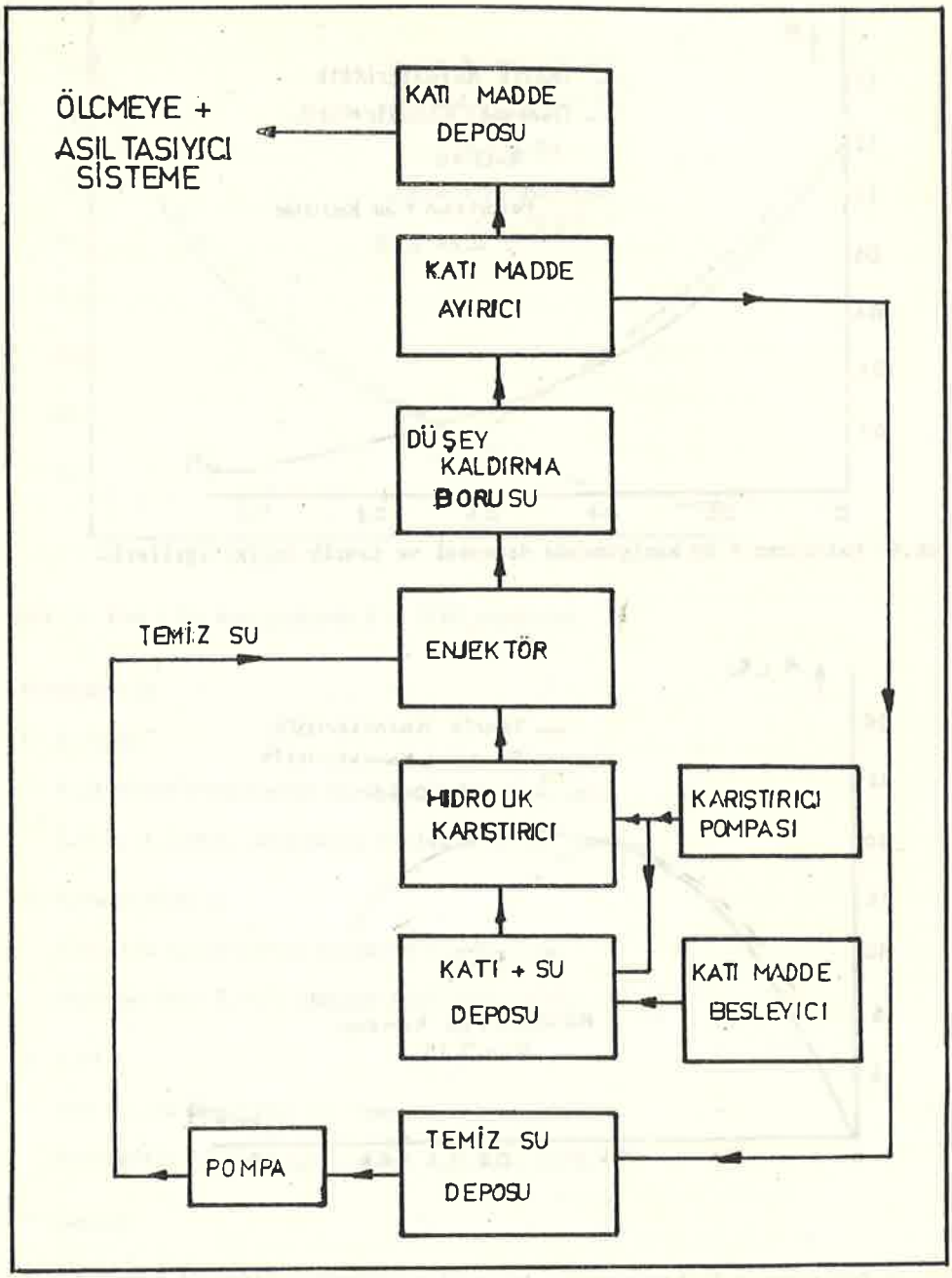
$E = D_3 / D_2$ $\qquad \phi < \phi_c$ kavitasyon dışı çalışma koşuludur.

Eğer $\phi > \phi_c$ olursa R alan oranını küçültmek suretiyle $\phi < \phi_c$ olmasını sağlarız.

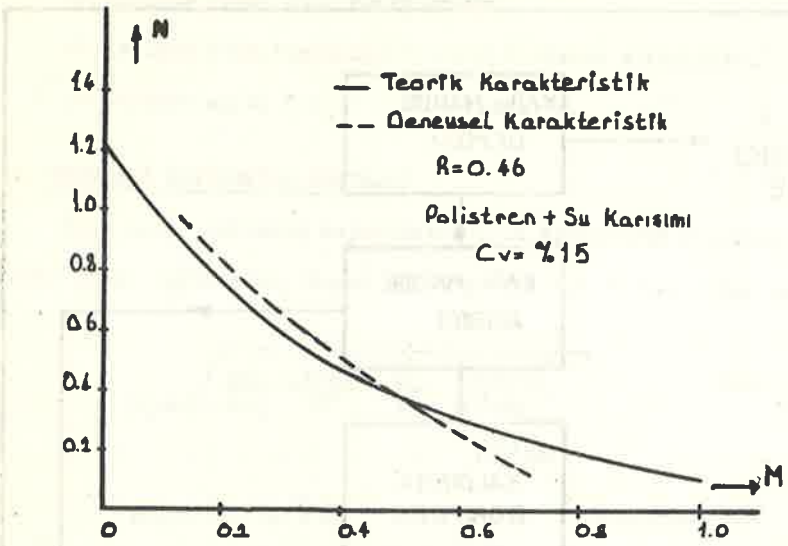
8. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Şek.(5) de şematik olarak verilen deney sistemi kurularak farklı R alan oranlarındaki enjektörler için ve farklı cins katı maddeler kullanılarak deneyler yapılmıştır.

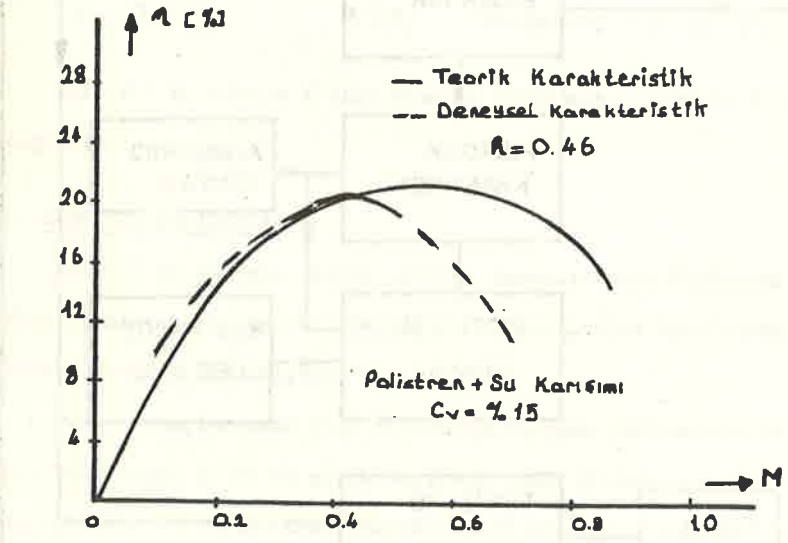
Deney sonuçlarından elde edilen eğrilerden görülebilir ki gerek verim-Debi oranı (η-M) ve gerek boyutsuz basma yüksekliği-debi oranı (N-M) eğrilerinin boyutsuz basma yükseklikleri arasında fazla bir fark yoktur.



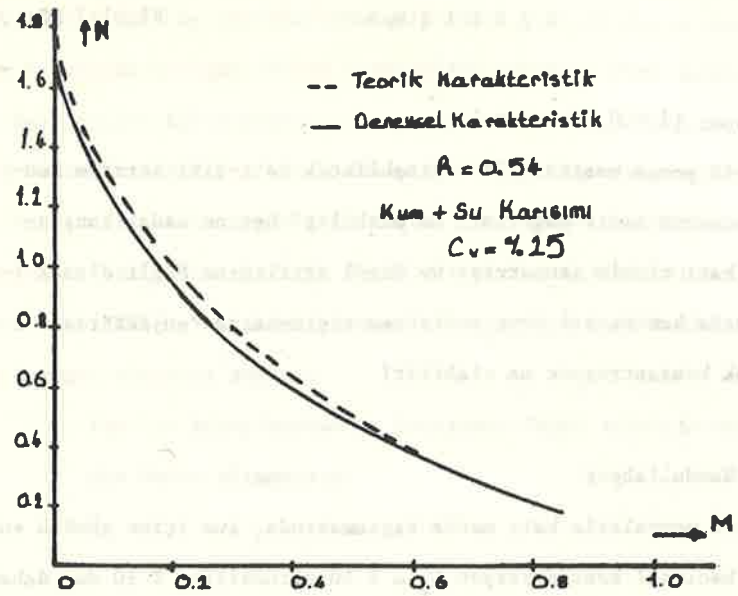
Şekil 5 : Deney sistemi şeması.



Şek.6: Polistren + Su karışımında deneysel ve teorik N=f(M) eğrileri



Şek.7: Polistren + Su karışımında deneysel ve teorik η=f(M) eğrileri



Şek.8: Kum + Su karışımında N = f(M) eğrileri

REFERANSLAR

1- C.Özgür

Enjektörlü Pompalarda Boyutlandırma Problemi

İ.T.Ü. A.İ.M.H. Araştırma Projesi, 1975.

2- F.Hamdullahpur

Hidrolik Transportta Enjektör ile Besleme

Diploma Tezi İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 1979.

3- G.Fish

The Solids Handling Jet Pump

Proceeding of HydrotransportI B.H.R.A. 1970.

4- Lapple

Fluid And Particle Mechanics

University of Delaware Pub. 1956.

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 3

Soru Refah Ayber (İ.T.Ü. Mak.Fak.)

Enjektörlü pompa vasıtasiyle taşınabilecek katı-sıvı karışım konsantrasyonunun sınır değerleri ne olabilir? Her ne kadar konsantrasyon katı cismin geometrisi ve özgül ağırlığına bağlı olacak ise de acaba kum tanesi veya polistren taşınmasında enjektördeki en yüksek konsantrasyon ne olabilir?

Cevap Feridun Hamdullahpur

Enjektörlü pompalarla katı madde taşınmasında, kum içine gömülü enjektör halinde hacımsal konsantrasyon C_v = % 40 alınabilir. % 10'dan daha düşük değerler pratik açıdan tercih edilmeyebilinir.

Yapılan deneysel çalışmalarda, kum için % 25 polistren için ise % 15 konsantrasyon değerleri elde edilmiştir. Ancak şunu hemen belirtmek gerekir ki, deney sisteminde karışım tankı hacmının daha elverişli olması halinde daha yüksek konsantrasyon değerlerine çıkılabilir.

Soru Erkan Emiroğlu (D.S.İ.)

1. Hidrolik karıştırıcı nedir? Ne şekilde çalışır.
2. Katı ve sıvı karışımında özgül ağırlık ve viskozite düşünülmüşmüdür?

Cevap Feridun Hamdullahpur

1. Hidrolik karıştırıcı:

Enjektörün emme ağzındaki konsantrasyonun sabit tutulabilmesi

için, katı madde besleyicisinden gelen katı parçacıkların depo içinde ve emme tarafında homogen olarak dağılmaları gerekir. Bunu sağlıyabilmek için depo içinde bir karıştırıcıya gerek vardır. Bu karıştırıcı mekanik veya hidrolik olabilir. Ancak deney sistemine uygunluğu açısından hidrolik karıştırıcı daha uygun görülmüştür. Bir pompa tarafından sağlanan su depo içine belli bir saptırma açısı ile yerleştirilmiş olan bir lüleye gönderilir. Lüle çıkışındaki huzme karışımı depo içinde sirküle ettirerek homogen olmasını sağlar.

2. Yapılan hesaplamalarda, karışımın özgül ağırlığı ve viskozitesi göz önüne alınmıştır.

DALGIÇ TULUMBALAR VE TÜRKİYE EKONOMİSİ BAKIMINDAN YERALTI SULARIMIZIN DEĞERLENDİRİLMESİNDEKİ YERİ

Cankut İKİZLER - Seven SAMİOĞLU
ALARKO San. ve Tic. A.Ş. ALPOM Müess., Istanbul

ÖZET

Bu çalışmada ülkemizde mazisi yeni sayılabilecek Dalgıç Tulumbaların tanıtımı yapılmakta, bugünkü imal şekli ve kapasiteleriyle ekonomimize katkısının boyutları incelenmektedir. Ayrıca yeraltı sularımızın değerlendirilmesinde kullanılan sistemler ele alınarak, kullanma yerlerine göre sistem seçim kriterlerinin neler olduğunun saptanmasına çalışılmakta, bu seçim için bir yöntem önerilmekte ve yanlış yapılan seçimlerin ekonomimize vereceği zararın boyutunun hesaplanmasına çalışılmaktadır.

1. GİRİŞ :

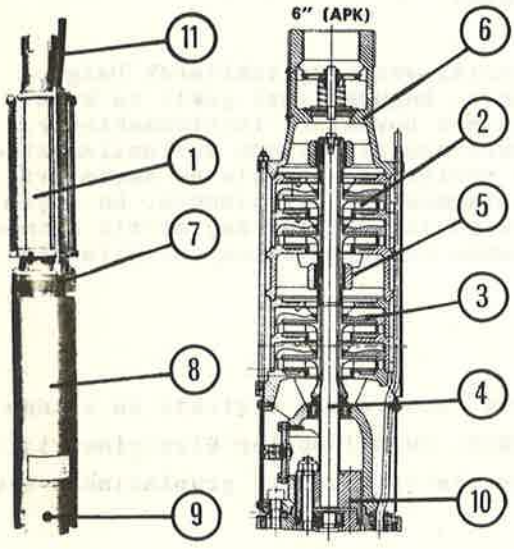
Dalgıç tulumbalar elektrik motoru ile birlikte su içinde çalışan çok kademeli pompalardır. Bu tulumbalar birbirine rijit bir kavrama ile bağlı pompa ve elektrik motoru gruplarından oluşmaktadır.

1.1. Pompa Grubu :

Çok kademeli ve kaymalı yataklıdırlar. Genellikle bünyelerinde - pompa durduğu zaman çıkış borusundaki suyun geri kaçıp pompanın bir türbin gibi çalışmasını önleyici - bir çekvalf grubu ihtiva ederler. Milleri paslanmaz çelik, fan ve difüzörleri dökme demir, bronz veya aşınmaya mukavim plâstikten imal edilmektedirler. Özellikle, son yıllarda yüzey pürüzlülüğünün minimum olması, istenilen şekil ve ebatların tam olarak gerçekleştirilebilmesi ve dolayısiyle yüksek randıman sağlanması açısından, küçük debili radyal fanlı tiplerde plâstiklerin fan ve difüzör malzemesi olarak kullanılması bütün dünyada çok yaygın bir duruma gelmiştir.

1.2. Elektrik Motoru Grubu :

Islak rotorlu olmakta, radyal yatakları ve pompadan gelen hidrolik yükler dahil bütün eksenel yükleri karşılayan eksenel yatağı su ile yağlanmaktadır. Stator sargıları genellikle su içinde bulunmakla birlikte (ıslak statorlu), stator sargılarının sudan izole edilmiş (kuru statorlu) tatbikatlarıda halen kullanılmaktadır. Motora elektrik, özel izoleli sualtı kabloları ile iletilmektedir.

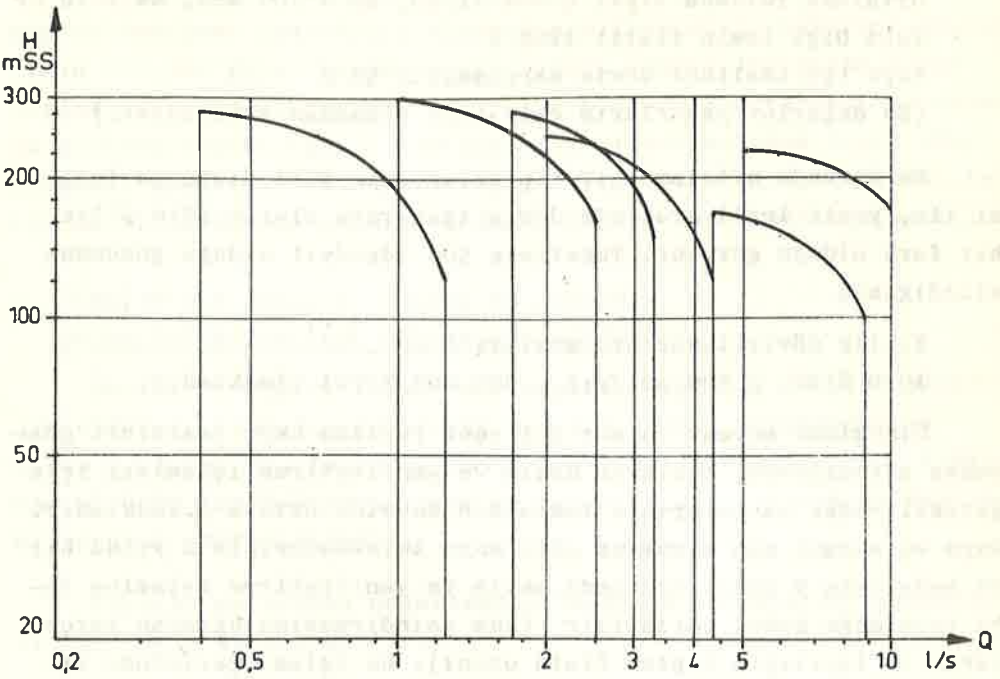


1. TULUMBA GÖVDESİ
2. FAN
3. DİFÜZÖR
4. TULUMBA MİLİ
5. ARA YATAK
6. VENTİL GÖVDESİ
7. EMİŞ AĞZI
8. MOTOR
9. SU DOLDURMA VİDASI
10. KAVRAMA
11. ELEKTRİK KABLOSU

ŞEKİL 1

2. TÜRKİYEDE DALGIÇ TULUMBA İMALATI :

Ülkemizde Dalgıç Tulumba imalâtı 1972 yılında başlamıştır. Önceleri tamamı ithal edilmekte olan bu tulumbaların, bu tarihten sonra motorları ithal edilmeğe, pompa kısmı ise yerli yapılmağa başlanmıştır. Bugün için ülkemizde yapılan dalgıç tulumbalar Hm = 300 mSS, Q = 10 lt/sn kapasitelerine kadardır. Şekil(2) (Alarko ve Misan Dalgıç Tulumbaları)



ŞEKİL 2

1978 yılından itibaren ülkemizde bu tulumbaların 20 HP ve daha küçük güçteki elektrik motorlarının imalide başlamış bulunmaktadır.

Bu pompa ve motorların imalâtının bazı hammaddeler hariç % 100'ünün yerli olması yanında, silisli sac, paslanmaz çelik v.s. gibi ithal hammadde oranı da tüm maliyet içerisinde % 8 civarında kalmaktadır.

3. EKONOMİK İNCELEME :

Yapılan araştırmalar Türkiye'nin yıllık dalgıç tulumba kullanımının 500 Adet/yıl dolayında olduğunu göstermektedir.

İncelememizde ortalama bir tulumba tipi ele alınmakta, bunun yurt dışından temini ile yurt içinde imali hallerinde döviz harcamaları olarak hesabı yapılmaktadır.

Ortalama Tulumba tipi: Q = 4 lt/sn, Hm = 100 mSS, Nm = 10 HP
Yurt Dışı temin fiatı: 1100 $
Yurt İçi imalinde döviz harcaması : 90 $
(Bu değerler yazarların çalıştığı firmadan alınmıştır.)

Bu durumda ortalama bir tip tulumbanın yurt dışından temini ile, yerli imali arasında döviz tasarrufu olarak 1010 $'lık bir fark olduğu görülür. Tüketimin 500 Adet/yıl olduğu gözönüne alındığında

Yıllık döviz tasarrufu miktarı :
1010 $/Ad. x 500 Ad./yıl = 505.000 $/yıl olmaktadır.

Ülkemizde mevcut ve her yıl yeni yapılan kuyu tesisleri gözönüne alındığında, bunların bakım ve yenileştirme işlemleri için gerekli yedek parçalarının temininin önemide ortaya çıkmaktadır. Kuyu ve sudaki kum durumuna göre kuyu tulumbalarının 2 yılda bir ve bedelinin % 20'si oranında bakım ve yenileştirme işlemine tabi tutulduğu kabul edilebilir. (Kum aşındırmasına uğrayan parçaların ve işçiliğin toplam fiata oranı). Bu işlem içerisinde ithal malzeme payının % 25 olduğu kabul edildiğinde, yurt dışından temin edilmiş tulumbalarda gereksinme duyulacak ithal malzemeleri için ödenmesi gerekli döviz miktarını aşağıdaki şekilde hesaplayabiliriz.

Mevcut çalışan kuyu sayısı : 6000 adet (tahmin)
Yılda revizyona tabi tutulan tulumba sayısı: 3000 adet(tahmin)

Bakım ve yenileştirme döviz ihtiyacı :
3000 ad/yıl x 1100 $/ad x 0.20 x 0.25 = 165.000 $/yıl olacaktır.

Bu tulumbaların yerli olarak imali halinde ise gereksinme duyulacak döviz ihtiyacı ilerki yıllarda

3000 Ad/yıl x 90 $/Ad x 0,20 x 0,25 = 13500 $/yıl olacaktır.

Burada yerli imal edilen dalgıç tulumbalar dolayısiyle, bakım ve yenileme masrafları açısından yıllık döviz tasarruf miktarının 165.000 $/yıl mertebesinde olduğu, yerli imalâttan doğan toplam tasarruf miktarının ise yılda 670.000 $ mertebesinde olduğu görülmektedir. (Not : İncelememizde ithal malzeme temin edilememesi nedeniyle revizyonu yapılamayıp atılan dalgıç tulumbaların milli servetten götürdüğü değer hesaba dahil edilmemiştir.)

4. TÜRKİYE'NİN YERALTI SULARI VE BUNLARIN DEĞERLENDİRİLMESİNDE KULLANILAN SİSTEMLER :

Devlet Su İşleri tarafından yapılan jeofizik ve hidrojeolojik etüdler, faydalanılabilecek yeraltı suları kapasitemizin yılda 5 Milyar m3 olduğunu, bunun 3 Milyar m3'ünün sulama, 2 Milyar m3'ünün ise Endüstri, içme ve kullanma suyu olarak kullanılabileceğini göstermektedir.

Yeraltı sularının değerlendirilmesinde kullanılan sistemleri ise şöyle sıralayabiliriz :

- Enjektörlü Sistemler
- Dalgıç Tulumbalar
- Derinkuyu Tulumbaları
- Basınçlı Havalı Sistemler

Bu sistemler içerisinde halen ülkemizde tatbikat sahası çok az olduğu için Enjektörlü ve Basınçlı Havalı sistemler incelememize alınmamıştır.

4.1. Derinkuyu Tulumbaları :

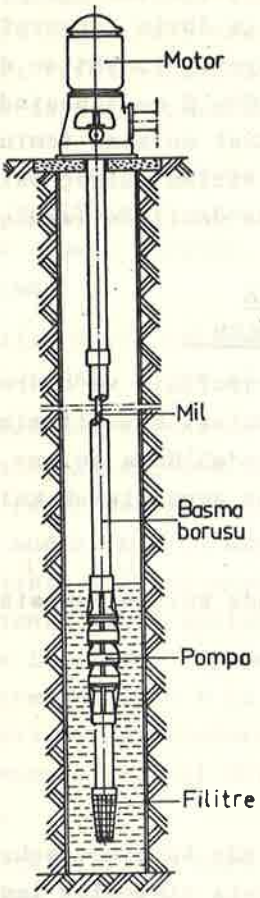
Bu tulumbalarda pompa kısmı su içerisinde, tahrik kısmı ise kuyu dışındadır. Güç, pompaya kuyu boyunca miller ve kavramalar aracılığıyla iletilir. Tahrik kısmı, düşey bir elektrik motoru, içten yanmalı bir motor - dişli kutusu grubu veya yatay milli bir elektrik motoru - dişli kutusu grubu olabilmektedir.

Güç nakleden millerin yataklarının yağlanmasına göre

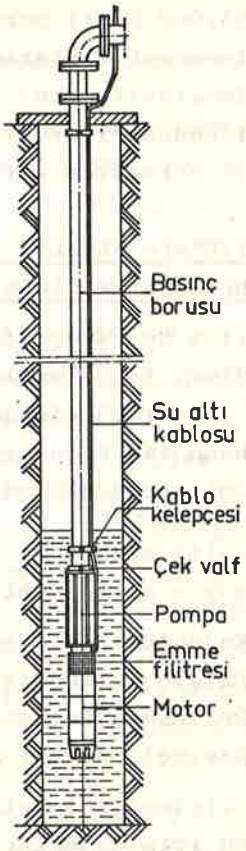
- Su ile yağlamalı yataklı
- Yağ ile yağlamalı yataklı

olmak üzere iki şekilde yapılırlar.

DERİN KUYU TULUMBASI



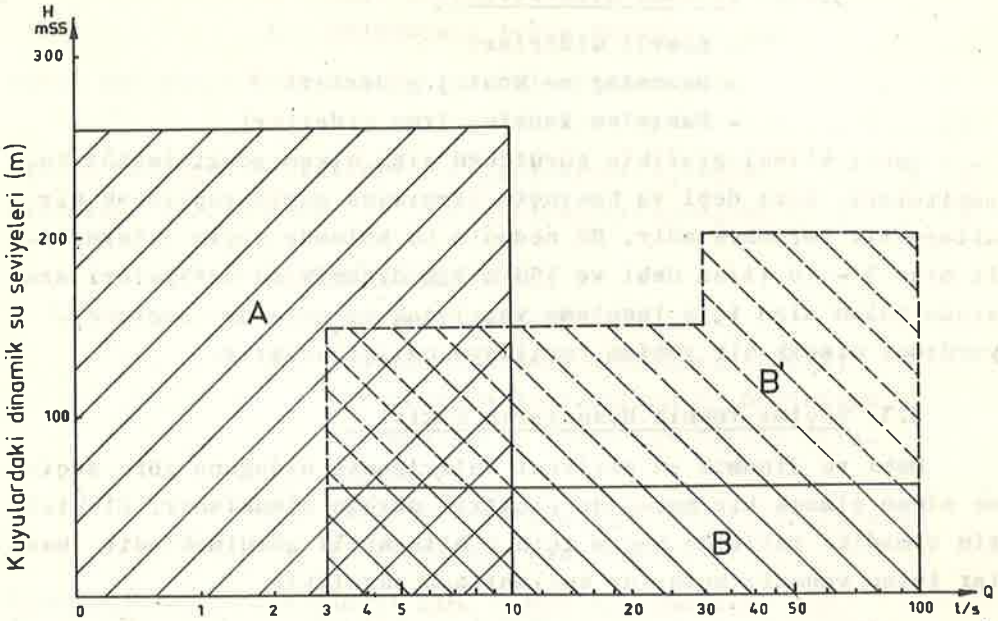
DALGIÇ TULUMBA



ŞEKİL 3

4.2. Kullanım Sahaları :

Ülkemizde yapılan Dalgıç ve Derinkuyu Tulumbalarının kullanılma sahaları, imalâtçı ve sondör firmalar nezdinde yapılan incelemeler neticesi, bir sonraki sayfada görünen şekilde grafikleştirilebilmektedir. Bu grafikte A ile gösterilen alan Dalgıç Tulumbaların, B ile gösterilen alan Derinkuyu Tulumbalarının genel uygulama sahalarını, B' ile gösterilen alan ise özel durumlarda yapılan tatbikatların sahasını göstermektedir.



ŞEKİL : 4

5. SİSTEM SEÇİM KRİTERLERİ :

Sistem seçiminde gözönünde bulundurulacak kriterler 2 ana grupta toplanabilir. Bu grupları ve grupların unsurlarını şu şekilde tanımlayabiliriz.

5.1. Teknik Hususlar :

- Kuyudaki dinamik su seviyesi
- Kuyu debisi
- Dalgıç ve Derinkuyu pompalarının karekteristik değerleri (Q, Hm, N).
- Elektrik durumu.

5.2. Parasal Hususlar :

5.2.1. Sabit Yatırım Maliyeti :

- Kuyu maliyeti
- Tulumba maliyeti
- Tesis maliyeti.

5.2.2. İşletme Giderleri :

- Enerji Giderleri
- Demontaj ve Montaj giderleri
- Bakım ve Yenileştirme giderleri

Şekil 4'teki grafikte görüldüğü gibi ülkemizdeki imalât kapasiteleri, bazı debi ve basınçta karşımıza seçim yapılacak bir alternatif vermemektedir. Bu nedenle bu bölümde seçim alternatifi olan 3 - 10 lt/sn debi ve 150 m.lik dinamik su seviyelerí arasında kalan alan için inceleme yapılacak ve kararda (seçimde) yardımcı olacak bir yöntem verilmeye çalışılacaktır.

5.3. Seçime Teknik Hususların Etkisi :

Debi ve dinamik su seviyesi belirlenmiş olduğuna göre seçime etken olacak bir husus da elektrik durumu olmaktadır. Elektriğin olmadığı yerlerde seçim için 2 alternatif görülmektedir. Bunlar içten yanmalı motorlar kullanılmak suretiyle

- Alternatif akım jeneratörü ile elektrik üretimi
- Direkt olarak Derinkuyu pompası tahriki

olmaktadır. Bu ikisi arasında parasal yönden bir inceleme yapılmalı, çıkan sonuç aşağıda yapılacak hesaplamalara dahil edilmelidir.

5.4. Seçime Parasal Hususların Etkisi :

5.4.1. Sabit Yatırım Maliyeti :

a : Kuyu açma fiatı (₺/m)

b : Tulumba fiatı (₺) (Bu Dalgıç'ta tulumba fiatını, Derinkuyu'da ise pompa, akıtma başlığı ve motor ile varsa dişli kutusunu kapsamaktadır.)

c : Montaj ekibinin kuyu başına gelme fiatı (₺)

d : Montaj fiatı (₺/m)

e : Aktarma elemanları fiatı (₺/m) (Bu Dalgıç'ta çıkış borusu ve elektrik kablosu fiatını, Derinkuyu'da ise mil, yataklar, çıkış borusu, varsa yağlama tertibatı ve kılavuz borusu fiatını kapsamaktadır.)

h : Kuyu derinliği (m)

L : Tulumbanın tesis derinliği (m)

Sabit Yatırım = Kuyu maliyeti + Tulumba maliyeti
+ Tesis maliyeti .....(1)

Dalgıç Tul.için Sb.Yatırım : $(a_1xh)+b_1+c+(d_1+e_1)xL$ .....(2)

Derinkuyu Tul.için Sb. " : $(a_2xh)+b_2+c+(d_2+e_2)xL$ .....(3)

5.4.2. İşletme Giderleri :

f : Enerji giderleri (₺/yıl)

g : Montaj, demontaj giderleri (₺/yıl)
(Ortalama olarak Dalgıç ve Derinkuyu tulumbaları 2 yılda bir bakıma alınmaktadır.

k : Bakım ve yenileştirme giderleri (₺/yıl)
(2 yılda bir yapılmaktadır).

İşletme Giderleri = Enerji gid. + Montaj, demontaj gid.
+ Bakım, yenileştirme gid....(4)

İşletme Giderleri = f + g + k .....(5)

Tulumbaların montaj, demontaj giderleri yılda :
g =(c + (2 d x L)): 2 olmaktadır. (Formüldeki ilk 2 rakamı, montaj ve demontaja karşılıktır).....(6)

Bakım ve yenileştirme giderleri ise tulumba bedeli ile aktarma elemanları bedelinin % 20'si olarak kabul edilebilir. Bu bedelde yılda :

k =(b + (e x L))x 0.2 : 2 olmaktadır. .....(7)

Dalgıç Tul.için İşletme Gid. :

$= f_1+ (c+(2d_1xL)) :2+ (b_1+(e_1xL)) \times 0.2 : 2$ .....(8)

Derinkuyu Tul.için İşt. Gid. :

$= f_2+ (c+(2d_2xL)) : 2+(b_2+(e_2xL)) \times 0.2 : 2$ .....(9)

5.4.3. Tulumba Amortismanı :

Tulumbaların ömrü arazinin jeolojik durumu ile kuyuların yapı kalitesine ve dolayısiyle sudaki kum miktarına bağlı olarak değişme gösterir. Kuyu ömürleri dalgıç ve derinkuyu tulumbaları kullanılması halinde değişmemektedir. Bu tulumbaların ömürlerininde sudaki kum miktarına bağlı olarak aynı olduğu kabul edilebilir.

6. KARAR VERMEĞE (SEÇİME) YARDIMCI YÖNTEM :

Kullanılacak sistemlerden hangisinin daha ekonomik olduğu, kuyudan elde edilecek suyun birim maliyetlerinin karşılaştırılması ile belirlenebilir. Seçimde kullanılabilecek sistemlerden alınacak su miktarları eşit olacağına göre, bu sistemlerin yıllık işletme masrafları ile bunlara yapılan sabit yatırımın yıllık amortisman masraflarının toplamının karşılaştırılması bize hangi sistemin seçilmesi gerektiğini belirleyecektir.

R_1: Dalgıç Tulumba için yıllık gider toplamı (TL)
R_2: Derinkuyu Tulumbası için yıllık gider toplamı (TL)
R = Sabit yatırım amortisman gideri + İşletme gid. .....(10)

Sabit yatırım amortisman giderlerini, ömürleri farklı olan kuyu ve tulumba amortisman giderlerini ayrı ayrı olarak hesaplayarak bulmak gerekir. Kullanıcı ve sondaj firmaları nezdinde yapılan araştırmalar kuyu ömrünün 20 yıl (amortisman oranı % 5), tulumba ömrünün ise 8 yıl (amortisman oranı %12,5) kabul edilebileceğini göstermektedir.

p : Kuyunun yıllık amortisman oranı (1/yıl olarak ömür)
r : Tulumbanın " " " (1/ " " ")
R = Kuyu maliyeti x p+(Tulumba + Tesis maliyeti) x r
+ İşletme giderleri. .....(11)

$$R_1 = (a_1 x h) \times p + (b_1 + c + (d_1 + e_1) \times L) \times r + f_1 + (c + (2d_1 x L)) : 2 + (b_1 + (e_1 x L)) \times 0.2 : 2 \quad \ldots\ldots(12)$$

$$R_1 = f_1 + a_1 hp + (0,1+r)(b_1 + e_1 L) + (0,5+r)c + (1+r)d_1 L \quad \ldots\ldots(13)$$

$$R_2 = f_2 + a_2 hp + (0,1+r)(b_2 + e_2 L) + (0,5+r)c + (1+r)d_2 L \quad \ldots\ldots(14)$$

R_1 ve R_2 değerlerinden hangisi küçük ise o sistemin seçilmesi gereği ortaya çıkar.

7. ÖRNEK :

Tulumba Debisi Q = 4 lt/sn.
Manometrik yükseklik Hm = 100 mSS
Kuyu derinliği h = 70 m.
Tul. Tesis Derinliği l = 60 m.

Kuyu açma fiatı (Dalgıç T.) a_1 = 5.000.-₺/m.
" " " (Derinkuyu T.) a_2 = 6.000.-₺/m.

(Derinkuyu Tulumbası monte edilecek kuyularda montaj özelliği dolayısiyle düzgünlük büyük önem kazandığından, kuyu açma fiatı artmaktadır.)

Tulumba Fiatı (Dalgıç) b_1 = 90.000.-₺.
" " (Derinkuyu) b_2 = 60.000.-₺.
Montaj Ekibi Gelme Fiatı c = 5.000.-₺.
Montaj Fiatı (Dalgıç) d_1 = 150.-₺/m.
" " (Derinkuyu) d_2 = 500.-₺/m.
Aktarma Elemanları Fiatı (Dalgıç) e_1 = 200.-₺/m.
" " " (Derinkuyu) e_2 = 2.000.-₺/m.
Enerji Giderleri (Dalgıç) f_1 = 40.000.-₺/yıl
" " (Derinkuyu) f_2 = 40.000.-₺/yıl

Kuyu ömrü 20 yıl $p = \frac{1}{20} = 0,05$

Tulumba ömrü 8 yıl $r = \frac{1}{8} = 0,125$

Kıyaslanacak Yıllık Gider Toplamı :

Dalgıç için :

$R_1 = 40.000 + (5.000x70x0,05)+(0,1+0,125)(90.000+200x60)$
$+ (0,5+0,125)5.000+(1+0,125)150x60$

Derinkuyu için :

$R_2 = 40.000 + (6.000x70x0,05)+(0,1+0,125)(60.000+2.000x60)$
$+ (0,5+0,125)5.000+(1+0,125)500x60$

R_1 = 93.700.-₺/yıl

R_2 = 138.375.-₺/yıl

$R_1 < R_2$ olduğu için bu kuyuda Dalgıç Tulumbalı sistemi seçmek uygun görülmektedir.

8. YANLIŞ SEÇİMİN ÜLKE EKONOMİSİNE VERECEĞİ ZARARLAR :

Şekil 4 deki grafikte Dalgıç tulumba ile Derinkuyu tulumbasının uygulama sahaları gösterilmişti. Dalgıç ve Derinkuyu tulumbalarının müşterek tatbik sahası yıllık kullanımı 500 adet olan Dalgıç tulumbalar ile 1300 adet olan Derinkuyu tulumbalarının toplam kullanımının ortalama bir tahminle % 20 sini kapsamaktadır. Bu alan içerisindeki seçimin % 10' unun yanlış olduğu varsayılırsa milli servetten kaybımızın ne olduğunu, yukarıda vermiş

olduğumuz örneği ortalama bir pompanın yanlış seçimi kabul ederek hesaplayalım.

Yıllık kayıp = (1300+500) x 0,2 x 0,1 x (R_2 - R_1)

= 1800 x 0,2 x 0,1 x (138.375 - 93.700)

= 1.600.000.-₺/yıl

Tulumbaların ortalama ömürlerinin 8 yıl olduğu kabul edildiğine göre, her yıl yapılan yanlış seçimin milli servetten götüreceği miktar :

1.600.000 x 8 = 12.800.000.-₺.sı

olacaktır.

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 4

Soru Feridun Hamdullahpur (İ.T.Ü. Makina Fakültesi)

Elektrik Enerjisinin bulunmadığı yerlerde içten yanmalı motorların kullanılabileceğini söylediniz. Acaba bu durumda karakteristik eğrilerde bir değişiklik olmaz mı?

Cevap Seven Samioğlu

1. Jeneratörle dalgıç pompa kullanımında frekans, voltaj ve güç motora uygun olması halinde bir değişiklik olmaz.
2. Derin kuyu pompalarının içten yanmalı motorlarla direkt tahrikinde, ortalama hıza göre dw/dt büyük değişiklikler gösteriyorsa, (tek veya 2 silindirli makinalarda sıkıştırma sonundaki krank mili hızı ile yanma stroku sonlarına doğru krank mili hızı arasında farklar olabilir). Karakteristik eğride bir değişiklik olabilir.

Soru Kemal Akbaş (D.S.İ. Genel Müdürlüğü)

Dalgıç tulumbalarda debiyi yükseltmek için dar boğaz nedir?

"En az 15 litre/sn.lik debiler sulamalarda kullanılması plânlanmaktamıdır".

Cevap Seven Samioğlu

1. Büyük kapasiteli dalgıç pompalar için bugünkü problem motor üretimidir. Yerli üretim için çalışmalar devam etmektedir.

POMPA TASARIMINDA VE SEÇİMİNDE OPTİMUM ÇÖZÜM İÇİN BİLGİSAYAR YARDIMI İLE TASARIM

Birol KILKIŞ

O.D.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü, ANKARA.

ÖZET

Gelişen teknoloji ve gereksinmelere, ayrıca ekonomik ve fiziksel kısıtlamalara paralel olarak pompa tasarımı, seçimi ve işletilmesi giderek karmaşık bir durum almaktadır. Bu tebliğde bilgisayar yardımı ile tasarım kısaca tanıtıldıktan sonra bu yöntemin pompa tasarımı ve uygulamalarındaki olası katkıları tartışılmakta ve bir basit örnekte verilmektedir. Bu tür yöntemlerin ülkemiz koşullarında uygulanabilirliği üzerinde durulmakta ve önerilerde bulunulmaktadır.

1. GİRİŞ:

Yukarıda da değinildiği gibi gelişen teknoloji ve gereksinmelere, ayrıca ekonomik ve fiziksel kısıtlamalara paralel olarak pompa tasarımı, seçimi ve işletilmesi basit bir tasarım, üretim ve işletme sürecini aşarak karmaşık bir durum almıştır. Bunların yanısıra pompa tasarımı ve geliştirilmesi evrelerinde temel araştırma çabaları da halen sürdürülmektedir. Yukarıda sözü edilen tüm bu evrelerde araştırmacı, tasarımcı ve uygulayıcıların karşısına değişik seçenekler çıkmaktadır. Bu seçeneklerin en uygun bir biçimde analizi, ve parametrelerin buna göre seçimi alışılagelen yöntemlerle hem uzun zaman almakta ve hemde gerektiği kadar sağlıklı olmayabilmektedir. Genellikle en uygun çözümlere ulaşma, özel sayısal yaklaşımlar ile olanaklıdır. Ayrıca özellikle kısıtlı olanaklara ve kaynaklara sahip ülkemizde en uygun (optimum) çözümleri arama zorunluluğu da ayrı bir önem kazanmaktadır.

Bugün bile genel kanı, bilgisayarların sadece birer hızlı hesaplayıcı oldukları yönündedir. Halbuki bilgisayarlar gitgide temel araştırmacı ve tasarımcıların en büyük yardımcıları olmaktadır. Bir tasarım sürecinde en uygun çözüme ulaşabilme amacı ile bir çok seçeneğin denenmesi gerekir. Önceleri, bu seçeneklerin denenmesi genellikle sınama-yanılma yolu ile ve

sonuçlar karşılaştırılarak yapılmakta idi. Ancak istenen amaca daha çabuk ve emin bir biçimde ulaşabilmek için birçok sistematik ve sayısal yöntemler bilim adamları tarafından ortaya atıldı. İstenen amacın (Ör: verimin artırılması) matematiksel bir ifadesi olan ve bu amacı etkileyen faktörlerin tümünü içeren amaç fonksiyonunu belirli kısıtlamalarıda göz önüne alarak çözen yönteme de optimizasyon (en uygun çözüme ulaşma yöntemi) adı verildi. Optimizasyon işlemini gerçekleştirecek değişik sayısay yöntemlerde bu arada ortaya atıldı. Bu yöntemlerin genellikle uzun ve duyarlı işlemlere gereksinme duyması yanında bazı karmaşık ifadeleri de içermesi, bilgisayarların bu alanda geniş ve etkin bir uygulama olanağı bulmasına neden oldu [1,2,3,4]. İşte bu noktadan başlıyarak bilgisayarlar; en uygun çözüme ulaşana ve uygulayanadek tasarımcı ve uygulayıcılara yeni olanaklar sağlamaktadırlar. Kısaca bilgisayar yardımı ile tasarım olarak adlandırılan bu yöntem, tebliğ kapsamı içersinde şu alanlarda etkin olabilmektedir:

1. Temel araştırma ve geliştirme,
2. Üretim planlaması,
3. Uygulamada pompa ve ilgili techizatın seçimi,
4. Sistem tasarımı sırasında en uygun bağdaştırmanın gercekleştirilmesi,
5. İşletme sürecinde en uygun rejimin saptanması ve otomatik kontrol.

Yukardaki sıralamadanda görüldüğü gibi bilgisayar yardımı ile tasarım değişik evreler içermekte ve global bir yaklaşımda bulunabilmektedir.

2. POMPA TASARIMINI VE SEÇİMİNİ ETKİLEYEN GENEL FAKTÖRLER:

1. Akışkan bağdaşıklığı

Pompa seçiminde ortamdaki akışkanın niteliği ve türü önemli olup ortamdaki akışkana en uygun pompanın seçilmesi gerekir. Örneğin petrol kökenli akışkanlar genelde her tür hidrolik pompa ile bağdaşık olmakla birlikte su ve benzeri az kıvamlı akışkanlar için daha özel tasarımlar gereklidir. Örneğin santrifüj pompalar bu amaçla geliştirilmiştir. Pompa türünden öte hız, basınç sınırları ve çalışma rejimleri de ortamdaki akışkan ile yakından ilintilidir [5].

2. Basınç

Pompalardaki nominal basınç genellikle geri basınç, sızıntı ve pompa elemanlarında olabilecek hasarlardan ötürü kısıtlıdır. Bu kısıtlama ise pompa türüne göre değişmektedir.

3. Hız

Sürekli rejimdeki bir pompanın maximum servis hızı dönel parçaların

Ataletlerine bağlıdır. Pompaya giren sıvının debisi de hız secimini etkileyen diğer bir faktördür. Minimum servis hızı ise çoğu pompalarda belirtilmez.

4. Debi

Pompa karakteristiği çalışma ortamındaki sıvı debisine uygun olmalıdır.

5. Verim

Hidrolik pompa verimleri % 75 ile % 95 arasında değişmektedir. Özellikle enerji darboğazı göz önüne alındığında yüksek verimli ve amaca uygun pompalar yeğ tutulmalıdır. Ancak bu evrede maliyet de söz konusu olup en uygun çözüm aranmalıdır.

6. Boyutlar ve Ağırlık

Pompa boyutları ve ağırlığı tasarım sırasında, fiziksel çevreye ve amaçlara uygun olarak saptandığında seçilecek pompalar için bir kısıtlama getirilmiş olmaktadır.

7. Çevre

Fiziksel çevre koşulları pompa tasarımını genillikle önemli ölçülerde edkileyebilmektedir. Yükseklik, çevre sıcaklığı, nem oranı örnek olarak gösterilebilinir.

8. Kontrol edilebilirlik

Seçilen veya tasarımı yapılan pompanın sistemde kullanılan veya kullanılması öngörülen kontrol mekanizmasının ögeleri ile bağdaşık olması gerekir. Ayrıca ortamdaki sıvının konutrol edileceği karakteristikleri de pompa seçiminde göz önünde tutulmaktadır. Örneğin, rejimde debi değişken ise ve pistonlu bir pompa seçimi öngörülüyorsa değişken stroklu bir pompa seçilmeli, ayrıca strok ayarlamasının sistemdeki kontrol birimleri ile olanaklı olmasına özen gösterilmelidir.

9. Güvenirlilik

Pompa güvenirliliği bir çok değişkene bağlı olup genelde tüm sistem tasarımı ile ilintilidir.

10. Maliyet

En son olarak, seçilen veya tasarımı yapılan pompanın maliyeti parasal kısıtlamalara ve ekanomik kuralla uygun düşmelidir.

Yukarıda kısaca sıralanan faktörleri çoğaltmak olasıdır. Ancak sadece yukarıda açıklanan faktörler ele alındığında dahi pompa tasarımının karmaşık bir süreci olduğu anlaşılabilir. Ayrıca bu sıralamanın salt pompa tasarımı ve/veya seçimini içerdiği de unutulmamalıdır. Bunların yanısıra techizat seçimi, üretim planlaması, sistem tasarımı gibi daha geniş evrelerinde olduğu unutulmamalıdır. Bütün evreler göz önüne alındığında ve en uygun bir global tasarımın amaçlandığı düşünülürse bir çok seçeneğin ve değişkenin ortaya çıktığı söylenebilinir. Bu nedenlerle bilinçli bir tasarım sürecini takibetmek ve sağlıklı bir sonuca ulaşabilmek için bilgisayarların kullanılması zorunlu olabilmektedir.

3. BİLGİSAYAR YARDIMI İLE TASARIM:

Bilgisayar yardımı ile tasarım, kişilerin yaratıcılığını, akıl yürütebilme ve seçim yapabilme yetenekleri ile bilgisayarların duyarlılığı ile süratlerini bağdaştıran bir yöntemdir. Bir yanda karmaşık sayısal yöntemler kullanılırken diğer yandan tasarımcının yaratıcılığı ve konuya ilişkin tecrübeleri sonuca ışık tutmakta ve en uygun çözüme ulaşılabilinmektedir [6]. Belirtildiği üzere bu yöntemde iki ayrı tasarım ögesi bir arada bulunmakta, aralarında bilgi alışverişinde bulunmakta ve birbirlerine yön vermektedirler. Bu iletişimin ve eşgüdümün sağlıklı olabilmesi için değişik yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerin en gelişmişi televizyon ekranı aracılığı ile iletişimdir. (Şekil 1). Tasarımcı, bir ışıklı kalem ile ekran üzerinde gerekli tasarım değişikliklerini yapmakta, sayısal bilgileri ise tuşlu klavye ile iletmektedir. Aynı şekilde bilgisayar, çözümleri ekrana getirmekte veya satır yazıcı ile tasarımcıya iletmektedir. Bu tür sistemlere gerçek zamanda (Real-time) tasarım sistemleri denir. Şekil 2. de ise insan-bilgisayar eşgüdümü görülmektedir. Burada sınama-yanılma yöntemi ile verimi çoğaltmayı amaçlayan bir şema gösterilmiştir. Burada optimizasyon için sayısal yöntemler henüz kullanılmamıştır.

Ülkemizde bu tür gelişmiş aygıtların olmaması nedeni ile bilgisayar ile tasarımın etkin bir biçimde uygulanamayacağı söylenemez. Zira Şekil.2 de mantıksal yapısı gösterilen tasarım sürecinin işlevleri yerine getirildiği sürece bilgisayar ile tasarımın temeli oluşturulmuş demektir. Yurdumuzda bilgi iletişiminde kullanılabilecek aygıtlar ise bilgisayara girişte delikli kart, manyetik şerit, tuşlu klavye, delikli şerit, bilgisayar çıkışında ise satır yazıcı, kütük, manyetik şerit gibi türlerle kısıtlıdır. Bu aygıtların kullanılması tasarımın özünde sadece zaman faktörü olarak

yer alır, sonuca genellikle olumsuz yönde etki etmezler. Tasarım gerçek zamanda olmaz, bilgisayar sonuçları ve iletişim zaman geçikmeli olarak gerçekleşir (Off-line systems).

Tasarımı yapılacak bir pompa ele alındığında, önce pompanın detaylı bir analizi ortaya konulur ve öğeler arasındaki mantıksal ve fiziksel ilişkiler gösterilir. Şekil.3 te genel bir türbomakinanın gruplara, ve alt gruplara bölünüşü ve gruplar arasındaki işlevsel ve mantıksal ilişkelerin belirtilmesi gösterilmektedir. Bilgi Çatkısı (Data Structure) adı verilen bu işlem, Bilgisayar ile Tasarımın bel kemiğini teşkil eder. Bu çatkıda tasarım açısından eşdeğer öğeler önem seviyesindeki gruplarda görülmektedir. Örneğin türbomakina önce Mil, Dönel Kanatçık grubu, Gövde ve (var ise) durgun kanatçık grubuna ayrılmıştır. Her grup ise kendi içinde tekrar alt gruplara bölünmüş ve en sonunda öğe birimlerine kadar inilmiştir. Her birimde ise bilgi kutucukları bulunmaktadır. Bu bilgi kutucuklarında iki türlü bilgi bulunabilir:

a- Tasarım verileri (istenen şartlar, sabit değerler, kısıtlayıcı ölçüler ve değerler gibi). (Fixed Data).

b- Tasarım değişkenleri ve tasarım sonuçları (kanatçık tipi, açısal hız gibi) (Variable Data).

Tasarım verileri, tasarımdan önce bilgisayara aktarılır. Tasarım sırasında değiştirilen veya belirlenecek değişkenler ise geçici kutularda bulunur (taralı kutular) tasarım sonunda ise kalıcı kutulara aktarılır.

Örneğin mil hızının ilk başta en alt ve en üst değerleri (kısıtlayıcı değerleri) tasarım verisi olarak verilebilir. Ancak tasarım sonucu ulaşılan son değer kalıcı değer olarak saklanır.

Şekil.3 ten de görüldüğü üzere sadece fiziksel değişkenlerin bilgi çatkısının kuruluşu bile oldukça karmaşıktır. Buna işletme koşulları ve ekonomik veriler de eklendiğinde böyle bir proğramın geliştirilmesinin ne denli zor olduğu ortaya çıkar. Ancak böyle genel bir programın geliştirildikten sonra ufak değişikliklerle hatta olduğu gibi kalacak birçok değişik tasarımlarda kullanılabileceği unutulmamalıdır.

Ülkemizde pompa geliştirme çalışmalarının ve tasarımın henüz bu tür bileşik bir büyük programa gereksinme duyacağı henüz söylenemez. Zaten değişik evreler ve amaçlar için geliştirilmiş ayrı ayrı programlar ülkemizde vardır [7,8]. Ancak bunlar bilgisayar ile tasarım amaçlı olmayıp, hesaplama amaçları için geliştirilmişlerdir. Bu tür programların ötesinde, daha geniş kapsamlı bir program aşağıdaki alanlarda kullanılabilecektir:

A. Temel Araştırma ve Geliştirme

Ülke koşullarına uygun, hammadde ve üretim koşullarına daha gerçekçi bir pompanın tasarımı sırasında tüm tasarım verilerinin en iyi bir biçimde değerlendirilmesi.

B. Üretim Planlaması

Ülkemizde değişik alanlarda görülmeye başlanan bu tür uygulamalar pompa üretiminde de etkinleşebilir.

C. Pompa ve ilgili techizatın seçimi

Belirli bir amaca uygun veya en yakın pompanın seçimi için birçok seçeneğin değişik yönleri ile incelenmesi gerekir. Bu tür bir inceleme için ise geniş kapsamlı bir bilgi bankasına gerek vardır. Bu bilgi bankasının (Data-Bank) her tasarım veya seçim sürecinde bilgisayarca baştan aşağıya taranması en uygun çözüm için gereklidir. Bunun sağlıklı olabilmesi ise bu bilgi bankasının (arşiv) gelişmelere ve yeniliklere göre yenilenmesi gerekir.

Öte yandan techizat seçiminde de aynı durum söz konusudur. Türkiye'de üretilen techizat ve ekipmanları tüm özellikleri ile yapısında içeren bir bilgi bankası en uygun bağdaştırmanın yapılabilmesi için gereklidir.

D. İşletme süreci

İşletme rejimlerinin saptanması veya istenen rejime göre tasarımın yapılmasında optimizasyon yöntemlerinin uygulanması gerekmektedir.

4. TÜRKİYE KOŞULLARINDA BİLGİSAYAR İLE TASARIM

Evvelki bölümlerdeki açıklamaların ışığı altında bilgisayar ile tasarımın genel sınıflandırması şöyle yapılabilir:

1. İleri Düzeyde Bilgisayar ile Tasarım:

Bu tür bir tasarım genellikle pahalı ek gereçler ile olanaklıdır. Ayrıca genel amaçlı bir programın ekonomik olurluluğu ise hitabettiği pazarın çok geniş olmasına bağlıdır.

Dış ülkelerdeki uygulamaların özelliği de bu savı kanıtlamaktadır. Örneğin bu tür yöntemler çok büyük endüstriyel kuruluşlarca (Otomotiv veya Uçak Sanayii gibi) uygulanmaktadır.

2. Bilgisayar Yordamı ile Tasarım:

Buradaki, uygulama bilgisayarların alışılagelen terminaller aracılığı ile etkin bir biçimde tasarım sırasında kullanılmasından ibarettir. En uygun çözüm için ise:

a- Sınama - Yanılma Yöntemi,(Şekil 2)
b- İleri düzeyde sayısal optimizasyon yöntemleri,
kullanılabilir.

Görüldüğü üzere Türkiye koşullarında "Bilgisayar Yardımı ile Tasarım" türü daha gerçekçi olmaktadır. Bu tebliğde bu tür bir tasarımı belgeleyen basit bir örnek vermekle yetinilecektir.

Örnek:

Tanıtım: Tek kademeli bir eksenel pompanın tasarımıda en uygun kanatçık profilinin bulunması için bir program geliştirilmiştir [9]. Programın amaç fonksiyonu ise verim olup, ekonomik kıstaslar ihmal edilmiştir. Bu çalışmada viskos olmayan, sıkıştırılamaz, irotasyonel ve sürekli bir akım öngörülmüştür.

Teori: Bir türbomakinanın içersinden geçen akışkan kütlesine verilen veya alınan enerji büyüklüğü basınç farkı ile orantılıdır. Onun için türbomakinaların karakteristiklerinin saptanmasında kanatçıklar ve (var ise) kademeler arasındaki hız ve basınç dağılımının bilinmesi önem kazanmaktadır.

Gerekli enerji, süreklilik ve momentum denklemleri göz önüne alındığında ve açısal hızın çok düşük olduğu varsayıldığında yukarıdaki özelliklere sahip bir sıvı için ortamda bir potansiyel akımın var olduğu söylenebilir:

$$\left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} \right)^2 = \nabla^2 \phi = \omega z = 0 \qquad (1)$$

Bu denklemden hareketle ortamdaki hız dağılımını bulmak olanaklıdır. Hız dağılımından hareketle basınç dağılımı ve giriş çıkış değerleri bulunabilir. Bu amaçle iki boyutlu üç düğümlü doğrusal üçgen sonlu elemanların kullanıldığı FEMAC [10] programı temel alınmıştır.

Uygulama: Ek uygun kanatçık türünü bulmak için sınama-yanılma yöntemi ile standart kanatçıklar ile donatılmış bir tek kademeli pompanın iki komşu kanatçık çevreleri detaylı olarak incelenmiştir.

veriler = c/d = 1, $i=11^{o}$

Şekil 4 de ortamın sonlu elemanlar ile idealize edilmesi görülmektedir. Standart NACA profillerinden 65-12 A_2 I_8b-10 tipi en uygun olarak saptanmıştır.
Şekil 5 de bu profile ilişkin örnek bir bilgisayar çıktısı sunulmuştur.

Şekil 6 da ise diğer çözüm yöntemleri ile bir karşılaştırma yapılmıştır.

5. SONUÇ

Özet olarak ve kısaca değinilmeye çalışılan örnekten de görüldüğü üzere "Bilgisayar Yardımı ile Tasarım" yöntemi ile belirli amaçlar doğrultusunda en uygun çözüme ulaşmak daha sağlıklı bir biçimde olanaklıdır. Bu tür basit uygulamaların örnekleri ülkemizde vardır. Bundan sonraki adım ise daha geniş kapsamlı fakat pahalı ek aygıtlar gerektirmeyen programların yazılmaları ve geniş bir bilgi bankasının kurulması olmalıdır. Özellikle ekonomik koşullar ileri düzeydeki tasarım yöntemlerinin yakın dönemde pompa tasarımında kullanılmasını gerçekçi kılmamaktadır. Bunun yerine deminde değinildiği gibi eldeki sistemlerle uygun çözümleri arayan genel programların yazılmaları ve uygulanmaları daha gerçekçi bir tutum olacaktır.

6. KAYNAKÇA

[1] K. Papailiou., "Blade Optimization Based on Boundary Layer Concepts", Von Karman Inst. C.N. 60, 1967.

[2] Ph. Kirsch., "Numerical Analysis and Design Methods of Radial Impellers", Von Karman Inst. I.T. 39, 1971.

[3] Shuang Huo., "Optimization Based on The Boundary Layer Concept for Compressible Decelerating Flows",Von Karman Inst. T.N. 111, 1975.

[4] K. Papailiou., "Optimization D'Aubages de Compresseur A Forte Charge Sur la base des Theories de couches limites", Von Karman Inst. N.T. 55, 1969.

[5] _____," Fluid Power", Machine Design, Penton Publications, Ohio, 1966

[6] Türkmen, B., "Optimized Computer-Aided Design of Gear Transmissions", Master Tezi, ODTÜ, 1979.

[7] Üçer, A.Ş., "A Comparison of Computer Simulation Techniques of Gas Flow in Multiple Single-Stoge and Two Stege Reciprocating Compressor Systems, Purdue Compressor Technology Conference. Proc. India USA,1978.

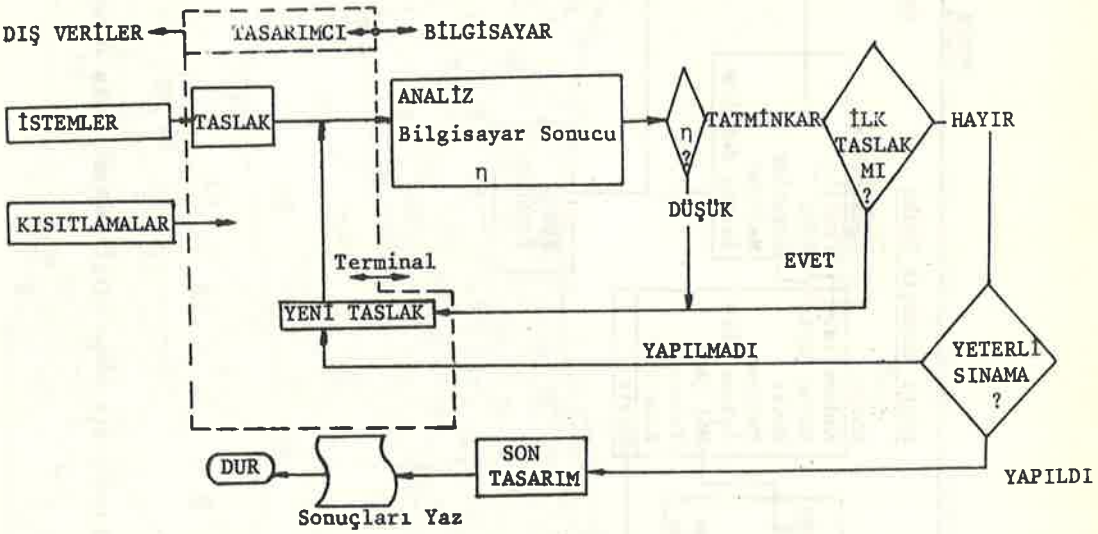
[8] Kılkış, B., "Determination of Flow Properties Around A Blade Section Using Finite Element Techniques", Math. 651-Term Paper, ODTÜ, 1974.

[9] Kılkış, B.,"Eksenel Pompalarda Kanatçıklar Çevresindeki Akımın Alçak Devirlerde Sonlu Elemanlar Metodu ile İncelenmesi", Bilimsel ve Teknik Kongre, T.M.M.O.B. Makina Müh. Odası, Ankara, Aralık, 1977.

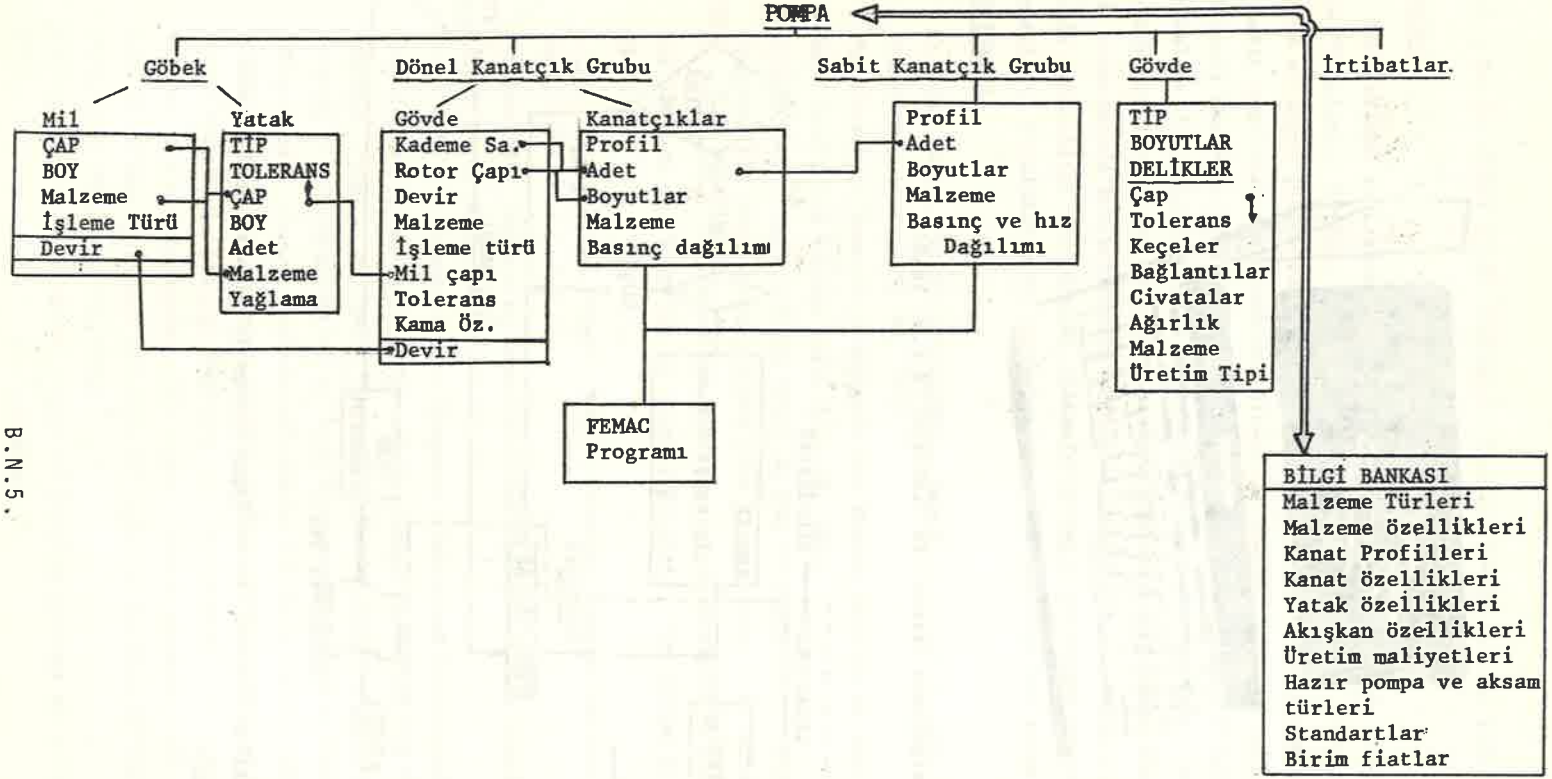
[10] Aral,M.,"Finite Element Solution of Selected Partial Differential Equations-FEMAC", ODTÜ, 1974.

[11] Kılkış,B.,"Computer Aided Design of Heating Systems of Buildings"M.S Tezi ODTÜ, 1973.

Şekil-1 Televizyon Ekranı ile İletişim (H.P.M. 2648A)

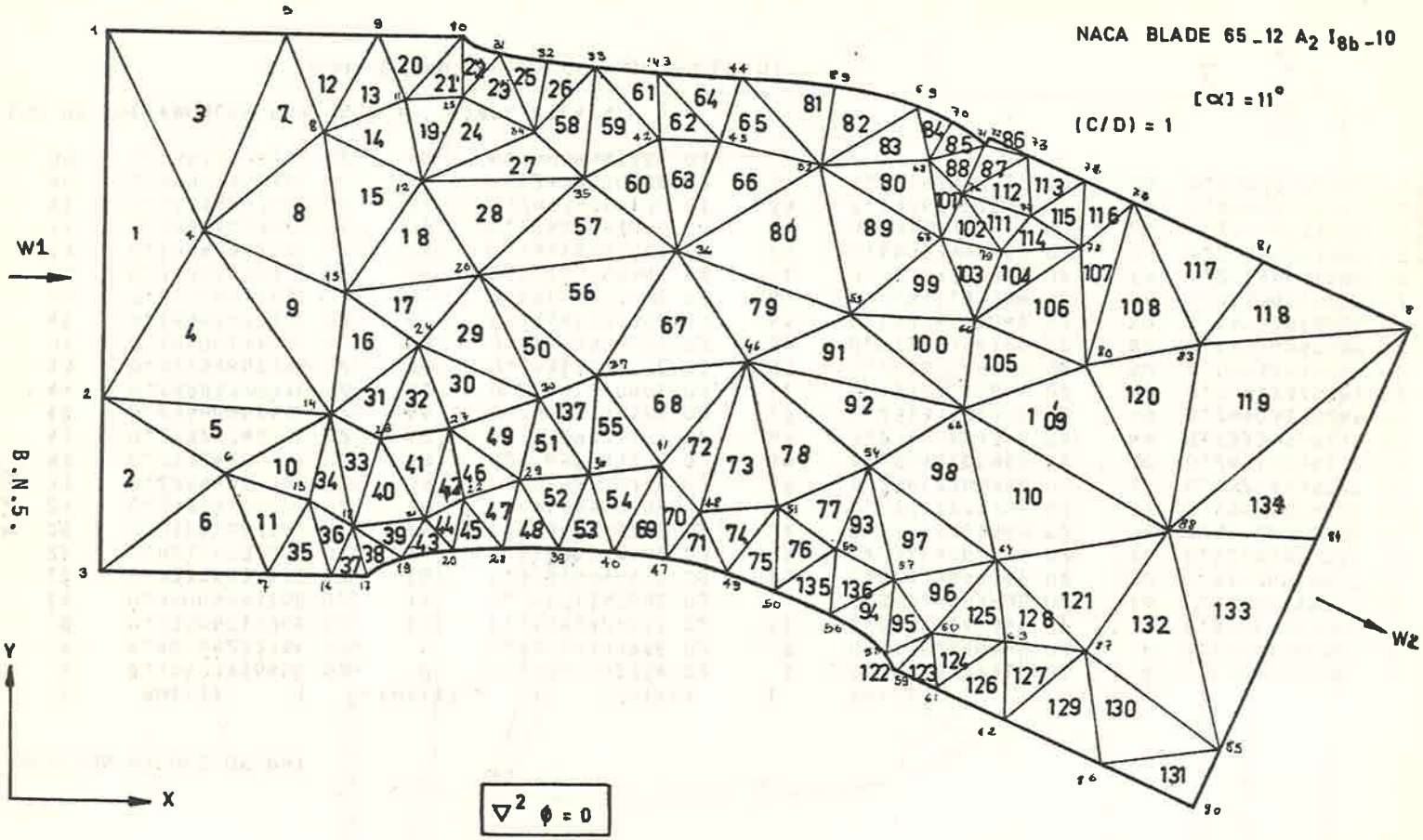


Şekil-2 Sınama-Yanılma Yöntemi ile en Uygun Çözüme Bilgisayar Yordamı ile Ulaşım [11].



Şekil-3 Genel Bir Pompa Bilgi Çatkısı (Data Structure)

B.N.5.



Sekil. 4_ Kontrol Alanının Sonlu Elemanları

FINITE ELEMENT RESULTS OF PROBLEM: FLOW IN CASCADE OF AXIAL COMPR.NACA BLADN 65

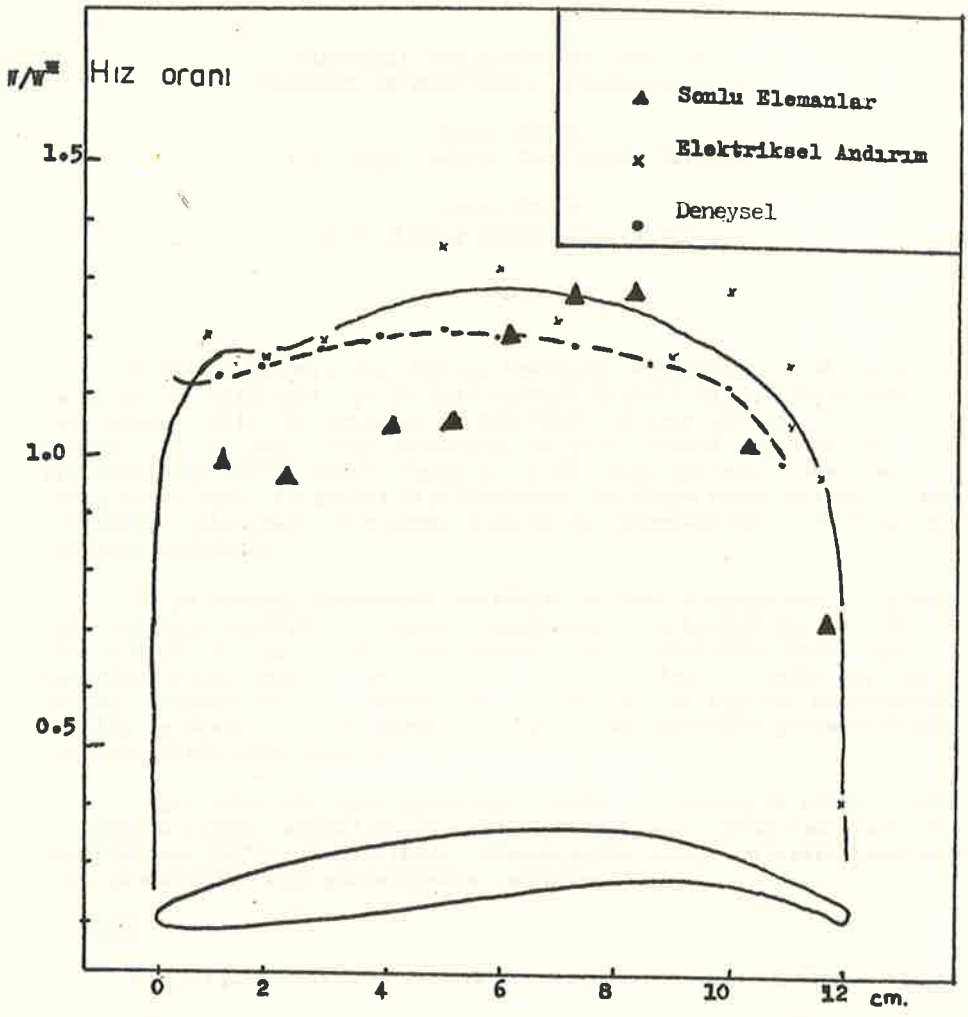
SOLUTION VALUES OF PHI

I	PHI(I)	I	PHI(I)	I	PHI(I)	I	PHI(I)
1	0.3949035645E 02	2	0.3944766235E 02	3	0.3944515991E 02	4	0.3724205017E 02
5	0.3552522278E 02	6	0.3663879395E 02	7	0.3576394653E 02	8	0.3465376282E 02
9	0.3350601196E 02	10	0.3185392761E 02	11	0.3289418030E 02	12	0.3225660706E 02
13	0.3400549316E 02	14	0.3417114258E 02	15	0.3481550598E 02	16	0.3433549500E 02
17	0.3370533752E 02	18	0.3381544495E 02	19	0.3281985474E 02	20	0.3143601990E 02
21	0.3211100769E 02	22	0.3108035278E 02	23	0.3311506653E 02	24	0.3218537903E 02
25	0.3164164734E 02	26	0.3084524536E 02	27	0.3141500854E 02	28	0.3002630615E 02
29	0.2959410095E 02	30	0.2918453979E 02	31	0.3101727295E 02	32	0.2994987488E 02
33	0.2859698486E 02	34	0.2989320374E 02	35	0.2861238098E 02	36	0.2620283508E 02
37	0.2773410034E 02	38	0.2765708923E 02	39	0.2844610596E 02	40	0.2681274414E 02
41	0.2572624207E 02	42	0.2701982117E 02	43	0.2714616394E 02	44	0.2535955811E 02
45	0.2566046143E 02	46	0.2407739258E 02	47	0.2513333130E 02	48	0.2440319824E 02
49	0.2328337097E 02	50	0.2154132080E 02	51	0.2235304260E 02	52	0.2341337585E 02
53	0.2215966797E 02	54	0.2031362915E 02	55	0.2036524963E 02	56	0.1953393555E 02
57	0.1870013428E 02	58	0.1777890015E 02	59	0.1754664612E 02	60	0.1726055908E 02
61	0.1655349731E 02	62	0.1464168739E 02	63	0.1539645004E 02	64	0.1656381226E 02
65	0.1871601868E 02	66	0.1916705322E 02	67	0.2053218079E 02	68	0.2133660889E 02
69	0.2180314636E 02	70	0.2116334534E 02	71	0.2036936951E 02	72	0.2024549866E 02
73	0.1944883728E 02	74	0.1811546326E 02	75	0.1695259094E 02	76	0.2038900757E 02
77	0.1887162781E 02	78	0.1762983704E 02	79	0.1915097046E 02	80	0.1640905762E 02
81	0.1371194744E 02	82	0.9999991417E 01	83	0.1426316738E 02	84	0.9999996185E 01
85	0.9999994278E 01	86	0.1232205009E 02	87	0.1375738621E 02	88	0.1327097416E 02
89	0.2345399475E 02	90	0.9999996185E 01				

END OF THE PROBLEM FOR USER : BIROL KILKIS

Şekil.5-FEMAC Program Çıktısı (Örnek) [9]

B.N.S.



Şekil.6- Sonuçların diğer Çözüm Yöntemleri ile Karşılaştırması. [8]

SANTRİFÜJ POMPA DENEYSEL VERİLERİ ÜZERİNDE İSTATİSTİKSEL DEĞERLENDİRMELER

Reşat KÜREM
İ.T.Ü. Maçka Makina Fakültesi, İstanbul

Cahit ÖZGÜR
İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul

ÖZET

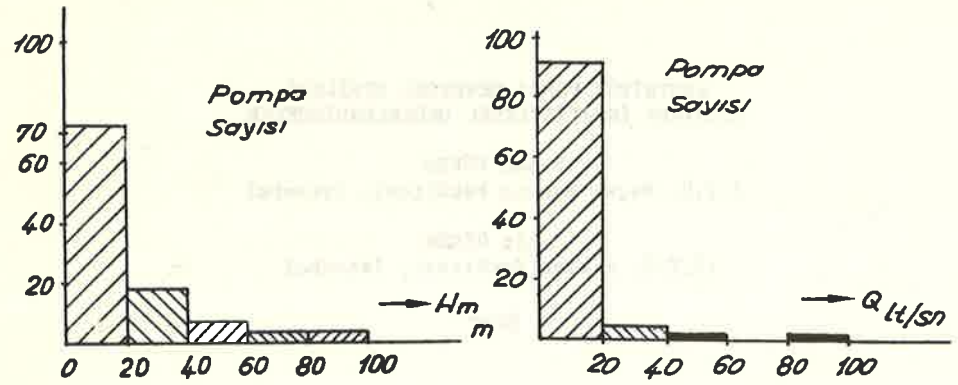
İ.Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Hidromekanik Lâboratuvarında 25 yıldan beri yurt içinde imal edilmiş değişik hız ve güçte pompalar denenmektedir. Bu deneyler de özellikle optimum çalışma durumunda pompanın debisi manometrik yüksekliği ve genel verimi ölçülmektedir. Çarkın geometrik büyüklükleri olarak giriş ve çıkış çapları, kanat sayısı, çıkış kanat açısı da ayrıca ölçüldüğünden, bu ölçme sonuçlarının istatistik değerlendirilmesi ile pompa dizaynında yararlanılabilecek bilgiler toplamak mümkündür.

Bu çalışmada, Manometrik yükseklik ve debi katsayıları her pompa için boyutsuz büyüklükler olarak hesaplanmış buna benzer boyutsuz katsayılar ve özgül hız arasındaki korelasyonlar belirtilmiştir. Özel olarak hazırlanmış bir komputer programı ile korelasyonlara en uygun eğri uydurması minimum kareler yöntemi ile yapılmıştır. Bu eğriler etrafındaki dağılma da hesap edilerek korelasyonu gösteren eğrilerin güvenirliliği hakkında fikir edinilmiştir.

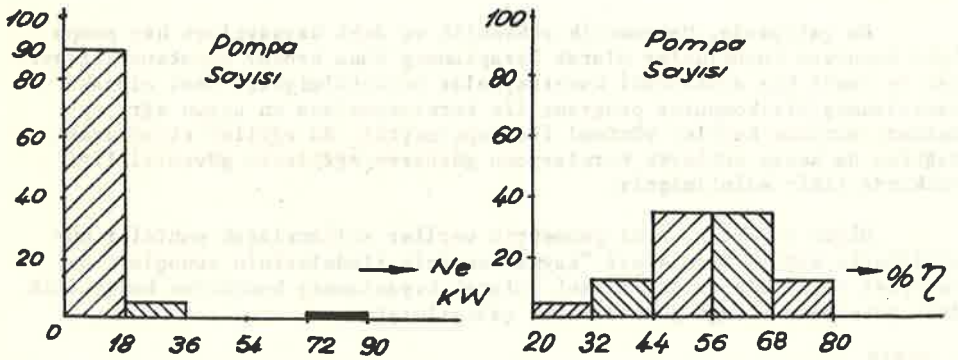
Diğer taraftan, aynı geometrik veriler kullanılarak muhtelif müelliflerin sağlık verdikleri "kayma" ampirik ifadelerinin sonuçları da deneysel verilerle istatistiksel olarak kıyaslanmış bunlardan hangisinin daha güvenilir olduğu gösterilmeye çalışılmıştır.

1. GİRİŞ

Bu çalışmada İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Hidromekanik Lâboratuvarında 25 yıldan beri yurt içinde imal edilmiş değişik güç ve debideki 100 kadar santrifüj pompa deneyine ait sonuçların değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Burada ele alınan pompalar hakkında genel bir bilgi edinebilmek için ilkin pompaların, debi, güç ve manometrik yükseklik olarak dağılımlarını görmek faydalı olacaktır. Bu amaçla hazırlanan "histogramlar" Şekil 1 ve 2 de görülmektedir, Buradan denenen pompaların büyük bir kısmının (% 90 ının) 20 lt/sn nin altında küçük güçlü pompalar olduğu, verim ortalamasının % 50 - 60 civarında olduğu görülmektedir.



Şekil 1



Şekil 2

2. ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER

Pompa üzerinde deneyden evvel ölçülen geometrik ve mekanik büyük - lükler ile deneyle ölçülen fiziksel büyüklükler belirli bir komputer programı ile "bilgi kaynağı" ya da DATA olarak depolanmıştır. Bu büyüklüklerin bir kısmı aşağıdaki cetvelde gösterilmiştir:

D_1 Çark giriş çapı

D_2 Çark çıkış çapı

D_E Emme borusu çapı

D_B Basma borusu çapı

b_2 Çark çıkış genişliği

β_2 Çıkış kanat açısı

Z Kanat sayısı

n Devir sayısı

H_{mo} Kapalı vanada manometrik yükseklik

H_m Optimum manometrik yükseklik

Q_n Optimum debi

3. HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER

Yukarıda depolanan veriler ile pompaya ait bazı yardımcı büyüklükler ile pompaların sınıflanması ve dizaynında kullanılan çeşitli boyutsuz büyüklüklerin hesabına geçilmiştir. Başlıcaları şunlardır:

U_1 (Çark girişi) teğetsel sürükleme hızı

U_2 (Çark Çıkışı) " " "

λ Yer doldurma katsayısı

C_{m2} Çıkış meridyen hızı

C_{u2} Gerçek hız teğetsel bileşeni (çıkışta)

C_{u200} Çıkış hızı teğetsel bileşeni (sonsuz kanat)

η_h Hidrolik verim

ϕ = Debi katsayısı $\frac{C_{m2}}{U_2}$

ψ = Manometrik yükseklik katsayısı = $\frac{g H_m}{U_2^2}$

ϕ_y = Debi katsayısı (y) Özgül debi $\frac{Q}{\pi \frac{D_2^2}{4} . U_2}$

n_s = Özgül hız = $3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{H_3^{3/4}}$

ω_s = Boyutsuz özgül hız = $\frac{\sqrt{\phi_y}}{\psi^{3/4}}$

ψ_y = Manometrik yükseklik katsayısı = $\frac{2 g H_m}{U_2^2}$

Δ = Özgül çap = $\frac{D_2 . (g H_m)^{1/4}}{Q^{1/2}}$

4. KAYMA DEĞERLERİ

Santrifüj pompa çarklarında enerji dönüşümünü sınırlayan faktörlerden en büyüğünün "kayma" olduğu bilinmektedir. Kanat sayısının, verim düşürme tehlikesi ile çok arttırılamayışı kaymayı etkilemekte, bu yüzden sonsuz kanat ile hesaplanan değerlerden sapma olmaktadır. Bu bakımdan kaymanın sağlıklı bir şekilde tahmini pompa konstrüktörüne büyük yardım sağlar.

Gerçeklenen pompalarda gerçek kayma hesaplanabilirse, bunların, muhtelif yazarlar tarafından verilmiş ampirik ifadelerle karşılaştırılması da mümkün olacaktır.

Bu amaçla aşağıda kayma faktörleri hesabı için tavsiye edilen ampirik formüller verilmiş ve bu formüller her pompanın verilerine uygulanmıştır. Ayrıca gerçek kaymanın hesabı kesin olarak mümkün olmadığı için belirli bir verim kabulü ile (dış karakteristik değerlerden kayma hesaplanmıştır).

İki çeşit kayma faktörünün tanımları:

$$p = \frac{c_{u2\infty} - c_{u2}}{c_{u2}} \qquad \sigma = 1 - \frac{c_{u2\infty} - c_{u2}}{u_2}$$

olduğuna göre verim tahmini yapılarak hidrolik verimi veren,

$$\eta_h = \frac{g H_m}{c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1}$$

formülünden C_{u2} hesaplanıp yukarıda yerlerine konmuştur.

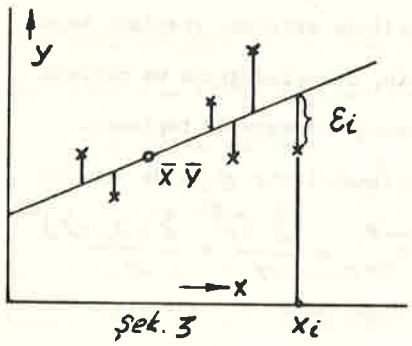
Pfleiderer $p = \dfrac{0.6\,(1+\sin\beta_2)}{\frac{z}{2}\left[1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}$ Stanitz $\sigma = 1 - \dfrac{1.98}{z}$

B-Eckert $p = \dfrac{\pi \sin\beta_2}{2z\left(1-\frac{D_1}{D_2}\right)}$ Wiesner $\sigma = 1 - \dfrac{\sqrt{\sin\beta_2}}{z^{0.7}}$

Stodola $\sigma = 1 - \dfrac{\pi \sin\beta_2}{z}$ Baljé $\sigma = \dfrac{z}{z + 6.2\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{2/3}}$

5. EĞRİ UYDURMA METODU VE UYGUNLUK DERECESİ

Eğri uydur mada en küçük kareler metodu kullanılmıştır. Bu metoda göre derecesi tesbit edilmiş bir polinomun katsayıları o şekilde tayin edilir ki deneysel noktaların eğrinin noktalarından farklarının kareleri toplamı en küçük olsun. Başka bir sözle deneysel noktalar eğri üzerinde hizaya çekilir (Regresyon) (Şek. 3). Lineer regresyonda deney noktalarına



Şek. 3

$$y = a + bx$$

doğrusu uydurulur. Bunun için

$$\varepsilon_i = y_i - (a - bx_i)$$

farkının kareleri toplamı

$$\sum \varepsilon_i^2$$

minimum olacak şekilde a ve b katsayıları tayin edilir. (x,y) çiftleri deneysel noktaları gösteriyorsa

$$a = \frac{\sum x^2 . \sum y - \sum x \sum yx}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}$$

$$b = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}$$

olduğu kolaylıkla gösterilebilir. Burada ortalama değerleri $\bar{x}$ ve $\bar{y}$ ile tanımlayarak,

$$X = x - \bar{x}$$

$$Y = y - \bar{y}$$

şeklinde bir değişken transformasyonu yapılırsa

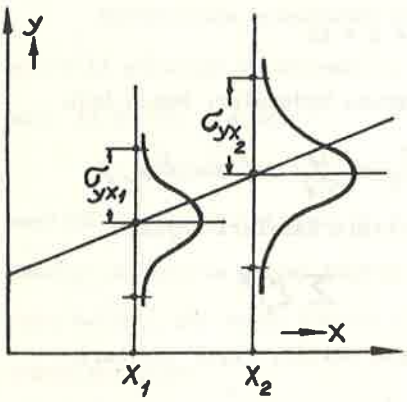
$$a = 0 \qquad b = \frac{\sum XY}{\sum X^2 Y^2}$$

elde edilir. Bu hesapda x_i lerin doğru ölçüldüğü y lerde hata yapıldığı kabul edildiğinden (y nin x) üzerinde regresyonu ismini almaktadır.

Acaba bulduğumuz eğrinin güvenirliliği hangi mertebededir. Hemen şunu söyleyelim ki, bu güvenirlilik genel anlamda her x noktası için başkadır. Biz basitlik için her x noktası için y lerin dağılmasındaki standart sapmayı aynı kabul edelim ve bu dağılımı "normal" kabul edelim. Bu takdirde ortalama standart sapma için, hesapladığımız ve minimum yaptığımız kareler toplamını kullanabiliriz. O halde varians

$$\sigma^2_{y\to x} = \frac{\sum \varepsilon_i^2}{n} = \frac{\sum (y_i - \bar{y})^2}{n}$$

y değerlerini her defasında eğriden almamak için doğrudan $x_i\, y_i$ çiftlerini kullanarak aşağıdaki formül ile hesap yapılabilir.



Şekil 4

$$\sigma^2_{y\to x} = \frac{\sum (y_i - \bar{y})}{n} - \frac{(\sum x_i y_i - \bar{x}\bar{y}n)^2}{n\left[\sum (x_i - \bar{x})^2\right]}$$

Hata hesabında, elimizdeki değerler sonsuz sayıda bir toplumdan alındığına göre ana toplumun tahminine geçmek için "Bessel" düzeltmesi yapılması gerekmektedir. Sistemde doğruyu tesbit eden şart iki olduğundan serbestlik derecesi (n-2) dir. Buna göre topluma ait varians

$$S^2_{y\to x} = \frac{n}{n-2}\, \sigma^2_{y\to x}$$

Buna göre örneğin % 95 emniyetle bir x değerine tekabül edecek y değerini bulmak için normal dağılım eğrisinin özelliğini kullanabiliriz. Bu eğrinin % 95 alanını içine alan boyutsuz koordinatının[2]

$$z = \frac{y - \bar{y}}{\sigma} = 1.96 \simeq 2$$

olduğu düşünülürse y değeri % 95 güvenirlik sınırları

$$y = a + b x \mp 2 S_{y \to x}$$

şeklinde tahmin edilebilir.

Diğer bir görüş elde edilen doğrunun itimat sınırını tesbit etmektir. Başka bir sözle gerçek değer yerine uydurulan eğriyi almakla yapılan hata ihtimali nedir. Yine her noktadaki dağılımın aynı olduğunu kabul edelim ve bunun standart sapmasını tahminen $S_{y \to x}$ ile gösterelim. Ortalama değerlerin variansı,

$$S_{\bar{y}}^2 = \frac{S_{y \to x}^2}{n}$$

ile belirecektir. "t" student dağılımından alınan boyutsuz koordinat olmak üzere $\bar{y}$ nin gerçek değerinin belirli bir olasılıkla bulunacağı sınır saptanmış olur . Örneğin 12 nokta için % 95 olasılıkla

$$\text{Gerçek } \bar{y} = \bar{y} \mp t\, S_{\bar{y}} = \bar{y} \mp 2.179\, S_{\bar{y}}$$

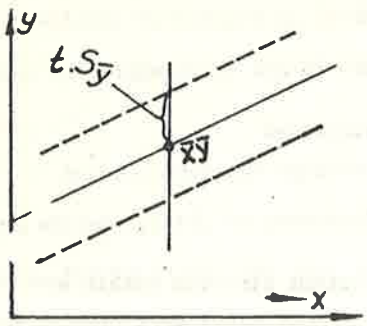
olacaktır (Şek.5). Başka bir sözle doğrunun a sabitinin hatasını belirtmektedir. Eğer doğrunun b eğimindeki hata sınırı belirlenmek istenirse, hatanın $\bar{x}$, $\bar{y}$ noktasından uzaklaştıkça arttığı görülür.

Eğer herhang bir x_i noktasında eğri üzerindeki y değerinin itimat sınırı bilinmek istenirse, hatalar toplanacağından

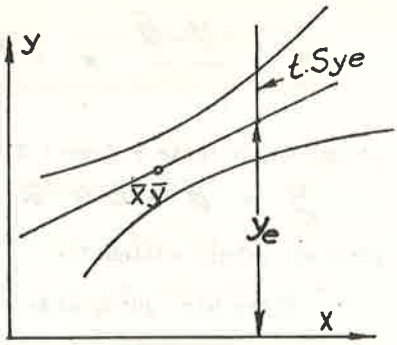
$$S_{y_e}^2 = S_{y \to x}^2 \left[\frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\Sigma (x_i - \bar{x})^2} \right]$$

bağıntıları kullanılabilir. Görüldüğü gibi $\bar{x}$, $\bar{y}$ noktasından uzaklaştıkça hata ihtimali büyümektedir[3].

Başka bir sözle (Şek.6) belirli bir ihtimal ile doğru (hatasız) y_e değerinin düşeceği aralık büyümektedir.



Şekil 5



Şekil 6

Regresyon eğrisi üzerindeki y_3 nin variansı eğri etrafındaki dağılmanın variansı ile toplanacağından gerçekte x_i değerine tekabül eden tek y_i değerinin variansı

$$S_{y_i}^2 = S_y^2 \left[1 + \frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\Sigma (x_i - \bar{x})^2} \right]$$

şeklinde olacaktır. Dolayısı ile itimat aralığı, daha büyük olacaktır. Diğer bir yaklaşım korelasyon faktörünün hesabıdır. Elde ettiğimiz eğrinin bir korelasyonu vurguladığını düşünürsek x, y değerleri arasında (korelasyon katsayısını) hesap etmek korelasyonun varlığı hakkında bir fikir verecektir.

$$r = \frac{\Sigma xy}{\sqrt{x^2 y^2}}$$

Bulunan korelasyonları değerlendirebilmek için belirli bir önem seviyesi (Level of Significance) için kritik korelasyon sayılarını tesbit etmeliyiz. Serbestlik derecesi 90 olan bir kümede % 5 ve % 1 önem seviyelerine karşı gelen kritik korelasyon sayıları $r_k = 0{,}205$ ve $r_k = 0{,}267$ dir.

$r < 0{,}205$ zayıf

$0{,}205 < r < 0{,}267$ orta

$r > 0{,}267$ iyi

korelasyon olarak tanımlanabilir.

Lineerleştirme

Göz önüne aldığımız büyüklükler arasındaki bağlılığın bir Lineer regresyona uygun olmaması çok muhtemeldir. Bunun için bir dönüşüm düşünülmelidir. İki tip dönüşüm kullanılmıştır. Uydurulan eğri

$$y = a\,x^{b}$$

tipinde kabul edilirse

$$\mathcal{L}\,y = Y \qquad \mathcal{L}\,a = A \qquad \mathcal{L}\,x = X$$

dönüşümü ile

$$Y = A + bX$$

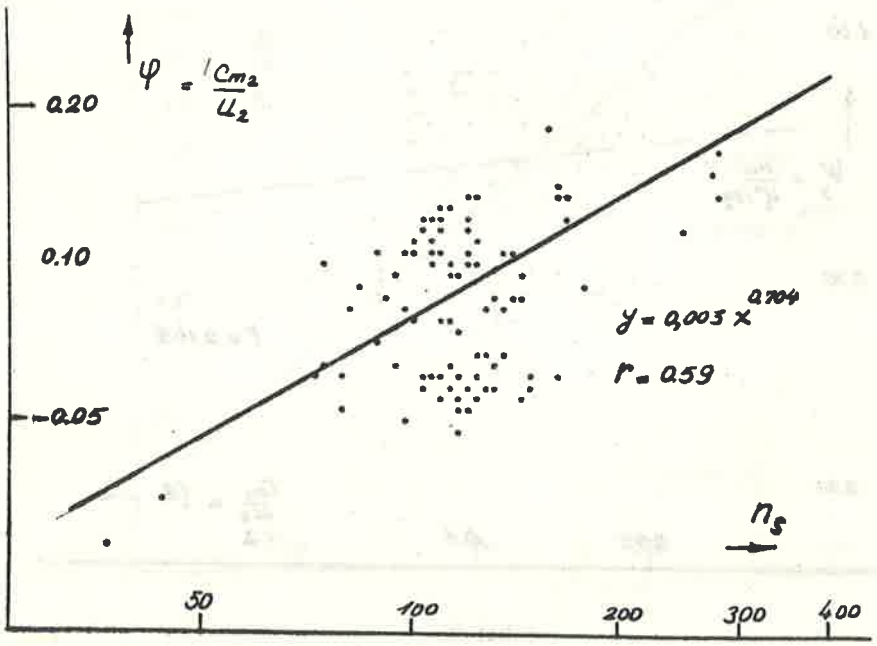
doğrusu elde edilir . Ya da ikinci bir varsayım $y = a\,b^{x}$

$$\mathcal{L}\,y = Y \qquad \mathcal{L}\,a = A \qquad \mathcal{L}\,b = B$$

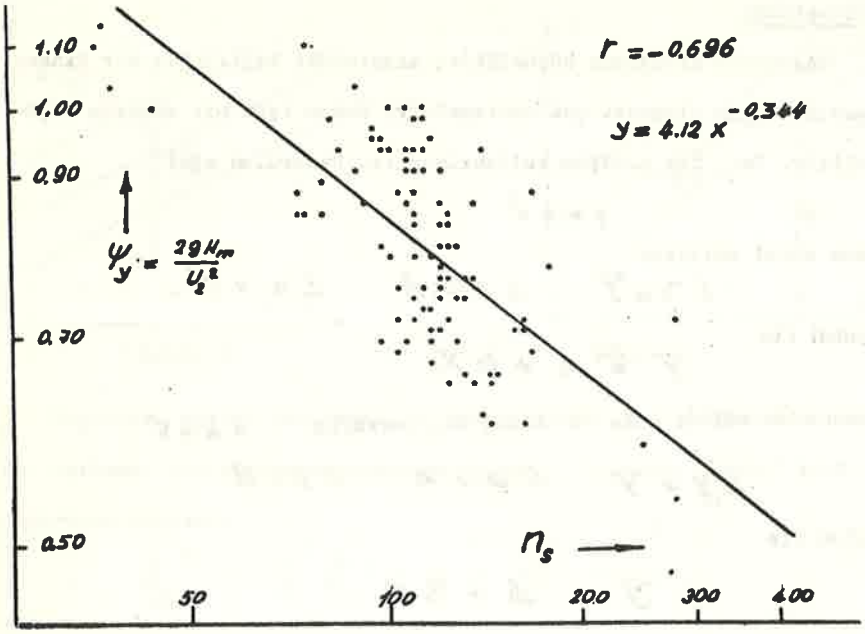
dönüşümü ile

$$Y = A + Bx$$

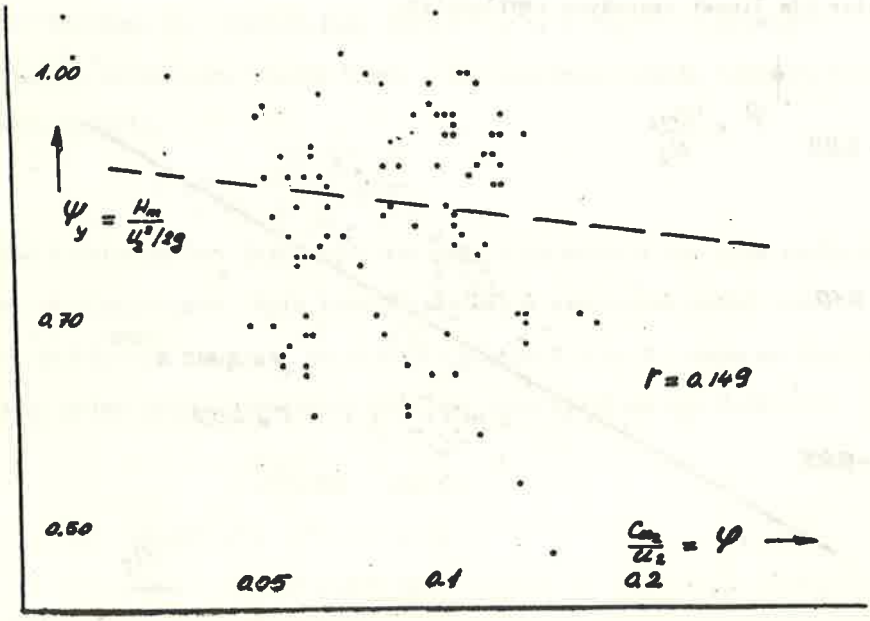
doğrusu elde edilir. O halde bu dönüşümler yapılarak elde edilen değişkenler ile lineer regresyon yapılabilir.



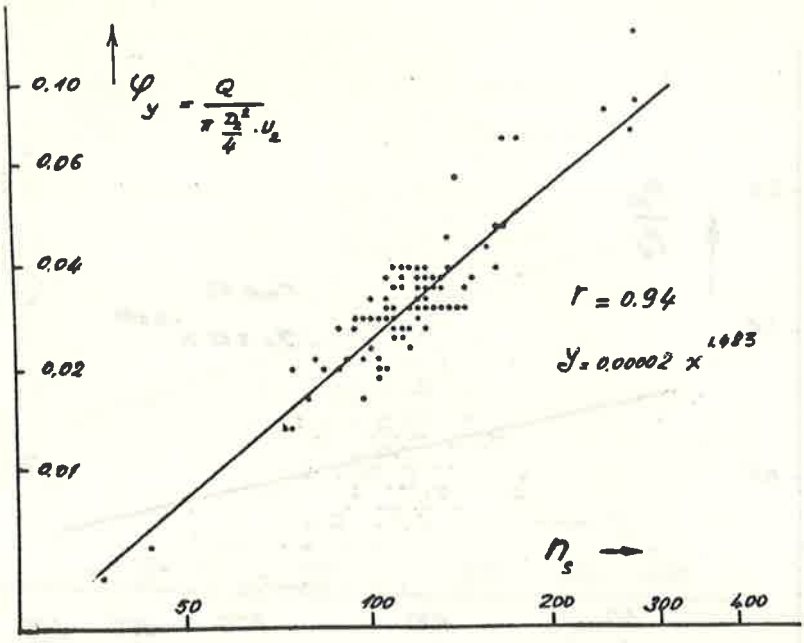
Şek. 7



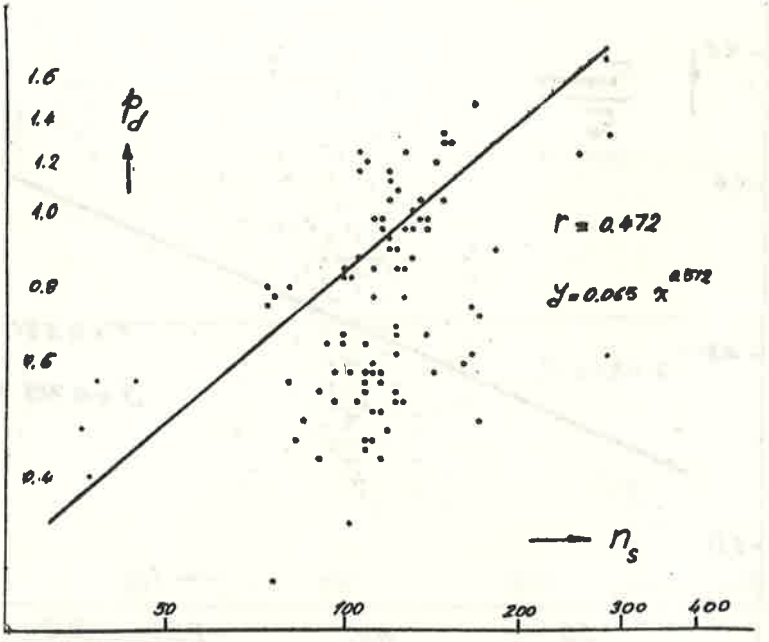
Şekil 8



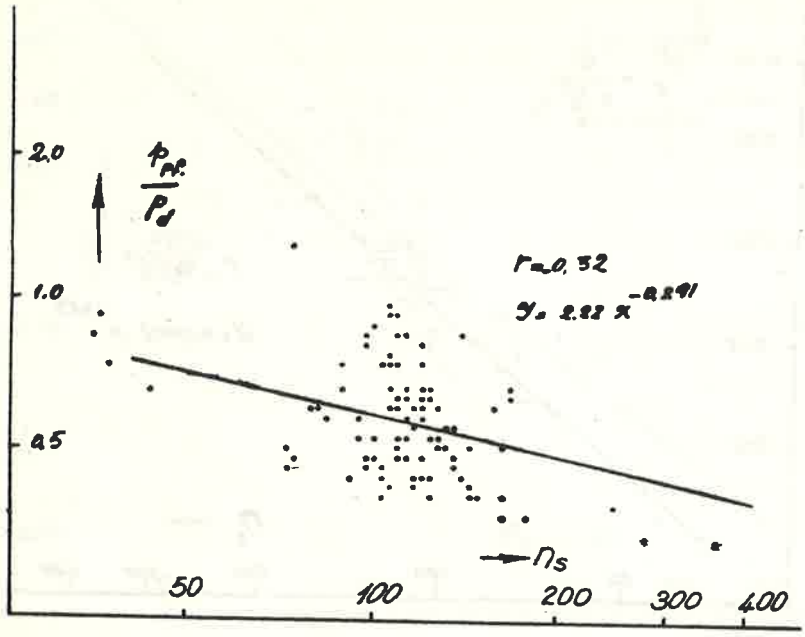
Şekil 9



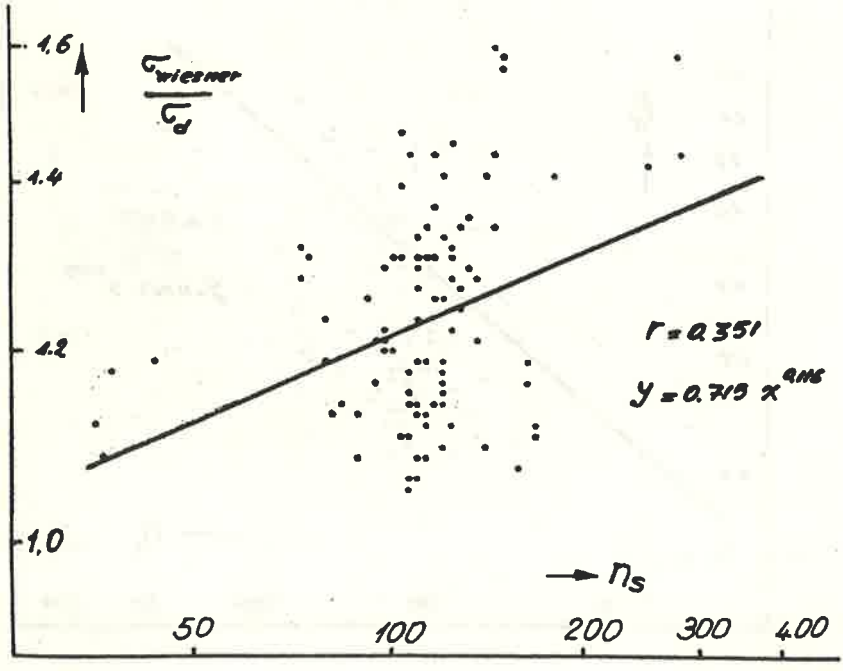
Şekil 10



Şekil 11

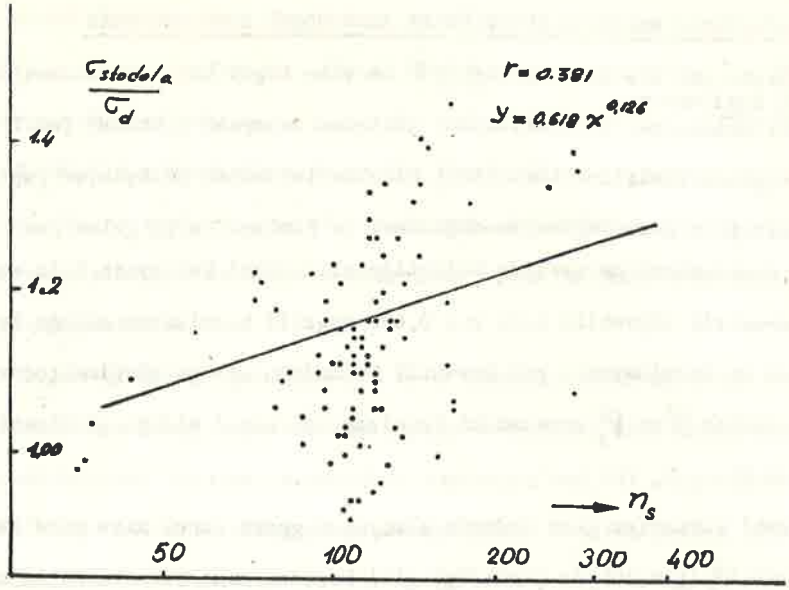


Sekil 12

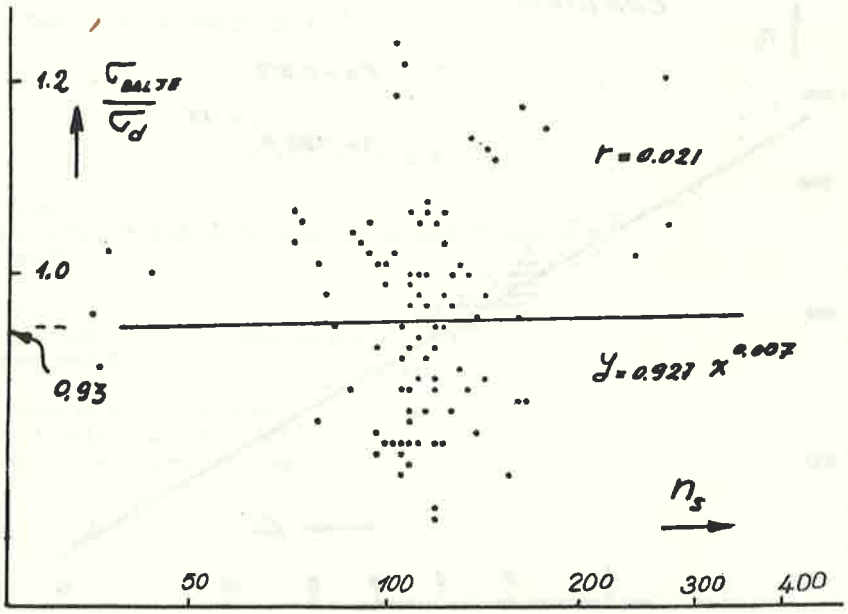


Şekil 13

B.N.6.



Şekil 14

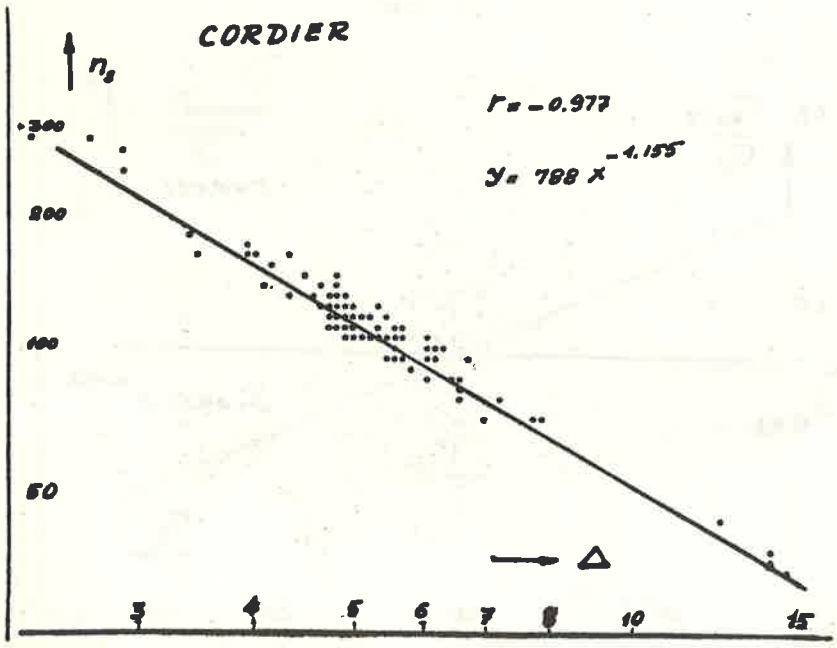


Şekil 15

6. KARAKTERİSTİK BOYUTSUZ BÜYÜKLÜKLER ARASINDAKİ KORELASYONLAR

Özgül hız ile debi katsayısı φ ve yine özgül hız ile manometrik yükseklik katsayısı arasındaki korelasyonları gösteren deneysel noktalar Şek.7 ve Şek.8 de gösterilmiştir. Logaritmik ölçekte istenilen dönüşümler yapılmış sayıldığına göre regresyon doğruları ve bunlara karşı gelen esas eğrilerin denklemleri de şekilde belirtilmiştir. Debi katsayısı için r= 0,59 manometrik yükseklik için r = 0,696 negatif korelasyon olduğu her iki halde de korelasyonun çok kuvvetli bulunduğu açıkça görülmektedir. Buna karşılık φ ve ψ_y arasındaki korelasyonun zayıf olduğu görülmektedir. (Şek.9).

Debi katsayısı çark izdüşüm alanından geçen sanal hıza göre tanımlanırsa φ_y (Şek.10) da görüldüğü gibi korelasyonun daha kuvvetli olduğu izlenmektedir (r= 0,94).



Şekil 16

Kayma faktörlerinin özgül hız korelasyonları da etüd edilmiş buna ait bir kaç örnek verilmiştir. Şek.11 de ρ, n_s korelasyonu 12 de ise $\frac{\rho_f}{\rho_d}, n_s$ korelasyonu gösterilmiştir.

Buradan dış karakteristikler ile hesap edilen katsayısının daima Pfleiderer ampirik ifadesi sonucundan daha büyük neticeler verdiğini görmekteyiz. Ayrıca özgül hız artınca kaymanın bariz şekilde arttığı da gözlenmektedir.

Benzer grafikler Şek.13,14,15 de σ Wiesner, Stodola, Baljé

Özgül hız ile Δ boyutsuz çap sayısı arasındaki korelasyon Şek.16 da gösterilmiştir. Buradaki korelasyon sayısının r=0,977 oluşu korelasyonun ne kadar kuvvetli olduğunu göstermektedir. O halde Design için en çok önemli olan bir faktörün varlığı bu suretle vurgulanmıştır. Noktalar hayret verecek mertebede

$$y = 788\, x^{-1.155}$$

doğrusu üzerinde toplanmaktadır.

Referanslar

1. K.C.Crandall
"Engineering Probability Statistics and Dimension"
McGraw-Hill.

2. J.Hine
"A programmed text in statistics",
Chapman and Hall.

3. A.M.Neville - J.B.Kennedy
"Basic Statistical Methods"
International Textbook Company.

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 6

Soru Ercan Tezer (Ç.Ü. Ziraat Fak. - Adana)

1. Alınan sonuçlarda korelasyon değerlerinin düşük olması, tasarımdaki hatalara bağlanabilir mi?
2. Bulunan sonuçlar ile, diğer ülkelerdeki sonuçlar kıyaslanabilir mi?

Cevap Cahit Özgür

Birinci soruda sözü edilen düşük korrelasyonların konstrüksiyon hatalarına bağlanabileceklerini sanmıyorum. Bunlar daha ziyade söz konusu parametrileri birbirine bağlıyan faktörlerin çokluğunda aranmalıdır.

Diğer ülkelerde elde edilen korrelasyonla bir kıyaslama CORDIER diyagramı üzerinde yapılmıştır. Buradaki uyum dikkati çeker mertebededir.

Soru Hasan Fehmi Yazıcı (İ.T.Ü.)

İncelediğiniz pompa grubu (100) içinde boyut, debi, manometrik yükseklik bakımından oldukça heterogen bir grup. Bunların verimleri de değişik olmalı. Verim de boyutsuz bir değer olduğuna göre pompaları verim bakımından da bir incelemeye tabi tuttunuz mu? Meselâ CORDIER diyagramı çok enteresan. Çok iyi bir korrelasyon verdi. Acaba verimi bakımından pompaları kategorilere ayırıp incelesek, zayıf korrelasyon hallerinde bir düzelme olabilir mi? Bu konu incelendi mi?

Cevap Cahit Özgür

Belirli büyüklük limitleri içindeki pompaların verimleri ile özgül hızları arasında varlığı bilinen korrelasyonu göstermek üzere çalışma yaptık, fakat gruplardaki sayı çok küçüldüğü için anlamlı bir sonuç alamadık, aynı nedenle verim kategorilerine ayırmakla korrelasyonlarda hissedilir bir düzelme olacağını sanmıyorum. Buna karşılık denediğimiz pompaların verimlerinde zaman içinde bir düzelme olup olmadığını görmek için deneme yılı ile verim arasındaki korrelasyon aranmıştır. Şekilde görüldüğü gibi pozitif kuvvetli bir korrelasyon mevcut olduğu ortaya çıkmıştır.

AŞINDIRICI MADDE İHTİVA EDEN SIVILARI NAKLEDEN POMPALARDAKİ FİTİL VE MEKANİK SALMASTRALARIN DENENMESİ, ÇALIŞMA MÜDDETLERİNİ UZATAN DÜZENLERİN GELİŞTİRİLMESİ

İsmail ÖZDER
Şeker Enstitüsü, Ankara

ÖZET

Şeker Fabrikalarında kumlu kireç sütü nakleden pompalardaki fitil salmastra çok kısa zamanda aşınmakta, dolayısıyla çok sık değiştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışma, salmastra aşınma ömrünü uzatacak yeni düzenlerin geliştirilmesi, geliştirilenlerin test aparatında dayanım sürelerinin ölçülmesi ve şeker fabrikasına uygulanmasını kapsamaktadır. Fitil salmastraların çeşitli tipleri ve değişik salmastra kutuları denenmiştir. Halen şeker fabrikalarında kullanılmıyan mekanik keçelerin dayanım süreleri test aparatında denenmiş ve iyi neticeler alınmıştır. Kendi imkanlarımızla geliştirilen grafit-seramik yüzey çiftli mekanik salmastra monte edilmiş bir pompa Ankara Şeker Fabrikasına konulmuş ve 160 gün sıfır kaçakla çalışmıştır.

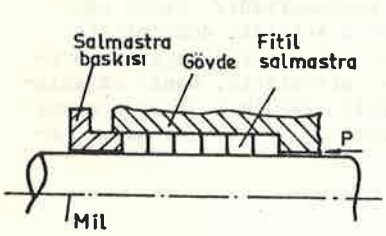
1. GİRİŞ

Santrifüj pompalarda fanı döndüren hareketli mil ve sabit gövde arasındaki kaçak çeşitli sızdırmazlık elemanları ile sağlanır. Bunlar fitil salmastralar veya mekanik salmastralar (keçeler) olabilir. Pompalanan sıvının aşındırıcı madde içermesi, sıvı sıcaklığının ve basıncının yüksek olması salmastra ömrünün kısalmasına sebep olur ve pompa aşırı kaçakla çalışır. Salmastranın sık sık değiştirilmesi çalıştığı ünitenin devamlı durmasına, pompalanan sıvının pahalı olması halinde kayıplara neden olur.

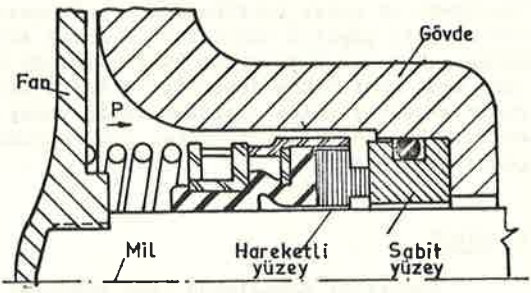
2. FİTİL VE MEKANİK SALMASTRALAR

Bütün sızdırmazlık problemleri düşünüldüğünde aynı fiziksel prensipler geçerlidir ve bazı faktörler önemlidir. Bunlar kaçak yolunun geometrisi, basınç düşüşü, sıvının viskozitesi, yüzey gerilimi, sızdırmazlık malzemesinin geçirgenliği, sıvı sıcaklığı ve içindeki yabancı maddelerdir. Bu faktörler salmastra ömrüne ve kaçak miktarına tesir eder. Sızdırmazlığı sağlanan sabit ve hareketli parça arasındaki boşluk sızdırmazlığa

tesir eden en büyük parametredir. Küçük kaçaklar istendiği zaman boşluk çok az olmalıdır. Boşluğa tesir eden en önemli faktör aşınma ve ısıdır. İki yüzey birbirleri üzerinde hareket ettiğinde yüzeyleri aşınır ve bunun neticesinde aşınma ve ısı ortaya çıkar. Isı malzemeyi harab ettiği gibi aradaki boşluğu arttırır. Bu boşluk aşınma ve sıcaklığı minimuma indirecek kadar olmalıdır.



Şekil.1-Fitil salmastra ile sızdırmazlığın sağlanması



Şekil.2-Mekanik salmastra ile sızdırmazlığın sağlanması

Fitil salmastralar esnek, sıcaklığa dayanıklı ve yağlama özelliği olan malzemelerden yapılır. Salmastra baskısı yardımıyla uygulanan eksenel kuvvet salmastranın esnekliğinden dolayı gövde ve mil arasındaki boşluğu radyal olarak doldurur (Şekil 1). Mil ve salmastra arasındaki boşluktan çok az miktarda kaçağa müsaade etmek gerekir. Bu kaçak, ortaya çıkan ısıyı alıp götürdüğü gibi yağlamaya yardımcı olur.

Mekanik salmastralarda esnek olmıyan düz ve çok iyi parlatılmış iki malzeme yay kuvveti yardımıyla bir arada tutularak sızdırmazlığı sağlarlar (Şekil 2). İki yüzey arasındaki yağlama pompalanan sıvı yardımıyla olur. Yüzey çiftlerinin biri yağlama özelliği olan bir malzemeden olabildiği gibi her ikisinin de çok sert malzemelerden imal edildiği yerlerde

vardır. Yüzeylerden bir tanesi sabittir ve gövdeye bağlanmıştır. Diğer yüzey mil ile beraber döner. Yay kuvveti iki yüzey arasındaki boşluğu ayarladığı gibi yüzeyler aşındıkça yüzeyleri birbirlerine yaklaştırır. Elastik bir sızdırmazlık elemanıda (o-ring, v-ring v.s.) bu hareketli yüzey ile mil arasındaki sızdırmazlığı sağlar.

Mekanik salmastralardaki kaçak çok azdır. Kaçak yüzeylerden ayrıldığı zaman buharlaştığı için pratik olarak sıfır denilebilir ve teorik olarak şöyle gösterilir(1).

$$Q_1 = - \frac{\pi r_2 t^3}{6u} \left(\frac{p}{r_2 - r_1}\right) \qquad (1)$$

Q = kaçak, ln^3/sn

p = sıvı basıncı, lb/in^2

u = absulut viskozite, $Ib - Sn/in^2$

t = boşluk, inch

r_2= yüzey çiftinin dış çapı, inch

r_1= yüzey çiftinin iç çapı, inch

Mekanik salmastralarda en önemli faktör yüzey çiftlerini bir arada tutan p kuvveti ile yüzey ortalama hızının (P.V değerinin) belirli bir değeri aşmamasıdır. Örneğin Karbon grafiti-Pik yüzey çifti için 22500 $Ft-Ibs/Min-in^2$ olarak verilmiştir(2). PV değeri yüksek olursa sıvı yüzeyler arasında kalamıyacağı için yüzeyler doğrudan doğruya birbirleri üzerinde çalışır.

3. DENEY APARATI

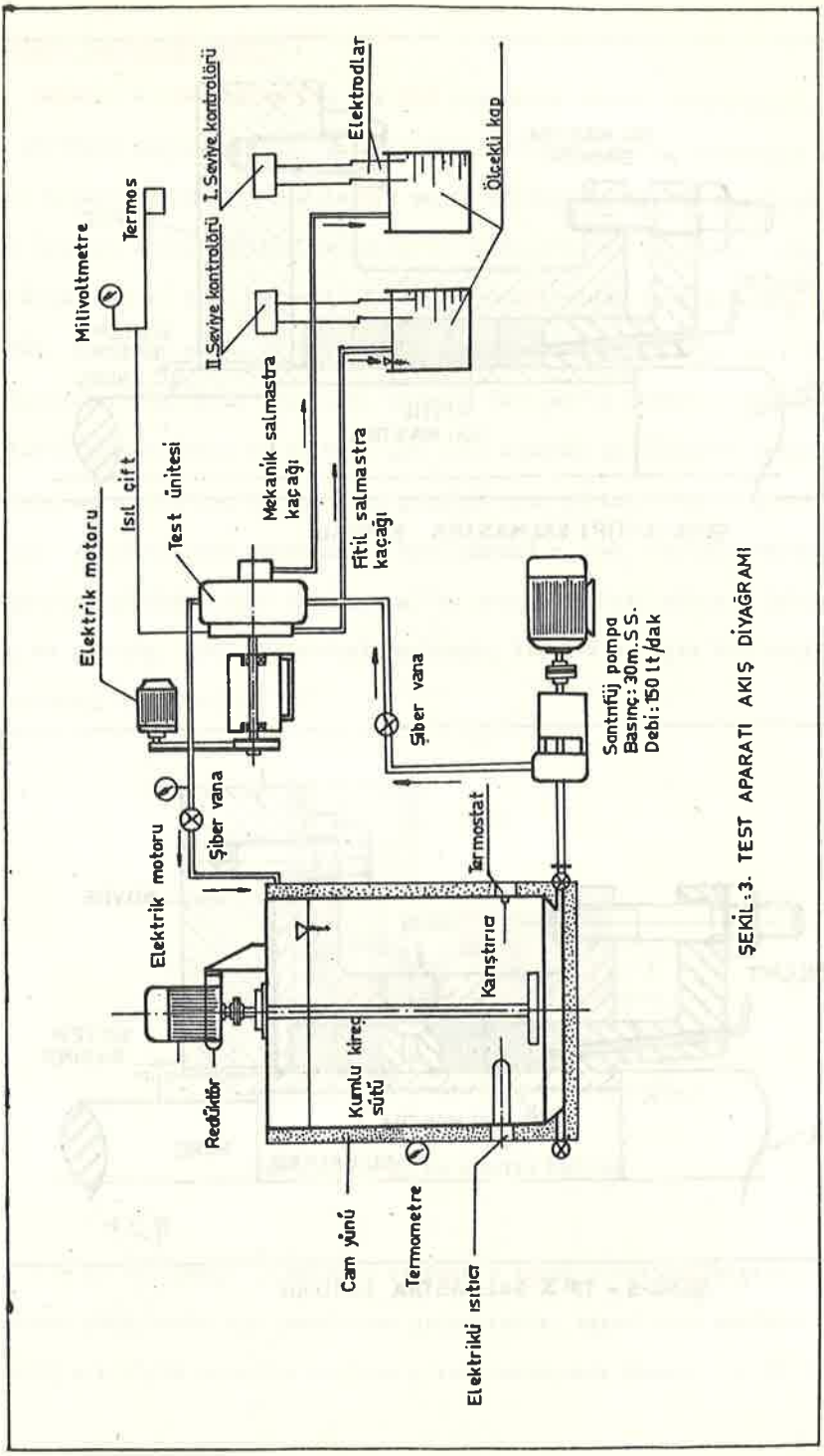
Şeker fabrikalarında şerbetle söndürülmüş kumlu kireç sütü ileten pompalardaki ortamı simüle eden bir test aparatı yapılmıştır (Şekil 3). İzole edilmiş bir karıştırıcılı tank içinde elektrikli ısıtıcı ile 70°C de tutulan kireç sütü santrifüj pompa yardımıyla test ünitesine basılmaktadır. Test ünitesinin bir tarafına fitil salmastra diğer tarafına mekanik salmastra monte edilmiş böylece her iki tip salmastra aynı şartlarda denenmiştir. Salmastra kaçakları ölçekli kaplarda toplanarak ölçülmüştür.

4. FİTİL SALMASTRA DENEYİ

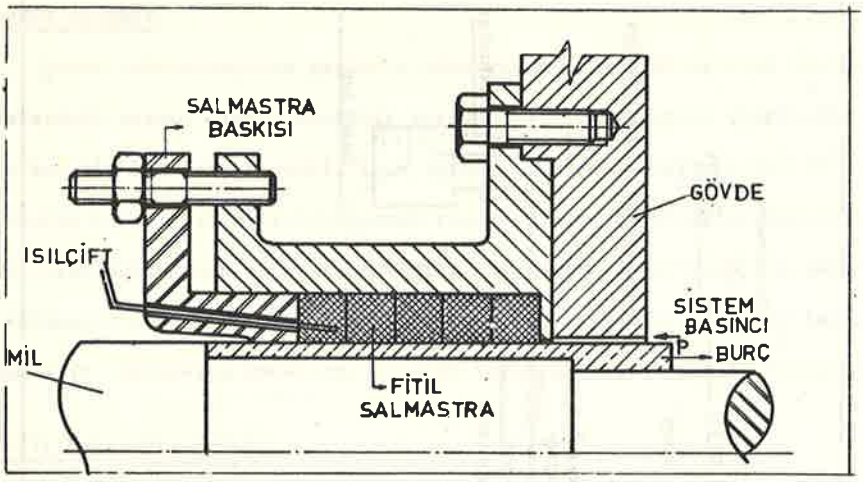
Don yağlı, grafitli ve kempah teflonlu fitil salmastralar iki tip salmastra kutusunda denenmiştir. Tip.I (Şekil 4). Salmastra kutusu en yaygın tip salmastra kutusudur. Halen Türkiye'de şeker sanayi dahil birçok sanayi dallarında bu tip salmastra kutulu pompalar kullanılmaktadır.

Salmastra altına isabet eden kısıma mil üzerine su verilmiş ve taşlanmış çelik burç konulmuş her salmastra çeşidi denemesinde bu burç değiştirilmiştir. (Bu burcun pompalarda da kullanılması aşınma halinde komple milin değiştirilmesi yerine sadece bu burcun değiştirilmesi avantajını sağlar). Bu tip salmastra kutusunda yapılan deneyde grafitli salmastra en uzun süre ve daha az kaçakla çalışmıştır.

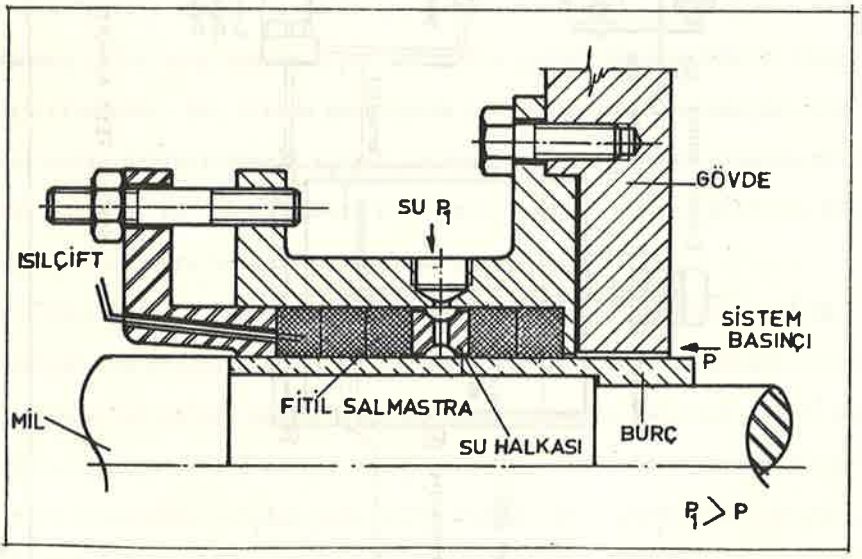
II.tip (Şekil-5) salmastra kutusunda birinci tipe ilave olarak salmastraların ortasına bronz su dağıtma halkası konmuş ve buraya sistem basıncından 0.5 kg/cm^2 daha yüksek basınçta soğuk su basılmıştır. Bu su aşındırıcı madde ihtiva eden sıvının salmastra kutusuna girmesini önlemekte ve sistemdeki sıvıdan daha soğuk olduğu için salmastrada oluşan ısıyı daha rahat gidermektedir. Burada da grafitli salmastra daha uzun süre dayanmış. I.tipe nazaran 6 kat daha az kaçakla ve 3 katı daha fazla bir süre çalışmıştır.



ŞEKİL:3. TEST APARATI AKIŞ DİYAĞRAMI



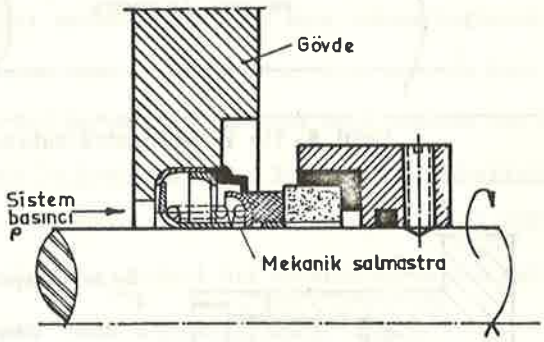
ŞEKİL-4-TİPI SALMASTRA KUTUSU



ŞEKİL-5 - TİP II SALMASTRA KUTUSU

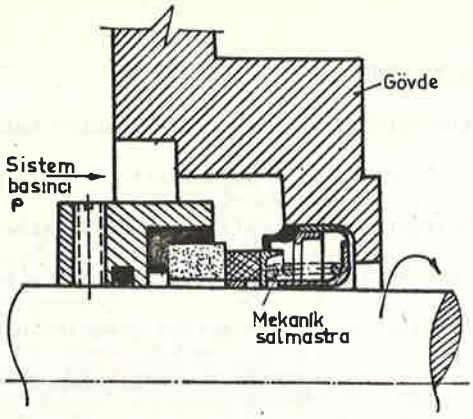
5. MEKANİK SALMASTRA DENEYİ

Mekanik salmastralar ile beş tip salmastra kutusu denenmiştir. Yüzey çiftleri karbon grafiti ve seramiktir. Tip III no.lu salmastra kutusunda mekanik salmastra dış tarafa monte edilmiştir (Şekil 6). Salmastra gövdeye monte edilmiş ve sabittir. Salmastra karşılığı mil ile beraber dönmektedir. Sıvı basıncı salmastra yüzeylerinin iç tarafından gelmektedir. Bu tipte sıvı, yüzeylerin iç tarafından geldiği için sıvı içindeki aşındırıcı maddeler santrifüj kuvveti yardımıyla yüzeyler arasına kolaylıkla girebilmekte ve onların çok kısa zamanda çizilmesine neden olmaktadır, ayrıca basınç iç taraftan geldiği için yüksek basınca çıkılınca grafit yüzey basınca dayanamayıp kırılmaktadır. Tek avantajı salmastra dış taraftan görülebildiği için montaj ve ayar kolaylığı sağlar. Çalışma süresi 49 saattir. (Çalışma süresi başlangıç ile ilk kaçağın başladığı an arasındaki müddettir).

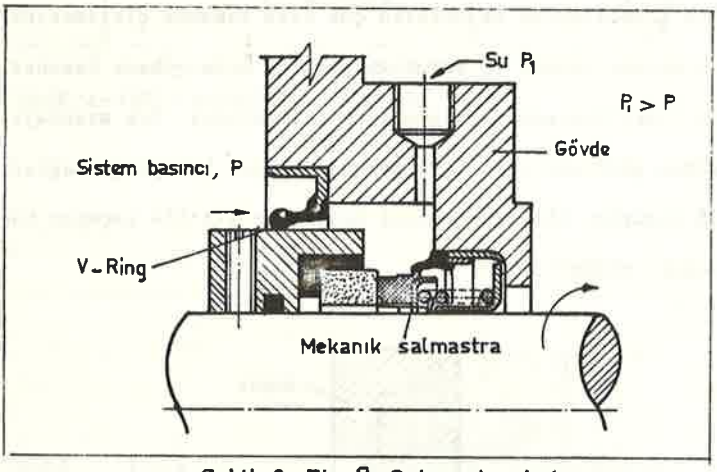


Şekil.6.Tip III Salmastra kutusu

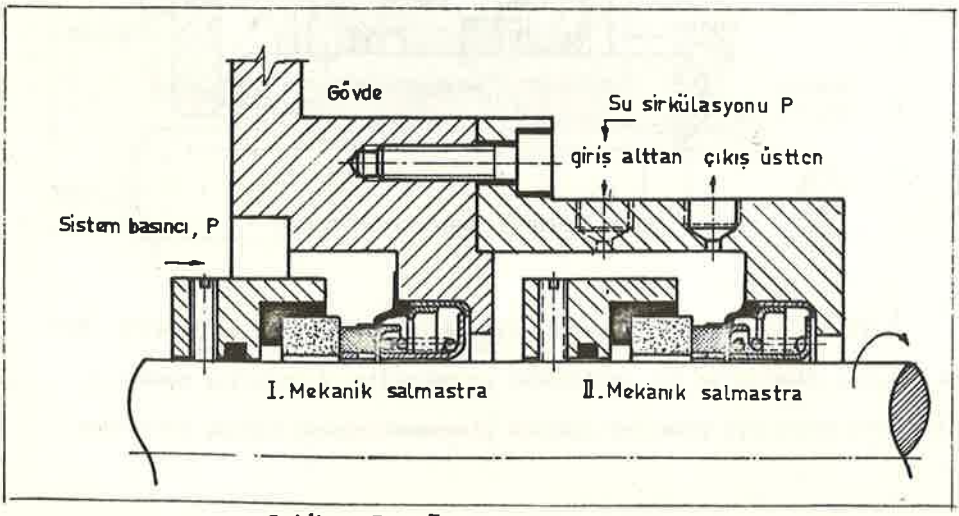
Tip IV'te (Şekil 7) mekanik salmastra içeri monte edilmiştir. Sıvı basıncı yüzeylerin dış tarafından gelmektedir. Aşındırıcı maddeler santrifüj etkisiyle yüzeyler arasına girememekteysede basınç farkından



Şekil.7-Tip Ⅳ Salmastra kutusu



Şekil.8-Tip Ⅴ Salmastra kutusu



Şekil.9-Tip Ⅵ Salmastra kutusu

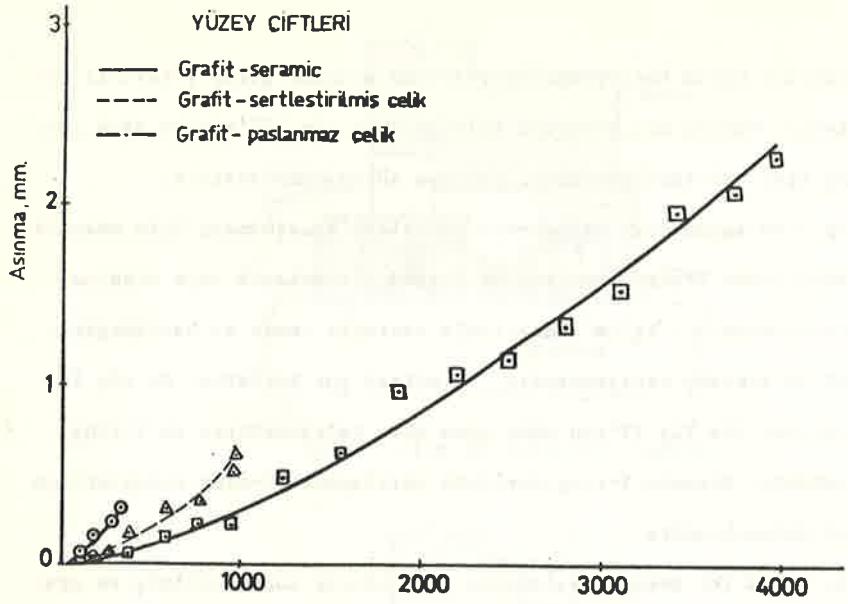
dolayı yine bir kısım katı parçalar yüzeyler arasına girip yüzeyleri bozabilmektedir. Basınç dış yüzeyden geldiği için tip III'e göre daha yüksek basınçlarda çalışabilmektedir. Çalışma süresi 113 saattir.

Tip V'te aşındırıcı maddelerin yüzeylere yanaşmaması için mekanik salmastranın önüne V-ring konulmuş ve V-ring ile mekanik keçe arasına sistem basıncından 0.5 kg/cm^2 daha fazla basınçta temiz su basılmıştır. Bir miktar su sisteme karışmaktadır, bu miktar çok küçüktür. Bu tip 167 saatlik çalışma ile Tip IV'ten daha uzun süre çalışmaktaysa da V-ring çabuk aşınmakta, kirecin V-ring üzerinde katılaşması V-ring dudaklarının hareketini önlemektedir.

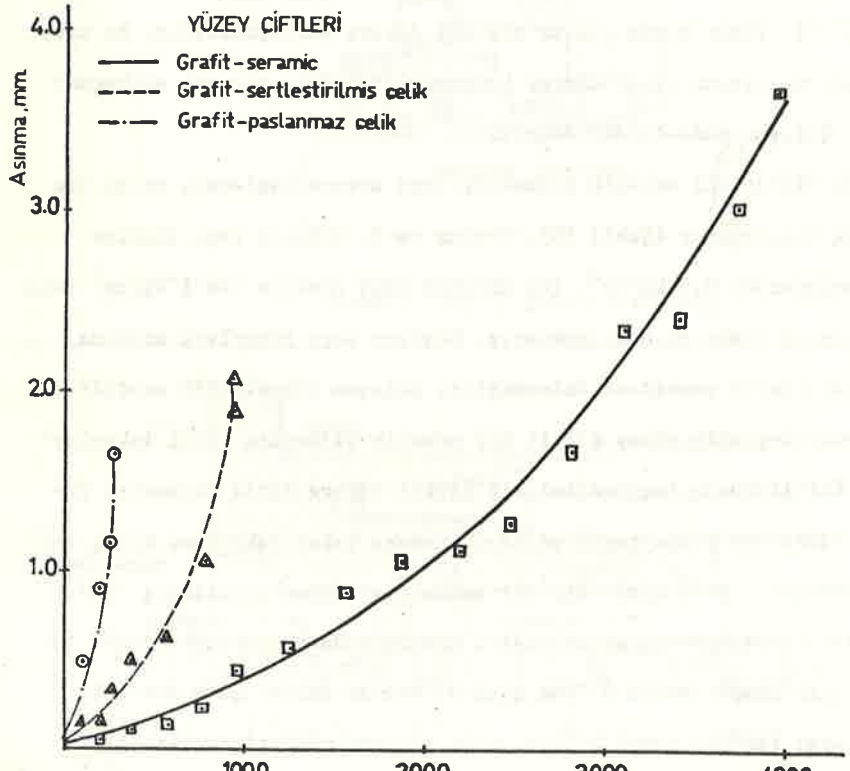
Tip VI'da iki mekanik salmastra seri olarak monte edilmiş ve aralarına sistem basıncından 0.5 kg/cm^2 daha yüksek basınçta su basılmaktadır (Şekil 9). Temiz suyun çok az miktarı dışarı akıtılmaktadır. Bu miktar yüzeylerde oluşan ısıyı alacak kadardır. Bu tipte sisteme su kaçmamaktadır. Çalışma müddeti 433 saattir.

Tip VII'de iki mekanik salmastra arka arkaya bağlanmış ve en öne bir V-ring konulmuştur (Şekil 10). V-ring ve I. mekanik keçe arasına sistem basıncından 0.5 kg/cm^2, iki mekanik keçe arasına ise 1 kg/cm^2 daha fazla basınçta temiz su basılmaktadır. Böylece keçe yüzeyleri arasına katı parçacıkların yanaşması önlenmiştir. Çalışma süresi 3996 saattir.

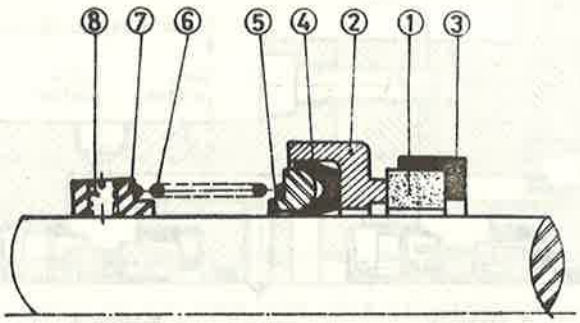
Seramik-grafik yüzey çiftli bir mekanik salmastra yerli imkanlarla Şeker Enstitüsünde imal edilmiştir (Şekil 13) ve fitil salmastra kutulu bir santrifüj pompa tadil edilerek Ankara Şeker Fabrikası kireç dairesine konmuştur. Bu pompaya Tip VII salmastra kutusu uygulanmış (çift mekanik salmastra düzeni) ve salmastra kutusu önündeki basıncı düşük tutabilmek için pompa fanına Ø 7 mm çapında 6 adet delik açılmıştır. Bu delikler aynı zamanda pompa miline gelen eksenel yükleri azaltmıştır.



Sekil.11- Tip VII de II. mekanik salmastra yüzeyindeki asınma

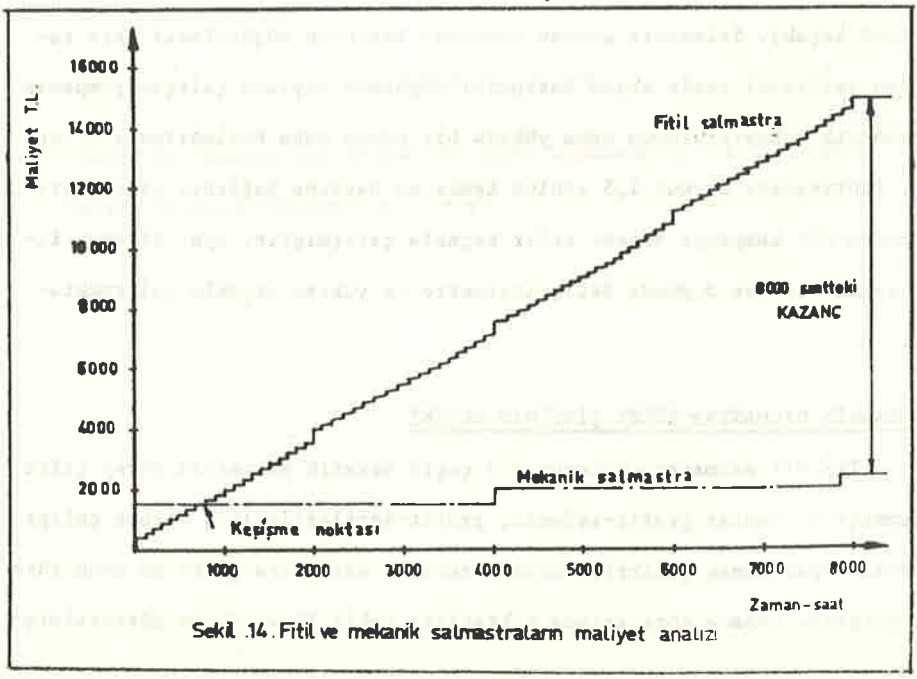


Sekil.12. Tip VII de I. mekanik salmastra yüzeyindeki asınma

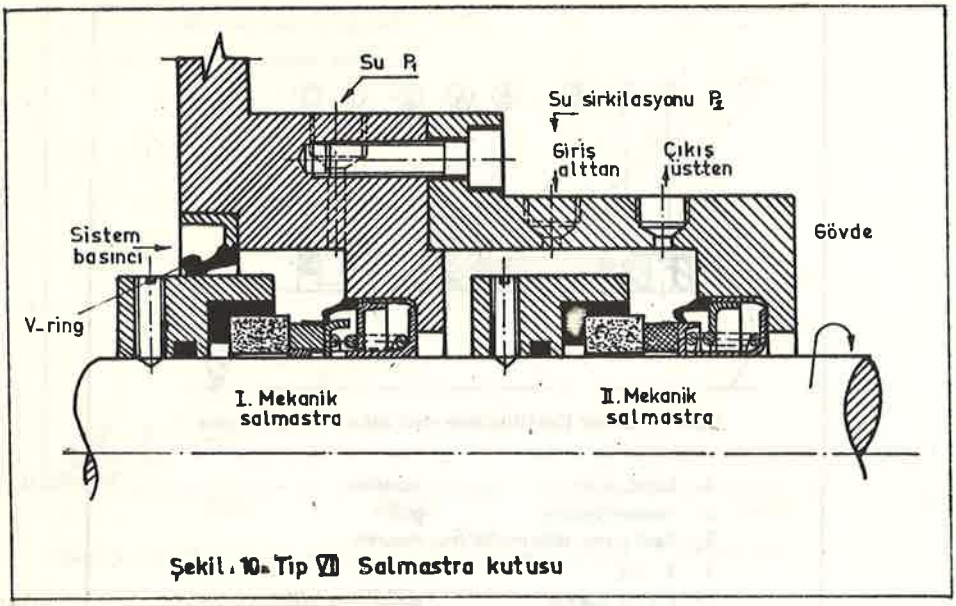


Şekil-13. Şeker Enstitüsünde imal edilen mekanik keçe

1-	Sabit yüzey	: seramik.
2-	Hareketli yüzey	: grafit.
3-	Sabit yüzey sızdırmazlık ringi	: neopren
4-	V-ring	: "
5-	V-ring baskısı	: paslanmaz çelik
6-	Yay	: " "
7-	Yay baskısı ayar ringi	: " "
8-	Set skruv	: " "



Şekil .14. Fitil ve mekanik salmastraların maliyet analizi



Şekil 10. Tip VII Salmastra kutusu

Bu deliklerin mahzuru bir miktar sıvıyı devamlı kaçak yaptırmasıdır. Fakat mevcut sistemde bu kaçak çok küçüktür (36000 lt/saat pompa için 49 lt/saat kaçak). Salmastra kutusu önündeki basıncın düşürülmesi ters taraftan verilecek temiz suyun basıncını düşürmüş böylece çalışan pompanın manometrik yükseltisinden daha yüksek bir pompa daha kullanılması önlenmiş, fabrikadaki mevcut 1,5 atülük temiz su hattına bağlantı yapılmıştır. Bu pompa bir kampanya dönemi sıfır kaçakla çalışmıştır. Aynı ortamda fitil salmastra ise 3 günde değiştirilmekte ve yüksek kaçakla çalışmaktadır.

6. MEKANİK SALMASTRA YÜZEY ÇİFTİNİN SEÇİMİ

Tip VII salmastra kutusunda 3 çeşit mekanik salmastra yüzey çifti denenmiştir. Bunlar grafit-seramik, grafit-sertleştirilmiş karbon çeliği ve grafit-paslanmaz çeliktir. Grafit-seramik salmastra çifti en uzun süre çalışmıştır. Zamana göre aşınma miktarları Şekil 11 ve 12 de gösterilmiş-

tir. Sertleştirilmiş karbon çeliği paslanmaz çelikten daha az aşınmış isede çeliğin paslanmasından oluşan Fe_2O_3 parçacıkları parlatılmış yüzeyi çabuk bozmaktadır.

7. SONUÇ

Fitil salmastralar belirli bir miktar kaçağa müsaade edilerek çalıştırılabilirler, yani tam bir sızdırmazlık elemanı değil de kaçağı sınırlandırma elemanı olarak çalışmaktadır. Mekanik salmastralar ise pratik olarak sıfır kaçakla ve çok daha uzun süre çalışmaktadır. Aşındırıcı madde içeren kireç sütü pompalarına konan mekanik salmastra ve fitil salmastranın ilk yatırım, kaçak kaybı, değiştirme ve bakım ücretleri gözönüne alınarak maliyet analizi yapıldığında mekanik salmastra 750 saatte kendini amorti etmekte, 8000 saatlik çalışma süresindeki kazanç ise 14.400 TL. olmaktadır (Şekil 14). Çift mekanik salmastralı Tip VII salmastra kutusu mekanik salmastra deneyleri içinde en iyi neticeyi vermiştir. Bu ortamdaki en iyi yüzey çifti ise grafit-seramiktir.

R e f e r a n s l a r

(1) BRKICH,A. "Mechanical Seals" Product Engineering - April, 1950

(2) MAYER, Ehrhard "Mechanical Seals"

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 7

Soru Yücel Günal (G.M.S.)

1. Yüzeylerin işlenme hassasiyeti nedir?

2. Yüzey çiftlerinin basıncı?

Cevap İsmail Özder

1. Yüzey çiftlerinin birbirlerine karşı çalıştıkları yüzeylerin çok iyi parlatılmış (leplenmiş) olmaları gerekir. Montajda yüzeylerin çizilmemesine çok dikkat edilmelidir.

2. Yüzey çiftlerinde sadece basınç aşınma için bir faktör değildir. PV (basınç x hız) ın belirli ber değeri aşmaması lâzımdır. Bu yüzey çiftinin malzemelerine ve sıcaklığa bağlı olarak verilir. Örneğin Grafit-Pik için bu değerin 90 $kg\text{-}m/cm^2\text{-}s$'yi geçmemesi gerekir. Mekanik salmastra balans edilerek 400 kg/cm^2 ye kadar rahatlıkla kullanılabilir.

Soru Artun Kılıçsoral (Standart Makina)

Mekanik salmastralarda, malzeme kalitesi ve işçilik hassasiyeti

Cevap İsmail Özder

Yapılan deneylerde Grafit-Seramik çiftinin en uzun süre çalışan yüzey çifti olduğu anlaşılmıştır. Grafit ve Seramik'in gözenekli olmaması gerekir. Grafit yuvarlak çubuktan işlenebileceği gibi, çok miktarda yapıldığı takdirde toz grafitten presleme tekniği ile ucuza imal edilebilir. Mekanik salmastraların montajında yüzeyler arasına yabancı maddelerin girmemesine dikkat etmek gerekir. Mekanik salmastra ve salmastra kutusu

iyi boyutlandırıldığı (ölçülendirildiği) takdirde montaj otomatik olmaktadır. Mekanik salmastrayı yerine yerleştirebilmek için pompa fanını sökmek gerekmektedir. Dolayısı ile pompanın montaj ve demontajını bu işi bilen bir kişiye yaptırmak gerekir.

Soru Ali İhsan Çalışkan

Mekanik salmastra mı daha iyi iş görüp daha uzun ömürlü oluyor? Grafitli salmastra mı daha uygun.

Cevap İsmail Özder

Şeker Fabrikalarında kumlu kireç sütü pompalarında yapılan denemede mekanik salmastra grafitli fitil salmastradan 40 katı daha uzun süre çalışmıştır. Mekanik salmastrada kaçak sıfır olduğu halde firil salmastrada 0,3 lt/saat ve daha fazla olabilmektedir.

Soru Muharrem Bağlan (D.S.İ.)

Salmastralarda sızdırmazlık konusunda öneri.

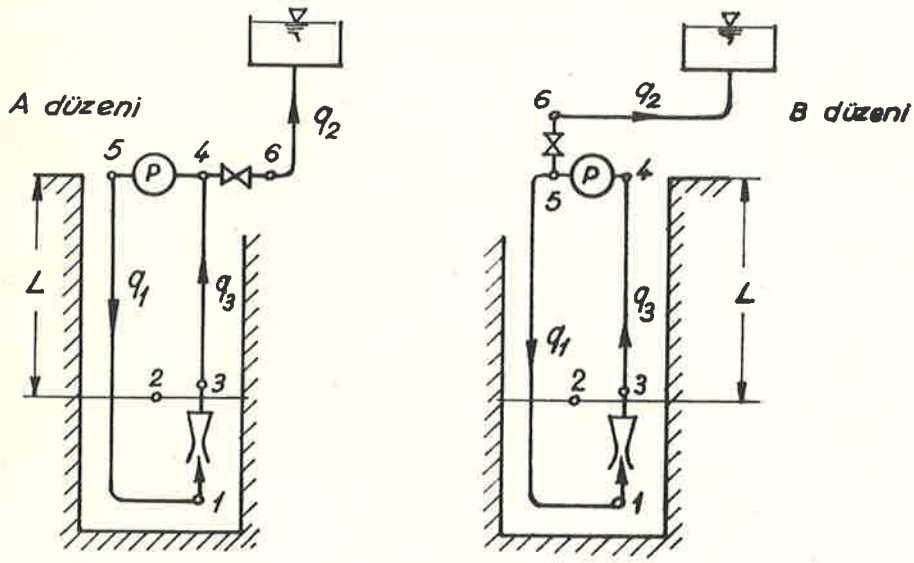
Cevap İsmail Özder

Mekanik salmastra fitil salmastraya nazaran çok daha uzun süre ve sıfır kaçakla çalışması nedeniyle tercih edilir. Mekanik salmastra pompa milinde aşınma yapmadığı için mil veya burç değiştirilmesini gerektirmez. Mekanik salmastra ömrünü tamamlıyana kadar bakım gerektirmez, fitil salmastrada ise kaçağın sık sık ayarlanması lazımdır.

debisi belli iken boyutlandırma ve pompa seçiminin nasıl yapılacağı etüd edilmiş, her iki sistemin en iyi verimleri kıyaslanarak sistem seçimine gidilmiştir.

2. VERİM İFADELERİ

Basma vanasından önceki nokta sistemin çıkış noktası ve kuyu seviyesindeki "2" noktası giriş noktası alınmak şartı ile, sistemin kazandırdığı hidrolik enerji pompanın tükettiği mekanik enerjiye oranı, sistem verimi olarak tanımlanırsa her hâl için basit sistem verimleri



Şekil 1

$$\eta_{AS} = \frac{H_{ms}}{H_m}\,\frac{q_2}{q_1}\,\eta_p \qquad \eta_{BS} = \frac{H_{ms}}{H_m}\,\frac{q_2}{q_1+q_2}\cdot\eta_p \qquad (1)$$

şeklinde yazılır. Burada H_m pompanın manometrik yüksekliğini H_{ms} enjektör-Pompa sisteminin kombine manometrik yüksekliğini η_p pompa verimini göstermektedir.

M debi oranını koyarsak ;

$$\eta_{AS} = \frac{H_{ms}}{H_m}\cdot M\cdot\eta_p \qquad \eta_{BS} = \frac{H_{ms}}{H_m}\cdot\frac{M}{M+1}\,\eta_p \qquad (2)$$

olur. Ayrıca, enjektör boyutsuz manometrik yükseklikleri için,

$$N_A = \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3} \qquad N_B = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_3} \tag{3}$$

tanımları kullanılır ve üstelik boru kayıpları ihmâl edilirse

$$\eta_{AS} = N_A \cdot M \cdot \eta_p \qquad \eta_{BS} = N_B \frac{M}{M+1} \eta_p \tag{4}$$

olduğu görülür. (3) bağıntılarından

$$N_B = N_A + 1$$

olduğu düşünülürse B halinin veriminin A halinin veriminden bu şartlarda daha yüksek olacağı açık olarak görülür.

Ancak problemin verilişi şu şekilde belirlensin : q_2 debisi L derinliğindeki kuyudan alınarak kombine sistemin çıkış noktası olan (6) noktasındaki H_6 enerji seviyesine yükseltilecektir. B halinde derin kuyudan su emebilmek için enjektöre gönderilen suyun enerjisini artırmak gerekecektir. Bu yüzden bazen çıkış vanasında kayda değer bir kısma yapmak gerekebilir. Bu durumda vananın kısılmasından doğan enerji kaybını da sisteme yüklemek zorundayız. O halde boru kayıplarını da hesaba katmak üzere genel sistem verimi tanımını aşağıdaki şekilde düzeltmekte yarar vardır.

$$(\eta_{AS})_G = \frac{H_6}{H_m} M \eta_p \qquad (\eta_{BS})_G = \frac{H_6}{H_m} \frac{M}{M+1} \eta_p \tag{5}$$

Bu suretle tanımlanan verime dayanarak yapılacak optimum boyutlandırmada, daha önce önerilen (Bkz.Ref.[11]) dizayn yönteminde tam olarak göze alınamayan boru kayıpları da tam olarak hesaba girecektir.

3. RASYONEL OPTİMUM BOYUTLANDIRMA

İlkin "B" tertibini ele alıyoruz. Kuyu derinliği L, toprak seviyesindeki basma yüksekliği H_T ve emilen debi q_2 değerleri biliniyor.

Santrifüj pompanın 6 m.'lik bir statik emme yüksekliğinde kavitasyonsuz çalışacağı varsayımı da gözönüne alınırsa

verilenleri oluşturur. Burada kuyu seviyesi referans seviyesi alınmıştır, $H_2 = 0$.

Yürütülecek adımlar şunlardır :

1°) $H_5 \geq H_6$ olmak üzere bir H_5 seçilir. (Daha doğrusu ilkin $H_5 = H_6$ ile işe başlanır.) Daha sonra H_5 adım adım artırılarak işlemler tekrar edilecektir.

2°) Yaklaşık bir M tahmin edilir, buradan q_1 ve q_3 hesaplanır.

3°) ξ_{16} ve ξ_{24} boru kayıpları seçilen boru çaplarına göre q_1 ve q_3 debileri kullanılarak hesaplanır. Bunlara dayanarak

$$H_1 = H_5 - \xi_{15} \qquad (6)$$

$$H_3 = H_4 + \xi_{34} \qquad (7)$$

bulunur.

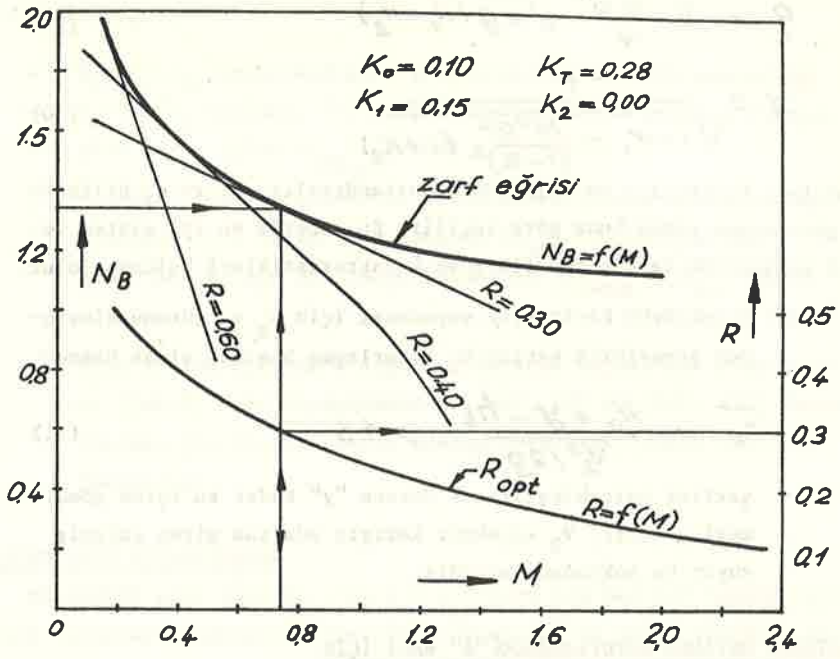
4°) N_B boyutsuz, enjektör basma yüksekliği (3)'den bulunabildiğine göre bu değeri optimum alan "M" debi oranını bulabiliriz. Bunun için değişik "R" oranlarına sahip enjektörlerin zarf eğrisi kullanılabilir. (Şek.2) Karakteristiklerin elde edilişi Ref.[1]'de verilmiştir.
Zarf eğrisinde N_B'ye karşı gelen M değeri "M_{opt}" olur. Bu değer 2'de seçtiğimiz değere eşit olmadıkça çözüm değildir.

5°) Bulunan $M_{opt} = M_{seçim}$ alınarak (2-5) arasındaki operasyonlar tekrarlanır. Bu işlem de eşitlik istenen yaklışıklıkta sağlanıncaya kadar sürdürülür.

6°) Zarf eğrisine istenen noktada teğet olan karakteristik $N_B = f(M)$ eğrisinin ait olduğu R bulunarak "R_{opt}" alınır. (Şek.2).

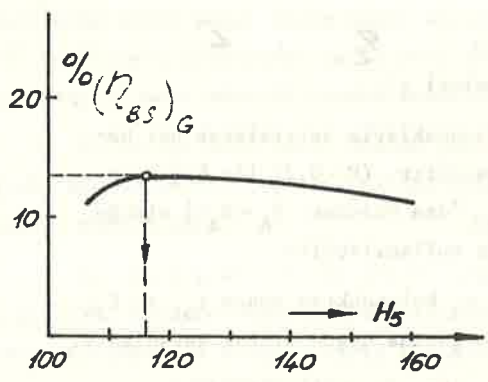
7°) M ve H_{mB} bilindiği için, buna dayanılarak (5) ifadesinden $(\eta_{BS})_G$ hesap edilir.

8°) Bu suretle elde edilen genel sistem verimi bir H_5 değeri içindir. Şimdi H_5 değeri bir basamak artırılarak (1°-7°) adımları tekrar aynı yöntemle geçilir. Bu suretle $(\eta_{BS})_G$ $\eta_{BS} = f(H_5)$ eğrisi nokta nokta çizilir. Bu eğrinin üzerinde

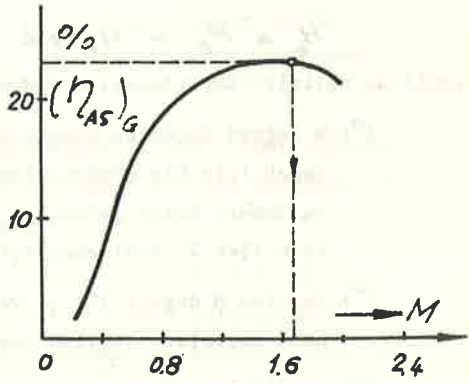


Şekil 2

maksimum verimi veren nokta dizayn noktası olarak seçilirse problemin en uygun çözümü bulunmuş olur. (Şek.3).



Şekil 3



Şekil 4

9°) Yukarıdaki şekilde elde edilmiş nokta için M_{opt}, R_{opt}, H_1, H_2 değerlerinden "d" enjektör lüle çapını bulmak için

$$q_1 = z \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g(H_1 - H_2)} \qquad (9)$$

$$z = \frac{1}{\sqrt{1 + K_1 - \frac{M^2 R^2}{(1-R)^2}(1+K_2)}} \qquad (10)$$

bağıntıları kullanılır ve enjektör boyutlandırılır. H_m ve q_2 bilindiğine göre uygun pompa buna göre seçilir. Bu suretle en iyi sistem verimini sağlayacak tertip boyutları ve karakteristikleri bulunmuş olur.

10°) Enjektörün kavitasyon yapmaması için H_a su sütunu cinsinden atmosferik basınç h_b buharlaşma basıncı olmak üzere

$$\sigma_E = \frac{H_a + y - h_b}{V_2^2/2g} > 1.3 \qquad (11)$$

şartını gerçekleştirecek derece "y" kadar su içine gömülmesi gerekir. V_2 enjektör karışım odasına giren emilmiş suyun bu noktadaki hızıdır.

4. RASYONEL OPTİMUM BOYUTLANDIRMA "A" HALİ İÇİN

Bu halde sistem çıkışındaki (6) noktasında H_T değerinde basınçlı su gerekmektedir. Bu şart pompanın kavitasyon şartını otomatik olarak gerçekler. (4) noktasında basıncın daha yüksek tutulmasına gerek olmadığı için, verilenler

$$H_4 = H_6 = H_T + \angle \,, \quad q_2 \,, \quad \angle$$

şeklinde belirir. Boyutlandırma kademeleri :

1°) M değeri küçükten büyüğe basamaklarla artıralarak her basamak için bir çözüm bulunacaktır. (M = 0,2) ile başlayıp bu değere karşı gelen $N_{A\,opt}$ 'dan bulunur. $N_A = N_B - 1$ olduğu için (Şek.2) aynı amaç için kullanılabilir.

2°) Seçilen M değeri ile q_1 ve q_3 bulunduktan sonra ξ_{51} ve ξ_{34} boru kayıpları seçilen boru çapına uygun olarak hesaplanır.

3°) $H_3 = H_4 + \xi_{34}$, hesaplanır N_A yukarıdan bilindiğinden

$$H_1 = H_3 \left(\frac{N_A + 1}{N_A} \right) \qquad (12)$$

bağıntısı ile H_1 bulunur.

4°) $H_5 = H_1 + \xi_{51}$ hesaplandığına göre pompa manometrik yüksekliği $H_m = H_5 - H_4$ bulunur. (5) ifadesi kullanılarak seçilen M değerine karşı gelen $(\eta_{As})_G$ verimi elde edilir.

5°) M değeri değiştirilerek (1-4) adımları tekrar edilir ve her M değeri için verim hesaplanarak $(\eta_{AS})_G = f(M)$ çizilir. Şimdi bu eğrinin maksimumu bulunarak $\eta_{A\,maks}$ ve M_{opt} tesbit edilir.

6°) Elde edilen optimum M değerini verecek enjektörün alan oranı (Şek.2)'deki diyagramdan bulunur. (9) ve (10), (11) denklemleri ile boyutlandırma bundan evvelkine benzer şekilde tamamlanır.

5. SİSTEMLERİN KIYASLANMASI

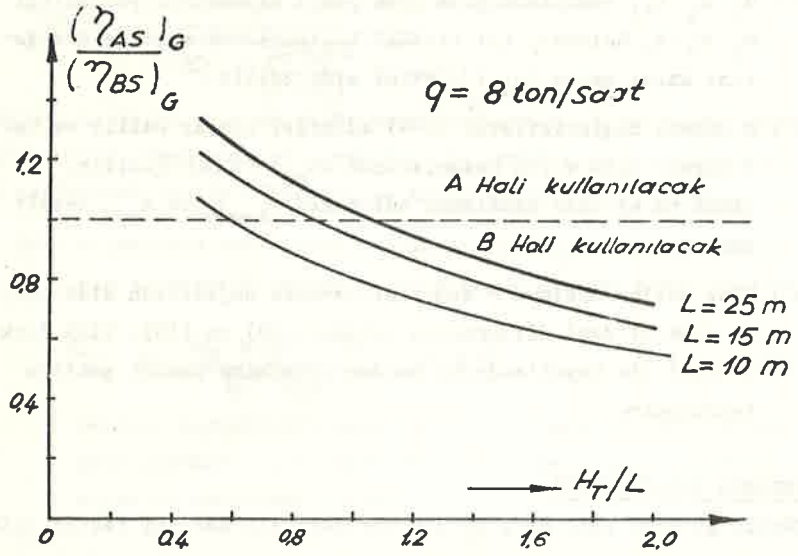
Görüldüğü gibi aynı H_T , q_2 , L verileri ile her iki tertip için maksimum verimleri sağlayacak boyutlar sağlanıyor ve genel verimler hesaplanabiliyor. Yukarıdaki hesapları grafikle yürütmek yerine bir kompüter programı ile yürütmek çok daha uygun olacaktır. Bu program yapılmış ve başarı ile uygulanmıştır.

Problemde sistem seçimi için de grafik yöntem kullanılarak aynı verilerle üstün genel verim veren sistem kolaylıkla bulunur ve "A" ve "B" tertipleri arasındaki seçim buna göre yapılır. Kompüter programı aynı seçimi daha süratli yapabilecektir.

Bu seçimi daha basit olarak yapabilmek ve H_T ile L kuyu derinliğinin seçime etkisini gösterebilmek için seçilen bir örnek üzerinde hesaplar yapılmıştır.

$q_2 = 8$ ton/saat'lik bir debiyi çeşitli kuyu derinliklerinden çekip çeşitli H_T yerüstü basma yüksekliklerine basan A ve B tertiplerini yukarıdaki yöntemle boyutlandırıp bunların maksimum verimlerini birbirlerine oranlarsak "L" kuyu derinliği ile H_T basma yüksekliği iki serbest değişgen olduğundan bu serbest değişkenlere göre verimler oranını bir grafik üzerinde toplayabiliriz. Şekil 5'de L kuyu derinliğinin değişik sabit büyüklükleri için toprak seviyesi basma yüksekliğinin kuyu derinliğine oranı (H_T/L) cinsinden maksimum verim oranlarının değişim eğri-

leri verilmiştir.



Şekil 5

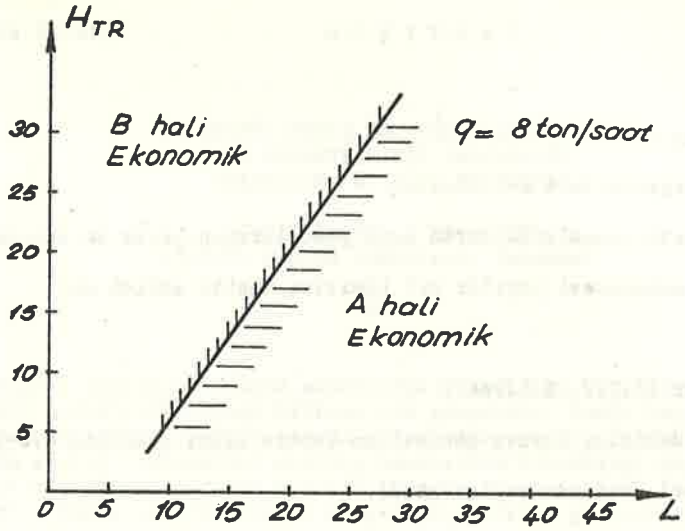
Bu diyagramın incelenmesinden görülmektedir ki her sabit kuyu derinliği için kritik bir oranın altında "A" tartibi üstünde "B" tertibi daha büyük bir verim verebilmektedir. L kuyu derinliği arttıkça bu kritik oranda yükselmektedir. Başka bir sözle L büyüdükçe kullanma sahası "A" nın lehine büyümektedir. Her L değeri için bir kritik oran olduğuna göre bu kritik orandan bir kritik H_T hesaplanabilir. O halde L serbest değişkenine göre kritik basma yükseklikleri bir diyagramda toplanırsa Şek.6'daki diyagram elde edilir.

Bu diyagram üzerinde B'nin ve A'nın ekonomik olduğu bölgeler açık olarak görülebilmektedir.

Örneğin 15 metrelik bir kuyuda toprak seviyesinin üzerinde 5 metrelik basma yüksekliği için "A" hali 20 metrelik bir basma yüksekliği için "B" hali ekonomik olmaktadır.

EMME DEBİSİNİN ETKİSİ

Yukarıda ele alınan örnekte bütün hesaplar ve kıyaslamalar q_2 emme debisi için yapılmıştır. Emme debisinin seçimi nasıl etkilediğini göstermek için bu debiye değişik değerler vererek hesaplar tekrarlanır



Şekil 6

ve Şek.6'daki diyagrama benzer diyagramlar çizilebilir, yapılan ilk hesaplar debinin makûl sınırlar içinde kalması halinde yukarıdaki eğilimlerin değişmediği ve kritik eğrinin de hissedilir bir değişme göstermediği izlenimini vermektedir.

6. SONUÇ

Şekil 6'daki diyagram uzun bir hesaba ihtiyaç göstermeden sistem seçimini sağlayabilmektedir. Fakat her halûkârda her iki halin boyutlandırmasını yapmak faydalıdır. Burada seçim yalnızca sistem genel verimine dayatılmıştır. İşletme şartları ile gerekli pompanın özgül hızı da seçimde ikinci derecede rol oynayabilir.

KAYNAKLAR

(1) C.ÜZGÜR, *"Enjektörlü Derin Kuyu Pompalarında Boyutlandırma Problemi". T.B.T.A.K. V.Bilim Kongresi, İstanbul, 1975.*

(2) C.ÜZGÜR, K.BAYSAL, *"Enjektörlü Pompalarda Sistem Karakteristiklerinin ve Kavitasyon Limitlerinin Etüdü". T.B.T.A.K. VI. Bilim Kongresi, İzmir, 1977.*

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 8

Soru Kemal Akbaş (D.S.İ.)

1. Q2/Q1 değerlerinin mertebesi,
2. Enjektörlü pompalarla derin kuyu pompalarının verim ve ekonomik yönden mukayesesi yapıldı mı? Limitler tesbit edildi mi?

Cevap Cahit Özgür (İ.T.Ü. Mak.Fak.)

1. Emilen debinin, kuyuya gönderilen debiye oranı pratikte 0.8-1.2 değerleri arasında değişmektedir.
2. Genellikle enjektörlü tulumbaların verimleri forajlı (türbin tipi) (şaftlı) pompaların verimlerinden düşüktür. Büyük debilerde bu fark daha büyür. Ancak küçük tesisler için verimden ziyade pratiklik ve ucuzluk bakımından enjektörlü pompalar avantajlı olmaktadır.

Soru Mustafa Eser

Enjektörlü derin kuyu pompalarında bugün erişilebilmiş olan debi ve manometrik yüksekliği hangi mertebededir.

Cevap Cahit Özgür

Kuyu derinliği için limit 40-50 m. olarak düşünülmelidir. Bu derinliklerden sonra sistem veriminin anormal düşmesinden ziyade enjektörün batma derinliğinin artırılması gereği gerçekçi olmıyan sonuçlara götürmektedir.

Debi için 10 lt/sn ye kadar bir güçlük olacağını sanmıyor. Bu hususta tanınmış bir limitte yoktur. Ancak büyük debi ve güçler için şaftlı derin kuyu tulumbaları daha avantajlı olmaktadır.

SANTRİFÜJ POMPA VE VANTİLATÖRLERDE ÇARK GEOMETRİSİNİN MANOMETRİK YÜKSEKLİK ÜZERİNE ETKİLERİ

Cahit ÖZGÜR Mete ŞEN
İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul

ÖZET

Radyal Türbomakinalarda manometrik yüksekliği etkileyen esas faktörün çıkış geometrisi olduğu bilinen bir gerçektir. Sonlu kanat sayısında ortalama bağıl akış yönünün kanada teğet olmayışı bir "kayma" doğurmakta ve bu da enerji transferini azaltıp manometrik yüksekliği düşürmektedir. Muhtelif müellifler optimum noktada kaymayı veren ampirik ifadeler önermişlerdir. Bunların birbirinden hissedilir farklar göstermesi bir yana verilen formüller yalnız optimum nokta için geçerlidir.

Bu çalışmada değişik kanat sayısında salyangozlu ve salyangozsuz (düz yayıcılı) radyal çarklar, özel olarak hazırlanmış havalı bir deney tesisatında denenmiştir. Ayrıca kayma değerinin efektif olarak ölçülebilmesi ve çark çıkış akımı hakkında daha ayrıntılı bilgi alınabilmesi için, hız, yön ve basınç traversleri üçlü sonda ile yapılmıştır. Çark çıkışındaki akım düzgünsüzlüğünün doğurduğu ölçme hatası basılan akışkan debisinin diyafram ile ölçülmesi sureti ile düzeltilmiş ve düzeltilmiş ölçme sonuçları ampirik formül değerleri ile kıyaslanmış ve kısmi debilerde kaymanın değişimi izlenmeştir.

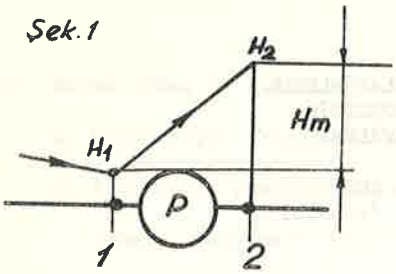
Salyangozun kanatsız difüzör yerine konması ile enerji transferi üzerindeki olumlu etkisi deneysel olarak gösterilmiştir.

Ayrıca, kanat geometrisi eş olan açık ve kapalı çarkların karakteristikleri kıyaslanmış ve labirent'in manometrik yükseklik üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

1. GİRİŞ

Bir pompa ya da vantilatör mekanik enerjiyi akışkan enerjisine dönüştüren bir makinadır. İster sıvı ister gaz olsun akışkanın sıkışma kabiliyetini ihmal ettiğimize göre makinanın giriş ve çıkışında basınç veya hızı (ya da her ikisini de) artırarak, birim ağırlık başına akışkanın enerjisini belirten

$$H_m = H_2 - H_1 = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$



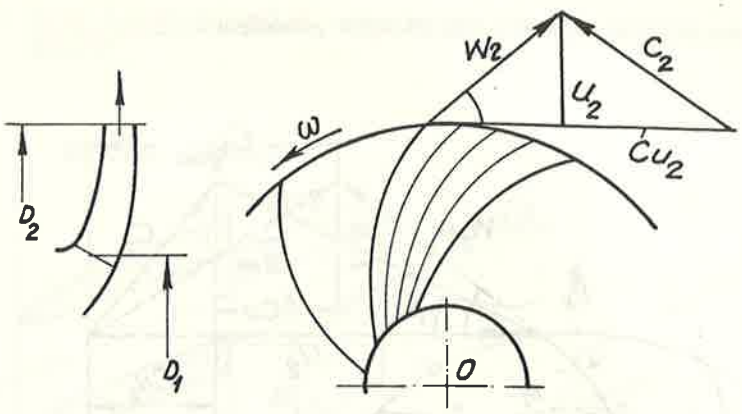
manometrik yüksekliğini yaratmamız gerekiyor. Bu enerji akışkana nasıl verilecektir. Pozitif (ya da volumetrik) pompa olarak adlandırdığımız, pistonlu dişli, paletli ve benzeri pompalarda alternatif olarak dolup boşalan kaplar mevcuttur. Bu hacimlere dolan akışkan basma tarafına zorla sokulmakta bu yolla pompalama işlemi kesikli, dalgalı, pülsatif olarak yürütülmektedir.

Santrifüj vantilatörler ve pompalar gibi rotodinamik makinalarda giriş ve çıkış arasında hiç bir sübap, perde ya da kapak mevcut değildir. Giriş çıkış arası sürekli açıktır ve görünüşe bakılırsa basılan akışkanın periyodik ya da pülsatif karakteri yoktur. Kapalı kutuya dışarıdan bakan gözlemci bu kutunun sürekli bir debiyi bastığını görüp akışın kutu içinde de daimi olduğunu sanır. Buna karşılık termodinamik ve mekaniğin temel kurallarına dayanılarak göstermek mümkündür ki daimi akış ile katı cidarlardan sıvıya enerji vermek mümkün değildir. O halde, (örneğimizde pompa çarkı) içinde sürekli olmıyan bir akış vardır. Şimdi kapalı kutuya bakalım:

2. MERKEZKAÇ - ÇARK İÇİNDE AKIŞ

İlkin sonsuz sayıda, (ve sonsuz ince) kanatları olan bir çarkı düşünelim. Çark tarafından verilen hidrolik moment nedeni ile çarkın verdiği enerji sürtmesiz akışta akışkana geçiyor. Bu ise Euler Teoremine göre, birim ağırlık için,

$$H_m = \frac{C_{u_2} u_2 - C_{u_1} u_1}{g} \qquad \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{C_{m_2}}{tg\beta_2}\right)$$



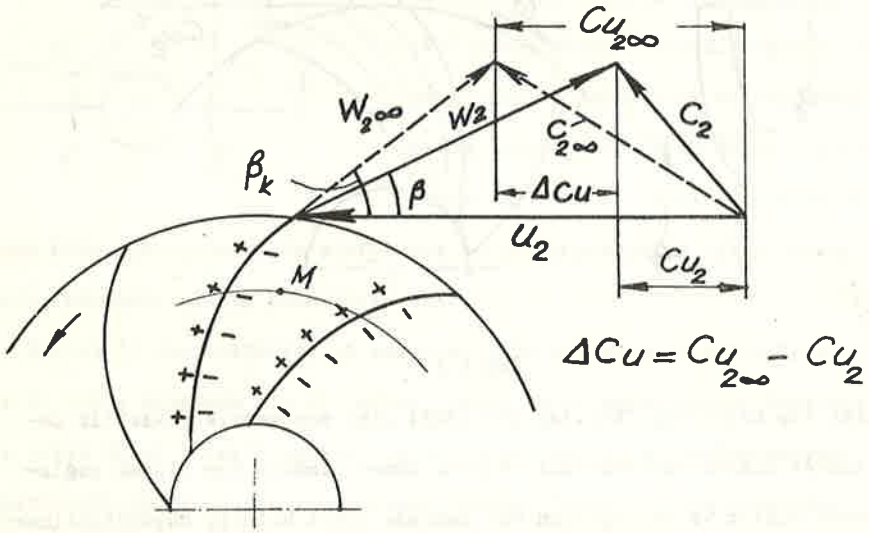
Şekil 2

bağıntısı ile beliriyor. Buradan görüldüğü gibi manometrik yükseklik debiyle lineer olarak azalmaktadır. Burada döner simetri tam olarak sağlanabilmekte hızlar ve basınçların her noktada sabit kaldığı düşünülebilmektedir. Ancak bu limit bir haldir ve realize edilmesi olanaksızdır.

Sonlu sayıda kanadı olan bir çarkta kapalı kutunun su bastığını gördüğümüze göre enerji transformasyonu yürüyor demektir. Ancak burada elde edilen enerjinin yukarıda hesaplanan enerjiden sürtme kayıpları ile izah edilemiyecek ölçüde (yarı yarıya) bir düşüş ile gerçekleştiğini görüyoruz. Ayrıca akışkanın çark içindeki akışının daimi olmadığını (sabit bir M noktasında) basıncı pülzatif ve periyodik değişim gösterdiğini şekil 3 den izlemek çok kolaydır.

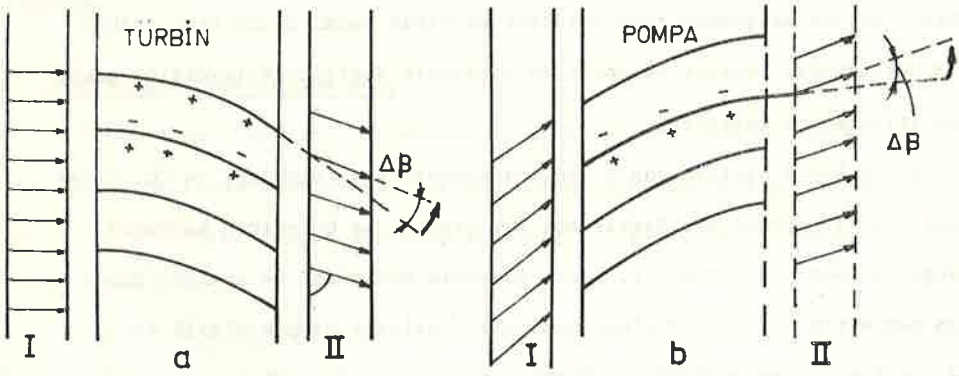
Çıkış bağıl hızının sonlu kanatta kanada teğet olmadığı ve Cu_2 bileşenini azaltıcı yönde bir farklı açı ile çıktığı ve bu yüzden kaymanın doğduğu bilinen bir gerçektir. Ancak kaymanın nedenleri ve analizi hususunda henüz tam bir sonuca ulaşılmamıştır. Maalesef birçok klasik kitaplarda verilmiş olan açıklamalar bazen gerçeği yansıtmamaktadır. Bu bakım-

dan kaymayı doğuran etkileri ele almamız gerekiyor.



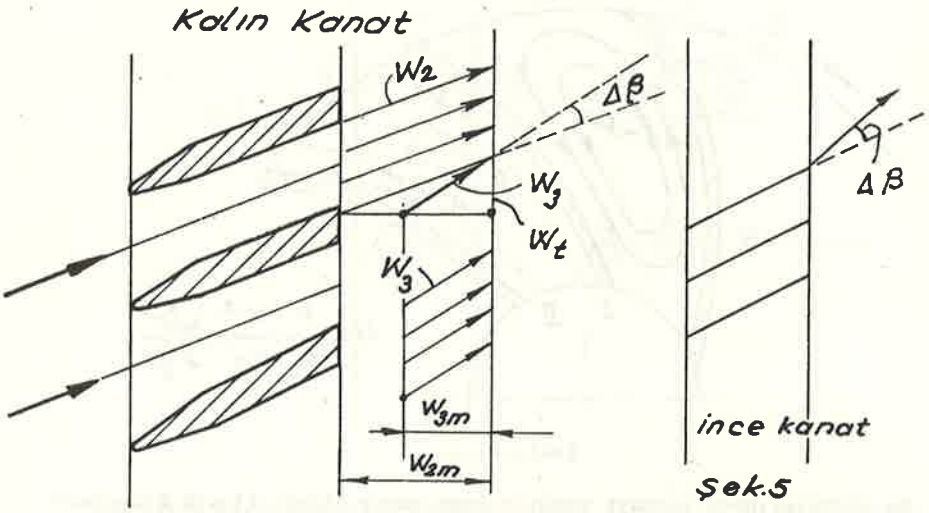
Şekil 3

1) Kanat saptırmasındaki eksiklik: Gerek hızlandırıcı (türbin) ve gerekse yavaşlatıcı (pompa) kaskatlarında sürtmesiz akış halinde yönlendirmenin kanat aralıklarının fazlalığı nedeni ile tam olmaması kanat kaldırmasının azalması ve sapmanın küçülmesi yönünde bir şaşmaya sebep olur



Şekil 4

2) Kanat kalınlığı etkisi, sınır tabaka etkisi, ölü su mıntıkası etkisi:



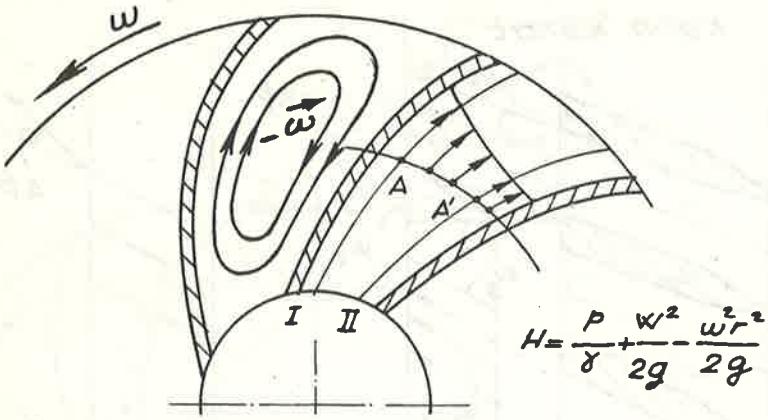
Şekil 5

Kanal içinde izafi hız kanat kalınlığı yüzünden W_2 değerine yükselecektir. Kanatları terk ettikten ve uniform akış sağlandıktan sonra hareket miktarı teoremine göre W_t teğetsel bileşeni değişmeyecek fakat W_{3m} küçüldüğü için $\Delta\beta$ kadar şaşma olacaktır. Bu etki benzer şekilde sonsuz ince kanatta sınır tabaka yüzünden hız artması ve aynı zamanda kanat arkasında ölü su mıntıkası oluşması hallerinde de görülecektir. Dikkat edilirse bu etki pompalar halinde enerji dönüşümünü (sapmayı azaltıcı) türbinler halinde de (sapmayı arttırıcı) yönde çalışır. Bu yüzden türbin çıkış üçgenleri çizilirken bu etki ile birinci etkinin birbirini kompanze etmesi nedeni ile kayma hesabına gerek kalmaz. Pompa halinde durum tam tersinedir.

3) Dönen Kaskat Hali, (Merkezkaç çark):

Sürtmesiz akışkanın ω açısal hızı ile dönen çark kaskadı içindeki akışında girdaplı bir bağıl akışın doğduğu ve bu akışında sabit girdap

vektörünün etkisi ile ters yönde bir sirkülasyon doğurduğu, bilinen bir gerçektir.



Şekil 6

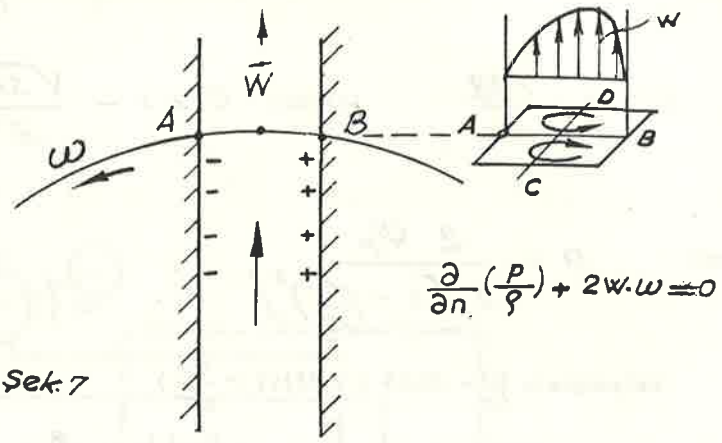
Bu sirkülasyonun kaymayı yaratan esas unsur olduğu klasik kitaplarda iddia edilir. Şimdi buna biraz yakından bakalım. Bağıl harekette Bernoulli teoremi giriş şartları eşit olduğu için I ve II ipçikleri için uygulanır ve basıncın ön yüzde daha fazla olduğu düşünülürse bir silindirik kesitte hız profilinin ön yüzden arka yüze artacağı sonucuna varılır, bu da sirkülasyonun hız profilini etkilemesi ile özdeş kabul edilir.

Bu teorinin çoğu zaman gerçek pompa çıkışında izafi hız profiline uymadığı bugün kanıtlanmıştır.

4) Coriolis kuvveti ve yan cidarlar sürtme etkisi

Dikdörtgen kesitliradyal bir kanal düşünelim. Burada teğetsel yönde basınç gradyeni Coriolis kuvveti ile dengelenmektedir (C ve D) yan cidarlarında hızlar küçük olduğu için bu denge bozulur ve şekildeki gibi sekonder akımlar doğar. Bu akımlar orta kısımdaki akışkanı B cidarına yakınlaştırıp sürtmesiz ikiboyutlu akışta beklenenin aksi yönde bir hız

profili elde edilmesine sebep olabilir.



Şekil 7

Özellikle kısmî yüklerde kanat yüzünden ayrılmalar ve ölü su mıntıkalarının arka yüzde oluşması bu şekilde açıklanabilir. Görülüyor ki bu etki santrifüj etki ile ters çalışmaktadır.

3. KAYMA TANIMLARI VE FORMÜLLERİ

Kaymayı ifade için çok çeşitli tanımlar arasında ikifaktörü ele almak gerekmektedir.

$$P = \frac{Cu_{2\infty} - Cu_2}{Cu_2}$$ (Pfleiderer " "faktörü)

$$\sigma = 1 - \frac{Cu_{2\infty} - Cu_2}{Cu_2}$$ (σ Wiesner faktörü)

ikinci faktör kaymanın küçüklüğünü ifade eder. Bunlarla ilgili ampirik ya da yarı teorik bağıntılara bir göz atalım.

Stodola $\sigma = 1 - \frac{\pi \sin\beta}{z}$ Balje $\sigma = \frac{z}{z + 6.2\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^{2/3}}$

Stanitz $\sigma = 1 - \frac{1.98}{z}$ Wiesner $\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin\beta_2}}{z^{0.7}}$

Pfleiderer $\rho = \frac{2\psi_p}{z\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}$

Salyangozlu $\psi_p = (0{,}65 \div 0{,}85)\left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ}\right)$

Kanatsız difüzör (Salyangozsuz $0{,}85 \div 1{,}0)\left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ}\right)$

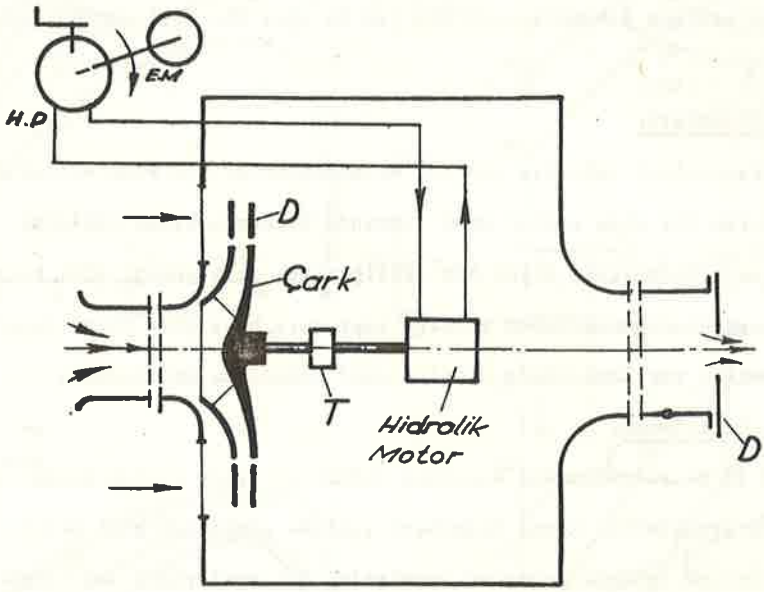
Kanatlı difüzör $= 0{,}6\ \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ}\right)$

Bu ifadelerin hepsinin optimum nokta için verildiğine dikkati çekelim.

4. DENEY TESİSATI

Deney tesisatı, hidrolik tahrikli ve hızı ayarlanabilir bir çevirme sistemi, değiştirilebilir çarklı bir rotor, bir sandık ve ölçme sisteminden oluşmaktadır (Şek.8).

Emilen hava bir hacmi oldukça büyük bir sandığa basılmakta buradan çıkan akışkanın debisi ise diyafram ile ölçülmektedir. Bir elektronik torkmetre ile takimetre çarka verilen gücü ölçmekte manometrik yükseklik ise sandıktaki basınç ve difüzör çıkış hızı ile belirmektedir.



Şekil 8

Çark çıkışında üç delikli özel sondalar ile hız yönü hız şiddeti ve basınç traversleri yapılmıştır. Deneyler değişik çarklar ile denenmiştir.

5. DENEY SONUÇLARI

Hız ve açı ölçmeleri: Şek.9 da hız ve açı traverslerine ait örnekler verilmiştir. (3) kesidi çark çıkışına yakın 4 kesidi daha uzaktır. α açısının çarktan uzaklaştıkça artışı, ortalama hızların iç cidara yığılması ve hız profilindeki kamburluğun (4) kesidinde ortadan kalkması gibi özellikler kolaylıkla gözlenebilmektedir. d diyafram çapını gösterdiğinden her çalışma durumuna ayrı bir çap ve ayrı bir eğri tekabül etmektedir.

Debi Ölçmeleri:

Hız traversleri yolu ile yapılan entegrasyonlar ile elde edilen debi ile diyafram ile elde edilen debi arasında bilhassa kısmi yüklerde büyük farklar görülmüştür. Diğer bir tebliğimizde açıklandığı gibi burada hatanın hız açısı ölçmelerinden geldiği saptanmış, buna göre ölçme değerleri açı tashihi yapılmak üzere diyaframdaki değerlere indirgenmiştir.

Kayma Ölçmeleri:

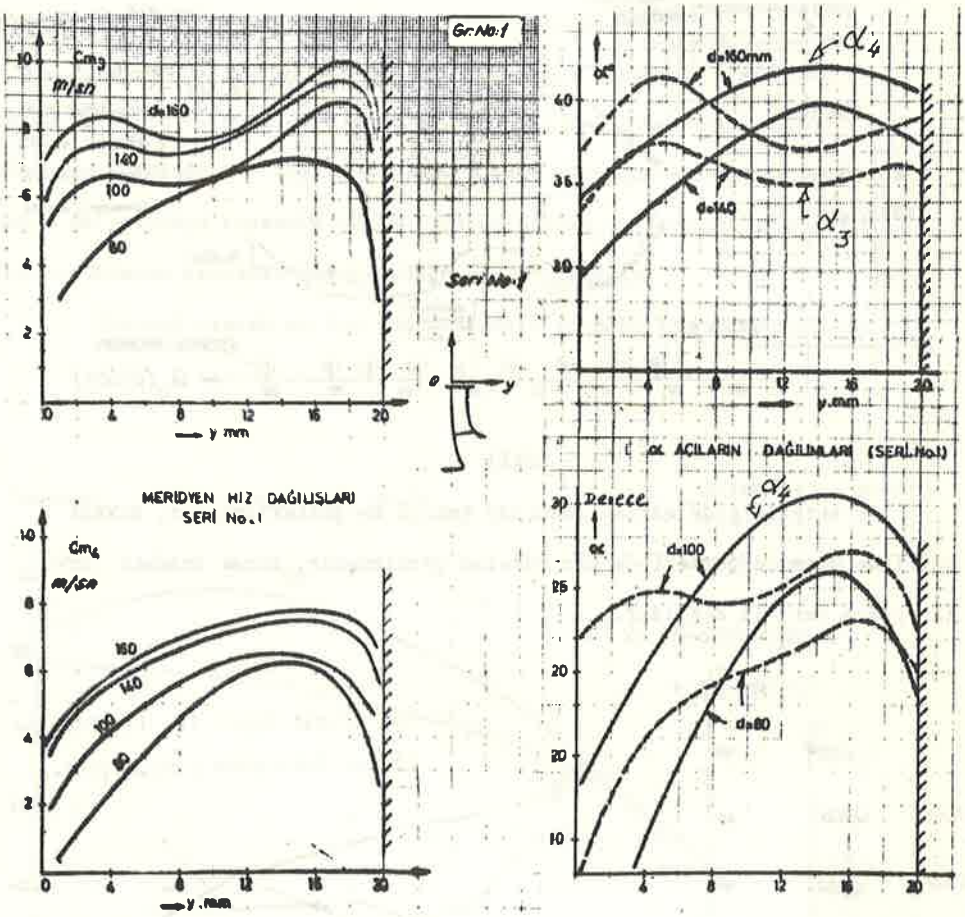
Şekil 10 da salyangozsuz kanatsız difüzörlü halde çıplak kayma ölçmelerini göstermektedir. Kayma değerleri şekilde görüldüğü gibi tahmin formüllerinin çok üstünde değerler vermiştir. Çalışmalarımız sonucunda bu anormalliği 3 nedene bağlamak mümkün olmuştur.

a- Ortalama hız açısının büyük ölçülmesi

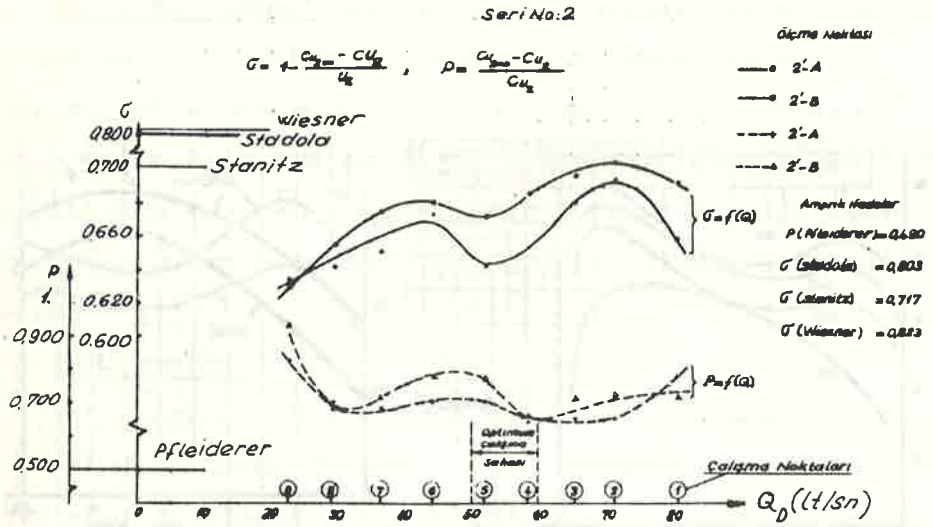
b- Ölçme kesidinin çark çıkışından uzaklığı nedeniile α açısının sürtme yüzünden büyümesi

c- Kanatsız düz difüzörde kaymanın yüksekliği

Difüzör yan cidarlarının açıyı büyültücü etkisi için bir düzeltme yapılmış, ayrıca diyafram ile ölçülen debi değerleri doğru varsayılarak hız vektörü üzerinde açı tashihleri yapılmıştır.

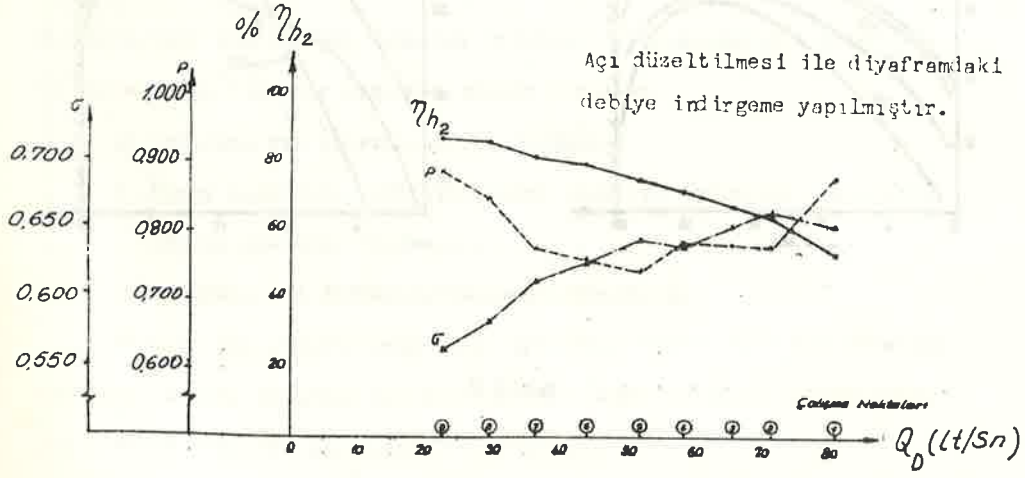

Gr:No:1
Cm3
m/sn
d=160
140
100
80
y mm
Seri No:1
MERIDYEN HIZ DAĞILIŞLARI
SERİ No.1
Cm4
m/sn
160
140
100
80
y.mm
d=160mm
α4
α3
d=140
y.mm
α AÇILARIN DAĞILIMLARI (SERİ.No:1)
Derece
α
d=100
d=80

Şekil 9



Şekil 10

Bu suretle elde edilen sonuçlar Şek.11 de gösterilmiştir. Dikkat edilirse kayma değerlerinde bir düzelme görülmüştür, ancak aradaki farkı kapatmaya yeterli değildir.



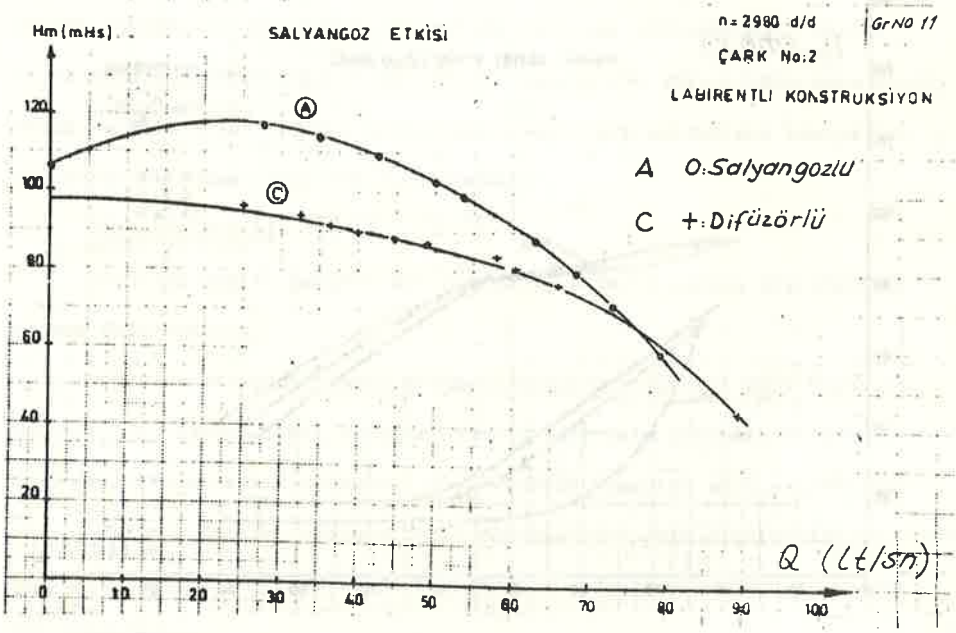
Şekil 11

Salyangozlu Çalışma

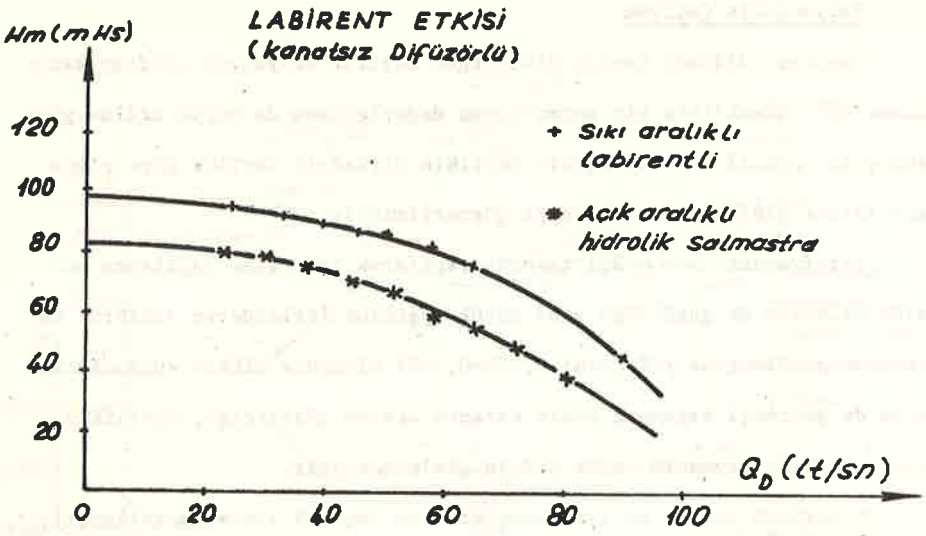
Kanatsız difüzör yerine dikdörtgen kesitli salyangoz konduğu zaman manometrik yükseklikte bir artma kayma değerlerinde de büyük azalma gözlenmiştir. Şek.12 de salyangozlu tertibin difüzörlü tertibe göre pompa karakteristiğini nasıl etkilediği gösterilmiştir.

Diyaframdaki debiye açı tashihi yapılarak indirgeme yapılınca bu halde Gr.NO:18 de görüldüğü gibi büyük uygunluk (Pfleiderer faktörü) bakımından görülmüştür. (Tahmini 0,350-0,450) olduğuna dikkat edin. Burada verim de gerçekçi kaymanın yükle beraber azalma gösterdiği, özellikle kısmi yüklerde kaymanın büyük olduğu gözlenmektedir.

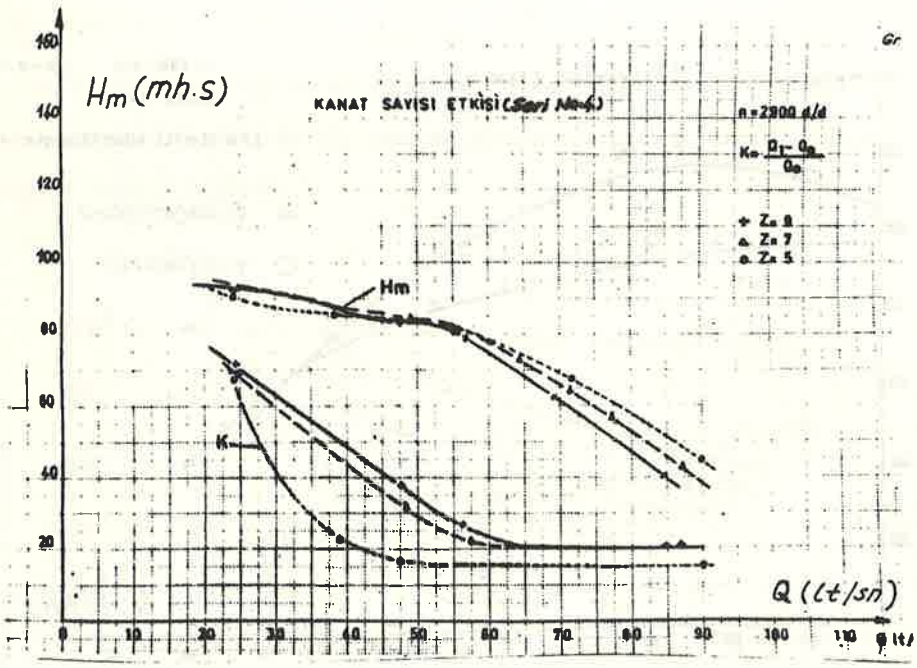
σ faktörü olarak en iyi sonuç Stanitz formülü ile elde edilmiştir.



Şekil 12



Şekil 13



Şekil 14

Labirent Etkisi

Çark giriş ağzının kenarları ile sabit gövde arasındakikaçak kayıpları azaltmak üzere labirentli bir yıpranma halkası konduğu zaman kaçak veriminin düzeleceği ve belirli bir manometrik yükseklikte basılan debinin artacağı açıktır. Şekil 13 de bu iki hale karşı gelen karakteristikler karşılaştırılmıştır. Bu eğriler arasındaki fark yalnızca kaçak debi etkisi ile izah edilebilecek miktardan çok fazladır. Labirentin konması ile manometrik yüksekliğin hissedilir şekilde arttığı görülmektedir. Bunun nedeni kaçak akışın giriş şartlarını etkilemesi ve prerotasyonu artırması ile açıklanabilir.

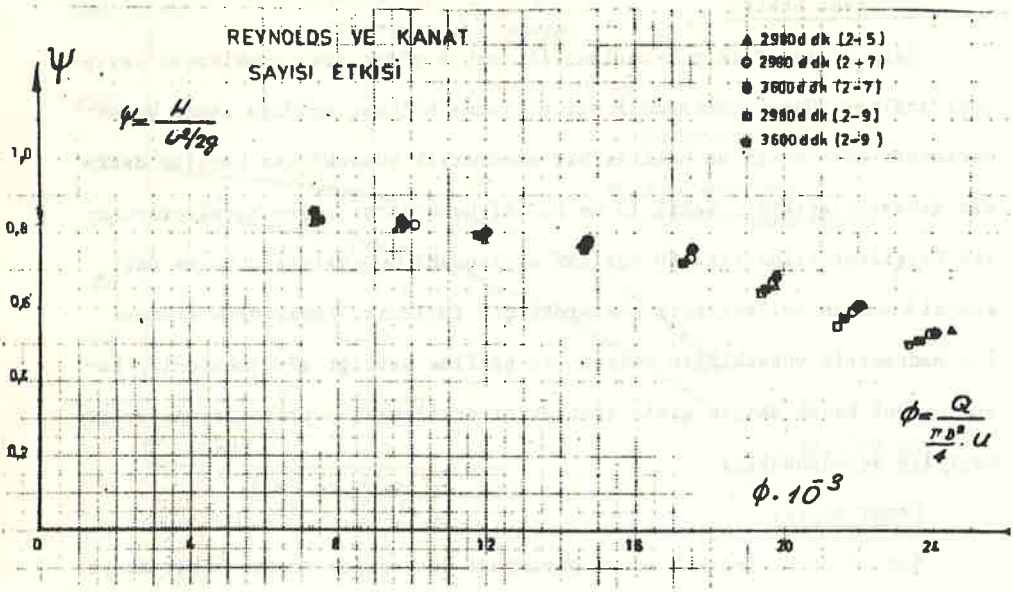
Kanat sayısı

Şek.14 de üç değişik kanat sayısında ve yapılan deneyler bir araya toplanmıştır. Burada kanat sayısının 5 ile 9 arasında artmasının nominal debide manometrik yüksekliği hissedilir derecede etkilemediği, aksine büyük debilerde küçük kanat sayılarında manometrik yüksekliğin daha büyük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni kanat sayısının artmasının sürtme kayıplarını artırması şeklinde açıklanabilir.

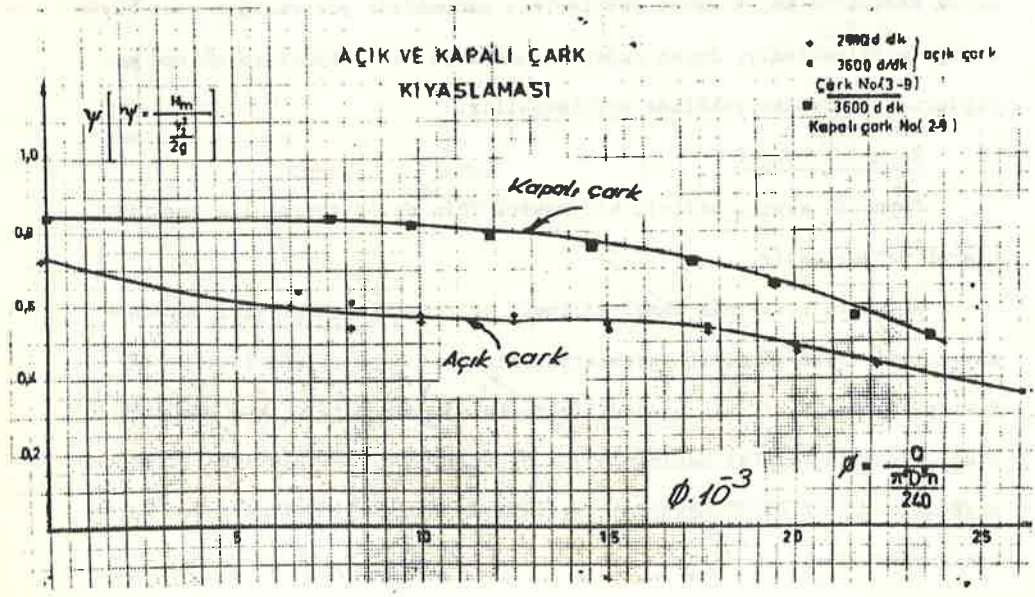
Reynolds Etkisi

Reynolds sayısı belirli bir makina için devir sayısı ile orantılı olarak değişecektir.

Reynolds etkisinin ihmal edilmesi halinde bilindiği gibi boyutsuz sayılar ile ifade edilmiş karakteristikler üst üste gelecektir. Şek.15 deki grafikte bu etkinin hissedilir mertebede olmadığı açıkça görülmektedir. Bununla beraber debinin büyük değerlerinde fark ölçülebilir mertebededir. Bu fark büyük Reynolds sayılarında verimin yükselmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 15



Şekil 16

Açık ve Kapalı Çarklar

Tek yanaklı açık çark ile çift yanaklı kapalı çark aynı kanat formu ve kanat sayısı ile imal edilip karakteristikleri mukayese edilmiştir. Kapalı çarkın manometrik yüksekliğinin çok bariz olarak büyük olduğu görülmektedir (Şekil 16).

Not: Bu bildiri TUBİTAK tarafından desteklenmiş olan MAG 241 sayılı araştırma projesinin bir kısmını oluşturmaktadır.

R e f e r a n s l a r

1. Sh.Yedidiah
"Centrifugal Pumps, Teories and Facts"
Proc.I.Mech.Eng. 1964-65 (Vol. 179 NO: 20)

2. R.C.Dean
"On the Necessity of Unsteady Flow in Fluid Machines"
Transaction of ASME. March 1959

3. A.Noorbakhs
"Theoritical and Real Slip Factor in Centrifugal Pumps"
V.K.I. Technical Note 93. Dec. 1973

4. Lewinsky
"Ein Verfahren zur Ermittlung des Strömungsverlaufes in Einer Radialpumpe"
Österreiche Ingenieur. Zeitschrift October 1960

5. F.J.Wiesner
"A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers"
Transactions of ASME, 1967 Oct.

6. Y.Senoo - S.Maruyama
"Viscous Effects on Slip Factor of Centrifugal Blowers"
ASME Paper NO: 73 - GT - 56

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 9

Soru Erkan Emiroğlu (D.S.İ.)

1. Kanat arkasındaki boşluktan dolayı akışkanın girişi ile çıkışı arasındaki kesitin farklı olması gerekecektir. Böyle bir durum düşünülmüşmüdür?
2. Kanatta meydana gelen dönüşü önlemek için kanatçık ilave edilmesi faydalı olmaz mı?

Cevap Cahit Özgür

Birinci sorunuzda kanat arkasında özellikle kısmi debilerde husule gelen ayrılmalardan söz ettiğinizi sanıyorum. Bunun çıkışta aktif akış kesitini küçülteceği açıktır. Bu yüzden verim ve manometrik yükseklikte düşme görülür. Başka bir sözle kayma artar. Diyagramlarda ölçülen kaymalar bu durumu göstermiştir.

İkinci soruya gelince; Kanat sayısının arttırılmasının getirdiği fayda ile neden olduğu zararı önlemek için düşünülen ve bazen uygulanan yarım kanat metodundan söz ettiğinizi anlıyorum. Kanat sayısının artırılması manometrik yüksekliği artırmaktadır. Ancak giriş ağzındaki kanatların işgal ettiği alan tam kesidin büyük bir yüzdesini oluşturmakta ve özellikle büyük debilerde verim ve bu yüzden manometrik yükseklik düşmektedir. Bu bakımdan girişte az kanatlı, çıkıştı çok kanatlı olan sistem bazı hallerde faydalı olabilmektedir. Optimum verim ise bazen düşebilmektedir.

Soru Abidin Işık (Pancar Motor)

Çarkta, kanat çıkış açısının (β_2) manometrik yükseklik üzerindeki etkisinden hiç bahsedilmedi. Bunun etkisi hakkında kısa bilgi vermenizi rica ederim.

Cevap Cahit Özgür

Makul sınırlar içinde kanat çıkış açısının daima manometrik yüksekliği artırması beklenir. Deneyde bunu göstermektedir. Ancak bu açının anormal derecede büyümesi verimi düşürür, bu yüzden manometrik yükseklikte de düşme görülebilir.

Soru Atilla Ülkü (K.T.Ü.)

Salyangozun etkisi, çark çıkışındaki enerji alış verişine bağlanabilir mi?.

Cevap Cahit Özgür

Salyangozun etkisinin kaymayı azaltıcı ve manometrik yüksekliği artırıcı yönde olduğu deneylerimizle de açıkça saptanmıştır. Bu hususta teorik baz Worster'in hesap yönteminden çıkartılabilir. Salyangozlu çıkış hızının teğetsel bileşeni salyangozdaki debiye bağlanmaktadır. Aynı debi için salyangoz kesidi küçüldükçe teğetsel hız da artmakta buna bağlı olarak enerji transferi büyümektedir.

RADYAL TÜRBOMAKİNA ÇARK ÇIKIŞINDA HIZ ÖLÇMELERİ

Cahit ÖZGÜR Halûk KARADOĞAN
İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul

ÖZET

Bilindiği gibi prensip olarak hidrolik verimi doğrudan ölçmeyi sağlayacak rasyonel yollardan biri çark çıkışında yapılacak hız taramalarına dayanmaktadır . Heliko santrifüj çarklarda meridyen kesitte hızın değişim göstermesi olasılığı Radyal yani tam santrifüj çarklarda ilk bakışta az bir zahmetle bu ölçmelerin yapılabileceği kanısını uyandırır. Gerçekte, çark çıkışında akışın daimi olmama karakteri türbülans mertebesinin yüksekliği ve özellikle böyle bir akışta yön ölçmesinin gösterdiği nazik durum doğrudan yapılan değerlendirmeleri o derece etkilemektedir ki dikkatlice analiz edilmeyen ham ölçme değerleri ile termodinamiğin birinci kanununa aykırı sonuçlar olmak dahi mümkün bulunmaktadır.

Bu çalışmada, çeşitli yön ölçme yöntemlerinin hata kaynakları üzerinde durulmuş ve çark çıkışında yapılan hız ölçmelerinde en etkin hata kaynağının hangisi olabileceği etüd edilmiştir. İki kanat arasındaki izafi akışın düzgün olmadığı, özellikle kısmî yüklerde, ölçme hatalarının büyümesi çark çıkışında akışın pülzatif karakterini muhafaza ettiği varsayımına götürmüş, bu varsayım ile bir teorik model geliştirilmiştir. Bu teoriye göre ortalama çıkış hızının teğet ile yaptığı açı, pülzatif çıkışlı akışının teğetle yaptığı açıdan küçük olmakta ve bu iki açıyı birbirine bağlayan basit bağıntıda kanatlar arasındaki bağıl akışın hareket miktarı katsayısı bir faktör olarak girmektedir.

Bu durum çıkış hız ölçmelerindeki anormalliğin kısmî yüklerde artışını açıklayabilmektedir.

Probleme daha fazla açıklık getirmek ve pülzatif düzgünsüzlüğün ölçmeler üzerindeki etkisini vurgulamak için "kısmî tıkalı" çark deneyleri yapılmıştır.

Bu deneylerde radyal bir pompa çarkının kanatlarının arasındaki kanallardan bir kısmı tıkanmış bu suretle hız traversleri yapılmıştır. Bu traverslere dayanılarak hesaplanan debilerin, gerçek debilerden optimum nokta civarında yüzde yirminin üzerinde kısmî debilerde ise yüzde yüze varan farklar yarattığı görülmüştür. Bu farklar tıkanmamış çarktaki değerlerin çok üzerindedir.

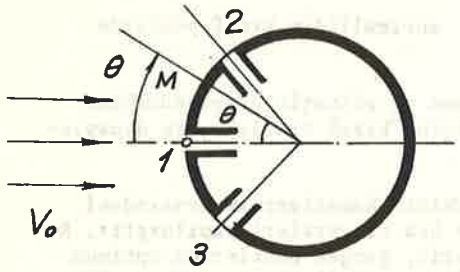
1. GİRİŞ

Silindirik kesitli, üçgen kesitli, ya da çift borulu sondalarla hız yönü ölçme deneysel akışkanlar mekaniğinde çok uzun zamandan beri uygulanan ve en başarılı sayılan bir tekniktir. Bunun yanında kimi zaman komplike, pahalı ve zaman alıcı olduğu, kimi zaman duyarsızlığı nedeni

ile çok az kullanılan teknikler ve yollar da mevcuttur. Bunlar arasında sıcak tel, iplik, laser anemometresi, hidrojen kabarcığı, Helyum kabarcığı yöntemleri sayılabi lir. Bu sonu nc uların santrifüj pompa ya da kompresörlerin çıkışına uygulanmaları daha büyük güçlükler doğurmaktadır. Çark çıkışında üçlü sonda ile hız traversleri şimdiye kadar bazı araştırıcılar tarafından yapılmış olup, (çalışmalarımızın devamı sırasında Von Karman Enstitüsünden aldığımız bir şikayet hariç tutulursa)(2) kayda değer bir şikayet literatürde mevcut değildir.

Radyal çarkın hidrolik verimini duyarlı şekilde değerlendirmek ve çark çıkış açısı akış olayına ışık tutmak üzere girişilen çalışmada bu yöntem kullanılmıştır. Belki de bu yöntem ile bulunan sonuçların, başka bir yöntemle tahkiki yoluna gidilmeseydi, bizlerden de bu yönde bir yakınma gelmeyecekti. Şimdi problemimizin ne olduğunu anlatacağız.

2. ÜÇLÜ SONDA İLE HIZ VEKTÖRÜ ÖLÇMESİ



Şekil 1

Silindir etrafında potansiyel harekette basınç dağılması

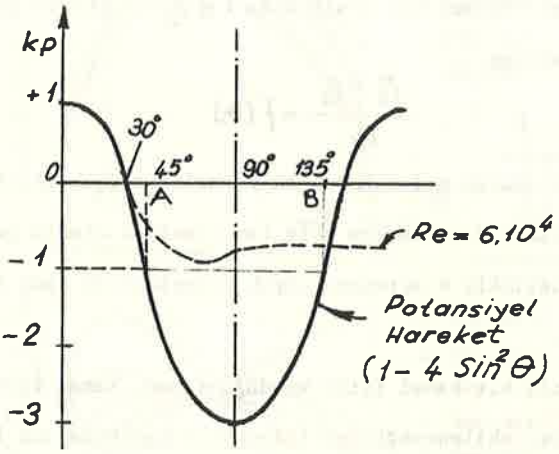
$$P = P_o + \rho \frac{V_o^2}{2} \underbrace{(1 - 4\sin^2\theta)}_{K_p}$$

denklemi ile belirleniyor.

P_o uzaktaki basınç olup dinamik basınçtan doğan ikinci terimin $\theta = 30^\circ$ için sıfır olduğu ve burada işaret değiştirdiği görülmektedir.

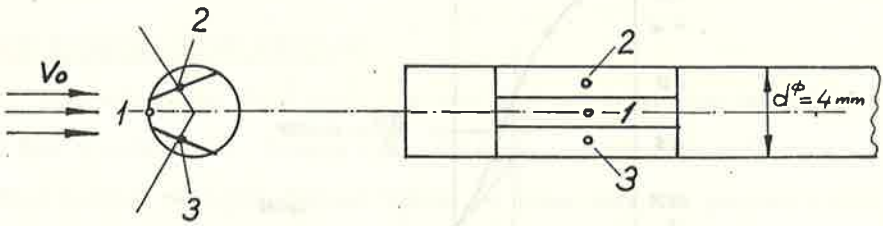
Gerçek akışkanın akışındaki basınç yayılışının durumu Şekil 2 de görülmektedir. Özellikle ön kısımda gerçek akışkanın akışında basınç yayılışının pek fark etmediği görülmektedir. Silindir üzerinde (2) ve (3) noktaları bir diferansiyel manometrenin iki ucuna bağlanırsa silindirin

ufak dönmesi A ve B noktalarındaki basınçta birbirinin aksine etki yapacak ve basınç farkı U borusunda kendisini gösterecektir.



Şekil 2

Böyle bir tertipte duyarlılığı artıracak θ_A açısının en iyi değeri basınç yayılışının fleksiyon noktasındadır ($\theta_A = 45^o$). Deneylerimizde kullanılan sonda boyutları şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3

Sonda düzgün paralel akımlı bir akış hüzmesi içinde etalone edilir. Bu suretle tam simetri ekseni üzerindeki hız yönü için

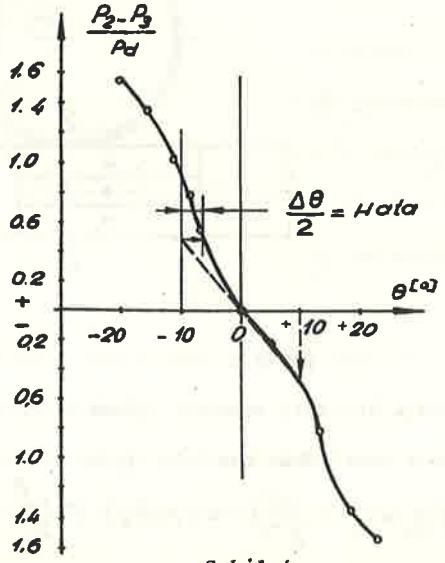
$$P_1 - P_2 = P_t - \left(P_{st} + k_p \rho \frac{V_o^2}{2}\right) = (1 - k_p)\, \rho \frac{V_o^2}{2}$$

yazılacağından bu anda ölçülen $P_1 - P_2$ farkından (K_p) katsayısı hesap edilir ve bu değer deneylerde kullanılır (Şekil 2 de verilen basınç eğrisinin θ eksenine kesim noktasına tekabül eden açı 2 deliğine verilseydi $(K_p) = 0$ olacaktı). İkinci bir etalonajda $(P_1 - P_2)$ farkının hız yönüne hassasiyetini gösteren

$$\frac{P_2 - P_3}{P_d} = f(\theta)$$

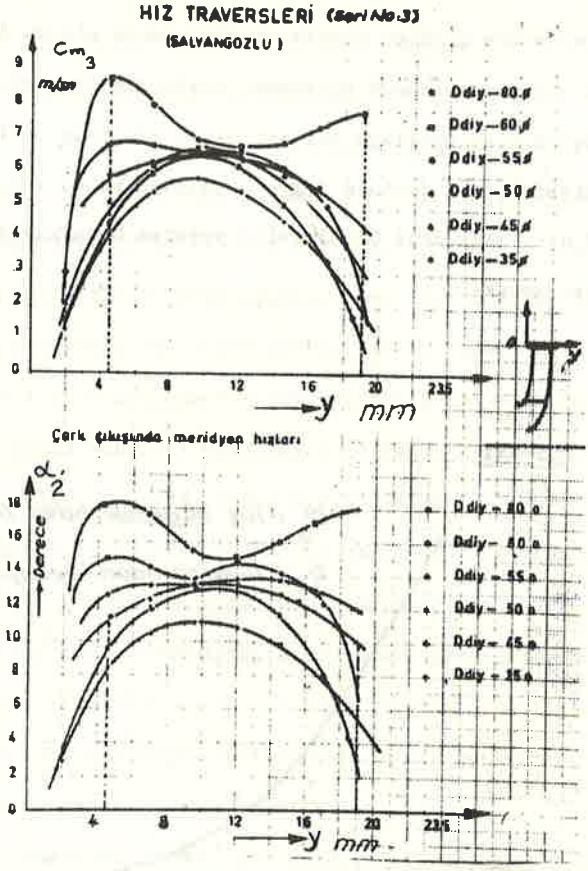
eğrisini deneysel olarak bularak yapmak yararlıdır (Şek.4). Bu eğrinin kusursuz bir imalâtta 0 noktasına göre tam simetrik olması gerekmektedir. Ancak gerçekte özellikle θ açısının büyük değerlerinde bazı farklar göstermesi doğaldır.

Sonda ayrıca bir kanal içine konduğu zaman, kanal içine dalma derecesine göre akım etkileneceğinden ikinci bir kalibrasyona ihtiyaç gösterir. Bütün bu tedbirler alınarak yapılan hız traversleri ile elde edilen ilk sonuçlara göz atalım. Ölçme işlemini özetleyelim : sonda $(P_2 - P_3)$ farkı sıfır oluncaya kadar döndürülecek, bu durumda $(P_1 - P_2)$ farkı ile $P_1 = P_t$ ölçülecek; bu suretle hız yönü, dinamik basınç (hız) ve statik basınç bulunacaktır.



Şekil 4

B.N.10.



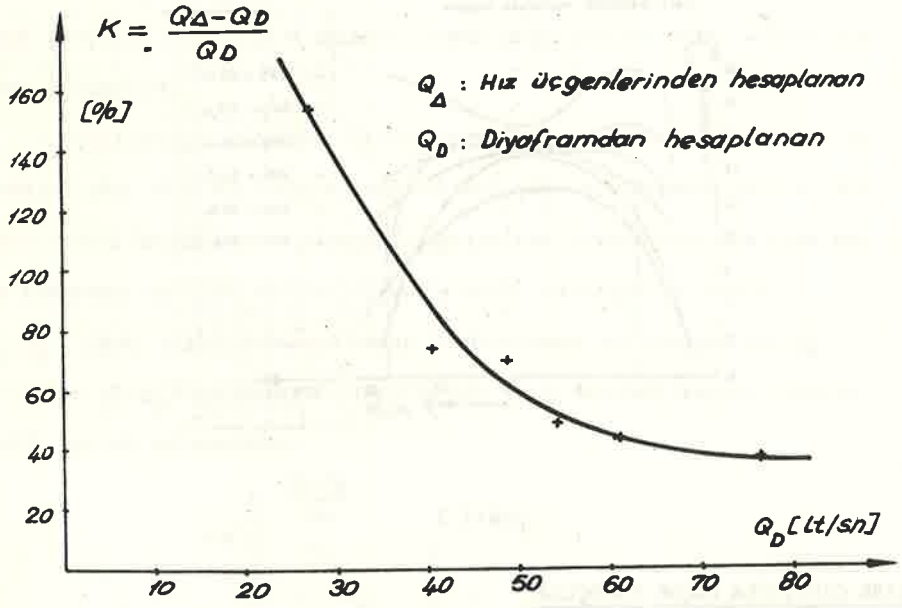
Şekil 5

3. ÇARK ÇIKIŞINDA ÖLÇME SONUÇLARI

Çark çıkışında, üçlü sonda ile yapılmış hız traverslerine ait bir örnek (Şek.5) verilmiştir. Burada hız vektörünün teğetle yaptığı açının ve meridyen hızının meridyen düzlemi içinde ve dönme eksenine paralel doğrultuda (iki difüzör yanağı arasındaki) değişimleri çeşitli çalışma noktaları için verilmiştir. Bu traversler kullanılarak elde edilen debilerin, sandık çıkışında diyaframla ölçülmüş debilerden büyük farklar gösterdiği,

deneylerin tekrarında görülen farkların sistematik olduğu özellikle kısmî yüklerde yani optimum noktanın altındaki debilerde fark yüzdelerinin büyüdüğü gözlenmiştir . Bu farklara ait bir örnek Şek.6 da verilmiştir.

Eğer diyaframdaki debinin doğru ölçüldüğü kabul edilirse kısmî debilerde % 100 bir fazla debi ölçülmesini yaratan hata kaynağını muhakkak şekilde tesbiti gerekir.



Şekil 6

4. ÖLÇME HATA KAYNAKLARININ ARAŞTIRILMASI

Uygunsuzluğun nedenleri neler olabilir? Aklımıza gelen ihtimalleri sıralıyalım:

1. Diyafram ile yapılan debi ölçmesi hatalı
2. Sistemde kaçak mevcut

3. Çarktan çıkıştaki akışın asimetrik oluşu

4. Sonda ölçü sisteminde ya da değerlendirmede hata.

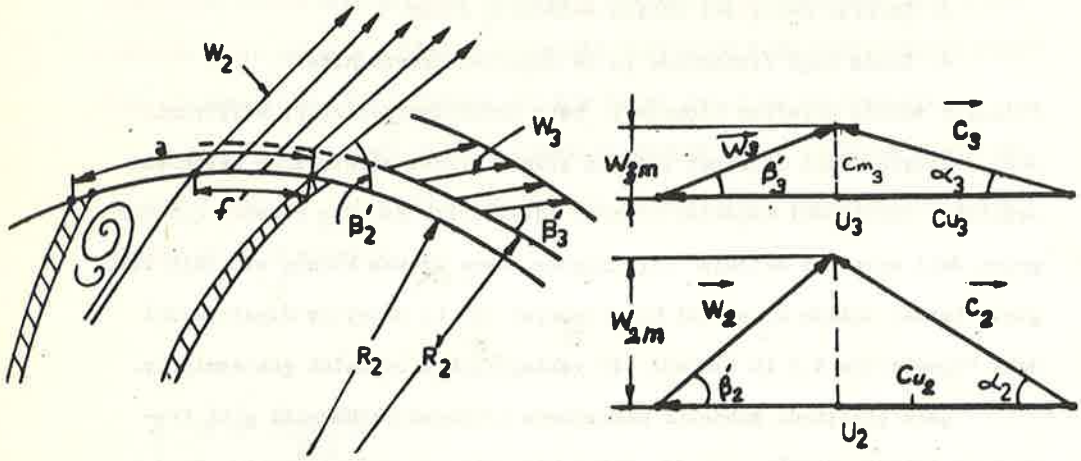
Pülzatif akımda diyafram ölçmeleri hata verebilmektedir(3). Diyaframın debi katsayısındaki muhtemel yanılma aradaki farkı açıklayacak mertebede değildir. Sistemdeki kaçaklar kontrol edilmiştir. Bununla beraber çarktan geçen debi ayrı iki metodla ölçülmüştür. Emme ağzına konmuş bir lüle ile, giriş borusu içinde sıcak tel hız traversi ile bu deneyler diyaframdaki debi ölçmelerine % 5 in altında bir yaklaşıklıkla uygunluk göstermiştir.

Çark çıkışında muhtelif noktalarda (diyagonal) karşıtı gibi traversler tekrar edilmiş, kayda değer bir asimetri bulunmamıştır. Bu durum da 4. ihtimalden başka bir ihtimal kalmamaktadır. Düzgün daimi ya da türbülans mertebesi çok yüksek olmayan bir akım içinde sonda ile ölçmenin kayda değer bir hata yaratmadığı bilinen bir gerçektir. Akım içinde bir basınç gradyeninin bulunmasının da hata yaratabileceği bilinir, ancak sondanın çapının (3-4 mm) ölçme noktasındaki yarı çap 150-160 mm. olması bu hatanın da kayda değer olmadığını gösterir.

Problemi yakından görmek için çark çıkışı akımının karakterine ve neyi ölçmeye çalıştığımıza göz atacağız.

5. ÇARK ÇIKIŞ AKIMI DÜZGÜNSÜZLÜĞÜNÜN AÇI ÖLÇMELERİNİ ETKİLEYİŞİ

a) İlk olarak problemi biraz abartarak ele alalım. Kısmî yükle çarkın çıkış kesidine yakın kesitte bir ayrılma olsun ve efektif akış çıkışta kesidin ancak bir kısmını doldursun (Şek.7). Huzmenin teğetle yaptığı açıyı β_2' ile gösterelim. Şekilde görüldüğü gibi iki kanat arasındaki adım "a" ile efektif akış kesidinin çevresel genişliği "f" ile gösterilsin. Bu çeşit düşünce çark çıkışına evvelce de uygulanmıştır(1). Çıkışın hemen ilerisinde R_2 yarıçaplı silindirik kesitte akışın üniform hale gelmediğini kabul ediyoruz. Burada kesitle doğru hız açısı ölçen



Şekil 7

bir aletle bağıl akışın β_2' açısını ölçtüğümüzü kabul edelim. Akış R_2' kesidinde uniform hale gelse ve bütün kesidi doldursa ortalama meridyen hız W_{3m}, W_{2m} meridyen hızından küçük olacaktır. Çıkış noktası ile üniformlaşma arasında herhangi bir moment uygulanmadığına göre

$$Cu_2 \cdot R_2 = Cu_3 \cdot R_2'$$

yazılabilir. Her iki kesitten geçen debileri eşitlersek

$$\frac{f}{a} \cdot 2\pi R_2 W_2 \sin\beta_2' = 2\pi R_2' W_2 \cdot \sin\beta_3'$$

$$\frac{f}{a} \cdot R_2 W_2 \sin\beta_2' = R_2' W_2 \cdot \sin\beta_3'$$

ilk denklem ile son denklem taraf tarafa bölünürse

$$\frac{f}{a} \cdot \frac{W_{2m}}{Cu_2} = \frac{W_{3m}}{Cu_3}$$

hız üçgenlerinden

$$\frac{f}{a} \cdot tg\,\alpha_2 = tg\,\alpha_3$$

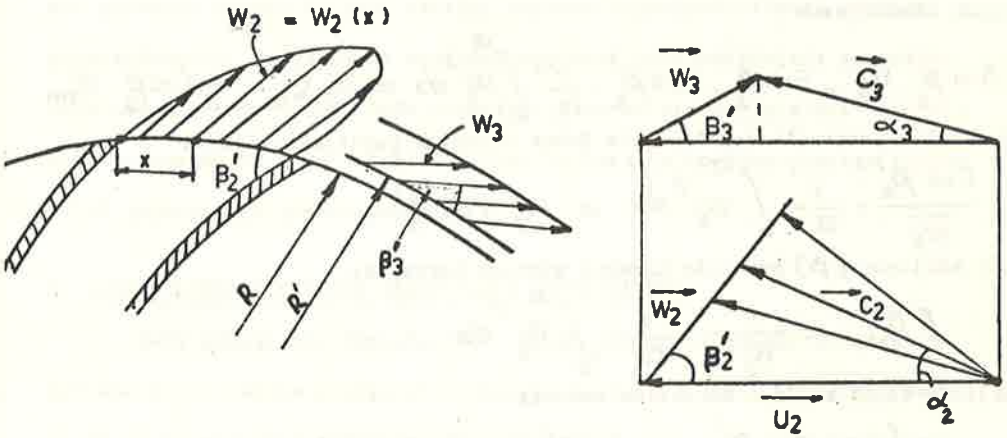
R_2' ve R_2 kesitlerini sonsuza yakın kabul edersek

$$\frac{f}{a} \cdot tg\,\beta_2' = tg\,\beta_3'$$

elde edilir. Görülüyor ki ölçtüğümüz α_2 açısı ölçmek istediğimiz ortalama hız açısı α_3 den büyüktür. Bu suretle kabul ettiğimiz α_2 değeri ile hesap edilen debi doğal olarak gerçek debiden büyüktür.

b) KANAL ÇIKIŞINDA BAĞIL AKIŞIN HERHANGİ BİR HIZ PROFİLİNE SAHİP OLMASI HALİ

Şimdi biraz daha genelleştirme yapalım, çıkışta kanal akışının basınç yüzüne doğru yığılma yaptığını biliyoruz. Bütün ipçiklerin aynı açısı ile fışkırdığını kabul edelim.



Şekil 8

Hız üçgeninin (Şekil 8) de görüldüğü gibi zamana göre periodik bir değişim göstereceği açıktır. R yarı çapındaki silindirik kesitte hız uniform olmamıştır. Ancak olsaydı β_3' bağıl hız açısına sahip olacak ve hız üçgeni şekildeki gibi olacaktı.

Süreklilik şartı her iki kesitteki debilerin eşitliği şeklinde yazılacağından birim çark genişliği için

$$\frac{1}{a}\int_0^a W_2 \sin\beta_2'\,dx = W_3 \sin\beta_3' = W_{3m}$$

(1)

yazılır. Hareket miktarı momenti teoremi her iki kesit arasına uygulanırsa

$$\int_0^{\alpha} Cu_2 \cdot R\, W_2 \sin\beta_2' \, dx = Cu_3 \, R'\alpha \sin\beta_3' \qquad (2)$$

hız üçgenlerinden,

$$Cu_2 = u_2 - W_2 \cos\beta_2'$$

$$Cu_3 = u_2 - W_3 \cos\beta_3'$$

yerine konursa ve

$$\frac{1}{\alpha} \cdot \int_0^{\alpha} W_2 \cdot dx = \overline{W_2}$$

olduğu düşünülerek

$$u_2 \sin\beta_2' \, \overline{W_2} - \sin\beta_2' \cdot \cos\beta_2' \cdot \frac{1}{\alpha} \int_0^{\alpha} W_2^2 \, dx = u_2 W_{3m} - W_3 \cos\beta_3' \cdot W_{3m}$$

süreklilik şartı (1) denklemi göz önüne alınarak basitleştirilirse

$$\frac{\cos\beta_2'}{\overline{W_2}} \cdot \frac{1}{\alpha} \int_0^{\alpha} W_2^2 \, dx = W_3 \cdot \cos\beta_3'$$

elde ediliyor. $[\beta]$ profilin hareket miktarı katsayısı

$$[\beta] = \frac{1}{W_2^2} \cdot \frac{1}{\alpha} \int_0^{\alpha} W_2^2 \, dx$$

şeklinde tarif edilir. Bu yerine konursa

$$\frac{1}{[\beta]} \cdot tg\,\beta_2' = tg\,\beta_3'$$

Bu suretle $\beta_2' > \beta_3'$ olduğu görülür. $[\beta]$ katsayısı yani uniformdan uzaklaşma ne kadar fazla ise aradaki fark o kadar büyüyecektir. β_2 ölçülen açısının büyümesi α_2 ölçülen açısını da büyütmektedir.

Bu yapılan teori gözlenen anormalliğe bir yaklaşım getirmektedir. Ancak β_2' açısının kendi içinde değişmesi ve hız mutlak değer ortalamasının ortalamasında bir hata yapılıp yapılmadığı hususunda herhangi bir şey

söylememektedir. Yine aletimizin huzme hız yönünü doğru ölçtüğü varsayımına dayanmaktadır. Ana fikir olarak kanal kesidi tıkanmasını esas almaktadır.

6. HIZ ÇALKALANMASININ SONDA YÖN ÖLÇMESİNE ETKİSİ

İşaret edildiği gibi çark çıkışında hız periyodik bir çalkalanma göstermektedir. Bu çalkalanmada hız yönünün de sürekli değiştiği bir gerçek. Acaba üçlü sonda belirli bir ortalama yön etrafında simetrik yön değişmeleri veren bir akımda daima doğru ölçme verebilecek midir?. Şek. 4'de bahsettiğimiz yön etalonaj eğrisinin $-\theta$ ve $+\theta$ kanadı o eksenine göre tam simetrik değilse bir hata söz konusudur. Hız açısında $\pm 10^{o}$ lik bir çalkantı olması halinde takribi hatanın değerlendirilmesi şekilde gösterilmiştir. Bu bakımdan etalonaj eğrimizi incelediğimizde gerçekten ortalama hız değerinden büyük sapmalar gösteren hız değişimleri için bir hatanın beklenebileceği görüldü. Ancak bu hatanın en fena şartlar içinde 1^{o} yi geçmeyeceği gösterilebilir.

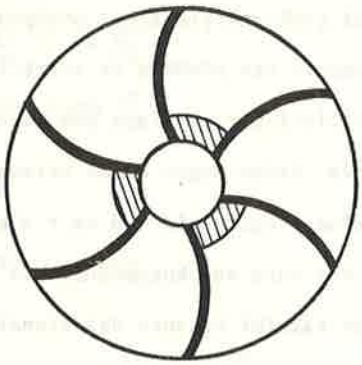
7. ÇARK TIKANMA ETKİSİNİN ABARTILARAK GÖSTERİLMESİ

Çark çıkışı hız ölçmelerinde gerek ölü su mıntıkası oluşması ve gerekse sınır tabaka gelişmesi nedeniyle özellikle kısmî yüklerde önemli ölçme hatalarının doğabileceği varsayımını daha açık vurgulayabilmek için, çark kanat arası kanallarından bazısını tam olarak tıkama düşüncesi ele alınmıştır. Deneylerde 6 kanatlı bir çarkta 3 kanal tıkanmış, 7 kanatlı kapalı bir çarkta 2 kanal tıkanmıştır (Şek.9).

Açık Çark			Kapalı Çark		
Diyafram çapı	Tıkalı K	Serbest Kesit K	Tıkalı K	Serbest Kesit K	Diyafram çapı
d = 45	% 99	% 30	% 76	% 50	d = 45
d = 60	% 160	% 65	% 39	% 4	d = 60
			% 20	% 1	d = 90

Görüldüğü gibi tıkalı çarkta K debi hata yüzdesi büyük bir artma göstermektedir .

Tıkamanın hız ölçmelerine net olarak etkilediği bu suretle tamamiyle açıklığa kavuşmuştur.



Şekil 9

8. HIZ TRAVERSLERİNİN DÜZELTİLMESİ

Hız traversleri açı düzeltilmesi yolu ile gerçek debiye indirgenmesinin şimdilik en uygun yol olduğu kanısına varılmıştır. Ancak çok karmaşık bir akım karakteri gösteren çark çıkışı akışının, ölçme probleminin henüz tüm olarak çözüldüğü kanısında değiliz.

R e f e r a n s l a r

1. R.C.Dean - Y.Senoo
"Rotating Wakes in Vaneless Diffusers"
ASME Journal of Basic Eng. Sept. 1960.

2. Noorbakhs
"Sondes Triangulaires"
Thèse Annexe de Doctorat. Universite Libre de Bruxelles. 1973.
"Etudes Experimentale de Pompes Centrifuges"
V.K.I. Internal Note 16. Janvier 1974.

3. H.F.Yazıcı
"Mesure des débits pulsatoires"
Termique et Aéroulique Janv.-Mars 1971

N o t: Bu çalışma TÜBİTAK tarafından desteklenen MAG.241 sayılı araştırma projesinin bir kısmını içermektedir.

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 10

Soru Atila Ülkü (K.T.Ü.)

Çark çıkışındaki hızın doğrultu ve şiddetinin sabit bir sonda ile ölçülmesi, çıkışta önceden bilinmeyen hız dağılımı nedeniyle, hatalar getirmektedir. Bu aşamada, örneğin çarka bağlı bir ölçme sistemi ile, hız dağılım ölçülmesi düşünülmektemidir?

Cevap Cahit Özgür

Bilindiği gibi, çarka bağlı sonda sistemi ile hız traversleri yapmak mümkün ve fakat çok güçtür. Bu teknik güçlüklere ve deneylerin ağırlığına karşılık salyangoz içindeki karışmadan sonra elde edilecek sonuçların tefsiri yeni problemler doğuracaktır. Çarka göre akımın analizi daha ziyade kanatlar içindeki bölge için anlam taşımaktadır.

SANTRİFÜJ POMPALARIN GİRİŞİNDEKİ TERS AKIŞ VE BUNA ETKİ EDEN DİZAYN PARAMETRELERİ(*)

Mete ŞEN
İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul

ÖZET

Bu çalışmada santrifüj pompaların nominal debi ile sıfır debi aralığında emme borusundaki akış, buna etki eden pompa dizayn parametreleri ve emme borusundaki akış ile pompa karakteristik eğrileri arasındaki bağlantı incelenmiştir.

Çalışmanın birinci bölümünde salyangozun emme borusundaki akış ve bunun asimetrisi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. İkinci bölümde ise iki değişik özgül gurubunda 6 çark denenerek, emme borusundaki ters akışın başlamasını geciktiren çark dizayn parametreleri sistematik olarak incelenmiştir. Bunun için her pompanın girişinde, çarkın çıkışında ve salyangozun içinde hız traversleri yapılmış, değişik kesitlerde statik basınçlar ölçülmüştür.

1. GİRİŞ

Santrifüj pompalar nominal debi civarında, büyük debilerde çalıştığında emme borusundaki ve çark girişindeki akış tek boyutlu, eksenel ve düzgündür. Zaten çarkın nominal debide hesabı yapılırken bu giriş şartları kabul edilmektedir.

Emme borusunda, eksene dik bir kesit göz önüne alınırsa, debi nominal debiden başlayarak tedrici olarak azaltıldığında belli bir debide bu kesitte aniden oldukça kararsız bir akış meydana gelmektedir. Bu debi, bu kesitin "Kritik Debisi" olarak adlandırılır. Debinin kritik debiden çok az bir miktar azaltılmasıyla, akış bu kesitte tekrar düzgün olmakta fakat üç boyutlu dönel bir akış meydana gelmektedir. Bu dönel akış, boru cidarı yakınında çarktan emme borusuna doğru "Ters Akış", kesitin geri kalan iç bölgesinde ise çarka doğrudur. Akışın dönüş yönü çarkın dönme

(*) Bu çalışma Worthington (İtalya) Firmasıyla işbirliği sonucu Von Karman Akışkanlar Dinamiği (Belçika) Enstitüsünde gerçekleştirilmiştir.

yönü ile aynıdır. Debinin daha da azaltılmasıyla bu kesitteki dönmeli ters akışın şiddeti artmakta, ters akış emme borusunda çarktan daha uzak kesitlere yayılmaktadır. Dönel ters akışın kanadın giriş kenarının üst ucunda (Şekil 1.) başladığı debi "Pompanın Kritik Debisi" olarak adlandırılmıştır. Yukarda özetlenen olay tam radyaldan eksenele kadar tüm pompa ve kompresörlerde izlenmiştir.

Bu dönel ters akış enerji kaybına, erozyona, titreşime ve gürültüye neden olmaktadır. Bir pompanın güvenli çalışabileceği debi bölgesi yüksek debilerde genel kavitasyonla, küçük debilerde ise ters akış ile sınırlandırılmıştır. Bu araştırmadaki amaç, dönel ters akışı daha derinden anlamak ve pompa kritik debisini azaltıcı dizayn kriterleri bulup pompanın güvenli çalışma bölgesini genişletmektir.

Bu konuda önce geniş bir kaynak araştırması yapılmıştır(1)(2). İlk defa Minami ve arkadaşları(3) stroboskobik ışıkla 4 santrifüj pompada yaptıkları gözlemler ve deneyler sonucu yerel ENPY'nin $(ENPY)_i$ debiyle değişimini elde etmişlerdir (Şekil 2). $ENPY_i$ nominal debi civarında minimum olmakta ($i = 0 \div 2^o$), nominal debiden küçük bir debide ise maximum olmaktadır. Bu debiden itibaren kanadın giriş kenarının emme yüzünde yerel kavitasyon (incipient cavitation) başlamaktadır. $ENPY_i$ nin maximuma vardığı debi ile pompanın kritik debisi birbirine çok yakındır. Buna benzer sonuçlar karışık akımlı ve eksenel pompalarda da görülmüştür(4)(5).

Yerel kavitasyon ve dönmeli ters akışın mekanizması şöyle özetlenebilir. Debi azaltıldığında, kanat giriş kenarının üst ucunun emme yüzünde akışın i sapma açısı artmakta, diğer yandanda çark çıkışındaki basınçta artmaktadır. Sapma açısı bir limit değere vardığında kanadın emme yüzünde akış aniden cidardan ayrılmakta ve negatif basınç gradyeninden dolayı çarktan emme borusuna doğru dönel ters akış meydana gelmektedir. Cidardan ayrılma kanatların emme yüzünde erozyona neden olmakta (incipient

cavitation), gürültü ve titreşim yaratmakta, çarkın akışkana verdiği enerjinin bir kısmı dönel ters akış vasıtasiyle geri taşınmakta ve emme borusunda kayba dönüşmektedir. Cidardan ayrılma, tüm kanatlarda aynı anda veya aynı şiddette meydana gelmemekte, zamanla düzgün olmayan periyodik bir özellik göstermektedir. Debinin çok az bir miktar azaltılmasıyla bu kararsızlık kaybolmaktadır. Kompresörlerde "Rotating Stall" olarak tanımlanan bu olay, pompalar için yazar tarafından halen araştırılmaktadır.

Dönmeli ters akış ve bunun önlenmesi konusunda günümüze kadar bir çok deneysel araştırma yapılmıştır(6)(7)(8). Ancak sistematik olmayan, birden fazla parametrenin aynı anda değiştirildiği bu araştırmalar tam ikna edici sonuçlar vermemişse de bu konuda araştırmaya yön verici bilgiler sunmuşlardır. Madem ki olay pompa içinde çark tarafından yaratılmakta, araştırma pompanın iki elemanı, salyangoz ve çark üzerinde yapılmıştır.

2. SALYANGOZUN DÖNEL TERS AKIŞA ETKİSİ

Yapılan deneyler göstermiştir ki, salyangozun dönel ters akışın meydana gelmesinde hiçbir etkisi yoktur (9)(10)(11). Salyangozsuz, akışkanın çarktan çıkışta doğrudan geniş bir hacıma, kanatsız difüzöre veya atmosfere boşaldığı deneylerde de aynı olay meydana gelmekte, çarkın çıkışında salyangoz gibi asimetrik geometrisi olan ve dolayısıyle bir asimetrik statik basınç dağılımı yaratan eleman olmadığı halde emme borusundaki akış asimetrik olmaktadır.

Araştırmanın birinci bölümünde değişik çarklar, serbest vorteks kuralına ve ortalama hızın salyangoz boyunca sabit kaldığına dayanarak dizayn edilen iki değişik salyangozla denenmişlerdir(12). Görülmüştür ki, aynı salyangoz değişik çarklarla denendiğinde emme borusundaki cidar statik basıncının çevresel dağılımının asimetrisi şekil olarak birbirine

çok yakın olmakta, ancak statik basıncın ortalama değeri oldukça farketmektedir. Aynı çark değişik salyangozlarla denendiğinde ise cidar statik basınçlarının ortalamaları aynı mertebede olmasına rağmen asimetrinin şekli değişmektedir. Bu sonuçların ışığı altında araştırmanın ikinci ve ana bölümünde dönel ters akışın kaynağı olan çarkın parametrik olarak incelenmesi kararlaştırılmıştır.

3. DÖNEL TERS AKIMA TESİR EDEN PARAMETRELER

Santrifüj çarkların içindeki akış üç boyutlu, sürtmeli, düzgün olmayan, kısaca oldukça karışıktır. Dolayısı ile bu konudaki araştırmalar analitik olmaktan uzak, olayın niteliğine yönelmiştir.

Yerel kavitasyon ve dönel ters akış kanat giriş kenarının emme yüzünde sınır tabaka ayrılmasından dolayı meydana geldiğine göre, sınır tabaka ayrılmasına etki eden faktörlerin analizi yapılmıştır. Bunlar aşağıda özetlenmiştir.

Bir çark içindeki genel basınç alanı santrifüj, coriolis ve aerodinamik kuvvetlerin aynı anda etki etmesinden oluşmaktadır. Bu üç kuvvetin birbiri üzerindeki etkisi ihmal edilerek bunların ayrı ayrı sınır tabaka ayrılması üzerindeki tesirleri incelenmiştir.

Santrifüj kuvvetin yarattığı basınç alanı kendi başına sınır tabaka ayrılmasına neden olmaz. Çünkü bir akışkan partikülüne etki eden santrifüj kuvvet ile onun yarattığı basınç artımı daima birbirini dengeler(13). Buradan santrifüj basınç alanı olayda bir parametre olmaktan çıkarılmıştır.

Coriolis kuvvetin kanat emme yüzündeki sınır tabaka ayrılmasına etkisi henüz tam olarak açıklanamamaktadır. Kanat emme yüzündeki yerel kavitasyonun ve dönel ters akışın tüm türbomakinalarda aynı nitelikte meydana gelmesi, kanat eğriliğinden dolayı meydana gelen aerodinamik ba-

sınç alanın olayda etkisi olan ana parametrelerden biri olarak alınmıştır.

Akışın çark içinde yayılması, çark çıkış ve giriş alanlarının oranı çark içindeki basınç gradyenine ve sınır tabaka ayrılmasına kuvvetle etkiler(14). Kanat dizaynı ve kanatların çark içinde yerleşimi çarkta meydana gelen sekonder akımlara doğrudan etki eder. Sekonder akımlar, kanadın giriş kenarı boyunca oluşan basınç gradyeni dolayısı ile, az veya çok, sınır tabakanın kanat alt kenarından üst kenarına doğru hareketine neden olur. Ayrıca kanat girişindeki meridyen hızların dağılımı çarkın alt ve üst kenarının şekline bağlıdır. Ayrıca çark içindeki bu derece kompleks akış düşünülürken viskozitenin de tesiri hatırda tutulmalıdır.

Sonuç olarak, dönel ters akışa tesir eden parametrelerin aerodinamik basınç alanı, difüzyon yani çark çıkış ve giriş alanlarının oranı, çarkın radyal kesitinin şekli, sekonder akım modeli olduğu kanısına varılmıştır(15).

4. MODELLERİN DİZAYN KRİTERLERİ

Araştırmanın ikinci bölümünde denenen modellerin dizaynında aşağıdaki sınırlamalar koyulmuştur.

a) Her modelde çark ve salyangozun eş çalışma noktası aynı alınmış salyangoz tesiri ihtimali ortadan kaldırılarak deney sonuçlarının açık yorumu mümkün olmuştur.

b) Tüm çarklar aynı salyangozla denenmiştir.

c) Çark göbek çapı her modelde aynı alınmıştır.

d) Çarkların alt ve üst kenarlarının radyal kesitteki şekilleri, meridyen hızların dağılımını benzer tutmak için özellikle kanat girişi civarında tüm modellerde birbirine çok benzer alınmıştır.

e) Kanat giriş kenarının üst ucu ve çarkın giriş çapı aynı alına-

rak ($D_{1\,T} = D_o$) kritik debinin emme borusu boyunca yayılımı hassas olarak hesaplanmıştır.

f) Çeşitli parametrelerin aynı anda değiştirilmesi halinde bunların yalın tesirlerini ayırmak mümkün olamayacağından, her modelde sadece bir dizayn parametresi büyük oranda (% 20) değiştirilmiş, diğer parametrelerin referans modele göre değişimi küçük tutulmuştur (% 5).

Araştırmanın ikinci bölümünün birinci serisinde özgül hızı N_s=136 olan 4 model denenmiş sonuçlar bu bildiride sunulmuştur. İkinci seride ise özgül hızı N_s = 168 olan iki çark denenmiş olup, halen bu serideki araştırma devam etmektedir. Bu serideki model çarkların dizaynında da birinci seride uygulanan dizayn yöntemleri ve sınırlamaları kullanılarak birinci seri deney sonuçlarının tahkik edilmesi yoluna gidilmiştir. Şimdiye kadar elde edilen sonuçlar birinci seri deney sonuçlarını doğrulamaktadır.

Birinci seride denenen dört çarkın dizayn parametreleri, radyal kesitleri ve karşıt görünüşleri Tablo 1 ve Şekil 3 de sunulmuştur.

- Model A:

Halen endüstride kullanılmakta olup geleneksel - klasik bir dizayna sahiptir. Kanatlar çift daire yayı ile çizilmiş olup orta derecede geriye dönüktür. Bu çark modeli diğerlerinin dizaynında referans alınmıştır.

- Model A1:

Ana parametre olarak çark çıkış ve girişindeki meridyen hızların oranı alınmış, bu oranı referans çarka göre artırmak için çark çıkış geometrisi referansa göre aynı alınıp, çark giriş çapı D_o arttırılmıştır. Çarkın çıkış ve girişindeki net alanların oranı, referans çarktakinden % 26 küçüktür. Kanal içindeki alan giriş ile çıkış arasında çok az değiş-

mektedir, öyle ki $A_2/A_1 = 1,12$ dir. Şekil 3 de görüldüğü gibi kanatlar girişte oldukça dönük olup, 2 kanat arasındaki mesafe girişten çıkışa doğru şiddetle değişmektedir.

- Model A2:

Ana parametre olarak aerodinamik kanat yükü alınmıştır. Kanat üst kenarındaki aerodinamik yük referansa göre % 30 azaltılmış, ayrıca aerodinamik yük kanadın alt ve üst kenarı arasında hemen hemen üniform dağıtılmıştır. $C_{LA_T}/C_{LA_H} = 1.12$. Bunun sonucu girişte çok az dönük, iki boyutlu dizayna yakın bir model ortaya çıkmıştır.

- Model A3:

İlk üç modelin deney sonuçlarına dayanarak dizayn verilmiştir. Kanat sayısı arttırılarak aerodinamik kanat yükü daha da azaltılmış, bu yükün kanat girişi boyunca dağılımı referanstaki gibi alt kenardan üst kenara doğru oldukça artan yönde alınmıştır.

5. DENEY TESİSATI

Deneyler, kapalı devre bir tesisatta gerçekleştirilmiş, deneylerden önce standartlar gereği su içindeki hava tahliye edilmiş, deney süresincede bir soğutma devresi ile su sıcaklığı sabit tutulmuştur.

Sabit devir sayısında ve sabit emme yüksekliğinde yapılan deneylerde debi basma borusundaki venturi ile, moment askıya alınmış statora bağlı strain gauge devresi, bütün basınçlar endüktif tip diferansiyel transducerlerle ölçülmüştür. Emme borusunda değişik kesitlerde, çarkın çıkışında, salyangoz cidarında değişik açısal pozisyonlarda açılan prizlerle statik basınçlar ölçülmüş, emme borusunda üç boyutlu, çark çıkışında iki boyutlu hız traversleri nominal debi ile dönel ters akışın oluştuğu debilerde yapılmıştır. Bütün basınçlar, emme borusunda yeri özel olarak seçilen ve akışın daima üniform olduğu S kesidindeki (Şekil 1) cidar statik basıncından farkı olarak ölçülmüştür. Nominal debide yapılan

hız traverslerinin integrasyonu ile bulunan debi ile venturiden ölçülen debi arasındaki ortalama fark % 0,45 dir.

6. DENEY SONUÇLARI

Model pompaların genel karakteristik eğrileri Şekil 4 de verilmiştir. A ve A1 pompaları kararlı, A2 ve A3 ise kararsız (küçük debilerde manometrik basma yüksekliğinin düşmesi) karakteristik göstermişlerdir. Buna karşılık kararlı karakteristiğe sahip pompaların küçük debilerdeki mil gücü kararsız karakteristikli pompalardan daha fazladır. Verimde ise dikkate değer bir farklılık gözükmemiştir.

Şekil 5 de, A ve A2 pompalarının emme borularında 1-1A kesidinde cidar statik basıncının boru çevresi boyunca dağılımı verilmiştir. O kesitin kritik debisine kadar üniform olan basınç dağılımı kritik debiyle birlikte asimetrik olmakta ve S kesidindeki basınçtan çok daha büyük değerlere varmaktadır. Debinin azalmasıyla aynı asimetrik şekil korunarak bu fark gittikçe artmaktadır. Asimetrinin şekli ve dönel ters akışın yarattığı statik basınç artımı pompadan pompaya değişmektedir. Aynı pompanın değişik kesitlerindeki asimetrinin şekilleri arasında hiç bir bağlantı görülmemiştir(1).

Çark çıkışındaki statik basınç dağılımı ise çark ile salyangozun eş çalışma noktasında en küçük asimetriği vermekte, bundan farklı debilerde asimetri artmaktadır (Şekil 6). Çift salyangoz kullanıldığından her iki salyangoz dili civarında basınçlar aniden düşmekte, hatta bazı pompalarda dil civarındaki basınç S kesidindeki emme basıncından düşük olabilmektedir.

Şekil 7 ve 8 de A pompasının emme borusundaki 1-1A kesidinde, hız ve enerjinin değişik debiler için yarıçap boyunca değişimi verilmiştir. Büyük debilerde tek boyutlu olan akış kritik debi ve ondan küçük debiler-

de üç boyutlu olmaktadır. Hızın radyal bileşeni diğer bileşenlerin % 10 u civarındadır. Boru cidarında eksenel hız negatif olmakta, çevresel hız küçük yarıçaplardan boru cidarına doğru artmakta, dönel ters akışı karakterize etmektedir. Dönel ters akış halinde, asimetriden dolayı eksenel hızın integrasyonu ile bulunan debi ve venturiden hesaplanan debi arasındaki fark % 150 ye varmaktadır. Çarka yakın kesitlerde, boru cidarına yakın akışkan çarkla aynı hızda dönmektedir. Bu dönme şiddeti pompaya bağlı olarak değişmektedir. Küçük debilerde boru cidarına yakın akışkanın toplam enerjisi pompanın o debideki manometrik basma yüksekliğinin % 25 ine varabilmekte ve bu enerji emme borusuna ters akış vasıtasiyle taşınıp kayıp olmaktadır. Şekil 7 ve 8 de görülen özellikler mutlak değerleri farklı olmak üzere tüm santrifüj pompalarda aynıdır. Emme borusunda üç değişik kesitte (1-1A, 1-1B, 1-1C) ölçülen kritik debilerde elde edilen kritik debinin emme borusu boyunca yayılımı eğrisi kanat giriş düzlemine (X = 0) ekstrapole edilerek "Pompa Kritik Debileri" hesap edilmiştir (Şekil 9). A, A1, A2, A3 pompalarının kritik debileri sırasıyla Q/Q_N = 0,70, 0,85, 0,50, 0,65 dir. Şekil 10 da akışın ters olduğu bölgenin debiyle değişimi verilmiştir. Debinin kritik debiden çok az bir miktar azalmasıyla ters akış bölgesi aniden genişlemekte, sonradan sıfır debiye kadar daha yavaş ve lineer olarak artmakta, kesitin % 45 ini kaplamaktadır.

Şekil 11 dönel ters akışın yarattığı enerji kaybını göstermektedir. Bu kayıp A ve A1 pompalarında, nominal debideki manometrik basma yüksekliğinin % 15 kadar çıkmıştır.

Şekil 4, 9, 11 birlikte incelendiğinde şu noktalar ortaya çıkmaktadır. Kritik debisi, ters akışın yarattığı enerji kaybı en büyük olan A1 pompası, kararlı bir yük karakteristiği vermiş ancak mil gücüde en yüksek olmuştur. A2 pompasının kritik debisi çok küçük ve ters akışın yarattığı

kayıp ihmal edilebilecek kadar küçük olmasına karşın, kararsız bir karakteristik vermiş, ancak mil gücüde o ölçüde düşük olmuştur. Kritik debi ve ters akışın yarattığı kayıp ile mil gücü arasındaki bu bağıntı A ve A3 pompalarında da aynı doğrultuda görülmüştür.

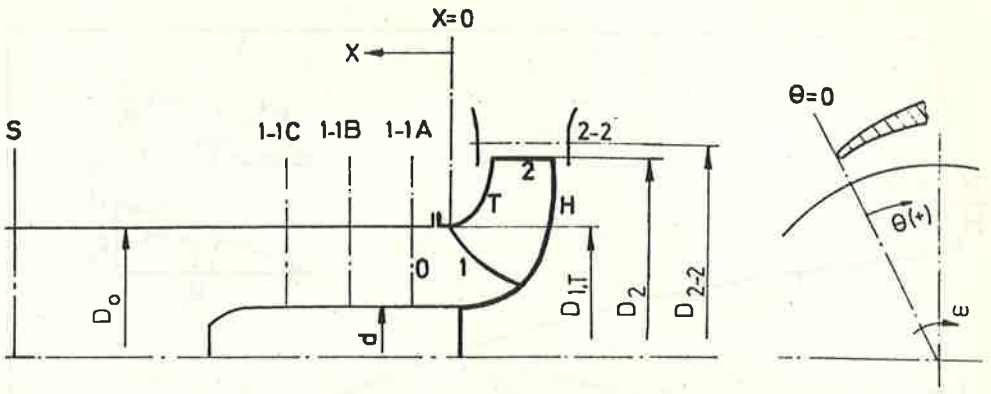
7. SONUÇLAR

a) Küçük kritik debili pompa dizaynında en efektif kriterler, kanat yükünü alt ve üst kenar arasında uniform olarak dağıtmalı, sekonder akım kayıplarını azaltmaktır. Bu, pompa dizaynı yapanları, üç boyutlu akışın tesirini azaltan tek daire metodu ile çizilen kanat elde edebilmek için kanadın alt kenarından üst kenarına kadar benzer kaskat seçmeye yöneltir. Sekonder akım kayıplarını azaltmak için de kanat sıklığı yüksek tutulmalıdır.

b) Pompanın dizayn noktasında, kanadın üst kenarındaki aerodinamik yükün mutlak değeri pompanın küçük debilerdeki karakteristiklerini önemli ölçüde etkiler. Küçük aerodinamik yükle dizayn edilen çarklarda, akış cidardan daha küçük debilerde ayrılacağından pompanın çalışma bölgeside genişler.

c) Şimdiye kadar iddia edildiğinin aksine, küçük debilerde manometrik yüksekliğin kararsız olması dönmeli ters akışa bağlanamaz. Yükün kararsızlığı daha çok çark çıkışındaki kayma faktörüne ve sınır tabakanın ayrılması şartlarına bağlıdır.

d) Küçük debilerde, pompa mil gücü ve dönel ters akışın yarattığı enerji kaybı arasında doğrudan bir bağlantı vardır; kritik debinin ve dönel ters akış kaybı büyük olduğunda mil gücüde yükselmektedir. Bunun tersi de doğrudur.



Şekil 1. Deney İstasyonlarının Yerleri ve Semboller

	ÜST KENAR (T)				ALT KENAR (H)			
(1) PARAMETRE \ ÇARK	A	A1	A2	A3	A	A1	A2	A3
σ	1.	1.12	1.22	1.43	1.	1.07	0.90	1.21
W_1	1.	1.08	1.	0.87	1.	0.99	0.99	1.18
W_2	1.	1.05	1.05	1.04	1.	1.05	1.05	1.04
W_2/W_1	1.	1.03	1.05	1.04	1.	1.01	1.06	0.88
β_1	1.	0.72	1.	0.99	1.	0.88	0.75	0.89
β_2	1.	1.	0.93	0.94	1.	1.	0.93	0.94
C_{LA}	1.	0.99	0.70	0.58	1.	0.98	1.79	0.86

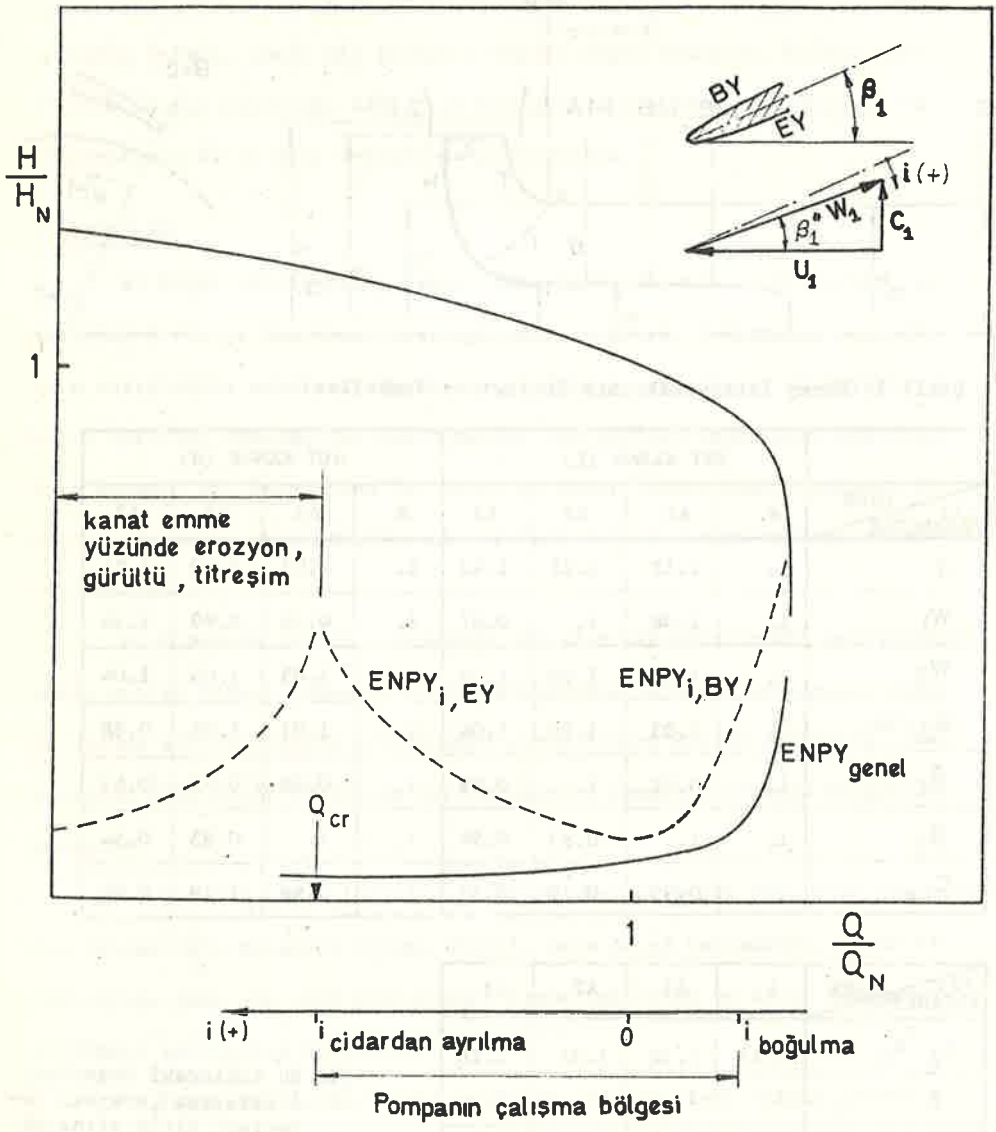
(2) PARAMETRE \ ÇARK	A	A1	A2	A3
A_2/A_0	1.51	1.12	1.37	1.28
Z	5	5	6	7
$D_{1,T}/D_2$	0.61	0.67	0.60	0.60
C_{LA_T}/C_{LA_H}	2.86	2.86	1.11	1.93
$\beta_2 - \beta_{1_T}$	5.	9.7	3.6	3.9
N_S	136	136	136	136

(1) Bu tablodaki değerler, A referans çarkının değerleri birim alınarak buna oranı şeklinde verilmiştir;

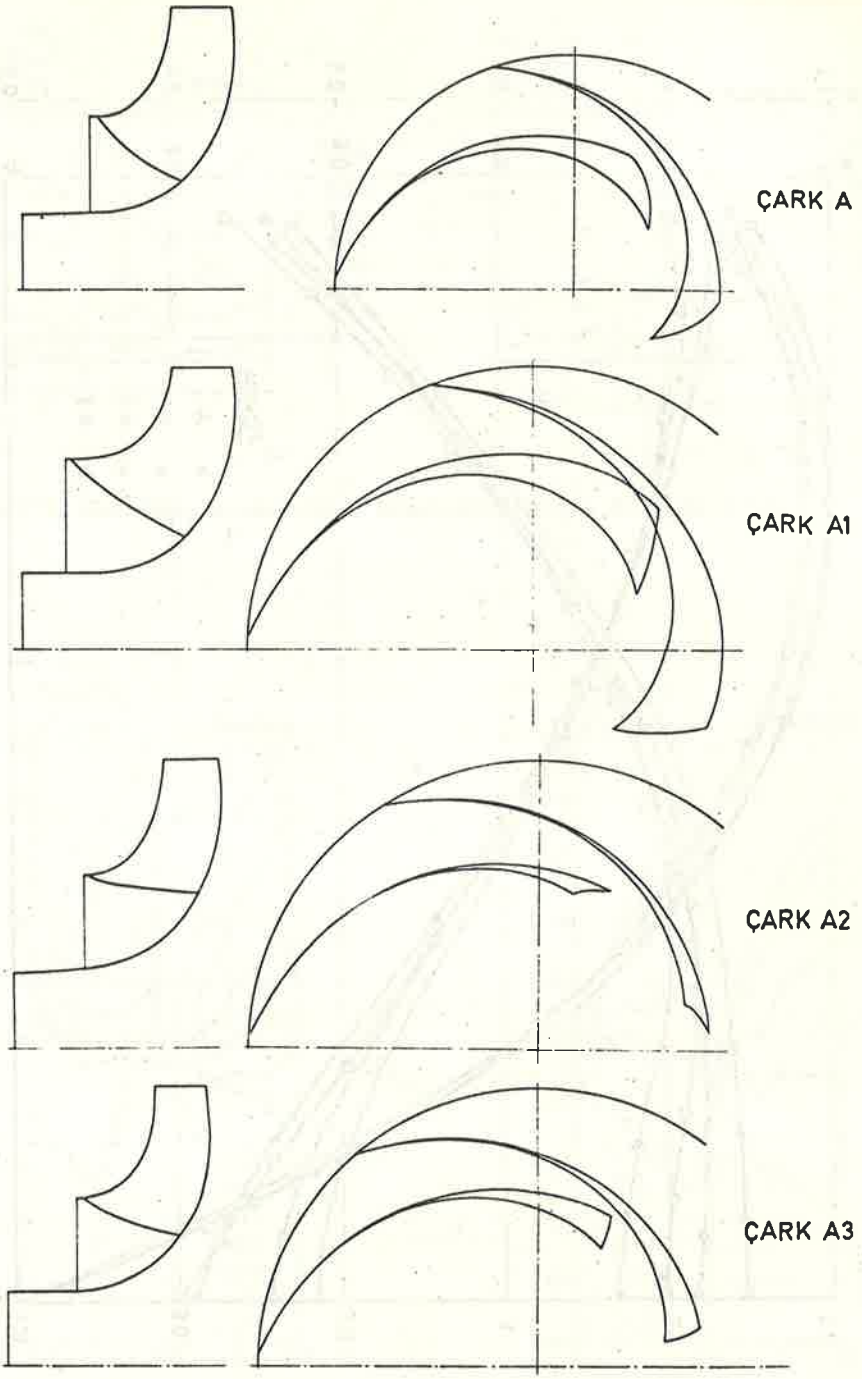
Tablodaki Değer=X/X_A (X_A=1.)

(2) Bu tablodaki değerler mutlak değerlerdir.

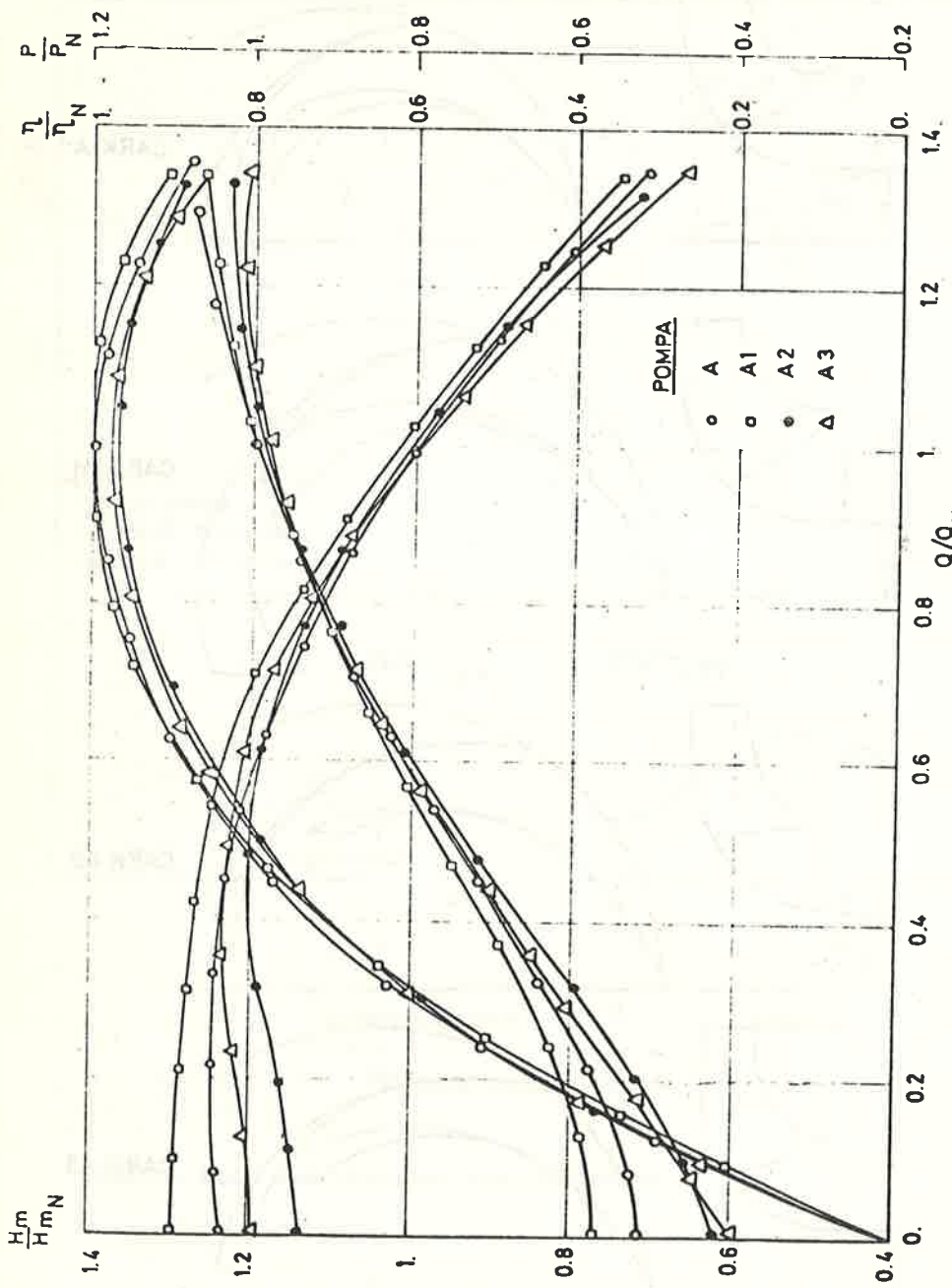
Tablo 1. Çarkların Dizayn Parametreleri



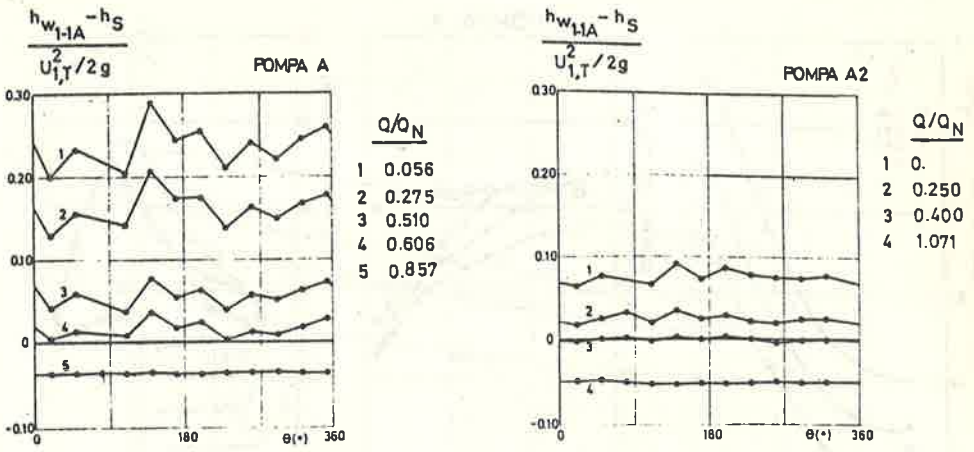
Şekil 2. Kanat emme yüzündeki yerel kavitasyon



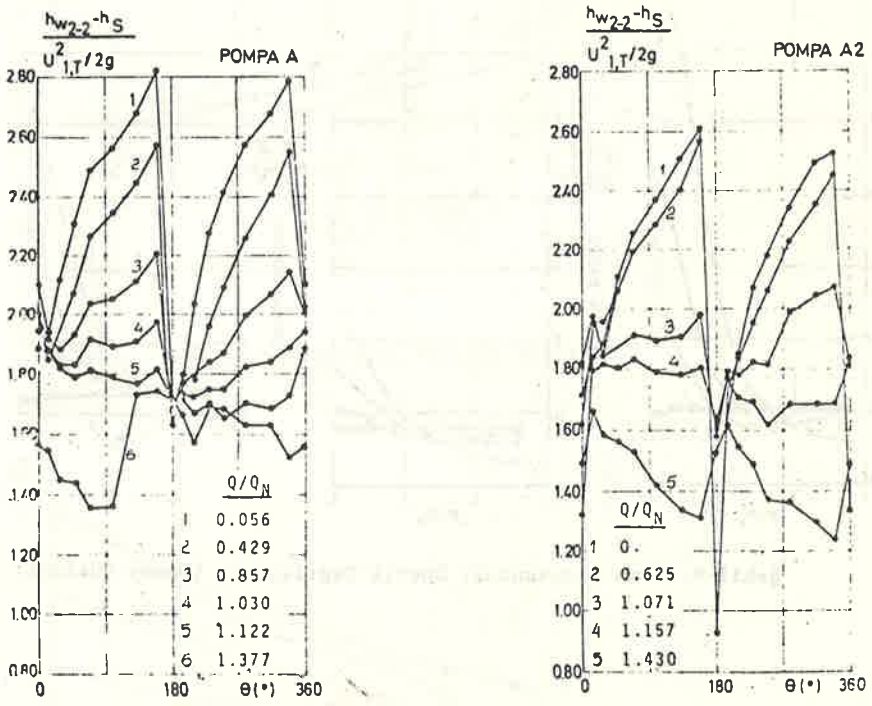
Şekil 3. Çarkların Radyal Kesitleri ve Bunların Karşıt Görünüşleri



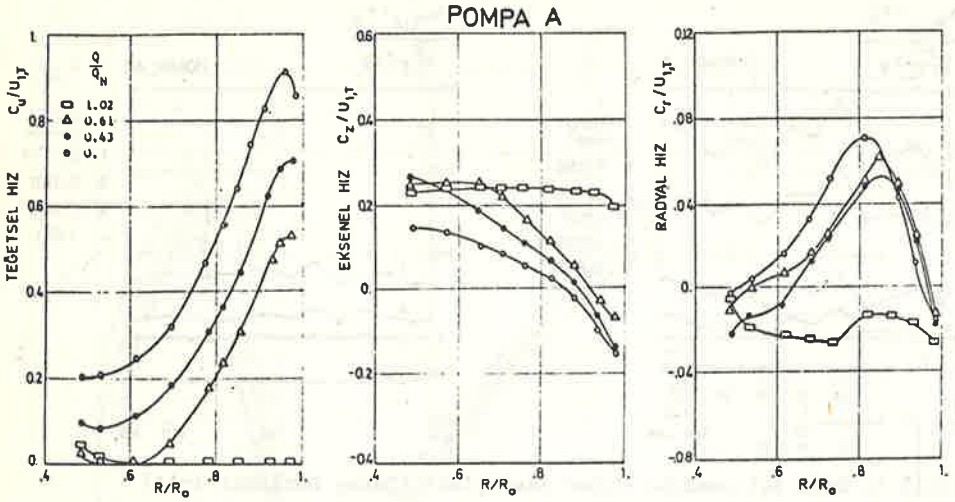
Şekil 4.7. Pompaların Genel Performans Eğrileri



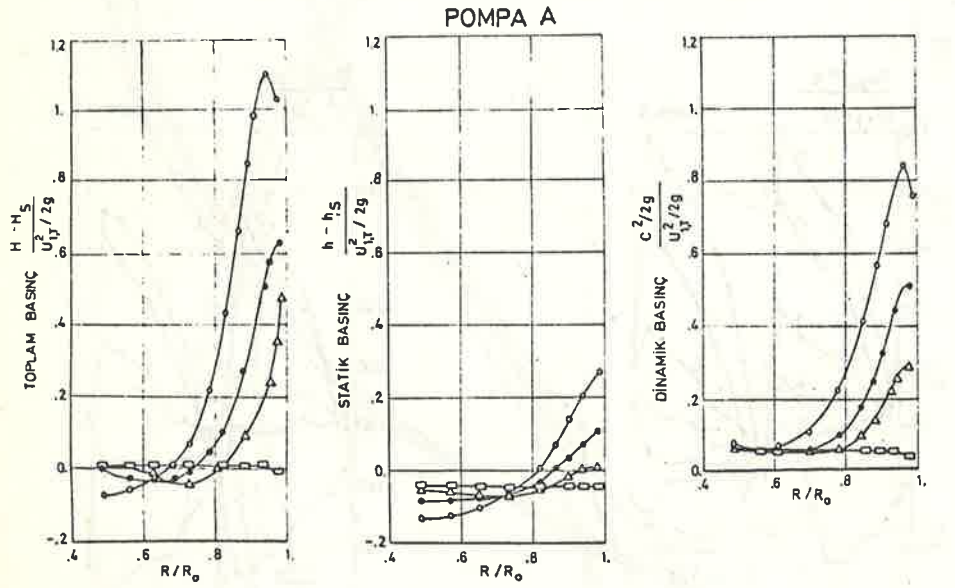
Şekil 5. Emme Borusundaki Cidar Basınçları (Deney Düzlemi: 1-1A)



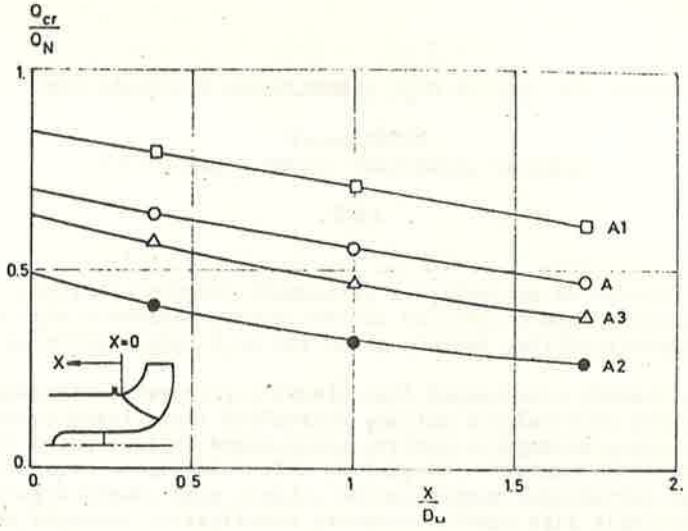
Şekil 6. Çark Çıkışındaki Cidar Basınçları (Deney Kesidi: 2-2)



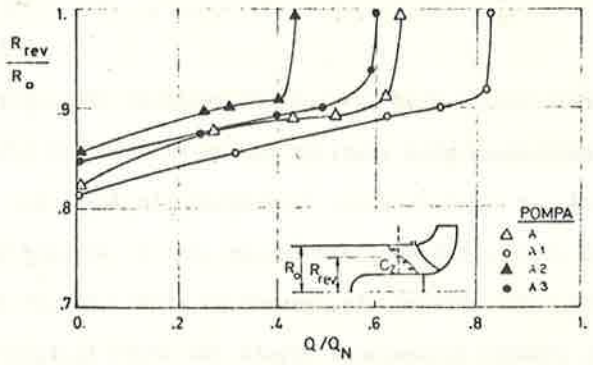
Şekil 7. Emme Borusundaki Hız Bileşenleri (Deney Düzlemi: 1-1A)



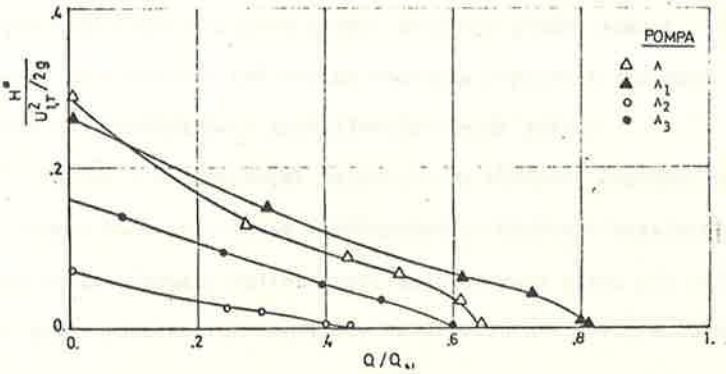
Şekil 8. Emme Borusundaki Enerji Dağılımları (Deney Düzlemi: 1-1A)



Şekil 9. Ters Akışın Emme Borusu Boyunca Yayılımı



Şekil 10. Ters Akış Sınırının Debiyle Değişimi



Şekil 11. Ters Akışın Yarattığı Enerji Kaybı

HAVA KAZANININ HESAPLANMASI İÇİN SAYISAL BİR YÖNTEM

Yavuz TEKİN
İ.T.Ü. Maçka Makina Fakültesi, İstanbul

ÖZET

Bu çalışmada pompalı düzenlerde karşılaşılan su darbesi olayının önlenmesi için ülkemizde yaygın şekilde kullanılan hava kazanının hesabı ve kazan hacminin seçimi için bir hesap yöntemi geliştirilmiştir.

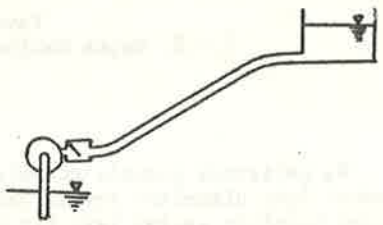
Hareketin diferansiyel denklemleri Runge-Kutta yöntemi uygulanarak belirli sınır koşullarını sağlayacak şekilde bilgisayarda çözülmüştür. Denklemler uygun şekilde boyutsuzlaştırılmış olduğundan geniş bir uygulama alanını kapsayan çözümler elde edilmiştir. Maksimum ve minimum basınçların yaklaşık hesabı için pompalı düzenin tanım değerlerine bağlı olarak hesaplanan boyutsuz katsayıların parametre olduğu eğri aileleri çizilmiştir. Genelleştirilmiş çözümü veren bu eğri ailelerinin çözümünde hava kazanı çıkışında kullanılan sukbenin etkisiide göz önünde tutulmuştur.

1. GİRİŞ

Pompa ile beslenen bir borunun herhangibir kesitinde örneğin boru üzerindeki bir vananın aniden açılması veya kapatılması suretiyle hız üzerinde yapılacak bir değişiklik ortama belirli bir hızla yayılır ve vardığı her kesitte basıncı önemli miktarda değiştirir. Esas niteliği zamana bağlılık olan bu olaya su darbesi adı verilir. Akış büyüklüklerinin zamanla değiştiği böyle bir olayın incelenmesi hareket denklemleri daimi akış haline göre fazla sayıda büyüklük içerdiğinden daha zordur. Bu nedenle çok özel haller dışında olayın analitik çözümü yoktur. Günümüzde bilgisayarlar sayesinde çok sayıda varsayım yapılarak sistemin matematiksel olarak çözülebilir hale getirilmesine gerek yoktur.

Şekil 1 de pompa-çek valf-boru ve seviyesi değişmeyen bir hazneden oluşan basit bir düzen görülmektedir. Elektrik kesilmesi sonucu pompanın aniden durması halinde aynı anda devreye giren çek vaif akışın geriye doğru yönelmesini engeller. Valf kesitinde hızın aniden sıfıra düş-

mesiyle gerçekleşen tedirginlik (değişim) borunun esnek oluşu ve akışkanın sıkıştırılabilirliği nedeniyle a ses hızı ile hazneye doğru ilerleyen ve vardığı her kesitte basıncı p kadar düşüren bir dalga yaratır. Bu dalga basıncın değişemiyeceği A hazne kesitinden yansıyarak boru içindeki basıncı ve hızı yeniden değiştirip ulaştığı B valf kesitinden hızın sıfır olduğu sınır koşulunu sağlayacak şekilde hazneye yönelir. Sürtünmelerin varlığı nedeniyle doğacak yük kaybı akış boyunca dalga basıncını (su darbesi basıncı) azaltacak yönde etki yapacağından bir ucu valf diğer ucu hazne ile sınırlanmış olan borunun her kesitinde farklı basınç ve verdi (debi) değerlerinin hüküm süreceği sönümlü bir dalga ortamı oluşur.



Şekil 1

Yeterli önlemler alınmazsa basıncın önce buharlaşma basıncının altına düşerek boşlum olayının görülmesi daha sonra ise dalga hareketinin sonucu olarak aşırı basıncın etkisinde kalan borunun patlaması mümkündür. Sürtünmesiz akış halinde sistemdeki mevcut basınca ek olarak su darbesinin yarattığı minimum ve maksimum basınçlar,

$$p \simeq \mp \rho a v \qquad (1)$$

eşitliği ile belirlidir. Burada sıvının yoğunluğunu, v pompa devrede iken sıvının sahip olduğu hızı göstermektedir. Tedirginliğin boru içindeki yayılma hızı ise, sıvının sıkışma modülü K, borunun çapı D, et kalınlığı e ve boru gerecinin esneklik modülü E ile gösterildiği takdirde,

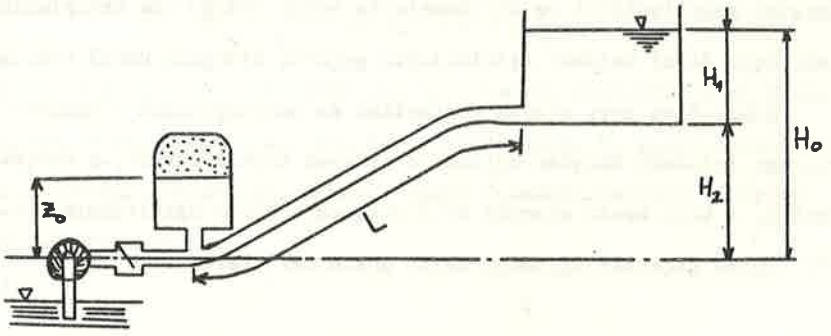
$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho\left[\frac{1}{K} + \frac{D}{eE}\right]}} \qquad (2)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Sıvının su olması halinde tedirginliğin boru içindeki yayılma hızı boru gerecinin özelliklerine bağlı olarak a=800-1400 m/s arasında değişir. Normal koşullardaki akış hızları dikkate alındığında (1) eşitliğine göre yapılacak bir hesap ile pompanın aniden devre dışı kalması halinde oluşacak su darbesinin büyük basınç değişimlerine sebep olacağı görülür.

2. HAVA KAZANI

Su darbesi olayı sonucu ortaya çıkan ihmal edilemiyecek büyüklükteki basınç değişimlerinin yaratacağı sakıncaları gidermek amacıyla başvurulan önlemlerin başında hava kazanları gelmektedir. Şekil 2 de görüldüğü gibi içinde sıkışmış hava bulunan hava kazanı pompanın çıkışına konulur. Pompanın normal çalışması sırasında kazan içinde yükselen su havayı sıkıştırır. Sürtünmeler ihmal edilir ve z_o yüksekliğinin H_o yanında çok küçük olduğu göz önüne alınırsa sıkışmış havanın basıncı yaklaşık olarak H_o'a eşit alınabilir. Pompa herhangi bir nedenle durunca çek valf pompayı sistemden ayırır ve pompanın yerini alan hava kazanı sistemi beslemeye başlıyarak ani durmayı ve bunun sonucu olan yüksek basınç değişimlerini önler.



Şekil 2

Hava kazanının sistemi beslemesi halinde sıkışmış hava genişler, su düzeyidüşer ve verdi (debi) azalır. Hız ve verdi sıfır olduğunda kazan içindeki su en düşük düzeye erişir. Bu anda kazanın boru ile birleştiği C kesitindeki basınç minimum olur. Akışın bu kez hazneden kazana doğru yönelmesiyle kazan içindeki su yükselirken hava sıkışacaktır. Belli bir süre sonra verdi ve hız yeniden sıfır olacak bu anda kazandaki su en üst düzeye erişecek ve C kesitindeki basınç maksimum değerini alacaktır.

Kazan hacmini küçültmek veya boru içinde oluşacak maksimum basıncın değerini azaltmak için çoğu kez hava kazanı çıkışına bir sukbe konulur. Akış kazan içine doğru olduğu zaman bu eleman yukarı doğru olan salınımı söndürücü ve maksimum basıncı azaltıcı yönde çalışır. Fakat pompa yerine devreye giren hava kazanının sistemi beslemesi halinde sözü edilen yersel kayıp elemanı borudaki basıncı dahada azaltıcı etki yapacaktır. Bu nedenle kazan çıkışına konulacak sukbenin çıkış akışları için küçük, giriş akışları için büyük kayıp yaratacak şekilde boyutlandırılması gerekir.

3. HAREKETİN DENKLEMLERİ

Su düzeyi değişmiyen bir hazne, dairesel kesitli bir boru, hava kazanı ve bir çek valften oluşan düzeni göz önüne alalım. Elektrik kesildiğinde pompanın aniden durduğunu aynı anda çek valfin akışın geriye yönelmesini engellediğini ve sürtünmelerin sebep olduğu yük kayıplarının hesabı için daimi haldeki eşitliklerin geçerli olduğunu kabul edelim.

Şekil 3'de ayrı olarak gösterilen dx uzunluğundaki elemanter boru parçacığı içindeki akışkan kütlesine etkiyen toplam kuvvet, g yerçekimi ivmesini, A boru kesit alanını ve J akışkanın birim ağırlığının borunun birim boyunu geçerken uğradığı kaybı göstermek üzere,

Basınç kuvvetleri: $dF_1 = -A\,dp$

Ağırlık kuvvetleri: $dF_2 = -g\,dm\,\sin\alpha$

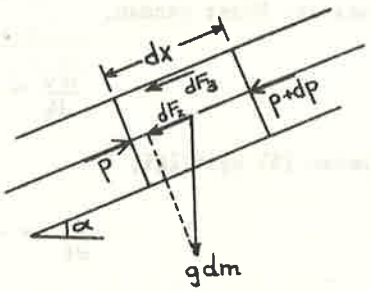
Sürtünme kuvvetleri: $dF_3 = -g\,dm\,j$

$$dF_t = dF_1 + dF_2 + dF_3$$

şeklinde yazılır. Göz önüne alınan akışkan parçacığının kütlesi $dm = \rho . A . dx$ ve ivmesi Dv/Dt olduğundan Newtonun ikinci ilkesi uygulanırsa,

$$\rho\,dx\,Dv/Dt + j\,dx\,\sin\alpha + j\,f/L\,dx + dp = 0 \quad (3)$$

bulunur. Boru esneklik modülü (E) sonsuz büyük alınır ve su sıkıştırılamaz akışkan kabul edilirse pompanın aniden durmasıyla oluşan basınç dalgasının yayılma hızı sonsuz büyük olur dolayısıyla ivme, basınç, hız ve diğer akış büyüklüklerindeki değişim boru boyunca aynı anda hissedilir. Bu durum için yukarıda çıkarılan eşitlik entegre edilir hazne ve hava kazanı girişindeki basınçlar eşdeğer akışkan yüksekliği cinsinden yazılırsa sürtünme (yük) kaybı için daimi hal için geçerli olan ifadesinden yararlanarak,



$$dv/dt = g/L\,(H - H_o - \lambda L v^2/2gd) \quad (4)$$

elde edilir. Burada L borunun hazne ile hava kazanı arasında kalan kısmının uzunluğu, d borunun çapını, yük kayıp katsayısını H_o pompa ekseninden itibaren geometrik yüksekliği, H hava kazanı içindeki havanın değişken basıncını göstermektedir.

Pompa durduktan ve salınım hareketi başladıktan sonra herhangibir t anında hava kazanı içindeki havanın salt (mutlak) basıncı p ve bu basıncın su yüksekliği karşılığı H, aynı anda hava hacmı V; normal çalışma halinde hava hacmi V_o ve basıncı H_o ile gösterilir ve dönüşüm izoterm (eşsıcaklıklı) kabul edilirse,

$$H V = H_o V_o$$

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{H_o V_o}{H^2}\,\frac{dH}{dt} \qquad (5)$$

yazılabilir. Diğer yandan,

$$\frac{dV}{dt} = Q$$

olduğundan (5) eşitliği,

$$\frac{dH}{dt} = -\frac{H^2}{H_o V_o}\,Q \qquad (6)$$

şekline dönüşür. (4) ve (6) eşitlikleri hava kazanlı halde kütle halindeki salınım hareketinin temel denklemleridir.

4. BOYUTSUZLAŞTIRMA

(4) eşitliğinde hız yerine süreklilik denkleminden verdi cinsinden değeri konulur ve g altlığı gerçek (boyutlu) akış değerlerini göstermek üzere temel eşitlikler

$$Q = \frac{Q_g}{Q_o}$$

$$H = \frac{H_g}{H_o} \qquad (7)$$

$$t = \frac{t}{2V_o/Q_o}$$

dönüşümleri yapılarak boyutsuzlaştırılırsa,

$$\frac{dQ}{dt} = SIGMA\,(H - 1 - BK \cdot Q^2) \qquad (8)$$

$$\frac{dH}{dt} = -2H^2 \cdot Q \qquad (9)$$

elde edilir. Boyutsuzlaştırma sırasında ortaya çıkan boyutsuz katsayılar pompalı sistemin tanım değerlerine bağlı olarak,

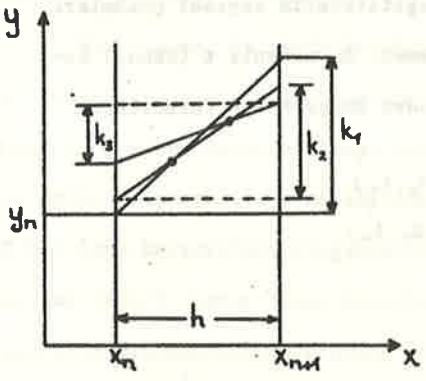
$$SIGMA = \frac{\pi g d^2 H_o V_o}{2 L Q_o^2} \qquad (10)$$

$$BK = \frac{8 \lambda L Q_o^2}{\pi^2 g d^5 H_o} \qquad (11)$$

bağıntıları ile belirlidir.

5. DENKLEMLERİN ÇÖZÜMÜ

$\frac{dy}{dx} = f(x,y)$ şeklindeki bir diferansiyel denklemin $x = x_n$, $y = y_n$ başlangıç koşulunu sağlayan çözümü çeşitli sayısal yöntemlerle hesaplanabilir. Bunlar arasında önceleri Runge tarafından bulunan sonraları Kutta tarafından geliştirilen Runge-Kutta yöntemi iterasyonsuz çalışması, özel bir başlangıç koşulu gerektirmemesi ve özellikle aralık genişliğinin (adım) kolayca değiştirilebilmesi nedeniyle diğer yöntemlere tercih edilir.



Uygulamada olayın fiziğine ve beklenen hassasiyete göre çeşitli mertebeden Runge-Kutta formülleri kullanılmaktadır. Birinci mertebeden Runge-Kutta yönteminin temeli birinci mertebeden Taylor serisi yaklaşımıdır.

$x_{n+1} - x_n = h$ genişliğindeki elemanter aralıkta fonksiyonun $x = x_n$ noktasındaki

teğet ile temsil edildiği varsayılır (Şek. 4). Böylece

$$k_1 = h.f(x_n, y_n)$$
$$y_{n+1} = y_n + k_1 \qquad (12)$$

yazılabilir. (12) eşitliğine birinci mertebeden Runge-Kutta formülleri adı verilir. Aralık sonunda gerçek y değeri ile bu yöntemle hesaplanan değeri arasındaki fark fonksiyonun Taylor açılımında ikinci ve daha yüksek mertebeden türevlerinin alınmamasından doğan hatadır. Diferansiyel denklemin sayısal çözümünde fonksiyonun Taylor serisinden daha çok sayıda terim alarak hassasiyet artırılabilir. Çözüme iyi bir yaklaşım sağlayan 3. mertebeden Runge-Kutta formülleri

$$k_1 = h.f(x_n, y_n)$$
$$k_2 = h.f(x_n + h/3, y_n + k_1/3)$$
$$k_3 = h.f(x_n + 2h/3, y_n + 2k_2/3)$$
$$y_{n+1} = y_n + 0{,}25\,k_1 + 0{,}75\,k_3$$
$$x_{n+1} = x_n + h \qquad (13)$$

şeklinde yazılır (Şekil 4). Hata h^4 mertebesinde olduğundan h (adım) küçük tutulmalıdır.

Temel denklemlerin boyutsuzlaştırılmış şekli olan (8) ve (9) eşitlikleri ortak değişkenler içerdiğinden bu eşitliklerin sayısal çözümleri birbirinden bağımsız olarak gerçekleştirilemez. Bu nedenle t (zaman) bağımsız değişken olarak seçilirse 3. mertebeden Runge-Kutta formülleri

$$k_1 = h.F_1(H_o, Q_o, t_o)$$
$$l_1 = h.F_2(H_o, Q_o, t_o)$$

$$k_2 = h.F_1(H_o + k_1/3,\ Q_o + l_1/3,\ t + h/3)$$

$$l_2 = h.F_2(H_o + k_1/3,\ Q_o + l_1/3,\ t + h/3)$$

$$k_3 = h.F_1(H_o + 2k_1/3,\ Q_o + 2l_1/3,\ t + 2h/3)$$

$$l_3 = h.F_2(H_o + 2k_1/3,\ Q_o + 2l_1/3,\ t + 2h/3)$$

$$H = H + 0{,}25\,k_1 + 0{,}75\,k_3$$

$$Q = Q_o + 0{,}25\,l_1 + 0{,}75\,l_3$$

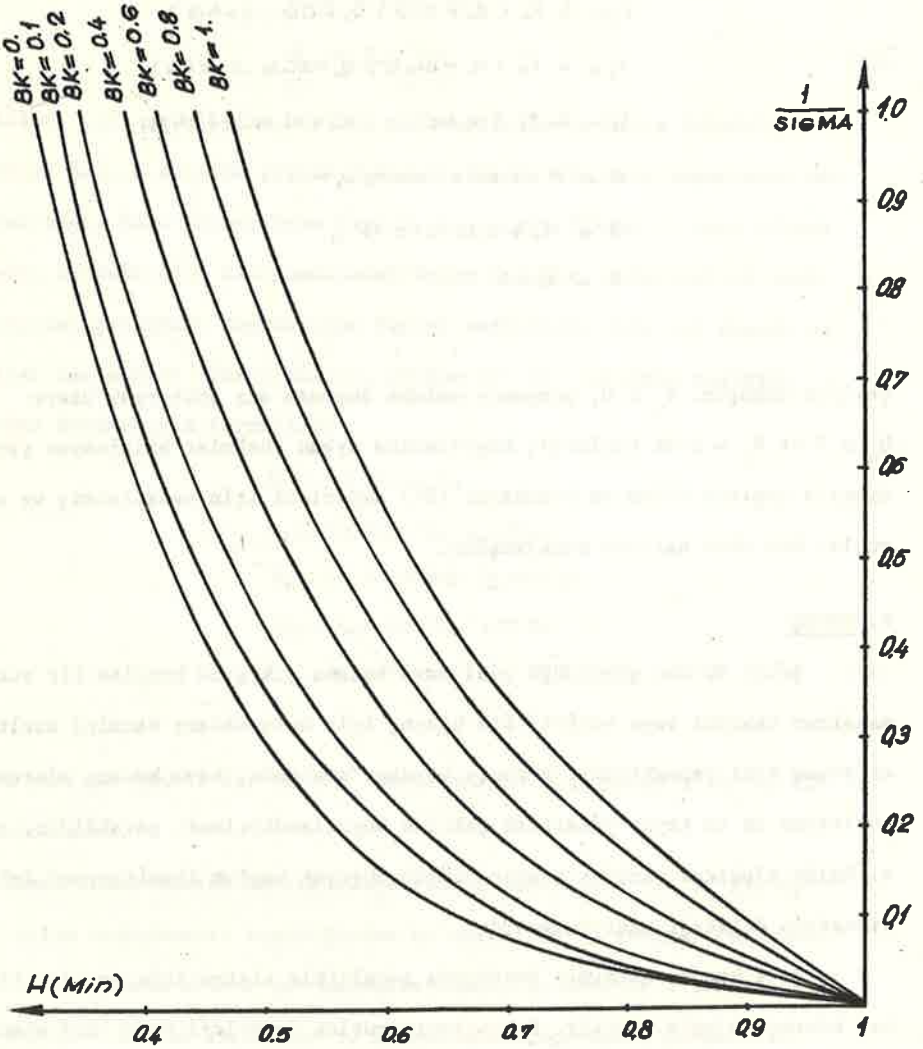
$$t = t_o + h \qquad (14)$$

şekline dönüşür. $t_o = 0$, pompanın aniden durduğu anı göstermek üzere $Q_o = 1$ ve $H_o = 1+BK$ başlangıç koşullarına uygun çözümler bilgisayar yardımıyla çeşitli SIGMA ve borukaybı (BK) değerleri için hesaplanmış ve sonuçlar bir abak halinde sunulmuştur.

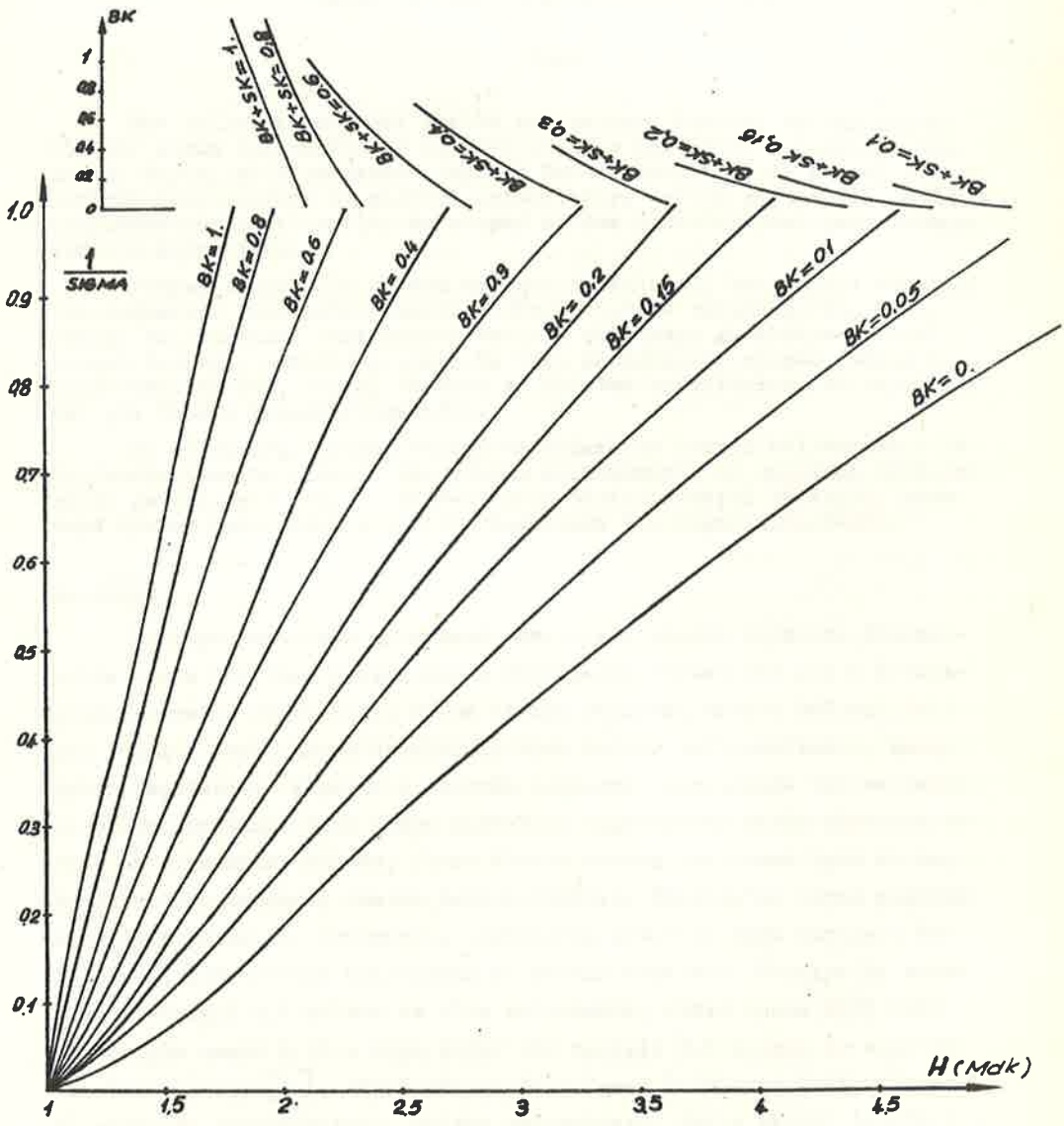
6. SONUÇ

Şekil 5b'den görüldüğü gibi hava kazanı çıkışına konulan bir sukbe maksimum basıncı veya belirli bir basınç için hava kazanı hacmini azaltıcı yönde etki yapmaktadır. Bununla beraber sukbenin, hava kazanı sistemi beslerken en az kayıp yaratacak şekilde boyutlandırılması gereklidir. Aksi halde oluşacak minimum basınç dahada düşerek boşlum (kavitasyon) tehlikesinin doğacağı unutulmamalıdır.

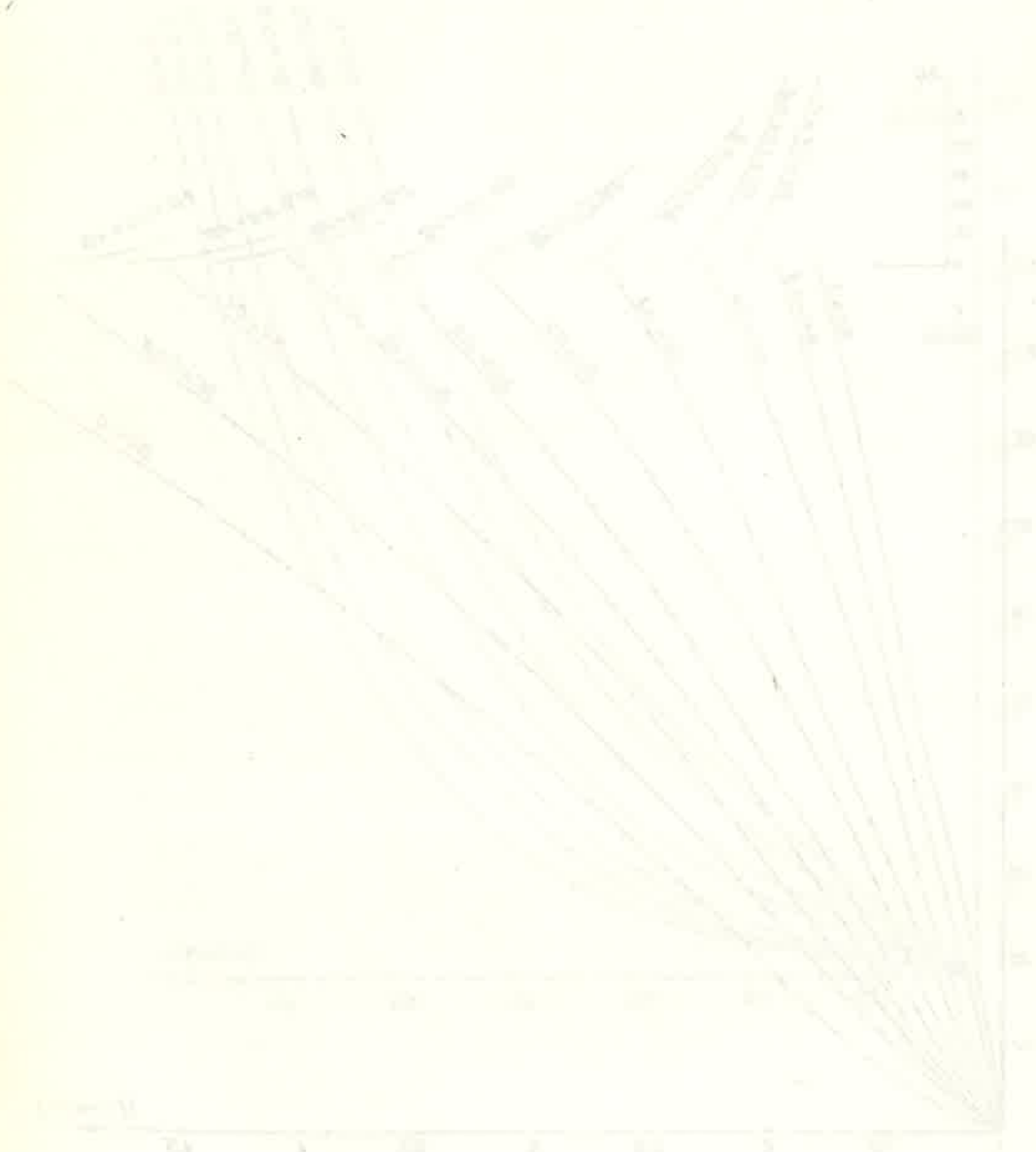
Hava kazanı hacminin hesabında genellikle sistem için verilen bir üst basınçtan yola çıkılır. Basınçların mutlak değerleri hesaplandıktan sonra H (Borunun dayanabileceği üst basınç)/H_o(geometrik-yükseklik) boyutsuz oranı oluşturulur. Aynı şekilde BK ve kullanılması düşünülen sukbenin SK boyutsuz katsayıları oluşturulur. Şekil 5b'den 1/SIGMA oranı bu değer yardımıylada V_o kazan hacmı hesaplanır. Şekil 5a'dan ise aynı 1/SIGMA oranı için minimum basınç kontrol edilir.


BK=0.
BK=0.1
BK=0.2
BK=0.4
BK=0.6
BK=0.8
BK=1.
1/SIGMA
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
H(Min)
0.4
0.5
0.6
0.7
0.8
0.9
1

B.N.12.


BK
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
1
SIGMA
BK+SK=1.
BK+SK=0.8
BK+SK=0.6
BK+SK=0.4
BK+SK=0.3
BK+SK=0.2
BK+SK=0.15
BK+SK=0.1
BK=1.
BK=0.8
BK=0.6
BK=0.4
BK=0.3
BK=0.2
BK=0.15
BK=0.1
BK=0.05
BK=0.
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
H(Mdk)
1
1.5
2.
2.5
3
3.5
4.
4.5

B.N.12.



POMPAJ SULAMA TESİSLERİNDE BAŞARI DERECESİ

Ercan TEZER
Çukurova Üniversitesi, Ziraat Fakültesi
Tarımsal Mekanizasyon Bölümü, Adana

ÖZET

Son yıllarda tarımsal üretim yatırımları içinde, sulama önemli bir yer almış bulunmakta ve sulanan alanlar her geçen yıl genişlemektedir. Suyun, su kaynağından tarlaya kadar iletilmesinde pompaj tesislerinin kullanılması da giderek artmaktadır. Ayrıca yağmurlama sulama uygulamasındaki gelişmeler de pompaj sulama tesislerinden yararlanmayı zorunlu kılmaktadır.

Pompaj tesisi ile sulama suyunun iletilmesi, bir enerji tüketimi ile sağlanır. Türkiye'nin enerji yönünden içinde bulunduğu koşullar, enerji kullanımında daha yüksek verimli çalışmayı gerektirmektedir. Kuvvet kaynağı, santrifüj pompa ve boru hatlarından oluşan pompaj tesislerinde üretim, seçim, tasarım ve işletme aşamalarında bu temel kural göz önünde bulundurulmalıdır.

Bu bildiride, pompaj sulama tesislerinde enerji kullanımının değerlendirilmesine ilişkin bir yöntem açıklanmakta ve uygulama için öneriler getirilmektedir. Bu yönteme göre tesisin enerji tüketimi, standard olarak kabul edilen tüketim değerleri ile kıyaslanmaktadır.

1. GİRİŞ

Türkiye tarımının gelişmesi, özellikle planlı kalkınma dönemlerinde büyük bir önem kazanmıştır. Türkiyenin nüfusu her yıl % 3 dolayında artmakta ve bu hızlı nüfus artışı yanında, mevcut nüfusun gelişen yaşam düzeyi, tarım ürünlerine olan talebi arttırmaktadır. Ancak tarım yapılabilir alanların sınırlı bulunması karşısında tek ve geçerli çözüm, üretimde daha yoğun teknoloji uygulayarak birim alandaki verimi arttırmaktır. Sulama, birim alanda verimi arttırmak için en başta gelen bir tarımsal üretim teknolojisidir. Türkiye'de tarım yapılan alanların büyük bir bölümünde, yağışların yetersiz yada kararsız bulunması yoğun üretimi kısıtlayan en önemli etkendir. Türkiye'de sulamaya elverişli 8,6 milyon ha alan bulunmakta, fakat bunun 1977 yılı itibariyle ancak % 30 u veya diğer bir deyişle 2,6 milyon ha alan sulanabilmektedir [5]. DBYKP döneminde sulanan alanların 0,65 milyon ha artacağı planlanmıştır. Sulama yatırımları, tarım kesimi içindeki tüm yatırımların 1/3 ü dolayında önemli bir yer almakta ve bu amaçla gelecek 5 yıl içinde 66 milyar TL lık bir yatırım öngörülmektedir, bunun % 60 ı kamu yatırımları ile karşılanacaktır.

Kamuya ait sulama yatırımları, DSİ ve TOPRAKSU kuruluşları tarafından yürütülmektedir. Bunun yanında T.C.Ziraat Bankası tarafından sağlanan kredilerle geniş ölçüde özel çiftçi sulama sistemleri de kurulmakta ve bu amaçla TOPRAKSU kuruluşunun teknik destek ve denetiminden yararlanılmaktadır. Kesin bir veri bulunmamakla beraber, özellikle TOPRAKSU kuruluşundan alınan bilgilere göre, pompaj sulama tesislerine olan gereksinmede ilgi çekici bir artış görülmektedir. Bunun başlıca nedeni, yapılan uygulamalarla cazibe ile su iletim olanağı bulunan alanların giderek tamamlanması ve gelecekte su iletiminde pompaj tesislerinden yararlanılması zorunluluğudur. Bunun yanında çeşitli üstünlükleri nedeni ile yağmurlama sulama yönteminin, yüzey sulama yerine üreticiler tarafından daha fazla istenmesi, pompaj tesislerine olan talebi arttırmaktadır. Kurulan veya kurulması tasarımlanan bazı tesislerde, verdi 1000 L/s ve manometrik yükseklik 100 mss sınırlarına ulaşmış bulunmaktadır.

2. POMPAJ TESİSİ

Pompaj sulama tesisinin amacı, sulanacak bitkinin gereksindiği suyu zamanında, yeterli miktarda, en az birim enerji tüketimi ve işletme gideri ile sağlamaktır. Sulama suyunu kaynak ile sulanacak tarla arasında ileten pompaj tesisi, bir enerji tüketimi ile bunu sağlar. Şekil-1 de pompaj tesisinin şematik görünüşü verilmiştir [7]. Burada kaynaktan (a) alınan sulama suyu, tarlaya (b) iletilecektir. Bu amaçla kullanılan araç, pompaj tesisi (c) dir. Su kaynağının geliştirilmesi ve değerlendirilmesi ile sulama suyunun tarla içinde dağılımı ayrı mühendislik konularıdır. Tesiste pompa, bir kuvvet makinasından alınan enerjiyi suya verir. Su bu enerji ile kaynaktan tarlaya kadar emme ve basma boru hatları ile iletilir. O halde tesisteki elemanlar :

1- kuvvet makinası,
2- pompa ve
3- boru hatları

olarak incelenebilir. Pompanın görevi, suyun bir ortamdan (su kaynağı), diğer bir ortama (sulanacak tarla) geçebilmesi için gerekli olan enerjiyi suya vermektir. Bu enerji ile su iki konum arasında yükselirken, içinde hareket ettiği boru hatlarındaki hidrolik dirençleri de yener. Pompaya bu enerji, bir kuvvet makinası tarafından

sağlanmaktadır.

Tesiste iletilen suyun verdisi (Q), manometrik yükseklik ($H_m = H_g + H_k$) ve suyun özgül ağırlığı (γ) ile belirtilirse, pompa tarafından birim zamanda suya iletilen enerji veya hidrolik güç :

$$hBG = \frac{Q \cdot H_m \cdot \gamma}{75} \qquad \ldots\ldots\ldots\

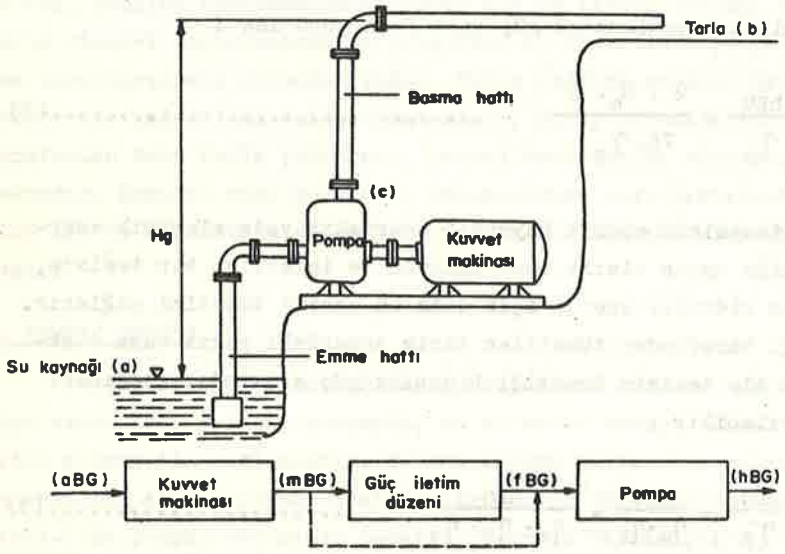
mBG= motor çıkış gücü (BG),

aBG= yakıt yada elektrik enerjisi ile sağlanan güç (BG),

η_p= pompa verimi (desimal)

η_i= güç iletim düzeni verimi (desimal) ve

η_m= kuvvet makinası verimi (desimal) dır.



Şekil-1. Pompaj tesisi.

Pompaj tesisinin tümü bir enerji değişim ünitesi olarak gözönüne alındığında; yakıt yada elektrik enerjisi ile sağlanan enerji kuvvet makinasında mekanik enerjiye dönüşmekte ve pompa bu enerjiyi hidrolik enerjiye çevirmektedir. Kuvvet kaynağı ile pompa arasında bir güç iletim düzeninin bulunması halinde, bu düzenin verimi de göz önüne alınmaktadır. Tüketilen birim enerjiye karşılık tesiste daha fazla hidrolik iş üretilebilmesi :

1) boru hatlarının düzenlenmesi,
2) pompa ve kuvvet makinasının yüksek verimli çalışmasını sağlıyacak yapısal özellikleri,

3) tesis koşullarında, işletme noktasının yüksek verimli çalışmaya uyacak biçimde kuvvet makinası ile pompanın seçilmesi ve
4) tesisin işletme ve bakımında izlenecek yöntemlere bağlı bulunmaktadır [6].

3. BAŞARI DERECESİ

Kurulu ve işletmeye alınan tesislerde enerji kullanımındaki yüksek verimlilik, başarı derecesi değeri ile saptanabilir. Bu amaçla geliştirilen bir yönteme göre, A.B.D. de Nebraska ve Kaliforniya eyaletlerinde kurulu tesislerinin başarı dereceleri incelenmiştir [3], [4]. Aynı konuda daha sonra çeşitli araştırıcılar, uygulanan yöntemlerle ilgili çalışmalar yapmışlardır [1], [8].

Sulama pompaj tesislerinde başarı derecesi; tüketilen enerjiye göre elde edilen işle, seçilen standard değerlere göre elde edilmesi gereken iş arasındaki ilişkiyi belirtir. Standard değerlere, bazı varsayımlarla ulaşılabilir. Buna göre başarı derecesi yazılırsa :

$$BD = \frac{A}{B} \times 100 \qquad \ldots\ldots\ldots\

- otto motoru verimi : 2,607 mBG-h/L
- diesel motoru verimi : 3,539 mBG-h/L

Pompa, elektrik motoru ve güç iletim düzeni verim değerleri, daha önce araştırıcılar tarafından kullanılan ve pompaj tesisleri için ulaşılabilecek verim değerleridir [1].

İçten yanmalı motorlarda ise verimler, standard motor deneylerinden ortalama olarak saptanan özgül yakıt tüketimi değerlerine göre belirlenebilir. Yukarda belirtilen değerler, Nebraska traktör deney sonuçlarından saptanan ortalama değerlerin % 15 fazlası alınarak elde edilmiştir [2]. Değişik uygulamalar için hesaplanan (B) değerleri Çizelge-1 de verilmiştir.

Çizelge-1. Pompaj tesislerinde (η_p = 0,75) ve (η_m = 0,88) için (B) değerleri.

Kuvvet makinası	Bağlantı tipi	(η_i)	(B) değerleri	
			Birim	Değer
elektrik motoru	doğrudan	1	hBG-h/kW-h	0,897
	iletim düzeni	0,95		0,852
otto motoru	doğrudan	1	hBG-h/L	1,955
	iletim düzeni	0,95		1,857
diesel motoru	doğrudan	1		2,654
	iletim düzeni	0,95		2,522

Tesiste yapılan ölçmelerde (Q), (H_m) ve (kW-h/h) veya (L/h) olarak enerji tüketimleri ölçülür. Verdi ve manometrik yükseklik değerlerinin ölçülmesinde, standard ölçme yöntemleri uygulanabilir. Yakıt tüketimi ise, hacımsal yada ağırlık olarak ölçülebilir. Buna göre (A) değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir :

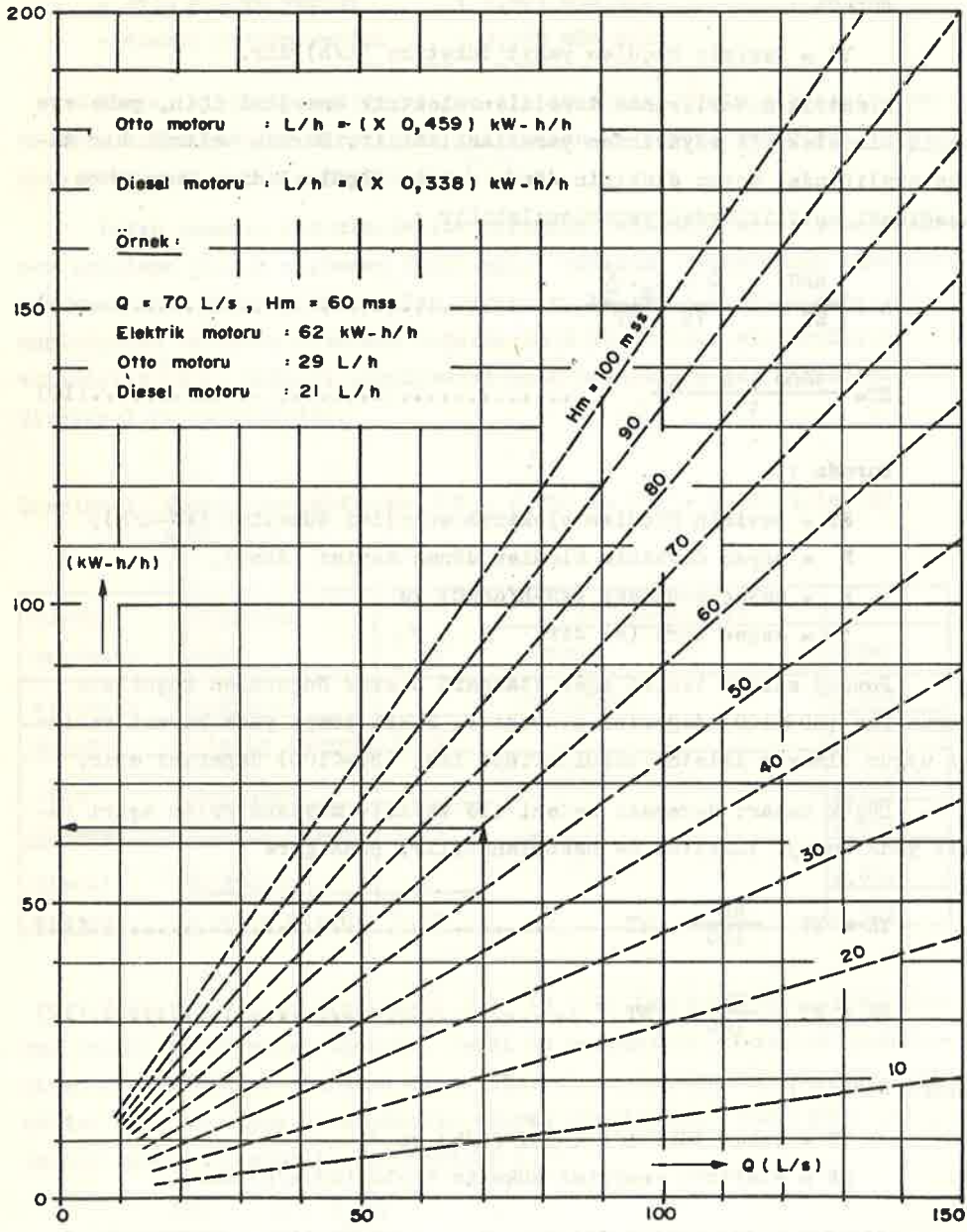
$$A = \frac{hBG}{YT} = \frac{Q \cdot H_m \cdot \gamma}{75 \cdot YT} \qquad \text{.....(8)}$$

Burada :

YT = tesisin ölçülen yakıt tüketimi (L/h) dır.

Elektrik motorlarında tüketilen elektrik enerjisi için, şebekeye bağlı bir elektrik sayacından yararlanılabilir. Burada belirli bir zaman aralığında, sayaç diskinin dönüş sayısı ölçülmelidir. Buna göre aşağıdaki eşitliklerden yararlanılabilir :

$$A = \frac{hBG}{ET} = \frac{Q \cdot H_m \cdot \gamma}{75 \cdot ET} \quad \ldots\ldots\ldots\



Şekil-2. Enerji tüketimi hesaplama nomogramı.

nılabilir. Burada 150 L/s ye kadar verdi ve 100 mss na kadar manometrik yükseklik değişkenleri için, düşey eksende elektrik enerjisi tüketimi (kW-h/h) olarak elde edilmektedir. Otto motoru için nomogramdan bulunan (kW-h/h) değeri 0,459 ve diesel motoru için 0,338 katsayıları ile çarpılarak, yakıt tüketimleri (L/h) olarak elde edilir.

4. SONUÇ ve ÖNERİLER

Kurulu pompaj tesislerinde başarı derecesi, bir değerlendirme ölçütü olarak kullanılabilir. Belirli standard değerlerin önceden belirlenmesi ile, kurulan tesiste pompa ve kuvvet makinası elemanlarının değerlendirilmesi yapılabilmektedir. Ayrıca başarı derecesinin düşüklüğü sonucu, yıllık olarak ortaya çıkabilecek enerji kaybı ve bunun işletme giderleri üzerindeki yükü de saptanabilir.

Pompaj tesislerinde başarı derecesinin düşüklüğü üç temel nedene dayanmaktadır :

1- yapımdan doğan nedenler,
2- tasarım ve seçimden doğan nedenler,
3- işletme ve bakımdan doğan nedenler.

Yapımdan doğan nedenler, kuvvet makinası ve pompanın yapımında uygulanan teknolojiye bağlıdır. Kuvvet makinasında genel verimin yüksek olması, kullanılan enerjiye karşılık sağladığı mekanik enerjinin fazlalığına bağlıdır. Pompalarda ise verimi, pompanın hidrolik, geometrik ve mekanik özellikleri etkiler.

Tesisin tasarımı ve tesis elemanlarının seçiminden doğan nedenler daha önemlidir. Mevcut koşullara uyan pompa ve kuvvet kaynağı seçimi için teknik gereksinmeler yanında her iki elemanın en yüksek verimle çalışabileceği işletme noktasının belirlenmesi gereklidir. Santrifüj pompaların en yüksek verimi sağladığı işletme noktası dışında, geniş bir çalışma alanı bulunması nedeniyle bu işletme noktasının, tesis koşullarına uyması gerekir. İçten yanmalı motorlarda sabit hız sabit yük koşullarında, motorun yüklenmesi ile enerji dönüşüm verimi değişir. Belirli bir işletme hızında motor, geliştirebileceği en büyük gücün % 80 i dolayında yüklenmelidir. Genellikle bu nokta, yakılan birim yakıt için en yüksek mekanik enerjinin elde edildiği noktadır.

Tesisin kurulduğu yerde, yükselti ve çevre sıcaklığına göre motor gücünün belirlenmesinde gerekli düzeltmelerin yapılmaması, motorun aşırı yüklenmesine yol açabilir. Bu da enerji tüketimini olumsuz etkiler.

Yukardaki bölümlerde açıklanan etkenler dikkate alınarak yüksek başarı derecesi sağlıyacak bir tesisin kurulması yine de yeterli değildir. Bunlarla birlikte kurulan tesisde uygun bir işletme ile sürekli olarak yüksek verimin korunması gerekir. İşletme ve bakımda yapılacak hatalar, zaman içinde tesisin verimini düşürür. Belirli bir işletme düzeni ile sağlanacak periyodik koruyucu bakımlar ile,pompa ve motor sürekli olarak yüksek verim düzeyinde tutulur. Başarı derecesi değerlendirmesinin kurulu tesislerde yılda bir kez uygulanması, tesis elemanlarının durumunu belirlemek ve işletme koşullarının denetimi açısından yararlıdır. Özellikle DSİ ve TOPRAKSU tarafından yapılan kamu projelerinde bu uygulama daha da önem taşımaktadır.

Sonuç olarak ülkemizde uygulanması hızla gelişen ve giderek büyük işletme değerlerine ulaşan pompaj sulama tesislerinin, açıklanan yöntemle değerlendirilmesi gerekli bulunmaktadır. Düşük verimli tesislerde, nedenler araştırılarak giderilmelidir. DSİ ve TOPRAKSU gibi yatırımcı kuruluşlarca, ülke koşullarına uygun standard başarı dereceleri saptanmalı ve kamu yatırımı olarak kurulacak tesislerin değerlendirilmesi buna göre yapılmalıdır.

5. YARARLANILAN KAYNAKLAR

1. Balaban, A., 1974. Sulamada Yeraltı Sularından Faydalanma ve Pompaj Problemleri Üzerinde Bir Araştırma. A.Ü.Ziraat Fakültesi Yayınları: 538, Ankara.
2. Hunt, D., 1973. Farm Power and Machinery Management. Iowa State University Press, Iowa.
3. Lamb, C.A., 1959. Field Performance and Maintenance of Deep Well Turbine Pumps. Agr.Eng.Journal, Vol.35, Michigan.
4. Schleusener, P.E.; Sulek, J.J., 1959. Criteria for Appraising the Performance of Irrigation Pumping Plants. Agr.Eng.Journal, Vol.40, Michigan.
5. T.C.Resmi Gazete, 1979. Dördüncü Beş Yıllık Kalkınma Planı. T.C. Resmi Gazete, Tarih: 12.Aralık.1978, Sayı: 16487, Ankara.
6. Tezer, E., 1970. Pompaj Sulama Tesislerinin Özellikleri ve Bunların Projelenmesi ile İlgili Esaslar. A.Ü.Ziraat Fakültesi Yayınları: 438, Ankara.

7. Tezer, E., 1978. Sulamada Pompaj Tesisleri (Proje, Seçim ve İşletme Yöntemleri).TOPRAKSU Eğitim Merkezi Genel Yayın : 70, Tarsus.
8. Woodward, G.O., 1959. Sprinkler Irrigation. Sprinkler Irrigation Association, Washington.

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 13

Soru Refah Ayber (İ.T.Ü. Makina Fakültesi)

Yapılan sulama işi ve sarf edilen enerji oranları acaba aynı enerji birimlerine icra edilerek hesaplansa muhtelif sulama sistemleri arasında da verim mukayesesi yapılamaz mı? Yani paydada kullanılan elektrik enerjisi veya yakıt miktarı yerine ortak bir büyüklük, eşdeğer bir enerji büyüklüğü kazanmak uygun olmaz mı?

Cevap Ercan Tezer

(BD) değerinin hesaplanmasında, tüketilen ve standard olarak tüketilmesi gereken değerler dönüştürme katsayıları kullanılarak tek birime dönüştürülebilir. Bu durumda uygulamada kolaylık sağlanabilir.

Soru İsfendiyar Tuncer (D.S.İ.)

Elektrik tüketimi ile pompaj sulaması yapılmakta olan tesislerde ve bunun büyük boyutlara ulaştığı ülkelerde, sulamada enerjinin kullanıldığı saatler (Pik saatlerde pahalı elektrik temini) halen en çok üzerinde durulan bir konu olmaktadır. Ülkemizde bu sorun önemli bir düzeydemidir?

Cevap Ercan Tezer

Kırsal kesimde elektrik enerjisi için özellikle gece sulaması yapılarak pik yükleri dengelemede yararlı olabilir. Bu amaçla enerji tarifelerinde özendirici sınırlamalar önerilebilir. Ancak daha da önemli olan sorun özellikle sulama mevsiminde sürekli ve güvenilir elektrik enerjisinin sağlanmasıdır. Düzensiz kesintiler tarımsal üretimi rizikoya itmekte, ayrıca tesiste önemli arızalara yol açmaktadır.

TURBOMAKİNALARIN TASARIMI VE PERFORMANSLARININ SAPTANMASINDA MODERN KURAMSAL YÖNTEMLER

Ahmet Ş. ÜÇER
O.D.T.Ü., Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara

ÖZET

Bu bildiride turbomakinaların aerodinamik teorisi ile, bilgisayar kullanarak tasarımları ve performanslarının saptama yöntemleri anlatılmıştır. Herhangi bir turbomakina içinden geçen akışın üç boyutlu çözümü için gerekli ana denklemler verilmiştir. Bu denklemlerin çözümü için kullanılan nümerik yöntemler anlatılmıştır. Kuramsal yöntemle performans saptanması ve kanatçık arası akış hesaplamaları üzerinde örnekler verilmiştir. Performans saptamasında gerekli, turbomakina içi kayıpları anlatılmıştır. Bu yöndeki çalışmaların önemi üzerinde durulmuştur.

1. GİRİŞ

Geçen 50 sene zarfında, turbomakinaların tasarımı ve performanslarının saptanmasında büyük aşamalar olmuştur. İlk önceleri ortalama akış eğrisi (tek boyutlu) analizden sonraları şimdi ders kitaplarına geçen basit radyal denge analizine geçilmiştir. Son zamanlarda nümerik metodların kullanılması ile analiz ve tasarım yöntemleri geliştirilmiştir. Karmaşık modelleme ve çözümlerin gerekliliği ilk önce uçak motor sanayiinde görülmüştür. Yüksek performans istenen turbomakinaların içinden geçen akışın daha iyi anlaşılmasının gerekliliği üzerinde durulmuştur.

Turbomakina içindeki akış akışkanlar teknolojisinde görülen en karmaşık akış olarak nitelendirilebilir. Üç boyutludur, periodik bir görünümü olmasına karşın zamana bağlıdır. Genel olarak sıkıştırılabilir, viskoz ve rotasyonaldir. Probleminin çözümünün kolaylaştırılması iki ana varsayımla yapılır. Birinci varsayım viskoz akışın cidarlarda, sınır tabakasında yoğunlaştığıdır. Turbomakinalarda Reynolds sayısının büyüklüğü böyle bir varsayımı geçerli kılar. Bütün modern iç aerodinamik model ve çözüm yöntemleri bu varsayımı kullanır. Turbomakinanın aksimetrik geometrisinden faydalanarak bağıl akışı sürekli kabul etme olanağı vardır. Bu varsayımları kullanarak Wu [1] tarafından 1952 yılında yayınlanan genel teori en büyük ilerleme olarak nitelendirilebilir. 1960 lara kadar bilgisayarlar matematiksel modelin, karmaşık lineer olmayan kısmı diferansiyel denklemlerini çözebi-

lecek güçte değillerdi. 1965 ten sonra hızla gelişen bilgisayar endüstrisi yardımı ile diğer birçok problemin matematiksel modellerinde olduğu gibi turbomakina akış probleminede ekonomik çözüm bulunmaya başlanmıştır.

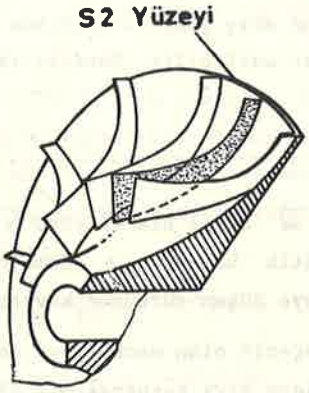
Turbomakinalar üzerinde yapılan araştırmalar iki ana bölümde toplanmıştır. Birinci bölümde akışı modelliyen denklemleri verilen bir geometri için çözüp, iç akışın özelliklerini saptamak, ve giderek turbomakinanın performansını bilgisayar ile tahmin edebilecek programlar geliştirmektir. İkinci bölümde ise istenilen performans için iç akışı çözüp tasarıma gitmektir. Literatürde doğrudan problem diye adlandırılan problem birinci tipte bir problemdir. Dolaylı tip problem ise tasarım problemini oluşturur. Pratikte tam bir tasarım için her iki türdede çözümleri yapabilecek bilgisayar programlarının kullanılması gereklidir. Doğrudan problemlerin çözümündeki araştırmalar daha yaygın olarak yürütülmektedir. Bunun ana nedeni kuramsal yollardan performans saptama probleminin çözümü turbomakina dizaynında doğrudan kullanılabilirliğidir. Bu problemi çözen bilgisayar programlarına, dizayn mühendisinin karar vermede kullanacağı bir araç olarak bakılabilir. Mühendis eğer düşündüğü tipteki makinanın performansını kuramsal yollardan bulabiliyorsa, dizayn sürecinde makinanın kanatçıkları üzerinde ve diğer bölgelerinde yapacağı değişikliklerle istediği performansı gösterebilen bir turbomakinayı dizayn edebilir. Bu yüzden analiz veya performans saptayan bilgisayar programları belirli bir düzeyin üzerinde doğru neticeler verdiklerinde en önemli bir dizayn aracı olurlar.

2. FORMÜLASYON:

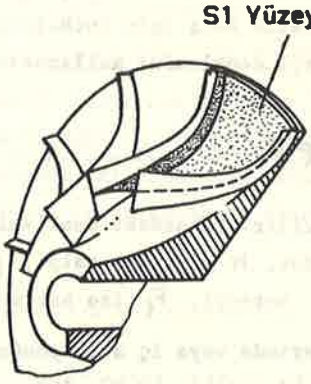
Wu'nun turbomakina içindeki akışı belirliyen denklemleri, üç boyutlu süreklilik, hareket, ve enerji denklemlerinin iki, iki boyutlu akış çizgisi yüzeylerinde geçerlilik kazandırılması ile elde edilmiştir. Bu yöntemle modelin ana denklemi akış çizgisi fonksiyonu cinsinden adı geçen yüzey üzerinde elde edilir. Ana denklem içindeki terimler ise, formülasyonun diğer denklemlerinden elde edilebilir.

Çözümün yapıldığı yüzeylerden biri kanatçıklar arasında tarif edilen ve kanatçıktan kanatçığa uzanan S1 yüzeyidir, bu yüzey Şekil 1 de gösterilmiştir. Diğer akış yüzeyi ise S2 adını alır ve kanatçık gibi bir yüzeydir. Bu yüzey Şekil 2 dede görüldüğü gibi iç akış yönünde uzanır.

Bu kısımda herhangi bir turbomakina için geçerli olabilecek S1 ve S2 düzlemi ana denklemlerinin bir özetini vereceğiz. Denklemler en genel



Şekil.1 Genel S2 yüzeyi



Şekil.2 Genel S1 yüzeyi

halleri ile sıkıştırılabilir adiabatik iç akış için yazılmıştır. Denklemlerin lineer olmayan karakterleri çözümlerinin iteratif olması gerektirmektedir. İterasyon sırasında yoğunluğun sabit tutulması sıkıştırılamayan akış için çözümün elde edilmesini sağlar.

Dönen bir turbomakinanın içinden geçen akışın hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{D\bar{w}}{Dt} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \vec{\omega}^2 r + 2\vec{\omega}\times\bar{w} + \bar{F}_f \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(1)$$

Bu denklem sürekli bağıl akış için sıkıştırılabilir akışkanlarda

$$\bar{w}\times(\nabla\times\bar{v}) = \nabla I - T\nabla S - \bar{F}_f \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(2)$$

sıkıştırılamaz akışkanlarda ise

$$\bar{w}\times(\nabla\times\bar{v}) = \frac{1}{\rho}\nabla p_{tR} - \bar{F}_f \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(3)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem (2) deki I 'ya rothalpi adı verilir ve $I = h + w^2/2 + (\omega^2 r^2)/2$ şeklinde tanımlanır. Denklem (3) teki P_{tR} ise bağıl toplam basınçtır ve $P_{rt} = p + [\rho(w^2 + \omega^2 r^2)/2]$ denklemi ile tanımlanır. Adiabatik akış için rothalpinin her akış çizgisi üzerinde sabit kaldığı enerji denklemini kullanarak ispat edilebilir. Süreklilik denklemi ise

$$\nabla(\rho \vec{W}) = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\

$$\frac{\bar{\partial}}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{n_r}{n_\theta}\frac{\partial}{\partial \theta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

$$\frac{\bar{\partial}}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} - \frac{1}{r}\frac{n_z}{n_\theta}\frac{\partial}{\partial \theta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

Burada n_r , n_θ ve n_z akış yüzeyine dik olan $\bar{n}$ birim vektörünün r, θ ve z yönlerindeki bileşenleridir. Denklem (6,7,8) deki $\bar{F}_b$ vektörü $-\frac{1}{r n_\theta}\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial \theta}\bar{n}$ olarak elde edilir. r ve z bağımsız değişkenleri cinsinden tanımlanan S2 düzleminde, aşağıdaki akış çizgisi fonksiyonu tarif edilerek süreklilik denklemi sağlanır.

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = b r \rho w_z \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} = -b r \rho w_r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (12)$$

Burada b akış kanalının yerel açısal kalınlığının bir fonksiyonudur. S2 akış çizgisi yüzeyi bu kalınlıkların tam ortasından geçer. Kanatçık arası uzaklık averajlaması yöntemi ile modellemede b daralma faktörüdür ve $b = 1 - (t/s)$ şeklinde tarif edilir. Burada t kanatçık kalınlığı s ise iki kanat arasındaki mesafedir.

Denklem (11) ve (12) nin hareket denkleminin radyal bileşeninin kullanılması (denklem (5)) ile literatürde radyal denge denklemi diye anılan eşitliğin en genel hali elde edilir:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{\rho r b}\frac{\partial \psi}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{\rho r b}\frac{\partial \psi}{\partial z}\right) = \frac{1}{w_z}\left[\frac{\partial I}{\partial r} - T\frac{\partial S}{\partial r} - \frac{w_\theta}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r v_\theta) - F_{b,r} - F_{f,r}\right] \quad \ldots\ldots (13)$$

Bu denklem eksenel pompa gibi, Şekil 3.a,b,c,d tipi turbomakinalarda başarı ile kullanılabilir. Denklem 13 ün santrfüj tipte makinalarda kullanılma olanağı yoktur, çünki radyal kısımda w_z sıfıra gider. Hareket denkleminin z bileşeni , akış çizgisi fonksiyonu cinsinden yazıldığında radyal kısımda geçerli ana denklem elde edilmiş olur.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{\rho r b}\frac{\partial \psi}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{\rho r b}\frac{\partial \psi}{\partial z}\right) = \frac{1}{w_r}\left[\frac{\partial I}{\partial z} - T\frac{\partial S}{\partial z} - \frac{w_\theta}{r}\frac{\partial}{\partial z}(r v_\theta) - F_{b,z} - F_{f,z}\right] \quad \ldots\ldots (14)$$

Şekil 3.e,f de verilen tam radyal tipte bir makina, ancak Denklem (13) ve (14) geçerli bölgelerde kullanılması ile analiz edilebilir. Bu zorluk Bosman ve

Marsh [7] tarafından yapılan bir formülasyonla yok edilmiştir. Bu formulasyon, üç boyutlu hareket denklemlerinin $\overline{F}_b \times \overline{W}$ doğrultusunda yazılması ile elde edilir. $\overline{F}_b \cdot \overline{W} = 0$, $\overline{F}_f \times \overline{W} = 0$, ve $I = I(\psi)$ şartları kullanıldığında denklem (13) veya (14) ün sağ tarafı aşağıdaki şekli alır.

$$\rho r b \frac{dI}{d\psi} - \frac{T}{W^2}\frac{\partial S}{\partial r}(W_z - W_\theta \tan\mu) + \frac{T}{W^2}\frac{\partial S}{\partial z}(W_r - W_\theta \tan\lambda) - \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(rV_\theta)\tan\mu - \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial z}(rV_\theta)\tan\lambda \quad \ldots(15)$$

Burada $\tan\mu = n_z/n_\theta$ ve $\tan\beta = n_r/n_\theta$ olarak tanımlanmıştır. (15) ifadesinde sürtünme kuvvetleri $\overline{F}_f$ ihmal edilmemesine rağmen sonuçta belirmemesi ilginçtir. Sabit kanatçıklar arasından akış için ana denklem, denklem (14) ün sağ tarafı olarak verilen (15) ifadesindeki bütün bağıl hızların mutlak hız ve rothalpinin toplam entalpi olarak değiştirilmiş şeklidir.

Turbomakina içindeki aksisimetrik kanallardaki akışta ise $b = 1.0$ olur ve akışı modelleyen denklem benzer şekilde:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{\rho r}\frac{\partial \psi}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{\rho r}\frac{\partial \psi}{\partial z}\right) = \rho r\left[\frac{dh_t}{d\psi} - T\frac{dS}{d\psi} - \frac{V_\theta}{r}\frac{d}{d\psi}(rV_\theta)\right] \quad \ldots\ldots(16)$$

halinde yazılabilir. Burada h_t toplam entalpidir.

Yukardaki denklemlerden anlaşılacağı gibi aksisimetrik S2 yüzeylerinde çözümler bütün bir makina için yapılabilir. Bu şekilde performans saptanmasında, iç akış yönünde (meridyonal yönde) S1 yüzeyinden gelen kayıp ve sapmaların kullanılması gereklidir. Bu tip bir çözüme literatürde iç akış hesaplamaları adı verilir (through flow calculations).

S1 yüzeyinde akış, ya r, θ veya z, θ bağımsız değişkenleri cinsinden yazılan ana denklemle tarif edilebilir. Radyal tarafı olmayan herhangi bir S1 denklemi için; bu düzlem üzerindeki değişkenleri $q = q[r(\theta, z), \theta, z]$ şeklinde ifade ederek, hareket denkleminin θ bileşeninden aşağıdaki ana denklem elde edilebilir.

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{1}{\rho r^2 B}\frac{\partial\psi}{\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{\rho B}\frac{\partial\psi}{\partial z}\right) = \frac{1}{W_z}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial I}{\partial\theta} - \frac{T}{r}\frac{\partial S}{\partial\theta} - \frac{W_r W_\theta}{r} + \frac{W_r}{r}\frac{\partial W_r}{\partial\theta} - 2\omega W_r + F_{f,\theta} + F_{b,\theta}\right] \quad \ldots(17)$$

Böyle bir yüzey üzerindeki akış çizgisi fonksiyonları

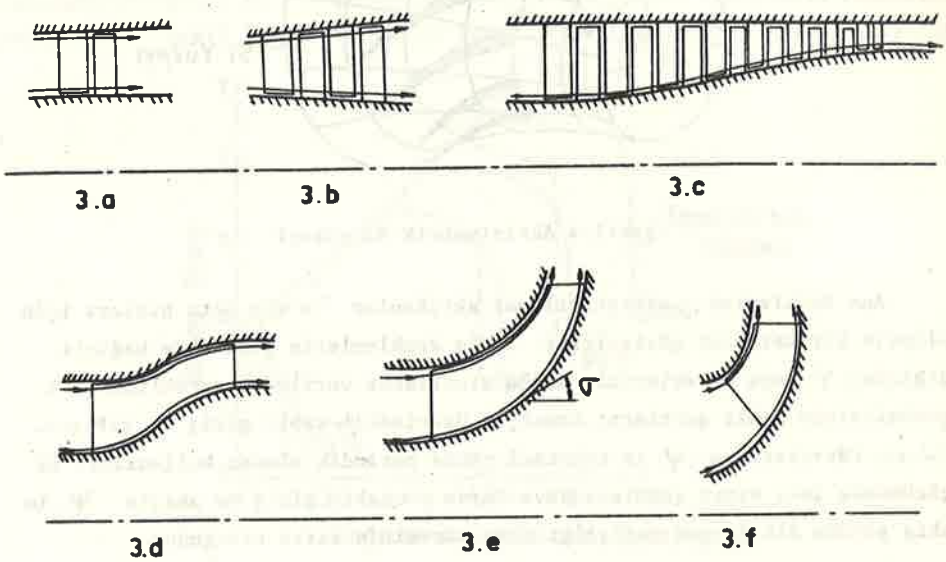
$$\frac{\partial\psi}{\partial\theta} = rB\rho W_z \qquad \frac{\partial\psi}{\partial z} = -B\rho W_\theta \quad \ldots\ldots(18)$$

şeklinde tarif edilirler.

Santrfüj bir makinadaki tam radyal yöndeki akış kanalı için silindirik koordinatlarda herhangi bir değişken $q = q[r, \theta, z(r,\theta)]$ şeklinde yazılır. Bu şekilde elde edilen S1 düzleminde geçerli hareket denklemlerinin yönündeki bileşeninden denklem (18)'ze benzer şekilde tarif edilen akış çizgisi fonksiyonları ile aşağıdaki ana denklem yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{1}{\rho r^2 B}\frac{\partial\psi}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{\rho B}\frac{\partial\psi}{\partial r}\right)=\frac{1}{w_r}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial I}{\partial\theta}-\frac{T}{r}\frac{\partial S}{\partial\theta}-\frac{w_r w_\theta}{r}+\frac{w_z}{r}\frac{\partial w_z}{\partial\theta}-2\omega w_r+\bar{F}_{f,\theta}+F_{b,\theta}\right] \quad ..(19)$$

Hem radyal hem aksial kısımları bulunan (Şekil 3.e,f) makinalarda denklem (19) ve(18)beraberce kullanılması gereklidir. Diğer taraftan, ana denklem şekil 4 t e görüldüğü gibi meridyen düzlemindeki bir akış çizgisinin eksen etrafında



Şekil.3 Çeşitli turbomakina S2 yüzeyleri

döndürülmesi ile meydana gelen yüzey için yazıldığında, her türlü makina için geçerli bir denklem elde edilebilir.

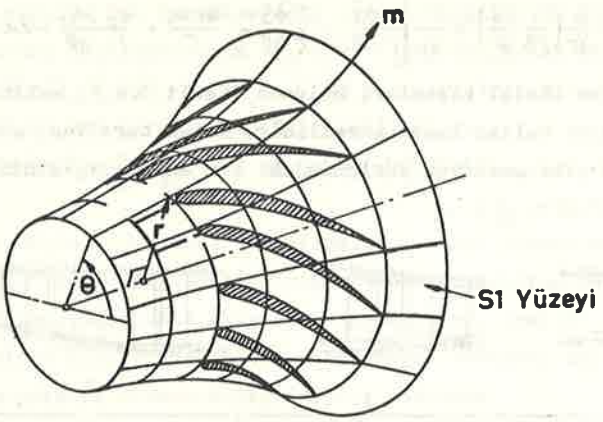
$$\frac{\partial}{\partial m}\left(\frac{1}{\rho B}\frac{\partial\psi}{\partial m}\right)+\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{1}{\rho B r^2}\frac{\partial\psi}{\partial\theta}\right)=\sin\sigma\left(\frac{w_\theta}{r}+2\omega\right)+\frac{1}{w_m}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial I}{\partial\theta}-\frac{T}{r}\frac{\partial S}{\partial\theta}-F_{f,\theta}\right) \quad .....(20)$$

Bu denklemde akis çizgisi fonksiyonları aşağıdaki gibi tarif edilmiştir.

$$\frac{\partial\psi}{\partial m}=-\rho B w_\theta \quad , \quad \frac{\partial\psi}{\partial\theta}=\rho B r w_m \quad .....(21)$$

Denklem(20)ve(21)deki B,akış kanalının kalınğı ve m yüzeyi oluşturan meridyen yönündeki eğrinin uzunluğudur. σ açısı şekil 3.e de gösterilmiştir.

Denklem (17) ve (19) daha genel yüzeyler için verilmiştir ve çözüm. yapılan yüzeyin herhangi bir eğikliğinde kullanılabilir.



Şekil.4 Aksisimetrik S1 yüzeyi

Ana denklemler, sıkıştırılamaz akışkanlar ve ses altı hızları için eliptik bir karakter gösterirler. Böyle denklemlerin çözümünde bağımlı değişken ψ veya türevlerinin bütün sınırlarda verilmesi gereklidir. S1 çözümlerinde sınır şartları: kanatçık üzerinde ψ= sabit giriş ve çıkışta ψ ın türevleri ve ψ ın teğetsel yönde periodik olması kullanılır. S2 çözümünde ise, sınır şartları duvarlarda ψ = sabit giriş ve akışta ψ ın akış yönüne dik lineer değiştiği veya türevinin sıfır olduğudur.

4. ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ VE ÇEŞİTLİ SONUÇLAR:

Çeşitli yüzeyler için özetlenen akış çizgisi formunda yazılmış ana denklemler aynı tipte oldukları hemen görülür. Denklemlerin sağ tarafında görülen çeşitli terimler yardımcı denklemler vasıtası ile iteratif çözüm sırasında hesaplanırlar. Denklemlerin çözümleri üç türde yapılmaktadır.

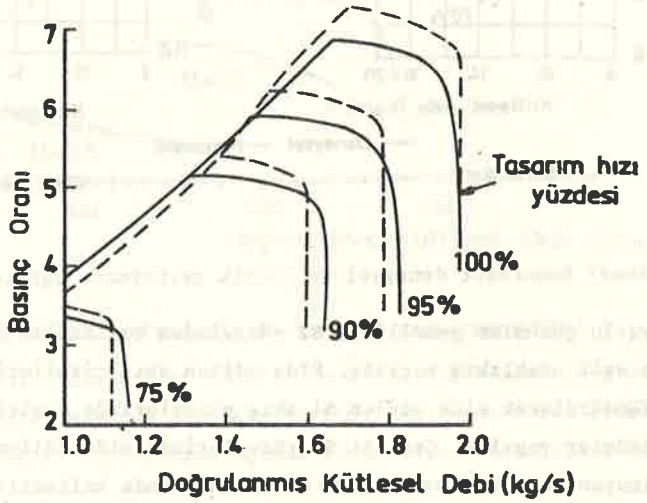
1. Akış Çizgisi Eğikliği Yöntemi
2. Sonlu Farklar Yöntemi (Matris iç akış yöntemi)
3. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Birinci çözüm yöntemi aksisimetrik iç akış problemine uygulanmıştır. Her ne kadar bu metod Wu'nun teorisi dışında gelişmişsede [8,9], genel formülasyonun başka türlü yazılmasından başka bir şey değildir [10] ve çözüm yöntemi olarak gelişmiştir.

Literatürde matris metodu diye anılan ikinci çözüm yöntemi sonlu farklar yönteminin ana denklemlere uygulanmasından başka bir şey değildir. Bu metodla S1 veya S2 problemi için akış çizgisi fonksiyonu cinsinden yazılan denklemlerin sağ tarafı açılarak Poisson tipine getirilir ve

iteratif bir yöntemle çözülür. Bu yapay değiştirmenin numerik çözümün sonuçlarına etkisi olduğu söylenmektedir [14]. Sonlu farklar yöntemi ile, iç akış çözümleri, [4,11,12] aksisimetrik Sl düzlemi çözümleri [11,13], boyutlu akış çözümleri [15] yapılmıştır.

Şekil 5, 6 da sonlu farklar ve akış çizgisi eğriliği yöntemleri ile gerçekleştirilen kuramsal performans saptama sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu sonuçların başarısı büyük ölçüde kayıpların tahminine dayanmaktadır. Şekil 5'te radyal bir kompresör için sonuçlar verilmiştir [16].

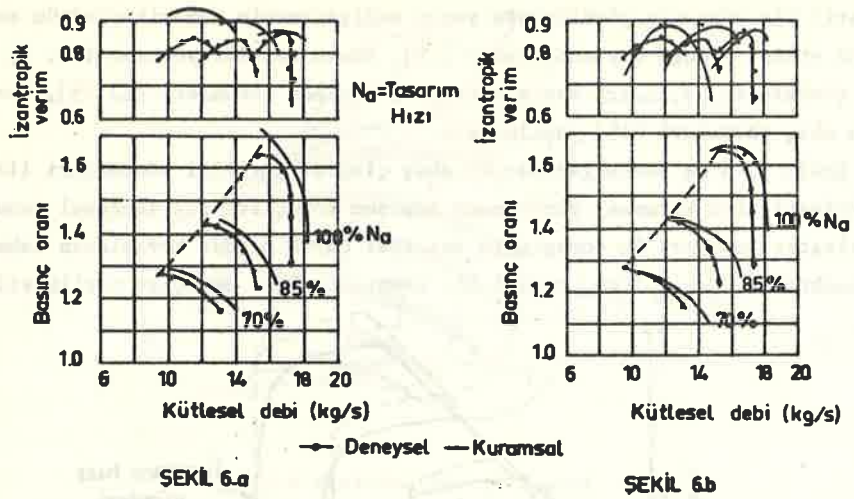


Şekil.5 Santrfüj kompresör deneysel ve teorik performans eğrileri (Ref.16)

Performans saptamaları şimdiye kadar genellikle eksenel tipte makinalara uygulanmıştır Şekil 6 da tek kademeli eksenel bir kompresörün deneysel performansının akış çizgisi eğriliği (Şekil 6.a) ve sonlu farklar yöntemi (Şekil 6.b) ile saptanmış teorik sonuçlar ile karşılaştırılması görülmektedir [17].

Son 3-4 yıl içinde sonlu elemanlar yöntemi, iç akış problemi çözümü [6], Sl yüzeyi çözümü [18] ve üç boyutlu problemin çözümüne uygulanmıştır [19,20]. Sonlu elemanlar yönteminde denklem (13,14,18,20) yarı-harmonik (quasi-harmonic) şekillerinde çözülürler. Bu çözüm yöntemi ile elde edilen sonuçların eksenel bir transonik kompresör performansı ile karşılaştırılması Şekil 7 de verilmektedir [6].

Şekil 8 de, Sl yüzeyindeki çözümden bir örnek vermektedir. Bir eksenel türbin lüle kanatçık dizisinde yüzeylerdeki deneysel hız değişimi iki değişik türde çözüm (Referans 18 ve 12) ile karşılaştırılmaktadır.



Şekil.6 Eksenel kompresör deneysel ve teorik performans eğrileri (Ref.17)

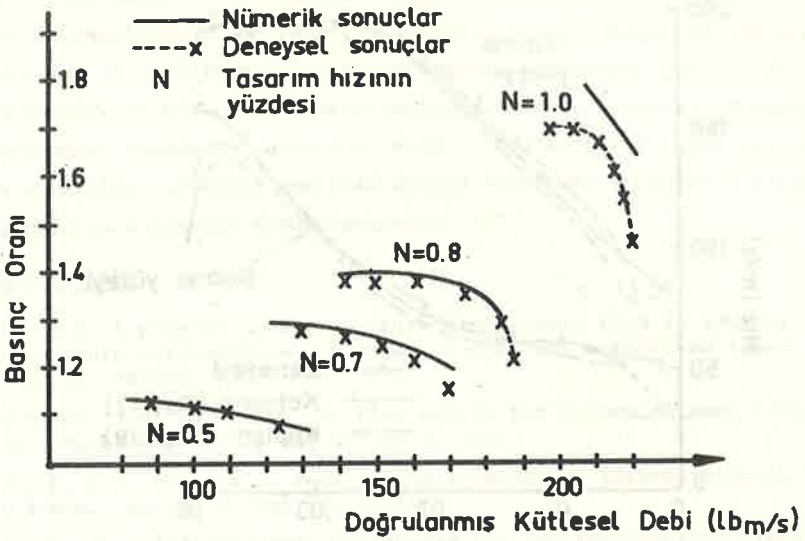
Üç boyutlu çözümler genellikle S2 yüzeyinden başlatılır. Bu yüzey iki kanatçıktan eşit uzaklıkta seçilir. Elde edilen akış çizgileri eksen etrafında döndürülerek elde edilen S1 akış yüzeylerinde çeşitli radyal uzaklıklarda çözümler yapılır. Çeşitli S1 yüzeylerinde elde edilen sonuçlar aksisimetrik olmayan yeni S2 yüzeylerinin belirlenmesinde kullanılır. Çeşitli S2 yüzeylerlerindeki çözümler ise aksisimetrik olmayan S1 yüzeylerinin tarifinde kullanılır. Çözümün, ard arda iki yüzey aileleri üzerinde yapılıp yakınsanması 3 boyutlu çözümü doğurur.

5. İDEALDEN SAPMA VE KAYIPLAR:

Herhangi bir turbomakina içindeki akış hesaplanırken, sürtünme dolayısı ile oluşan kayıplar bağıl durgunluk basıncının düşüşü veya entropinin artışı olarak ana denklemlere yansıtılabilir.

Sürtünme sonunda oluşan kayıpları ve açı değişmelerini kuramsal yollardan bulunması üzerinde çalışmalar olduğu gibi [21,22,23] deneysel çalışmalar sonunda emprik kayıp ve sapma eş ilişkileri çeşitli makina tipleri için çıkarılmaktadır [24,25].

Çözümlerin iki ayrı yüzeyde yapılması gibi sınır tabakalarıda iki ayrı yüzeyde incelenmektedir. Bunlar kanatçık üzerinde S1 ve turbomakina duvarlarında S2 yüzeyinde oluşan sınır tabakalarıdır. Duvar sonu (end wall)

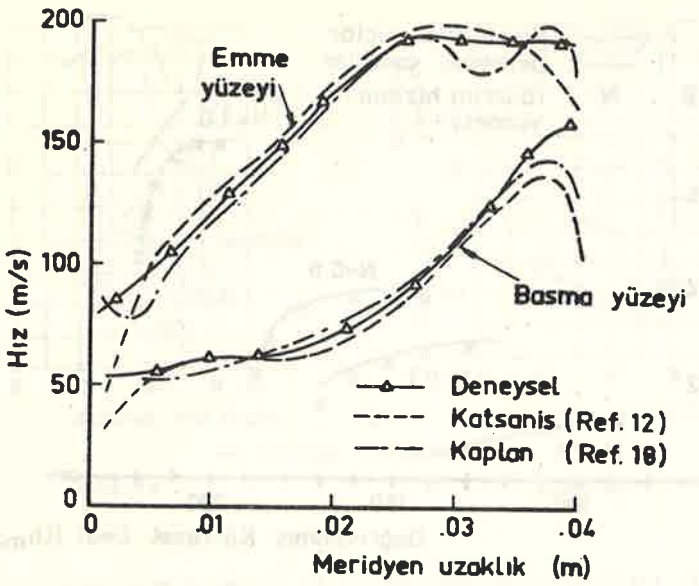


Şekil.7 Sonlu farklar yöntemi ile performans saptanması (Ref.6)

sınır tabakasının kanatçıklar tarafından döndürülmesinden akış yönünde ikincil vorteksler meydana gelmektedir [26]. Bu durum akışı iyice karmaşık hale getirmektedir. Turbomakina içinde oluşan sınır tabakaları üç boyutludur.

Kayıplar,iç akış probleminin çözümü ile performans saptanmasında büyük rol oynamaktadır. İç akış problemi çözülürken S1 yüzeyi, kayıp eşiliş-kileri ve sapma eş ilişkileri şeklinde çözümde kullanılır.

Genellikle eş ilişkiler ilk önce,iki boyutlu akış tasarım noktası giriş açısında, sapmayı ve kayıpları tanımlar. Bunlara,daha sonra 3 boyutlu akışın getirdiği, tali (ikincil)akışların getirdiği, Reynolds sayısının getirdiği, sıkıştırılabilir akışkanlar durumunda Mach sayısının getirdiği düzeltmeler uygulanır. Tasarım noktası değerlerine dayanarak; tasarım dışı, sapma ve kayıplar giriş açısının bir fonksiyonu olarak verilir [27,28].



Şekil.8 S1 yüzeyinde teorik ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

5. SONUÇ:

Sanayiin pek çok alanında yaygın olarak kullanılan pompa ve kompresörler için analiz ve dizayn yöntemlerinin geliştirilmesinin önemi açıktır. Öte yandan çağımızda elektrik enerji üretiminde kullanılan makinaların çoğu turbomakina tipindedir.

Yukarda sıralanan çeşitli makinaların özel problemleri muhakkak ki vardır, fakat hepsi akışkan ile makina arasındaki enerji alışverişini bir rotoru döndürmekle gerçekleştirmektedir. Bu nedenle aerodinamik açısından rotor içindeki akış hepsinde benzer bir karakter gösterir.

Turbomakinalar, bilgisayar teknolojisinin ilkel olduğu dönemlerde klasik aerodinamik çözüm yöntemlerinin kullanılması ile dizayn edilmeye çalışılmışlardır. Bu tip çalışmalar büyük ölçüde deneye dayanmıştır. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler aerodinamikteki kuramsal yaklaşımlarda büyük gelişmeler sağlamıştır. Önceleri birçok varsayım ile çözümleri yapılabilen matematiksel modellerin bilgisayarlar ile çözülebilme olanakları doğmuştur. Çağımızda artık turbomakinaların aerodinamik dizaynı ve performanslarının bulunması (analizi) sayısal yöntemler ile yapılmaktadır.

ODTÜ Makina Mühendisliği bölümünde bu yazıda anlatılan içerikte kuramsal çalışmalar ve bilgisayar programı geliştirme çalışmaları 1976 sene-

sinde başlatılmıştır. Herhangi bir aksisimetrik Sl yüzeyinde sonlu elemanlar kullanılarak çözüm yapan bir program geliştirilmiştir. Halen çalışmalara üç boyutlu problem ve performans saptanması yönlerinde devam edilmektedir. Bu tip çalışmaların yaygınlaşması ve deneysel çalışmalarla desteklenmesi sonucunda biriktirilecek ve üretilecek bilgilerin ülkemizdeki pompa sanayiine, elektrik enerjisi üretim sektörüne ve savunma sanayiine geniş katkıları olacağı düşünülmektedir.

6. REFERENSLAR:

1. Wu, C.H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types, N.A.C.A. TN2604, 1952.
2. Horlock, J.H. and Marsh, H. Flow models for turbomachines, I.Mech.E., Jnl. Mech. Eng. Sci., vol.13, no 5, 1971.
3. Smith, L.H. The radial equilibrium equation of turbomachinery, Trans. A.S.M.A., Series A, vol 88, 1966.
4. Marsh, H. A digital computer program for the through-flow fluid mechanics in an arbitrary turbomachine using a matrix method, N.G.T.E. Report R282, 1966, also Aero. Res. Counc. R M 3509, 1968.
5. Wu, C.H. A general-flow theory of fluid flow with subsonic or supersonic velocity in turbomachines with arbitrary hub and casing shapes, NACA TN 2502 1951.
6. Hirsch, Ch. and Warzee, G. A Finite element method for through-flow calculations in turbomachines, ASME paper 76 FE 12, 1976.
7. Bosman, C. and Marsh H. An inproved method for calculating the flow in turbomachines including a consistent loss model, I. Mech. E., Jnl. Mech. Eng. Sci., vol 16, no. 1,1974.
8. Novak, R.A. Streamline curvature computing procedures for fluid flow problems, A.S.M.E. J. Eng. Power, Ser A, vol 89, 1967.
9. Wilkinson D.H. Stability, Convergence and Accuracy of Two-Dimensional Streamline Curvature Methods using Quasi-Orthogonals, Proc. Inst. Mech. Eng. vol 184, p 108, 1970.
10. Marsh, H. The uniqueness of turbomachinery flow calculations using the streamline curvature and matrix through-flow methods, I. Mech. E., Jnl. Mech. Eng. Sci., vol 13,no.6, 1971.
11. Smith, D.J.L. Computer solutions of Wu's equations for the compressible flow through turbomachines, Int. Symp. Fluid Mech. Turbomach., Penn. State Univ., 1970.
12. Katsanis,T. Fortran program for calculating transonic velocities on a blade to blade stream surface of a turbomachine, NASA TN-D 5427, 1966.
13. Katsanis T., Mc Nally W.D. Fortran program for calculating velocities and streamlines on the hub to shroud mid channe flow surface of an axial or mixed flow turbomachines, NASA TN-D 7343, 1973.
14. Hirsch, Ch. ile özel görüşme, 1978.
15. Bosman, C. and El-Shaarawi,M.A.I. Quasi-three-dimensional numerical solution of flow in turbomachines, ASME paper 76 Fe 23 1976.

16. Came, P.M. The development, application and experimental evaluation of a design procedure for centrifugal compressors,Proc. Inst. Mech. Eng. vol. 192 19, 1978.

17. Weyer,H.B, Dunker R.Comparison between the calculated and the experimental results of the compressor test cases. AGARD-CP-195, 1976.

18. Kaplan, H. Calculation of flow pattern on the blade-to blade surface of an arbitrary turbomachine M. Sc. Thesis METU, 1978.

19. Kilderman, Y., D. Adler, The complete three-dimensional calculation of the compressible flow field in turboimpeller J.of Mech. Eng. Sci. vol. 20 no. 3, 1978.

20. Hirsch, Ch., Warzee, G. An integrated Quasi-3D finite element calculation program for turbomachinery flows. ASME paper no. 78-GT.56.

21. Marsh, H. and Horlock, J.H. Wall boundary layers in turbomachines, I. Mech. E., JnI. Mech. Eng. Sci., vol. 14, no. 6, 1972.

22. Hirsch, Ch. End-wall boundary layers in axial compressors, trans. ASME, 96A, 413, 1971.

23. Hirsch, Ch. Flow prediction in axial flow compressors including end-wall boundary layers, ASME-paper 76 GT 72, 1976.

24. Lieblein,S. Loss and stall analysis of compressor cascades, Trans. ASME series D, vol. 81, 1959.

25. Ainley, D.G., Matthieson, G.C.R., An examination of the flow and pressure losses in blade rows of axial flow turbine ARC R and D 2891, 1951.

26. Horlock, J.H., Second flows in turbomachines, VKI CS 72, 1975.

27. Hirsch, Ch. Axial compressor performance prediction survey of deviation and loss correlations, AGARD-PEP WG.12 report 1978.

28. Sieverding, C., A review of turbine performance prediction methods AGARD-PEP W.G. 12 report 1978.

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 14

Soru Bilgin Kaftanoğlu (O.D.T.Ü.)

Kullanılan sonlu elemanlar ve sonlu farklar yöntemleri arasında program hacmi, hassasiyet bilgisayar zamanı açısından ne gibi farklar vardır.

Cevap Ahmet Üçer

Sonlu elemanlar yöntemi ile geliştirilen programlar S1 yüzeyindeki kanat profillerinin sınır şartlarını simüle edebilmeleri açısından çok başarılı.

Sonlu elemanlar programları bellek ihtiyaçları sonlu farklara nazaran daha fazla.

S1 ve S2 yüzeyleri üzerindeki çözümlerde iki yöntemin hesaplama süresi açısından pek farkları yok. Fakat üç boyutlu hesaplamalarda sonlu elemanlar programlar çok daha hızlı.

Soru Muharrem Bağlan (D.S.İ.)

Pompa teorik tasarımı konusunda üretimciler ile Üniversite arasında tam bir çalışma varmı?

Cevap Ahmet Üçer

Teorik tasarım konusunda üreticiler ile şu anda herhangi bir birlikte çalışma yok.

Üniversite içinde geliştirilen ve üretilen bu bilgiler her zaman endüstrinin kullanımına açılabilir. Bu tip çalışmaların önemi de bildiride anlatılmıştır.

Soru Sami Bengisu (D.S.İ.)

Pompaların tasarımı ve verimi sayısız deney sonuçları ile optimal sınıra yaklaştığına göre, bu teorik çalışmaların ulaşılan yüksek verime önemli bir katkısı olacağı düşünülüyor mu? Yoksa çalışmalar daha ziyade akademik amaçlı mı?

Cevap Ahmet Üçer

Teorik tasarım yöntemlerinin geliştirilmesi ve bu işlemlerin bilgisayarlar ile yapılması, yeni bir pompanın tasarımında sarfedilecek zaman ve ödeneği büyük ölçüde azaltır.

Bir pompanın performans eğrilerinin belli bir hata ile teorik olarak elde edilmesi Makina çarkında yapılabilecek değişikliklerin bilimsel esaslara dayanılarak gerçekleştirilmesine imkan verir.

Soru Atilla Ülkü (K.T.Ü.)

Deney ve hesap sonuçları çok birbirinden uzak ise, o takdirde sunulan yöntemin optimal nokta için, endüstriyel taşınma katkısı ne olacaktır?

Cevap Ahmet Üçer

Deneysel ve teorik sonuçlar arasında her zaman belli bir farklılığın olacağı muhakkaktır. Bu tip çalışmaların optimum noktada kullanılması herhangi bir türbo makina içersindeki akışın istenilen yerde olup olmadığını gösterebilmesi açısından ehemmiyetlidir. Tasarım dışı çalışma durumlarında ise akışın nasıl olduğunun tesbit edilmesi tasarımcı için çok önemli bir bilgidir. Bu bilgiyi kullanarak çarkta değişiklikler yapabilir.

MODEL-GERÇEK POMPA VERİMİ ÇEVRİMİNDE PÜRÜZLÜLÜK ETKİSİNİN ETÜDÜ

Z.Atilâ ÜLKÜ

K.T.Ü.Makina ve Elektrik Fakültesi, Trabzon

ÖZET

Büyük beslenme pompalarının en önemli karakteristik değeri olan verim, model deneylerinde elde edilmektedir. Ancak yüzeylerde ve hidrolik conta aralığında tam bir geometrik benzerlik elde edilemediği ve model deneylerinde Reynold sayısı eşitliği sağlanamadığı için, elde edilen bu verim değerleri doğrudan gerçek pompa için kullanılamamaktadırlar.

Bu çalışmada halen kullanılmakta olan çevirme formüllerinin yetersizliği gösterildikten sonra, Osterwalder'in önerdiği pürüzlülük etkisini de içeren bir çevirme formülü tanıtılmakta ve formül, pompanın organlarına uygulanarak, tek kademeli bir pompada optimal çalışma noktası için pürüzlülük etkisi incelenmektedir.

1.GİRİŞ :

Model deneylerinde tam benzerlik, geometrik bakımdan yüzeylerdeki farklı durum, hidrolik conta ve labirentlerde aralıkların istenildiği kadar küçültülmemesi nedeniyle gerçekleştirilememektedir. Diğer taraftan Re-sayısı eşitliği sağlanamamakta, yani viskozite kuvvetleri atdlet kuvvetleri yanında ihmal edilmektedir. Dolayısı ile küçük Re-sayılarında çalışan model pompada, artan bağıl sürtünme kayıpları nedeniyle gerçek pompaya nazaran daha küçük bir verim elde edilmekte ve "Ölçek tesiri„ olarak bilinen bu fark, bir çevirme formülü yardımı ile hesaplanmaktadır.

Halen çok kullanılmakta olan bazı ampirik çevirme formülleri aşağıda verilmiştir.

Moody

$$\frac{1-\eta_p}{1-\eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{0,01} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Hutton

$$\frac{1-\eta_p}{1-\eta_m} = 0,3 + 0,7\,(\frac{Re_m}{Re_p})^{0,2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

Ackeret

$$\frac{1-\eta_p}{1-\eta_m} = 0,5\left[1 + (\frac{Re_m}{Re_p})\right]^{0,2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

Görüldüğü gibi tüm bu formüller sadece ölçek terisini ifade etmekte, gerçek pompa hidrolik olarak pürüzsüz kabul edilmektedir. Ayrıca formüller aynı pompa için aynı şartlar altında farklı sonuçlar vermektedir. [1].

Yüzey pürüzlülüğünün etkisinide içeren bir formül Osterwalder tarafından verilmiştir.

Osterwalder

$$\Delta\eta_{i_{Top}} = V_m\,(1-\eta_{i_m})\left[1-(\frac{Re_m}{Re_p})^{1/\bar{\alpha}}\right] - V_p\,(1-\eta_{ip_{hs}})\left[(\frac{ks}{ks_{hs}})^{1/\beta}-1\right] \ldots (4)$$

2. HESAP YOLU

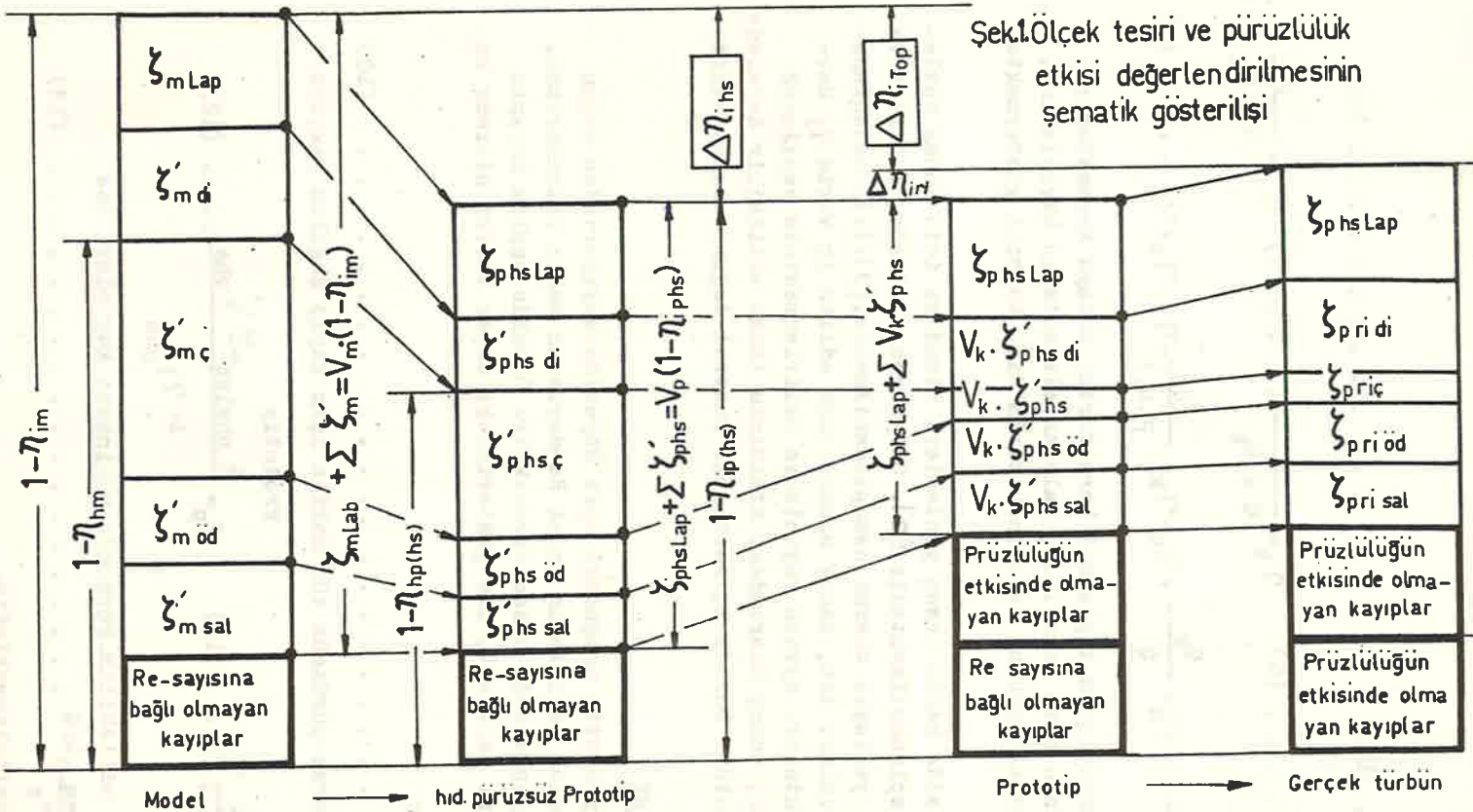
Osterwalder'in önerdiği bu çevirme formülünde, model makinanın toplam enerji kayıplarından, $(1-\eta_{im})$gidilerek ilk terimle, Ackeret formülüne anolog olarak ölçek tesiri ifade edilmektedir. Ancak burada V_m-kayıp dağılım faktörü ve $\bar{\alpha}$ birer sabite değil, değişken değerlerdir. İkinci terimde ise, hidrolik olarak pürüzsüz prototip makinanın kayıpları-$(1-\eta_{ip_{hs}})$ üzerinden,pürüzlülük etkisi,yüzey kısım pürüzlülüğü k_s'in hidrolik olarak pürüzsüz $k_{s_{hs}}$ değerine oranının üstel bir fonksiyonu şeklinde ifade edilmektedir.

Genel hesap yolu Şek. 1 de gösterilmiştir.

2.1 KAYIP ANALİZİ

Pompa elemanlarının enerji kayıpları, hesapların çıkış noktasını teşkil etmektedirler.

Pompa için toplam kayıplar $\Sigma\zeta_i$, optimal çalışma noktası için, iç verim η_i üzerinden şu şekilde ifade edilebilirler :



Şek.1. Ölçek tesiri ve pürüzlülük etkisi değerlendirilmesinin şematik gösterilişi

$$\zeta'_{P_{hs}} = \zeta'_m \cdot \left(\frac{Re_m}{Re_p}\right)^{1/8}$$

$$\zeta_{p_{ri}} = \zeta'_p \cdot \left(\frac{k_s}{k_{s_{hs}}}\right)^{1/8}$$

$$\eta_i = \eta_h \cdot \eta_k \cdot (1 - \frac{P_{di}}{P_i}) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

$$P_i = \frac{P_o}{\eta_i} \quad \ldots\ldots (6) \qquad \eta_k = \frac{Q}{Q + Q_k} \quad \ldots\ldots (7) \qquad \eta_h = \frac{Y}{Y + Y_i} \quad \ldots (8)$$

$$\Sigma\zeta_i = 1 - \eta_i = \frac{Yi}{Y} \cdot \eta_h + \frac{Q_k}{Q} \cdot \eta_h \cdot \eta_k + \frac{P_{di}}{\rho \cdot Q \cdot Y} \cdot \eta_h \cdot \eta_k \cdot \eta_i \quad \ldots\ldots (9)$$

Denklem kayıpların toplamsal karakterini ortaya koymaktadır. Birinci terim ana akım tarafından yalanan elemanların kayıplarını, ikinci terim kaçak kaybını ve üçüncü terim disk kaybını göstermektedir.

Kayıplar elde kesin hesap yöntemleri olmadığı için ancak yaklaşık olarak hesaplanabilmektedir.[2]. Salyangoz, difüzör, labirent ve disk kayıpları yaklaşık olarak hesaplanabilmekte,[3];[4], hesaplanamayan çark kayıpları ise, deney sonucu elde edilen iç verim η_i üzerinden bulunmaktadır. Ayrıca kayıpların belirlenmesinde yapılacak küçük hataların, sonuç üzerindeki etkisinin ikmal edilebilir derecede olduğu görülmüştür. Burada iç verim bir kontrol değeri olarak vazife görmektedir.

2.2 ÖLÇEK TESİRİ

Model ve prototip pompadaki ayrı Reynolds-sayılarından doğan farklılık, kendini kayıpların ancak Re-sayısına bağlı kısımlarında, yani sürtme kayıplarında hissettirecektir. O halde toplam kayıpta sürtme kayıpları payını V_f ile gösterirsek; ölçek tesiri altında kalan kayıplar:

$$\zeta'_m = V_f \cdot \zeta_m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

ve hidrolik olarak pürüzsüz tüm makina için kayıp dağılım faktörü

Model

$$V_m = \frac{\zeta_{mlab} + \Sigma\zeta'_m}{1 - \eta_{i_m}} \quad \ldots\ldots (11)$$

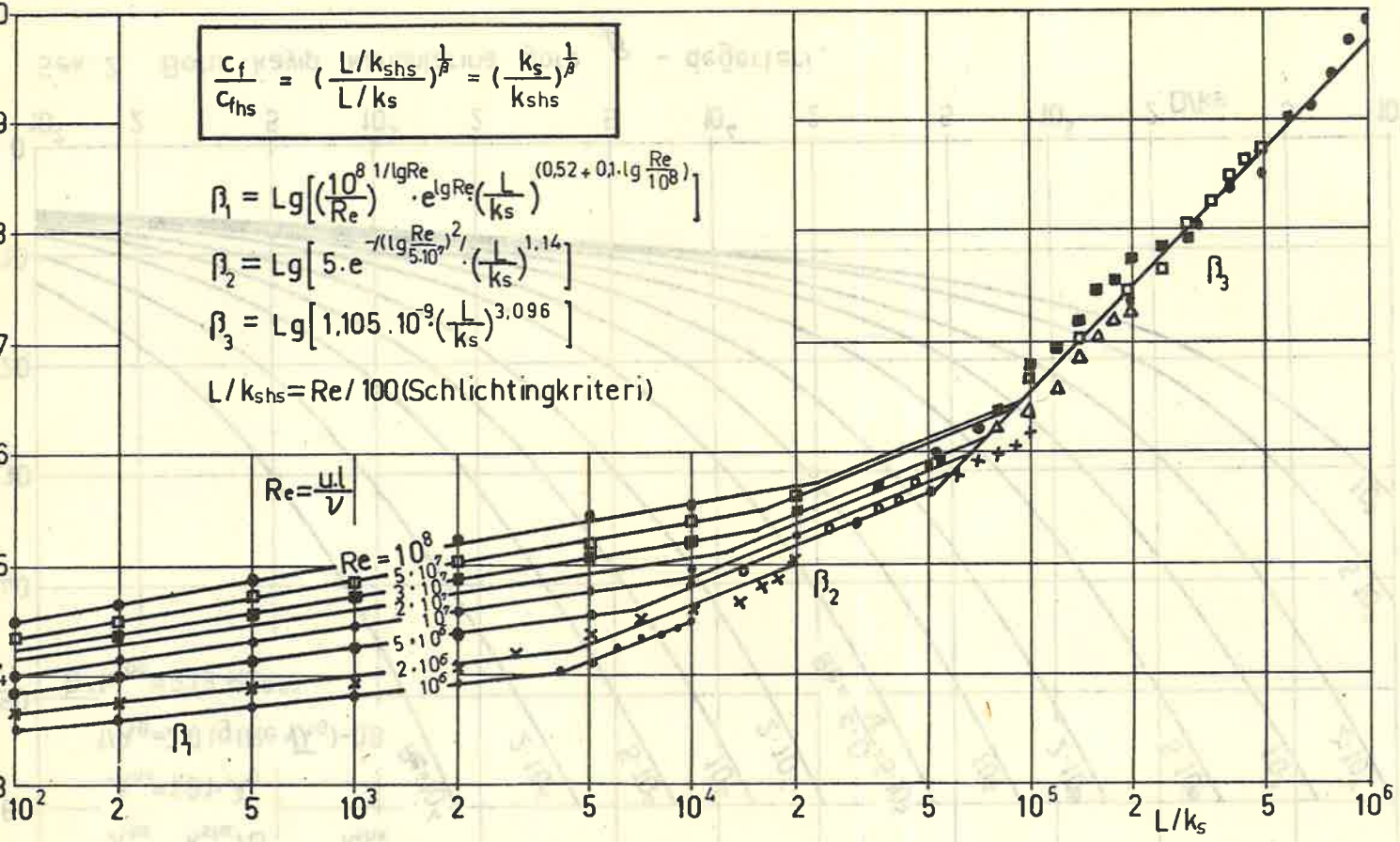
Prototip

$$V_p = \frac{\zeta_{phslab} + \Sigma\zeta'_{phs}}{1 - \eta_{i_{phs}}} \quad \ldots\ldots (12)$$

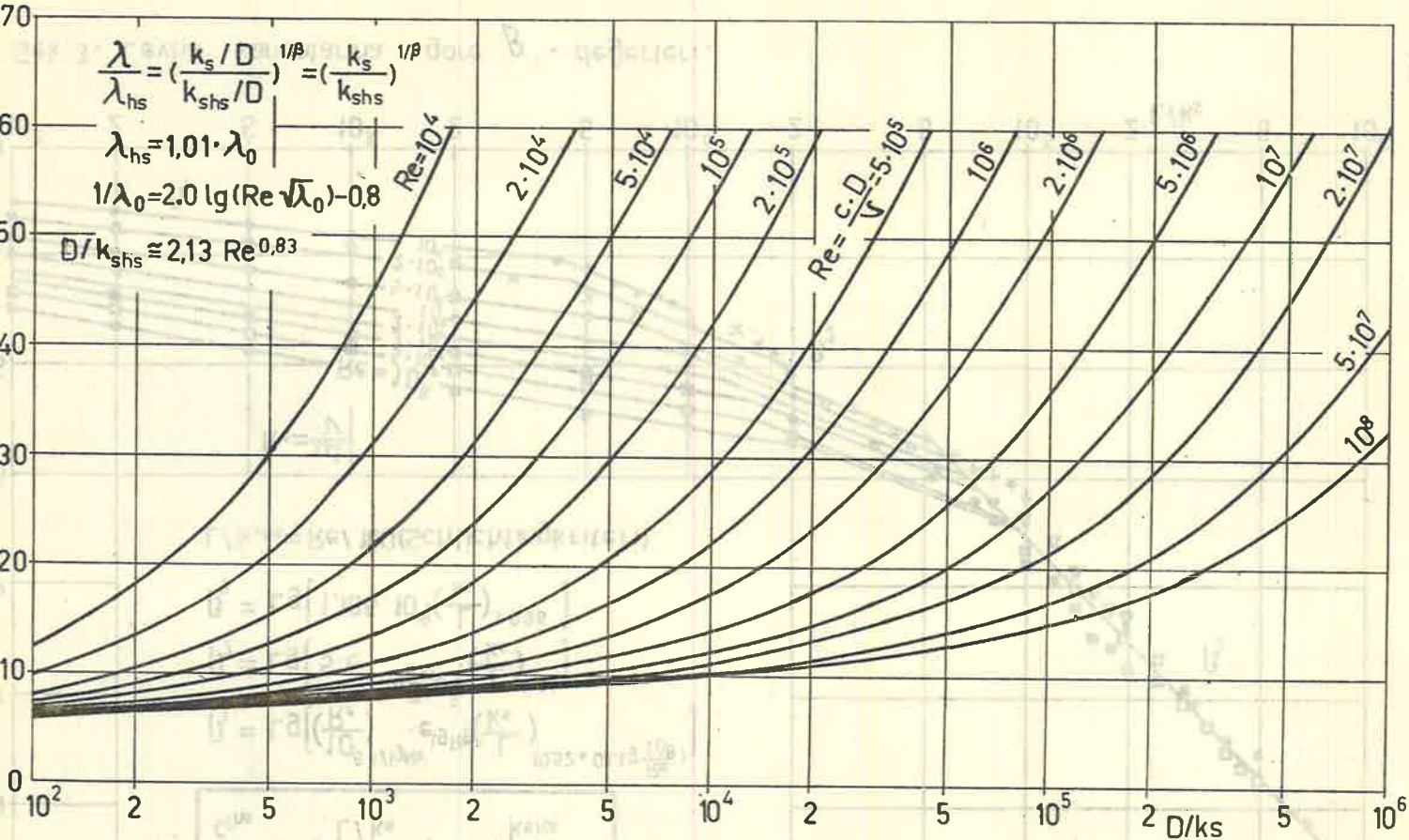
şeklinde ifade edilebilir. Pürüzsüz makinanın kayıpları ise

$$\zeta'_{phs} = \zeta'_m \left(\frac{Rem}{Re_p}\right)^{1/\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (13)$$

bağıntısı ile belirlenmektedir.



Sek.3. Levha kanunlarına göre β - değerleri.



Sek. 2. Boru kayıp kanunlarına göre β - değerleri.

Ackeret'in formülünde sabit olarak verilen $\bar{\alpha}$-değeri için,boru veya levha direnç kanunlarından gidilerek Re-sayısına bağlı olarak aşağıdaki bağıntılar elde edilmektedir.

$$\bar{\alpha}_{pl} = 0{,}446\ (\lg Re_p + \lg Re_m) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (14)$$

$$\bar{\alpha}_{b} = 0{,}53\ (\lg Re_p + \lg Re_m) - 0{,}52 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (15)$$

$\bar{\alpha}$- değerinin elde edilişinde, pompanın akım geçiren elemanlarından sadece salyangozda boru kayıp kanunları geçerli olabilir.Diğer kısımlarda, ortalama hidrolik çapa göre elemanların karakteristik uzunlukları çok küçük olduklarından, levha direnç kanunlarından gitmek daha doğru olacaktır.

2.3. PÜRÜZLÜLÜK ETKİSİ

Pürüzlülük etkisini, pürüzler ancak laminer sınır tabakanın dışına çıktıklarında veya başka bir deyimle, "hidrolik olarak pürüzsüz" değerinden daha büyük değerlere eriştiklerinde, gösterecektir. O halde belirli bir pürüzlülük dağılıma sahip bir yüzeyde, ilk olarak pürüzlülük etkisi altında kalan kısmın bulunması gerekecektir. Bu oranı belirleyen faktör V_k ile gösterilirse,

$k_{s_{hs_A}} > k_s \rightarrow V_k = 0$

$k_{s_{hs_E}} < k_s \rightarrow V_k = 1$

sınır değerlerini almaktadır.

Buna göre sürtme kayıplarının, pürüzlülük altında kalan kısmı

$$\zeta'_p = V_k \cdot \zeta'_{p_{hs}} \quad \text{olur.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (16)$$

Hidrolik olarak pürüzsüz $k_{s_{hs}}$-değerleri,levha direnç kanunlarına göre değerlendirilen yüzeylerde Schlichting kriterine göre

$$k_{s_{hs}} = \frac{100.\nu}{u} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (17)$$

ve boru kayıp kanunlarına göre değerlendirilen yüzeylerde ise Colebrook-White formülüne göre

$$k_{s_{hs}} = \frac{D}{2{,}13.Re^{0{,}83}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ (18)$$

bağıntıları ile belirlenmektedir.

Hidrolik olarak pürüzsüz $k_{s_{hs}}$ -değeri levha için sadece hıza bağlıdır. O halde V_k-faktörü, hız gradyenine sahip bir yüzeyde, sıfır ile bir arasında bir değer alacaktır.
Belirli bir pürüzlülüğe sahip bir eleman için kayıplar

$$\zeta_{p_{ri}} = \zeta'_p \cdot \left(\frac{C_f}{C_{fo}}\right) = \zeta'_p \cdot \left(\frac{k_s}{k_{s_{hs}}}\right)^{1/\beta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (19)$$

ve pürüzlülük etkisi

$$\Delta\zeta_{ri} = \zeta_{p_{ri}} - \zeta'_p \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

olmaktadır.

β-değerleri Şek.2 ve Şek. 3 de diyagramlar halinde verilmiş olup, Moody ve Prandtl'ın direnç katsayısı diyagramlarından elde edilmektedirler.

3.ÖRNEK

Örnek hesaplar,optimal çalışma noktasında özgül hızı $n_q = 50$ olan bir pompalı kuvvet santralı pompası için yapılmıştır. Hesaplarda kullanılan ana veriler Tab.I de verilmiştir.

$D_m = 0{,}35$ m $H_{m_m} = 51$ m			$D_p = 1{,}36$ m $H_{m_p} = 120$ m		
$\eta_{i_m} = 0{,}925$			$\eta_{h_m} = 0{,}94$		
Eleman	Salyangoz	Difüzör	Çark	Disk	Labirent
ζ_m	0,008	0,013	0,0342	0,01	0,0108
V_k	1,0	0,95	0,90	1,0	-
$k_{s_{hs}}$ [µm]	0,6	1,9	4,5 3,2 5,7 4,6	1,8	

Hesaplarda labirent kayıpları, diğer kayıpların tersine bir gidiş gösterdiği için, Viano'ya 4 göre,ayrıca değerlendirilmiştir. Sadece kum pürüzlülüğü kullanılmış, yüzeylerin pürüzlülüğü belirlenirken, $k_{s_{hs}}$ -değerlerinden gidilerek, her bir hesap noktasında n-katı kadar alınarak değiştirilmiştir.

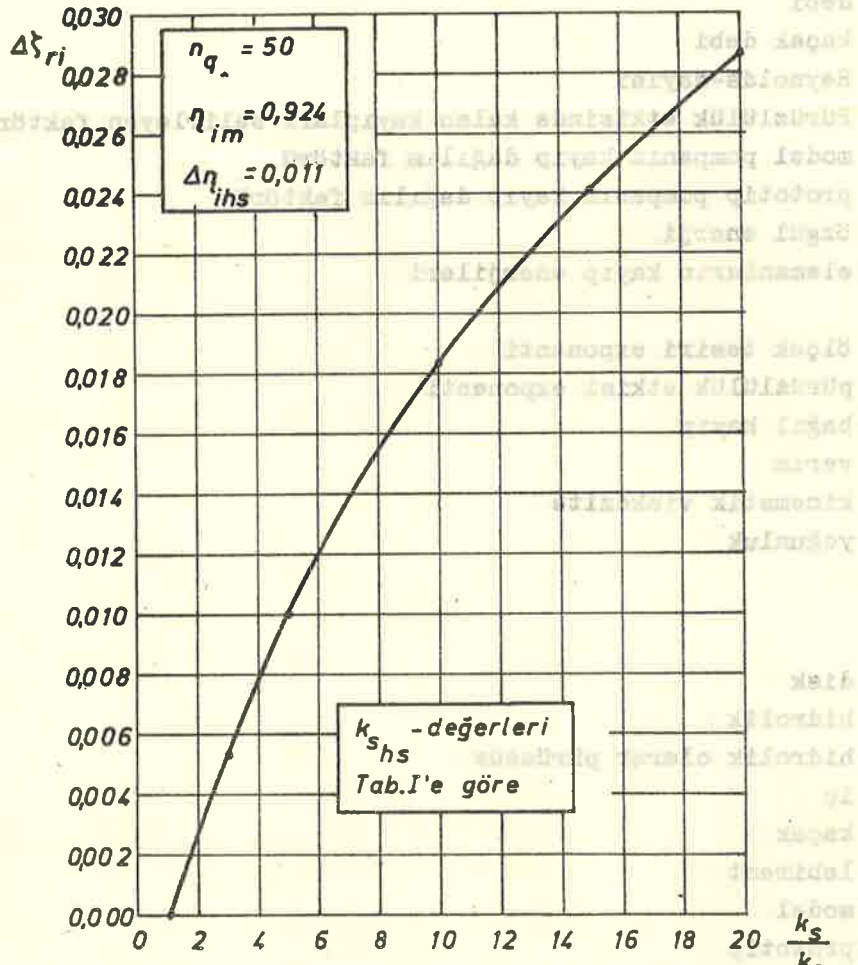
n= 1,3,5,10,15,20

Hesaplarda pompa elemanlarındaki hız gradyeni ve pürüzlülük dağılımı dikkate alınmıştır.

4. SONUÇLAR

Hesapların sonuçları Şek. 4 de diyagram halinde verilmiştir.

Hesaplarda kullanılan bazı kabul ve yaklaşımlar nedeniyle, sonuçlar bir ilk yaklaşım olarak kabul edilse bile, sonuçlar yüzey pürüzlülüğünün model-prototip verim çevriminde ikmal edilemiyecek bir faktör olduğunu açıkca göstermektedir.



Sek.4 $\Delta\zeta_{ri}$ - Pürüzlülük etkisi

SEMBOLLER

C_f	direnç katsayısı
C_{fo}	hidrolik olarak pürüzsüz direnç katsayısı
D	nominal çap
H_m	manometrik yükseklik
k_s	kum pürüzlülüğü
$k_{s_{hs}}$	hidrolik olarak pürüzsüz kum pürüzlülüğü
ℓ	karakteristik uzunluk
P	güç
Q	debi
Q_k	kaçak debi
Re	Reynolds-sayısı
V_k	Pürüzlülük etkisinde kalan kayıpları belirleyen faktör
V_m	model pompanın kayıp dağılım faktörü
V_p	prototip pompanın kayıp dağılım faktörü
$Y = g.H_m$	özgül enerji
Y_i	elemanların kayıp enerjileri
α	ölçek tesiri exponenti
β	pürüzlülük etkisi exponenti
ζ	bağıl kayıp
η	verim
ν	kinematik viskozite
ρ	yoğunluk

İNDİSLER

di	disk
h	hidrolik
hs	hidrolik olarak pürüzsüz
i	iç
k	kaçak
lab	labirent
m	model
p	prototip
ri	pürüzlülük etkisi

LİTERATÜR

[1] Nixon R.A. : Examination of the problem of pump scale lows.National Engineering Laboratory (Eng).

[2] Ülkü A. : Francis Türbinlerinde Optimal Çalışma Noktas İçin Ölçek Tesiri ve Teknik Pürüzlülüğün Etkisi. Doçentlik Tezi. Eylül 1978

[3] Surek D. : "Untersuchung der Radreibungs und Undichthei verluste in Radialpumpen". Diss. Tecnische Universitat Dresden 1965.

[4] Viano M. : "Considerations et essais sur les labirinthe cylindriques lisses des machines hydraulique Rapor. Societe Hydrotechnique de France.1962

[5] Osterwalder J: Efficiency scale up for hydraulic turbo-machines with due consideration of surface roughness. IAHR,Journal April 1978.

POMPALARIN DEBİLERİNİN DİYAFRAMLARLA ÖLÇÜLMESİNDEN DOĞABİLECEK GİZLİ HATALAR

Hasan Fehmi YAZICI

İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul

Ö Z E T

TS 268 sayılı Standard, santrifüj pompaların debilerinin diyafram metodu ile de ölçülebileceğini belirtmiştir. Oysa boru sisteminde kararsız hız süreksizlik yüzeyleri oluşursa (ki basma vanasının kısmî açıklıklarında bu tür yüzeyler oluşabilir) akımda meydana gelen düşük frekanslı, rastgele karakterdeki dalgalanmalar, şartlar elverişli olduğunda, tesisat tarafından büyültülebilirler ve diyaframın iki yanındaki prizlere bağlı diferansiyel manometrede ortalama diferansiyel basınç, farkına varılmadan, gerçek ortalama debiye tekabül eden değerden daha büyük okunur ve böylece, Standardlardaki koşullara tam uyulmasına rağmen, ortalama debi hatalı olarak gerçek değerinden büyük bulunmuş olur. Hava ile çalışan bir deney tesisatında böyle bir olayın varolabileceği gösterilmiş ; yaklaşık bir hesap metodu önerilerek debideki titreşimlerin doğurduğu hatanın mertebesini hesaplamanın mümkün olduğu açıklanmıştır.

1. GİRİŞ ve DENEYSEL BULGULAR

TS 268 sayılı Yatay Eksenli Santrifüj Su Pompaları Standardı pompanın debisini (verdisini) ölçmek için başvurulacak metodlar arasında diyafram (orifis plâkalar) yöntemini de saymaktadır. Uygulanması kolay olduğu için bu metod çok yaygın biçimde kullanılagelmektedir.

Diyaframın C_q debi katsayısı, üzerinde bulunduğu D çaplı borunun dik kesitleri içindeki hız dağılımının biçiminden etkilendiği için, diyaframdan önce ve sonra belli uzunluklarda düz boru parçaları bulunması şart koşulmakta ve diyaframdan önce dirsek, sürgülü vana, v.b. elemanların varlığı halinde bozulan hız dağılım şeklinin yeniden düzelmesini sağlamak amacıyla bu uzunlukların belli ölçüler de arttırılması da TS 1423 sayılı Standard ile tavsiye edilmektedir.

Bilindiği gibi, akımın daimî veya sanki daimî olduğu kabul edilerek (1) ve (2) kesitleri (Şek.1) arasında, süreklilik denklemi de gözönüne alınmak suretiyle, Bernoulli Teoremi uygulandığında, ϱ yoğunluğundaki akışkanın d çapındaki ($S = \pi \frac{d^2}{4}$) diyaframdan geçen

hacımsal debisi q_v için

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \varrho \frac{q_v^2}{2}\left(\frac{\alpha_2}{\sigma^2} - \frac{\alpha_1}{\Sigma^2}\right) + \xi_{1-2} \qquad (1)$$

veya

$$\Delta p = \varrho K \frac{q_v^2}{2S^2} + \xi_{1-2} \qquad (2)$$

denklemi elde edilir.. Burada ξ_{1-2} iki kesit arasındaki yük kaybı ve

$$K = \frac{\alpha_2}{\sigma^2} - \frac{\alpha_1}{\Sigma^2} \qquad (3)$$

olup α_1 ve α_2 gözönüne alınan dik kesitlerdeki hız dağılımlarına bağlı olan kinetik enerji katsayıları, σ diyaframdan çıkan huzmenin en dar yerindeki dik kesit alanı, Σ ise borunun dik kesit alanıdır. (2) denklemi

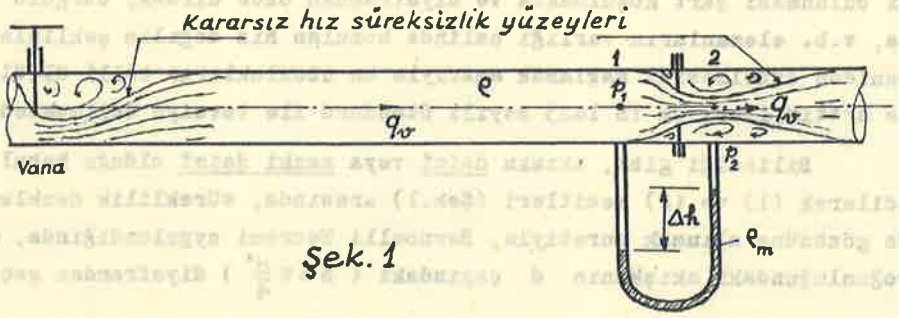
$$q_v = C_q S \sqrt{2\frac{\Delta p}{\varrho}} = C_q S \sqrt{2g\frac{\Delta p}{\gamma}} \qquad (4)$$

şeklinde de yazılabilir. Her iki denklem karşılaştırılırsa C_q debi katsayısının α_1 ve α_2 sayılarına (yani, 1 ve 2 kesitlerindeki hız dağılımlarına, hız ve basınca ait çalkantı değerlerine ve dağılımlarına), σ ve ξ_{1-2} yük kaybı dolayısiyle de $\frac{d}{D}$ oranına ve akımın Reynolds sayısına bağlı olduğu görülür.

Ancak, akış daimî değildir [1;2;4]. Gerek huzme yüzeyinin kararsızlığı nedeniyle σ kesit alanının rastgele biçimde değişmesi ve gerekse sistemde başka hız süreksizlik yüzeylerinin bulunması yüzünden (Şek.1) toplam yük kaybının zamanla değişmesi debinin de zamanın fonksiyonu olması sonucunu doğurur. Bu durumda (1) ve (2) kesitleri arasında Bernoulli Teoremi (yük kaybı ihmal edilirse),

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \varrho K \frac{q_v^2}{2S^2} + \varrho \frac{k}{d} \cdot \frac{dq_v}{dt} \qquad (5)$$

şeklinde yazılmak gerekir. (k sayısının ortalama değeri yaklaşık olarak 1 alınabilir).



Şek. 1

Bir büyüklüğün zamana göre ortalama değeri o büyüklüğü gösteren harfin üzerine yatay bir doğru parçası konarak ifade edilirse ve zamanla değişen çalkantı değeri de (') işareti ile belirtilirse,

$$q_v = \bar{q}_v + q'_v \quad ; \quad K = \bar{K} + K' \qquad (6)$$

yazılarak (5) denkleminden (de/dt öteki terimler yanında küçükse),

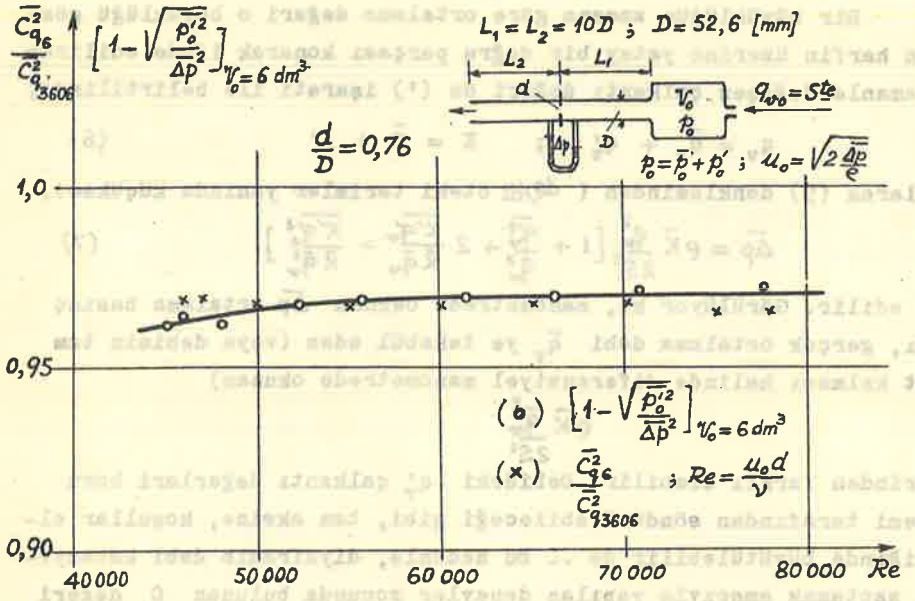
$$\overline{\Delta p} = \varrho \bar{K} \frac{\bar{q}_w^2}{2S^2}\left[1 + \frac{\overline{q'^2_w}}{\bar{q}_w^2} + 2\frac{\overline{K'q'_w}}{\bar{K}\bar{q}_w} + \frac{\overline{K'q'^2_w}}{\bar{K}\bar{q}_w^2}\right] \qquad (7)$$

elde edilir. Görülüyor ki, manometrede okunan $\overline{\Delta p}$ ortalama basınç farkı, gerçek ortalama debi $\bar{q}_v$ ye tekabül eden (veya debinin tam sabit kalması halinde diferansiyel manometrede okunan)

$$\varrho \bar{K} \frac{\bar{q}_w^2}{2S^2}$$

değerinden farklı olabilir. Debideki q'_v çalkantı değerleri boru sistemi tarafından söndürülebileceği gibi, tam aksine, koşullar elverdiğinde büyütülebilir de .. Bu nedenle, diyaframın debi katsayısını saptamak amacıyla yapılan deneyler sonunda bulunan C_q değeri deney tesisatının q'_v çalkantı değerlerini söndürme, ya da büyütme durumuna, başka deyişle, tesisatın geometrik boyutlarına ve akım şartlarına bağlı olmak gerekir. Gerçekten, (Şek.2) nin üst köşesinde şeması verilen tesisatta sadece V_o hacmı değiştirilmiş ve fakat aynı Reynolds sayısı ve Mach sayısı için farklı C_q değerleri elde edilmiştir. Örneğin, $\frac{d}{D} = 0{,}76$ ve $Re_d = 90\,000$ için, $V_o = 6$ dm^3 halindeki C_q ile $V_o = 3606$ dm^3 olması halindeki C_q arasında % 2 mertebesinde bir fark saptanmıştır. (Büyük hacım halinde çalkantılar önemli ölçüde söndürüldüğü için C_q daha büyük oluyor). $\frac{d}{D}$ oranı küçüldükçe, aynı koşullarda, bu farkın azaldığı da gözlenmiştir.

Bu sonuçlara bakarak, her şeyden önce, standardlarda virgülden sonra 3 rakamlı olarak verilen debi katsayılarının hangi büyüklükte ve nasıl bir deney tesisatında saptandıkları bilinmediğinden, debi katsayısının virgülden sonraki üçüncü rakamını kolayca anlamsız kılacak mertebelere erişebilen bu tür hataları azaltmak amacıyla, şimdilik, $\frac{d}{D}$ oranının daima 0,5 ten küçük seçilmesini tavsiye etmek isteriz. Ayrıca, diyaframın doğrudan doğruya basıncın sabit kaldığı bir ortama (atmosfere) açılması halinde huzmenin dik kesitindeki rastgele değişimlerin yarattığı elâstik dalgalanmaların diyaframın kaynak tarafındaki prizden okunan ortalama basınç değerine etkisi az olmaktadır. Bu nedenle de iki boru parçası arasına yerleştiril



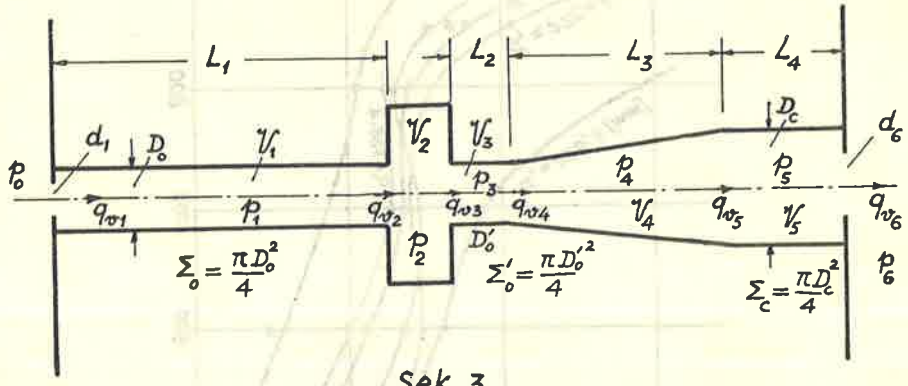
Şek. 2

miş diyafram haline oranla debiyi atmosfere açılan bir diyaframla ölçmenin söz konusu hata miktarını önemli ölçüde azaltacağı unutulmamalıdır[3].

Kararsız hız süreksizlik yüzeyleri oluşturan keskin dirsek, vana, anî genişleme, v.b. elemanların yarattıkları yerel (lokal) yük kayıpları toplamı sistemin toplam yük kaybı yanında ne kadar büyük oranda ise, söz konusu düşük frekanslı, rastgele karakterli elâstik dalgalanmalar ortalama basınçların o derece hatalı okunmasına neden olurlar. Ölçme deneyleri tamamen standardlara uygun biçimde yapıldığı için, bir çeşit sistematik hata sayabileceğimiz bu tür hataların olabileceğine ihtimal verilmez ve farkına varılmaz. Bu yüzden bu hatalara " gizli hata " adını veriyoruz.

Bir santrifüj pompa denenirken basma vanası açılıp kapatılarak, esasen deney tesisatında önemli mertebede olan sistemin yerel yük kaybı değiştirilir ve böylece pompanın debisi ayarlanır. Bu suretle oluşan elâstik dalgalanmalar diyaframda okunan ortalama dife

ransiyel basıncı az çok etkilemesi ve dolayısiyle debinin bir miktar hatalı ölçülmesi kaçınılmaz olur. Böyle bir olayın gerçekten meydana gelebileceğini göstermek amacıyla (Şek.3) te şeması verilen bir deney tesisatı yapılmıştır.

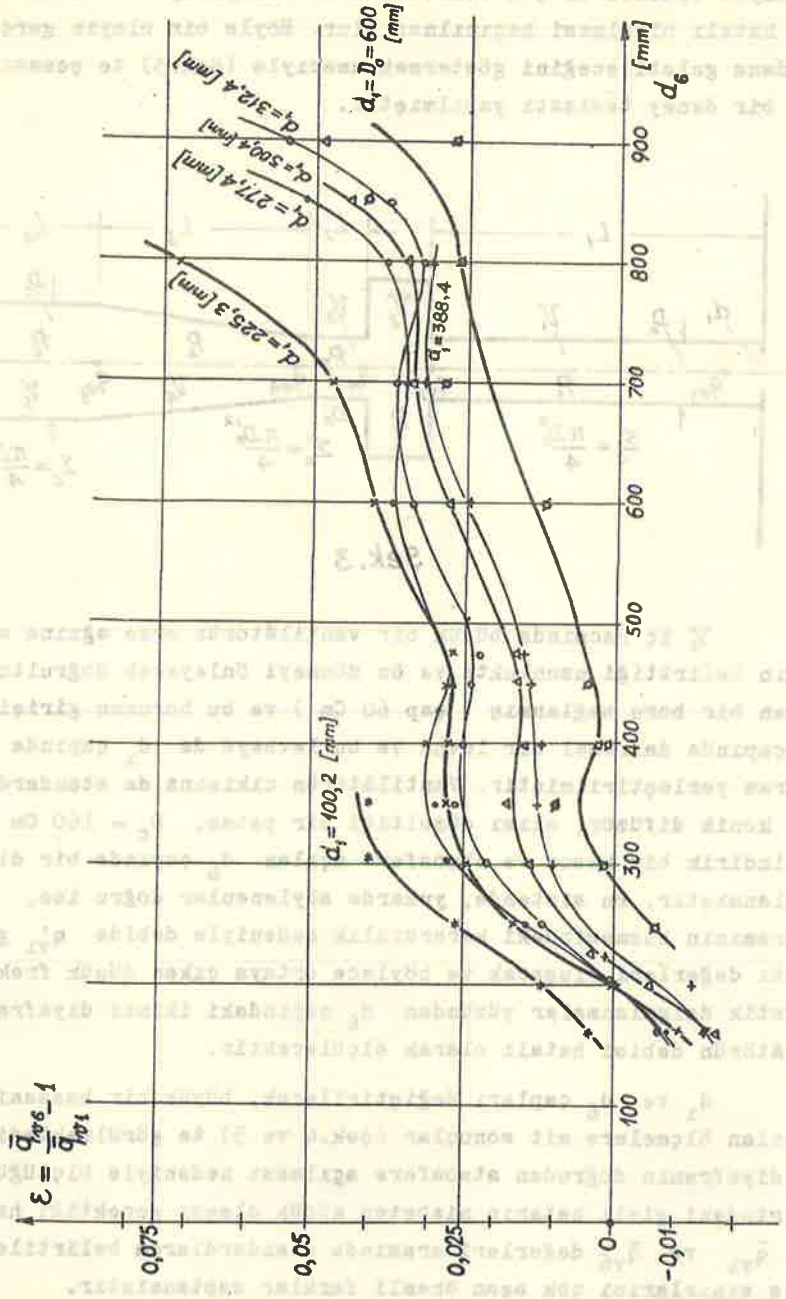


Şek. 3

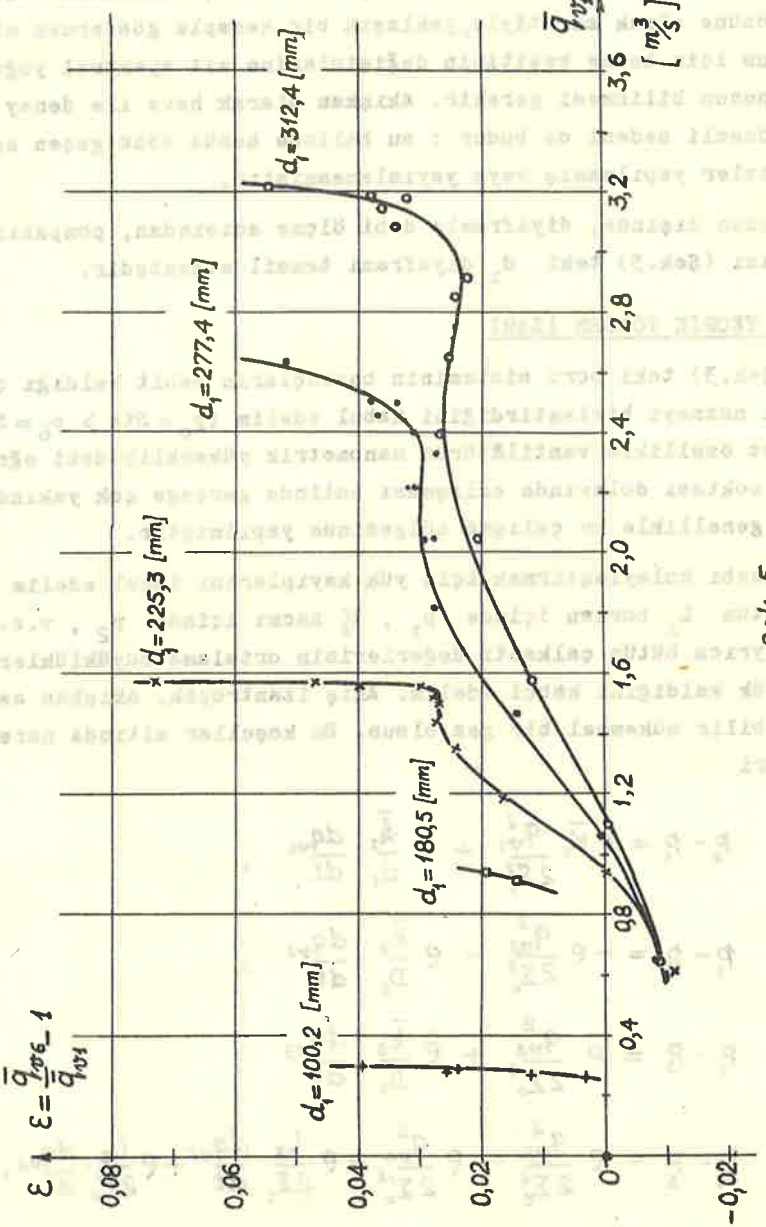
V_2 iç hacmında büyük bir vantilâtörün emme ağzına standardların belirttiği uzunlukta ve ön dönmeyi önleyecek doğrultucusu bulunan bir boru bağlanmış (çap 60 Cm) ve bu borunun girişine 180 Cm çapında dairesel bir levha ve bu levhaya da d_1 çapında bir diyafram yerleştirilmiştir. Vantilâtörün çıkışına da standarda uygun bir konik difüzör, akımı düzeltici bir petek, D_c = 160 Cm çapında silindirik bir keson ve atmosfere açılan d_6 çapında bir diyafram bağlanmıştır. Bu sistemde, yukarda söylenenler doğru ise, d_1 diyaframının huzmesindeki kararsızlık nedeniyle debide q'_{v1} gibi çalkantı değerleri oluşacak ve böylece ortaya çıkan düşük frekanslı elâstik dalgalanmalar yüzünden d_6 çapındaki ikinci diyaframda vantilâtörün debisi hatalı olarak ölçülecektir.

d_1 ve d_6 çapları değiştirilerek, büyük bir hassasiyetle yapılan ölçmelere ait sonuçlar (Şek.4 ve 5) te görülmektedir. İkinci diyaframın doğrudan atmosfere açılması nedeniyle ölçtüğü debi üzerindeki gizli hatanın nisbeten küçük olması gerektiği halde yine de $\bar{q}_{v1}$ ve $\bar{q}_{v6}$ değerleri arasında standardlarca belirtilen tolerans sınırlarını çok aşan önemli farklar saptanmıştır.

Tesadüfî hata (ölçme hatası) sınırları içinde birbirine e-


$\varepsilon = \frac{\bar{q}_{ort}}{\bar{q}_{tot}} - 1$
0,075
0,05
0,025
0
-0,01
100
200
300
400
500
600
700
800
900
d_6 [mm]
$d_1 = D_0 = 600$ [mm]
$d_1 = 388,4$
$d_1 = 100,2$ [mm]
$d_1 = 225,3$ [mm]
$d_1 = 277,4$ [mm]
$d_1 = 300,4$ [mm]
$d_1 = 312,4$ [mm]

Şek. 4


$\varepsilon = \frac{\bar{q}_{ort} - 1}{\bar{q}_{ort}}$
$\bar{q}_{ort}$ [m³/s]
d_1=312,4 [mm]
d_1=277,4 [mm]
d_1=225,3 [mm]
d_1=180,5 [mm]
d_1=100,2 [mm]
0,08
0,06
0,04
0,02
0
-0,02
0,4
0,8
1,2
1,6
2,0
2,4
2,8
3,2
3,6

Şek. 5

şit olması gereken $\bar{q}_{v1}$ ve $\bar{q}_{v6}$ ortalama debileri arasındaki ϵ izafî farklarından daha çok d_1 diyaframının huzme kesitinin rastgele değişimlerinin sorumlu olduğunu, akışkanın sıkıştırılabilme özelliğini gözönüne almak suretiyle, yaklaşık bir hesapla göstermek mümkündür. Bunun için huzme kesitinin değişimlerine ait spektral yoğunluk fonksiyonunun bilinmesi gerekir. Akışkan olarak hava ile deney yapılmasının önemli nedeni de budur : su halinde henüz sözü geçen spektral analizler yapılmamış veya yayınlanmamıştır.

Bunun dışında, diyaframla debi ölçme açısından, pompanın basma vanasını (Şek.3) teki d_1 diyaframı temsil etmektedir.

2. OLAYIN TEORİK YÖNDEN İZAHI

(Şek.3) teki boru sisteminin basınçların sabit kaldığı çok büyük iki hazneyi birleştirdiğini kabul edelim ($p_0 = \text{Ste} > p_6 = \text{Ste}$). Bu hipotez özellikle vantilâtörün manometrik yükseklik-debi eğrisinin tepe noktası dolayında çalışması halinde gerçeğe çok yakındır ki ölçmeler genellikle bu çalışma bölgesinde yapılmıştır.

Hesabı kolaylaştırmak için yük kayıplarını ihmal edelim ve basıncın tüm L_1 borusu içinde p_1, V_2 hacmı içinde p_2, v.s. olduğunu, ayrıca bütün çalkantı değerlerinin ortalama büyüklükler yanında küçük kaldığını kabul edelim. Akış izantropik, akışkan az sıkıştırılabilir mükemmel bir gaz olsun. Bu koşullar altında hareket denklemleri

$$p_0 - p_1 = \varrho \bar{K}_1 \frac{q_{v1}^2}{2S_1^2} + \varrho \frac{\bar{k}_1}{d_1} \frac{dq_{v1}}{dt} \quad ; \tag{8}$$

$$p_1 - p_2 = -\varrho \frac{q_{v2}^2}{2\Sigma_o^2} - \varrho \frac{\bar{k}_2}{D_2} \frac{dq_{v2}}{dt} \quad ; \tag{9}$$

$$p_2 - p_3 = \varrho \frac{q_{v3}^2}{2\Sigma_o'^2} + \varrho \frac{\bar{k}_3}{D_o'} \frac{dq_{v3}}{dt} \quad ; \tag{10}$$

$$p_3 - p_5 = \varrho \frac{q_{v5}^2}{2\Sigma_c^2} - \varrho \frac{q_{v4}^2}{2\Sigma_o'^2} + \varrho \frac{L_3}{2\Sigma_c} \frac{dq_{v5}}{dt} + \varrho \frac{L_3}{2\Sigma_o'} \frac{dq_{v4}}{dt} \quad ; \tag{11}$$

$$p_5 - p_6 = \varrho \bar{K}_6 \frac{q_{v6}^2}{2S_6^2} + \varrho \frac{\bar{k}_6}{d_6} \frac{dq_{v6}}{dt} \qquad (12)$$

ve c sesin boru içinde yayılma hızı olmak üzre süreklilik denklemleri de

$$q_{v_1} - q_{v2} = \frac{V_1}{\varrho c^2} \cdot \frac{dp_1}{dt} = \frac{V_1}{\varrho} \cdot \frac{d\varrho_1}{dt} \quad ; \qquad (13)$$

$$q_{v_2} - q_{v3} = \frac{V_2}{\varrho c^2} \cdot \frac{dp_2}{dt} = \frac{V_2}{\varrho} \cdot \frac{d\varrho_2}{dt} \quad ; \qquad (14)$$

$$q_{v3} - q_{v4} = \frac{V_3}{\varrho c^2} \cdot \frac{dp_3}{dt} = \frac{V_3}{\varrho} \cdot \frac{d\varrho_3}{dt} \quad ; \qquad (15)$$

$$q_{v_4} - q_{v5} = \frac{V_4}{\varrho c^2} \cdot \frac{dp_4}{dt} = \frac{V_4}{\varrho} \cdot \frac{d\varrho_4}{dt} \cong \frac{V_4}{2\varrho c^2} \left[\frac{dp_3}{dt} + \frac{dp_5}{dt} \right] \quad ; \qquad (16)$$

$$q_{v_5} - q_{v6} = \frac{V_5}{\varrho c^2} \cdot \frac{dp_5}{dt} = \frac{V_5}{\varrho} \cdot \frac{d\varrho_5}{dt} \quad , \qquad (17)$$

olarak yazılabilir. Akışkan az sıkıştırılabilir kabul edildiği için

$$\frac{d\varrho_1}{dt} \cong \frac{d\varrho_2}{dt} \cong \cdots \qquad (18)$$

ve ayrıca, L_2 uzunluğu kısa olduğundan,

$$q_{v4} \cong q_{v3} \qquad (19)$$

alınarak hareket denklemleri ile süreklilik denklemleri arasında basınçlar yok edilirse,

$$\frac{d^2 q_{v1}}{dt^2} + \frac{\bar{K}_1}{\bar{k}_1} \cdot \frac{\bar{q}_v d_1}{S_1^2} \cdot \frac{dq_{v1}}{dt} + \frac{c^2 d_1}{\bar{k}_1 (V_1 + V_2)} \cdot q_{v1} = \frac{c^2 d_1}{\bar{k}_1 (V_1 + V_2)} \cdot q_{v3} \quad ; \qquad (20)$$

$$\frac{L_3 d_6}{4\Sigma_c} \cdot \frac{d^2 q_{v5}}{dt^2} + \frac{\bar{q}_v d_6}{2\Sigma_c^2} \cdot \frac{dq_{v5}}{dt} - \omega_4^2 q_{v5} = -\frac{L_3 d_6}{4\Sigma_0} \cdot \frac{d^2 q_{v3}}{dt^2} + \frac{\bar{q}_v d_6}{2\Sigma_0^2} \cdot \frac{dq_{v3}}{dt} - \omega_4^2 q_{v3} \quad ; \qquad (21)$$

$$\frac{d^2 q_{v6}}{dt^2} + \frac{\bar{K}_6}{\bar{k}_6} \cdot \frac{\bar{q}_v d_6}{S_6^2} \cdot \frac{dq_{v6}}{dt} + \frac{c^2 d_6}{\bar{k}_6 V_5} \cdot q_{v6} = \frac{c^2 d_6}{\bar{k}_6 V_5} \cdot q_{v5} \qquad (22)$$

gibi lineerleştirilmiş diferansiyel denklem sistemi elde edilir.

$$\tau_1 = \frac{\bar{k}_1}{\bar{K}_1} \cdot \frac{S_1^2}{\bar{q}_v d_1} \quad ; \qquad \omega_1^2 = \frac{c^2 d_1}{\bar{k}_1 (V_1 + V_2)} \quad ; \qquad \omega_3^2 = \frac{c^2 d_6}{V_3} \quad ;$$

$$\omega_4^2 = \frac{c^2 d_6}{V_4} \quad ; \quad \omega_6^2 = \frac{c^2 d_6}{k_6 V_5} \quad ; \quad \tau_6 = \frac{\bar{k}_6}{\bar{K}_6} \cdot \frac{S_6^2}{\bar{q}_v d_6}$$

yazalım ve q_{v1} debisinin

$$q_{v1} = \bar{q}_v \left(1 + a_1 \sin \omega t \right) \tag{23}$$

şeklinde değiştiğini kabul edelim. Bu durumda, yukardaki diferansiyel denklemlerin sırasiyle,

$$q_{v3} = \bar{q}_v \left[1 + a_3 \sin (\omega t - \varphi_3) \right] \quad ; \quad q_{v5} = \bar{q}_v \left[1 + a_5 \sin (\omega t - \varphi_5) \right] ;$$

$$q_{v6} = \bar{q}_v \left[1 + a_6 \sin (\omega t - \varphi_6) \right] \tag{24}$$

şeklindeki çözümleri araştırılırsa,

$$\frac{a_3^2}{a_1^2} = \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \right)^2 + \frac{1}{\tau_1^2 \omega_1^2} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \quad ; \tag{25}$$

$$\frac{a_5^2}{a_3^2} = \frac{\left(\omega_4^2 - \frac{L_3 d_6}{4 \Sigma_o'} \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{\bar{q}_v d_6}{2 \Sigma_o'^2} \right)^2 \omega^2}{\left(\omega_4^2 + \frac{L_3 d_6}{4 \Sigma_c} \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{\bar{q}_v d_6}{2 \Sigma_c^2} \right)^2 \omega^2} \quad ; \tag{26}$$

$$\frac{a_6^2}{a_5^2} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_6^2} \right)^2 + \frac{1}{\tau_6^2 \omega_6^2} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_6^2}} \tag{27}$$

ve buradan da

$$Y(\omega) = \frac{a_6^2}{a_1^2} = \frac{\left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \right)^2 + \frac{1}{\tau_1^2 \omega_1^2} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \right] \left[\left(1 - \frac{L_3 d_6}{4 \Sigma_o'} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_4^2} \right)^2 + \left(\frac{\bar{q}_v d_6}{2 \Sigma_o'^2 \omega_4} \right)^2 \frac{\omega^2}{\omega_4^2} \right]}{\left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_6^2} \right)^2 + \frac{1}{\tau_6^2 \omega_6^2} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_6^2} \right] \left[\left(1 + \frac{L_3 d_6}{4 \Sigma_c} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_4^2} \right)^2 + \left(\frac{\bar{q}_v d_6}{2 \Sigma_c^2 \omega_4} \right)^2 \frac{\omega^2}{\omega_4^2} \right]} \tag{28}$$

elde edilir. $Y > 1$ ise q'_{v1} çalkantı değerleri tesisattan çıkışta sistem tarafından büyütülüyor, $Y < 1$ ise söndürülüyor demektir.

O halde, belli bir $\bar{q}_v$ ortalama debi değeri için deney tesisatı, a_1 izafî genliğinde ve ω dairesel frekansındaki bir çalkantı debisini, d_6 diyaframı hizasında, frekansını değiştirmeksizin, izafî genliğini $\sqrt{Y}$ katına çıkarmak suretiyle büyütmektedir ($Y > 1$). Bu nedenle Y sayısına tesisatın " Amplifikasyon Faktörü " adı verilebilir[3].

Tesisata girişteki diyaframın huzme kesitine ait titreşimlerden doğan basınç titreşimlerinin spektral analizi yapılarak bu titreşimlerin spektral yoğunluk fonksiyonu $F_1(\omega)$ saptanırsa,

$$\Delta P_1 = P_o - P_1 \quad ; \quad \Delta P_6 = P_5 - P_6$$

olmak üzre,

$$\frac{\overline{\Delta p_1'^2}}{\overline{\Delta p_1}^2} = \int_0^\infty F_1(\omega)\, d\omega \quad ; \quad \frac{\overline{\Delta p_6'^2}}{\overline{\Delta p_6}^2} = \int_0^\infty Y(\omega) \cdot F_1(\omega)\, d\omega \qquad (29,30)$$

yazılabilir. d_6 diyaframı doğrudan atmosfere açıldığı için huzmesinin kesit alanındaki değişimlerden doğan basınç titreşimlerinin küçük olduğu gerekçesiyle ihmal edilirse [3] , ortalama debinin gerçek değeri $\bar{q}_v$ olmak üzere,

$$\bar{q}_{v_1} = \bar{q}_v \sqrt{1 + \frac{\sqrt{\overline{\Delta p_1'^2}}}{\overline{\Delta p_1}}} \quad ; \quad \bar{q}_{v6} = \bar{q}_v \sqrt{1 + \frac{\sqrt{\overline{\Delta p_6'^2}}}{\overline{\Delta p_6}}} \qquad (31)$$

ve buradan da,

$$\epsilon = \frac{\bar{q}_{v6}}{\bar{q}_{v1}} - 1 = \sqrt{\frac{1 + \frac{\sqrt{\overline{\Delta p_6'^2}}}{\overline{\Delta p_6}}}{1 + \frac{\sqrt{\overline{\Delta p_1'^2}}}{\overline{\Delta p_1}}}} - 1 \qquad (32)$$

bulunur. Şayet, Y birden küçük ise ϵ değeri , deneylerin gösterdiği gibi, negatif bile olabilir.

3. TEORİK VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Deney tesisatında

$V_1 + V_2 = 2,5\ m^3$; $V_3 = 0,37\ m^3$; $V_4 = 8,3\ m^3$; $V_5 = 4,68\ m^3$;

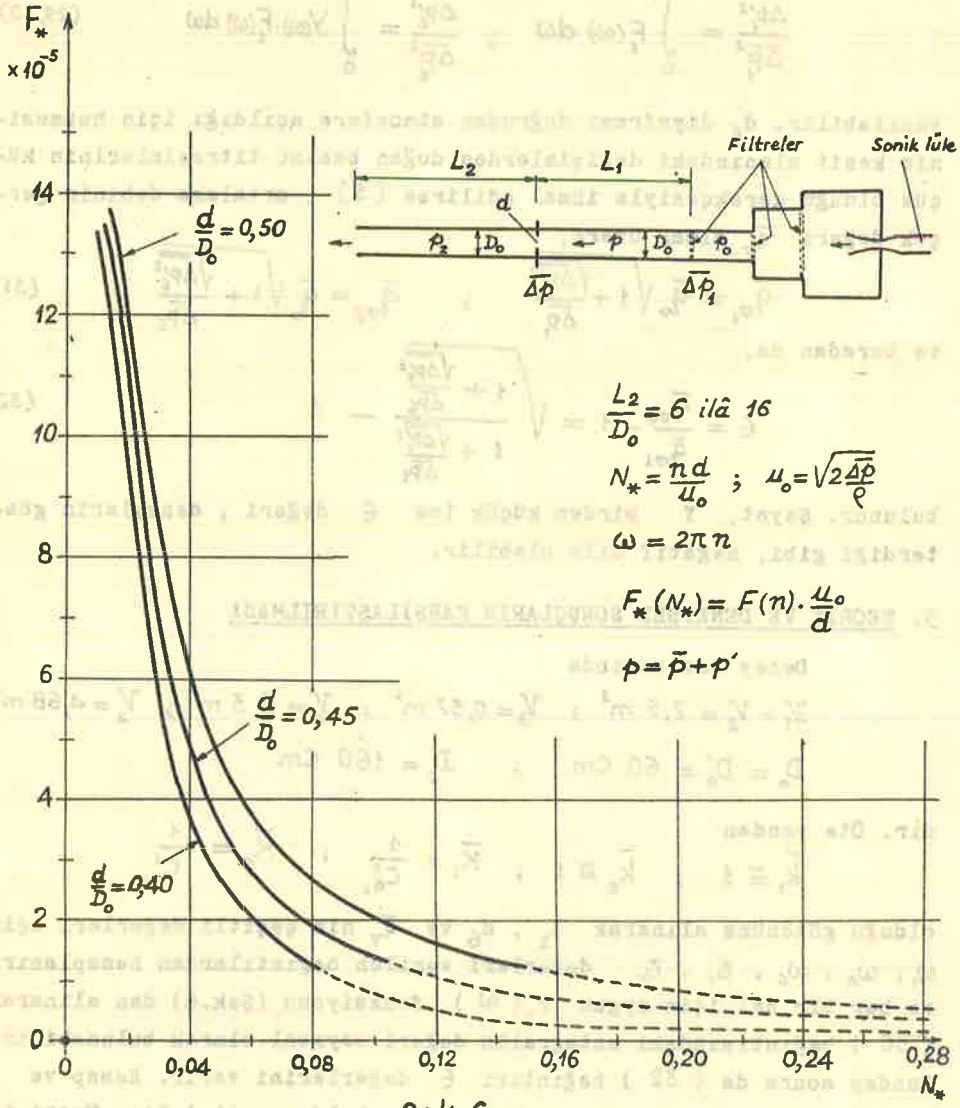
$D_o = D_o' = 60\ Cm$; $D_c = 160\ Cm$

dir. Öte yandan

$$\bar{k}_1 \cong 1 \quad ; \quad \bar{k}_6 \cong 1 \quad ; \quad \bar{K}_1 = \frac{1}{C_{q_1}^2} \quad ; \quad \bar{K}_6 = \frac{1}{C_{q6}^2}$$

olduğu gözönüne alınarak d_1 , d_6 ve $\bar{q}_v$ nin çeşitli değerleri için ω_1, ω_4 , ω_6 , τ_1 , τ_6 değerleri verilen bağıntılardan hesaplanır ve her bir hal için uygun $F_1(\omega)$ fonksiyonu (Şek.6) dan alınarak (30) bağıntısındaki entegralin değeri sayısal olarak bulunabilir. Bundan sonra da (32) bağıntısı ϵ değerlerini verir. Hesap ve deney sonuçları aşağıdaki tabloda toplu halde verilmiştir. Teori ile deneysel sonuçlar arasında dikkati çeken bir uyum gözlenmektedir.

$\bar{q}_{v1} = (\ 1,002 \ldots 1,003\ )\ \bar{q}_v$ olarak hesaplanmıştır. Yani atmosferden tesisata girişteki diyafram ortalama debiyi ancak binde 2 ilâ 3 mertebesinde büyük olarak, başka deyişle, deney hataları içinde doğru olarak vermektedir.



Şek. 6

p' nün ekstrapole edilmiş spektral yoğunluk eğrileri
{R. HENRY [5]}

d_1 [mm]	d_6 [mm]	ε_{hesap}	ε_{deney}
225,3	800	0,07	0,073
	700,1	0,04	0,047
	600	0,03	0,03... 0,04
277,4	900	0,052	0,052
	850	0,045	0,052
	800	0,038	0,038
312,4	900	0,053	0,053
	850	0,042	0,038
	800	0,035	0,032

d_6 diyaframı doğrudan doğruya atmosfere açılmasa idi, kendisinden sonra da boru bulunsaydı söz konusu hataların çok daha büyük mertebelere ulaşabileceği kolaylıkla tahmin edilebilir [3].

O halde, santrifüj pompa deneylerinde debinin basma vanası ile ayarlanması ve diyaframla ölçülmesi zorunluğu varsa, kısmî vana açıklıklarında ortaya çıkacak titreşimlerin mutlaka söndürülmesi gerekir.

Kaynaklar

[1] A.FORTIER
La mesure des débits pulsatoires au moyen d'appareils déprimogènes
La Houille Blanche, Numéro Spécial No.5 , 1969

[2] H.F.YAZICI
Diyaframların (Orifislerin) debi katsayıları hakkında.
TÜBİTAK IV. Bilim Kongresi, 5-8 Kasım 1973, Ankara
TBTAK Yayını No. 192, M.A.G. Serisi No. 10, 1974

[3] H.F.YAZICI
Pülsatif akımlarda rezonans olayları ve debi ölçmelerine tesirleri.
TÜBİTAK IV.Bilim Kongresi, 5-8 Kasım 1973, Ankara

[4] A.FORTIER
Sur l'influence de l'instabilité des surfaces de discontinuité de vitesse et de la compressibilité du fluide sur les écoulements stationnaires en moyenne
Proc. 11.Intern. Congress of Applied Mechanics
Munich 1964, Springer-Berlin 1966, S. 707-712

[5] R.HENRY
Mise en évidence et analyse des instationnarités élastiques dans les écoulements internes
Thèse de Doctorat d'État ès Sciences Physiques
Université Paris VI, 1971

T A R T I Ş M A BİLDİRİ NO: 16

Soru Tahir Gökalp (D.S.İ.)

1 m^3/sec ve daha yüksek mertebedeki debilerde suyu kanalda akıtarak "muline" ile ölçü yapılsaydı, uygulama koşulları ve hatalar nasıl olurdu?

Cevap Hasan Fehmi Yazıcı

Mulinelerin diyaframlara oranla debideki dalgalanmalardan daha az etkilendikleri söylenebilir. Bu kanıyı doğrulayan çalışmalar da var. Ancak mulinelerin etalonaj (kalibrasyon) şartlarında kullanılmaları gerekir. O sınırlar içinde kalındığı sürece normal ölçme hataları (tesadüfi hata) dışında sistematik hata ihtimali azdır. Nokta nokta ölçme yapılıp sonra ortalama alınacağı için, gereken titizlik gösterilirse, debiyi ±% 2 mertebesinde bir hata payı ile bulmak mümkün olur.

Soru Okan Özdemir (D.S.İ.)

1. DSİ'deki pompalar 2 m^3/sn debi kapasiteli olduğuna göre, hacımsal debi ölçme metodlarını uygulamanın zorluğu dikkate alınırsa, deney metodu olarak ne gibi bir yol tavsiye edersiniz?
2. Tarafınızdan yapılan deneylerde akışkan olarak hava kullanıldığına göre, aynı deneylerin su içinde geçerliliği varmıdır?

Cevap Hasan Fehmi Yazıcı

Büyük debilerin hacımsal metodla ölçülmesi zordur. Özellikle pompa istasyonunda bu tür deneyler yapmak genellikle mümkün olmaz. Ancak, stan-

dardlarda belirtilen hata sınırlarından daha büyük hatalara razı olunursa, yani, sadece debinin mertebesi hakkında bir fikir edinmek istenirse şüphesiz diyafram metodu, lüle metodu uygulanabilir. Bu metodlar, tesisatın geometrisi nedeniyle titreşimleri yeterince amplifiye etmiyorsa zaten standardlardaki koşullar altında ±% 2 hata ile debiyi verebilirler. Fakat, tesisatın amplifikasyon oranını her zaman basit bir şekilde bulmak mümkün olmadığı için diyafram, lüle gibi metodlara şüphe ile bakılmak, sadece bir mertebe veren metodlar olarak bakılmak gereğine işaret ettim.

Büyük debili pompaların performans deneyleri özel deney standlarındayapılabilir ve bu tür standlarda yeterince büyük depolar yolu ile hacımsal debi metodu uygulanabilir. Ya da açık kanalda debi ölçülebilir. Böylece basma vanasının kısmi açıklıklarında akımda oluşan pülsasyonların basınç ölçmeleri üzerindeki etkisinden kurtulmak mümkün olur.

İkinci sorunuza gelince; deneylerde akışkan olarak havayı kullanmış olmamızın başlıca nedeni diyaframın yarattığı aleatuar karakterdeki titreşimlerle ilgili spektral fonksiyonların hava halinde elimizde mevcut olması idi. Fakat, olay geneldir ve su ile deney yapıldığında benzer sonuçlar elde edilir. Ancak bu sonuçları burada açıkladığımız şekilde hesap yolu ile bulabilmemiz için elimizde $F(\omega)$ fonksiyonları henüz yoktur. Göstermek mümkündür ki, akımın Mach sayısı (ortalama hızın sesin yayılma hızına oranı) ne kadar küçük olursa, titreşimlerin genliği o kadar büyük, dolayısiyle ölçme hatası o derece büyük olur. Sıvı akımlarda pratikte hızların nisbeten düşük (bir kaç metre/san), buna karşılık sesin yayılma hızı havadakinin bir kaç misli olduğu için Mach sayısı çok küçük mertebelerde olur. Bu nedenle de sıvı akımlarında olayın daha şiddetli olması beklenebilir. Gerçekten, yaptığımız bazı deneylerde durumun böyle olduğunu gördük.

Soru Kemal Akbaş (D.S.İ.)

Deneyle tesbit edilen pompa debilerinin gerçek miktarını hesaplamak için düzeltme faktörü ve bir kat sayı mevcutmudur? Tavsiyeleriniz.

Cevap Hasan Fehmi Yazıcı

Akışın mutlak anlamda daimi olmaması, yani pülsatif olması yüzünden diyaframla ölçülen debideki hata miktarı pülsasyonların frekansına, genliğine, akımın Reynolds sayısına, Mach sayısına, diyafram çapının boru çapına olan oranına bağlı olduğu gibi, özellikle tesisatın geometrisine ve boyutlarına da tabidir. Bütün bu parametreler bir tesisattan ötekine değişeceği için, yani her tesisatın pülsasyonları söndürme, ya da amplifiye etme gücü farklı olacağı için, her durumda geçerli olabilecek genel bir düzeltme faktörü değeri vermek mümkün olmamaktadır. Her özel hal için buradakine benzer hesaplar yapılırsa hata miktarının mertebesini saptamak, dolayısiyle o tesisata ait düzeltme faktörünü bulmak kabildir. Ayrıca, diyaframla ölçülen debideki hatanın önceden saptanacak bir sınırın altında kalması için tesisatın geometrik boyutlarının ne olması gerektiğini de bulmak mümkündür.

Hata miktarını azaltmak için en güvenilir çare hız süreksizlik yüzeylerinin doğurduğu titreşimleri yeterince söndürmektir. Tesisatta, su darbelerinin etkilerini önlemek için denge bacası veya hava kazanı mevcut ise, debideki dalgalanmalardan doğan basınç titreşimleri büyük ölçüde söneceği için diyaframla ölçülen debideki hata miktarı azalır görüşündeyim. Bu konuda araştırma yapılması gerekir.

II

KONFERANSLAR

Prof.Dr.Hasan Fehmi YAZICI

"Pompaların Debilerinin Diyaframlarla Ölçülmesinden Doğabilecek Gizli hatalar"

Prof.Dr.Kaan EDİS

"Pompalı Düzenlerde Su Darbesi Olayı ve Önleme Yöntemleri"

E. J. SERVEN

"Pompalar ve Enerji Tasarrufu"

Konferans

SANTRİFÜJ POMPALARIN DENENMESİ

Hasan Fehmi Yazıcı
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

I. GİRİŞ

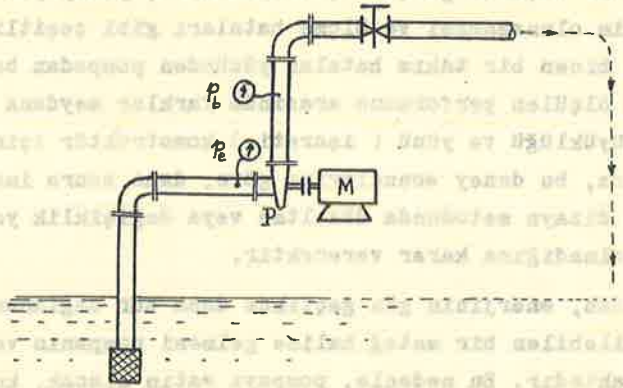
Santrifüj pompalar, diğerleri gibi, istenen bir debiyi (verdiyi) belli bir dönme hızında istenen bir manometrik yüksekliğe , belli bir verimle basmak için hesaplanır, projelendirilir, çizilir, imal edilir. Hesap ve proje aşamasında yapılan kabullerin isabetli olmaması, ya da çalışma şartlarına tam uymaması, imalâtın projeye tamamen uygun bir biçimde gerçekleştirilememesi, yüzey pürüzlülüklerine tam hakim olunamaması ve ölçme hataları gibi çeşitli neden - lerle üst üste binen bir takım hatalar yüzünden pompadan beklenen performans ile ölçülen performans arasında farklar meydana gelir . Bu farkların büyüklüğü ve yönü (işareti) konstrüktör için büyük önem taşır. Zira, bu deney sonuçlarına göre, daha sonra imal edilecek pompalarda dizayn metodunda düzeltme veya değişiklik yapılmasına gerek olup olmadığına karar verecektir.

Öte yandan, enerjinin gün geçtikçe daha zor sağlanan ve daha pahalı elde edilebilen bir metağ haline gelmesi pompanın veriminin önemini artırmaktadır. Bu nedenle, pompayı satın alacak, kullanacak olanın istediği performansı verip vermeyeceğini önceden objektif bir şekilde kontrol ettirmek istemesini de çok doğal karşılamak gerekir.

Ancak, bu kontrol deneylerinin masrafı doğrudan doğruya, ya da dolaylı olarak pompanın maliyetini yükselteceği için, sonuç itibariyle, pompayı satınalanın satınalma gücünü ve rekabeti gözönünde tutarak, ölçme hatalarını çok aza indirmek amacıyla deneylerin hassasiyetini makul sınırların ötesinde arttırmamak gerekir. Makul sınırlar ise, pompanın büyüklüğüne ve sürekli çalışıp çalışmadığına bağlıdır. Meselâ, genel verimleri aynı mertebede olan, biri 100 kW, öteki 10 kW gücünde iki santrifüj pompadan birincisi yılda 8500 saat, ikincisi yılda 800 saat civarında çalışacaksa, bunların genel verimlerinde % 1 mertebesinde bir düşme büyük pompada yılda yaklaşık olarak 10 000 kW-saat, küçüğünde ise yılda 100 kW-saat merte-

besinde fazla enerji sarfiyatını gerektirecektir. 1 kW-saatlik enerjinin bedeli gözönüne alındığında, 100 kW gücündeki pompada deney masrafının daha yüksek olmasına katlanılabilir ve bu pompanın verimini daha hassas şekilde, yani " makul sınırları " daha dar tutarak, belirsizlik aralığını daraltmak, toleransı küçültmek sureti ile saptamak makul sayılabilir.

Bir santrifüj pompanın performansını kontrol etmek için gerçekleştirilen deney tesisatı görünüşte oldukça basittir. (Şek.1) de görüldüğü gibi, emme haznesinden suyu emebilmek için dip klâpeli , ya da klâpesiz bir emme borusu pompaya bağlanır. Basma borusu üzerinde bir vana bulunur. Bu vananın açıklığı değiştirilerek boru sisteminin yük kaybı değiştirilir, dolayısiyle pompanın Q debisi ve H_m manometrik basma yüksekliği, yani pompanın çalışma noktası değiştirilir.



Şek. 1

Pompanın debisini ölçmek için standardlar (bu arada TS 268) şu metodları tavsiye etmektedir :

a) Etalone edilmiş hazne metodu (hacımsal metod), ya da debi küçükse tartı metodu ;

b) Pompanın bastığı su açık bir kanala uygun şekilde boşaltılarak debiyi savak ile ölçme metodu ;

c) Diyafram, lüle, Venturimetre gibi basma borusunun belli yerinde kesitini daraltarak basınç farkı yaratmak suretiyle debiyi ölçme metodu.

Pompanın H_m manometrik basma yüksekliği için de standardlar

$$H_m = \left(z_b + \frac{p_b}{\gamma} + \frac{V_b^2}{2g}\right) - \left(z_e + \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g}\right)$$

bağıntısını vermektedir. Burada (b) endisi pompanın basma ağzını, (e) endisi de emme ağzını temsil etmekte ve V gözönüne alınan dik kesitlerdeki ortalama hızı, z ise bu kesitlerin merkezlerinin seçilen yatay bir referans düzleminden itibaren yükseltileri^ni göstermektedir :

$$V_b = \frac{4Q}{\pi D_b^2} \quad ; \quad V_e = \frac{4Q}{\pi D_e^2}$$

Pompanın emme ve basma ağızlarının çapları (veya kesit alanları) eşit ise, o vakit yukardaki bağıntı

$$H_m = \left(z_b + \frac{p_b}{\gamma}\right) - \left(z_e + \frac{p_e}{\gamma}\right) = \frac{p_b^*}{\gamma} - \frac{p_e^*}{\gamma}$$

olur. Bu bağıntılardaki ihmal veya eksikliklere daha ilerde değineceğiz.

p_b ve p_e basınçları genellikle BOURDON tipi madenî manometrelerle, ya da cıvalı manometrelerle ölçülebilirler. Türk ve İngiliz standardlarına göre p_e basıncı pompanın emme ağzındaki flânştan 1 ilâ 1,5 boru çapı uzaklıktaki kesitte, p_b basıncı ise pompanın basma ağzındaki flânştan itibaren , TS 268 'e göre 1 ilâ 4 boru çapı, İngiliz standardına göre de 1 ilâ 3 boru çapı uzaklıktaki kesitte ölçülmelidir.

Yine TS 268 'e göre, basma vanası p_b basınç prizinden en az 6 boru çapı, İngiliz standardına göre ise en az 3 boru çapı uzaklıkta bulunmalıdır.

Görülüyor ki, basınç prizlerinin yeri konusunda çeşitli standardlar aynı fikirde değildir.

Pompa çarkının dönme hızı devir sayıcıları, ya da mekanik veya elektronik takimetreler, yahut stroboskopla ölçülür.

Çarkı döndüren motor (elektrik motoru) yataklarından askıya alınarak veya torkmetre kullanılarak çarkın miline uygulanan C döndürme momenti ve buradan da (ω açısal hız olmak üzre),

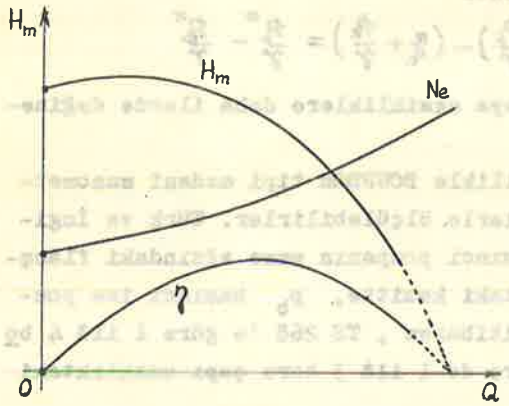
$$N_e = \frac{C\omega}{75} \qquad [BG]$$

bağıntısıyla pompanın miline uygulanan güç (effektif veya etkin güç) N_e hesaplanır. Bundan sonra,

$$\eta = \frac{\gamma Q H_m}{75 N_e}$$

bağıntısından pompanın η genel verimi elde edilir.

Böylece, her vana açıklığında, devir sayısı sabit tutularak (ki, doğru akım motoru ile bu iş kolaydır) Q , H_m , N_e , η değerleri elde edildiği için pompanın sabit dönme hızında manometrik yükseklik, effektif güç ve verim değerlerinin Q debisine bağlı olarak değişimlerini gösteren " karakteristik eğriler " elde edilir (Şek.2)



Şek.2

Standardlar, özellikle pompanın debisinin hangi metodlarla ve nasıl ölçüleceğinden ayrıntılı bir şekilde söz ediyorlar ; hangi koşullara uyulacağını bir bir sayıyorlar. Bu koşullara uyulduğu takdirde de debinin ± % 2 , ya da ± % 1,5 hata ile elde edilebileceğinden bahsediyorlar. Ayrıca, standardlar hangi tip manometre ile basınçların yüzde kaç hata sınırı içinde ölçülebileceğine, çeşitli tipteki takimetrelerle çarkın oönme hızının ne kadar bir hata ile saptanabileceğine değiniyorlar. Pompanın genel verimine ait kombine hata payının elde ediliş şekline de yer veriyorlar.

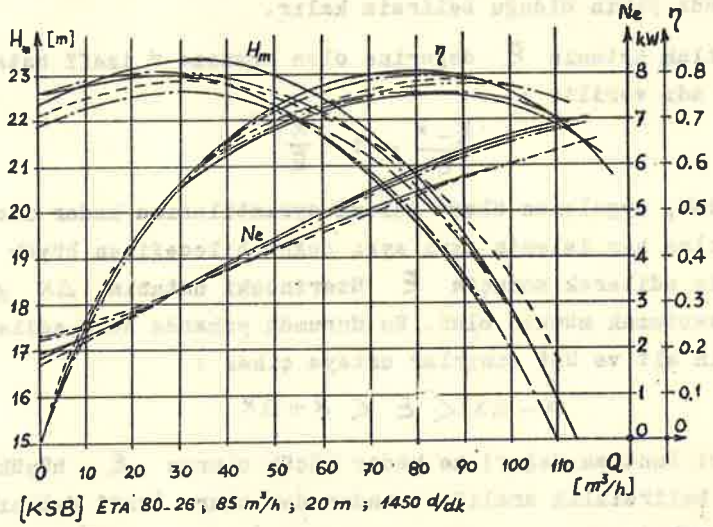
Bütün bunların yanında,standardlar deney tesisatının genel geometrisi hakkında yeterli kısıtlamalar, sınırlamalar, şartlar koymamışlardır. Deney tesisatının geometrisi ve boyutları yapılan debi ve basınç ölçmelerini hangi hallerde ve ne ölçüde etkiler veya etkilemez konusunu açık bırakmışlardır. Oysa, özellikle sistemdeki vananın kısmî açıklıklarında akımda elâstik dalgalanmalar (akustik tipte) meydana gelir ve bunlar, tesisatın geometrisine ve akıma ait şartlar uygun ve elverişli düştüğü takdirde, gerek basınç ve gerekse debi ölçmelerini (diyafram, lüle, Venturi ile ölçme yapılıyorsa) az veya çok etkileyebilirler. Ayrıca, pompanın emme ve basma ağızlarında hız dağılımının sanılandan farklı olması da manometrik bas

ma yüksekliğinin hatalı bir şekilde okunmasına yol açabilir.

Bu konuşmamızda bazı araştırma sonuçlarından yararlanarak, bir nevi geriye doğru bakmak suretiyle santrifüj pompaların performanslarının ölçüldüğü deneylerde uygulanan ölçme yöntemlerini yeniden gözden geçirmek, bilinçli, ya da bilinçsiz yapılan ihmal ve kabullerin yerinde olup olmadığını tartışmaya açmak ve standardların koydukları kurallara, koşullara tam uyulsa bile yine de hatalı sonuçlar elde edilebileceğini göstererek bunların nedenlerine eğilmek istiyoruz.

II. ÖLÇME HATALARI

(Şek.3)te Almanyada KSB Firmasında imal edilmiş bir santrifüj pompanın, boru sistemi aynı kalmak üzere, motor ve ölçü aletleri değiştirilerek çeşitli Üniversite ve Firmaların standardlara uygun deney standlarında saptanmış karakteristik eğrilerinden bir kaç tanesi görülmektedir. Aslında 40 tan fazla deney yapılmıştır. Optimum çalışma bölgesinde manometrik yükseklikte % 5, effektif güç değerinde % 9 , genel verim değerinde de % 6,2 gibi dağılmalar saptanmıştır.[6]



Şek. 3

Ölçmeler standardlara uygun olarak yapıldığı halde, yine standard-

ların verdiği tolerans sınırlarının ötesinde farklı sonuçlar elde edilmesinin nedenleri nedir ? Bu karakteristik eğrilerden hangisi gerçeğe en yakın durumdadır ? Pompanın karakteristik eğrileri, yani performansı gerçekten bağlandığı tesisata, kullanılan ölçü aleti ve ya ölçme metoduna göre değişiyor mu ? Öyle ise, laboratuvarlarda performans ölçme deneyleri yapmanın kullanıcı yönünden anlamı nedir, müşterisine verim garantisi verirken Firma nasıl bir deney tesisatı veya ölçme metodu öngörecektir ?

Daha başka sorular da sorulabilir. Fakat, şüphe yok ki, aynı karakteristik için değişik deney standlarında birbirinden farklı eğ riler bulunmasının bir nedeni yapılan ölçme hatalarıdır. Önce bu ko nuyu kısaca gözden geçireceğiz. Sonra standardların eksik bıraktığı noktaları ele alıp geri kalan farkların bu eksikliklerden doğabile-ceğini açıklamaya çalışacağız.

Bilindiği gibi, gerçek değeri ξ olan bir büyüklüğün bir ölçme sonucunda elde edilen değeri x ise, $(\xi - x)$ cebirsel farkı-na " mutlak hata " , ya da kısaca " hata " denir. Bu farkın ne işareti ve ne de sayısal değeri genellikle bilinmez. Bu nedenle de ölç me sonucunda bulunan x değerinin gerçek ξ değerine hangi yönden ve ne oranda yakın olduğu belirsiz kalır.

Mutlak hatanın ξ değerine olan oranına " izafi hata " (bağıl hata) adı verilir :

$$\frac{\xi - x}{\xi} = 1 - \frac{x}{\xi}$$

Ancak, uygulanan ölçme işlemi ayrıntılarına kadar incelenir-se ve yapılan her işlemin ayrı ayrı doğurabileceği en büyük hata de ğeri tahmin edilerek sonuçta ξ üzerindeki hatanın Δx gibi bir üst sınırını saptamak mümkün olur. Bu durumda yukarda sözü edilen belir sizlik için alt ve üst sınırlar ortaya çıkar :

$$x - \Delta x < \xi < x + \Delta x$$

Δx değeri (mutlak değer) ne kadar küçük olursa ξ büyüklüğü üzerindeki belirsizlik aralığı o kadar dar olur. İzafi hatanın üst sınırı olarak ta

$$\frac{\Delta x}{x - \Delta x} = \frac{\Delta x}{x\left(1 - \frac{\Delta x}{x}\right)} \cong \frac{\Delta x}{x}$$

alınabilir.

Oluş şekilleri, kaynakları ve karakterleri bakımından hataları iki grupta toplamak mümkündür :

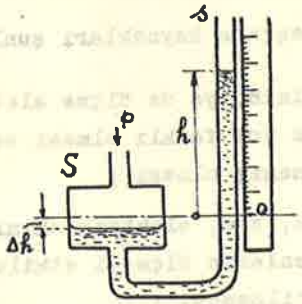
a) Sistematik (veya sabit) hatalar ;

b) Tesadüfî (rastgele) hatalar; arızî hatalar, ya da deneysel hatalar.

Sistematik hatalar kendilerini doğuran sebeplere fiziksel kanunla bağlıdırlar ve bu kanunu saptamak mümkündür. Başka bir deyişle, sistematik hatanın büyüklüğü ile onu doğuran nedenin şiddeti arasında fonksiyonel bir bağ vardır. Deneyi yapan kişi bu bağıntıyı bulabilmişse, sonuç üzerindeki sistematik hatayı ortadan kaldırmak mümkündür. (Metallik bir metre ile uzunluk ölçülürken sıcaklığın metrenin işaretlendiği sıcaklıktan farklı olması halinde ölçme sonuçları üzerindeki sistematik hatayı düzeltebiliriz).

Sistematik hataların başlıca kaynakları şunlardır :

- Ölçü aletinin hatalı olarak kalibre edilmiş olması, ya da okunan değerin düzeltilmesi gerekli ve mümkün olduğu halde bu düzeltmenin yapılmaması ;



Şek.4

Meselâ, hazneli bir sıvı manometresi ile basınç ölçülüyorsa, hazne içindeki sıvı seviyesinde meydana gelen Δh farkını (Şek.4) gözönüne almak gerekir. Bu yapılmazsa sistematik hata yapılmış olur ve basınçlar hep gerçek değerinden küçük okunmuş olur :

$$\frac{p}{\gamma} = h + \Delta h$$

denklemi gerçek p basıncını verir. Haznenin dik kesit alanı S ve cam tübün dik kesit alanı s ise, cetvelde okunan h değeri $\left(1+\frac{s}{S}\right)$ düzeltme faktörü ile çarpılmalıdır:

$$\frac{p}{\gamma} = h\left(1+\frac{s}{S}\right)$$

- Ölçü aletine daima karşıdan ve aynı seviyeden düz bakmak gerekirken hep belli ve başka bir noktadan (alttan veya yukardan) bakılması gibi kişisel alışkanlıklar ;

- Ölçme deneyinin yapıldığı şartlar (basınç, nem, sıcaklık) aletin kalibre edildiği şartlardan oldukça farklı olduğu halde gere

ken düzeltmenin yapılmaması ;

- Seçilen ölçme metodunun uygun olmaması, ya da ölçme tekniğinin uygun biçimde uygulanmaması. (Meselâ, akımda akustik tipten titreşimler olduğu halde bu titreşimleri söndürmeden debinin diyafram metodu ile ölçülmesi, gibi).

Tesadüfî (rastgele) hatalar, değişimleri ölçülemeyen bir takım olaylara, nedenlere bağlı olan, ya da bu tür hataları doğuran nedenlerle hata miktarları arasında bir fonksiyonel bağıntı kurulamayan tipten hatalardır. Böyle olunca da, tekrarlanan her ölçmede bu tür hatalar gerek işaret ve gerekse büyüklük bakımından birbirinden farklı olabilmektedirler. Oysa sistematik hataların işareti, ölçme sayısı ne olursa olsun aynı kalır. Mertebesi de pek değişmez.

Probabilite (Olasılık) kanunlarına yaklaşacak biçimde çok sayıda ölçme yapılırsa rastgele hataların cebirsel toplamının sıfıra gitmesi beklenir. İstatistikte de durum böyle olduğu için, bu tür hatalara " tesadüfî " (aleatuvar) bir değişken gözü ile bakılabilir ve istatistik teoriler bunların tahmininde uygulanabilir.

Tesadüfî veya rastgele hataların başlıca kaynakları şunlardır :

- Ölçmeyi yapanın tahmin ve takdirinin, ya da ölçme aletini gözleme biçiminin her ölçmede birbirinden az çok farklı olması ve ölçmeyi yapanın bu davranışının farkına varmamış olması ;

- Ölçme sırasında, basınç, sıcaklık, nem, elektrik akımının frekansı ve voltajı, v.b. gibi bazı dış etkenlerin ölçmeyi etkileyebilecek kadar değişmesi ve bunun farkına varılmaması ;

- Küçük mekanik titreşimler, yakında çalışan elektrik motorlarından gelebilecek parazit elektromanyetik dalgalar gibi ölçmeyi etkileyebilecek küçük pertürbasyonların var olması (Büyük olanların kolayca farkına varılması mümkün olduğundan zaten gereken tedbir alınır) ;

- Ölçülen büyüklüğün bazan tam olarak tanımlanmaması ve bu nedenle tanımın ölçmeyi yapanın takdirine bırakılmış olması. (Sıcaklık, basınç, hız, v.b. noktadan noktaya değişebilir. Hangi noktadaki değerin istendiği belirtilmezse ölçmeyi yapan kişi dilediği noktadaki büyüklüğü ölçer. Ölçmeyi tekrarladığı zaman da farklı bir nokta seçebilir : odanın sıcaklığı gibi).

Aynı büyüklük, aynı aletle ve aynı kişi tarafından arka arkaya bir kaç kez ölçülürse, her ölçmede yapılan arızî hatanın işareti değişik olabileceğinden ölçme sonucunda elde edilen değerlerin aritmetik ortalaması alınırsa bu ortalama değer bütün deney sonuçları arasında gerçeğe " en yakın " veya " en muhtemel değer " olur. Zira, deney sonuçlarının toplama işlemi yapılırken tesadüfî hatalar da cebirsel olarak kendiliğinden toplanmış olacağı için ters işaretli olan hatalar birbirlerini kısmen telâfi edebilirler. Böylece, aynı büyüklük ne kadar çok ölçülürse ölçme sonuçlarının aritmetik ortalaması o büyüklüğün gerçek değerine o kadar yaklaşır.

Buna karşılık, ölçme deneyi ne kadar tekrar edilirse edilsin sistematik hatalarda bir eksilme, bir telâfi söz konusu olmaz. Zira bu tür hataların işareti değişmez, büyüklükleri de aynı mertebede kalır.

Bu nedenle, ölçme deneylerinde sadece tesadüfî hataların var olması, sistematik hataların hiç bulunmaması, ya da çok küçük mertebelerde kalması daima tercih edilir. Böyle olmakla beraber, genellikle ölçmelerde her iki tür hata değişik oranlarda ölçme sonuçlarını etkiler.

Şimdi, bir santrifüj pompanın performansını saptamak için yapılan ölçmelerde sistematik hata bulunmadığını kabul edelim.

$$\eta = \frac{\gamma Q H_m}{75 N_e}$$

şeklinde olan genel verim bağıntısındaki her büyüklük sadece birer kez ölçülmüşse genel verim üzerindeki izafî hatanın üst sınırı, ki buna artık kısaca " izafî hata " diyebiliriz, öteki büyüklüklere ait izafî hatalara bağlı olarak, logaritmik türev kuralından yararlanmak suretiyle,

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} + \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{\Delta H_m}{H_m} + \frac{\Delta N_e}{N_e}$$

şeklinde hesaplanır. Burada son terimin anılan kurala göre negatif olması gerekirken pozitif yazılmasının nedeni şudur :

Her büyüklüğe ait hatanın işareti ve büyüklüğü belli değildir ama mutlak değerce üst sınırını tahmin etmek mümkündür. Öyle ise, verim üzerindeki izafî hatanın üst sınırı da en kötü ihtimal gözönüne alınarak, yani N_e üzerindeki hatanın negatif olması hali dikkate alınarak bulunmalıdır. Böyle davranmakla bulunacak hata gerçek hata miktarından daima büyük olacaktır. Esasen hesabın mantığı da budur.

Fakat bu tür bir mantık pompanın verimi için oldukça geniş bir belirsizlik aralığı verir. Bunu şöyle sayısal bir örnekle açıklayabiliriz :

TS 268 numaralı standarda göre, yatay eksenli bir temiz su santrifüj pompasının devir sayısı mekanik bir takimetre ile, effektif gücü askıya alınmış bir elektrik motoru ile, debisi 90^{o} lik bir üçgen savakla, manometrik basma yüksekliği de skalası kontrol edilmiş BOURDON tipi bir madeni manometre ile veya cıvalı bir diferansiyel manometre ile standardda belirtilen koşullara tam uyularak ölçülürse, sıvıların özgül ağırlıklarının hatasız olarak bilindiğini kabul etsek bile, aynı standardda debi, manometrik yükseklik, effektif güç için belirtilen hata limitleri

$$\frac{\Delta Q}{Q} = 0,02 \quad ; \quad \frac{\Delta H_m}{H_m} = 0,01 \quad ; \quad \frac{\Delta N_e}{N_e} = 0,02$$

olduğu için pompanın genel verimi en iyi koşullarda

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = 0,02 + 0,01 + 0,02 = 0,05$$

hata ile bulunabilecek demektir. Yani, ölçmelerde sistematik hata yapılmadığını kabul ettiğimiz halde, sadece tesadüfî hatalar nedeniyle pompanın genel verimini bu verimin $\pm$ % 5 kadar hata sınırları içinde saptayabileceğiz. Örneğin, deneyde verim 0.75 olarak bulunmuş ise,

$$0,75 \times 0,05 = 0,0375 \quad \text{veya} \quad \% 3,75$$

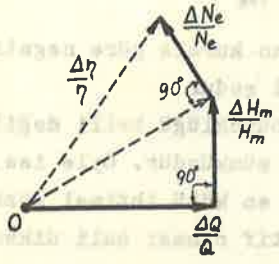
olduğu için pompanın veriminin gerçek değeri

$$\% 75 - \% 3,75 < \eta < \% 75 + \% 3,75$$

veya,

$$0,71 < \eta < 0,79$$

eşitsizliklerini gerçekleyecektir.



Şek. 5

Söz konusu hatalar geometrik olarak toplansaydı, yani, hatalar birer vektörle temsil edilip önce ikisi birbirine dik olarak uç uca yerleştirilerek toplansa, sonra da üçüncüsü ilk ikisinin bileşkesinin ucuna dik olarak yerleştirilip toplansa (Şek.5),

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H_m}{H_m}\right)^2 + \left(\frac{\Delta N_e}{N_e}\right)^2}$$

veya, yukardaki sayısal değerlerle,

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \left[(0,02)^2 + (0,01)^2 + (0,02)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 0,03$$

ve dolayısiyle,

$$\%75 - \%75 \times 0,03 < \eta < \%75 + \%75 \times 0,03$$

yahut,

$$0,73 < \eta < 0,77$$

gibi daha dar bir belirsizlik aralığı bulunmuş olur. Standardlar bu yolu önermektedirler. Biraz sonra böyle bir hata toplamının hangi istatistik koşullarda yapılabileceğine değineceğiz.

İlke olarak, ölçme deneylerinde sistematik hataların önlenmesi gerekir demiştik. Geriye, tamamen ortadan kaldırılmaları mümkün olmayan tesadüff hatalar kalıyor ki, bunların mertebelerini tahmin ederken istatistik teorilerden ve sonuçlarından yararlanılabilir. Bu konuya değinmeden önce istatistikten bazı sonuçları hatırlayalım :

ξ büyüklüğü sonsuz kez ölçülürse, her defasında bulunan X_i değerlerinin aritmetik ortalaması ξ değerini verir ve N ölçme sayısını göstermek üzre,

$$\xi = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{\infty} X_i$$

yazılır. Ancak, pratikte N ölçme sayısı daima sonlu, sınırlı kalacağı için

$$\bar{X} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} X_i$$

şeklindeki aritmetik ortalama değeri, N sayısına bağlı olarak, gerçek değerinden az çok farklı, yani hatalı olacaktır.

$$S = \sqrt{\frac{1}{N-1}\cdot\sum_{i=1}^{N}(X_i - \bar{X})^2} \quad ; \quad t = \frac{\bar{X} - \xi}{\frac{S}{\sqrt{N}}}$$

olmak üzre, $\bar{X}$ ortalama değerine ait hataların dağılımı STUDENT takma adını kullanmış olan W. GOSSET Dağılim Fonksiyonuna uyar : (Bu fonksiyona " t " veya STUDENT Dağılımı adı verilir)

$$\varphi(t) = \frac{1}{\sqrt{\pi}\sqrt{N-1}} \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{N}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{N-1}{2}\right)} \cdot \left[1 + \frac{t^2}{N-1}\right]^{-\frac{N}{2}}$$

N ölçme sayısı çok büyük (30 dan büyük) olursa STUDENT dağılımı yerine GAUSS (veya NORMAL) dağılım alınabilir. Bu dağılımlar için tablolar düzenlenmiştir. Deney sonucu yüzde kaç güvenirlikle verilmek isteniyorsa bu tablolardan ona göre ve N sayısına göre t değeri alınır ve s değeri hesaplandıktan sonra sonuç

$$\bar{x} - s\frac{t}{\sqrt{N}} < \xi < \bar{x} + s\frac{t}{\sqrt{N}}$$

şeklinde verilir. Uygulamada en çok % 95 güvenirlilik kullanılır. Özel hallerde sonuçlar % 90 veya % 99 güvenirlilikle de verilmektedir.

Aşağıdaki tabloda STUDENT Dağılımına ait bazı değerler verilmiştir :

%95 Güvenirlik halinde :

N :	2	3	4	5	6	7	8	10
t :	12,71	4,30	3,18	2,78	2,57	2,45	2,36	2,26

%99 Güvenirlik halinde :

N :	2	3	4	5	6	7	8	10
t :	63,61	9,92	5,84	4,60	4,03	3,71	3,50	3,25

Bu tablodan da görüldüğü gibi, aynı s standard sapma (hata) değeri için N ölçme sayısı ne kadar büyük olursa $\frac{t}{\sqrt{N}}$ o kadar küçük, dolayısıyle belirsizlik aralığı o kadar dar olur. Bu nedenle ölçülmek istenen büyüklüğü aynı koşullarda bir çok kez ölçmekte yarar vardır.

Şimdi X ve Y gibi ölçülen iki büyüklüğün belli bir fonksiyonu olan U(X,Y) büyüklüğünü gözönüne alalım. X ve Y ölçülürken yapılan hatalar U büyüklüğüne de sirayet eder. X ve Y üzerindeki hatalar birbirinden bağımsız olabileceği gibi, birbirine bağımlı (ilişkili, ya da korrelâsyonlu) da olabilirler. Bu durumu açıklığa kavuşturmak için aşağıdaki gibi bir korrelâsyon faktörü C_{xy} tanımlanır :

$$C_{xy} = \frac{1}{(N-1)\,S_x S_y} \cdot \left[\sum_{i=1}^{N} X_i Y_i - N \bar{X}.\bar{Y} \right] .$$

Sözü edilen hatalar birbirinden bağımsız ise $C_{xy} = 0$, aksine orantılı (tam korrelâsyonlu) iseler $C_{xy} = \pm 1$ olur.

X ve Y ye ait standard sapmalara (hatalara) bağlı olarak U büyüklüğüne ait s_U standard sapma (hata)

$$s_U = \sqrt{\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)^2 s_x^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2 s_y^2 + 2\, C_{xy} \frac{\partial U}{\partial x} \cdot \frac{\partial U}{\partial y}\, s_x s_y}$$

olur. Şayet U üçüncü bir Z büyüklüğüne de bağlı ise o vakit yukardaki kare kökün içine

$$\left(\frac{\partial U}{\partial Z}\right)^2 s_z^2 + 2\, C_{xz} \frac{\partial U}{\partial x} \cdot \frac{\partial U}{\partial Z} \cdot s_x s_y + 2\, C_{yz} \frac{\partial U}{\partial y} \cdot \frac{\partial U}{\partial Z} \cdot s_y s_z$$

toplamı eklenmelidir. Ama X, Y, Z, ... ölçülürken yapılan hatalar arasında korrelâsyon yoksa,

$$s_U = \sqrt{\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)^2 s_x^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2 s_y^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial Z}\right)^2 s_z^2}$$

olur.

s_{xi} yerine $s_{xi} \frac{t}{\sqrt{N}}$ konursa s_U da $s_U \frac{t}{\sqrt{N}}$ olur ve bu durumda U nun gerçek değeri

$$\bar{U} - s_{\bar{U}} \frac{t}{\sqrt{N}} < \xi < \bar{U} + s_{\bar{U}} \cdot \frac{t}{\sqrt{N}}$$

eşitsizliklerini gerçekler.

Bu sonuçları bir santrifüj pompanın genel verimini veren bağıntıya uygularsak,

$$s_{\bar{\eta}} = \sqrt{\left(\frac{\gamma H_m}{75 N_e}\right)^2 s_{\bar{Q}}^2 + \left(\frac{\gamma Q}{75 N_e}\right)^2 s_{\bar{H}m}^2 + \left(-\frac{\gamma Q H_m}{75 N_e^2}\right)^2 s_{\bar{N}e}^2}$$

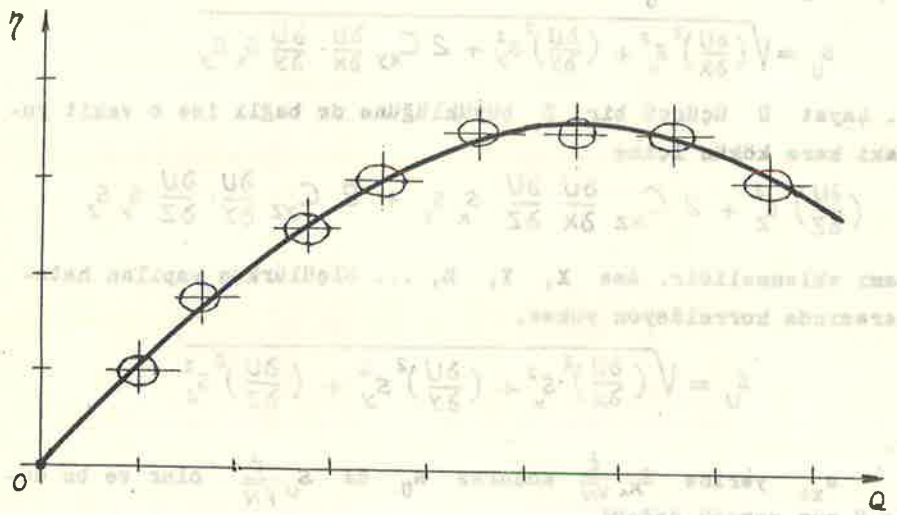
veya

$$\frac{s_{\bar{\eta}}}{\bar{\eta}} = \sqrt{\frac{s_{\bar{Q}}^2}{\bar{Q}^2} + \frac{s_{\bar{H}m}^2}{\bar{H}_m^2} + \frac{s_{\bar{N}e}^2}{\bar{N}_e^2}}$$

bulunur. Bu bağıntıda çeşitli hatalar arasında ilişki bulunmadığı kabul edilmiştir. Ancak, H_m , N_e ve hatta Q üzerindeki hatalar aynı kaynaktan doğabiliyorsa (kısmen veya tamamen) o vakit korrelâsyon faktörlerini dikkate almak gerekir.

Yukardaki bağıntıda kare kök içindeki hatalar % 95 güvenirlilik içindeki hatalar ise $\frac{s_{\bar{\eta}}}{\bar{\eta}}$ da aynı güvenirlilik içindeki verim hatasını gösterir.

Böylece, her çalışma noktası için ölçülen Q , H_m , N_e değerlerine ait takımlardan (her büyüklük bir çok kez ölçüldüğü için) $\bar{Q}$, $\bar{H}_m$, $\bar{N}_e$ ortalama değerleri ve $s_{\bar{Q}}$, $s_{\bar{H}m}$, $s_{\bar{N}e}$ sapmaları hesaplanabilir. Şüphesiz her noktada ortalama genel verime ait $s_{\bar{\eta}}$ değeri, $\bar{Q}$ değerine bağlı olarak, farklı değerler alabilir.



Şek. 6

Bu şekilde, her ($\bar{Q}, \bar{\eta}$) noktası etrafında, yarı eksenleri % 95 güvenirlilik (emniyet) içindeki hata sınırına eşit olan ellips biçiminde bir dağılım bölgesi bulunur (Şek.6). % 95 güvenirlilikle pompanın genel verimi bu bölgeler içindeki noktalardan, ellipsin merkezine olabildiğince yakın olarak geçirilen bir eğri boyunca değişecek demektir. Çizimi serbest elle yapmak yeterlidir[4].

III. PERFORMANS ÖLÇME DENEYLERİNDE BAŞKA ÖNEMLİ HATA KAYNAKLARI

Santrifüj pompalar denenirken tesadüfî ölçme hataları ve sistematik hatalar dışında, deney sonuçlarını önemli derecede etkileyen ve fakat dikkat edilmezse farkına varılmayan, bir bakıma sistematik hata olarak kabul edilebilecek çeşitli hatalar vardır. Bu hataları doğuran sebepler ortadan kaldırılmadıkça yapılan ölçmelerin normal tesadüfî hata toleransları dışına çıkması mümkündür, ya-

ni deney sonuçlarının tekrarlanabilirliği ortadan kalkar. Bu tür hataların kaynakları ve önlenmeleri hakkında standardlar henüz yeterli önlemler getirmemişlerdir. Bu nedenle deney sonuçlarını değerlendirirken tarafların bu belirsizlikleri hesaba katmaları gerekir. Burada sözünü etmek istediğimiz başlıca hata kaynakları şunlardır :

- Pompa ve pompa ile boru sistemi arasındaki etkileşim ;
- Basınç prizlerinin yeri, şekli, bu prizlerle manometreler arasındaki bağlantı ;
- Debide meydana gelen düşük frekanslı titreşimler ve bunların basınç ve debi ölçmelerini etkilemeleri ;
- Manometrik basma yüksekliğinin tanımına tamamen uyacak ölçmelerin yapılamaması...

Bu şekilde grupladığımız hata kaynaklarının doğurdukları hatalar üzerinde henüz yeterince araştırma yapılmamış veya yayınlanmamıştır. Bu bakımdan açıklamalarımızın bir bölümü ister istemez kalitatif karakterde olacaktır.

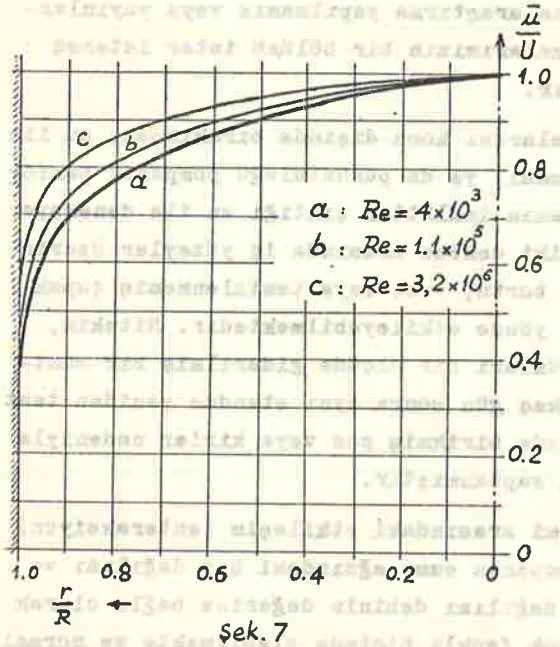
Pompadaki imalât hatalarını konu dışında bırakırsak, su ile temasta olan yüzeylerin aşınması, ya da pürüzlülüğü pompanın performansını az çok etkiler. Pompanın imalâttan çıktığı an ile denemeye alındığı an arasında, ya da iki deneme arasında iç yüzeyler üzerinde biriken pas, kir, pislik, tortu, v.s. veya temizlenmemiş çapaklar test sonuçlarını olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Nitekim, çarkı iyi temizlenmiş ve pürüzleri bir ölçüde giderilmiş bir santrifüj pompa denendikten bir kaç gün sonra aynı standda yeniden test edildiğinde, yüzeyleri üzerinde birikmiş pas veya kirler nedeniyle genel veriminde düşme olduğu saptanmıştır.

Pompa ile boru sistemi arasındaki etkileşim (enteraksiyon) çok daha önemlidir. Gerek pompanın emme ağzındaki hız dağılımı ve gerekse basma ağzındaki hız dağılımı debinin değerine bağlı olarak tasarlanan veya istenenden çok farklı biçimde olabilmekte ve normal borularda rastlanan türbülânslı akım halindeki ortalama hız dağılımından bambaşka şekiller alabilmektedir. Bu nedenle de, örneğin, manometrik basma yüksekliğinin ve dolayısiyle verimin saptanmasında ciddî hatalar meydana gelmektedir.

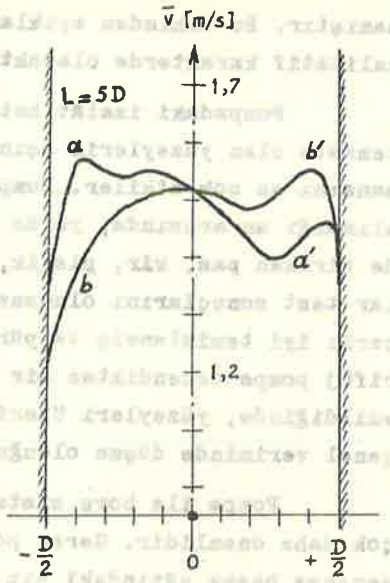
Önce pompanın emme ağzını ele alalım. Buradaki akımın yapı-

sına emme borusu üzerinde bulunan dirsek ve bu dirseğin yeri, var ise vana, yakınsak,ya da ıraksak konik boru parçaları gibi elemanlar etki yaparlar.

Borular üzerine yerleştirilen dirseklerin kesit içindeki hız dağılımının şeklini değiştirdikleri, özellikle akımı biraz helikoidal hale soktukları bilinmektedir. Nitekim, C. ÖZGÜR tarafından 1966 da bitirilen HELİKOİDAL AKIŞTA DİRSEK KAYIPLARI konulu deneysel çalışmada 90° lik dirseklerin çıkış kesitlerinde ve cidarlarına çok yakın noktalarda boru ekseni ile 10° ilâ 12° lik açı yapan hızlar bulunduğu sonucuna varılmaktadır. Buna bir de pompa çarkının dönmesinden dolayı meydana gelen ön dönme eklenir. Böylece emme borusu içinde oluşan helikoidal akışta hızın bir de teğetsel bileşeni bulunacaktır.



Şek. 7

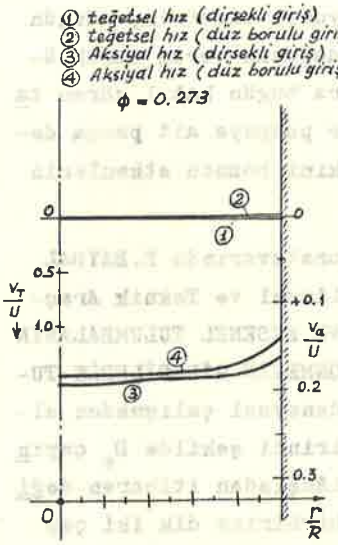


Şek. 8

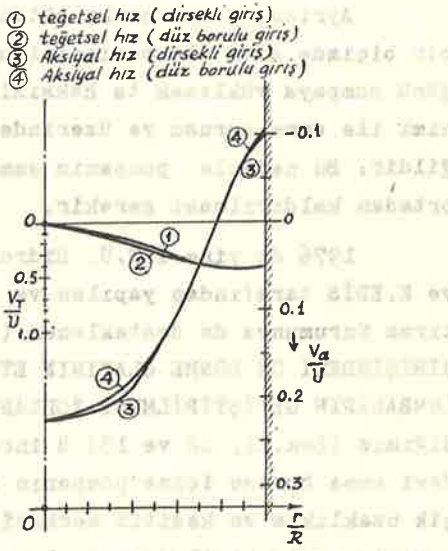
(Şek.7)de, R yarıçapında dairesel kesitli/pürüzsüz, uzun silindirik bir boruda cereyan eden türbülânslı bir akışta, akımın yerleştiği ve hız dağılımının artık kesitten kesite aynen tekrarlandığı bölgede borunun bir dik kesiti içinde, bir noktadaki $\bar{u}$ ortalama hızının yarı çap boyunca ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi görül-

mektedir. Burada U boru ekseni üzerindeki ortalama hızdır. Böyle bir akımda ortalama yörüngeler boru eksenine paralel olacağı için (eğrilik yarıçapları sonsuz büyük) $\bar{P}$ ortalama basınç yarı çap boyunca değişmeyecek ve borunun cidarında okunan ortalama basınç bütün dik kesitteki ortalama basınç olacaktır.

(Şek.8)de ise, eğrilik yarıçapı D boru çapının bir buçuk katı olan 90^{o} lik bir dirsekten 5 boru çapı uzaklıktaki bir kesitte dir seğin eksen eğrisinin bulunduğu düzlemde (a) ve bu düzleme dik (b) iki çap boyunca $\bar{V}$ eksenel ortalama hızın dağılımı görülmektedir. Hem simetri ve hem de biçim bakımından bu hız dağılımının (Şek.7) dekinden çok farklı olduğu gözden kaçmamaktadır[5].



Şek. 9



Şek.10

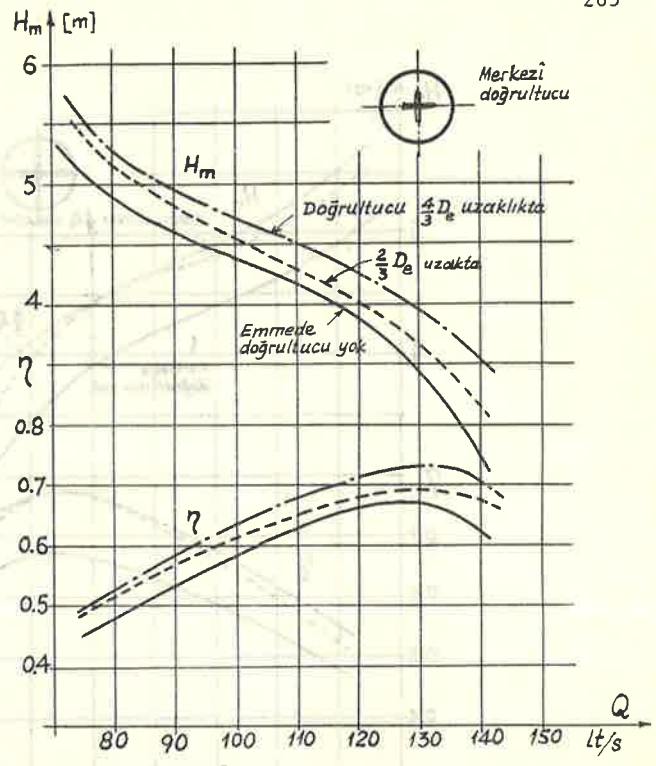
(Şek.9)da bir santrifüj pompanın R yarıçapındaki emme ağzı kesitinde ön dönme (helikoidal akış) olmadığı zaman eksenel hız V_a nın yarı çap boyunca dağılımı, (Şek.10) da ise, ön dönmenin varlığı halindeki V_a eksenel ve V_T teğetsel hızların yine yarıçap boyunca değişimlerini görmek mümkündür[6].

Ortalama akım eksenel (doğrusal yörüngeli) olmayınca ortalama basınç ta dik kesit içinde sabit kalamaz ve kesitin merkezine

yaklaşıldıkça düşer. Nitekim, İ.T.Ü. Hidromekanik Lâboratuvarında 1976 da A.H.TÜRKMEN tarafından yapılan bir çalışmada, borunun cidarına yakın bir noktada hız vektörünün boru ekseniyle 7^{o} gibi küçük bir açı yapması halinde bile cidarda ölçülen ortalama (zaman içindeki ortalama) basınç boru ekseni üzerinde ölçülen ortalama effektif basınçtan % 10 mertebesinde daha büyük bulunmuştur.[12] Bu nedenle, ön dönme olayı varken, bir santrifüj pompanın emme ağzında ve cidar üzerinde ölçülen basıncın H_m manometrik yükseklik bağıntısında bulunan ve tüm kesitte sabit kaldığı farzedilen p_e basıncı olamayacağı açıktır. Deneyler bu şekilde yapılıyorsa (ki ona şüphe yok) farkına varılmadan mertebesi belirsiz bir hata işleniyor demektir.

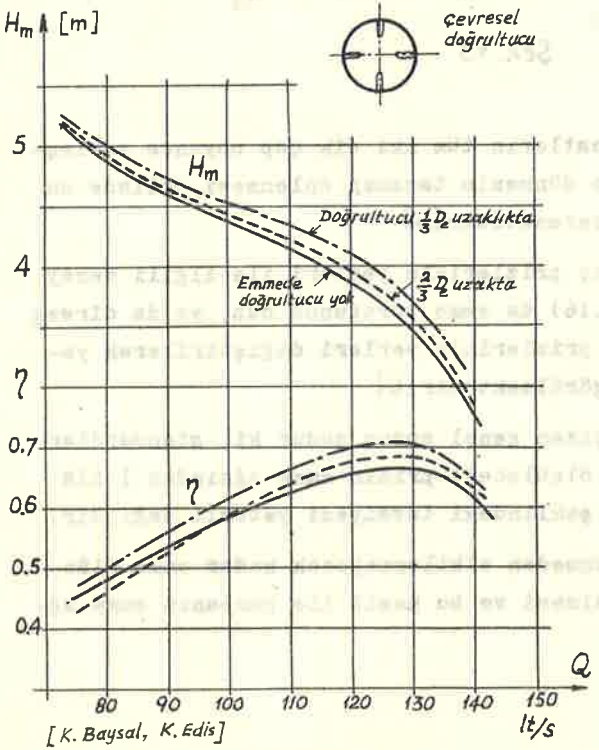
Ayrıca, pompa çarkı bütün çevresi boyunca simetrik, düzgün bir biçimde sıvı ile beslenemiyorsa bundan doğacak verim düşüklüğünü pompaya yüklemek te haksızlık olur. Zira bugün kabul gören tanımı ile emme borusu ve üzerindeki dirsekler pompaya ait parça değildir. Bu nedenle pompanın emme ağzında akımı bozucu etkenlerin ortadan kaldırılması gerekir.

1976 da yine İ.T.Ü. Hidromekanik Lâboratuvarında K.BAYSAL ve K.EDİS tarafından yapılan ve Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumunca da desteklenen (SANTRİFÜJ VE EKSENEL TULUMBALARIN GİRİŞİNDEKİ ÖN DÖNME OLAYININ ETÜDÜ VE ÖN DÖNMENİN GİDERİLEREK TULUMBALARIN GELİŞTİRİLMESİ YOLLARI) konulu deneysel çalışmadan aldığımız (Şek.11, 12 ve 13) ü inceliyelim. Birinci şekilde D_e çapındaki emme borusu içine pompanın emme ağzı flânşından itibaren değişik uzaklıkta ve kesitin merkezi bölgesine birbirine dik iki çap boyunca yerleştirilen ve boyları kesit yarıçapının yarısı kadar olan kanatlardan oluşan bir doğrultucu ile ön dönmeye engel olunması halinde bilinen ölçme yöntemleriyle elde edilen manometrik yükseklik ve genel verim karakteristikleri görülmektedir. Yarım da olsa, doğrultucunun varlığı H_m ve genel verim değerlerinin doğrultucu bulunmadığı haldeki değerlerden daha yüksek ölçülmesine neden olmuştur. (Şek.12)sözü edilen doğrultucunun kesitin çevresinde bulunması halindeki sonuçları göstermektedir. Bu tür bir doğrultucunun sonuçları nisbeten daha az etkilediği, yani ön dönmeyi daha az oranda önlediği gözlenmektedir.



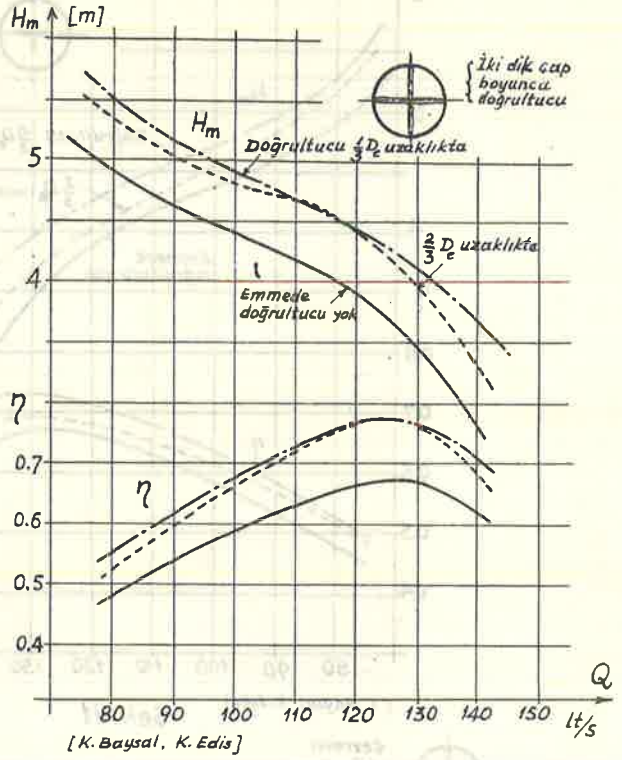
[K. Baysal, K. Edis]

Şek. 11



[K. Baysal, K. Edis]

Şek. 12



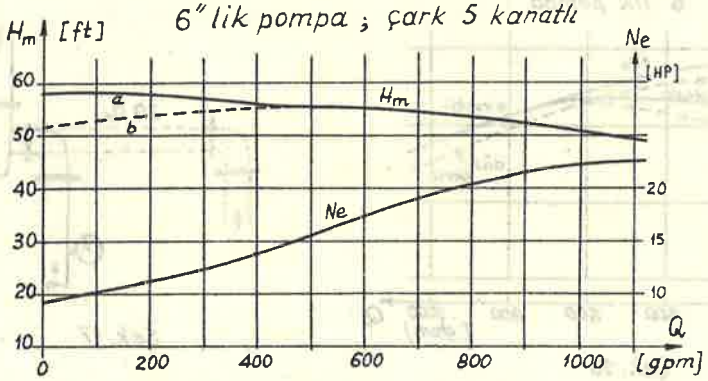
Şek. 13

(Şek.13)doğrultucu kanatların tüm iki dik çap boyunca yerleştirilmeleri halinde, yani ön dönmenin tamamen önlenmesi halinde en iyi sonucun alınacağını göstermektedir[6].

(Şek.14 ve 15)te basınç prizlerinin yerleri ile ilgili deney sonuçları verilmiştir. (Şek.16) da emme borusunun düz, ya da dirsekli olması hallerinde basınç prizlerinin yerleri değiştirilerek yapılan deneylerin sonuçları görülmektedir[6].

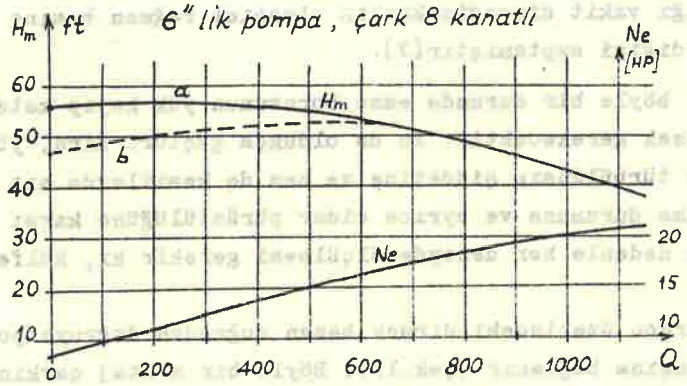
Bu bir kaç örnekten çıkan genel sonuç şudur ki, standardlarda pompanın emme basıncının ölçüleceği prizin emme ağzından 1 ilâ 1,5 çap kadar uzakta olması şeklindeki tavsiyesi yeterli değildir.

Emme basıncının ön dönmeden etkilenmeyecek kadar emme flânşından uzak bir kesitte ölçülmesi ve bu kesit ile pompanın emme ağ-



(a) basınç prizi $10\,D_e$ uzakta
(b) priz emme ağzı flânşında

Şek. 14

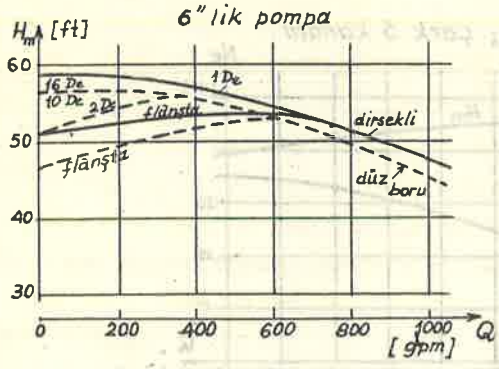


(a) basınç prizi $15\,D_e$ uzakta
(b) priz emme ağzı flânşında

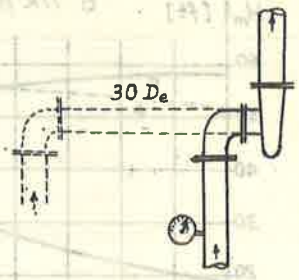
Şek. 15

zı arasında kalan boru parçasındaki yük kaybının H_m hesabında gözönüne alınması akla gelen bir çözümdür. Bu uzaklık için BONNINGTON[7] $10\,D_e$, YOUNG ise $15\,D_e$ önermektedirler[8].

Kanımızca bu değerler de her hal için yeterli ve emniyetli olamaz. Helikoidal akımın kendiliğinden sönebilmesi için oldukça uzun borulara gerek olduğu bilinmektedir. Kaldı ki, dirseklerin bozdukları hız dağılımını düzeltebilmek için gerekli uzunluk yukarda



Şek. 16



Şek. 17

belirtilenlerden fazladır. Örneğin, eğrilik yarıçapı kendi çapının 1,5 katı olan 90° lik bir dirsek halinde bu mesafenin en az 30 D olduğu saptanmıştır.[5] BONNINGTON da deneylerinde 30 D uzunluğunda düz boru kullandığı vakit dirseğin keskin olmasına rağmen basınç ölçmesini etkilemediğini saptamıştır[7].

Ayrıca, böyle bir durumda emme borusunun yük kayıp katsayısını fiilen ölçmek gerekecektir. Bu da oldukça güçtür. Zira, yük kayıp katsayısı hem türbülânsın şiddetine ve hem de kesitlerde hız profillerinin bozulma durumuna ve ayrıca cidar pürüzlülüğüne karşı çok hassastır. Bu nedenle her deneyde ölçülmesi gerekir ki, külfetli bir iştir.

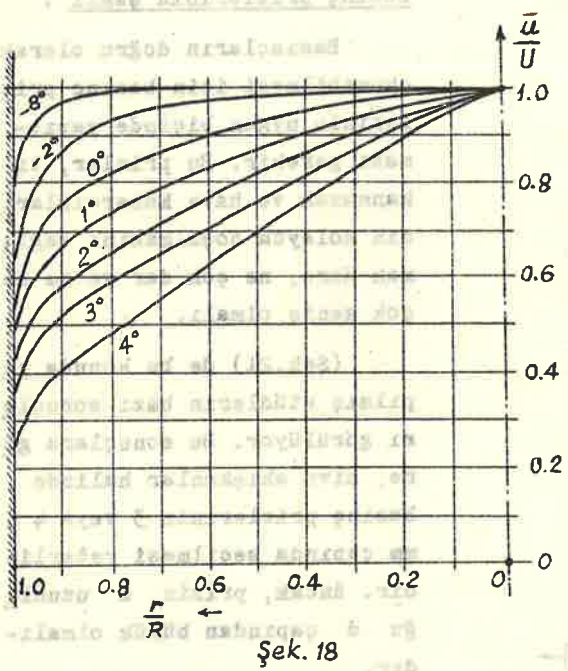
Emme borusu üzerindeki dirsek bazan doğrudan doğruya pompanın emme ağzı flânşına bağlanır (Şek.17). Böyle bir montaj çarkın yarattığı ön dönmenin şiddetini azaltır ama akımın simetrisini bozmağa devam eder. Bu durumda basınç prizinin dirsekten önce yapılması ve dirsek kaybının hesaba katılması gerekir ki, bu durum önceki hale göre daha büyük güçlükler doğurur. Çünkü, pompa çarkının yarattığı ön dönme dirsekteki akımı etkiler ve dolayısiyle dirseğin yük kayıp katsayısı değişir.

Bütün bu olumsuz etki yapan olaylara pompanın kısmî debilerde çalışması halinde emme ağzının özellikle dış, yani çevre bölgesinde meydana gelen geri dönüş akımlarını ve ayrıca dip klâpesinin etkilerini de eklemek gerekir. Böylesine karışık ve belirsiz bir akım bölgesinde basınç ölçmelerinin nasıl yapılması gerektiği konusu siste-

matik etüdlerle açıklığa kavuşturulmalıdır. Bu yapılmadığı ve mevcut standardların yetersiz kalan tavsiyelerine uyulmağa devam edildiği sürece mertebesi belirsiz ve fakat çoğu zaman önemli olacağı süphesiz bir takım hatalar yapılmağa devam olunacaktır.

Pompanın basma ağzına gelince :

Genellikle salyangozun çıkış kesiti ile pompanın basma ağzı arasında bir difüzör bulunur. (Şek.18) de NIKURADSE nin düz bir kanal üzerine yerleştirdiği değişik koniklikteki difüzörler ve yakınsak konik elemanlar halindeki ortalama hız (zaman içindeki ortalama hız) dağılımları dikkat çekicidir. Bu deneysel sonuçlara göre koniklik açısı pozitif değerlerle gösterilen difüzörler hız profilini sivrileştirmekte, buna karşılık, negatif koniklik açılarında, yani yakınsak elemanlar halinde hız profili düzgünleşmektedir.



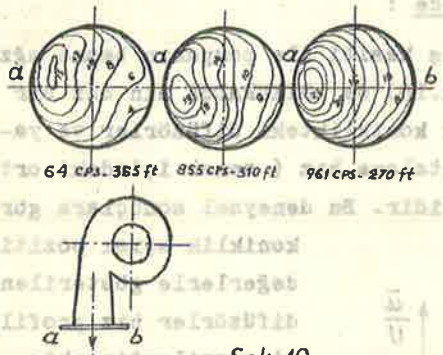
Şek. 18

Santrifüj pompanın salyangozunun dirsek etkisine ek olarak çıkış difüzörü basma ağzındaki hız dağılımını bozar. Burada da akım az çok helikoidal bir biçim alır.

(Şek.19) Amerika Birleşik Devletlerinde Grand Coulée Hidroelektrik Tesisinde bulunan bir santrifüj pompanın basma ağzında ve değişik üç debi değerinde yapılan hız taramaları sonucunda elde edilen eşit hız eğrilerini göstermektedir. Hız profilindeki düzgünsüzlük ilgi çekicidir.

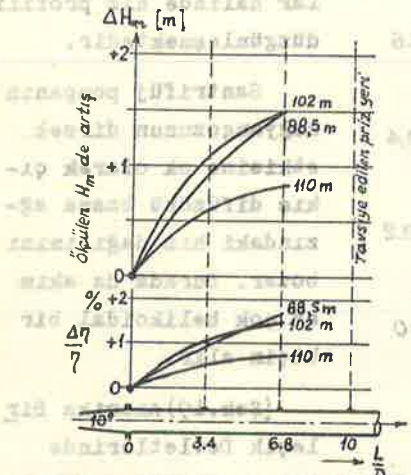
Bu durumda pompanın p_b basıncını (ki, akım türbülânslı olduğu için bu basıncın zaman içindeki ortalama değerini) ölçebilmek için, bu basıncın dik kesit içinde sabit kaldığının kabul edilebile-

ceği bir kesit seçmek ve bu kesit ile pompanın çıkış kesiti arasındaki yük kaybını hesaba katmak gerekir.



Şek. 19

Bu mesafeyi İngiliz Standardları basma borusunun çapı cinsinden 1 ilâ 3 D, Türk Standardı TS 268 ise, 1 ilâ 4 D olarak tavsiye etmektedir. Oysa, (Şek.20) de sözü edilen kesiti elde edebilmek için 10 D uzunluğu alınmıştır.



GRAND COULEE DAM Pompaları
$H_m = 94\ m \cong 310\ ft$
$Q = 148\,000\ m^3/H \cong 1450\ cfs$
$V_b = 4{,}07\ m/s$
$n = 200\ d/dk$
[C. Blom, Tr. ASME 1950, Vol. 72, S. 53-70]

Şek. 20

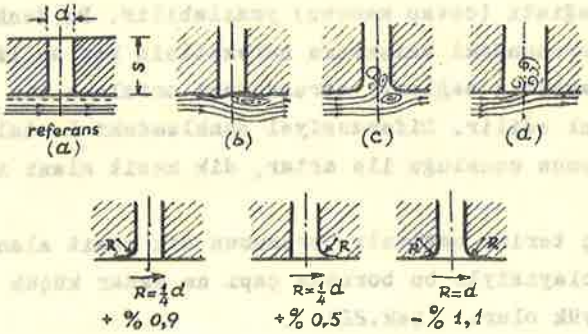
Basınç prizlerinin şekli :

Basınçların doğru olarak okunabilmesi için basınç prizlerinin uygun biçimde yapılması gerekir. Bu prizler, tıkanmamak ve hava kabarcıklarının kolayca boşalmasını sağlamak üzre, ne çok dar ve ne de çok geniş olmalı.

(Şek.21) de bu konuda yapılmış etüdlerin bazı sonuçları görülüyor. Bu sonuçlara göre, sıvı akışkanlar halinde basınç prizlerinin 3 veya 4 mm çapında seçilmesi yeterlidir. Ancak, prizin s uzunluğu d çapından büyük olmalıdır.

Cidar üzerine, borunun eksenine dik olarak delik açıldıktan sonra deliğin ağzındaki çapaklar dikkatli bir biçimde temizlenmeli, deliğin ağzı yuvarlatılmamalıdır.

Bununla beraber, eğrilik



Şek. 21

yarıçapı delik çapına eşit bir yarıçapla prizin ağzı yuvarlatılırsa basınç % 1,1 mertebesinde daha küçük okunmaktadır. Pompanın manometrik basma yüksekliği çok küçük değil ise % 1 mertebesinde sistematik bir hata önemli sayılmayabilir. Ancak küçük manometrik yükseklik değerlerinde bu hatalar ihmal edilemez.

Basınç prizleri ile manometre arasındaki bağlantı :

Basınç zamana bağli olarak az ya da çok değişiyorsa, basınç prizlerini manometreye bağlayan bağlantı borularının önemi artar. Böyle durumlarda bağlantı borularının cidarları kabil olduğu kadar rijid olmalı ve içlerinde hava bulunmamalıdır. Unutmamak gerekir ki bu bağlantı boruları ortalama değeri ölçülmek istenen değişken basınçları distorsiyona uğratır ve dolayısiyle manometrede hem bir gecikme (faz farkı) ve hem de titreşimlerin genliğinde bir değişme olur. Bunun sonucu olarak ta, manometrede okunan basınç ölçülmek istenen gerçek ortalama değerden daha büyük bulunabilmektedir. Sönüm çok fazla olursa aksine bir sonuç elde etmek mümkündür.

Gerçekten, basınç prizi hizasındaki basıncın t anındaki değeri p(t) ile manometrede aynı anda okunan I(t) değeri arasında, genellikle,

$$L\frac{d^2I}{dt^2} + R\frac{dI}{dt} + \frac{I}{C} = p(t)$$

şeklinde bir bağıntı (cevap kanunu) yazılabilir. Bu denklem yazılırken bağlantı borusundaki akışkanın hareketinin her an lâminer olduğu (yani yük kaybının bağlantı borusundaki ortalama hız ile orantılı olduğu) kabul edilir. Diferansiyel denklemdeki L atalet terimi bağlantı borusunun uzunluğu ile artar, dik kesit alanı ile ters orantılı olur.

R direnç terimi bağlantı borusunun dik kesit alanı ile ters orantılıdır. Dolayısiyle bu borunun çapı ne kadar küçük olursa sönüm o kadar büyük olur. (Şek.22)

Yukardaki diferansiyel denklemin sabit katsayılı olması halinde ve p(t) nin ω dairesel frekansında sinüsoidal biçimde değişmesi durumunda I(t), basıncı φ faz farkı ile izler : (Şek.22)

$$p(t) = P_o \cos \omega t \quad ; \quad I(t) = I_o \cos(\omega t - \varphi)$$

$$tg\varphi = \frac{R\omega}{\frac{1}{C} - L\omega^2} \quad ; \quad I_o = \frac{P_o}{\zeta} \quad ; \quad \zeta = \sqrt{R^2\omega^2 + \left(\frac{1}{C} - L\omega^2\right)^2}.$$

Burada ζ bir empedans rolündedir (mekanik empedans) ve ne kadar büyük olursa manometredeki titreşimlerin genliği I_o o kadar küçük olur. Basınç titreşimlerinin frekansı

$$\omega = \omega_n = \frac{1}{\sqrt{LC}}$$

değerine erişince de manometredeki genlik maksimum olur (rezonans):

$$\left(\frac{I_o}{P_o}\right)_{max} = \frac{1}{R\omega_n} = \frac{\sqrt{LC}}{R}$$

ω_n rezonans frekansı olabildiğince büyük değerde ise, o vakit manometre ile küçük frekanslı basınçları az hata ile okumak kabil olur. Böyle bir durumu sağlayabilmek için de L küçük olmalı, yani bağlantı borusu mümkün olduğu kadar kısa olmalı. Ayrıca, boru için deki akımın her an, hipotezdeki gibi, lâminer kalabilmesi için çapı küçük olmalı ve üzerinde hızın karesi ile orantılı yük kaybı yaratacak keskin dirsek, anî genişleme, v.b. elemanlar bulunmamalı [13].

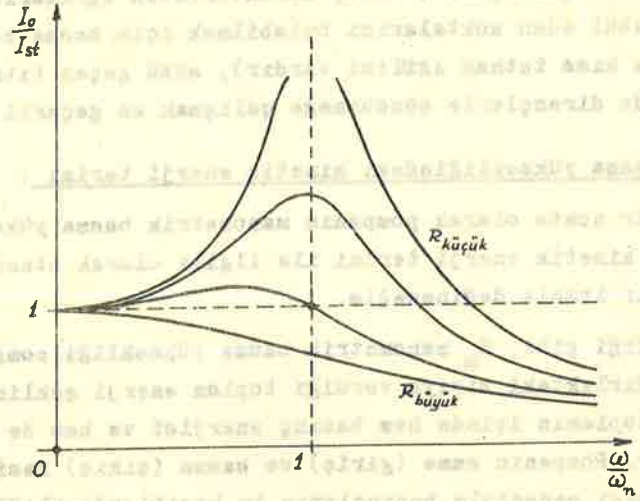
(Şek.22)de manometrede okunan I_o değerinin statik haldeki (yani basıncın zamana bağlı olmadığı haldeki) I_{st} değerine olan oranının basınç titreşimlerinin frekansına bağlı olarak değişimleri gösterilmiştir.

Yine göstermek kabildir ki, değişken p(t) basıncının zaman

içindeki ortalama değeri $\bar{p}$ yi manometre ile doğru okuyabilmek için bunun uygun biçimde amorti edilmesi, örneğin lineer sönüm elemanları ile direncin arttırılması gerekir. O zaman

$$\bar{I} = \frac{\bar{p}}{\zeta_o}$$

olur.



Şek. 22

Uygun şekilde amorti edilmiş bir manometre ile p nin ortalama değerini bulabilmek için eşit zaman aralıklarında okuma yapılır ve sonra okunan değerlerin ortalaması alınır. Bu ortalama değerin zamana bağlı olmaması için basınç okumalarını yeterince uzun bir süre sürdürmek gerekir.

Santrifüj pompa deneylerinde basınçlarda meydana gelen değişmelerin bir kaynağı türbülâns, öteki kaynağı ise düşük frekanslı elâstik dalgalanmalardır. Akımın türbülânslı oluşundan doğan basınç titreşimlerinin frekansı oldukça yüksektir (800 ilâ 1000 Hz) ve normal olarak genlikleri de küçüktür. Buna karşılık, boru sistemi üzerinde hız süreksizlik yüzeyi yaratan elemanların (keskin dirsek, kısmî açık vana, anî kesit değişmeleri, v.b.) var olması halinde ortaya çıkan düşük frekanslı elâstik dalgalanmalar basınç okumaları bakımından çok daha önemlidir ve yukarda özetlemeğe çalıştığımız teoriden bunu görmek mümkündür. Bu durumlarda basınç ölçmeleri çok

dikkatli biçimde yapılmalı ve manometrenin uygun biçimde sönüm elemanları ile donatılması gerekir. Aksi halde, mertebesi belirsiz bir takım sistematik hata yapılır ve farkına varılmaz. Sistemde hız süreksizlik yüzeyleri yaratan elemanlar (vana, dirsek, v.b.) daima bulunacağına ve bu elemanların yarattıkları yük kaybı özellikle santrifüj pompa deney tesisatında toplam yük kaybı içinde yüksek bir oran teşkil edeceğine göre (zira, karakteristik eğrilerin büyük debilere tekabül eden noktalarını bulabilmek için basma borusunu olabildiğince kısa tutmak eğilimi vardır), sözü geçen titreşimleri lineer biçimde dirençlerle söndürmeğe çalışmak en geçerli yoldur.

Manometrik basma yüksekliğindeki kinetik enerji terimi :

Son bir nokta olarak pompanın manometrik basma yüksekliği ifadesindeki kinetik enerji terimi ile ilgili olarak standardların yaptıkları bir ihmale değineceğim.

Bilindiği gibi, H_m manometrik basma yüksekliği pompanın bastığı birim ağırlıktaki sıvıya verdiği toplam enerji şeklinde tanımlanıyor. Bu toplamın içinde hem basınç enerjisi ve hem de kinetik enerji vardır. Pompanın emme (giriş) ve basma (çıkış) kesitlerindeki akımın yapısı nedeniyle basınçların bu kesitlerde ölçülmesinde karşılaşılan güçlükler ve yapılan sistematik hatalardan söz ettik. Kinetik enerji terimine gelince, standardlar

$$H_m = \left(z_b + \frac{p_b}{\gamma} + \frac{V_b^2}{2g}\right) - \left(z_e + \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g}\right)$$

alınmasını tavsiye ediyorlar. Oysa, yukardaki tanıma göre, akışkanın yoğunluğu ρ ve yer çekimi ivmesi g , pompanın basma ağzı kesiti Ω_b , emme ağzı kesiti Ω_e olmak üzre, bu kesitlerin herhangi bir noktasındaki v hızının normal üzerindeki izdüşümü v_n ise

$$\rho g Q H_m = \iint_{\Omega_b} \left(p + \rho g z + \rho \frac{v^2}{2}\right) v_n \, d\sigma - \iint_{\Omega_e} \left(p + \rho g z + \rho \frac{v^2}{2}\right) v_n \, d\sigma$$

yazmak gerekir. İkinci taraftaki iki katlı entegraller, gözönüne alınan kesitlerden geçen enerji debilerini ifade ediyorlar. Herhangi bir kesitten geçen enerji debisini E ile gösterelim ve

$$E = \iint_{\Omega} \left(p + \rho g z + \rho \frac{v^2}{2}\right) v_n \, d\sigma$$

bunun zaman içindeki ortalama değeri $\bar{E}$ yi hesaplayalım. Bunun için basınç ve hızları, ortalama değerleri ile zamanın fonksiyonu olan çalkantı değerlerinin toplamı şeklinde, yani,

$$p = \bar{p} + p' \quad , \quad v = \bar{v} + v'$$

ve dik kesit içindeki anî ortalama hız için de benzer şekilde

$$V = \bar{V} + V' \quad , \quad V_n = \bar{V} + V'_n$$

yazıp E bağıntısına taşıdıktan sonra elde edilen ifadenin zaman içindeki ortalamasını almak yeterlidir. Bu işlemi yaparken

$$V'_n = V'_{n1} + V'_{n2}$$

yazarsak (V'_{n1} akımın türbülânslı oluşundan, V'_{n2} ise yukarda sözü edilen elâstik dalgalanmalardan doğan çalkantı hızı) o vakit E nin zaman içindeki ortalama değeri

$$\bar{E} = \bar{p} + \alpha \rho \frac{\bar{V}^2}{2} + \frac{1}{Q} \iint_{\Omega} \overline{p' V'_{n_2}} \, d\sigma$$

olur. Buradaki α kinetik enerji katsayısı daima 1 den büyüktür ve α_1 ve α_2 gibi iki boyutsuz sayının toplamıdır. α_1 noktasal ortalama hız $\bar{v}$ nin dik kesit içindeki yayılış şekline, α_2 ise v' ve p' nün değerlerine ve dik kesit içindeki yayılışına bağlıdır. Dairesel kesitli uzun silindirik borularda $\alpha_2 \approx 0{,}01$ mertebesinde olduğu için hesaba katılmayabilir.

α_1 akımın Reynolds sayısına bağlı olarak değişir. Dairesel kesitli uzun silindirik borularda,

a) akım lâminer ise (hız dağılımı parabolik) $\alpha = 2$;

b) akım türbülânslı ise, (*boru pürüzsüz*),

Re = 4000	için	$\frac{\bar{V}}{U_{max}} = 0{,}79$	ve	$\alpha = 1{,}08$;
Re = 110 000	için	$= 0{,}82$	ve	$\alpha = 1{,}05$;
Re = 3 200 000	için	$= 0{,}87$	ve	$\alpha = 1{,}03$

olmaktadır.

O halde, pompanın manometrik basma yüksekliği daima zaman içinde alınmış bir ortalama değer olarak ölçüldüğüne göre,

$$\bar{H}_m = \left[z_b + \frac{\bar{p}_b}{\gamma} + \alpha_b \frac{\bar{V}_b^2}{2g} + \frac{1}{Q} \iint_{\Omega_b} \overline{p' V'_{n_2}} \, d\sigma \right] - \left[z_e + \frac{\bar{p}_e}{\gamma} + \alpha_e \frac{\bar{V}_e^2}{2g} + \frac{1}{Q} \iint_{\Omega_e} \overline{p' V'_{n_2}} \, d\sigma \right]$$

yazmak gerekir. Debideki dalgalanmalarla basınç titreşimleri arasında korrelâsyon yoksa, o vakit,

$$\overline{p'V'_{n2}} = 0$$

olacağı için yukardaki genel bağıntı basitleşir ve şu şekli alır :

$$\bar{H}_m = H_m = \left(z_b + \frac{\bar{p}_b}{\gamma} + \alpha_b \frac{\bar{V}_b^2}{2g}\right) - \left(z_e + \frac{\bar{p}_e}{\gamma} + \alpha_e \frac{\bar{V}^2}{2g}\right)$$

Aksine, debi titreşimleri ile basınç titreşimleri arasında korrelâsyon varsa, o takdirde, yukardaki genel bağıntının

$$\bar{H}_m = \left[z_b + \frac{\bar{p}_b}{\gamma}\left(1 + \frac{1}{2}\frac{\overline{p_b'^2}}{\bar{p}_b^2}\right) + \alpha_b \frac{\bar{V}_b^2}{2g}\right] - \left[z_e + \frac{\bar{p}_e}{\gamma}\left(1 + \frac{1}{2}\frac{\overline{p_e'^2}}{\bar{p}_e^2}\right) + \alpha_e \frac{\bar{V}_e^2}{2g}\right]$$

şeklinde olacağı gösterilebilir.

Standardlar böyle bir ayırım yapmadıkları gibi, gerek emme ve gerekse basma ağızlarında kinetik enerji katsayısı α yı daima 1 olarak kabul etmektedirler. Oysa sözü edilen bu kesitlerde noktasal ortalama hız dağılımlarının uzun borulardaki normal türbülânslı rejimdekinden çok farklı olabildiğini ve bu durumun pompanın debisine önemli biçimde bağlı olduğunu gördük. Bu nedenle, her debi değerinde

$$\alpha_e = \alpha_b = 1$$

almak veya kabul etmek sistematik hatalar doğurur. Bir fikir edinmek için, emme ve basma ağızlarının çapları farklı bir kaç santrifüj pompanın optimum çalışma noktasında söz konusu hatanın ne mertebede olabileceğini hesaplamağa çalıştık :

$$\alpha_e \approx 1{,}15 \quad ; \quad \alpha_b \approx 1{,}25$$

olduğunu kabul etsek [14], ortalama olarak optimum noktada binde 3 mertebesinde bir sistematik hata buluruz. Debinin küçük ve büyük değerlerinde ve küçük H_m li pompalarda bu hata kolaylıkla % 1 mertebesini aşabilir.

α_e ve α_b katsayılarının sayısal değerleri hakkında özel bir yayına rastlanmamıştır. Küçük H_m değerlerinde bu konu özellikle ele alınmalıdır. {7^0 lik düz konik difüzörlerde, bazı hallerde, giriş çapının 2 ilâ 3 katı mesafedeki kesitlerde $\alpha = 1{,}85$ bulunmuştur [14]}.

Debideki dalgalanmalarla basınç titreşimleri arasında korrelâsyonların bulunduğu hallerden kabil olduğunca kaçınmalıdır. Zira, böyle durumlarda manometrik yüksekliğin ölçülmesi hayli güçleşir ve sistematik hatalar meydana gelir. Sözü edilen durumlar kısmî vana

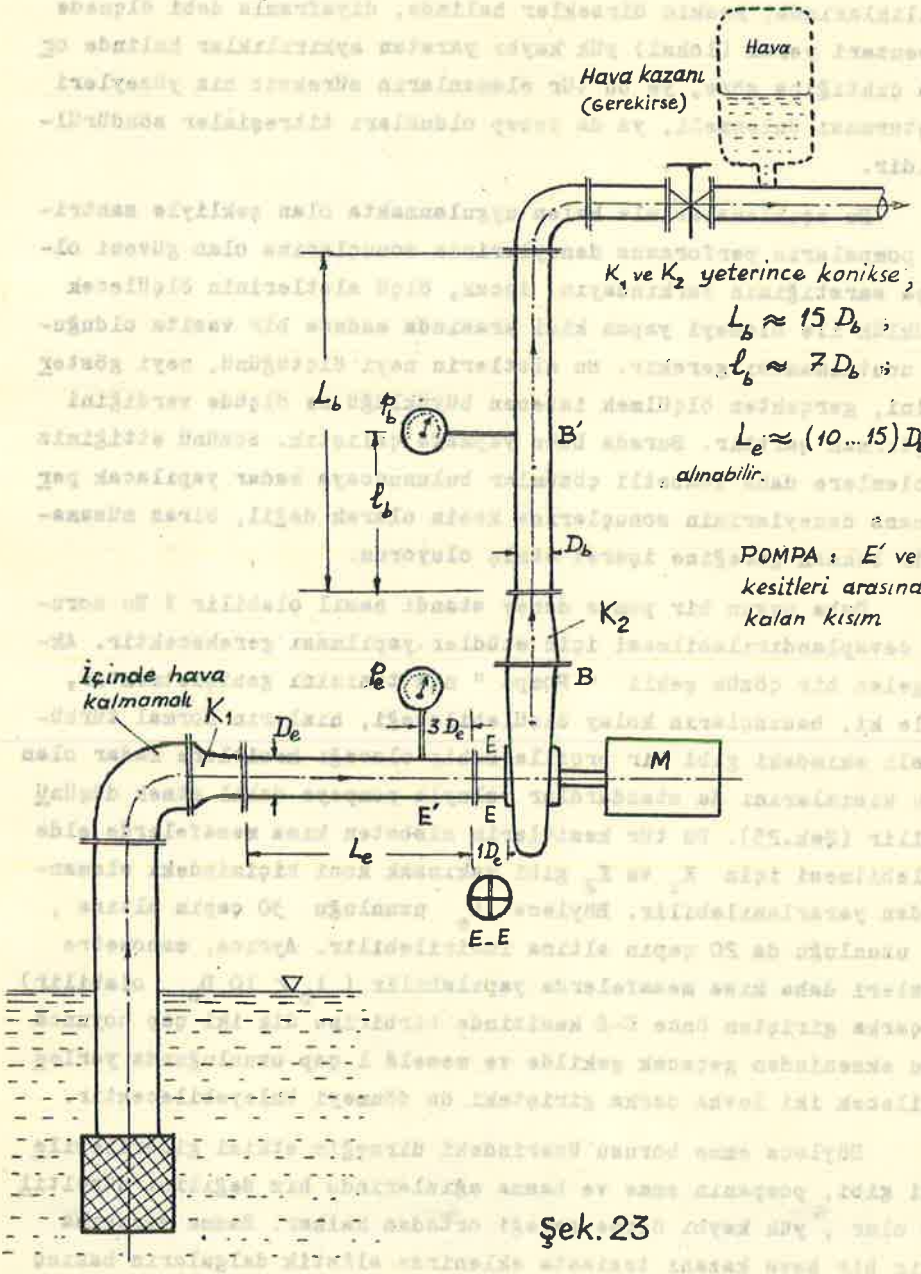
açıklıklarında, keskin dirsekler halinde, diyaframla debi ölçmede ve benzeri yerel (lokal) yük kaybı yaratan aykırılıklar halinde ortaya çıktığına göre, ya bu tür elemanların süreksiz hız yüzeyleri oluşturması önlenmeli, ya da sebep oldukları titreşimler söndürülmelidir.

Bu açıklamalarımla halen uygulanmakta olan şekliyle santrifüj pompaların performans deneylerinin sonuçlarına olan güveni oldukça sarstığımın farkındayım. Ancak, ölçü aletlerinin ölçülecek büyüklük ile ölçmeyi yapan kişi arasında sadece bir vasıta olduğunun unutulmaması gerekir. Bu aletlerin neyi ölçtüğünü, neyi gösterdiğini, gerçekten ölçülmek istenen büyüklüğü ne ölçüde verdiğini araştırmak şarttır. Burada bunu yapmağa çalıştık. Sözünü ettiğimiz problemlere daha isabetli çözümler bulununcaya kadar yapılacak performans deneylerinin sonuçlarına kesin olarak değil, biraz müsamahakâr bakmak gereğine işaret etmiş oluyorum.

Daha uygun bir pompa deney standı nasıl olabilir ? Bu sorunun cevaplandırılabilmesi için etüdler yapılması gerekecektir. Akla gelen bir çözüm şekli " Pompa " nın tanımını genişletmektir, şöyle ki, basınçların kolay ölçülebileceği, hızların normal türbülânslı akımdaki gibi bir profile sahip olacağı kesitlere kadar olan boru kısımlarını da standardlar yoluyla pompaya dahil etmek düşünülebilir (Şek.23). Bu tür kesitlerin nisbeten kısa mesafelerde elde edilebilmesi için K_1 ve K_2 gibi yakınsak koni biçimindeki elemanlardan yararlanılabilir. Böylece L_e uzunluğu 30 çapın altına , L_b uzunluğu da 20 çapın altına indirilebilir. Ayrıca, manometre prizleri daha kısa mesafelerde yapılabilir ($l_b < 10\ D_b$ olabilir) ve çarka girişten önce E-E kesitinde birbirine dik iki çap boyunca boru ekseninden geçecek şekilde ve meselâ 1 çap uzunluğunda yerleştirilecek iki levha çarka girişteki ön dönmeyi önleyebilecektir.

Böylece emme borusu üzerindeki dirseğin etkisi giderilebileceği gibi, pompanın emme ve basma ağızlarında hız dağılımı düzeltilmiş olur , yük kaybı ölçme gereği ortadan kalkar. Basma vanasına yakın bir hava kazanı tesisata eklenirse elâstik dalgaların basınç ve debi ölçmelerini (diyafram, lüle, v.b. elemanlarla) etkilemesi önlenmiş, ya da çok azaltılmış olur.

Pompa deney standı olarak böyle bir tesisatı denemek yararlı olur.


Hava
Hava kazanı
(Gerekirse)
K_1 ve K_2 yeterince konikse;
$L_b \approx 15\,D_b$;
$l_b \approx 7\,D_b$;
$L_e \approx (10 \ldots 15)\,D_e$
alınabilir.
POMPA : E' ve B' kesitleri arasında kalan kısım
L_b
p_b
l_b
B'
D_b
K_2
B
İçinde hava kalmamalı
p_e
K_1
D_e
$3D_e$
E
M
E'
E
L_e
$1D_e$
E-E

Şek. 23

REFERANSLAR

[1] TS 268 : Yatay Eksenli Santrifüj Su Pompaları
Birinci Baskı, Temmuz 1965

[2] TS 1423 Akışkan Verdisinin Orifis Plâkalar ve Lüleler (Nozul) ile ölçülmesi
Birinci Baskı, Ocak 1975

[3] Pump Tests. British Standard 599
London 1966

[4] J.IDRAC : Mesure et Instrument de Mesure
Paris, Dunod 1960

[5] P.NAGEL, A.JAUMOTTE : Influence de singularités sur le coefficient de débit d'un diaphragme normalisé. Etude expérimentale.
PROMOCLIM E (Etudes Thermiques et Aérauliques) Tome 7 E, No.1, Mars 1966
Université Libre de Bruxelles

[6] R.DERNEDDE : Pumps. Experimental Techniques II
Von Karman Institute for Fluid Dynamics
Lecture Series 29, December 14-18,1970

[7] S.T.BONNINGTON : Optimum Location of Suction and Discharge Tappings in Centrifugal Pump Tests.
BHRA Report No. PR 467

[8] G.A.J.YOUNG : A Note on the Influence of Suction Pipe Conditions on Centrifugal Pump Test Results.
BHRA-Report, Conference Sept. 1952

[9] C.BLOM : Development of the Hydraulic Design for the Grand Coulee Pumps.
Trans.ASME, Jan.1950, pp.53-70

[10] C.ÖZGÜR : Helikoidal Akışta Dirsek Kayıpları
İ.T.Ü.Araştırma Mütevelli Heyeti
Proje No.2, 1966

[11] K.BAYSAL, K.EDİS : Santrifüj ve Eksenel Tulumbaların Girişindeki Ön-Dönme Olayının Etüdü ve Ön-Dönmenin Giderilerek Tulumbaların Geliştirilmesi Yolları.
TÜBİTAK - MAG Proje No. 219 , 1976

[12] A.H.TÜRKMEN : Helikoidal Akışlarda Diyaframlarla Debi Ölçülmesi İ.T.Ü.Makina Fakültesi, 1976

[13] J.VALEMBOIS : Mesure des pressions variables
Ed. Hermann, 1948

[14] C.H.COTTIGNIES : Contribution à l'étude des pertes de charge singulières
Publications Scientifiques et Techniques du Ministère de l'Air, France, 1949

Soru Hasan Erke (D.S.İ.)

Giriş boruşunun uzunluğunun L = 30 D olması önerilmektedir. Bu ince borular için bir mahzur teşkil etmeyebilir, ancak DSİ genellikle büyük debili dolayısı ile büyük çaplı (D = 30-40 cm veya D = 1 m) borular kullanmaktadır. 30 D = 15 - 30 m.lik bir boru gerekir. Bu ise pompaj binası boyutlarını, dolayısı ile bina ve tesis maliyetlerini artırmaktadır. Bu durumu için başka çare bulunması gerekir. Önerileriniz ne olacaktır.

Cevap Hasan Fehmi Yazıcı (İ.T.Ü.)

Santrifüj pompanın emme borusu üzerinde cidarda açılan bir basınç prizi ile basıncı, kabil olduğu kadar dik kesitteki basınç olarak okuyabilmek için emme borusunun dirsekten sonra 30 çap mertebesinde düz bir kısmı bulunması gerekiyor. Bu uzunluğu azalatmak için yakınsak boru parçalarından yararlanılabilir. Buna rağmen, özellikle büyük çap halinde hayli uzun bir boruya ihtiyaç var demektir.

Ancak, bir santrifüj pompanın beklenilen karakteristikleri sağlayıp sağlamadığını bir DENEY STANDINDA kontrol etmek başka, pompanın çalıştığı yerde denemek başkadır. Çoğu zaman DENEY STANDLARINDA gerçekleştirilebilen şartlar işletmede gerçekleştirilemez. Bizim üzerinde durduğumuz 'nokta' işletme yerinde deney yapılacaksa ve oradaki koşullar açıklamaya çalıştığımız şartlara uymuyorsa, yapılan manometrik yükseklik ölçmelerinin az çok hatalı olacağı bilinmeli ve kabul işlemi bu husus gözönüne alınarak yapılmalıdır. Yoksa her pompa dairesini DENEY STANDI boyutlarında

inşa etmek, gerçekten belirttiğiniz gibi pahalı olur.

Bu konuda önerim şudur ki, özellikle büyük pompalar işletme yerinde ciddi bir şekilde denenemeyecekleri için uygun yapılmış DENEY STANDLARINDA tecrübeye tabi tutulduktan sonra yerlerine monte edilmelidir. Pompa istasyonlarında yapılacak ölçmelerin sadece bir mertebe vereceği, beklenen hassasiyete burada her zaman erişilemeyeceği unutulmamalıdır.

Soru Sadık Kakaç (O.D.T.Ü.)

Bir pompanın giriş mesafesi (dirsek ile pompa arası) ile çıkış uzunluğunu çapa bağlı olarak verdiniz. Bu uzunluklar Reynolds sayısının ve boru pürüzlülüğünde bir fonksiyonudur. Buna göre yeni pompa tarifi de değişir. Bu konuda ilave bilgi verebilirmisiniz.

Cevap Hasan Fehmi Yazıcı

Bir santrifüj pompanın emme borusu üzerinde, içinde yönlendirici kanat bulunmayan 90^{o} lik bir dirsek varsa bu dirseğin bozduğu hız dağılımının kendiliğinden tekrar düzelebilmesi için en az 30 çap mertebesinde bir düz boruya ihtiyaç olduğunu belirtmiştim. Şüphesiz bu değer akımın Reynolds sayısına ve borunun cidar pürüzlülüğüne bağlı olarak az çok değişir. Bazı tedbirlerle endüstride rastlanan Reynolds sayıları için bu mesafe kısaltılabilir. Pompanın basma tarafında da benzer durum söz konusu olur.

Ancak, pompanın tanımını değiştirip, manometrik basma yüksekliğinin alabildiğince doğru ölçülebileceği kesitler gözönüne alınarak emme borusunun bir kısmı ile basma borusunun bir kısmı pompa ile birlikte, onun ayrılmaz parçaları olarak kabul edilirse, bu borulardaki pürüzlülüğün

etkisi yük kaybı şeklinde pompanın verimine aksedecek ve aynı pompanın bugünkü tanımı ile sağladığı ve fakat tam ölçemediğimiz veriminden daha küçük bir verim bulunmuş olacaktır. Şartnamelerde verim değerleri bu duruma göre daha düşük düzenlenebilir. Bu verimi iyileştirmek için sözü edilen borular hidrolik bakımdan pürüzsüz olacak şekilde seçilebilir ve enerji kaybı asgariye indirilebilir.

Bir takım güçlükleri de beraberinde getiren böyle bir pompa tanımı, manometrik basma yüksekliğini daha doğru ölçebilme uğruna gözönüne alınabilir.

Soru Ercan Tezer (Ç.Ü. Adana)

1) Kamu alımlarında kurulan tesiste yapılacak kabul deneyleri için önerileriniz.

2) Çalışma süresince yapılacak denetim ölçmelerine ait sonuçlara güvenilebilirmi?

Cevap Hasan Fehmi Yazıcı

Santrifüj pompaların çalışacakları yerde sağlıklı bir biçimde denenmeleri her zaman mümkün olamıyor. Manometrik yükseklik ve debi ölçmelerinde açıklamaya çalıştığım tedbirler alınabilirse, söz konusu deneylerin doğrudan doğruya pompa istasyonunda yapılmamasına bir neden kalmaz. Ama bu tedbirleri tamamen gerçekleştirmek mümkün değilse, o vakit pompa istasyonunda yapılacak ölçmelerin az veya çok hatalı olacağını önceden bilmek gerekir. Böyle bir durumda firmaca garanti edilen değerler kontrol edilirken daha müsamahakâr davranmak gerekebilir.

Pompa istasyonunda zaman zaman yapılan ölçmeler mutlak anlamda tam doğru olmasalar bile, pompanın performansının zamanla nasıl değiştiğini gösterebilir ve önemli ölçüde düşme görüldüğünde gereken tedbirler alınır. Yani, bu şekildeki ölçmeler, az çok hatalı olsalar bile, bakım sorunlarının çözülmesine yardımcı olabilirler.

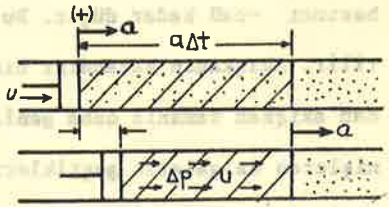
KONFERANS

SU DARBESİ OLAYI ve ÖNLEME YÖNTEMLERİ

Prof.Dr.Kaan EDİS

Pompalı düzenlerde elektrik kesilmesi sonucunda pompanın durması ve su basma işleminin sona ermesi, basma borusu içindeki akış hızının azalmasına ve momentumun değişmesine, momentumun değişmesi ise sistemde basınç dalgalanmalarına sebep olur. Boru çeperleri ile sınırlanmış olan su kütlesi esnek bir ortam olduğundan pompa çıkış kesitinde hızın azalması şeklinde kendini gösteren değişiklik ortama ses hızı ile yayılır. Bu bir dalga olayıdır. Dolayısıyle su darbesi olayının açıklık kazanabilmesi için dalga teorisinin ana kavramlarına eğilmek gerekir.

Şekil 1. de görüldüğü gibi boru içindeki piston boru içine doğru U hızı ile itildiğinde pistona sonsuz yakın akışkan kütlesi bir yandan U hızı ile harekete geçerken diğer yandan sıkışır ve basıncı Δp kadar bir artış gösterir. Bu değişiklik ortama a ses hızı ile yayılır. Yayılma olayı ortamda a hızı ile ilerleyen bir dalga ile temsil edilir. Basıncı arttırdığı için sıkıştıran dalga adını alan bu dalga Δt zaman sonra a Δt kadar yol almış, geçtiği yerlerdeki akışkanı U hızı ile harekete geçirmiş ve basıncını Δp kadar arttırmıştır. Böylece borunun kesit alanı A olduğuna göre yukardaki taralı hacimde bulunan $\rho_o a\,\Delta t A$ su kütlesi aşağıdaki taralı hacme sıkışmış, basınç ve yoğunluk artmıştır. Taralı alandaki su kütlesine Newton'un ikinci ilkesi uygulanırsa;

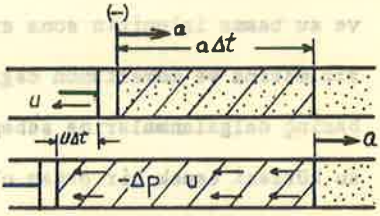


Şekil 1

$$F = m\frac{dV}{dt} = \rho a \Delta t A \frac{U-0}{\Delta t} = \rho a U A \qquad p = \frac{F}{A}$$

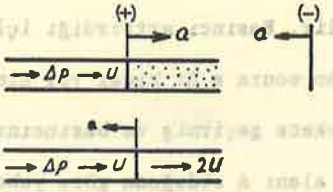
$$\Delta p = \rho a U \qquad h = \frac{\Delta p}{\gamma} \qquad h = \frac{aU}{g} \qquad (1)$$

bulunur. Burada h basınç artışının su yüksekliği değerini göstermektedir. Bu basit incelemeden elde edilen en önemli kural, sıkıştıran dalgaların geçtikleri yerlerdeki akışkana kendi ilerleme yönlerinde bir hız kazandırmalarıdır. Böylece sıkıştıran dalgalar süpürdükleri hacimleri dolduran akışkanın daha küçük hacimlere yığılarak sıkışmasına sebep olurlar.



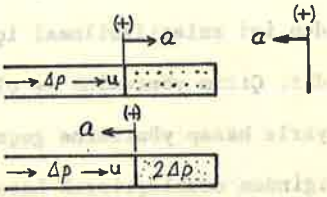
Şekil 2

Boru içindeki piston Şek.2. de görüldüğü gibi sola doğru hareket ettirilirse pistona sonsuz yakın akışkan kütlesi -U hızı kazanarak genleşir ve basıncı -ρaU kadar düşer. Bu haber ortama bir genişleten dalga ile iletilir. Akışkanın kazandığı hız dalga ilerleme hızının aksi yönde olduğundan akışkan zamanla daha geniş hacimlere yayılarak genleşir. Buradan genişleten dalgaların geçtikleri yerlerdeki akışkana kendi ilerleme yönlerinin aksi yönde bir hız kazandırdıkları gibi çok önemli bir genel kural elde edilir. Şek.3 te boru içinde a ses hızı ile ilerliyerek geçtiği yerlerdeki akışkana kendi ilerleme yönünde U hızı kazandıran ve basıncı Δp kadar yükselten bir sıkıştıran dalga görülmektedir. Bu dalga borunun atmosfere açık olan kesitine doğru ilerlemektedir. Atmosfere açık olan



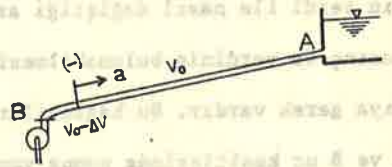
Şekil 3

kesitine doğru ilerlemektedir. Atmosfere açık olan kesitte basıncın sabit kalması gibi bir sınır koşulunun sağlanması zorunludur. Sıkıştıran dalga atmosfere açık kesite vardığı anda buradan aynı kuvvette bir genişleten dalga şeklinde yansır. Esas dalga basıncı Δp kadar arttırırken yansıyan dalga $-\Delta p$ kadar düşürdüğü için basıncın sabitliği sınır koşulu sağlanmış olur. Aynı şekilde basıncın sabit kaldığı bir kesite gelen bir genişleten dalga bu kesitten bir sıkıştıran dalga olarak yansır. Basıncın sabit kaldığı bir kesitten yansıyan dalga esas dalganın karşıtıdır. Esas dalga sıkıştıran dalga ise yankı genişleten, esas dalga genişleten dalga ise yankı sıkıştıran dalgadır. Şek.4 teki borunun ucu kapatılarak bu kesitte hızın sıfır olduğu sınır koşulu sağlanmıştır. Bu kesite gelen bir sıkıştıran dalganın kendi ilerleme yönünde oluşturduğu U hızının dalga kesite vardığı anda sıfır olabilmesi için dalganın kapalı kesitten bir sıkıştıran dalga şeklinde yansıması zorunludur. Dolayısıyle kapalı bir kesitten yansıyan dalga esas dalganın aynıdır.



Şekil 4

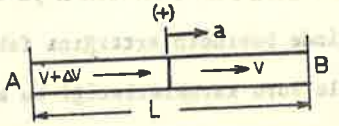
Yukarda elde edilen önemli sonuçları Şek.5 teki pompa + boru + hazne düzenine uygulayalım. Elektrik kesilip pompa durmaya başlayınca B kesitindeki hız azalır. Bu değişiklik ortama bir dalga ile iletilir. Geçtiği yerlerdeki hızı azaltabilmesi için bu dalganın boru içindeki akış yönüne ters yönde, başka bir deyişle kendi ilerleme yönünün aksi yönde bir hız



Şekil 5

oluşturması gerekir. Böyle bir dalga ise genişleten dalga olacaktır. Haznedeki su düzeyi sabit kabul edilirse A kesiti basıncın sabit kaldığı bir kesittir. Böylece B kesitinde oluşan genişleten dalga A kesitinden bir basınç dalgası şeklinde yansır. Basınç dalgası hızın azaldığı B kesitine gelince buradan tekrar bir basınç dalgası olarak geri döner. Böylece B kesitinde yavaşlama devam ettikçe çıkan dalgalar A ve B kesitlerinden yansıyarak ortamda karışık bir dalga düzeni oluştururlar. Bu dalga düzeninin çözülerek belirli kesitlerdeki basınç ve hızın (veya verdinin) belirli zamanlarda aldığı değerlerin bulunabilmesi için çizim ve bilgisayarla hesap yöntemleri geliştirilmiştir. Ancak olayın fiziksel ve yapısal yönden iyi anlaşılabilmesi için başlangıçta çizim yöntemi tercih edilmelidir. Çizim yöntemine ve olayın ayrıntılarına hakim olduktan sonra bilgisayarla hesap yöntemine geçmekte büyük yarar vardır. Aksi halde olayın fiziğinden uzaklaşılarak hata yapmak olasılığı artar. Su darbesi olayında basınç ve verdi zaman ve konuma bağlı olarak değişmektedir. Örneğin basınç değeri zamana konuma ve verdiye bağlı olacaktır. Çizim yönteminde basıncın bulunacağı kesit önceden belirlenerek konum değişkeni ortadan kaldırılır. Ayrıca zaman parametre alınarak belirli kesitlerde basıncın belirli zaman aralıkları ile bulunması yoluna gidilip o kesitlerde basıncın verdi ile nasıl değiştiği araştırılır. Zaman belirli olduğuna göre basınç ve verdinin bulunabilmesi için bu iki değişken arasında iki bağıntıya gerek vardır. Bu bağıntılardan biri boru karakteristiğidir. Şek.6 da A ve B uç kesitlerinde pompa vana veya hazne gibi bir organın yer aldığı bir boru görülmektedir. t anında A kesitinde geçerli olan basınç-verdi bağıntısını bulmak için B kesitinden t-(L/a) anında a ses hızı ile ilerleyen bir gözlemci çıkarılır. Bu gözlemci a hızı ile ilerlediğinden sadece

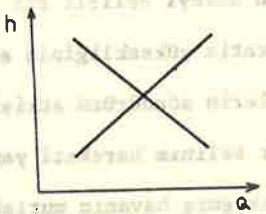
A dan B ye doğru giden ve A kesitinde etkili olan dalgaları görecektir. Gözlemci bir sıkıştıran dalgayı geçince hem basıncın ve hem de verdinin arttığını, genişleten dalgayı geçtiğinde her iki büyüklüğünde azaldığını görecektir. Verdi ile basınç arasındaki bağıntı,



Şekil 6

$$h = \frac{a\Delta V}{g} \qquad h = \frac{a\Delta Q}{gA}$$

olduğuna göre, h ve Q eğimi pozitif ve a/gA olan bir doğru üzerinde kalarak değişecektir. Dolayısıyle akışa ters yönde ilerleyen bir gözlemci basınç ve verdinin eğimi pozitif bir doğru üzerinde değiştiğini görecektir. Bu doğruya boru karakteristiği adı verilir (Şek.7). Görüldüğü gibi boru karakteristiği üzerinde zaman belirsizdir. Ancak t-(L/a) anında B den çıkarak t anında A ya gelen gözlemcinin A da göreceği h,Q değerleri bu doğru üzerinde olacaktır. Eğer aynı t anında A kesitindeki organın h=f(Q) karakteristiği biliniyorsa bu karakteristik ile boru karakteristiğinin kesişme noktası istenen h,Q değerlerini verecektir. Örneğin A kesitinde su düzeyi değişmeyen bir haznenin bulunması halinde h=f(Q) karakteristiği h=Sbt şeklinde bir yatay doğru olacaktır.

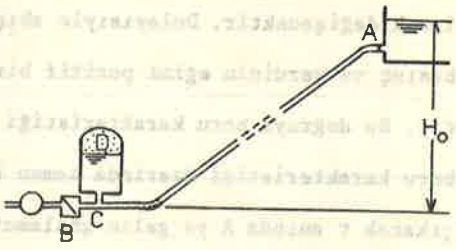


Şekil 7

A dan B ye doğru bir gözlemci çıkarılırsa, akışla aynı yönde iler-

leyen bu gözlemci B den A ya doğru ilerleyen bir sıkıştıran dalgayı geçtiğinde basıncın arttığını fakat verdinin azaldığını görecektir. Dolayısıyle boru karakteristiği bu kez eğimi negatif ve a/gA olan bir doğru olacaktır. Bu nedenle genel kural olarak gözlemci akış yönünde ilerlediğinde boru karakteristiğinin eğimi -a/gA, akışa karşı yönde ilerlediğinde ise eğimi a/gA olan bir doğru olduğu söylenebilir.

Su darbesini önlemek amacı ile yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biri pompadan sonra bir hava kazanı kullanmaktır (Şek.8). Elektrik kesilince pompa çıkışındaki basınç düşer, kazandaki sıkışmış havanın basıncı dolayısıyle sistemi hava kazanı beslemeye başlar ve B tek yönlü valfi kapanarak pompayı sistemden ayırır. Kazandan çıkan su dolayısıyle hava hacmi artar, genleşen havanın basıncı düşer, bu basınç düşüşü ortama dalgalar aracılığı ile aktarılır. İlk çıkan genişleten dalgalar A hazne kesitinden sıkıştıran dalgalar olarak yansır.



Şekil 8

Kazandaki su düzeyi belirli bir değere inince H_o statik yüksekliğinin etkisi altında ters yönde bir akış başlar ve sürtünmelerin söndürücü etkisi ihmal edilirse kazandaki su yüzeyi sönümsüz bir salınım hareketi yapar. Sürtünmesiz halde normal çalışma için kazandaki sıkışmış havanın mutlak basıncı,

$$P_o = \gamma (H_o + H_a)$$

olacaktır. Burada H_a dış hava basıncının su yüksekliği değeridir. Elektriğin kesildiği t=0 başlangıç anındaki hava hacmi V_o, herhangi bir t

anındaki hava hacmi V, sıkışmış havanın mutlak basıncı p ile gösterilir ve genleşme eşsıcaklıklı kabul edilirse,

$$pV = p_o V_o \qquad V = \frac{H_o + H_a}{H + H_a} V \tag{2}$$

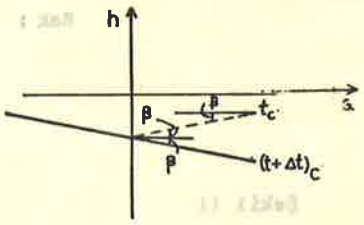
yazılır. Kazandan çıkmakta olan suyun t ve t+Δt anlarındaki verdileri Q_t ve $Q_{t+\Delta t}$ ile gösterilirse ortalama verdi $(Q_t + Q_{t+\Delta t})/2$ olacağından Δt zaman aralığında kazandan çıkan ΔV su hacmi yaklaşık olarak,

$$\Delta V = \frac{Q_t + Q_{t+\Delta t}}{2} \Delta t$$

bulunur. (2) eşitliğinin diferansiyeli alınarak bulunan ΔV yerine konursa,

$$Q_{t+\Delta t} = - \frac{2(H_o + H_a) V_o}{\Delta t (H + H_a)^2} \Delta h - Q_t$$

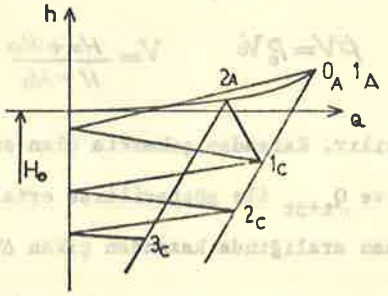
elde edilir. Bu eşitlik verdi ile basınç arasındaki bağıntı olup hava kazanı karakteristiğinden başka birşey değildir. H nın az değiştiği küçük aralıklarda bu karakteristik yaklaşık olarak Şek.9 daki gibi bir doğrudur. H arttıkça doğrunun eğimi artış göstermektedir.



Şekil 9

Sürtünmeler ihmal edildiği takdirde hazne karakteristiği $h=H_o$ yatay doğrusudur. Boru sürtünme kayıpları hesaba katılmak istenirse bu kayıplar hazne giriş kesitine yığılarak burada aynı miktarda kayıp oluşturan bir yersel kayıp elemanı varmış gibi düşünülür. Bu durumda hazne karakteristiği $h=H_o+\xi$ eşitliği ile belirlenen bir parabol olur. Şek.10 da

çizime nasıl başlanıldığı belirtilmektedir. Bu çizimde L/a süresi birim zaman alınmıştır. Şekil.11 ve Şek.12 de iki ayrı tesis için yapılan çizimler görülmektedir. Hava kazanının çıkışına konulan bir sukbe kazanın sistemi beslemesi halinde çok az bir kayba sebep olduğu halde sistemden kazana su girmesi halinde büyük bir yersel kayıp oluşturmakta, dolayısıyle maksimum basıncı düşürmekte ve salınım süresini azaltmaktadır.



Şekil 10

Bak : Sahife 296

Şekil 11

Şekil 12

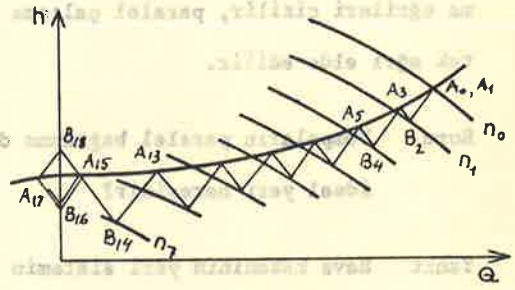
Pompa ve elektrik motorunun dönen parçalarının kinetik enerjileri dolayısıyle elektrik kesildikten sonra belirli bir süre pompa su basmaya ve sistemi beslemeye devam eder. Çok zaman yeterli büyüklükte bir volan konularak bu sürenin uzatılması ve su darbesi basıncının maksimum ve minimum değerlerinin istenen sınırlar içinde tutulması mümkün olur. Dönen parçaların atalet momentleri toplamı I, mildeki moment M, açısıl hız ω,

mildeki güç P ile gösterilirse,

$$M = I\frac{dw}{dt} \qquad \frac{dw}{dt} = \frac{M}{I} \qquad \frac{w_2 - w_1}{\Delta t} = \frac{M}{I} \qquad P = Mw$$

$$w = \frac{\pi n}{30} \qquad n_2 = n_1 + \frac{900 P \Delta t}{\pi^2 I n_1} \qquad n_2 = n_1 - \frac{900 \gamma Q H \Delta t}{\pi^2 I n_1 \eta}$$

bulunur. Son eşitlik yardımıyla Δt zaman aralıkları ile pompanın dönme sayıları ve benzeşim kuralları yardımıyle bu dönme sayılarındaki pompa karakteristikleri elde edilir. Şek.13 te pompa çıkışında tek yönlü bir valf bulunması halinde çizim yöntemi belirtilmiştir. Tek yönlü valf dolayısıyle pompa kesitinde negatif yönde bir akış söz konusu değildir. Tek yönlü valf konulmadığı takdirde ters yönde akış başladığı zaman pompa önce bir dinamometre gibi çalışacak, dönme sayısı sıfıra vardıktan sonra türbin olarak ters yönde dönmeye başlayacaktır. Bu durumda problemin çözümü için pompanın dinamometre ve türbin olarak çalışma karakteristiklerinin bilinmesi zorunludur.



Şekil 13

Gerek hava kazanı ve gerekse volan hesapları için İ.T.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Bölümü Akışkanlar Mekaniği ve Su Makinaları Kürsüsünde genel bilgisayar programları üzerinde çalışılmaktadır. Bilgisayar çözümünün çabuk sonuç vermesi, hata yüzdesinin çok küçük olması ve sürtünmelerin hiçbir yaklaşım yapılmadan hesaba katılabilmesi gibi üstünlükleri vardır.

Soru Paralel bağlı iki veya daha fazla değişik karakterli pompalardan oluşan bir sistemde, dönme momenti hesabında kullanılan atalet momenti ne olarak alınacaktır?

Yanıt Pompalar ve atalet momentleri farklı olduğundan tüm sistemi temsil eden eşdeğer bir atalet momenti hesaplanamaz. Su darbesi olayı başladıktan sonra belirli zaman aralıklarında hesaplanan dönme sayıları atalet momentlerine ve pompaların çalışma noktalarındaki değerlere bağlı olarak her pompa için değişik değerler alacaktır. Örneğin çizim yönteminde ortak çalışma noktasından hareket edilip, L/a zaman sonra her pompanın dönme sayısı ayrı ayrı hesaplanarak bu dönme sayılarındaki kısma eğrileri çizilir, paralel çalışma kuralı ile toplanarak bu andaki ortak eğri elde edilir.

Soru Pompaların paralel bağlanma düzenine bağlı olarak hava kazanının ideal yeri neresidir?

Yanıt Hava kazanının yeri sistemin geometrisine ve özelliklerine göre değişir. Ancak hava kazanının basma borusunun başlangıç noktasına yakın bir yere konulması uygundur.

Soru Paralel bağlı sistemde verim eğrilerini nasıl süperpoze ederek tek verim eğrisi haline getiririz?

Yanıt Genellikle uygulamada verim eğrileri süperpoze edilmez. Ortak çalışma eğrisinden çizilen yatay doğrunun pompaların kısma eğrilerini kestiği noktalardan (pompaların çalışma noktaları) çizilen düşey doğruların verim eğrilerini kestikleri noktalar pompaların o andaki verimlerini verir. Aynı pompaların paralel bağlanmaları halinde, muhakkak

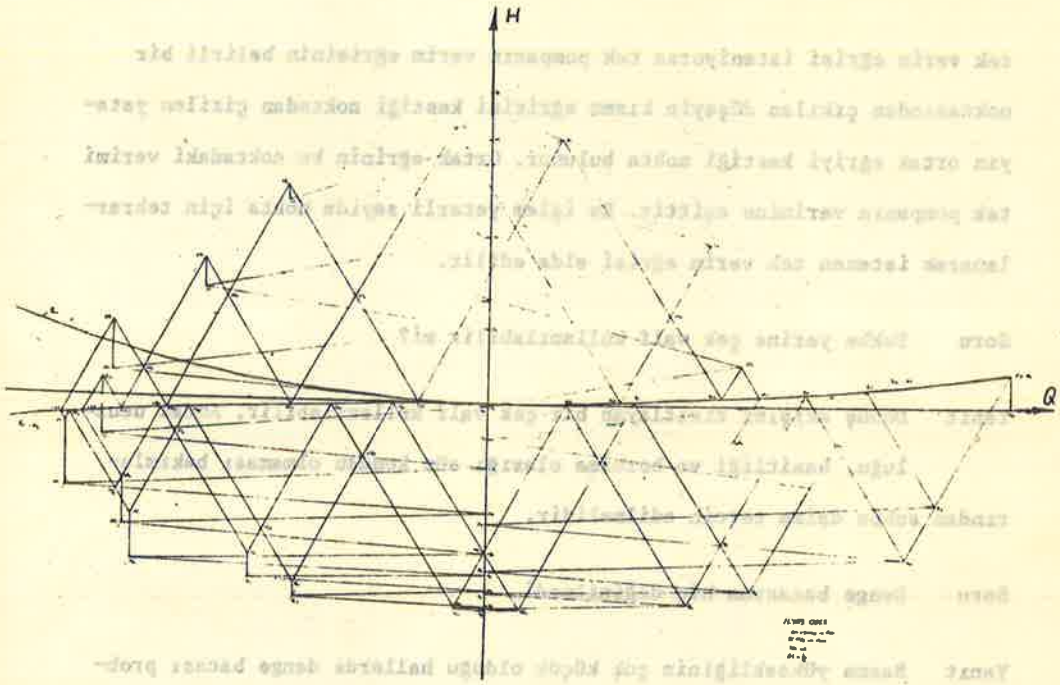
tek verim eğrisi isteniyorsa tek pompanın verim eğrisinin belirli bir noktasından çıkılan düşeyin kısma eğrisini kestiği noktadan çizilen yatayın ortak eğriyi kestiği nokta bulunur. Ortak eğrinin bu noktadaki verimi tek pompanın verimine eşittir. Bu işlem yeterli sayıda nokta için tekrarlanarak istenen tek verim eğrisi elde edilir.

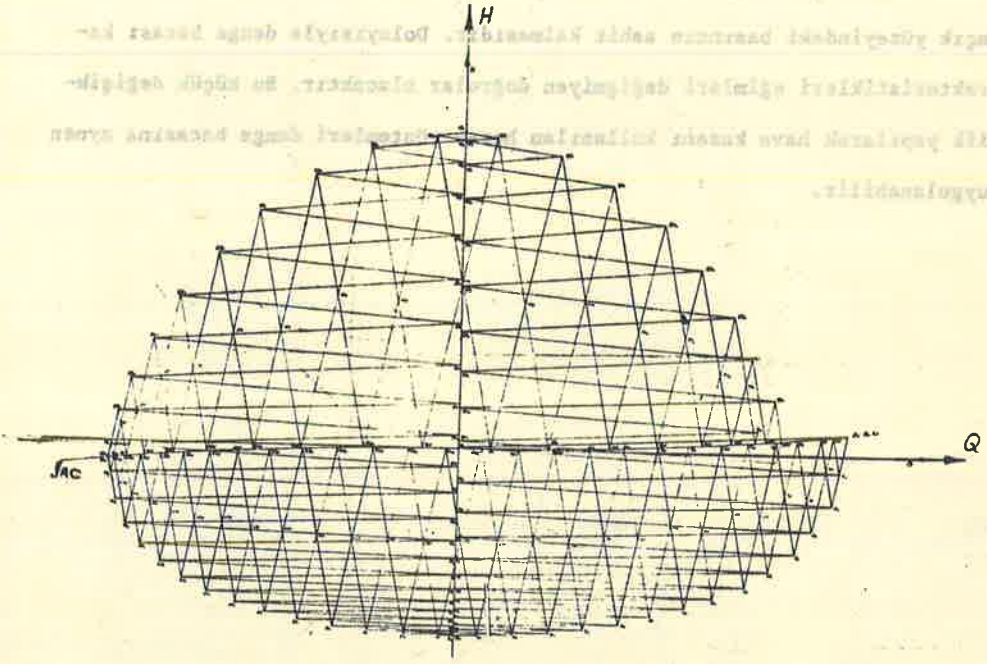
Soru Sukbe yerine çek valf kullanılabilir mi?

Yanıt Dönüş akışını kısıtlayan bir çek valf kullanılabilir. Ancak ucuzluğu, basitliği ve bozulma olasığı söz konusu olmaması bakımlarından sukbe daima tercih edilmelidir.

Soru Denge bacasına hiç değinilmedi.

Yanıt Basma yüksekliğinin çok küçük olduğu hallerde denge bacası probleme çözüm getirebilir. Denge bacasındaki tek fark, denge bacası açık yüzeyindeki basıncın sabit kalmasıdır. Dolayısıyle denge bacası karakteristikleri eğimleri değişmiyen doğrular olacaktır. Bu küçük değişiklik yapılarak hava kazanı kullanılan hesap yöntemleri denge bacasına aynen uygulanabilir.


H
Q


H
Q

POMPALAR VE ENERJİ TASARRUFU

E.J.SERVEN
WORTHINGTON PUMP INC
Eğitim ve Geliştirme Müdürü

Enerji maliyetlerinin gün geçtikçe artması ve yakıtların her gün daha azalması tüm enerji tüketen proseslerin verimliliklerini arttıracak şekilde yeniden gözden geçirilmesini kaçınılmaz yapmaktadır. Gerçi, enerjinin israfı tarihin hiç bir döneminde istenen bir şey olmamıştır ama günümüzde bu israftan kaçınmak büsbütün önem kazanmıştır.

Çağdaş medeniyetimizi meydana getiren tüm endüstriyel prosesler de sıvıların bir seviyeden veya bir statik enerjiden ötekine nakledilmesi söz konusudur. Bu nakledilme meselesinde proseslerin temel parçalarından biri olan pompaların ve diğer ilgili donanımın da büyük enerji tüketicileri olarak değerlendirilmeleri ve enerjinin daha yararlı kullanılması için yürütülen araştırmalarda başlangıç noktası olarak alınmaları mantıkidir.

Pompalar çok değişik işlerde ve proseslerde kullanıldığından belirli bir genel enerji tasarrufu hedefi tayin etmek zordur. Ancak, bu konuda yapılan araştırmalar, aşağıda belirteceğimiz üç konuya dikkatle eğilindiği durumlarda yüzde on veya yirmi bir tasarrufun mümkün olduğunu göstermiştir.

a) Daha iyi bir sistem tasarımı

b) Doğru pompa seçimi

c) Mevcut pompaların iyi çalıştırılması ve bakımı.

Pompalar enerji tüketmek için tasarlanmamışlardır. Önce bu noktada anlaşmalıyız. Daha sonra ise, pompaların basit bir tarifini yapalım.

Bir pompa kendisine verilen mekanik enerjiyi sıvıya iletmek ve istenen belirli bir akışı sağlamak için tasarlanmıştır. Tabii bu arada pompaya verilen mekanik enerjinin elektrik motoru, dizel motoru veya benzeri bir sürücüden geldiğini ve pompanın da bu enerjiyi sıvıya ileterek sürtünme kayıpları, statik basınç farkları ve eğim farklarından meydana gelen enerji farkını kapatmak için kullandığını belirtmeliyiz.

Pompalama işleminin verimliliğini arttırmaktan ve enerji tasarrufundan söz ediyoruz. Peki bir de şunu soralım. Verimlilik kavramından ne anlıyoruz. Verimlilik bir prosesde kullanılan "geçerli" hidrolik enerjinin pompa sürücüsüne verilen girdi enerji ile karşılaştırılmasıdır. Verimliliğin bu tanımı bizi bir pompalama sisteminin üç elemanına getirir. Bunlardan birincisi pompanın sıvıya iletmesi gereken "geçerli" enerji ihtiyacıdır.

İkincisi pompanın enerji dönüşümü sırasındaki verimliliği, üçüncüsü de sürücünün (motor veya benzeri) gene enerji dönüşümü sırasındaki verimliliğidir.

Enerji tasarrufu açısından ilk adım bir proses için "geçerli" enerji ihtiyacını belirliyebilmektir. Burada enerjinin "geçerli" olması gerektiği üzerinde özellikle duruyoruz çünkü, birçok sıvı taşıma sistemlerinde kullanılan enerjinin çoğu "geçerli" veya başka bir deyişle gerekli değildir. Örneğin, bir kontrol vanasındaki sızıntı pompanın verdiği enerjinin bir kısmının boşa gitmesine sebep olur. Öyleyse boru çapı, vana büyüklüğü, ısı eşanjörü kayıpları ve benzeri elemanlar için kullanılan yaklaşımları yeniden gözden geçirmeliyiz. Bir başka örnek verelim: Daha az kayıbı olan daha geniş bir boruya yatırım yapmak uzun dönem enerji tasarrufu açısından değerlendirilebilir ve çoğu zaman daha ekonomik olduğu görülür.

Üzerinde durulmayan bir başka enerji tasarrufu imkânı da sıvının pompaya varmasından önce ısı enerjisi ilave edilerek akışkanlığının arttırılmasıdır. Burada ilave edilen ısı enerjisi çoğu zaman daha az akışkan sıvının pompalanması için gerekli enerjiden azdır ve önemli bir enerji tasarrufu mümkündür. Ayrıca, radyasyon kayıpları bile gözönüne alınsa, birçok proses bu ilave ısı enerjisini pompadan aktıktan sonra tekrar kullanacaklarından ilave edilen ısı enerjisi kaybedilmemiş olacaktır.

Bu noktadan sonra konumuzu santrifüjlü pompalarla sınırlandıracağız, çünkü bu tip pompalar tüm pompa tipleri arasında en çok kullanılan ve dolayısiyle en çok enerji tüketen pompalardır. Her santrifüjlü pompa birçok kapasitede çalışabilir. Ancak, sadece bir kapasitede belirli bir pompa en yüksek verimde çalışabilir. Bu kapasitenin üstünde veya altında oldukça önemli verimlilik azalmaları gözlenir.

Pompaların en verimli kapasitede çalıştırılması enerji tasarrufu açısından önemli olmakla birlikte bu konudaki diğer yaklaşımlarla kıyaslanınca önemsiz kalabilir.

Şimdi de santrifüjlü bir pompanın en yüksek veriminin pompa tasarımcısının özgül hızı ve dolayısiyle pompa devir sayısını seçmesi ile nasıl etkilendiğini görelim.

Özgül hızdan bahsederken, bu yazıda büyük N harfini kullanacağız. N, yani özgül hız, santrifüjlü pompanın çark tasarımı ve performansı ile ilgili boyutsuz bir değerdir.

$$N = \frac{DD \times \sqrt{Q}}{(H)^{3/4}}$$

N: ÖZGÜL HIZ, DD: DAKİKA DEVİR, Q: AKIŞ KAPASİTESİ, H: BASMA YÜK.

Yukarıdaki formülden de görülebileceği gibi, dönme hızı, kapasite ve basma yüksekliği değerleri değiştirilerek aynı özgül hızı veren sonsuz sayıda kombinezon mümkündür. Aynı özgül hıza tekabül eden çarkların özelliklerinin kombinezonlarının çarkların "geometrik bir benzerlik"e sahip olduğunu ilerde göreceğiz. Kapasitesi ve basma yüksekliği aynı olacak şekilde tasarlanmış çarklarda özgül hızları tasarım dönme hızı saptar (Şekil 1).

Şekilde çeşitli özgül hızlara sahip çarkların geometrisini görmekteyiz. Düşük özgül hızlar radyal akışlı çarkları, yüksek özgül hızlar ise, eksenel akışlı çarkları göstermektedir.

İstatistik verilerden çıkan sonuca göre, belirli bir özgül hız aralığında pratik olarak elde edilebilecek verimliliğin en yüksek olduğu bir yer vardır. Bu durumu aşağıdaki şekilde görebiliriz. Şeklin incelenmesinden en yüksek verim noktalarının 2000-3000 özgül hız arasında gerçekleştiği anlaşılmaktadır (Şekil 2).

Düşük akışlar için tasarlanmış olan çarklarda en yüksek verimlilik değeri azalmaktadır. Bunun sebebi de düşük akışlar için kullanılan çarklarda yüzey pürüzlerinin etkilerinin daha önem kazanmasıdır.

Şimdi değişik işlerde kullanılmakla birlikte aynı özgül hıza sahip iki ayrı çarkı inceliyelim (Şekil 3).

Şekildeki çarkların ana hatları tamamen ölçeğe göredir ve belirli bir geometrik özellik gösterirler. Çarkların performansları hakkındaki veriler aynı özgül hızdaki çarkların artan akma yeteneği ile birlikte en yüksek elde edilebilecek verimin de arttığını göstermektedir. Pompa seçicisi normal olarak gerekli akış miktarını değiştiremediğinden bu özellik enerji tasarrufu açısından önemli değildir.

Şimdi de aynı işte kullanılmak için tasarlanmış ama iki ayrı dönme hızında kullanılan bir çift pompayı inceliyelim (Şekil 4).

Örnekteki pompalar da dönme hızları 1750 devir/dakika ve 3500 devir/dakikadır. Bu durumda özgül hızlar da sırası ile 530 ve 1060 olur. 1060 özgül hızlı pompa optimum özgül hız aralığı olan 2000-3000 arasına daha yakındır ve dolayısiyle daha yüksek verimliliğe sahiptir. Öteki pompa ile karşılaştırıldığında, % 26 bir enerji tasarrufu mümkündür. Bu noktada bir toparlama yapmak gerekirse, proses sistemi en az pratik enerjiye ihtiyaç gösterecek şekilde tasarlanmalıdır, diyebiliriz. Ayrıca, pompa da gerekli çalışma şartlarına göre en yüksek verimlilik noktasında çalışacak şekilde seçilmelidir.

Dikkat edilmesi gereken bir başka nokta da pompanın vermesi gereken proses enerjisini gereğinden fazla olarak belirlememektir. Enerji savurganlığının en büyük kaynaklarından biri de kapasite ve basma yüksekliği şartlarını gereğinden fazla tutan büyük kapasiteli pompa seçimidir.

Bazen iki pompa arasında yüzde bir verim farkı gözetilerek seçim yapılırken aynı zamanda yüzde 5, 10 hatta 15 fazla güç olması gözönünde tutulmaz. Bunun sebebi pompa seçiminin yanlış yapılmasıdır. Gerçi seçim sırasında bir marj veya tolerans bırakmak lâzımdır ve bu özellikle pompanın uzun bir çalışma döneminden sonra iç aksamındaki aşınmalardan dolayı effektif kapasitesinin düşmesine karşı bir önlemdir. Ancak, bu marjın miktarı konusuna kolay bir cevap verilemez. Marj, pompanın tipine, aşınma miktarına, sıvının cinsine, pompanın kullanıldığı prosese ve diğer başka etkenlere bağlı olarak değişebilir. Pompaların seçimi ve çalıştırılmaları konuları ile ilgili başka tasarruf yöntemleri de vardır. Belirli bir sistemde çalışan santrifüjlü pompayı ele alalım. Bu pompanın kapasitesini "basma yüksekliği-kapasite" eğrisi ile içinde bulunduğu sistemin basma yüksekliği eğrisinin kesişme noktası tayin eder.

Tabii, bu arada mevcut net pozitif emme yükünün (bu noktadan sonra NPEY diye anacağız) gerekli NPEY'ne eşit veya ondan daha büyük olması gerekir. Çalışmakta olan bir tesisteki bu kapasiteyi değiştirmek ya "basma yüksekliği-kapasite" eğrisini ya da sistemin kendi basma yüksekliği eğrisini veya her ikisini de değiştirmekle mümkündür. Böyle bir değişiklik iki eğrinin kesişme noktasını değiştirecektir.

Pompanın basma yüksekliği-kapasite eğrisini değiştirmek ya pompanın hızını değiştirmekle ya da çarkın çapını değiştirmekle mümkündür. Sistemin basma yüksekliği eğrisini değiştirmek pompa deşarjını kısacak bir vana kullanarak sürtünme kayıplarını değiştirmeyi gerektirir. Pompa tesislerinin çoğunda sürücü sabit hızlı bir motordur ve kısma işlemi pompanın kapasitesini değiştirmek için kullanılır. Böylece pompanın basma yüksekliği-kapasite eğrisinde fazla bir marj bırakılmışsa, pompa istenen deşarj limitlerine varmak için oldukça kısılmış olarak çalışacaktır.

Öte yandan, eğer pompanın akışı serbest bırakılırsa ki genellikle durum böyledir. O zaman sistem-basma yüksekliği eğrisi ve pompanın basma yüksekliği-kapasite eğrisi kesişinceye kadar sistemin içine akış artacaktır.

Şimdi bir örnek inceliyelim. Bu örnekte "geçerli" kapasite 612 m^3/saat, basma yüksekliği ise 3 metre olsun. 15 senelik bir boru kullanıldığını varsayalım. 612 m^3/saat da 18 metre sürtünme kaybı olur. Bu durumda, sistem 612 m^3/saat bir akış için 53 metre "geçerli" basma yüksekliği gerektirir.

Bu noktada, sistem basma yüksekliği eğrisini çizebiliriz. Bu eğriyi "A" eğrisi olarak göstereceğiz (Şekil 5).

Çoğunlukla istenen kapasiteye yüzde onluk bir marj ilâve edilir.

Bundan sonra ise, ayrıca gerekli toplam basma yüksekliğine ikinci bir marj ilâve edilerek zaten fazla alınmış değerler daha da arttırılır.

Bu durumda, 681 m^3/saat ve 61 metre basma yüksekliği olan bir pompa seçilebilir. Böyle bir 450 mm çarklı pompanın performans eğrisini sistem basma yüksekliği eğrisi "A" ile çakıştıralım. "A" eğrisi 53 metre basma yüksekliği ve 612 m^3/saat olan geçerli şartları temsil eden eğridir. Kordinat sisteminin üst kısmına pompa basma yüksekliği, kapasite eğrisi ve sistem basma yüksekliği eğrilerini çizelim. Aşağı tarafa ise pompanın beygirgücü ve verimlilik eğrilerini çizelim. Pompa en yüksek gerekli kapasite olan 612 m^3/saatte gereğinden fazla basma yüksekliği sağlar. Eğer bu kapasitede çalışırsa, fazla olan basma yüksekliğinin kısılması gerekir (Şekil 6).

Şekildeki "B" eğrisi bu kısılma ile elde edilmesi gereken sistem basma yüksekliği eğrisidir.

Şimdi de çeşitli çalışma şartları için gerekli beygirgücü miktarlarına bakalım (Şekil 7).

Eğer pompa "C" eğrisinde görüldüğü gibi, kısmen kısılmış olarak 681 m^3/saatte çalışıyorsa, 175 beygir gücü gerektirir ve 200 beygirgüçlük bir motorla sürülmelidir. Ama tamamen istenen kapasite olan 612 metreküp/saatte çalışacak şekilde kısılırsa pompanın çalışma noktası kendisinin basma yüksekliği-kapasite eğrisinin "B" eğrisi ile kesiştiği noktada çakışacaktır. Bu şekilde ise, pompa 165 fren beygirgücü gerektirmektedir (Şekil 8).

Halbuki, burada görülen basma yüksekliği-kapasite eğrisine sahip daha küçük çarklı (örnek olarak 426 mm çaplı) bir pompa güvenlikle seçilebilirdi. Böyle bir pompa "A" eğrisini 635 metreküp/saatte kesebilir ve buradaki % 4'lük fark da yeterlidir (Şekil 9).

Akışı, 612 metreküp/saat ile sınırlandırmak için pompanın bir miktar daha kısılması gerekir ve sistem basma yüksekliği eğrisi bu durumda "C" eğrisi olur. 612 metreküp/saatte güç tüketimi ise 165 yerine 145 fren beygirgücü olur. Böylece çok dikkate değer bir % 12'lik tasarruf oluşur. Ayrıca, 250 yerine 150 beygirlik bir motor bu işi görür. Gerekli yatırımdaki tasarruf da büyük hacimli pompadan kaçınmanın bir başka avantajı olur (Şekil 10).

Daha başka tasarruflar da mümkündür. Birçok durumlarda pompalar kısılmadan çalıştırılabilir ve böylece kapasite noktası basma yüksekliği-kapasite eğrisinin "A" eğrisi ile kesiştiği noktanın dışına çıkar. Böyle bir durum, 450 mm çarklı bir pompanın yaklaşık 715 metreküp/saat çalışması ve 177 fren beygirgücü kullanması demektir (Şekil 11).

426 mm bir çark kullanılması halinde, pompa 640 metreküp/saat kapasitede çalışır ve 148 fren beygirgücü kullanır. Bu ise, % 16'lık bir enerji tasarrufu demektir. Aslında, gerçek emniyet marjı belirtildiğinden de fazladır.

Hatırlanılması gereken nokta ise, sistem basma yüksekliği eğrisi "A" çizilirken kullanılan sürtünme kayıpları 15 yıllık eski bir borudaki kayıplara göre hesaplanmıştı. Yeni bir borudaki kayıplar eski varsayılan değerlerin sadece % 61'idir ve böyle bir boru için sistem basma yüksekliği eğrisi "D" eğrisinde olduğu gibidir (Şekil 12).

Şimdi de şu durumu inceliyelim. Gerçek sistem yukarıdaki yeni boru kullanılarak kurulmuş olsun ve 612 metreküp/saat için 46 metre "geçerli" basma yüksekliği gerektirsin. Buna mukabil, pompa büyük tutulmuş olsun ve 681 metreküp/saat için 61 metre gerekli olsun. Eğer ilk seferde seçmiş olduğumuz 450 mm çarklı pompa böyle bir sistemde kısılmadan çalış-

tırılsa 681 metreküp/saat kapasite ile 190,5 fren beygirgücü kullanacaktı.

Sadece 426 mm çarklı bir pompa ise sistem-basma yüksekliği eğrisi "D" yi 733,5 metreküp/saat kapasitede ve 156,5 fren beygirgücü noktalarında % 18'e yaklaşan bir tasarruf ile keser (Şekil 13).

Ve ilk baştaki 612 metreküp/saat ihtiyacımız için ise 12.9 inçlik bir çark sadece 118 beygirgücünü gerektirirdi ki, bu da çok önemli bir yüzde 38'lik tasarrufu gerçekleştirir (Şekil 14).

Görülüyor ki, eğer pompaların çalışma şartları saptanırken, lüzumsuz emniyet marjlarından kaçınılabilirse çok önemli enerji tasarrufları yapılabilir. Bu ana kadar bahsettiğimiz şeyleri toparlarsak, öncelikle verimlilik ve verimliliğin toplam enerji tasarrufundaki yerini ortaya koyduğumuz daha sonra ise gereksiz enerji ihtiyaçlarını azaltmak için dikkatli bir sistem analizinin önemini belirttiğimizi söyliyebiliriz.

Ayrıca, pompaların enerji tasarrufu açısından en yüksek verim noktasında çalıştırılmaları ve gereksiz emniyet marjlarından kaçınılarak elde edilebilecek tasarruftan bahsettik.

O zaman aklımıza şöyle bir soru gelebilir. Halen kurulmuş olan pompa tesislerinde fazla kapasite marjı alınmışsa ne yapılabilir, enerji tasarrufu açısından büsbütün mü geç kalınmıştır.

Pompa bir kere seçilip işletmeye alındıktan sonra gerçek sistem basma yüksekliği eğrisini bir deney ile tespit etmek mümkündür. Daha sonra bu eğriye göre makul bir marj seçilebilir ve enerji tasarrufu açısından kullanıcının önünde üç seçenek olur. Bunlardan birincisi halen mevcut olan çarkı yeniden mekanik olarak işleyerek küçültmek ve tesisin ihtiyaçlarına daha uygun çalışma şartları temin etmektir.

İkinci seçenek, daha küçük bir çarkı imalâtçıdan temin etmektir. Değiştirilen çark daha ileriki bir zamanda sürtünme kayıpları artarsa veya daha yüksek kapasite gerekirse kullanılmak üzere saklanılabilir.

Üçüncü seçenek, aynı pompa için tasarlanmış ve bir tanesi daha dar iki çark olmasıdır. Ve gene daha dar olan çark imalâtçıdan temin edilebilir.

Dar çark, en verimli kapasiteye daha düşük bir noktada ulaşacaktır. Aslında marj miktarının büyüklüğüne göre bu yeni ve daha dar olan yeni çark eski çarka göre daha ufak çapta da olabilir.

Bir başka konu da motor tarafından tahrik edilen santrifüjlü pompaların çoğunun sabit hızda kullanılmasına mukabil bazı durumlarda değişken hızlı sürücüler kullanılarak pompalarda enerji tasarrufuna gitmektir.

Bir zamanlar sarma rotor motorlar bu hız değiştirme işi için kullanılmıştır, ama günümüzde aynı amaçla pompa ve elektrik motoru arasında mıknatıslı bir yol verici veya hidrolik kaplin kullanılmaktadır. Böylece de enerji savurganlığına yol açan pompa kısma işlemi yerine pompanın çalışma hızı arttırılarak gerekli çalışma şartları sağlanmış olur. Hız değiştiricilerde de kaymadan dolayı bir kayıp vardır. Genellikle bu tip cihazlarda verimlilik % 96'ya düşmektedir. Hız değiştirici cihazlar proses akış ihtiyaçlarının değiştiği veya sistem basma yüksekliği eğrisinin statik basınç veya sürtünme kayıplarından dolayı değişebildiği durumlarda yararlıdır. Her iki şekilde de hız değiştirici cihazlar sistemin gerektirdiği tam enerjiyi almasını sağlarlar.

Halen kurulmuş olan ve sabit hızlı sürücülerle tahrik edilen pompa sistemlerinde bu tip enerji tasarrufu için hız değiştirici hidrolik

kaplin veya mıknatıslı sürücü koymak ekonomik olabilir. Ancak, bunu araştırmak için önce gerçek sistem-basma yüksekliği eğrisini veya çeşitli çalışma şartlarını temsil eden bir dizi eğriyi çizmek gerekir. Daha sonra ise, pompanın çalışma eğrileri ve sistem eğrisi kesiştirilerek gerekli kapasiteyi sağlıyacak hız hesaplanır. Böylece pompa çalışma sınırları tespit edilerek hız değiştirme cihazına verilecek olan beygirgücü hesaplanır. Tabii, cihazın verimliliğinin de gözönünde bulundurulması lâzımdır. Bu beygirgücü ile sabit hızdaki pompanın fren beygirgücü arasındaki fark bu kapasitedeki güç tasarrufunu belirler. Daha sonra da çeşitli kapasitelerdeki çalışmalar için belirli bir saat tahmini yapılarak yıllık tasarruf beygirgücü-saat veya kilovat saat olarak bulunur. Bu tasarruflar maliyet miktarlarına çevrilerek değişken hız sağlama cihazını takmanın maliyeti ile karşılaştırılır. Eğer cihazı takmak daha ekonomik ise sistemde gerekli değişiklik yapılır. Eğer değilse, gene de daha küçük veya dar çark kullanma imkânı vardır. Başka bir enerji tasarrufu imkânı da iki paralel çalışan pompanın olduğu tesislerde karşımıza çıkabilir.

Birçok tesisde "yarım kapasiteli" diye tanımlıyabileceğimiz pompalar tam yük şartlarında gerekli akışı sağlıyabilecek şekilde paralel çalıştırılırlar. Eğer böylesi tesislerde akış önemli miktarda değişkenlik gösteriyorsa, daha iyi çalıştırma yöntemleri ile önemli enerji tasarruflarına gitmek mümkündür. Bunun esas sebebi çoğunlukla her iki pompanın da böyle tesislerde sürekli devrede tutulması ancak kısık olarak çalıştırılmasıdır.

Hatta, bir tek pompanın bile gerekli akışı sağlıyabileceği durumlarda iki pompa yarım kapasite çalıştırılır. Operatörler bu durumu güvenlik sebeplerine bağlarlar ve pompalardan birinin bozulması halinde gerek-

li akışın diğer pompanın derhal devreye girmesi ile sağlanabileceğini ileri sürerler. Halbuki, bu tamamen doğru bir görüş değildir. Düşük kapasitede sık sık çalışan pompalar en yüksek verim noktasında çalıştırılan pompalar kadar uzun ömürlü olamazlar. Gerekli akışı sağlıyabildiği takdirde, bir tek pompa çalıştırmak her iki pompanın da ömrünü uzatacaktır.

Güvenlik açısından ise şunu söyliyebiliriz. Diyelim ki, tek bir pompa hafif yükle çalışıyor olsun. Eğer sistemde bir arıza olursa ve her iki pompa da devredeyse, her iki pompanın da zarar görme ihtimali oldukça fazladır. Halbuki bu sırada tek bir pompa çalışıyor olsa ve sadece o arızalansa, öteki pompa anında devreye girmek üzere hazırdır. Motorla tahrik edilen pompaların devreye girip tam hıza varması birkaç saniyede zaten mümkünleşir.

Herhangi bir enerji tasarrufu programının değerlendirilmesi için tasarruf edilen enerji ve enerji tasarrufu programının maliyeti karşılaştırılmalıdır. Pompaların paralel çalıştırılması konusunda programın maliyetini sıfır bile kabul edebiliriz. Etmesek de bu şekilde çalıştırmayı öğretecek zamanın maliyetidir ki, önemsiz sayılır.

Pompaların iç aralıklarını (CLEARANCE) düzeltmek de enerji tasarrufu açısından önemlidir.

Aralıkların aşınma hızı birçok şeye bağlıdır. Örnek olarak paslandırıcı ve çamurlu sıvıları verebiliriz. Bunlar aşınmayı çabuklaştırırlar. Buna mukabil pompa parçalarında aşınmaya mukavim sert malzeme kullanılırsa, aşınma azalır. Aralıklar arttıkça pompanın "gross" kapasitesinin daha büyük bir kısmı yüksek basınçlı basma tarafından düşük basınçlı emme kısmına kısa devre olarak akar ve bu akan kısmın yeniden pompalanması gerekir. Böylece bir pompanın belli bir basma yüksekliğine karşı "net"

veya tesirli kapasitesi iç sızıntılardaki artma miktarında azalır.

Gerçi, teorik olarak sızıntı bir çalışma bağlantısındaki basınç farkının karekökü oranında değişir ve dolayısiyle toplam basma yüksekliğinin karekökü oranında değişir. Ancak, tüm basma yüksekliklerinde sızıntının sabit olacağını varsaymak yeterli derecede doğru netice verir.

Artan sızıntı bir pompanın performans eğrisini olumsuz yönde etkiler. Her basma yüksekliğinde ilâve iç sızıntıları ilk kapasiteden çıkartarak aşınmadan sonraki yeni basma yüksekliği-kapasite eğrisini bulabiliriz.

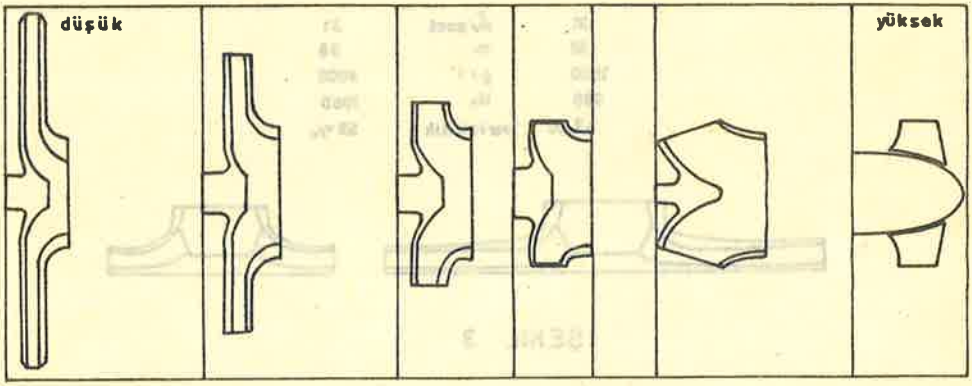
Daha evvelki mevzuda olduğu gibi, iç boşlukları gidermenin maliyeti elde edilecek güç tasarrufu ile karşılaştırılmalıdır. Ancak, o zaman maliyetin tasarruf ile çıkarılıp çıkarılamıyacağı ortaya çıkar. Maliyetin hesabı kolaydır. Pompaya takılaçak yeni parçaların ve gerekli işçiliğin saptanmasından sonra hesaplanabilir. Ama tasarruf miktarı her pompa için değişir. Analitik ve deneysel bilgilerimize göre, sızıntı kayıpları pompanın özgül hızı ile değişir. Düşük özgül hızlı pompalar çaplarına göre dar çarklıdırlar. Yüksek özgül hızlı pompalarda ise çarklar çaplarına göre geniştirler. Çok yüksek özgül hızlar eksenel akışlı pompalar demektir. Yapılan araştırmalar düşük özgül hızlı pompaların iç aralıklarını eski haline getirmenin sızıntı kayıplarına kıyasla avantajlı olduğunu gösterir. Ayrıca, düşük özgül hızlı pompalar yüksek hızlılara kıyasla kademe başına daha çok basma yüksekliği sağlarlar. Diğer her şeyin aynı kalması halinde ise, daha yüksek basınç farkı basma yüksekliklerinde aşınma artar. Özetle fazla basma yüksekliği olan pompaların aralıklarını yenilemek daha çok tasarruf sağlar diyebiliriz.

Son olarak da pompaların sürücülerine değinmemiz gerekmektedir.

Sürücülerin enerjisi ya içten patlamalı bir motorun yakıtı, ya bir türbünün buharı, ya da elektrik motorunun elektrik enerjisinden kaynaklanır. Sürücülerin enerji dönüşüm verimliliği çalışma hızı ve yük ile değişir. Proses ihtiyaçları ve pompa karakteristikleri dikkatle saptandıktan sonra pompanın gerçek ihtiyaçlarına uygun bir sürücüyü de dikkatle seçmek gerekir.

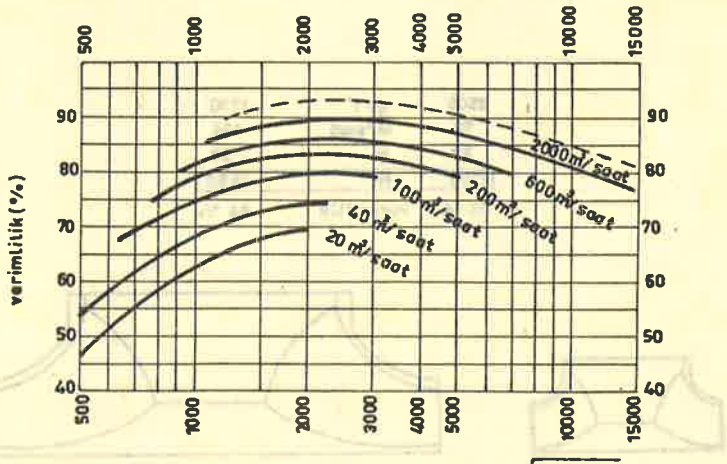
Enerji tasarrufu imkânlarına kısaca değinmiş olduk. Endüstriyel toplamların tarihlerinde enerjinin tasarruf edilmesi hiç bir zaman günümüzdeki kadar önem kazanmamıştı. Enerji talebinin sürekli artması ve enerji teknolojisinin gelişmesi bizleri bugün yepyeni bir yere getirmiştir. Bugün her şeyi kontrol eden faktör enerji darlığıdır. Geçici de olsa, sürekli de olsa petrol, doğal gaz ve hatta kömür için bile darlık sözkonusudur. Çevre sorunlarının gün geçtikçe artması da enerji darlığına yeni bir boyut vermektedir. Eğer bu yazıda pompalarda enerji tasarrufu konusunda mühendislere, tasarımcılara ve operatörlere biraz yardımcı olabilirse toplumumuza faydalı olacaktır.

Düzenliyen: TUNCER GÜLSOY



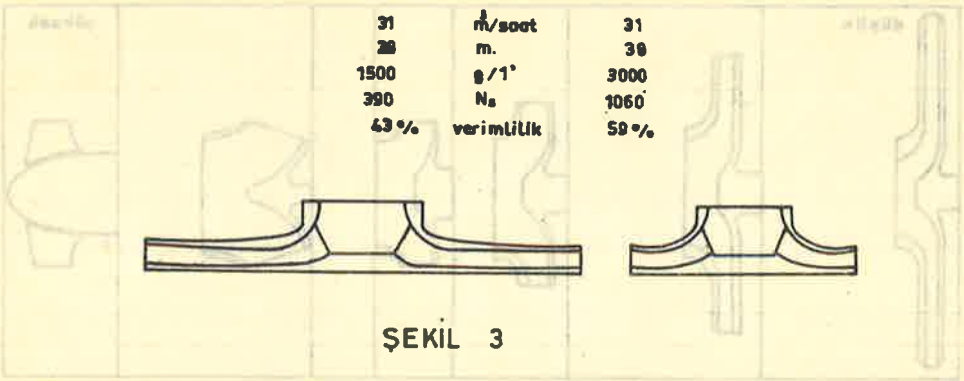
spesifik hız değerleri : $N_s = \frac{g/1' \sqrt{m^3/saat}}{H^{3/4}}$

ŞEKİL 1

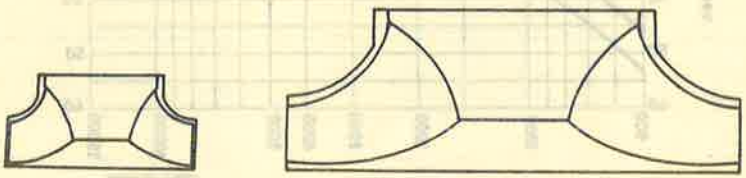


spesifik hız değerleri : $N = \frac{g/1' \sqrt{m^3/saat}}{H^{3/4}}$

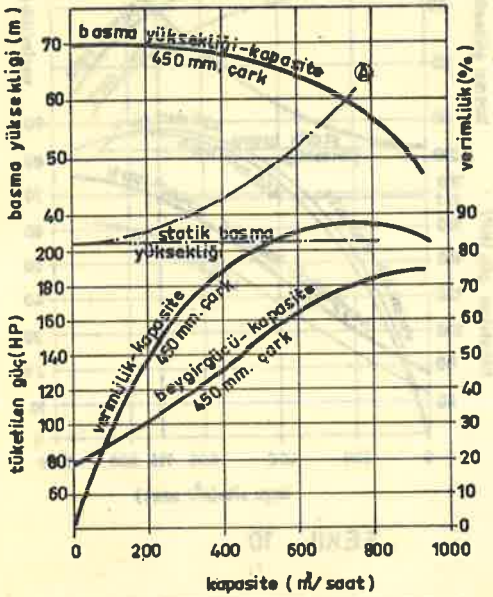
ŞEKİL 2



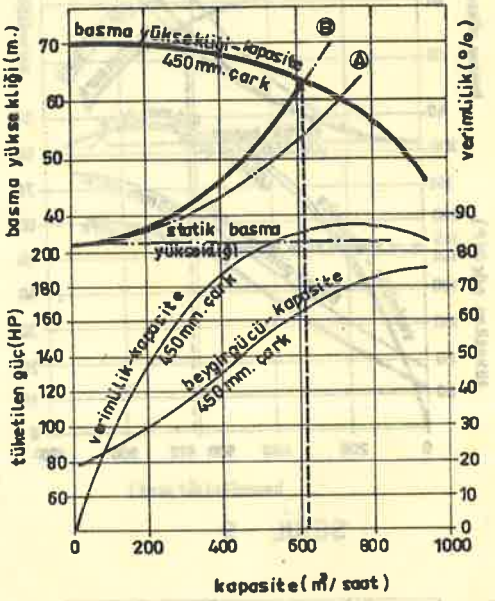
ŞEKİL 3



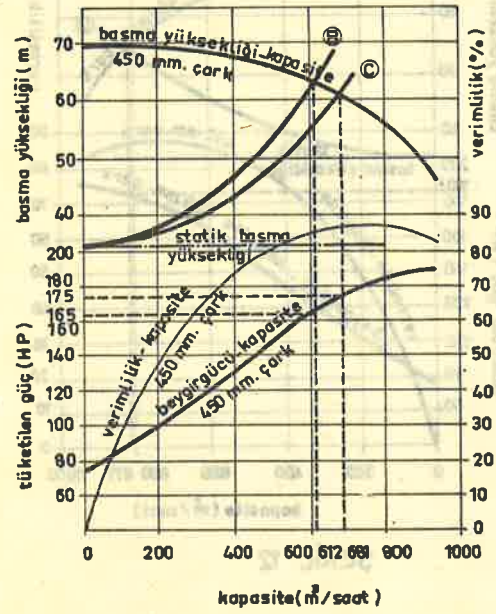
ŞEKİL 4



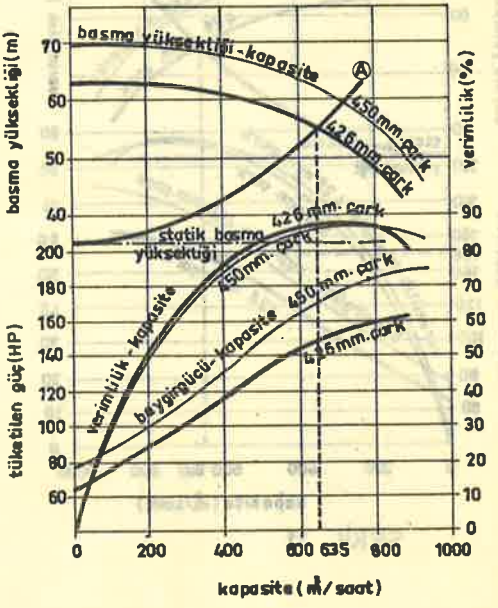
ŞEKİL 5



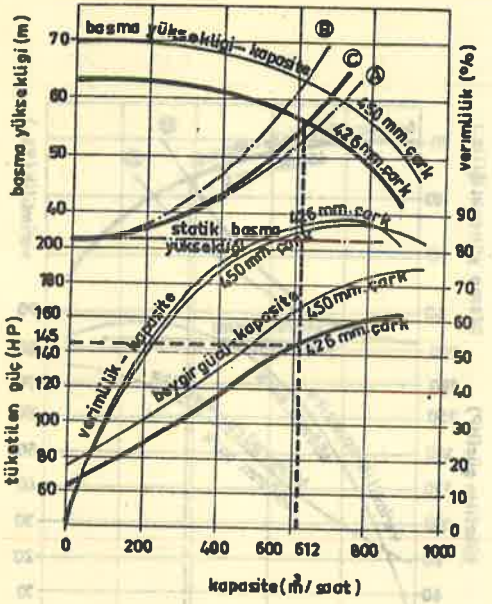
ŞEKİL 6



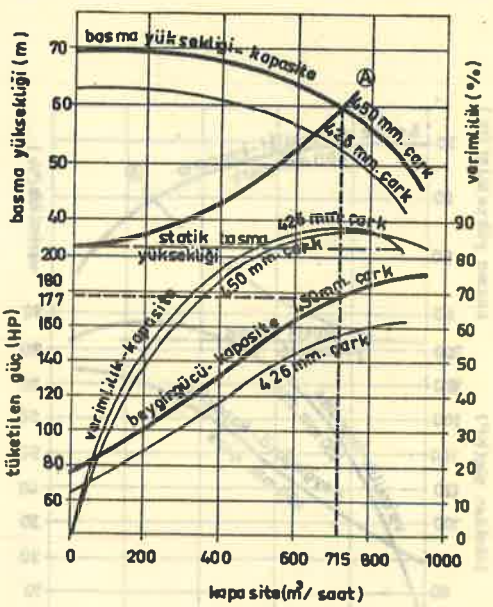
ŞEKİL 7



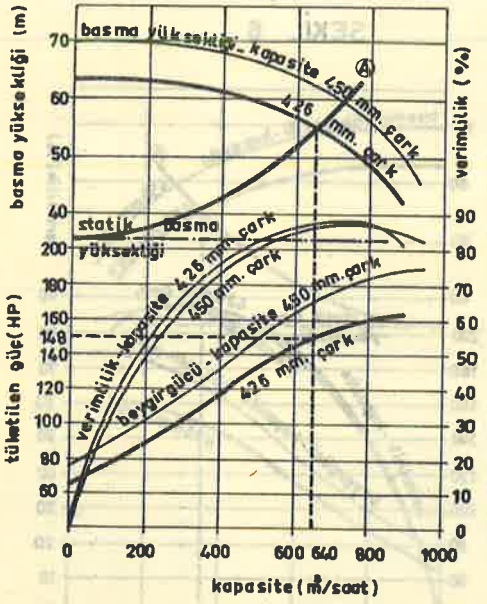
ŞEKİL 8



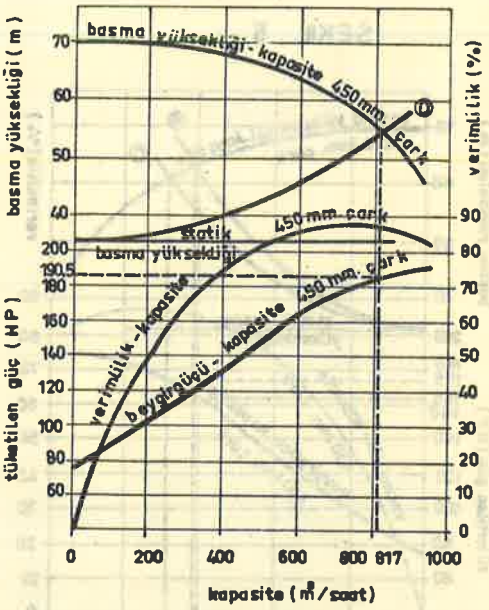
ŞEKİL 9



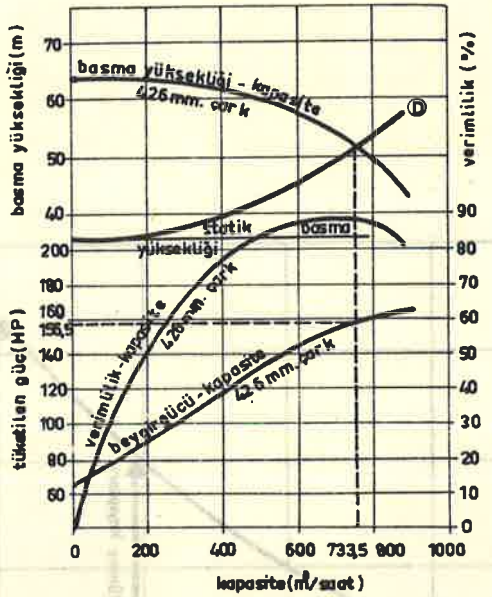
ŞEKİL 10



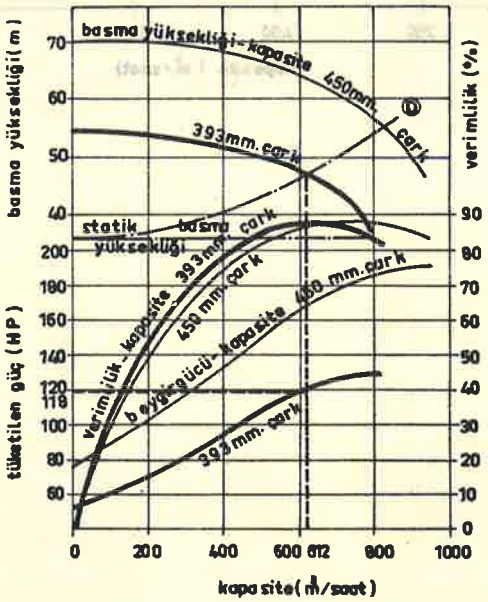
ŞEKİL 11



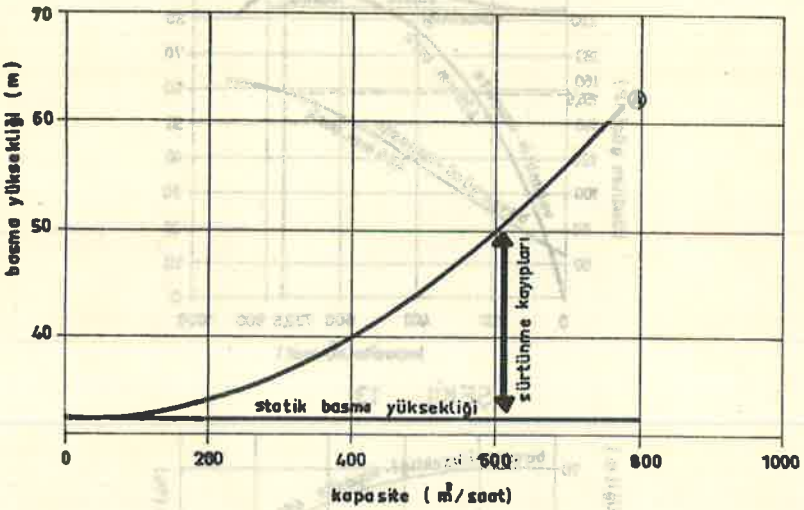
ŞEKİL 12



ŞEKİL 13



ŞEKİL 14


70
60
50
40
basma yüksekliği (m)
sürtünme kayıpları
statik basma yüksekliği
0
200
400
600
800
1000
kapasite (m³/saat)

III

YUVARLAK MASA TOPLANTISI

"TÜRKİYE'DE POMPA SANAYİNİN ERİŞTİĞİ DÜZEY VE GELİŞİMİNDEKİ TEKNİK SORUNLAR"

ÇAĞRILI KONUŞMACILAR:

Üzeyir GARİH

"Türkiye'de Pompa İmalatı Bugünkü Koşullar ve İlerisi İçin Beklenen Gelişmeler"

Ahmet Zeki TEKİN

"Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğünün Pompa İhtiyacı Hakkında Genel Açıklama"

Ahmet DEVİREN

"Türkiye'de Pompa Sanayinin Durumu ve Sorunları"

TÜRKİYE'DE POMPA İMALATI
BUGÜNKÜ KOŞULLAR
VE
İLERİSİ İÇİN BEKLENEN GELİŞMELER

Üzeyir GARİH
Alorko Holding A.Ş.

Sayın Başkan, Sayın Kongre Üyeleri, Sayın Basın Mensupları, Sayın Misafirler;

Sözlerime, bu kongrenin yapılmasını sağlıyan Sayın Profesör Dr. Cahit Özgür ve organizasyonunda payları olan Sayın Düzenleme Kurulu Üyelerine teşekkür etmekle başlamak istiyorum.

İzninizle Türkiye'de pompa imalatının bugünkü durumunu ve koşullarını belirtmeden önce, Ülkemizde pompa üretiminin tarihçesi ile ilgili çok kısa birkaç sözcük söylemek istiyorum.

Bildiğim kadarı ile pompa imalâtının tarihi Türkiye'de pek yenidir.

Eski ismi ile Feshane olarak bilinen Sümerbank Defterdar Fabrikasında 40-50 yıl öncesi yapılmış birkaç bireysel girişim bir tarafa bırakılırsa, pompa üretimi Türkiye'de küçük çapta ve zanaat (artisanat) şeklinde 1950'lerde Kalafat Yeri ve Perşembe Pazarı atelyelerinde başlamıştır. 1950 yıllarının başında yapılan ve Avrupa'dan ithal edilmiş pompalara benzetilerek üretilen su tulumbaları miktar ve kalite bakımından Türkiye'nin döviz darboğazına girdiği 1956 yılından itibaren geliştirilmiştir.

1956 yıllarında Türkiye'de merkezkaç pompa imalatı genellikle

20-30 M. ss basınçta azami 30 m^3 verdisinde olup, verim o tarihlerde hiçbir zaman % 35 i geçmemişti.

Ülkemizin sanayileşme evresine girdiği 1960'ların ikinci yarısında pompa üretiminde ciddi kıpırdanışlar göze çarpmaktadır.

Türkiye'mizde döküm tekniklerinin modernleşmesi, işleme tezgahlarının miktar ve kalite olarak gelişmesi sonucu bu konuda 1960'ların son yıllarından başlamak üzere ciddi yatırımlar başlamıştır.

Bugün ülkemizde muhtelif cins ve çeşitte ve kalite yönünden batıdaki benzerlerini aratmıyan pompa üretimini ciddi şekilde yapan 10'u aşkın kuruluş mevcuttur.

Normal kır döküm ve alaşımlı çelik döküm teknikleri ile seri döküm yapabilen fabrikaların, zanaat döküm usulü ile çalışan atelyelerin yerini alması ile ve ayrıca dış ülkelerdeki uzman firmalardan dizayn ve imalat teknolojisinin lisans veya işbirliği suretiyle alınması ile yurdumuzda çok büyük kapasiteli veya özel dizayn isteyen kimya ve benzeri sanayiinin çok özel pompaları dışında

- Her tür santrifüj normal su tulumbaları
- Kademeli yüksek basınçlı su tulumbaları
- Yüksek ısıya dayanıklı özel yatak soğutma sistemli kızgın su tulumbaları
- Özel alaşımlı normal kapasiteli kimyasal madde transfer tulumbaları
- Özel motoru dahil, ıslak rotorlu sirkülasyon tulumbaları
- Derin kuyu tulumbaları
- Özel motoru dahil, dalgıç tulumbalar

başarı ile ülkemizde üretilmektedir.

Avrupa'da yüzbinler mertebesindeki serilerde üretilen tulumbalarla bugün için rekabet olanağımız yoktur.

Bugünkü döviz kurları ile, minimum adam gereksinmesi ile, büyük serilerde otomasyonu havi dökümhanelerde ve nümerik talaş kaldırma takım tezgahlarında üretim yapan batı ve doğu bloklarının firmaları ile rekabet olamıyacağı düşünülebilir. Ancak A.E.T. ile olabilecek bir entegrasyonca bilhassa Yurdumuzun büyük gereksinmesi olan sulama alanı tulumbalarında yakın bir gelecekte rekabet imkânlarının oldurulabileceği söylenebilir.

Ayrıca Dünya'da dahi küçük serilerde yapılan özel tulumbaların üretiminde kısmi teknolojiyi dış ülkelerden bir süre için almak kaydı ile dünya ile rekabet edebileceğimizi iyimserlikle söyliyebiliriz.

Bir süreç içinde planlı bir şekilde çalışıldığı takdirde, pik, kok, elektrik, bakır, silisli saç, boya v.b. hammadde girdi fiyatlarının dış ülkelerdekine paralel olması kaydı ile Türkiye'de mevcut kalifiye olmıyan işçilerle yapılacak bu tür endüstrinin bir süre sonra tekstil gibi Ülkemize doğru kayması beklenebilir.

Bugün Ülkemizde ciddi şekilde üretilen tulumbaların küçük çapta da olsa Orta-Doğu'ya az bir zararla ihraç edilebildiği ortadadır.

Kanımca ciddi kuruluşlarda kalite doğu ve batı bloklarındaki eşdeğer ürün kalitesini aratmamaktadır.

Türkiye'mizin ve hatta dünyanın enerji bunalımında bulunduğu bu devrede bilhassa tulumba randımanlarının kontrolu problemi üzerine resmi ve/veya yarı resmi kuruluşlarca eğilme gereğinin olduğu bir gerçektir.

Ülkemizde yıllık ortalama 70.000 kw-st'lık tulumba üretilmektedir. Mevcut yerleşmiş takat 1.000.000 kw-st'a yaklaşmıştır. Genelde tulumba randımanları bugün için ortalama % 40-60 civarındadır. Ciddi kuru-

luşlar bu randımanı % 70-80'e kadar yükseltebilmiş durumdalar. Randımanda % 15'lik ortalama bir artışın 150.000 kw-st olduğu ve bunun saatte 15 ton, yılda yaklaşık 45.000 ton akaryakıt tasarrufunu ve dolayısile alış fiyatı ile 150.000.000 T.L. karşılığı döviz sağlıyacağını söylemek pek yalnış olmaz sanırım.

Bu konulardaki görüşlerimi izninizle şöyle bağlamak isterim:

- Ülkemizde pompa üretimi ciddi bir safhadadır. Kalitesi batı ile rekabet edilecek düzeydedir.
- Üretim girdi fiyatları aşırı yüksek ve imalat serileri dış ülke benzerlerine göre küçük olduğundan rekabet olanağı azdır. Kanımca bu sorun çözülemez değildir.
- Resmi ve yarı resmi kuruluşlar ile her teşebbüs arasında yapılacak bir dialogla sorun planlı bir şekilde bir süreç içinde kanımızca çözümlenebilir.
- Verim ve kalitenin denetlenmesi ile yeni ciddi atılımlar yapılabilir.

Durumu görüşlerinize arzederim.

DEVLET SU İŞLERİ GENEL MÜDÜRLÜĞÜNÜN
POMPA İHTİYACI HAKKINDA GENEL AÇIKLAMA

Ahmet Zeki TEKİN
D.S.İ. XIV. Bölge Müdürlüğü

Devlet Su İşlerinin faaliyet sahası içinde yer alan Sulama, Drenaj ve İçme Suyu konuları bu amaçla Pompa İstasyonları inşaatını zorunlu kıldığından DSİ kuruluş yılı olan 1954 ten beri pompa temin, tesis ve işletmesi ile doğrudan ilgilidir ve bu faaliyeti devam etmektedir.

Bugüne kadar yapılmış ve yapılmakta olan tesislerdeki pompalar hakkında aşağıda genel bilgiler verilmiş ve DSİ nin pompa talepleri üzerine bir açıklık getirilmiştir.

TÜRKİYE'NİN SU POTANSİYELİ

Su kaynaklarının gelişmesi ile ilgili meseleleri geniş çapta incelemek üzere Türkiye, drenaj sahaları itibariyle 26 havzaya ayrılmıştır. Her havzanın ayrı ayrı etüd neticelerine göre Yurdumuzun yıllık yağış ortalaması 670 mm.dir. Buna tekabül eden su potansiyeli yıllık 518 milyar m3 tür. Bu miktarın akış haline geçen kısmı yaklaşık 166 milyar m3 tür. Akış haline geçen suyun tüketim maksatlarıyle kullanılabilecek kısmı 80 milyar m3 olarak kabul edilmektedir. Bu miktar sudan istifade edilebilmesi için ihtiyaca paralel olarak sularımıza düzen vermek ve bu maksatla depolama tesisleri yani barajlar yapmak gerekmektedir. Yapılabilecek baraj sayısı şimdilik 450 olarak tesbit edilmiştir. Yapılmış ve işletmeye açılan baraj sayısı 64, inşa halindeki baraj sayısı 39, projesi hazırlanmış ve hazırlanmakta olan 44, istikşaf etüdleri tamamlananları sayısı 300 dür.

Bu barajlar vasıtasiyle sularımız regüle edildiği takdirde:

Sulanabilecek arazi alanı	6.900.000 hektardır.
Taşkından korunacak arazi alanı	483.811 hektardır.
Kurutulacak arazi alanı	166,538 hektardır.
Kurulabilecek Hidro elektrik santral adedi	290
HES kurulu güçler toplamı	27.000 MW.
Üretilecek Enerji	100 Milyar Kwh.

Bu mevcut potansiyelden halen istifade edilen miktarlar:

Yer üstü su kaynakları ile sulanabilen saha	2.318.363 Ha.
Yer altı su kaynakları ile sulanabilen saha	181.550 Ha.
HES kurulu güç toplamı ile sulanabilen saha	2.084 MW.
HES üretilen enerji miktarı	8,3 milyar Kwh.

Kullanılan su miktarı:

İçme suyu	1.560×10^6 m3/yıl
Endüstri suyu	1.200×10^6 m3/yıl
Tarımsal sulama suyu	9.000×10^6 m3/yıl
T O P L A M	11.760×10^6 m3/yıl

Görülüyor ki:

1) Kullanabildiğimiz su kullanabileceğimiz suyun henüz %14.6 mertebesindedir.

2) Yer üstü su kaynaklarıyle sulayabildiğimiz arazi sulayabileceğimiz arazinin henüz % 33,5 dur.

3) Yer altı su kaynakları ile sulayabildiğimiz arazi sulayabileceğimiz arazinin henüz % 67.5 mertebesindedir.

4) Üretilen enerji ise üretilmesi mümkün olanın % 8,3 dür.

1975 değerleri ile 40 x 10^6 nüfus ve 775.000 km2 yüzölçümündeki Türkiye'ye en yakın nüfus ve yüzölçümünde olan ilerlemiş ülkelerden Fransa'da (52 x 10^6 nüfus - 547 000 km2 yüzölçümü)

Su tüketim miktarları bir mukayese için aşağıya yazılmıştır.

İçme-Kullanma Suyu	3.500 x 10^6 m3/yıl
Endüstri suyu	13.000 x 10^6 m3/yıl
Tarım	10.000 x 10^6 m3/yıl
T O P L A M	26.500 x 10^6 m3/yıl

Bu kısa takdim gösteriyor ki Türkiye mevcut su potansiyeleninin kullanılmayan kısımlarını kesinlikle ve süratle kullanacak, sulanmayan arazilerini sulayarak tarım gelirlerini artıracaktır.

Tarımsal sulamada cazibeli yöntemi her zaman imkân dahilinde değildir. O takdirde pompajlı sulamaya gidilmesi bir zorunluktur.

Devlet İstatistik Enstitüsüne göre 1975 yılında pompa ile sulanan arazilerde 173.823 adet pompa kullanılmıştır. Aynı Enstitünün verilerine göre 1982 yılında 236.488 adet, 1990 yılında 331.195 adet pompa kullanılacağı tahmin edilmektedir.

DEVLET SU İŞLERİNİN POMPA İHTİYACI

Devlet Su İşleri büyük kapasiteli sulama, drenaj ve içme suyu pompa istasyonları tesis etmekte olduğundan pompa adedi olarak fazla yekûn

tutmamakla beraber, özel siparişlere dayalı pompa imalâtının öncüsü durumundadır.

Derin kuyu pompalarının kullanıldığı yeraltısuyu hakkında kısa bilgi:

1956 yılındanberi 235 adet ovada yapılan etüdlere göre toplam 8,8 milyar m3 yeraltısuyu rezervi tesbit edilmiştir. Bugüne kadar 3325 adet kuyu açılmış 2688 adet kuyu pompa ile teçhiz edilerek işletmeye konulmuştur. Her sene ortalama 200 yeni kuyu açılmaktadır. Bu maksatla Devlet Su İşleri her sene ortalama 300 adet derin kuyu pompası sipariş etmekte ve bunu tamamen yerli imkânlarla karşılamaktadır.

Devlet Su İşlerinin bugüne kadar tesis ettiği pompa istasyonlarında yer alan pompaların genel görünümü şöyledir:

Büyük çoğunluğu Adana, Antalya, Bursa ve Edirne'de olmak üzere bütün Türkiye'de yerüstü su kaynaklarından istifade eden toplam 160 pompa istasyonu inşa edilmiştir. Bu istasyonlar sulama, drenaj ve içme suyu maksatlı olup toplam 620 adet pompa ile teçhiz edilmiştir. 620 pompanın 425 tanesi santrifüj tip, 195 tanesi boru gövdeli tip'dir. 620 pompanın 315 tanesi yerli imkânlarla yapılmış 305 tanesi ithal edilmiştir. Bütün pompa istasyonlarının kurulu motor güçleri toplamı 155.000 KW, saatte basılan su miktarı toplam 1.480.000 m3 tür. Pompaların basma yüksekliği sulama ve içme suyu maksatlarında 50-100-190 metreye kadar yükselmektedir. Pompaların debisi asgari 50 litre/saniye'den başlar, yerli santrifüjlerde 425 litre/saniyeye, ithal santrifüjlerde 1.500 litre/saniye'ye kadar yükselir. Boru gövdeli pompalarda ise yerli 1900 litre/saniye, ithal 6000 litre/saniye debili pompalar kullanılmıştır.

Derin kuyu pompaları ile yeraltısuyundan yararlanan sulama pompaj

tesisleri bu rakamlara dahil edilmemiştir.

Devlet Su İşlerince kullanılan tüm pompalar sabit tesisler halinde bir bina içerisinde yer almakta ve genellikle elektrik motorlarıyle çevrilmektedir. Pompanın büyüklüğüne bağlı olarak çoğunlukla 100 KW civarında ve daha büyük güçte motorlar gerekmektedir. Yaklaşık 300 KW ın üstündeki motorlar için 3 KV. 600 KW ın üstündeki motorlar için de 6 KV tahrik voltajı seçilmesi ekonomik açıdan ve elektrik teçhizatları ile kumandası yönünden bir zorunluk olmaktadır. Bu ise pompanın yanında bir motor problemini beraberinde getirmektedir. Esasen 75 KW tan daha büyük motorlar Türkiye'mizde henüz seri imalâta geçmemişken bunun yanında 3-6 KV ile tahrik edilen motor imalâtı henüz söz konusu olamamaktadır. Bu motorların pompaları da henüz yerli imalât sınırları içine girememiş durumdadır. Motoru ithal edilecek pompanın yerli imal edilebileceği bir an için kabul edilse bile, motopomp ünitesinin Q-H-randıman kontrollarının yapılabilmesi firmaların test standı yetersizliği bakımından şimdilik imkânsız görülmektedir.

Ancak Devlet Su İşleri olarak gururla belirtmek isteriz ki son senelerde ihalelerin çoğunluğu yerli firmalar tarafından karşılanmakta, imal edilen pompaların debi ve basma yüksekliklerinde önemli artışlar kaydedilmektedir.

Bugüne kadar çeşitli zorunluklar nedeniyle ithal edilmiş pompaları bir tarafa bırakarak geleceğin portresine göz atarsak Devlet Su İşlerinin 1979-80 programında temini öngörülen tesislerin pompa ve elektrik aksamının keşif bedeli toplam 6.000.000.- dolar olarak hesabedilmekte, bunun takriben yarısının yerli, yarısının ithal yoluyla temin edilebileceği tahmin edilmektedir ki yerli teçhizat için yaklaşık 100.000.000.-

TL.lik bir iş teklifi demektir. Her sene bu miktar yenilenmekte, baş tarafta belirttiğimiz memleketin su potansiyelinden azami yararlanma imkânları doğurularak boşa akan sular Türk halkının hizmetine arzedilmek istenmektedir.

Ne var ki, özel siparişle büyük pompa imalatına gönül vermiş, yerli imalatçılarımızın sayısı bir elin parmakları sayısınca bile değildir. Çünkü bu iş proje, araştırma, model, döküm, ağır iş tezgahları, test, gerektiğinde montaj ve işletme sorunlarını beraberinde getirmektedir.

Devlet Su İşleri olarak Türkiye pompa sanayiine iş arzediyor ve karşılığını bekliyoruz. Çünkü bütün ihaleler önce yerli yapılabileceği varsayımına göre yapılır. Alıcı bulamadığı takdirde ithali cihetine gidilir.

Temennimiz Türkiye'de pompa imalat sanayiinin güçlenmesi, dışarıya döviz ödenmemesi ve kendi pompamızı kendimizin yapmasıdır.

TÜRKİYE'DE POMPA SANAYİNİN DURUMU ve TEKNİK SORUNLARI

Ahmet DEVİREN
Yazar Pompa ve Makina Sanayi A.Ş.

Türkiye'deki Pompa sanayinin eriştiği düzeyin tesbitinden evvel pompa ihtiyaçlarının genel bir analizini yapmakta yarar vardır.

Pompalar genellikle tarımda, yapı sektörü ve endüstride olmak üzere başlıca üç ana grupta kullanılan makinalardır.

Tarımın endüstrileşmesi ve tarım sektöründe çalışan elemanların endüstriye kayması, birim alandan daha fazla verim alma gibi nedenler tarımda sulamanın faydalarını ortaya koymuştur.

Tarım sektöründe kullanılan pompalar su rezervlerinin ve arazinin durumuna göre çeşitlilik arz etmektedir. Akarsular, göller ve kanalların bulunduğu bölgelerde büyük debili pompalar, arazinin engebeli olduğu bölgelerde yüksek basınçlı pompalar, su rezervlerinin derinlerde bulunduğu bölgelerde derin kuyu ve dalgıç tipi pompalar kullanılmaktadır.

Kullanılan bu pompaların tahrik sistemi olarak elektrik motorları, içten yanmalı motorlar, traktör veya rüzgarlarla tahrik edilen sistemler kullanılabilmektedir.

Yukarıda kullanma sahaları kısaca belirtilen pompaları aşağıdaki şekilde sınıflandırmak mümkündür.

1. SU KAYNAKLARI AÇISINDAN

1.1. Kanallardan akarsu ve göllerden su temin eden maksimum 7 metreden emme yapabilen normal tahrikli pompalar.

1.2. 7 metreden daha derinlerden su çıkartmakta kullanılan dalgıç ve derin kuyu pompaları.

2. POMPALANACAK SIVILAR AÇISINDAN

2.1. Kimyasal Pompalar

2.1.1. Lastik kaplamalı pompalar,

2.1.2. Plastik pompalar,

2.1.3. Özel alaşımlardan imal edilen pompalar,

2.2. Çamur Pompaları

2.2.1. Açık fanlı pompalar,

2.2.2. Öğütücü özellikli pompalar,

2.2.3. Hidrokarbon preses imalatı ve çeşitli pompalar,

3. TAHRİK SİSTEMİ YÖNÜNDEN POMPALAR

3.1. Elektrik Motoru Tahrikli Pompalar

3.1.1. Dikey-Yatay normal korumalı motorlar,

3.1.2. Dikey, ıslak rotorlu tiplerdeki motorlar,

3.2. İçten yanmalı motorlarla tahrik edilen pompalar,

3.3. Traktörle tahrik edilen pompalar.

2.0. TÜRKİYE'DE POMPA İMALATININ ERİŞTİĞİ DÜZEY

2.1. Türkiye'de pompa imalatıyla özel ve kamu kesimi uğraşmaktadır.

1978 yılı sanayi rehberinden tesbit edilen duruma göre şu anda 43 kuruluş pompa imalatı yapmaktadır. Genellikle pompa imalatı Marmara, Ege, Orta Anadolu ve Karadeniz bölgelerinde toplanmaktadır.

İstanbul 18, Ankara 12, İzmir 5, Elazığ 1, Kırşehir 1, Bursa 1, Konya 1, Mersin 1, Eskişehir 1, Samsun 2 olmak üzere başlıca 10 şehirde imalatçılar toplanmaktadır. Bunlar sanayi rehberinden tesbit edilebilen imalatçılardır. Kanımızca birçok kamu ve özel teşebbüs pompa ihtiyaçlarının bir kısmı kendi imkanlarıyla imal etmektedirler.

Santrifüj pompalar, kademeli pompalar ve derin kuyu pompalarının büyük bir kısmı Türkiye dahilindeki imalattan karşılanmaktadır. Özel pompaların bir kısmı dışarıdan getirtilmeye devam etmektedir. 1979 yılı ithal kotalarının tetkikinden görüleceği üzere 250 m^3/h'ın üzerinde tek ve çok kademeli motopomplar ve 36 m^3/h'ın üzerinde dalgıç pompalarının ithaline müsaade edilmektedir.

Devlet İstatistik Enstitüsü Genel ihracat ve ithalat istatistiklerinden tesbit edilen değerlere göre;

		İHRACAT		
YILI	KONU	ADET	TL	$
1976	Motopomp	292	335.171.-	21.116
	Diğerleri	165	241.485.-	14.635
	TOPLAM	457	576.656.-	35.751
1977	Motopomp	8	164.850.-	9.420
	Diğerleri	65	1.167.842.-	61.004
	TOPLAM	73	1.332.692.-	70.424

YILI	KONU	İTHALAT ADET	TL	$
1975	Motopomp	11.478	35.863.125.-	2.451.380
	Türbopomp	232	2.810.060.-	191.128
	Elektropomp ve diğ.	1.317	29.011.441.-	1.934.864
	TOPLAM	13.027	67.504.625.-	4.577.372
1976	Motopomp	8.238	75.694.778.-	4.666.209
	Türbopomp	591	6.290.614.-	384.144
	Elektropomp ve diğ.	2.015	12.359.856.-	768.180
	TOPLAM	10.844	94.345.272.-	5.813.533
1977	Motopomp	10.817	53.186.699.-	2.958.782
	Türbopomp	10.698	1.080.861.-	63.366
	Elektropomp ve diğ.	1.090	27.061.349.-	1.501.909
	TOPLAM	22.605	81.928.909.-	4.504.047

Yukarıdaki tablonun tetkikinden görüleceği üzere ihracatımız ithalatımızın % 1'i civarındadır. Bu miktara komple tezgah teçhizat ve tesis olarak ithal edilen ünitelerdeki pompalar dahil değildir.

2.2. Yatay eksenli pompalarda: 1-2000 $Q.m^3/h$ 10-900 Hm.mss

2.3. Derin kuyu pompalarda : 7- 480 " 7-200 "

2.4. Dalgıçlarda : 2- 80 " 50-200 "

arasındaki özelliklerdeki pompalar yerli olarak imal edilmektedir.

Özel pompaların bir kısmıda yerli olarak yapılabilmektedir.

2.5. Pompa imalatçılarının kapasitelerini tam olarak tesbit etme olanağı yoktur. Bunun nedeni çok çeşitli imalat tipinin olması ve Türkiye'de pompa imalatçılarının gerçek bir envanterinin yapılmamış olma-

sındandır. Kanımızca yılda 30.000 üzerinde muhtelif pompa üretilmektedir.

2.6. Türkiye'de pompa talebinin hakiki değeri hakkında kesin bir bilgiden yoksunuz. Talep özel ve kamu sektöründen olmaktadır.

Kamu sektörünün yıllara göre pompa ihtiyaçlarını belirten bir yatırım programı hazırlanmamıştır. Beş yıllık planlarda tesbit edilen yatırım programı ve uygulamalara ait dökümanlardan bunun tesbiti mümkün değildir. Özellikle devlet kuruluşları bu plan ve uygulama programları paralelinde, pompa ihtiyaçlarını önceden tesbit ederlerse bir çok pompanın yerli imal edilebilme olanağı doğacaktır.

3.0. POMPA İMALATÇILARININ PROBLEMLERİ

3.1. Malzeme problemi

3.2. Personel problemleri

- Teknik personel
- İşçi problemi

3.3. Tezgah, teçhizat ve model problemleri

3.4. Finansman problemleri

3.5. Satış problemleri

3.6. Pompa imalatçıları arasında koordinasyon problemleri olmak üzere başlıca altı grupta toplayabiliriz.

3.1. Malzeme Problemleri

Pompa imalatında kullanılan mamul ve ham malzemelerden büyük kısmı yerli sanayiden temin edilebilinmektedir. Ancak ana malzemeyi teşkil eden pik, kok, alaşımlı çelikler kamu sektörü tarafından imal edilmekte ve pompacılara verilmektedir. Bunların parası peşin yatırılmakta, Sanayi Bakanlığı, Sanayi Odaları ve Enerji Bakanlığı arasında her parti malzeme temini için bir kişi asgari 10-15 gün işlemleri takip etmesi gerekmektedir. Tek üretici olan bu kuruluşlar malzemenin fabrika çıkış anındaki fiyatını son fiyat olarak kabul etmektedirler.

Malzemenin özellikleri hakkında herhangi bir garanti bulunmamakta, verilen malzemeler ve kalitesiyle yetinmek zorunda kalınmaktadır. Türbopompun yerli piyasadan temin edilen lastik, plastik, conta, salmastra gibi mamul maddelerinin bulunmasında güçlük çekilmektedir. Teslim zamanı ve fiyat, satıcı veya imalatçı firmalarının insiyatif ve inhisarında bulunmaktadır. İthal malı olarak rulman, bir kısım içten yanmalı motorlar, elektrik motorları ve elektrik teçhizatları gerekmektedir. Bugünkü döviz darboğazında ithal malını temin etmek çok zor, bazen de imkansız olmaktadır. Bulunması halinde de fiyatlar astronomik olmakta, imalatı devam ettirebilmek veya siparişi karşılamak için ne pahasına olursa olsun bulunan malzeme satın alınmaktadır. Piyasadaki fiyatlar saatte bir değişir hale gelmiştir.

3.2. Personel Problemi

3.2.1. Teknik Personel Problemleri

Üniversitelerimiz ve yüksek okullarımızda pompa mevzuu teorik olarak okutulmaktadır. Bu konuda yetiştirilen mühendis ve teknisyenler daha detaylı bilgiyi işyerinde öğrenmektedirler. Bu da o kişinin

ilgisine, işyeri şartlarına ve bu hususdaki teknik yayınları takip edebilme imkanlarına bağlı kalmaktadır.

Pompa Endüstrisiyle üniversiteler ve araştırma kuruluşları arasında kopukluk bulunmaktadır. İmalatçıların imkanları, büyük masraflara mal olacak araştırmaları yapmadan yoksundur. Üniversiteler ise bu konuda imalatçıların teknik problemleriyle uğraşmaktansa, daha çok teorik problemlerin çözümüne ve araştırılmasına yönelmektedir. Bu konuda sadece üniversiteleri suçlamak insafsızlık olur. Sanayici de üniversiteyle işbirliğinden kaçınmaktadır. Bu kopukluğu giderdiğimiz takdirde karşılıklı işbirliğinden somut neticeler alınabilecek, yapılan imalat teknik şartlara daha uygun olacaktır.

3.2.2. Kalifiye İşçi Problemleri

Bu iş kolunda çalışan işçilerin bir kısmının belirli bilgisiyle teçhiz edilmiş olması gerekmektedir. Hal böyle olmasına rağmen yılda % 50'ye yaklaşan bir sirkülasyon olmaktadır. Bunda en büyük etken işçilerin özel sektöre göre kamu sektörünü tercih etmesi ve kendisine daha fazla ücret veren yerlere ileriki gelişmeleri düşünmeden kayma eğiliminde olmasıdır. Sirkülasyon çok olmakta, tecrübeli ve işe alışmış kalifiye işçiyi uzun müddet tutabilme olanağı bulunmamaktadır.

Orta Anadolu'daki ortalama işçi ücretleri 35 TL/saat civarında değişmekte, bir işçiye ödenen ücret sosyal şarjları ile birlikte 15.000.- TL civarında bulunmaktadır.

3.3. Tezgah, Teçhizat ve Model Problemi

3.3.1. Türkiye'de imalatta kullanılan matkap ve üniversal tornaların bir kısmı hariç, tezgahların hemen hemen hepsi ithal edilmek zorundadır. Bu tezgahların ithal fiyatları ile üreticiye maliyeti arasında % 100 fark olmaktadır. Bugünkü şartlarda da yeni tezgah getirilmesi mümkün gözükmemektedir. Üniversal tezgahlarla belirli kapasitede üretim yapılabilmekte, işleme esnasında işçinin insiyatifi birinci planda bulunmaktadır. Program kontrolu, tezgahların çalıştırılmasında yetişkin eleman yetersizliği dolayısıyla devamlı problemlerle karşılaşılmakta ve arızalarının giderilmesi, bakımı çok zor olmaktadır. Gerek üniversal tezgahlar, gerekse program kontrollu tezgahlar için takım teçhizatların büyük kısmı ithal malı olan malzemeler olduğundan zamanında bulma veya belirli bir fiyata temin edebilme olanağı yoktur. Türkiye, endüstrileşmenin başlangıcında bulunması ve yan sanayinin yeterli oranda gelişmemesi yönünden piyasada yaptırabileceği işleri kendisi yapmak mecburiyetinde kalmakta, buda emek ve zaman israfına sebep olmaktadır.

Pompanın esas unsuru olan modeli yaptırabilecek modelciyi bulmak ve tutabilmek mümkün değildir. Piyasadaki modelcilerle de problemin çözümü hem çok zor, hem de zaman kaybına sebep olmaktadır. İthal malı modeller yerli model fiyatının 3 veya 4 katına mal olmaktadır.

3.4. Finansman Problemleri

Pompa imalatçıları tesislerini krediler ile kurmuş olmaları dolayısıyla ana paranın ve faizlerin ödenmesi yükümlülüğü dışında, müşterilerin adeta finansörlüğünü yapmaktadır. Özellikle tarım kesimi için satılan pompaların % 80'i civarındakiler harmanda ödenmek kaydıyla senetle verilmektedir. Sanayi kesiminde benzer şartlarla satış yapılmaktadır.

Özellikle tarım sektörünün talebi NİSAN-TEMMUZ ayları arasında olduğu için bir önceki yıl içinde başlamak suretiyle hazırlık yapmak, NİSAN-TEMMUZ aylarında talep edilecek pompanın büyük kısmını satış sezonu başlamadan imal edip stok etmek gerekmektedir.

Pompa imalatında kullanılan malzemelerin büyük kısmı peşin para ödenerek alınmakta, hatta elektrik motoru ve bir kısım kritik malzemeler için önceden avans verilmektedir.

Türkiye'de türbopomp imalatında maliyetin ortalama % 70'i malzeme, % 30'u genel gider ve direkt işçilikten oluşmaktadır. Şayet bu pompa elektrik motoruyla tahrik ediliyorsa, pompa maliyetinin % 60-70'i elektrik motoru olmaktadır.

Bir Dieselli pompada (Motopomp), diesel motoru tüm pompa maliyetinin % 80 ilâ 90'ı civarında olmaktadır. Türkiye'deki ekonomik durumda son iki yıldır % 50 oranını geçen enflâsyonlar imalatçıyı zor durumda bırakmakta, özellikle tarım kesimindeki taban fiyatının ortalama % 20 artışına paralel olarak enflâsyonun getirdiği olumsuz etkiden dolayı, bu kesimin satınalma gücü her yıl % 30 azalmakta olup, bu da talebi etkilemektedir.

Pompa imalatçıları satış gelirleri ve kârlarıyla bir sene sonra imal edeceği aynı miktarda pompaların malzemelerini alamamak durumuyla karşı karşıya kalmakta, yeni finans kaynağına ihtiyaç duymaktadırlar.

Bazı malzemelerin fiyatları bugünkü ortamda saatlik ve günlük değişmeler göstermesine rağmen, pompa fiyatlarının bu şartlara uygunluluğu sağlanamamaktadır. Siparişler sabit fiyat esasına göre yapılmakta ve talepler kısılabilmektedir.

3.5. Satış Problemleri

3.5.1. Talep Problemleri

Talep Türkiye piyasasında özel sektörden ve kamu sektöründen gelmektedir. Özellikle tarım sektörü pompanın teknik tarifine uygun talepte bulunamamakta, piyasadaki geçerli tariflerle inç olarak pompa talep edilmektedir. Bu yüzden pompa karakteristik değerleriyle fiyatlarının mukayesesi imkanı bulunamamaktadır.

Kamu kesimi pompa talep ederken ithal malı bir pompanın tarifini yapar gibi şartname hazırlanmakta veya projeleri dışarıda yapılan büyük tesislerin pompaları, projeyi yapan firmanın memleketindeki firmaların pompalarının tüm spesifikasyonlarını içeren şartları kapsamaktadır.

Kullanıcı debi ve manometrik basınçlarda su sağlayan pompanın optimum güç harcamasını isteyecektir. Kullanıcı açısından doğal olmasına rağmen bu durum imalatçıya yeni dizaynlar yapma zorunluluğunu getirmekte aynı özelliğe haiz çok sayıda pompa ortaya çıkmaktadır.

Özellikle tarım kesiminde pompayı alıcıya kabul ettirebilmek için sulama mahalline kadar gidip pompayı kurup çalıştırmak, yaptığı işi göstermek gerekmektedir.

3.5.2. Kullanıcının Problemleri

İmalatçıya müşteriye direkt veya endirekt pompalarını türbopomp, elektropomp veya motopomp olarak satmaktadır. Bu pompanın tahrik teçhizatları tesisatları başka kimseler tarafından yapılmaktadır. Kullanıcı yeterli bilgiye sahip olmadığı için tesisatın çalışmaması ve yeteri kadar randıman vermemesi halinde, pompanın arızalı olduğunu düşünmekte ve

yüzlerce kilometre uzaktan imalatçıdan eleman istemektedir. Gönderilen teknisyenler mahallinde konuyu tetkik ettiğinde basit bir tesisat arızasının buna sebep olduğunu tesbit etmektedirler. Bu da imalatçı için hem maddi hem de zaman yönünden bir kayıp olmaktadır.

İmalatçı bölgesel teknik servisler kurmak suretiyle yukarıda bahsedilen problemlerin önüne geçebilecektir. Bu da belirli bir talep potansiyelinin olduğu bölgeler için geçerlidir.

Kullanıcı pompayı aldığında yağmurlama tesisi kuracak ise bunun boruları ve tesisleri pompa maliyetinin 9 ilâ 10 katı civarında olmaktadır. Zirai krediler dünün şartlarına göre tesbit edildiği için, bu limitler dahilinde pompa ve teçhizatlarının alınması imkanı bulunmamaktadır.

3.5.3. Talepteki Dalgalanmalar

Gerek kamu ve gerekse özel sektörün pompa taleplerinde belirli uzun vadeli programlar ve araştırmalar yapılmadığı için talep tahmininde yanılgılar olmakta, kısa fasılalar içinde büyük taleplerle karşılaşıldığı gibi bazen talepler beklenilenin çok altında cereyan etmektedir. Özellikle kamu kesimi ihalelerinin sonuçlandırılması çok uzun zaman almakta, belirli zaman dilimi içinde teslimi öngörülen siparişlerin durumu belli oluncaya kadar imalatçı ikinci bir sipariş için tereddüt etmektedir.

3.5.4. Dış Satım Problemleri

Türkiye'nin döviz darboğazının aşılmasında yardımcı olmak, özellikle dahili piyasadaki talep dalgalanmalarından etkilenmemek için dış satımın gerçekleştirilmesinde zorunluluk vardır.

Dış satımda pazara girebilmek için en önemli faktör bugün için fiyat olarak gözükmektedir. Türbopomplarda Avrupa firmaları fiyatlarıyla yerli pompa fiyatları mukayese edildiğinde % 100'e varan lehte fiyat farkları bulunmaktadır. Ancak elektropomp ve motopomp fiyatları karşılaştırıldığında yerli fiyatların daha pahalı olduğu görülmektedir. Türkiye'de elektrik motoru fabrika fiyatları da Avrupa pompa imalatçılarının satış fiyatlarının % 40-50'si civarında pahalı olduğu gözükmektedir. İçten yanmalı motorlarda fiyatlar % 100-250'ye varan farklılık arzetmektedir. Belirli güçteki diesel ve elektrik motorunun ithaline müsaade edilmediği için bunların fiyatlarıyla rekabet edebilmek adeta imkansızlaşmaktadır.

Özellikle Orta Şark Ülkelerinin talepleri büyük miktarlarda olduğu için bu talepleri karşılayabilecek elektrik motoru ve Diesel motorunda yerli olarak temin edilmesi mümkün olmamaktadır. Orta Doğudaki pompa pazarlarına girebilmek için başlangıçta yapılması gereken tanıtıcı masraflar bugünkü ortamda mevcut firmaların tek başına karşılayamayacağı maddi yükümlülükleri getirmektedir.

3.6. Pompa İmalatçıları Arasında Koordinasyon Problemleri

1. Türkiye'de sanayi rehberinde adı geçen 43 pompa imalatçısı firma olduğunu belirtmiştik. Bunun dışında çok daha fazla firma olduğu şüphesizdir. Pompa imalatı görünüş itibariyle çok kolaymış gibi olmakla beraber işin içerisine girildiğinde ve teknik şartları sağlamak yönünden çalışmalar yapıldığı zaman bir çok problemleri olduğu şüphesizdir.

Küçük atölyelerde teknik spesifikasyonlardan yoksun pompa imalatı

yapılmakta olup fiyat yönünden bunlarla rekabet imkanı bulunamamaktadır.

2. Pompa imalatçılar imkanları nisbetinde her tipi imal etme yönüne gitmekte, belirli konularda ihtisaslaşma olmamaktadır. Lüzumsuz yere imalatçılar birbirleriyle rekabete girmekte, kaliteyi yükseltmeden çok, fiyat rekabetine girmektedirler.

3. Tahrik teçhizatları olan Diesel ve elektrik motorlarının Türkiye'deki kullanılma sahaları büyük miktarda pompalarda olmasına rağmen, pompa imalatçılarının birlik olmaması ve belirli merkez teşkilatları bulunmaması yüzünden döner makina imalatçılarının insiyatif ve tekelleri altına girmektedirler. Bu yüzden bu imalatçılar fiyat ve teslim şartlarını istedikleri gibi empoze etmekte ve rahatça da uygulayabilmektedirler.

4. Pompacılar birlik haline geldiği zaman Avrupa pompa imalatçıları birliğine üye olabilir ve pompa imalatı ve gelişmelerini takip edebilmek imkânına kavuşabilirler. Bir pompacının tek başına Avrupa Pompa Birliğine girme olanağı yoktur. Bu o memleketi temsil eden birliğin girmesi suretiyle olabilecektir.

5. Pompacılar birliğinin kurulması aşağıda belirtilen formalitelerin yerine getirilmesiyle mümkün olduğu tesbit edilmiştir.

5.1. İmalatçılar Birliği

Bir kuruluş oluşturulması halinde fiyat, tip ve pazarlama bölgeleri gibi konularda müşterek hareket edebilme olanağı doğacaktır. Bu tröstleşme anlamı taşıyacağından Bakanlıkça izin verilemiyeceği bildi-

rilmiştir.

5.2. Pompa İmalatçıları Derneği

Bu özel hukuk hükümlerine girer. Ticaret Bakanlığını ilgilendirmez. Hazırlanacak tüzük üyelerin birbiriyle ilişkilerini düzenler. Doğacak ihtilaflar genel mahkemelerde çözümlenir. Ticaret Bakanlığının herhangi bir ilgisi ve teşviki söz konusu değildir. Bir dayanışma örgütü niteliğini taşır. Yazılı ve sözlü yapılacak tüzük bir yerde centilmenlik anlaşması niteliğindedir.

5.3. Pompa İhracatçıları Birliği

Böyle bir kuruluşun gerçekleşebilmesi için en az yedi kurucu ortak olmak, fiili ihracat yapmak, ihracat ruhsatı almak gibi şartların yerine getirilmesi gerekmektedir.

Birliğin sekreter ve murakıpları Ticaret Bakanlığınca tayin olunmakta olup, aylık tahmini gideri 150 ilâ 250.000.- TL civarındadır. Ticaret Bakanlığının teşvik ve desteği de yoktur.

6.0. NETİCE

Başlangıçtan beri açıklanan hususlar karamsar bir tablo ortaya koymaktadır. Ancak Türkiye'de Sanayici zor olan problemleri çözmeye alışkın ve kararlı olduğu için bunların üstesinden de gelecek ve pompa imalatı gelişmesine devam edecektir.

I.ULUSAL POMPA KONGRESİ'NE KATILANLAR

ACARBAY Kubilay
AKBAŞ Kemal (D.S.İ.)
AKBAŞ Ali (YAZAR POMPA)
AYBER Refah (İ.T.Ü.)
AKÇAKIR Yalçın (TEK)
AKDOĞAN Kemal (D.S.İ.)
AKGÜN Vehbi (STANDART)
AKIN A.Cevdet (PANKO BİRLİK)
AKINCITÜRK Necdet (TEMSAN)
AKSU Seyit (D.S.İ.)
AKSÜMEN Yücel (LOMBARDİNİ)
ALTINTAŞ Hüseyin (TÜRBOSAN)
APA Halil (D.S.İ.)
APAYDIN Cüneyt
ARIKAN Can (ÇELİK MONTAJ)
ATABEK Baha (TÜRBOSAN)
ATASÜ Atilla (D.S.İ.)
ATAYURT Mustafa (D.S.İ.)
AYGÜN Güngör Nevzat (ÇİMENTO FAB.)
AYRANCI Mustafa (D.S.İ.)
AYTEKİN İsmet
BAĞDADİOĞLU Şefik
BAĞLAN Muharrem (D.S.İ.)
BAYSAL Kaya (İ.T.Ü.)
BENGİSU Sami (D.S.İ.)
BİLGİLİ Kayhan (D.S.İ.)
BİRİNCİ Bekir (D.S.İ.)
BORAT Mehmet (İ.T.Ü.)
BOZAN Mehmet (D.S.İ.)
BULUT Osman Nuri (ALARKO)
CANKURTARAN Turgut (AN-PA)
CENGİZ Bircan (D.S.İ.)
ÇAKICI İlhami (ARGE)
ÇALIŞAN Ahmet (D.S.İ.)
ÇALKAVUR Şefik (PANKO BİRLİK)
ÇALLI İsmail (SAKARYA D.M.M.A.)
ÇITAK Cavit (ERCAN HOLDİNG)
ÇİÇEKSEVER Selçuk (SAMSUN MAK.SAN.)
DANIŞMAN Nurettin (TEK)
DEĞER Ziya (D.S.İ.)
DELATİOĞLU Abdülhalik
DEMİR Nuri (D.S.İ.)
DEMİRDÖĞEN Haluk (D.S.İ.)
DEMİREL Muammer (İLLER BANKASI)
DEMİRKAN Hüseyin (İ.T.Ü.)
DERMAN Tuncay (TEK)
DEVİREN Ahmet (YAZAR POMPA)
DİKTAŞ Ertuğrul (İLLER BANKASI)
EDİS Kaan (İ.T.Ü.)
EFELERLİ Saim (D.S.İ.)
EKER İrfan (D.S.İ.)
ELTER Ali (BORUSAN)
EMİROĞLU Erkan (D.S.İ.)
ERDOĞAN Numan (D.S.İ.)
EREK Nusret (D.S.İ.)
ERGİN Aziz (İ.T.Ü.)
ERGÜL Kenan (LOMBARDİNİ)
ERKE Hasan (D.S.İ.)
EROKAY Oktay (D.S.İ.)
EROL Çetin (D.S.İ.)
ERTÜRK Salih (SAMSUN MAK.)
ESER Mustafa
GARİH Üzeyir (ALARKO)
GEDİKTAŞ Mustafa (İ.T.Ü.)
GENCEL Recep (D.S.İ.)
GENÇ Şevket (GENEL MAK.SAN.)
GENÇ Yusuf (D.S.İ.)
GENÇYILMAZ A.Oğuz (TEK)

GILAVA Nur Mehmet (İ.T.Ü.)
GÖKALP Tahir (D.S.İ.)
GÖKBAKAR Selçuk (TEK)
GÜLEÇ Metin
GÜLEÇ Şefik (İ.T.Ü.)
GÜLER Arif (ALARKO)
GÜLEZ Bedri (D.S.İ.)
GÜLSOY Tuncer (TEKNİKA)
GÜLSÜN Seyfettin (SU-MAK)
GÜMÜŞSOY Adnan (İLLER BANKASI)
GÜNAL Yücel (GENEL MAK.SAN.)
GÜNAN Mustafa
GÜNGÖR Şefik (D.S.İ.)
GÜNGÖR Ahmet (İLLER BANKASI)
GÜNGÖR Orhan (PETKİM)
GÜRKAN Hüseyin
GÜRKÖK Kadir (D.S.İ.)
HAFIZ Hasan (BORUSAN)
HAMDULLAHPUR Feridun (İ.T.Ü.)
HANCIOĞLU Ali
HOŞVER Zihni
HUNCAN Vasıf (İLLER BANKASI)
IŞIK Abidin (PANCAR MOTOR)
IŞIK Celal (D.S.İ.)
İKİZLER Cankut (ALARKO)
İŞLEYEN Yüksel (D.S.İ.)
İYİBOZKURT Osman (İLLER BANKASI)
KAFTANOĞLU Bilgin (O.D.T.Ü.)
KAHVECİ Ali İhsan
KAKAÇ Sadık (O.D.T.Ü.)
KALEM Nadir
KARABIYIK NADİR (D.S.İ.)
KARACA Ali (D.S.İ.)
KARACA Özdemir (HARTEKS)
KARADOĞAN Halûk (İ.T.Ü.)
KAYHAN Yüksel (PETKİM)
KAZANCIOĞLU Yüksel (TÜRBOSAN)
KAZANÇ Mehmet (D.S.İ.)
KILIÇ Dursun (TÜRBOSAN)
KILIÇSORAL Artun (STANDART MAK.)
KILKIŞ Birol (O.D.T.Ü.)
KINAY Günay (T.P.A.O.)
KIPÇAK Yüksel (LOMBARDİNİ)
KIRLANGIÇ İbrahim (D.S.İ.)
KOCA C.Muharrem (D.S.İ.)
KOCABIYIK M.Ekrem (D.S.İ.)
KONUKÇU Bahattin (D.S.İ.)
KORKMAZCAN Ali (TEK)
KORKUT Cüneyt (İ.T.Ü.)
KUMBASAR Nahit (İ.T.Ü.)
KUTNAY Polat (D.S.İ.)
KUYUMCU Erdinç (D.S.İ.)
KÜREM Reşat (İ.T.Ü.)
MERİÇ Zeki (D.S.İ.)
MISIRLI Zeki (PEKTİM)
MISIRLIOĞLU Hüseyin (SU-MAK)
MUTLU Ahmet (D.S.İ.)
MUTLU Neşet (D.S.İ.)
NARTER Fikret (İ.T.Ü.)
NİŞLİ Serdar (TEK)
OKAL Sevgi (TEK)
OKTAR Metin (D.S.İ.)
ORAL Zekeriya (PEKTİM)
ÖNDER Arif (D.S.İ.)
ÖNDEŞ Hüseyin
ÖRENCİK Kadri (D.S.İ.)
ÖZ Muhittin (D.S.İ.)
ÖZ Bingöl (D.S.İ.)
ÖZÇELİK Fahrettin (TÜRBOSAN)
ÖZDEMİR Okan (D.S.İ.)
ÖZDER İsmail (ŞEKER ENS.)
ÖZEN Cemalettin ÖZEN (İPRAŞ)