

ÖZET

Plakalı ısı değıştiricisinde, zamanla değışen sıcak su giriş debisinin sistemdeki diğeri bir akışkan olan soğuk su çıkış sıcaklığına etkisi incelendi. Bunun yanısıra eşanjör sisteminde plaka sayısında ki artışın çıkış suyu sıcaklığına etkisi de çalışılmıştır. Sıcak su; değışen debi (0.75 ve 0.24 kg/s) ve 41°C de sisteme girmekte olup, soğuk suda sisteme 9°C de girmekte 21°C de sabit sıcaklıkta terk etmesi amaçlandı.

Literatürden bugüne kadar plakalı ısı değıştiricisinin matematiksel model çalışmaları titizlikle incelenmiş olup, geliştirilen bu modellerden konvansiyonel plug akış modeli ve dispersiyon (dağılım) modeli üzerinde çalışılmaya karar verilmiştir. Matematiksel modellerin modele dayalı kontrol sistemlerinden biri olan PID kontrol edicili klasik geri beslemeli kontrol sisteminin sıcaklık kontrolü için performansı gözlemlenmiştir. Prosese verilen basamak etkisine karşı sistemin verdiği tepki eğrisi elde edilmiştir.

Konvansiyonel plug akış modelinin, dispersiyon modeline sistem de verilen bir basamak etkisine karşı çıkış suyu sıcaklığında istenen sıcaklığa ulaşma cevabı karşılaştırılmıştır. Proses tepki eğrilerinin elde edilmesinde MATLAB paket programından yararlanılmıştır.

Yapılan matematiksel model karşılaştırmaları sonucun da dispersiyon modelinin istenen soğuk su çıkış sıcaklığında kararlı hale gelme uzun zaman almaktadır ama amaçlanan sıcaklığa ve uniform şekle en iyi şekilde ulaştığı saptanmıştır . Plug akış modelinde ise amaçlanan sıcaklığa daha kısa sürede ulaşılmakta ama sistemde istenmeyen sapmalar gözlenmiştir.

Sonuçta plakalı bir ısı değıştirici için, dispersiyon modelin istenen amaca ulaşmada diğeri metotlara karşı daha sağlıklı sonuçlar verdiği saptanmıştır.

1.GİRİŞ

60 yıl önce geliştirilmiş olan Plakalı ısı değıştirciler, bu süre içinde pek çok yeni uygulamalar ile kullanım alanlarını sürekli olarak geliştirmişlerdir. Özellikle son 20 yıl içerisinde üretim metotlarında meydana gelen gelişmelere paralel olarak Plakalı ısı değıştircilerinde de yeni modellerin geliştirilmesi ve var olan modellerde de modifikasyon çalışmaları yapılmıştır. Günümüzde Plakalı ısı değıştirciler genel olarak yüksek verim gerektiren ısıtma, soğutma, ısı geri kazanım görevlerinde aşağıdaki uygulamalarda kullanılmaktadır.

- a-) Kimya Proseslerinde
- b-) Kağıt Sanayi
- c-) Sıvı Gıda Sanayi
- d-) Elektrik Santralleri
- e-) Şeker Fabrikaları
- f-) Rafineriler
- g-) HVAC Uygulamaları ve Gemi Makine Dairelerinde

Plakalı ısı değıştircileri, balık sırtı desene sahip plakalardan oluşmuş bir plaka paketini içermektedir. Plakaların üzerinde akışkan için giriş/çıkış bağlantıları bulunmaktadır. Plakaların birlikte dizilmesi ile oluşan kanallar arasından iki farklı akışkan geçmektedir. Plakalar üzerindeki balık sırtı desenli yapı akışkanların turbülanslı bir şekilde akmasına ve çok sayıda temas noktası oluşturarak plaka paketinin istenen mukavemete ulaşmasına yardım eder.

Plakalı ısı değıştirciler, diğer borulu klasik ısı eşanjörlerine nazaran daha yüksek ısı transferine olanak sağlamaktadırlar. Bu tip ısı değıştircilerde ısı transfer oranı 3-5 iken klasik boru tipi ısı değıştircilerde 1 değerinde olmaktadır. Yüksek ısı transfer katsayıları alıcıya, avantaj olarak efektif ısı transferi, fayda olarak da düşük ilk yatırım maliyeti sunmaktadır.

Plakalı ısı değiştiricilerde, ısı transfer yüzeylerine ulaşabilme özelliği oldukça iyi durumdadır çünkü eşanjörde tüm plakaların iki yüzü de sıvı ile temas etmektedir. Vibrasyona karşı oldukça dayanıklıdır. Eşanjör de meydana gelen bir sızıntı anında dışarıdan kolayca tespit edilebilir. Onarımı ve temizlenmesi oldukça kolaydır ve kapasite artırımını diğer boru tipi ısı değiştiricilere oranla mümkün olmaktadır.

Plakalı ısı değiştiricilerin yukarıda bahsettiğimiz fayda ve avantajlarından dolayı bir çok sektörde hızlı bir şekilde kullanımı artmaktadır. Bu tip eşanjrlerle ilgili daha önceki çalışmalar daha çok konstrüksiyona ve tasarımına ait çalışmalar üzerine olmaktadır. İnsan sağlığının önemli olduğu sektörlerde (gıda) kullanılmaya başlanmasıyla bu tip ısı eşanjörlerinin dinamik hareketi üzerine çalışmalarda da hızlı bir artış gözlemlenmiştir.

Plakalı ısı değiştiricilerin dinamik hareketi üzerine yapılan kontrol çalışmalarında üç tip model geliştirilmiştir bunlar sırasıyla konvansiyonel plug akış, kinematik model ve dispersiyon (dağılım) modelleridir. Yapılan tüm kontrol çalışmaları, eşanjörde değişik akış tiplerinin (seri, paralel ve çoklu akış), plaka sayılarının, NTU (transfer ünite sayısı) ve ısı kapasite oran oranının çıkış suyu sıcaklıklarına etkisi çalışılmıştır. Geliştirilen her bir model de yapılan deneylerle de geçerliliği denetlenmiştir.

2. KONU İLE İLGİLİ YAYINLAR ve ÇALIŞMALAR

Plakalı ısı değıştircileri proses endüstrisinde ve birden fazla farklı proses hizmetleri için uygulamada sıkça kullanılmaktadır. Plakalı ısı değıştircilerin mükemmel ısı iletim karakteristikleri, kabuk ve tüp (shell and tube) tipi ısı değıştircilerinden daha küçüktür. Ama bunun yanında kolay bakımları sayesinde mühendislik uygulamalarında önemli bir seçenek sunmaktadırlar. Farklı proses alanlarında kullanımı artmasından dolayı, Plakalı ısı değıştircilerin tasarımı ve kontrolü üzerine çalışmalar gün geçtikçe artış göstermektedir. Plakalı ısı değıştircilerin geçiş cevaplarını ilgilendiren sadece birkaç makale mevcuttur ve bu çalışmaların büyük çoğunluğu paralel akış içeren sistemlere uygulanmıştır.

A.R. Khan, N.S. Baker (x) 1988, ters akımlı plakalı ısı değıştircilerinde dinamik karakteristiği incelemişlerdir. 1988 yılına kadar ters akımlı plakalı ısı değıştircilerin dinamik karakteristikleri hakkında hiçbir çalışma yapılamamıştır. Yaptıkları çalışmanın amacı, ters akımlı ısı değıştircilerin dinamiğini uygun teorik analizle birlikte bu tip ısı değıştircisinin kararsız davranışını deneysel olarak çalışmayı amaç edinmişlerdir. Deneysel çalışmaları için 21 adet ters akımlı plakalı ısı değıştircisi kullanmışlardır. Deney düzeneklerinde ısı değıştircisinin her iki tarafında da akışkan sıvısı olarak sıcak ve soğuk su kullanmışlardır. Birinci deneylerinde frekans cevap yaklaşımını diğer deneylerinde de momentler metoduna dayanan pulse teknik analizini incelemişlerdir.

E.L. Watson ve arkadaşları (x) 1960, B.W. Jackson ve R.A. Troupe (x) 1966 yıllarında yaptıkları çalışmalarında klasik Runge-Kutta metodu gibi sayısal integral teknikleri kullanmışlardır.

R.A. Buonopane, R.A. Troupe ve J.C. Morgan (x) 1963, boyut analizi yöntemini kullanmışlardır.

Plaka ısı değiştiricilerdeki ısı iletim problemi bir diferansiyel denklem sistemi olarak tanımlanabilir. J. Wolf (x) 1964, bu diferansiyel denklem sistemlerinin detaylı bir özetini vermiştir. Bu diferansiyel denklem sistemlerinin analitik çözümü öz vektör (eigenvector) ve öz değer (eigenvalue) 'ler içeren seri açılımlar türünden ifade edilebilir.

T. Zaleski ve J. Tejzerki (x) 1980, iki ayrı akışkanın paralel akış durumunda çok kanallı plakalı ısı değiştiricisinin dinamik karakteristiği ile ilgili matematiksel modeller geliştirmişlerdir. Birbiri ile kanal bağlantısız çok kanallı değiştiriciler ve iki akışkanlı plakalı ısı değiştiricilere (her bir akışkan ikinci bir kanaldan akar) bu metodun uygulama yöntemlerini tartışmıştır.

J.J. Marano ve J.L. Jechura (x) 1985, plaka ısı değiştiricilerin performansını simule eden özellikle digital bilgisayarlar için uygun bir metot sunmuştur. Bu metot değiştiricinin herhangi bir çıkış ısısının başlangıç değerinin bilinmesine ihtiyaç göstermez. Sistemin adi diferansiyel denklemleri matrix formunda verilmiştir ve çözümleri ise matriksin öz değer ve öz vektör cinsinden açılımı şeklindedir. Bunlardan kolayca görülebilir ki bu araştırmacıların ele aldığı problemler plakalı ısı değiştiricilerin kararlı hal performans analizidir.

A.R. Khan, N.S. Baker ve A.P. Wardle, zıt akımlı bir plakalı ısı değiştiricisinin frekans cevap çalışmasını yapmışlardır. Ayrıca zıt akımlı plakalı ısı değiştiricilerin dinamiği ile ilgili çalışmaların mantıklı olduğundan da söz etmişlerdir. Bu tip ısı değiştiricilerin dinamik analizi bir adi diferansiyel denklem takımı içermektedir.

Bazı durumlarda bu sistem ayırık sınır şartları vardır. C. Lakshmanan ve O.E. Potter (x) 1984, bu sınıf problemlerin sayısal çözümlerinin zorluklarını tartışmışlardır. Bu zorlukları yenmek için “ Kinematik Model “ adı verilen yeni bir sayısal model geliştirmişlerdir. Model zaman ortamında çok çeşitli karşı akım sistemlerinin dinamik performanslarını hızlı ve doğru bir şekilde simule edebilmektedir.

F. Sharifi, M.R.G. Narandji ve K. Mehravaran (x) 1995, ters akımlı ve çok geçişli ısı değıştircilerin teoriksel geçiş cevaplarının tahmini için C. Lakshmanan tarafından sunulan kinematik modeli kendi çalışmalarına uygulamış ve modeli daha da geliştirmişlerdir.

Ito ve M Masubuchi (x) 1977, deneysel çalışmalarında üç değışik tip plakalı ısı değıştircisi kullanarak teorik ve deneysel olarak dinamik karakteristikleri çeşitli akış durumlarında incelemişlerdir.

G.W. McKinght ve C.W. Worley (x) 1953, plakalı ısı değıştircilerde yüksek hızlı akışlarda giriş ve çıkış sıcaklıkları geri beslemeli devrelerde akışın dinamik karakteristiğini incelemişlerdir.

BÖLÜM II

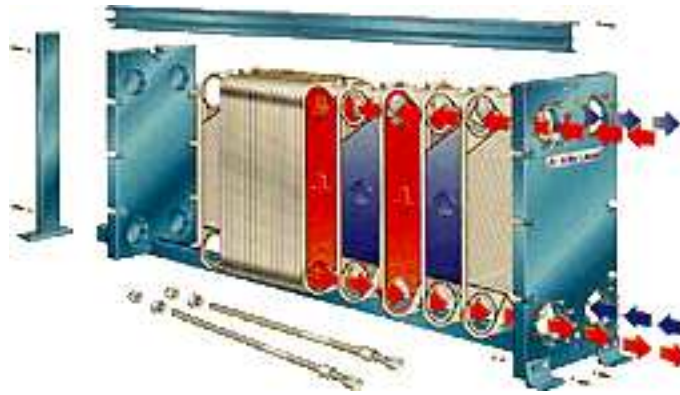
2.1 Plakalı Isı Değiştiricileri

Kabuk ve Tüp Isı değiştiricileri güçlü ve yüksek basınç değerlerine oldukça dayanıklılık göstermektedirler. Fakat bu tip ısı değiştiricileri büyük yerlere ihtiyaç gösterirler ve termal (ısı) taleplerindeki değişikliklere adaptasyonları kolay olmamaktadır. Diğer bir taraftan plaka ve çerçeve ısı değiştiricileri çok büyük bir yüzey alanını küçük bir hacme sığdırmakta ve plakaların form ve sayılarını değiştirerek farklı ihtiyaçlara göre düzenlenebilirler. Genel bir tanımlama ile; plakalı ısı değiştiricileri üç ana gruba ayrılırlar. Bunlar plakalı çerçevesiz ısı değiştiricileri veya contalı plakalı ısı değiştiricileri, spiral plakalı ısı değiştiricileri ve lamelli ısı değiştiricileridir. Bu üç konfigürasyon arasındaki ortak faktör ısıyı geçiren yüzeylerdir. Bu ısı değiştiricileri, yüzeyleri şekillendirilmiş ve boşluklu bağlanmış paralel metal plakalardan oluşurlar. Paralel plakalardaki bu oluklar hem mekanik dayanıklılık sağlamak hem de türbülanslığı artırıcı bir göreve sahiptir. Bu plakalar arasındaki ince kanallardan geçen akışkanla ısı transferi gerçekleşir.

2.1.1 Plakalı ve Çerçevesiz Isı Değiştiricileri

Bir Plakalı ısı değiştiricisi, bir çerçeve içersine birlikte preslenmiş oluklu metal plakalar yığınınından ibarettir ve bu plakaların kenarları da sıkıştırılabilir contalar yardımıyla birbirine seri bağlı dar geçişler formuna getirilmiştir. Birbirini sırayla izleyen sıcak ve soğuk akışkanların değiştirici içindeki hareketi ve göreceli düşük termal iletkenlikle ısı iletimi ince plakalar arasında oluşmaktadır. Plakalarda ki oluklar mekanik destek sağlamakla beraber akışkanın ısı iletimini artıracak şekilde dizayn edilmişlerdir. Tipik bir plakalı ve çerçevesiz ısı değiştiricisinin (contalı plakalı ısı değiştiricisi) elemanları şekil 2.1'de gösterilmiştir. Isı transfer yüzeyi seri haldeki plakalar ile akışkanın

girişini ve çıkışını sağlayan dört köşe içindeki portlardan oluşur. Portlar etrafındaki contalarla akışkanın hangi plakaya gönderileceği tespit edilir. Plakalar dış kısımlara geçirilen sıkıştırma plakaları yardımıyla sıkıştırılarak yüksek basınçtan dolayı plaka aralıklarının açılması önlenir. Bu sıkıştırma plakaları bir çok noktadan desteklenerek sıkıştırma işlemi yapılır. Taşıyıcı çubuk üzerine istenildiği kadar plaka yerleştirilerek uzun civatalar vasıtasıyla sıkıştırma plakaları istenilen torkta sıkılır. Sızıntılar ve kaçaklar dış kısmı çevreleyen kaliteli contalar vasıtasıyla önlenir.



Şekil 2.1 Plakalı Isı Değiştiricisinin Genel Bir Görünümü

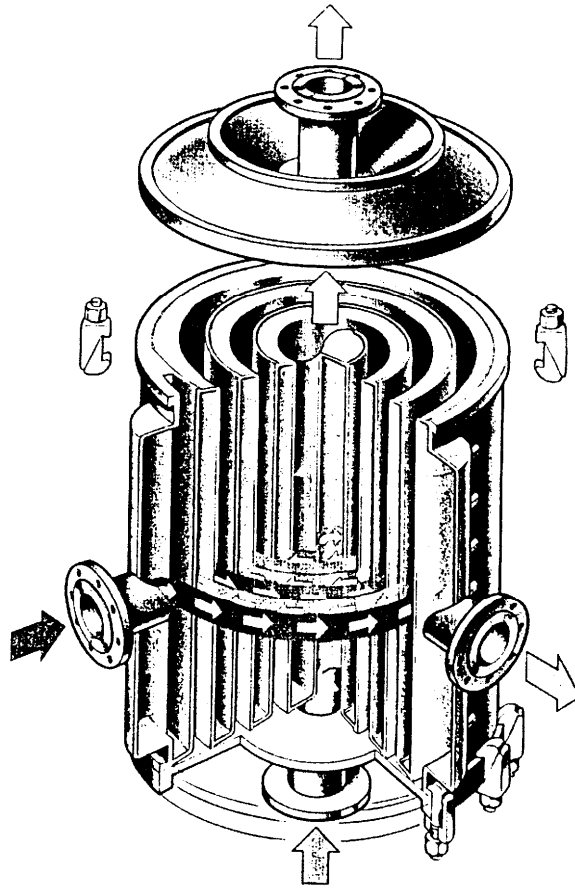
2.1.2 Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri

Spiral plakalı ısı değiştiricilerinde, plakalar spiral bir şekilde düzenlenerek dış görünüşü dairesel bir dış çizgi görüntüsünü verecek şekilde dizayn edilmişlerdir. Spiral şeklindeki ısı değiştiricileri şekil 2.2’de gösterilmiştir. Bu düzenlemeyi yaparken plakalar ya ayrı ayrı şekillenmiş biçimde ya da bağlantı yerlerinden kaynaklanmışlardır. Portlar akışkanın bir veya diğer kanalda akmasına müsaade ederler. Kapak plakaları suyun kanaldan dışarıya çıkmasına veya akışkanın bir sonraki spiralle karışmasını önler. Kapak plakaları ısı transfer yüzeyinden buharın dışarı çıkmasına müsaade ederler. Bu tür uyarlanmış ısı değiştiricileri iç kolonlu geri akışlar için

kullanılır. Bu tür ısı değiştircilerinde yoğunlaşmanın olması nedeniyle kolonlar dışındaki buharın sık sık dışarıya atılması gerekir.

Boyutları tek bir spiral yapıda ısı iletim yūzeyi 0.5 ten 500 m² aralıęındadır. Maksimum alıřma basıncı (15 barın űstū) ve çalıřma sıcaklıęı (500⁰C in űstū) sınırlarındadır.

Spiral ısı değiştircileri űzellikle viskoz sıvılarda, kullanılmış çamurlar ve katıların sıvılarla oluşturduğu sūspansiyonlu çözeltiler de kullanılmaktadır.



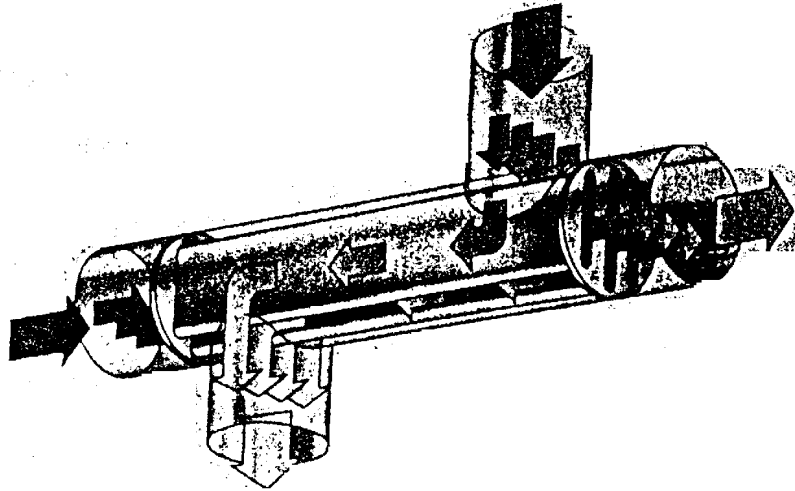
şekil 2.2 Spiral Plakalı ısı Değiştircisi (Alfa Laval Thermal AB.)

2.1.3 Lamelli ısı Değiştircileri

Bu tür ısı değiştircileri yuvarlak hale getirilmış bir seri metal plakalardan oluşur. Lamelli ısı değiştircileri ve uygulamaları şekil 2.3'de gōsterilmiřtir. Bu plakalar periyodik aralıklarla tutturulmuşlardır. Bunlar istenirse kaynak yapılabilir. Bu da yūzeylerde dış basınçtan dolayı ōkmeyi űnler. Bu tür ısı değiştircilerinde akışkanlardan birisi kanalların içinden akar

diğeri ise plakaların dışından akar. Kapatma ve sızdırmazlık salmastraları plaka dizilerinin alt tarafından plaka tarafındaki akışkana yönelik olabilecek kaçakları önlemek için kullanılır.

Bu tip ısı değıştircileri 35 bar'ın üstündeki basınçlara ve Teflon contalar için 200°C, Asbestos contalar için ise 500°C ye dayanıklıdırlar.



2.2 Plakalı Isı Değiştiricilerinin Kullanım Alanları

1930'lar dan bu yana Plakalı ısı değiştiricileri kimya ve gıda proses endüstrilerinde artan bir şekilde kullanılmaktadır. Bugün bu tip ısı değiştirici sistemi 25 Atm. Basınç üzerinde ve 250°C sıcaklık gerektirmeyen durumlarda sık olarak kullanılmaktadır. Plakalı ısı değiştiricilerin, kabuk ve tüp tipi ısı değiştirici üzerine aşağıda liste edilmiş olan başarılı avantajlara sahiptir. Birçok PHE conta kapamaları ile yerleştirilir ve malzeme proses için kullanılacak akışkana uyumlu sečilmelidir. Bunlar muhtemel sızıntılar sonucu alev alabilecek akışkanlar veya toksik akışkanlarla kullanılması istenmez. Ek yerleri kaynaklı Plakalı ısı değiştiricileri bu tip akışkanlarla kullanılabilir fakat bunlar özel durumlardır ve bu bölümde temelde contalı modellerle ilgileneceğiz.

Plakalı ısı değiştiricilerin modüler ve esnek dizaynı sebebiyle özel ihtiyaçlara uyacak çok geniş ürünleri için özel üretim mümkündür. Plaklar genelde birçok değişik formda ucuz olarak toplu halde preslenerek sekillendirilir ve yığın sayısı teorisi ihtiyaçlarına göre seçilebilir.

Plakalı ısı değiştiricileri sıvıdan sıvıya ısı değişimi için kullanılır fakat aynı zamanda sıvıdan gaza ve sıvıdan sıkıştırılmış buhar bileşimlerinde içinde uygundur.

Daha düzenli bir arada düzeneklerde bir ısı değiştirici çerçeve her biri ayrı fonksiyonu olan çoklu akım yollarını kapsayabilir. Tek ısı değiştirici plakalar olukların dizaynı ve boyutlarında çeşitlidir. Bir tek plaka 3.5 m² büyüklükte veya 0.01 m² küçüklü alanlı olabilir. Büyük boyutlu ısı değiştiricilerde bir çerçevede toplam 2500 m² ısı değiştirici yüzeyi ile 2700 m³/h'lik akışkan proses kapasitesinde 700 plakaya kadar büyüklükte olabilir. Kabuk ve tüp üniteli alternatiflere göre bir Plakalı ısı değiştiriciyi düşünürken bir projeci önce bahsettiğimiz sınırlamaları aklında bulundurmalıdır. Aşağıda Plakalı ısı değiştiricilerin avantajlarından bahsedilmektedir.

Avantajlar:

Aşağıdaki alt bölümlerde contalı plaka ve çerçeve ısı değiştiricilerin temel avantajları sıralanmıştır.

a-)Esneklik : Plaka ısı değiştircilerin değişken performans ihtiyaçlarını karşılayabilecek şartlarda ve çok geniş akışkan seçeneklerinde kullanılabilir. Bu özelliklere uyabilecek birçok plaka oluklarıda mevcuttur.

b-)Sıkıştırılabilirlik : Çok büyük bir yüzey alanı küçük bir hacme sığdırılabilir ve dar geçişlerle ısı transferi değeri ykseltirilebilir ve oluklu yüzeyler yüksek ısı transfer katsayısı sağlamaktadırlar. Tüm ısı iletim katsayısı değerini, eşdeğer kabuk ve tp tipi ısı değiştiricinin yaklaşık 5 katı kadar değerine artırılabilmektedir. Sonuç olarak Plakalı ısı değiştiricileri az yükle az yer kaplamaktadırlar.

c-) Düşük Maliyet : Plakalı ısı değiştiricileri plakalrın kaynaklanmasından çok preslenmesi ile oluşturulması gerçeği bunları daha ucuz kılar. Aynı zamanda kimyasal reaksiyon ve korozyona karşı yüksek dirençli özel malzemeler kullanılmasına da izin verir. rnek olarak, bir paslanmaz elik plaka veya ereve ısı değiştiricisi aynı iç için projelendirilmiş karbon çelikten imal edilmiş olan kabuk ve tp tipi ısı değiştiricilerden daha ucuza mal olmaktadır.

d-) Temizleme Kolaylığı : Contalı Plakalı ısı değiştiricileri temizleme için kolayca sökülebilir özelliğinden dolayı çoğunlukla gıda sektöründe kullanılır, bu özelliği de bu tip ısı değiştiricilere büyük avantaj sağlamaktadır.

e-) Sıcaklık Kontrolü : Genelde, geçişlerin küçük hidrolik çapı ile birleşik yüksek akışkan ısı transfer katsayıları ve oluklardan dolayı artışı rölatif küçük ısı farklılıklarında plaka ısı değiştiricileriyle çalışabilir demektir. Bu avantaj yüksek ısılarda kaçınılan bir durum olmaktadır. Buna ilave olarak akışkan geçişlerinin şekli durgun bölgeleri azaltır. Buda gıda prosesinde özellikle önemlidir. Plakalı ısı değiştiricilerin temel dezavantajı, sızma için potansiyel teşkil etmeleridir. Bununla beraber projelendirme de oluşabilecek herhangi bir sızma proses akımları arasında olmamakta ancak atmosfere doğru olmaktadır. Plakalar arasında dar geçişlerden dolayı bir Plakalı ısı değiştiriciden basınç düşmesi rölatif olarak yüksek ve ilk yatırım sistemin pompasının işletme masrafları diğer ısı sistemlerle karşılaştırılırken göz önünde tutulmalıdır.

Plakalı ısı değiştiricilerinin kapasiteleri ısı değiştirme yüzey alanı ile orantılıdır. Bu da plaka sayısı ile ilgili bir husustur. Plakanın her iki tarafındaki unsurların sıcaklık derecesi farkı 6⁰C'den az olmamalıdır. Aksi halde çok

büyük ısı değiştirme yüzeyine, dolayısıyla da fazla sayıda plakaya gereksinim bulunur. Plakalı ısı değiştirici bazı üstünlükleri nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Nitekim bu cihazlarda ısı etki düzeyi %90 gibi mükemmel bir değere erişmektedir. Plakalardaki ısı transfer katsayısı (sıvı hareketiyle ilişkili olarak), 6500-7000 W/m²h⁰C kadar yüksektir. Çalışma basıncı 8-10 atmosfer olabilmekte bu sayede de meyve suyu gibi gıda mamulleri 130⁰C'e kadar ısıtılabilir.

Plakalı ısıtıcılarda eğer ısıtıcı ortam olarak kullanılacak su 100⁰C civarında ise kızgın su kullanılır. Su ile ısıtma, buharla ısıtmaya göre üstünlükler taşır. Her şeyden önce su ile daha düzgün ısı iletimi sağlanır ve su, buharda olduğu gibi bölgesel aşırı ısınma ve yanmaya neden olmaz. Kızgın su genellikle bir buhar kazanında üretilir. Buhar kazanından veya benzeri bir sistemden gelen suyun sıcaklığı plakalı ısı değiştiricisine verilecek sıcaklık programına bağlı olarak; tespit edilir. Bu sıcaklık işletme şartlarına bağlıdır ve sürekli kontrol altında tutulur. Kızgın su üretim düzeniyle plakalı ısı değiştiricide suyun dolaştığı hücreler, kapalı bir devre oluşturur. Böylece kullanılan su, ısıtılmak üzere tekrar sıcak su üretim ünitesine döner. Sıcak suyun sirkülasyonubir pompa vasıtasıyla olur. Bu nedenle cihazın ısı etki düzeyi çok yüksektir.

Plakalı ısı değiştiricileri meyve suyu ve içecek sanayinde yaygın bir şekilde kullanılırlar. Örneğin; plakalı ısı değiştiricisinde meyve suyu istenilen sıcaklık derecesine hızlı bir şekilde ulaşır. Süre o kadar kısadır ki, meyve suyunda daima, süre ve sıcaklık derecesine bağlı olan " sterilite " sağlanamayabilir. Sterilizasyonun sağlanabilmesi için meyve suyunun bu sıcaklıkta bir süre daha kalması gerekmektedir. Bu nedenle plakalı ısı değiştiricilerinin devamı olan bir plakalı ısı değiştiricisi daha veya üst üste kıvrılmış boru demetlerine meyve suyu yollanarak meyve suyunun elde edilen sıcaklıkta bir müddet daha kalması sağlanır. Bu işlemin yapıldığı yere " sıcak tutma bölgesi " denir. Bir plakalı ısı değiştiricisinde istenen sıcaklık derecesine kadar ısıtılmış ve bu sıcaklıkta istenen süre tutulmuş olan meyve suyu steril hale gelmiştir.

Plakalı ve çerçeveli ısı değiştiricileri ve spiral ısı değiştiricileri kapasite ve imalat olarak bağlı düşük sıcaklık, basınç ve contalı sızdırmazlık özellikleriyle sınırlandırılmıştır. Lamelli ısı değiştiricileri daha yüksek sınırlarda çalışmamızı sağlar. Fakat esas itibariyle sızdırmazlık contaları (glendleri) mümkün olan maksimum basınçla sınırlanır. Kapalı tüp ısı değiştirici olan CTHE (Close Type Heat Exchangers) esas itibariyle konvansiyonel sarmalı ve silindirik tüplü ısı değiştiricisi bir körükle donatılarak çalışma esnasında oluşan termik ısıyı yok edecek şekilde imal edilirler. Bütün plakalı tip ısı değiştiricileri tipik sarmalı ve silindirik tüplü ısı değiştiricilerine nazaran daha düşük basınçlar ve daha düşük sıcaklıklarla sınırlandırıldığı görülür. Aslında silindirik tüplü ısı değiştiricileri kapalı tüplü ısı değiştiricilerine nazaran daha yüksek basınçlara ve sıcaklıklaragöre imal edilirler. Bütün plakalı tiplerde ısı değiştiricileri için sınırlayıcı faktörler; contaların dayanabileceğibasınç ve kısmen de sıcaklık sorunudur. Her ne kadar basınç ve sıcaklık sınırlamaları bir engel oluştursa da plaka tipli ısı değiştiricilerinin genellikle (hacimsel akış esas alındığında) en verimli ısı transfer yüzeyleri oluşturduğu bilinir. ısı transfer katsayısı, plakalı ve çerçeveli tipte plakaların şekillendirilmiş yüzeylerinden akarken, sıkça tekrarlanan büzölme ve genişlemelerden dolayı oldukça büyüktür. Aynı zamanda basınç düşüşleri silindirik ve tüplü ısı değiştiricisi tipleriyle mukayese edildiğinde oldukça yüksektir.

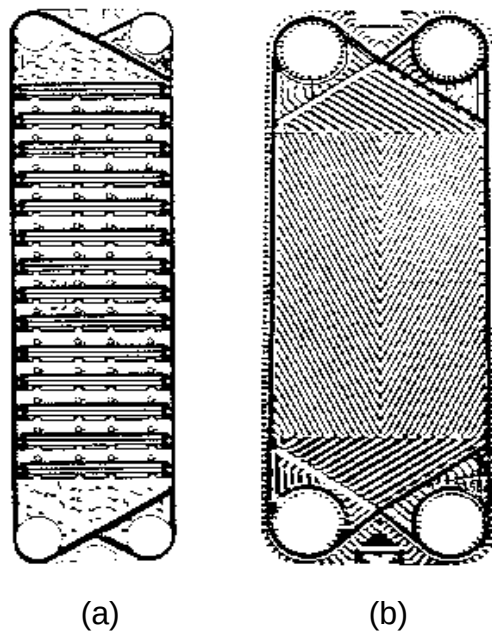
Plakalı ve çerçeveli tip ısı değiştiricilerinin ısı transfer yüzeyleri alaşımlı metallerin çok zengin şekillendirme çeşitliliğiyle şekillendirilerek oluşturulurlar. Plakaların hepsi çok ince olduğu için plakalı tipteki ısı değiştiricilerinde kullanılan alaşımlı metalin (kütlesinden dolayı) izafi olarak çok yüksek ısı transfer katsayısı gerektirir. Bu yüzden iyi bir ısı transferi için korozyondan koruyucu (anti-korrosif) alaşımlı metallerin kullanılması gereklidir. Bunlar daha çok klasik bilinen ısı değiştirici dizaynları ile çok iyi bir şekilde ekonomik açıdan rekabet edebilir. Özellikle silindirik ve tüplü ısı değiştiricileri ile rekabet açısından daha avantajlıdır. Plakalı ısı değiştiricileri kısmen de düşük karbonlu çeliklerden imal edilirler. Plakalı tip ısı değiştiricilerinin basınç düşüm karakteristikleri ve ısı transferi içten akışlı tüplerle karşılaştırıldığında da aynı Reynolds sayısı için plakalı ısı değiştiricisinin içten akışlı tüplü ısı değiştiricilere nazaran 10 kat kazançlı olduğu görölmüştür. Esas itibariyle

plakalı ısı deęiřtiricilerinin basınç dūřūmū tūp içinden akıřlı tiplere nazaran daha yūksektir. Bu durum plakalı ısı deęiřtiricilerinde yūkses ısı transferi neticesinde yūkses basınç dūřūmūnū de meydana getirir. Buradan řu sonuçta çıkarılabilir: daha dūřūk basınç dūřūmleri elde etmek için plakalı ısı deęiřtiricilerinde daha dūřūk akıř hızı, bu da akıřın ۆzellięinin deęiřtirilmesini gerektirir. Akıř hızının azaltılması hacimsel verimin dūřmesine ve ısı deęiřtiricisinin ısı transfer katsayısında azalmaya neden olur.

Birçok plakalı ısı deęiřtiricileri silindirik tūplū ۆnitelere nazaran daha kolay gۆzetleme, temizleme ve tamir iřlemlerine olanak saęlar.

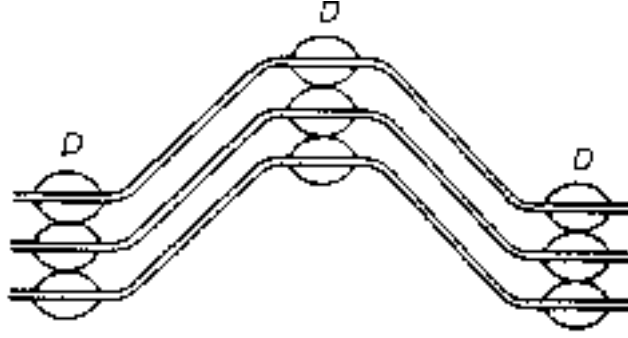
PLAKA OLUKLARI

Olukların řekilleri : Plakalı ısı deęiřtiricilerin ۆreticileri Chevron (řekil 2.4b) ve İntermating (řekil 2.4a) olmak ۆzere iki kategoride ısı transferini gūlendirmek için dizayn edilen plaka oluklarını tercihlerini sunarlar. Genelde Chevron tipi daha yaygın olarak kullanılmaktadır ve verilen bir basınç dūřmesi artımında yūkses ısı iletimi saęlamaktadır. İntermating oluklar tūm akım doęrultusuna dik açıda plaka ۆzerinde akarlar ve sıkıřtırılmıř contalardan daha būyūk derinliklere preslenirler.



şekil 2.4 Plaka Tipleri (a) İntermating Oluklu (b) Chevron Tipli
(Cooper ve Usher 1983)

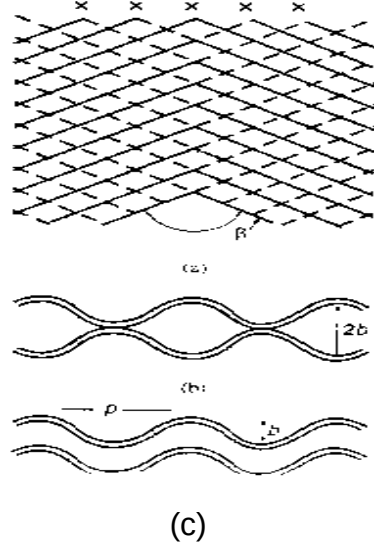
Isı değiştiricisi bir araya getirildiklerinde komşu plakalar üzerinde ki oluklar yükseltilmiş boncuklar sayesinde birbirlerine değmektedirler, bu noktalarda şekil 2.5 de görüldüğü gibi akım geçişlerinde çoklu büzölme noktası meydana getirirler. Oluklar birbirine değme noktalarında akımı sınırlamadan rijidlik sağlayarak farklı noktalarda düzenlenirler.



şekil 2.5 İntermating Oluklar (Cooper ve Usher 1983)

Türbölânstan dolayı ısı iletim sonuçlarının artışı en kesitte değişikliklerle sağlanır. Maksimum aralık 3 ile 5 mm arasında ve minimum aralık 1.5 ile 3 mm arasındadır. Diğer taraftan Chevron olukları akım doğrultusuna belirli bir β açısıyla eğimlidirler ve paralel Chevron olukların birçok grupları her biri farklı eğimde bir plaka üzerinde sağlanabilirler. Sistemde komşu plakalar eğim açıları ters oluklara sahiptirler. Böylece şekil 2.6a da görüldüğü gibi ısı değiştirici bir araya getirildiği zaman geçiş noktalarında çoklu değme noktaları meydana gelmektedir.

Bitişik Chevron plakalar arasında akışkanın akım yolları doğrultusunda birçok değişiklikler içermekte ve en kesit alanının şekli sürekli olarak değişmektedir. şekil 8.6-b de değme noktalarının bir çizgi kesiti gösterilmektedir. şekil 2.6-c de β açısı 80° den küçük olduğu zaman değme noktaları arasındaki kesiti göstermektedir. Isı iletim artışı karşılıklı plakaların aralarındaki yarıklarda zıt doğrultuda iki akışkan akımın etkileşiminden meydana gelen yersel girdap akımının sebebiyledir. β açısı 80° den büyük olduğu zaman farklı bir akım rejimi vardır ki oluklar arasında yerel sirkölasyonla ilişkili artış meydana gelir.



Şekil 2.6 Chevron Olukları

- (a) Değme noktaları
 - (b) Değme noktalarının çapraz bölümü
 - (c) Değme arasındaki çapraz bölümler
- (Cooper ve Usher, 1983)

2.3 Plakalı Isı Değiştiricilerinin Mekanik Özellikleri

Yeterli derecede esnek ve preslenebilir her metal gasketed-plakalı ısı değiştiricisi olarak kullanılabilir. Tablo 2.1deki tüm metallerde ısı değiştirici malzemesi olarak ta kullanılır. Plakalı ısı değiştiricileri herhangi bir metalden istenilen şekillerde preslenerek imal edilirler. En sık kullanılan malzeme tipleri; 304, 316, 317 ve 18/26/6 paslanmaz çelik ve %0.2 titanyum, palladium, incoloy 825, inconel 625, hastolloy C-276 ve B, carpenter 20, monel 400, nikel-alüminyum, pirinç'tir. Plakalar aynı zamanda standart dışı olarak gümüş, bakır, kantalum'dan da imal edilebilir.

Conta malzemeleri olarak sıklıkla nitryl ve butyl kauçuk, hypalon, viton, teflon, fluon kullanılır. Tipik conta malzemeleri uygulamaları ve maksimum çalışma sıcaklıkları ile birlikte Tablo 2.2 de verilmiştir. Sıkıştırılmış asbestoslu contalar daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda kullanılır. Contaların yapıştırılmasında plaka ısı değiştiricilerinin operasyon esnasında sık sık sökülebilecekleri düşünülerek organik yapıştırıcılar kullanılır. Gıda sanayinde

bu husus daha fazla önem arz eder. Çünkü kullanılan yapıştırıcıların insan sağlığını tehdit etmemesi gerekir.

Dış çerçeveler karbonlu çeliklerden, civatalar yüksek gerilime sahip çeliklerden yapılırlar. Plakalı ısı değıştircileri genellikle basınçlı tank kodlarıyla üretilirler. Örneğin; ASME (American Makine Mühendisleri Odası).

Müsade edilen maksimum basınçta, plakayla ilgili olarak; malzeme kalınlığı, malzeme dayanımı, conta sistemleri, çerçeve ve civataların dayanımı gibi birkaç özelliğe dikkat edilmesi gerekir. Endüstriyel tiplerin bir kısmı 0.7 MPa, bir kısmı 1MPa, bazılarıda 1.6 MPa, 2.0 MPa ve nadiren de kullanma yerine bağlı olarak 2.5 MPa kadar yüksek basınca dayanacak şekilde dizayn edilirler. Bütün hepsi dizayn basınçlarının 1.5 katı kadarına test edilirler. ASME'nin önerdiği kullanım basıncı 1.6 MPa'dır.

Bazı contalar plakaya direkt olarak yapıştırılabilmekte ve aynı zaman da contaların perçinli olan tipleri de mevcuttur. Contalar ince plakanın deforme olmaması ve sağlam ek yeri sağlayabilmesi için kabaca orijinal kalınlığının %25 kalınlıkta dizayn edilir. Tüm ünitenin bütünlüğü conta performansına bağlıdır ve özellikle sızmayı önlemek için 700 contaya kadar kullanılabilir.

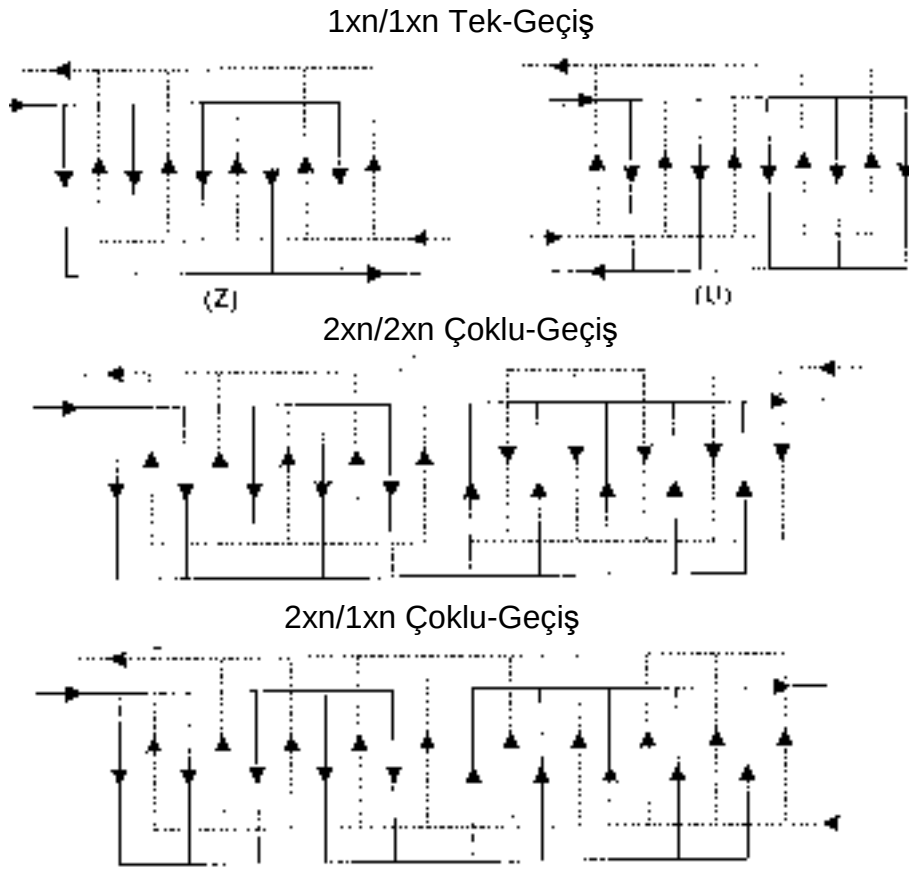
Halihazırda spiral plakalı ısı değıştircilerinde elde edilen en büyük çap 400 mm'dir. Akış hızı 6 m/sn'dir, maksimum akışkan akış miktarı 0.75 m³/sn'dir. Buhar veya gaz akışlarında maksimum hız yoğunluğa bağlıdır.

2.4 Akış Uygulamaları

. Akış düzenlemelerinde dikkat edilecek en önemli husus, en dış kanallarda ısı sadece bir plaka vasıtasıyla iletilir. Son plakalar ısı plakaları olarak kullanılmamakta bu yüzden bir plakalı ısı değıştirci demetinde, ısı iletim plakalarının sayısı toplam plaka sayısından 2 azdır. Eğer, ısı prosesindeki plakaların sayısı oldukça fazla ise bu durumda bu etki ihmal edilmektedir. Her iki akışkanın tek geçişi; ters akım ,paralel akım yada bu iki akımında birlikte düzenlenmesi "loop flow" olarak adlandırılmaktadır.

“Z” model de, iki port’un hem sabit hem de hareketli ön plakalarında olur bunun anlamı şudur ki ısı değıştirici paketi açılmadan önce dış borulama hareketli uçta dağıtılmalıdır. “U” model de, bütün dört port sabit ön uçta yer almaktadır. Bunun avantajı da dış borulamayı rahatsız etmeden ısı değıştirici paketi açılabilir. “U” tipi model genellikle tercih edilen bir modeldir fakat bir geçişteki kanallar arasındaki akıma özen gösterilmelidir.

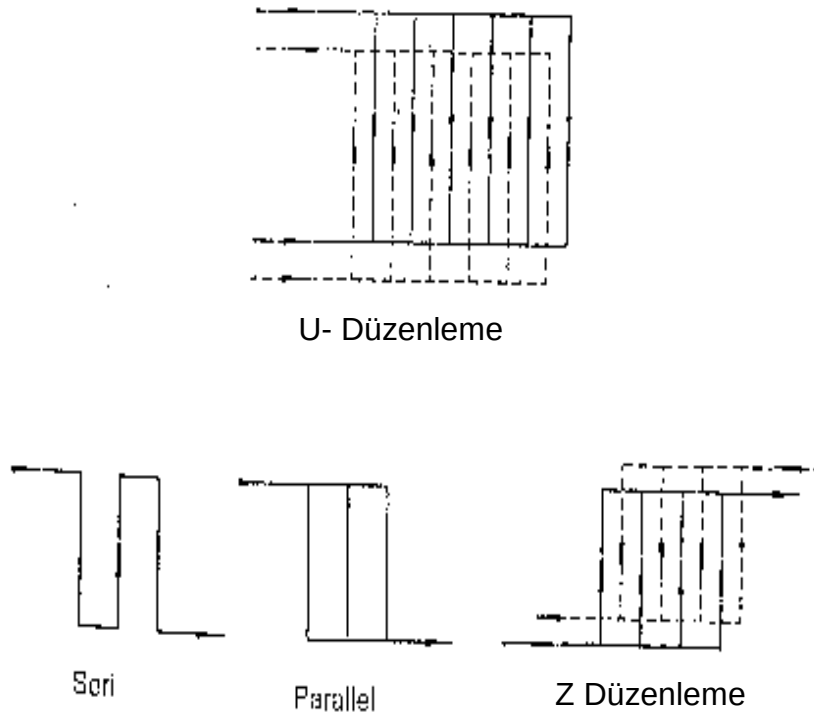
Bunun yanısıra “U” tipi döngü akım sistemi “Z” tipi düzenlemeden daha az uniform akım dağılımı vermektedir.



Şekil 2.7 Plakalı Isı Değıştiricilerinin Akış Düzenlemeleri

Çok geçişli düzenlemeler seri bağı geçişler içerir ve Şekil 2.7 de bütün geçişlerde aynı kanal sayılı seri şekilde her iki akışkanı ikili geçişini gösteren 2/2 düzenlemeleri gösterilmektedir. Merkezi plaka ve uç kısımlar haricinde sistem ters akıntı akımıdır. Plakalı ısı değıştiricileri üzerine açılmış kanallardan akışkanı değışik yönlerde sevk ederek akış yolunu uzatır ve bu şekilde bütün plakalar üzerinde tıkalı bir kanal portlardaki akışkanın diğeri bir kanala

geçişine neden olur. Sıkça kullanılanakış uygulamaları içerisinde bütün kanallar seri olmalıdır. Bu uyarlama geniş sıcaklık oranları üzerinde ısı değişimini karşılamak için iki akışkanın izafi olarak düşük akış hızına sahip olduğunda kullanılır. Bunun dışındaki uygulamalar paraleldir. Paralel uygulamalar genellikle buharlardan kısa aralıklarda sıcaklık değişimi gerektiğindebüyük akış oranlarında dizayn edilirler. Seri ve paralel uygulamalarda akışın ve sıcaklığın aradaki durumları ile ilgilenirler. Sıkça rastlanan durumlarda akış tam olarak zıt yönlü paralel veya aynı yönlü paralel akışlı değildir. Düzeltmeler logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile tam çapraz akış çıkışında bulunur.



Şekil 2.8 Akış Şekillerinin Düzeni

- (a) U tipi düzenleme – ters akış, tek geçişli (1x6/1x6)
(b) Z tipi düzenleme (1x4/1x4 konfigürasyon)

Plakalı ısı değıştircilerde seri, ters, “U” tipi ve “Z” tipi akım düzenlemeleri Şekil 2.8 de verilmiştir. Bütün kanalları paralel olan tip yüksek buhar debilerinde, küçük sıcaklık değışimlerinde tercih edilirler. Seri ve paralel ısı eşanjör tipleri izafi olarak orta değerdeki sıcaklık ve debi değeriinde kullanılır.

2.5 Plakalı Isı Değıştircilerinin Kullanım Sahaları

Plakalı ısı değıştircileri üzerinde çalışma yapan iki büyük firmadan biri olan GEA-AHLBORN firması (Bölge Isıtması) konusunda çok etkili çalışmalar yapmıştır. Şekil 2.4’de yapılan uygulama şematik olarak gösterilmiştir. Geleceğin bölge ısıtması adıyla lanse edilen bu çalışma çevreye dost, verimli ve oldukça emniyetli ısı sistemidir. Gea-Ahlborn plakalı ısı değıştircileri bu konuda çok önemli rol oynamışlardır.

Bölgesel ısıtma çevreye zarar vermekten kaçınmak için ve ihtiyaçtan dolayı uygulanan bir yoldur. Enerji kazancıda maksimum seviyelere çıkmıştır.

Atmosfere atılan atık ısılar günümüzde tekrar kullanılmak üzere ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Bu amacı gerçekleştirmek için GEA-AHLBORN VARITHERM firması plakalı ısı değıştircileri kullanarak, Almanya’da bir güç santralinde endüstriyel atık ısının soğutularak santrale verilmesi yerine tekrar bu ısıdan yararlanma yoluna gitmiştir. Bu uygulamada iki farklı amaçlı bölge ısıtma şebekesinde kullanım sağlanmıştır. Buna göre;

- Bölgesel ısıtma şebekesi ve ısı üretimi gereken yer
- Bölgesel ısıtma şebekeleri ve bina içi ısıtma devreleri

Değışik türdeki VARITHERM plakalı ısı değıştircileri aşağıdaki kurallar dikkate alınarak uygulanmıştır.

Isı üreticisinin transfer istasyonlarında büyük çaplı ısı değıştircisi gereklidir. Bunlardaki akış oranı 1000 m³/h geçmemelidir.

Son kullanıcı ısıtma ihtiyacının boyutu ve ölçüsü kullanılan yerin özellikleri dikkate alınarak küçükten orta büyüklüğe seçilebilir.

2.6 Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Özellikleri

Bir plaka ısı değiştiricisinden geçen sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ısı iletiminin toplam oranı 2.1 denklemiyle ifade edilmektedir.

$$Q = UA\Delta T_M \quad (2.1)$$

Burada U; toplam ısı iletim katsayısı, A; toplam plaka alanı, ΔT_{LM} efektif ısı farkı olarak adlandırılmaktadır bunun yanı sıra U, sıcak ve soğuk akımlarda ısı iletim katsayısına bağlıdır. Tüm ısı iletim katsayısı plaka oluklarının şeklinden önemli oranda etkilenmektedir. ΔT_M akışkan sıcaklığı, ısı kapasitesi akımı ve ısı değiştiricisinin konfigürasyonunun bir fonksiyonudur.

Alan tanımı projelendirme alanı üzerine yada oluklar içeren plakanın gerçek toplam yüzey alanı üzerine temelendirilebilir. Projelendirme alanı, gerçek toplam yüzey alanından %50 daha büyük olabilir. Plaka ısı iletim katsayısı α , plaka geometrisine, akışkanın özelliklerine ve akış hızına bağlı olmaktadır. Özel plaka dizaynı için ısı iletim korelasyonu deneysel olarak bulunmaktadır ve bu veriler eşanjör üreticisi tarafından genellikle alıcıya sağlanmaktadır.

$$A = N_a = NLW \quad (2.2)$$

Bir Plakalı ısı değiştirici için, “U” tüm ısı iletim katsayısı aşağıdaki formülle tanımlanmaktadır.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{t}{\lambda_p} \quad (2.3)$$

α_h = sıcak akışkanın ısı iletim katsayısı

α_c = soğuk akışkanın ısı iletim katsayısı

t = plaka kalınlığı

λ_p = plakanın iletkenliği

R_f = plakanın her bir yüzünün kirlilik katsayısı

Isı iletim katsayısı α , plaka geometrisi, akışkanın özelliklerine ve akış hızına bağlı olmaktadır. Özel plaka dizaynı için ısı iletim düzeltmeleri deneysel olarak bulunmaktadır ve bu değerler eşanjör üreticisi tarafından alıcıya verilmektedir.

Isı iletim korelasyonunun tipik bir örneği olarak, Isı değişim dizaynı el kitabında Bölüm 3.7.4 den den iki grafik alıntı yapılmıştır. Bu grafikler Newtonyan akışkanlar içindir. Newtonyan olmayan akışkanlar için ise Mashelkar'ın makalesine müracaat edebilirler. Şekil 2.9'de İntermating çukurlu küçük plakaların karakteristiklerini göstermektedir ve Şekil 2.10'da küçük Chevron plakalar için benzer eğrileri vermektedir. Plaka geometrisi bu çalışmada verilmemesine rağmen sonraki eğrilerin verileri Chevron açısı 30°'li olanlarla elde edilenlerle gibidir. Bu durumda korelasyonlar $Nu / (Pr^{0.4}(\eta/\eta_w)^{0.1})$ ve f Reynold sayısının bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Boyutsuz parametreler (2.4), (2.5) ve (2.6) da ki gibi tanımlanmıştır.

$$Nu = \frac{\alpha D_e}{\lambda} \quad (2.4)$$

$$f = \frac{\Delta p}{(4L / D)(\rho u^2 / 2)} \quad (2.5)$$

$$Re_e = \frac{u D_e \rho}{\eta} \quad (2.6)$$

burada,

u = plakalar arasındaki boşlukta akışkanın ortalama hızı

α = plaka yüzeyi ve akışkan arasında ki ortalama ısı iletim katsayısı

Δp = L uzunluğunun plakanın son tarafı arasındaki basınç düşüşü

D_e = bölümlerin eşdeğer çapları

Akışkan özellikleri ρ , η ve λ , plaka sıcaklığında η_w ve ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanmaktadır. Bu grafiklerde, Plakalı ısı değiştiriciler için olan ısı iletim verilerinin en yaygın sunuş şekli olan eşdeğer çapı (D_e) (2.7) denkleminde verilmiştir.

$$D_e = 2b \quad (2.7)$$

Burada b , komşu plakalar arasındaki eksen açıklığıdır. Eşdeğer çap, dört kere serbest boşluk hacminin 2 komşu plakanın projeksiyon alanının toplamının oranına eşittir. Dikkat edilmelidir ki eğer plakaların gerçek yüzey alanı kullanılırsa eşdeğer çapı bulmak için aşağıdaki alternatif formül kullanılır.

$$D_e = 2bx(\text{proje alanı/gerçek yüzey alanı}) \quad (2.8)$$

Basınç düşmesi ve ısı transfer verilerinin yorumlanmasında uygun efektif çap değeri ve korelasyonları Şekil 2.10 ve Şekil 2.11 oluklu plaka ısı iletiminin önemli özelliklerini göstermektedir. İlk olarak açıkça görülmektedir ki laminar akımdan geçiş akımına geçişte Reynolds sayısı (yaklaşık $Re=10$) bulunmuştur. Geçiş bölgesi bu duruma göre genişlemiştir. İkinci olarak, geçiş ve türbülanslı rejimlerinde ısı iletim katsayıları aynı eşdeğer çapla pürüzsüz kanalinkinden çok kereler daha büyüktür. Elbette ki bu artış olukların beklenen sonucudur. Burada ilginçtir ki laminar akımda plaka ısı transfer katsayıları tam gelişmiş sınır tabakası için beklenildiği gibi sabit değildir. Fakat kanal veya pürüzsüz tüplerin giriş bölgelerindeki gelişen sınır tabakası denklemleri ile uyumlu bir şekilde Reynolds sayısı ile artar. Gerçekte laminar akımların ısı transfer katsayıları çok fazla artmaz ve sıcaklık sınır tabakasının gelişmesiyle uyumlu olarak beklendiği gibidir. Pratikte plaka ısı değiştiricileri üreticileri çok değişik seçenekler sunarlar. Böylece ısı transfer katsayısının artışının derecesi özel bir uygulamaya uyacak şekilde seçilir. Örneğin; akım doğrultusuna eğimli Chevron açısı β şekil 2.9'da görüldüğü gibi dramatik bir etki yapar. Burada herhangi bir β açısı için ısı transfer katsayısı eşdeğer $\beta = 30^\circ$ 'ye oranı cinsinden farklı Re sayısının β değerlerine karşılık verilmiştir. β artıkça, böylece ısı transferi de artmaktadır, en azından 75° 'ye kadar;

Reynolds sayısının 2000 değerinde β 'nın 30^0 'den 75^0 'ye kadar artmasıyla ısı transfer katsayısı iki katına çıkar. Verilen $\beta = 75^0$ değeri eşdeğer pürüzsüz geçiş değerinden iki kat daha büyüktür. Bu şiddetin ısı transfer artışı ekstra enerjinin harcanmasını gerektirir ve yüksek basınç kayıpları ile ilişkilidir. Bu iki faktör plaka kesitinde birbirini dengelemelidir.

Alfa- Laval'a ait plakalı ısı eşanjörlerinin bir tipinde suyun 40^0C sıcaklığı için müsaade edilen basınç düşüşü her plaka için 100 KPa'dır. Plakalar arasındaki akışkanın aktığı kanalların akışkana ek türbölans verecek şekilde mümkün mertebe akış yolunun uzatılması gerekmektedir. Böylelikle ısı transfer katsayısında artış sağlanır.

Plakalı ısı eşanjörlerinde akışkan plakalar üzerinden akarken tüm kanaldan aynı miktarda akışkanın geçişine olanak sağlamalıdır. Bunun için plakalar arasındaki mesafeler ve plakalara giriş kanallarının boyutları aynı olmak zorundadır. Ayrıca akışkanın tüm plaka yüzeyini yalaması gerekir. Bu nedenle bu yönlendirmelerin keskin köşeli kanallar değil, yuvarlak, köşelerde akışı engellemeyecek şekilde olması gerekir. Bunun için en uzak köşeye ulaşacak kanalların parabolik eğriler oluşturması gerekmektedir. Bu yönlendirmelerin iyi yapılması ısı transferinde iyileştirme ile kendini göstermektedir.

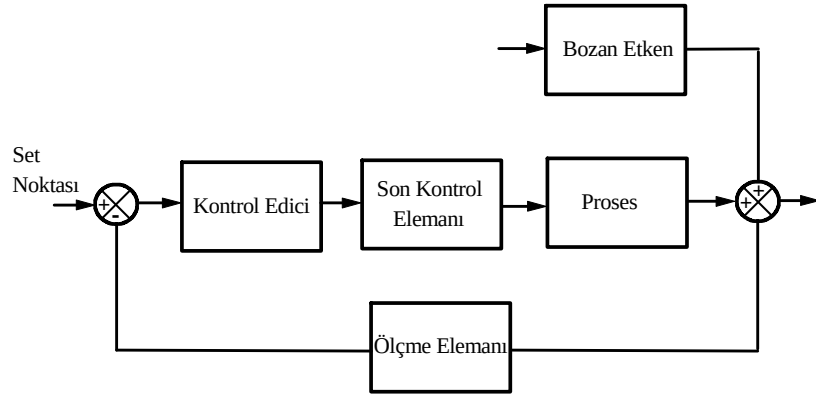
4. KONTROL MEKANİZMALARI

4.1. Geri Beslemeli Kontrol

4.1.1 Genel Bilgiler

Bir sistemin belirli bir veya birden fazla değişkenini istenilen değerde tutulması veya istenilen şekilde değiştirilmesi için bir kontrol mekanizması gereklidir. Sistemin, istenilen değerden sapmasına ilişkin bilgiden, sistemi kontrol etmek amacıyla yararlanılmasına geri beslemeli kontroldür.

Geri beslemeli bir kontrol devresinin (1) Ölçme, (2) Karşılaştırma, (3) Hesaplama ve (4) Düzeltme olmak üzere dört temel kontrol işlevlerinin otomatik olarak ardarda yaptırıldığı kapalı çevrim olduğu görülmektedir. Şekil 4.1.1 de sistemi oluşturan elemanlar arasındaki işlevsel ilişkileri ve bloklar arasındaki sinyal akışını gösteren geri beslemeli kontrol sistemi gösterilmiştir.

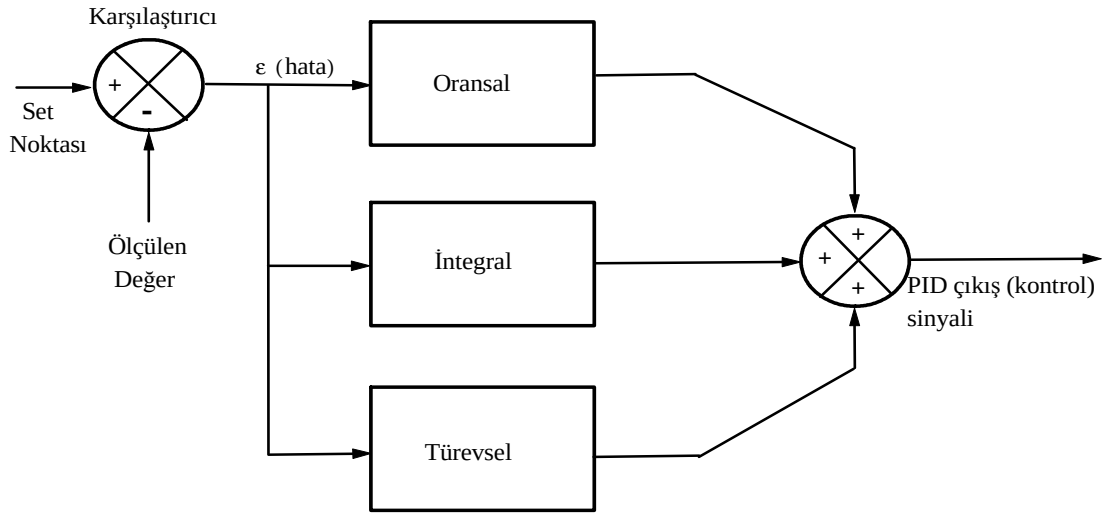


Şekil 4.1 Geri Beslemeli Kontrol Sistemi Blok Diyagramı

Geri beslemeli kontrol sisteminde, kontrol edici olarak PID kontrol edici kullanılmıştır. PID kontrol edici hakkında genel bilgiler aşağıda anlatılmıştır.

4.1.2 PID Kontrol Edici

PID kontrol edici aşağıda bahsedilen oransal, integral ve türevsel kontrollerin tümünü içeren bir mekanizmadır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 Oransal, İntegral ve Türevsel (PID) kontrol mekanizması

$$\text{Oransal kontrol : } C(s) = K_c \varepsilon(t) \quad 4.1$$

$$\text{İntegral kontrol : } C(s) = K_I \int_0^t \varepsilon(t) dt \quad 4.2$$

$$\text{Türevsel kontrol : } C(s) = K_D \frac{d}{dt} \varepsilon(t) \quad 4.3$$

Kontrol çıkış değişkeni,

$$C(s) = K_C \varepsilon(t) + K_I \int_0^t \varepsilon(t) dt + K_D \frac{d}{dt} \varepsilon(t) \quad 4.4$$

$$\tau_I = \frac{K_C}{K_I} \text{ ve } \tau_D = \frac{K_D}{K_C} \text{ dönüşümü yapıldığında}$$

$$C(s) = K_C \left[\varepsilon(t) + \frac{1}{\tau_I} \int_0^t \varepsilon(t) dt + \tau_D \frac{d}{dt} \varepsilon(t) \right] \quad 4.5$$

olarak bulunur.

4.1.3. Basamak Testi Uygulanarak Birinci Dereceden Modellerin Grafik Uygulaması :

Bu bölümde, birinci dereceden modellere basamak testi yöntemi uygulanarak, proses parametrelerinin hesaplanması anlatılmıştır. Basamak testi, giriş değerine verilen basamak etkisine karşı çizilen çıkış değerinin tepkisi grafiğinin oluşturulması (proses tepki eğrisi) ve bu eğriden yararlanılarak gerekli parametrelerin hesaplanması için yapılan bir işlemdir.

4.1.3.1 Yatışkın hal kazancının hesaplanması

Birinci dereceden ölü zamanlı model aşağıda verilmiştir..

$$G(s) = \frac{K \exp(-ts)}{\tau s + 1} \quad 4.6$$

Transfer fonksiyonu ;

$$\frac{G(s)}{M(s)} = \frac{K \exp(-t_0 s)}{\tau s + 1} \quad 4.7$$

$$C(s) = \frac{K \exp(-t_0 s)}{\tau s + 1} \frac{\Delta m}{s} \quad 4.8$$

Eşitlik 4.8 yeniden düzenlenirse

$$C(s) = K \Delta m \exp(-t_0 s) \left(\frac{1}{s} - \frac{\tau}{\tau s + 1} \right) \quad 4.9$$

Eşitlik 4.9'un ters laplace'ı (L^{-1}) alınır ;

$$\Delta C(t) = K \Delta m u(t - t_0) (1 - \exp(-(t - t_0) / \tau)) \quad 4.10$$

$$\Delta C(t) = C(t) - C(t_0) \quad 4.11$$

$$C(t) = C(t_0) + K \Delta m u(t - t_0) (1 - \exp(-(t - t_0) / \tau)) \quad 4.12$$

Eşitlik 4.12'nin $t \rightarrow \infty$ iken, limiti alınır ;

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \Delta C(t) = \Delta C_s = K \Delta m \quad 4.13$$

Buna göre, yatışkın hal kazancı K, eşitlik 4.13 den hesaplanabilir.

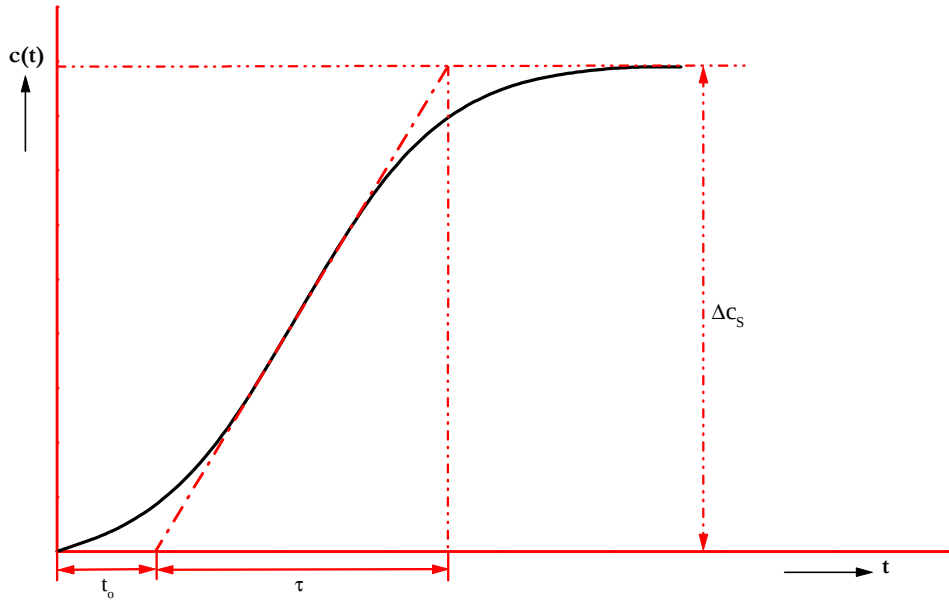
$$K = \frac{\Delta C_s}{\Delta m} \quad 4.14$$

4.1.3.2 Diğer Sistem Parametrelerinin Hesaplanması

Şekil 4.3'de birinci dereceden ölü zamanlı bir prosesin (FOPDT) tipik bir proses tepki eğrisi verilmiştir. Bu eğri kullanılarak proses parametrelerinin hesaplanması literatürde yer alan iki değişik metotla anlatılmıştır.

1. Metot

Proses tepki eğrisine, değişimin maksimum olduğu noktadan çizilen teğetin apsisi kestiği nokta ölü zamanı (t_0) verir. Bu teğetin eğimi, zaman sabitini (τ) verir (Şekil 4.3).



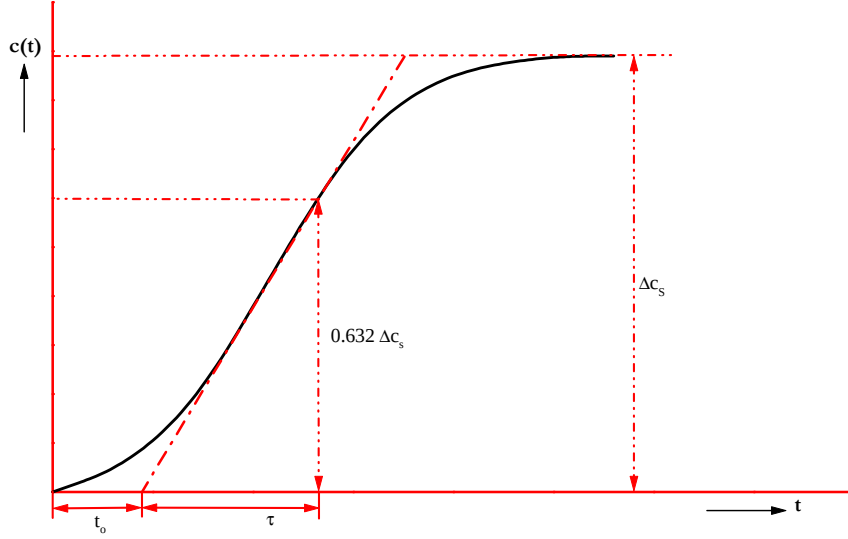
Şekil 4.3 Proses tepki eğrisinden, FOPDT proses parametrelerinin bulunması (1. Metot)

$$\left. \frac{d}{dt}(\Delta c) \right|_{t_0} = \frac{K \Delta m}{\tau} = \frac{\Delta c_s}{\tau}$$

2. Metot

Proses tepki eğrisine, değişimin maksimum olduğu noktadan çizilen teğetin apsisi kestiği nokta birinci metotta olduğu gibi ölü zamanı (t_0) verir. Zaman, $t_0 + \tau$ noktasında iken sistemin tepkisi ile modelin tepkisi uygunluk gösterdiğinden τ değeri buradan bulunur.

$$\Delta c(t_0 + \tau) = K \Delta m [1 - \exp(-1)] = 0.632 \Delta c_s \quad 4.16$$

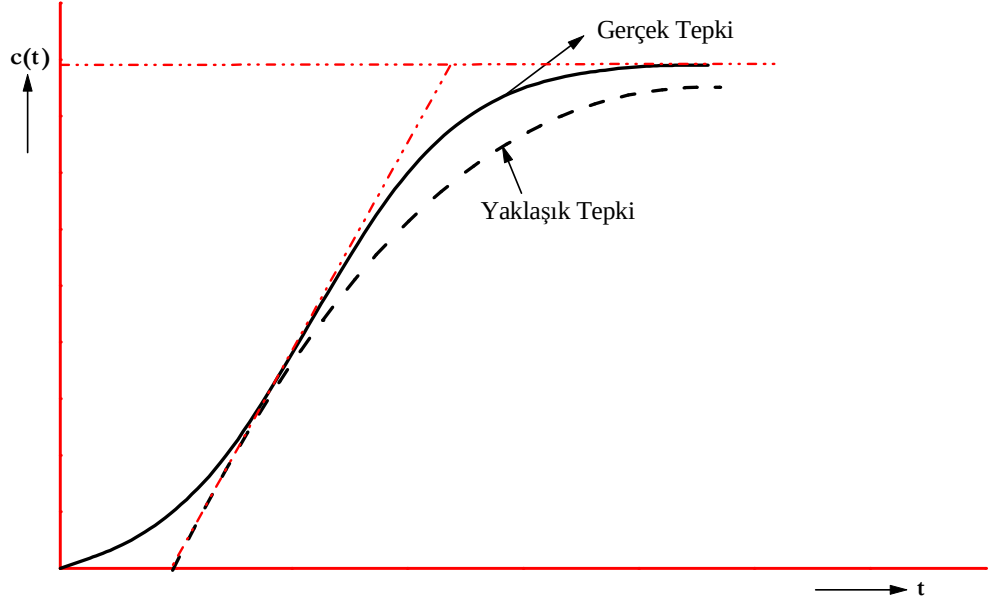


Şekil 4.4 Proses tepki eğrisinden, FOPDT proses parametrelerinin bulunması (2. Metot)

4.1.3.3 Cohen – Coon Ayarlama Metodu ile Kontrol Edici Parametrelerinin Hesaplanması

En popüler ayarlama tekniklerinden biri olan Cohen-Coon ayarlama metodu, bölüm 4.1.3' de anlatılan proses tepki eğrisine, yaklaşık tepki

eğrisinin çizilmesi ve kontrol edici parametrelerinin bu eğrinin kullanılması ile belirlenmesidir. Şekil 4.5 de birinci dereceden ölü zamanlı sistem yaklaşık tepki eğrisi yer almaktadır. (Stephanopoulos)



Şekil 4.5 Cohen-Coon ayarlama tekniği, yaklaşık tepki eğrisi

Cohen ve Coon, değişik kontrol ediciler için kontrol edici parametrelerinin özetle aşağıdaki gibi hesaplandığını ortaya koymuşlardır.

Oransal (P) kontrol için;

$$K_C = \frac{1}{K_m} \frac{\tau}{t_0} \left[1 + \frac{t_0}{3\tau} \right] \quad 4.17$$

Oransal + Integral (PI) kontrol için;

$$K_C = \frac{1}{K_m} \frac{\tau}{t_0} \left[0.9 + \frac{t_0}{12\tau} \right] \quad 4.18$$

$$\tau_I = t_0 \left[\frac{30 + 3t_0 / \tau}{9 + 20t_0 / \tau} \right] \quad 4.19$$

Oransal + İntegral + Türevsel (PID) kontrol ;

$$K_C = \frac{\tau}{K_m t_0} \left(\frac{4}{3} + \frac{t_0}{4\tau} \right) \quad 4.20$$

$$\tau_I = t_0 \left(\frac{32 + 6t_0 / \tau}{13 + 8t_0 / \tau} \right) \quad 4.21$$

$$\tau_D = t_0 \left(\frac{4}{11 + 2t_0 / \tau} \right) \quad 4.22$$

4.1.3.4 Ziegler-Nichols Ayarlama Metodu İle Kontrol Edici Parametrelerinin Hesaplanması

Ziegler-Nichols metodunda yapılacak olan ilk şey basamak yanıtın maksimum olduğu tepe noktasını saptamaktır. Bu noktada y ekseninden aşağıya x eksenini kesen bir teğet çizilir. (Şekil x.x) Bu şekil giriş ve çıkış verilerinin zamanla (diğer bir deyişle $\Delta y / \Delta u$ ile t) arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Bu statik kazanç (K), ölü zaman (L) ve zaman sabiti (t) terimleri direkt olarak Şekilden çizilerek bulunabilir.

4.1.3.4.1 Ziegler-Nichols Basamak Sonuç Metodu :

Ziegler – Nichols metodu sadece (a) ve (L) değerlerine bağlıdır. Tüm hesaplamalar bu iki değer üzerine yapılmaktadır. Tablo 4.1 'e göre kontrol parametrelerinin hesaplanış şekilleri verilmektedir.

Bu tabloda T_p kapalı çevrim içeren bir sistemin bir periyodunun tahminidir. Örnek olarak bir valf sistemini ele alırsak, bu valf sistemine

uygulanan bir basamak sinyali daha yavaş, bir rampa hariç zaman sabiti ile filtrelenmiş veya ideal bir basamak değilse, bu prosesi daha yavaş gibi görünen hale sokacak veya daha yavaş kontrol parametrelerine yol açacaktır. Diğer bir deyişle bu sistemi daha güçlü yapacaktır.

Kontrol Edici	K	T_I	T_d	T_p
P	1/a			4L
PI	0.9/a	3L		5.7L
PID	1.2/a	2L	L/2	3.4L

Tablo 4.1 PID Kontrol Edici değerlerinin Ziegler-Nichols basamak cevabından Saptanması

4.1.3.4.2 Ziegler-Nichols Kontrol Parametrelerinin Hesaplanması :

Kontrol parametrelerinin hesaplanmak için ilk önce literatürden (Sharifi ve Narandji, 1995) bulunan sıcak ve soğuk su sıcaklıklarının zamanla değişimi aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Zaman	Soğuk Akışkan ($^{\circ}\text{C}$)	Sıcak Akışkan ($^{\circ}\text{C}$)
0	9.0	10.0
5	10.0	11.0
10	10.8	19.2
15	14.2	29.5
20	16.9	35.8
25	19.0	37.4
30	20.1	39.5
35	20.4	39.8
40	20.4	40.4

45	20.7	40.7
50	20.7	40.9
55	20.9	41.0

Tablo 4.2 : Sıcak ve Soğuk Akışkan Sıcaklıkları

Akışkan	Akış Hızı (kg s^{-1})	Giriş Sıcaklıkları	Çıkış Sıcaklıkları
Soğuk	0.233	9	20.9
Sıcak	0.24	41	10

Akışkan	Akış Hızı (kg.s^{-1})	Giriş Sıcaklıkları	Çıkış Sıcaklıkları
Soğuk	0.75	9	20.9
Sıcak	0.75	41	10

Tablo 4.3 Sıcak ve Soğuk Suyun Fiziksel Özellikleri

Proses parametrelerinin hesaplanması için kullanılan Plakalı ısı değıştiricinin teknik özellikleri;

Plakanın Boyutları :

- a- Uzunluk : 0.33 m
- b- Genişlik : 0.1 m
- c- Isı İletim Alanı / Plaka : 0.033 m^2
- d- İki Plaka arasındaki açıklık : 2.47 mm

Tablo 4.4 deki değerlerden proses parametrelerinin hesaplanması için gereken grafiğin çizilebilmesi için ilk önce (Δy) değeri; sıcaklık farkı, (Δu) değeri; basamak değeri aralığı değerleri hesaplanmaktadır. Oluşturulacak grafik ($\Delta y / \Delta u$)'a karşı zaman (t) bileşenlerinden oluşmaktadır.

Şekil x.x den PID kontrol edici parametrelerinin hesaplanması için gerekli değerleri (a ve L) bulduktan sonra, bu değerler Tablo x.x de yerlerine yazıldığı takdirde aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

PID Kontrol Edici İçin ;

K : 0.065

T_I : 0.01

T_d : 0.5

olarak bulunmaktadır.

Zaman	Soğuk Akış. Sıc	dy/du
0	9,0	0
5	10,0	0,0476
10	10,8	0,0857
15	14,2	0,2476
20	16,9	0,3762
25	19,0	0,4762
30	20,1	0,5286
35	20,4	0,5429
40	20,4	0,5429
45	20,7	0,5571
50	20,7	0,5571
55	20,9	0,5667

Tablo 4.4 : Ziegler – Nichols Basamak Cevap Eğrisinin Değerleri

4.1.3.5 Prosesin Transfer Fonksiyon Değerlerinin Bulunması :

Plakalı ısı değiştiricinin, basamak etkisine karşı göstereceği sistemin dinamik cevabı için geliştirilen iki tür kararlı–hal matematiksel modelimiz mevcuttu, bunlardan birincisi U (tüm ısı iletim katsayısının) zamanla değişmediği durumu, ikinci durum ise tüm ısı iletim katsayısının zamanla değiştiği durum ve plug (yığın) akım modelinden ayrı olarak sunulan diğer bir modelde dispersiyon (dağılım) modeli için gerekli veriler bulunmuştur.

4.1.3.5.1 Tüm ısı iletim katsayısının zamanla değişmediği hal :

Sistemin bütün hesaplamaları N=9 plaka için hesaplanmıştır.

$$\bar{m}_h = \frac{2 \bar{M}_h}{N+1} = \frac{2 \times 0.24}{9+1} = 0.048 \quad 4.23$$

$$\bar{m}_c = \frac{2 \bar{M}_c}{N+1} = \frac{2 \times 0.233}{9+1} = 0.0466$$

$$\tau_c = \frac{M_c}{m_c} = 5 \quad 4.24$$

$$K_1 = \frac{\theta_{hi} - \theta_{ho}}{m_c} = 665.236 \quad 4.25$$

$$\tau_h = \frac{M_h}{m_h} = 5 \quad 4.26$$

$$\tau_p = (\tau_c \tau_h) / (\tau_c + \tau_h) = 2.5 \quad 4.27$$

$$K = (K_1 \tau_h) / (1 + \tau_p s) \quad 4.28$$

$$K = 332.618 \quad 4.29$$

G(s) iletim fonksiyonunda yukarıda bulunan değerler yerine koyulduğu takdirde aşağıdaki birinci dereceden iletim denklemi elde edilir.

$$G(s) = \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{K_1 \tau_h}{\tau_c \tau_h + (\tau_c + \tau_h)} = \frac{K}{1 + \tau_p s} \quad 4.30$$

$$G(s) \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{332.618}{1 + 2.5s} \quad 4.31$$

4.1.3.5.2 Tüm Isı İletim Katsayısının Zamanla Değişimi Durumu :

$$Z = A/2 = 0.033/2 = 0.0165 \quad 4.32$$

U'nun, zamanın bir fonksiyonu olduğunu gösteren ifadede a, b ve c katsayıları bulunmaktadır Bunlar sırasıyla 1.2×10^{-3} , 0.95 ve 7.06×10^{-05} dir. Bu değerler Q ve R denklemlerinde kullanılmaktadır.

$$Q = \frac{Zm_h^b}{am_h^b + c} = 7 \quad 4.33$$

$$R = \frac{Zcbm_h^{b-1}}{(am_h^b + c)^2} = 67.98 \quad 4.34$$

$$\tau_c = (0.233 \times 4180) / (0.0466 \times 4180 + 7) = 4.826 \quad 4.35$$

$$K_5 = 7 / (0.0466 \times 4180 + 7) = 0.0346 \quad 4.36$$

$$K_6 = (67.98 \times (41 + 41 - 9 - 20.9)) / (0.0466 \times 4180 + 7) = 3.029 \quad 4.37$$

$$\tau_h = \frac{M_h C}{m_h C + Q} = 4.832 \quad 4.38$$

$$K_7 = 7 / (0.048 \times 4180 + 7) = 0.034 \quad 4.40$$

$$K_8 = \frac{C(\theta_{hi} - \theta_{ho}) - R(\theta_{hi} + \theta_{ho} - \theta_{ci} - \theta_{co})}{m_h C + Q} = 617.15 \quad 4.41$$

$$G(s) = \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{K_6 \tau_h s + (K_6 + K_5 K_8)}{\tau_c \tau_h s^2 + (\tau_c + \tau_h) s + (1 - K_5 K_7)} = \frac{34.34s + 28.46}{23.32s^2 + 9.658s + 1} \quad 4.42$$

M_h değeri, 0.75 kg s^{-1} olduğu durum için, yukarıda 0.24 kg s^{-1} için yapılan bütün hesaplamaların aynısını yaptığımız durumda aşağıdaki sonuçları elde ederiz.

$$Q=10.134$$

$$R=28.97$$

$$\tau_c=4.92$$

$$K_5=0.016$$

$$K_6=0.96$$

$$\tau_h=4.92$$

$$K_7=0.016$$

$$K_8=202.420$$

$$G(s) = \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{4.72s + 4.19}{24.21s^2 + 9.84s + 1} \quad 4.43$$

Yukarıdaki bütün işlemler konvansiyonel akış durumundaki sistemler için geçerli iken, çalışmanın diğer bir bölümünü teşkil eden dispersiyon akım modelinin transfer fonksiyon hesaplaması aşağıdaki gibidir. Matematiksel model bölümünde detaylı olarak dispersiyon modelin çıkartılması anlatılmıştır bu bölümde sadece transfer fonksiyonunu oluşturan değerlerin sayısal değerleri verilecektir. İkinci dereceden bir sistem için,

Kazanç sabiti (K)	: 0.596
Ölü zaman (τ_d)	: 0.363
Düşürme oranı (ζ)	: 1.046
Doğal frekansı (w_n)	: 1.330
Lead frekansı (ξ)	: 5.043

$$G(s) = \frac{(1.054s + 5.3167)e^{-0.534s}}{5.043s^2 + 14.031s + 8.92} \quad 4.44$$

Elde edilen bu transfer fonksiyonları, MATLAB programı kullanılarak hesaplanan P, PI ve PID şartlarında, sıcak su besleme debisindeki değişime vereceği cevaplar bulunmuştur. Bulunan bu cevaplar ve MATLAB akım şemaları şekiller kısmında verilmiştir.

5. MATEMATİKSEL MODEL

Plaka ısı değiştiricilerin matematiksel model çalışmalarında aşağıdaki kabuller çoğunlukla yapılmaktadır.

- (a) evreye olan ısı kayıpları ihmal edilmektedir ve ısı değiştiricinin son iki plakası adyabatik duvarlar olarak hizmet etmektedir.
- (b) her bir kanal içerisindeki akışkan için ısı transferi sadece konveksiyon yoluyla sağlanmaktadır.
- (c) akış, her bir akım için paralel kanallar arasında eşit derecede paylaştırılmakta,
- (d) plaka duvarlarının termal kapasiteleri ihmal edilmektedir.
- (e) aynı (benzer) akıma bağlı tüm kanallardaki sıcaklık dağılımı özdeştir.
- (f) ısı transferi için film katsayısı akış hızına da genellikle bağlı olmakta ve akış oranının bir üstel fonksiyonu ile orantılıdır.
- (g) akışkanın bu fiziksel özellikleri uygulanan sıcaklık aralığında sabittir.

Bu kabuller bir bütün parametre modelin ki, bu model şekil 3.1 de gösterildiği gibi her bir karşılıklı özel plaka için kararsız-hal enerji denklemiyle tanımlanıp geliştirilmesinde kullanılmıştır.

Bu matematiksel model çalışmasında iki yaklaşım kabul kullanılarak modeller oluşturuldu. Birinci yaklaşım, tüm ısı iletim katsayısının (U) sabit kabul edilerek genel kararsız-hal denkleminin oluşturulmasıdır. İkinci yaklaşım ise, tüm ısı iletim katsayısının zamanın fonksiyonu ve aynı zamanda da sıcak akım kütle akımı oranının da fonksiyonu olarak düşünülmüştür.

Tüm ısı iletim katsayısının sabit olduğu durum için soğuk akım için denge denklemini yazacak olursak,

$$m_c C(\theta_{ci} - \theta_{co}(t)) + m_h(t) C(\theta_{hi} - \theta_{ho}(t)) = M_c C \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \quad 5.1$$

sıcak akım için,

$$m_h(t) C(\theta_{hi} - \theta_{ho}(t)) + m_c C(\theta_{ci} - \theta_{co}(t)) = M_h C \frac{d\theta_{ho}(t)}{dt} \quad 5.2$$

İkinci yaklaşım olan U'nun zamanın fonksiyonu olma durumu için de enerji dengesini hem soğuk akım için hem de sıcak akım için oluşturmaktayız. Bu durumda soğuk akım için,

$$AU(t) \left\{ \frac{\theta_{hi} - \theta_{co}(t)}{2} + \frac{\theta_{ho}(t) - \theta_{ci}}{2} \right\} - m_c C(\theta_{co}(t) - \theta_{ci}) = M_c C \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \quad 5.3$$

sıcak akım için,

$$m_h(t) C(\theta_{hi} - \theta_{ho}(t)) - AU(t) \left\{ \frac{\theta_{hi} - \theta_{co}(t)}{2} + \frac{\theta_{ho}(t) - \theta_{ci}}{2} \right\} = M_h C \frac{d\theta_{ho}(t)}{dt} \quad 5.4$$

Yukarıdaki (3) ve (4) denklemlerinde ısı farkları, daha doğru logaritmik ısı farkından ziyade aritmetik ortalama ısı farkı şeklinde birbirine oldukça yakın kabul edilebilir. Zamanın bir fonksiyonu olarak tüm ısı iletim katsayısı, hem zamanın bir fonksiyonu olarak hem de sıcak akım besleme debisine olan bağıllığı aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$\frac{1}{U(t)} = a + \frac{c}{[m_h(t)]^b} \quad 5.5$$

denklemdeki a, b ve c katsayıları sabit katsayılar olmaktadır. Tasarlanan bu matematiksel model için sabit sayılar sırasıyla şu değerleri almaktadır; a katsayısı, 1.2×10^{-3} ; b katsayısı, 0.95; c katsayısı, 7.06×10^{-5} .

Her iki akım için de yazılan karasız-hal enerji denklemlerin de gerekli matematiksel işlemler yapıldığı takdirde lineer olmayan terimlere

rastlanılmaktadır, bu terimleri lineer hale getirmek için Taylor serisinden yararlanmaktayız. Aşağıda lineerleştirme hakkında kısa bilgi verilmektedir.

5.1 Lineer Olmayan Modellerin Lineerleştirilmesi:

Aşağıda tanımlanmış bir denklem için,

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad 5.6$$

y, çıkış x, giriş değeri olarak alınan birinci dereceden terimli bir denklem de Taylor serisi kullanılarak lineer ifade bulunmaktadır. Lineerleştirme için referans değeri normal kararlı hal operasyon noktasıdır (y_{ss}, x_{ss}) .

$$f(x, y) = f(x_{ss}, y_{ss}) + \left. \frac{\partial f}{\partial y} \right|_{x_{ss}, y_{ss}} (y - y_{ss}) + \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x_{ss}, y_{ss}} (x - x_{ss}) \quad 5.7$$

Her iki durum içinde yapılan lineerleştirme işlemleri Ek kısmında detaylı olarak açıklanmıştır. Bu işlemler sonucunda tüm ısı iletim katsayısının sabit olması durumu için yapılan lineerleştirme sonucu ve gerekli Laplace dönüşümü sonucunda aşağıdaki birinci dereceden transfer fonksiyonunu elde ederiz.

$$G(s) = \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{H}{1 + \tau_p s} \quad 5.8$$

H; kararlı hal kazancı, τ_p ; zaman sabiti olarak isimlendirilmektedir.

İkinci durum olan tüm ısı iletim katsayısının zamanın fonksiyonu, olan durumu için yapılan lineerleştirme işlemlerinden sonra aşağıdaki ikinci dereceden transfer fonksiyonu elde ederiz.

$$G(s) = \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{H(\tau_a s + 1)}{\tau_p^2 s^2 + 2\zeta\tau_p s + 1} \quad 5.9$$

Yukarıdaki eşitlikte, τ_p zaman sabiti, ζ damping katsayısı ve τ_a birinci dereceden zaman sabiti olarak adlandırılmaktadır.

Bu çalışmada plakalı ısı değıştirciler için geliştirilen diğeri bir matematiksel model olan dağılım (dispersiyon) modelini, yukarıda detaylı olarak açıklanan modelimiz ile karşılaştırmak için öncelikle bu model hakkında detaylı bilgi aşağıda verilmiştir.

Dağılım modelinde, incelenen ısı değıştirciler için ısı iletim terimi ana akım doğrultusunda katı plakalar boyunca 10^{-6} mertebesinde ve pratik amaçlar için ihmal edilebilmektedir. Bu düzeltme ve termal hidrolik özelliklerin ısıdan bağımsız olduğu kabulü altında her kanaldaki akışkanın tamamıyla karışım halinde olduğu durum için enerji taşınım denklemi bir set halinde kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilir.

$$R_{\tau^{i+1}}^m \frac{\partial t_i}{\partial z} = \frac{1}{Pe_1 \left(\frac{Pe_2}{Pe_1} \right)^{m_{i+1}}} \frac{\partial^2 t_i}{\partial x^2} - (-1)^{i-1} \frac{\partial t_i}{\partial x} + \frac{NTU_1' R_{N^{i+1}}^m}{2} (t_{wi} + t_{wi+1} - 2t_i)$$

$$(i=1, 2, 3, \dots, N) \quad 5.10$$

$$R_w \frac{\partial t_{wi}}{\partial z} = \frac{NTU_1'}{2} \left(\frac{R_N R_2 N_2}{N_1} \right)^{m_i} (t_{i-1} - t_{wi}) + \frac{NTU_1'}{2} \left(\frac{R_N R_2 N_2}{N_1} \right)^{m_{i+1}} (t_i - t_{wi})$$

$$(i=2, 3, 4, \dots, N) \quad 5.11$$

$$R_w \frac{\partial t_{w1}}{\partial z} = \frac{NTU_1'}{2} (t_1 - t_{w1}) \quad 5.12$$

$$R_w \frac{\partial t_{wN+1}}{\partial z} = \frac{NTU_1'}{2} \left(\frac{R_N R_2 N_2}{N_1} \right)^{m_{N+1}} (t_N - t_{wN+1}) \quad 5.13$$

$$m_j = j - 2(j/2) \quad 5.14$$

$$t_i - \frac{1}{Pe_1} \frac{\partial t_i}{\partial x} = f_1(z - \phi_i) u(z - \phi_i) \quad \left(i = 1, 3, 5, \dots, 2 \left[\frac{N+1}{2} \right] - 1 \right) \quad 5.15$$

$$\frac{\partial t_i}{\partial x} = 0 \quad \left(i = 2, 4, 6, \dots, 2 \left[\frac{N}{2} \right] \right) \quad 5.16$$

$x=0$ ve

$$t_i + \frac{1}{Pe_2} \frac{\partial t_i}{\partial x} = f_2(z - \phi_i) u(z - \phi_i) \quad \left(i = 2, 4, 6, \dots, 2 \left[\frac{N}{2} \right] \right) \quad 5.17$$

$$\frac{\partial t_i}{\partial x} = 0 \quad \left(i = 1, 3, 5, \dots, 2 \left[\frac{N+1}{2} \right] - 1 \right) \quad 5.18$$

bu kanaldaki giriş zamanındaki gecikmeden dolayı bu girişteki gecikme fazı ϕ_i aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\phi_{2i-1} = \sum_{j=1}^{2i-1} \Delta \phi_{2j-1} \quad (i = 1, 2, 3, 4, \dots, N_1) \quad 5.19$$

$$\phi_{2i} = \sum_j^{2i} \Delta \phi_{2j} \quad (i = 1, 2, \dots, N_2) \quad 5.20$$

$$\Delta \phi_i = \Delta \tau_i / \tau_{r1} \quad 5.21$$

Yukarıda ifade edilen denklemlere göre dispersiyon (dağılım) etkisi önemlidir çünkü farklı Peclet sayılarında kararlı akım ısısı değişmektedir. Diğer önemli bir nokta ise, sonsuz Pe sayısına karşılık gelen plug (yığın) akım modeli yanlış sonuçlar vermektedir. Analizde dispersiyonu hesaba katmak önemli olmasına rağmen Pe sayısının doğru hesaplanmasında önemli değildir.

Burada çok önemli bir nokta unutulmamalıdır ki, plug akımı modelinin ilave bir gecikmesi vardır, bu da modeli gerçek dışı kılmaktadır. Kontrol

modellerinin bakış açısından, dinamik cevap alışlagelmiş birinci ve ikinci dereceli sistemli zaman gecikmeli adım fonksiyonuyla karşılaştırılması karakterize edilebilir. Böyle bir karşılaştırma çok kullanılan döngülü yaklaşık bir transfer fonksiyonunun önerilmesine yardımcı bulunur. Dağılım modeli ile deneysel verilerin uyumu çok iyi olduğundan bir ve ikinci dereceden modeller önerilebilir ve bunlar teorik hesaplamalarla karşılaştırılabilir. Birinci dereceden sistem aşağıdaki iletim fonksiyonuyla tanımlanabilir.

$$G(s) = \frac{Ke^{-\tau_d s}}{1 + \tau_c s} \quad 5.22$$

denklemden, τ_d ; gecikme zamanı, τ_c ; zaman sabiti bu basitleştirme ve dispersiyon modelinden hesaplanan gerçek ısı arasındaki hata farklarının karelerinin minimum yapılmasıyla bulunur.

İletim fonksiyonuna bağlı lead frekansı ikinci dereceden yaklaşımla denklem 5.23 deki gibi verilebilir. Burada doğal frekansı w_n , boşalma oranı ζ , yük frekansı ξ ve gecikme zamanı τ_d benzer hata küçültülmesi denklem 5.23 de ki gibi elde edilir.

$$G(s) = \frac{K(s + \xi)w_n^2 e^{-\tau_d}}{\zeta(s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2)} \quad 5.23$$

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Yapılan çalışmanın ilk bölümünde, araştırmacılar tarafından önerilen matematiksel modeller karşılaştırılmış olup Ek.1 kısmında da, önerilen bu matematiksel modellerin kullanılacak olan MATLAB paket programının da kullanılabilecek form olan Laplace transfer fonksiyonu cinsinden formülleri yer almaktadır.

PID kontrol edici parametreler için Ziegler–Nichols ayarlama tekniği kullanılmıştır. Önemli diğer bir ayarlama metodu olan Cohen-Coon tekniği hakkında da teorik bilgi verilmiştir.

Sistemin dinamik cevabı, birinci mertebe yada ikinci mertebeden ölü zamanlı sistemler ile karakterize edilmiş olup, iletim cevabını yeterli hassasiyette tasvir edilmiştir. Bu nedenle sistemin uygulanan değişimlere karşı verdiği cevaplar sonucunda birinci mertebeden model kontrol uygulaması için en iyi model olarak tavsiye edilmektedir. Plakaların sayısı ve kapasite oranı cevabın başlangıç gecikme periyoduna önemli oranda etki etmektedir.

Dispersiyon (Dağılım) modelinde, kararlı hale gelme uzun zaman almaktadır ama amaçlanan uniform şekle en iyi şekilde ulaşılmaktadır.

Zaman gecikmesi sistemi daha kararlı hale getirmektedir. Ölü zaman hesaplanan değerin üzerinde olduğu zaman sistemde overshooting (aşım) olmakta ve bu durumda sistem de kararsızlıklara yol açmaktadır.

Akış debisi azaldıkça sistemin kararlı hale gelme süresi ve kontrolü kolay olmakta, akış debisinde meydana gelecek zamanla artışlarda aynı PID değerlerinde sistemde aşım meydana gelmektedir.

Plaka sayısı artırıldıkça soğuk akışkan çıkış sıcaklığı artmakta olup ancak bu artış lineer olmayıp üstel şekilde olmaktadır (Ek.2 de detaylı olarak

açıklanmıştır). Bu durum ise belirli bir plaka sayısından sonra soğuk akışkan çıkış sıcaklığının plaka sayısındaki artışa cevap vermeyeceği tespit edilmiştir.

Ancak sıcak su besleme debisi (m_h) miktarı belirli aralıklarla artırıldığı takdirde soğuk su çıkışı da lineer bir şekilde artmaktadır.

Birinci mertebeden bir sisteme rampa giriş fonksiyonu uygulandığı takdirde sistemin çıkış tepkisi de lineer bir rampa şeklinde olmaktadır. İkinci dereceden sistemlerde rampa fonksiyonu uygulandığı takdirde giderek artan osilasyona sebep olduğu anlaşılmıştır. Bulunan tüm sonuçların şekilleri bu bölümde verilmiştir.

Bulduğumuz bu sonuçlardan sonra bu konuyla ilgili şu öneriler de bulunabiliriz. Literatürden Plakalı ısı değiştiriciler için tasarlanan matematiksel modellere daha gelişmiş kontrol yöntemleri uygulanabilir ki bunlar IMC (Internal Model Kontrol) DMC (Dinamic Matrix Kontrol) uygulanabilir. Bunlardan ayrı olarak Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Element Method) de Plakalı ısı değiştirici çalışmalarında önerilebilir.

```

//Programda plaka sayısındaki değişime göre Qco değişimi
#include<stdio.h>
#include<conio.h>
#include<math.h>
#include<dos.h>

int main (void){
FILE *yaz;
int N;//plaka sayı s
double Qco[20];
double Qci=9.0;
double x,mh,mc,Th,Tc,K1,K,Tp;
int i,y,c,s;
double Mh=0.34;
double Mc=0.233;
double Qhi=41;
double Qho=10;
clrscr();
gotoxy(10,12);
printf(" Plaka Sayısını Giriniz=?(N=1...20) \n ");
gotoxy(48,12);scanf ("%d",&N);

yaz=fopen("ISI_PLK.fil","w+");
for (i=1;i<N+1;i++){
    mh=(2*Mh)/(i+1);
    mc=(2*Mc)/(i+1);
    Th=Mh/mh;
    Tc=Mc/mh;
    K1=(Qhi-Qho)/mc;
    K=(Th*K1)/(Tc+Th);
    Tp=((Tc*Th)/Tc+Th);
    Qco[i]=((K/Tp)*(exp(-1/Tp)))*Mh;
    clrscr();
    gotoxy (8,12);
    printf("plaka sayısı = %i\t Qco[%i]= %lf\t ",i,i,Qco[i]);
    fprintf(yaz,"%i\t %2.4lf\t \n",i,Qco[i]);

    // for(x=1;x<10000;i++){ }
//    delay (100)
    }
fclose(yaz);
return 0;
}

```

```

//Programda mh sıcak su debisindeki değişime göre Qco soğuk su çıkış
//ısısındaki değişim
#include<stdio.h>
#include<conio.h>
#include<math.h>
#include<dos.h>

int main (void){
FILE *yaz;
int N=9;//plaka sayısı
double Qco[100];
double Qci=9.0;
double x,mh,mc,Th,Tc,K1,K,Tp;
int i,y,c,s;
double Mh;
double Mc=0.233;
double Qhi=41;
double Qho=10;
clrscr();
Mh=0.235;
yaz=fopen("ISI_MH.fil","w+");
for (i=1;i<101;i++){
    Mh=Mh+0.005;
    mh=(2*Mh)/(N+1);
    mc=(2*Mc)/(N+1);
    Th=Mh/mh;
    Tc=Mc/mh;
    K1=(Qhi-Qho)/mc;
    K=(Th*K1)/(Tc+Th);
    Tp=((Tc*Th)/Tc+Th);
    Qco[i]=((K/Tp)*(exp(-1/Tp)))*Mh;
    clrscr();
    gotoxy (8,12);
    printf(" %i\t Mh=%2.3f\t Qco[%i]= %f\t ",i,Mh,i,Qco[i]);
    fprintf(yaz,"%i\t %2.3f\t %2.4f\t \n ",i,Mh,Qco[i]);

    // for(x=1;x<10000;i++){ }//
    //    delay (100); //
    }
fclose(yaz);
return 0;
}

```

Sıra	mh Miktarı	Qco Soğuk Çıkış Su Isısı
1	0.240	7,3301
2	0.245	7,5588
3	0.250	7,789
4	0.255	8,0206
5	0.260	8,2537
6	0.265	8,4881
7	0.270	8,7238
8	0.275	8,9608
9	0.280	9,1991
10	0.285	9,4386
11	0.290	9,6792
12	0.295	9,921
13	0.300	10,1639
14	0.305	10,4079
15	0.310	10,6529
16	0.315	10,899
17	0.320	11,1461
18	0.325	11,3941
19	0.330	11,643
20	0.335	11,8929
21	0.340	12,1437
22	0.345	12,3953
23	0.350	12,6478
24	0.355	12,9011
25	0.360	13,1552
26	0.365	13,4101
27	0.370	13,6657
28	0.375	13,9221
29	0.380	14,1792
30	0.385	14,4371
31	0.390	14,6956
32	0.395	14,9548
33	0.400	15,2147
34	0.405	15,4752
35	0.410	15,7363
36	0.415	15,9981
37	0.420	16,2604
38	0.425	16,5234
39	0.430	16,7869
40	0.435	17,0509
41	0.440	17,3156
42	0.445	17,5807
43	0.450	17,8464
44	0.455	18,1126
45	0.460	18,3793
46	0.465	18,6465
47	0.470	18,9141
48	0.475	19,1823
49	0.480	19,4509
50	0.485	19,7199

Sıra	mh Miktarı	Qco Soğuk Çıkış Su Isısı
51	0.490	19,9894
52	0.495	20,2593
53	0.500	20,5297
54	0.505	20,8004
55	0.510	21,0716
56	0.515	21,3432
57	0.520	21,6151
58	0.525	21,8875
59	0.530	22,1602
60	0.535	22,4333
61	0.540	22,7067
62	0.545	22,9805
63	0.550	23,2547
64	0.555	23,5291
65	0.560	23,804
66	0.565	24,0791
67	0.570	24,3546
68	0.575	24,6304
69	0.580	24,9064
70	0.585	25,1828
71	0.590	25,4595
72	0.595	25,7365
73	0.600	26,0138
74	0.605	26,2914
75	0.610	26,5692
76	0.615	26,8473
77	0.620	27,1257
78	0.625	27,4043
79	0.630	27,6832
80	0.635	27,9624
81	0.640	28,2418
82	0.645	28,5214
83	0.650	28,8013
84	0.655	29,0814
85	0.660	29,3618
86	0.665	29,6424
87	0.670	29,9232
88	0.675	30,2042
89	0.680	30,4855
90	0.685	30,767
91	0.690	31,0487
92	0.695	31,3305
93	0.700	31,6126
94	0.705	31,8949
95	0.710	32,1774
96	0.715	32,4601
97	0.720	32,743
98	0.725	33,0261
99	0.730	33,3093
100	0.735	33,5928

Ek 1

Sabit bir U (Tüm ısı iletim katsayısı) değerinde, soğuk plaka etrafında bir kararsız-hal enerji dengesi yazarsak;

$$m_c C(\theta_{ci} - \theta_{co}(t)) + m_h(t) C(\theta_{hi} - \theta_{ho}(t)) = M_c C \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \quad A1.a$$

$$m_c \theta_{ci} - m_c \theta_{co}(t) + m_h(t) \theta_{hi} - m_h(t) \theta_{ho}(t) = M_c \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \quad A1.b$$

(A1.b) eşitliğinde sol tarafta yer alan $m_h(t)\theta_{ho}(t)$ terimi lineer olmayan bir terim oluşturmaktadır. Bu terimi lineer duruma getirmek için Taylor serisinden yararlanılır.

$$m_h(t) \theta_{ho}(t) = m_h \theta_{ho} + (m_h(t) - m_h) \left. \frac{\partial [m_h(t) \theta_{ho}(t)]}{\partial m_h(t)} \right|_{ss} + (\theta_{ho}(t) - \theta_{ho}) \left. \frac{\partial [m_h(t) \theta_{ho}(t)]}{\partial \theta_{ho}(t)} \right|_{ss}$$

+yüksek dereceden terimler A.2

(A2) eşitliğinde, yüksek dereceden terimleri ihmal ettiğimiz takdirde geriye (A3) denklemini elde ederiz.

$$m_h(t) \theta_{ho}(t) = m_h \theta_{ho} + m_h (\theta_{ho}(t) - \theta_{ho}) + \theta_{ho} (m_h(t) - m_h) \quad A.3$$

(A3) denklemini (A1.b) denkleminde yerine koyarsak,

$$m_c \theta_{ci} - m_c \theta_{co}(t) + m_h(t) \theta_{hi} - m_h \theta_{ho} - m_h (\theta_{ho}(t) - \theta_{ho}) - \theta_{ho} (m_h(t) - m_h) = M_c \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \quad A.4$$

yukarıdaki (A4.a) denklemini elde ederiz.

(A4.a) eşitliğini denklemin karalı-hal durumundaki eşitlik halinden

çıkarırsak,

$$\bar{\theta}_{co} = \theta_{co}(t) - \theta_{co} \quad \bar{m}_h = m_h(t) - m_h \quad \bar{\theta}_{ho} = \theta_{ho}(t) - \theta_{ho}$$

$$\frac{d\bar{\theta}_{co}}{dt} = \frac{d}{dt}(\theta_{co}(t) - \theta_{co})$$

$$\frac{M_c}{m_c} \frac{d\bar{\theta}_{co}}{dt} + \bar{\theta}_{co} = \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ho})}{m_c} \bar{m}_h - \frac{m_h}{m_c} \bar{\theta}_{ho} \quad \text{A4.b}$$

$$\tau_c = \frac{M_c}{m_c} \quad K_1 = \frac{\theta_{hi} - \theta_{ho}}{m_c} \quad K_2 = \frac{m_h}{m_c}$$

$$\tau_c \frac{d\bar{\theta}_{co}}{dt} + \bar{\theta}_{co} = K_1 \bar{m}_h - K_2 \bar{\theta}_{ho}$$

yukarıdaki denkleme Laplace dönüşümü uygulandığı zaman soğuk akışkan için (A5) eşitliğini elde ederiz.

$$\begin{aligned} \tau_c s \bar{\theta}_{co}(s) + \bar{\theta}_{co}(s) &= K_1 \bar{m}_h(s) - K_2 \bar{\theta}_{ho}(s) \\ \bar{\theta}_{co}(s) &= \frac{K_1}{1 + \tau_c s} \bar{m}_h(s) - \frac{K_2}{1 + \tau_c s} \bar{\theta}_{ho}(s) \end{aligned} \quad \text{A.5}$$

yukarıda soğuk plaka için yaptığımız lineerleştirme, kısaltma ve kararlı hal durumuna getirme işlemlerini aynı biçimde sıcak plaka içinde uyguladığımız takdirde, ilk önce sıcak plakaya, soğuk plaka içinde yazdığımız kararsız hal denklemini yazmamız gerekir. Bu durumda,

$$m_h(t)C(\theta_{hi} - \theta_{ho}(t)) + m_c C(\theta_{ci} - \theta_{co}(t)) = M_h C \frac{d\theta_{ho}(t)}{dt} \quad \text{A.6}$$

$$\bar{\theta}_{ho}(s) = \frac{K_3}{1 + \tau_c s} \bar{m}_h(s) - \frac{K_4}{1 + \tau_h s} \bar{\theta}_{co}(s) \quad \text{A.7}$$

Buraya kadar yaptığımız matematiksel işlemlerde, soğuk akışkan ve sıcak akışkan için birer enerji dengesi kurduk, amacımız sıcak akışkanın debisindeki değişimin, soğuk akışkanın çıkışına olan etkisini incelemek olduğuna göre yukarıdaki sırasıyla (A5) ve (A7) eşitliklerini birbiri içine yerleştirirsek aralarında ortak bir bağıntı elde etmiş oluruz. Sonuç olarak sabit bir tüm ısı iletim katsayısı durumunda, sıcak akışkanın debisindeki zamanla değişimin soğuk akışkanın çıkışına olan etkisini Laplace formunda ifade eden eşitlik aşağıdaki şekilde oluşmaktadır.

$$\frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{K_1 \tau_h s + (K_1 - K_2 K_3)}{\tau_c \tau_h s^2 + (\tau_c + \tau_h) s + (1 - K_2 K_4)}$$

$$1 - K_2 K_4 = 1 - \frac{m_h}{m_c} \frac{m_c}{m_h} = 0$$

$$K_1 - K_2 K_3 = \frac{\theta_{hi} - \theta_{ho}}{m_c} - \frac{m_h}{m_c} \frac{(\theta_{hi} - \theta_{ho})}{m_h} = 0$$

$$K = \frac{K_1 \tau_h}{\tau_c + \tau_h}$$

$$\tau_p = \frac{\tau_c \tau_h}{\tau_c + \tau_h}$$

$$G(s) = \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{K_1 \tau_h}{\tau_c \tau_h s + (\tau_c + \tau_h)} = \frac{K}{1 + \tau_p s} \quad \text{A.8}$$

Matematiksel modelin ilk kısmında, tüm ısı iletim katsayısının zamanla değişmeyip sabit kaldığı durum için transfer fonksiyon denklemleri çıkarıldı. İkinci kısımda ise tüm ısı iletim katsayısının zamanla değiştiği durum için, sıcak akışkan debisindeki değişimin, soğuk akışkan çıkış değerine olan değişimi ifade eden transfer fonksiyon denklemi türetilecektir.

$$m_c C(\theta_{ci} - \theta_{co}(t)) + AU(t) \left\{ \frac{\theta_{hi} - \theta_{co}(t)}{2} + \frac{\theta_{ho}(t) - \theta_{ci}}{2} \right\} = M_c C \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \quad B.1$$

$A/2=Z$ değeri yerine konursa,

$$m_c C(\theta_{ci} - \theta_{co}(t)) + \frac{Zm_h^b(t)}{am_h^b(t) + c} (\theta_{hi} + \theta_{ho}(t) - \theta_{ci} - \theta_{co}(t)) = M_c C \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \quad B.2$$

(B.2) eşitliğindeki lineer olmayan terimi, modelin ilk kısımdakine benzer olarak Taylor serisi kullanarak lineer hale getirdiğimizde,

$$Q = \frac{Zm_h^b}{am_h^b + c} \quad R = \frac{Zcbm_h^{b-1}}{(am_h^b + c)^2}$$

$$\frac{Zm_h^b(t)}{am_h^b(t) + c} \theta_{hi} = \frac{Zm_h^b \theta_{hi}}{am_h^b + c} + \frac{\theta_{hi} Zcbm_h^{b-1}}{(am_h^b + c)^2} (m_h(t) - m_h) = Q\theta_{hi} + R\theta_{hi}(m_h(t) - m_h) \quad B.3$$

$$\frac{Zm_h^b(t)\theta_{ci}}{am_h^b(t) + c} = Q\theta_{ci} + R\theta_{ci}(m_h(t) - m_h) \quad B.4$$

$$\frac{Zm_h^b(t)\theta_{ho}(t)}{am_h^b(t) + c} = Q\theta_{ho} + Q(\theta_{ho}(t) - \theta_{ho}) + R\theta_{ho}(m_h(t) - m_h) \quad B.5$$

$$\frac{Zm_h^b(t)\theta_{co}(t)}{am_h^b(t) + c} = Q\theta_{co} + Q(\theta_{co}(t) - \theta_{co}) + R\theta_{co}(m_h(t) - m_h) \quad B.6$$

$$\begin{aligned} & -m_c C(\theta_{co}(t) - \theta_{co}) + R\theta_{hi}(m_h(t) - m_h) + Q(\theta_{ho}(t) - \theta_{ho}) + R\theta_{ho}(m_h(t) - m_h) \\ & - R\theta_{ci}(m_h(t) - m_h) - Q(\theta_{co}(t) - \theta_{co}) - R\theta_{co}(m_h(t) - m_h) = M_c C \frac{d\theta_{co}(t)}{dt} \end{aligned}$$

$$\tau_c = \frac{M_c C}{m_c C + Q} \quad K_5 = \frac{Q}{m_c C + Q} \quad K_6 = \frac{R(\theta_{hi} + \theta_{ho} - \theta_{ci} - \theta_{co})}{m_c C + Q}$$

$$\tau_c \frac{d\bar{\theta}_{co}(t)}{dt} + \bar{\theta}_{co}(t) = K_5 \bar{\theta}_{ho}(t) + K_6 \bar{m}_h(t)$$

yukarıdaki eşitliği de Laplace formunda yazarsak,

$$\bar{\theta}_{co}(s) = \frac{K_5}{1 + \tau_c s} \bar{\theta}_{ho}(s) + \frac{K_6}{1 + \tau_c s} \bar{m}_h(s) \quad \text{B.7}$$

Sıcak plaka etrafında kararsız-hal enerji dengesini kurduğumuz takdirde,

$$m_h(t)C(\theta_{hi} - \theta_{ho}(t)) - AU(t) \left\{ \frac{\theta_{hi} - \theta_{co}(t)}{2} + \frac{\theta_{ho}(t) - \theta_{ci}}{2} \right\} = M_h C \frac{d\theta_{ho}(t)}{dt} \quad \text{B.8}$$

$$\bar{\theta}_{ho}(s) = \frac{K_7}{1 + \tau_h s} \bar{\theta}_{co}(s) + \frac{K_8}{1 + \tau_h s} \bar{m}_h(s) \quad \text{B.9}$$

$$\tau_h = \frac{M_h C}{m_h C + Q} \quad K_7 = \frac{Q}{m_h C + Q}$$

$$K_8 = \frac{C(\theta_{hi} - \theta_{ho}) - R(\theta_{hi} + \theta_{ho} - \theta_{ci} - \theta_{co})}{m_h C + Q}$$

$$G(s) = \frac{\bar{\theta}_{co}(s)}{\bar{m}_h(s)} = \frac{K_6 \tau_h s + (K_6 + K_5 K_8)}{\tau_c \tau_h s^2 + (\tau_c + \tau_h)s + (1 - K_5 K_7)} \quad \text{B.10}$$

EK 2

Plaka sayısı artırıldıkça soğuk akışkan çıkış sıcaklığı artmakta olup ancak bu artış lineer olmayıp üstel şekilde olmaktadır Plaka sayısındaki artışın çıkış sıcaklığına etkisi (Şekil Ek.2-1) bu kısımda incelenmiş olup bu konu ile ilgili C++ dilinde bir bilgisayar program dosyası konu sonunda verilmiştir.

Çok sayıda plakalardan oluşan tek geçişli ısı değiştiriciler en basit durumdur. Ters akış detaylarıyla açıklanacaktır çünkü en çok karşılaşılan bir düzenlemedir.

N Plaka Sayısının 50 den Büyük Olma Durumu :

Eğer Şekil Ek.2 2 de gösterilen sıcak ve soğuk akışkanlı plaka ısı değiştiriciler, ısının plakalar boyunca transfer edildiği N tane plakaya sahipse, ısının bir akışkandan diğerine aktığı toplam alan basitçe Na olarak ifade edilir. Eğer hesaplamalarda kullanılan alan tasarı alanı ise Ek 2.1 eşitliği ile bulunur.

$$A = Na = NLW \quad 2.1$$

Burada L , akış boyundaki her bir plakanın boyudur ve W da bu plakaların genişliğidir. Unutulmamalıdır ki, ısının transfer olmadığı iki son plaka mevcuttur ve toplam N ye dahil edilmemiştir.

Bu son iki plakayı da dahil ederek akış geçişlerinin toplam sayısı tek bir ısı transfer alanıyla $N+1$ dir. Eğer N tek sayı ise, iki akışkan arasında eşit paylaşılan geçiş sayısı çifttir. Böyle olunca her bir geçiş için sıcak suyun kütle akış hızı Ek 2.2 eşitliği olarak gerçekleşir.

$$m_h = \frac{2M_h}{N + 1} \quad 2.2$$

Burada M_h , ısı değiştirici boyunca sıcak akışkanın toplam ktle akış hızıdır.

Aynı şekilde soğuk suyun kanal ktle akış hızı aşağıdaki denklem deki gibidir. Burada M_c , soğuk suyun toplam akış hızıdır.

$$m_c = \frac{2M_c}{N + 1}$$

Eğer N çift sayı ise işler daha karmaşıklaşır bir akışkan $N/2$ kanal kapsar ve tekide $(N/2)+1$ kanal kapsar. Isı transfer katsayısı ve sürtünme faktörünü hesaplarırken tek bir kanal akış hızını elde edebilmek için, toplam ktle akış hızı uygun bir sayıya bölünmek zorundadır.

Herbir akım için NTU nun hesaplanmasında, akışkanların toplam akış oranları aşağıdaki denklemlerden bulunmaktadır.

$$NTU_c = \frac{UA}{(Mc_p)_c}$$

$$NTU_h = \frac{UA}{(Mc_p)_h}$$

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM} = \frac{[(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})]}{\ln[(T_{hi} - T_{co}) / (T_{ho} - T_{ci})]}$$

$$R = \frac{(Mc_p)_c}{(Mc_p)_h} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}}$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}}$$

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM} = (T_{hi} - T_{ci}) \frac{P(1-R)}{\ln((1-PR)/(1-P))}$$

Isı değiştirici için ısı transferinin toplam hızı; $Q = AU\Delta T_{LM}$ eşitliğiyle verilmektedir ve $F=1$ olarak alınmaktadır.

Aynı ısı değiştirici etkinliği için E, transfer ünitesi sayısına NTU ve iki akımın termal kapasite oranlarına göre açıklanabilir. Sonuç hangi akımın en az ısı kapasitesine bağlıdır.

(a) Soğuk Akım Minimum Kapasiteye Sahip İse ;

$$(Mc_p)_c < (Mc_p)_h \quad R < 1 \quad \text{ve} \quad E=P$$

$$\text{Isı transferinin toplam hızı,} \quad \frac{Q}{UA} = \Delta T_{LM} = (T_{hi} - T_{ci}) \frac{P(1-R)}{\ln((1-PR)/(1-P))}$$

$$\text{Etkinlik E,} \quad E = \frac{\theta}{\theta_{\max}} = \frac{(Mc_p)_c}{(Mc_p)_h} \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ho})} = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ho})} = P$$

Soğuk akım için transfer bölümlerinin sayısı,

$$NTU_c = NTU_{\min} = \frac{AU}{(Mc_p)_c} = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{\Delta T_{LM}} = \frac{P(T_{hi} - T_{ci})}{\Delta T_{LM}}$$

$$NTU_c = \frac{P \ln((1-PR)/(1-P))}{P(1-R)}$$

$$NTU_c = \frac{\ln((1-ER)/(1-E))}{(1-R)}$$

$$((1-ER)/(1-E)) = \exp((1-R)NTU_c)$$

$$E = \frac{\exp((1-R)NTU_c) - 1}{\exp((1-R)NTU_c) - R}$$

b) Sıcak Akım Minimum Kapasiteye Sahip İse ;

$$(Mc_p)_h < (Mc_p)_c \quad R > 1 \text{ bu durumda ;}$$

Etkinlik E,

$$NTU_h = NTU_{\min} = \frac{AU}{(mc_p)_h} = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{\Delta T_{LM}} = \frac{PR(T_{hi} - T_{ci})}{\Delta T_{LM}}$$

$$NTU_h = \frac{PR \ln((1-P)/(1-PR))}{P(R-1)}$$

$$NTU_h = \frac{\ln((1-E/R)/(1-E))}{(1-1/R)}$$

$$\left[\frac{(1-E/R)}{(1-E)} \right] = \exp[(1-1/R)NTU_h]$$

$$E = \frac{\exp[(1-1/R)NTU_h] - 1}{\exp[(1-1/R)NTU_h] - 1/R}$$

$$E = \frac{\exp[(1-C_r)NTU_{\min}] - 1}{\exp[(1-C_r)NTU_{\min}] - C_r}$$

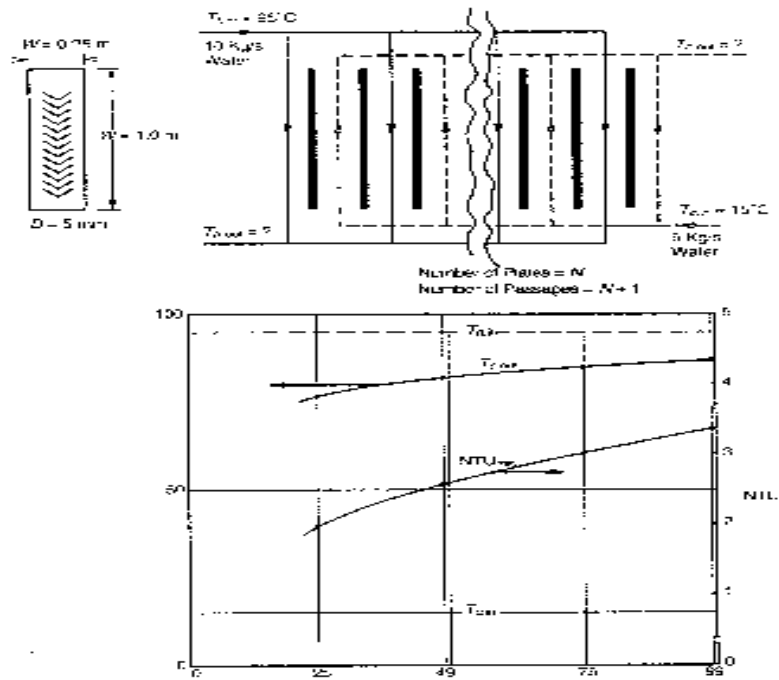
$$C_r = \frac{(Mc_p)_{\min}}{(Mc_p)_{\max}}$$

$$NTU_{\min} = \frac{\ln \left[\frac{(1-C_r E)}{(1-E)} \right]}{(1-C_r)}$$

Örnek ; Bir plakalı ısı değıştirci, her bir plaka arası boşlukları 5 mm, 0.25 m genişlik, 1 m yüksekliğe sahip ve 99 plakadan oluşmaktadır. Soğuk su, başlangıçta 15°C ve 5 kg/s hızında ısı değıştirci içine beslenmekte olup, ısı değıştircinin diğer yarısından da başlangıç sıcaklığı 95°C ve 10 kg/s hız debisinde sıcak su beslenmektedir. Soğuk suyun çıkış sıcaklığı nedir?

Her bir akımın akışkan özellikleri için atmosferik basınç ve 55 °C yaklaşımı alınabilir.

Yoğunluk	$\rho = 985.2 \text{ kg/m}^3$
Spesifik ısı	$c_p = 4183 \text{ J/(kg.K)}$
İletkenlik	$\lambda = 0.648 \text{ W/(m.K)}$
Viskozite	$\eta = 5.05 \times 10^{-4} \text{ (N.s)/m}^2 \text{ [kg/(m.s)]}$
Prandtl Sayısı	$Pr = 3.26$



$$1/U = 1/\alpha_h + 1/\alpha_c$$

$$m_h = 2M_h/(N+1) = (2 \times 10)/(99+1) = 0.2 \text{ kg/s}$$

S, plakanın çaprazlamasına alanı

$$S = bW = 5 \times 10^{-3} \times 0.25 = 1.25 \times 10^{-3}$$

$$\text{Su hızı ; } u = m_h / (\rho S) = 0.2 / (985.2 \times 1.25 \times 10^{-3}) = 0.162 \text{ m / s}$$

$$Re_h = (u_h D_e \rho) / \eta = (0.162 \times 10^{-2} \times 985.2) / (5.05 \times 10^{-4}) = 3.16 \times 10^3$$

$$D_e = 2xb = 2 \times 5 \times 10^{-3} = 10^{-2}$$

$$Nu = 0.4 (Pr)^{0.4} Re^{0.64} = 0.4 (3.26)^{0.4} (3.16 \times 10^3)^{0.64} = 111$$

$$\alpha_h = (\lambda Nu_h) / (D_e) = (0.648 \times 111) / (10^{-2}) = 7.19 \times 10^3 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$$

$$\alpha_c = (7.19 \times 10^3) / (2)^{0.64} = 4.61 \times 10^3 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$$

$$1/U = 1/\alpha_h + 1/\alpha_c = (1/7.19 \times 10^3) + (1/4 \times 10^3) = 2.81 \times 10^3 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$A = Nxa = NXLXW = 99 \times 1 \times 0.25 = 24.75 \text{ m}^2$$

$$NTU_{\min} = (UA) / (Mc_p)_c = (2.81 \times 10^3 \times 24.75) / (50 \times 4183) = 3.33$$

$$C_r = \frac{(Mc_p)_c}{(Mc_p)_h} = \frac{5}{10} = 0.5$$

$$E = \frac{\exp[(1 - C_r)NTU_{\min}] - 1}{\exp[(1 - C_r)NTU_{\min}] - C_r} = \frac{\exp(0.5 \times 3.33) - 1}{\exp(0.5 \times 3.33) - 0.5} = 0.89$$

$$R < 1$$

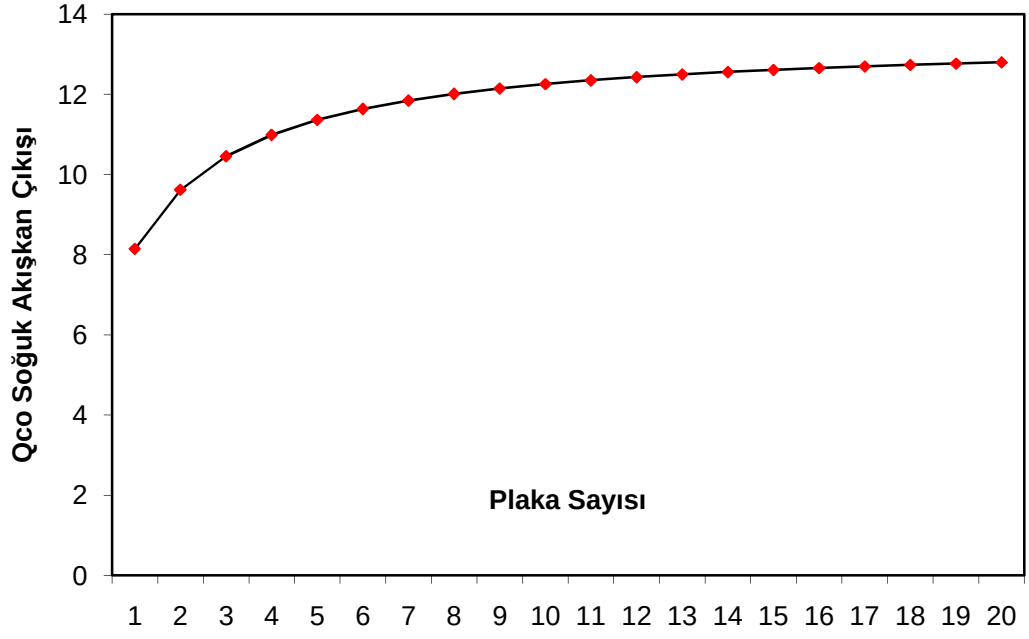
E= P olduğunda,

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{T_{co} - 15}{95 - 15} = 0.896$$

$$T_{co} = 86.7^{\circ}C$$

Plaka sayılarındaki azalmanın etkisi, bu alıştıırma için yeterince basit tahmin edilebilir çünkü akışkan özellikleri her bir akımda aynıdır.

Aşağıdaki tablo Ek.2.1de, soğuk suyun çıkış sıcaklığının plakaların sayısına olan ilişkisini göstermektedir. Tablodan da görüleceği gibi, plaka sayısındaki belirli bir artıştan sonra soğuk su çıkış sıcaklığındaki sıcaklık değişimi sabitleşmektedir.



Plaka Sayısı	Qco Soğuk Akışkan Çıkışı
1	8,1401
2	9,6164
3	10,4521
4	10,988
5	11,3605
6	11,6342
7	11,8438
8	12,0095
9	12,1437
10	12,2546
11	12,3477
12	12,4272
13	12,4956
14	12,5553
15	12,6077
16	12,6541
17	12,6955
18	12,7327
19	12,7663
20	12,7967

