

67766

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HİDROLİK TORK KONVERTERLERİN
GEOMETRİK BOYUTLARINA BAĞLI OLARAK
PERFORMANS PARAMETRELERİNİN TESPİTİ**

Mak. Yük. Müh. Billur KANER

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

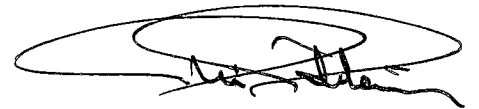
Tez Savunma Tarihi : 28 Nisan 1998

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Atilla SALT (YTÜ)

Jüri Üyeleri : Prof.Dr. İsmail ÇALLI (SÜ)

Prof.Dr. Ali G. GÖKTAN (İTÜ)

İSTANBUL, Eylül 1997



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖZET	vi
ABSTRACT	viii
SİMGE LİSTESİ	x
BÖLÜM.1 GİRİŞ	1
1.1 Hidrolik Tork Konverter	2
1.2 Hidrolik Tork Konverterlerin Tarihçesi, Gelişimi ve Yapılan Çalışmalar	13
1.3 Çalışmanın Tanıtılması	19
BÖLÜM.2 ÜÇ ELEMANLI HİDROLİK TORK KONVERTERİN BİR BOYUTLU MATEMATİKSEL ANALİZİ	21
2.1 Hız Bileşenlerinin Belirlenmesi	22
2.2 Momentum (Tork) ve Güç Denklemleri	25
2.2.1 Şok Kayıpları	27
2.2.2 Akış Kayıpları	27
2.3 Tork Oranının Belirlenmesi	34
2.4 K-Faktörü, Kapasite Eğrisi, Verim	37
BÖLÜM.3 SAYISAL ÖRNEKLEME	39



BÖLÜM.4 SONUÇLAR	58
EK I	62
EK II	66
KAYNAKLAR	74
ÖZGEÇMİŞ	75



TEŞEKKÜR

Lisans öğrenciliği yıllarımdan bugüne kadar proje, yüksek lisans eğitimi, araştırma görevliliği, doktora eğitimi ve doktora tezi konu seçimi safhalarında beni sürekli izleyen, yönlendiren; doktora tezimin ve benim bu aşamaya gelmemde çok emeği olan hocam Sayın Prof. Dr. İrfan Yavaşlıol'a saygıyla çok teşekkür ederim.

Araştırma görevlisi olarak çalışmakta bulunduğum Mekanik Anabilimdalı'ndaki; tez danışmanı hocam Yrd. Doç. Dr. Atilla Salt'a ve diğer hocalarıma, arkadaşlarıma bana yardımcı oldukları, anlayış gösterdikleri ve çok özveri gerektiren bu mesleği sevdirdikleri için teşekkür ederim. Anabilimdalımızdan Yrd. Doç. Dr. Hüseyin Bayıroğlu'na sabrından dolayı ayrıca teşekkür ederim.

Çalışmalarında kaynak sıkıntısı çektiğimde başvurduğum ve bu konudaki yayınları bana gönderen A. Hedman, J. Riend, A. Ernstberger'e duyarlılıklarından ötürü teşekkür ederim. Bilgi edinmeye gittiğim firmalara, diğer üniversitelerdeki hocalarıma gösterdikleri ilgi ve yardımlarından dolayı teşekkür ederim.

Yıllar süren doktora eğitimimde benden maddi ve manevi desteğini esirgemeyen, gerektiğinde tercümelerimi üstlenen, gerektiğinde yılmamam konusunda söylevler veren, sonuçta yaşamını bana endeksleyen ve bu tezin içeriğini en az benim kadar bilen eşim Mak. Yük. Müh. Tuncer Kaner'e, ayrıca üzerimdeki haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim anneme, babama teşekkür ederim.



ÖZET:

Hidrolik tork konverter, otomatik transmisyon sistemlerinin önemli bir elemanıdır. Otomobiller, otobüsler, iş makineleri ve santrallarda değişik tiplerde hidrolik tork konverterler kullanılmaktadır. Başlıca görevi, motordan aldığı torku vite kutusuna arttırarak iletmektir. Ana yapısı bir pompa çarkı, bir türbin çarkı ve bir statordan oluşan tork konverterlerin, değişik uygulama tipleri mevcuttur. Çalışmada; otomobillerde kullanılan simetrik, dairesel kesitli, üç elemanlı (tek kademeli), tek fazlı veya iki fazlı (tek yönlü kavramalı) tork konverter tipi ele alınmıştır.

Hidrolik tork konverterde birbirinden bağımsız üç eleman olması, bunların farklı açısal hızlarda hareket edebilmeleri, iç akışın üç boyutlu, kararsız akış ve akışkanın viskoz yağ olması araştırmaların uzun yıllar deneysel boyutta kalmasına sebep olmuştur. Bilgisayar teknolojisindeki ilerlemelerle, iç akışın modellenmesinde nümerik metodlar kullanılmaya başlanmıştır.

Motor rölantide iken motor tarafından üretilen tork minimum değerdedir. Fakat tork konverter içinde vorteks akış çok yüksek olduğundan türbin çarkı motorda üretilen torktan daha büyük bir torka sahip olur. Böylece ilk hareket için gerekli olan tork sağlanmıştır. Aracın hızının artması ile vorteks akış azalır, dönel akış artar ve çıkış torku da düşmeye başlar. Giriş-çıkış torkları eşitlendiğinde giriş-çıkış hızları oranı $0,8 \div 0,9$ arasında bir değerdedir. Çıkış torkunun pompa torkundan daha düşük seviyelere inmemesi için statorla tek yönlü kavrama kullanılmıştır. Böylece tork oranları bire ulaştığında stator dönmeye başlar ve sistem hidrolik kavrama olarak çalışmaya başlar.

İç akışın matematiksel analizi Euler'in turbomakineler eşitliğinden yararlanılarak tek boyutlu incelenmiştir. Sistemin tork ve güç eşitlikleri şöyledir:

$$T_t = T_p + T_s$$

$$P_p - P_t = P_{şok} + P_{ak}$$

Pompa gücü ile türbin gücü arasındaki fark, şok ve akış kayıplarının toplamına eşittir. Buradan yola çıkarak hidrolik tork konverterin tork oranı ve verim eğrileri elde edilmiştir. Fakat bu değerler pompa açısal hızının sabit olduğu düşünülerek, değişik hız oranlarında hesaplanmıştır. Gerçekte, pompa açısal hızı da, hız oranı da sürekli değişmektedir. Güç de tork ile açısal hızın çarpımı olduğundan belli bir giriş gücü çok farklı çıkış torku ve çıkış hızlarının kombinasyonları ile dengelenebilir. Bu nedenle yol şartlarına bağlı olarak çıkış şartlarından en uygunu seçilir. Tork konverterin giriş şartları da motorun özelliklerine bağlı olduğundan birbirine uyumlu motor ve tork konverter seçimi yapılmalıdır.

Çalışmanın somut olabilmesi için esas alınan modele uygun bir program hazırlanmıştır ve seçilen tork konverterin geometrik özellikleri ve fiziksel verileri denenerek kanat açılarında optimizasyona gidilmiştir. Elde edilen sonuçlar B&M



Racing and Performance Products firmasının A731 ve A862 tipi tork konverterine ait deneysel sonuçlarla da uyum göstermiştir.

Hidrolik tork konverterlerle ilgili birçok deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların bir bölümü iç akışı inceleyerek $\omega_p = \text{sabit}$ için verim, tork oranı eğrilerini elde etmektedir, bir bölümü de tork konverteri karakutu gibi düşünüp giriş çıkış millerindeki açısal hız ve tork değerlerini dişli transmisyonu yardımıyla ölçmektedir. Ancak bu çalışmada sabit bir pompa açısal hızı için iç akış incelenip verim ve tork oranı eğrileri elde edildikten sonra gerçek kullanıma uyacak şekilde pompayı tahrik eden motor hızına bağlı olarak her hız oranındaki çıkış torku ve gerekli olan giriş torku örnek model için belirlenmektedir. Pompa açısal hızı motor açısal hızına eşit alınmaktadır. Kullanımdaki verilerle bağdaşan bu hesaplama modeli tork konverterin işlev amacı ve özelliklerine bağlı olarak seçiminde kolaylık sağlamaktadır.



ABSTRACT:

Hydraulic torque converter is an important element of automatic transmission systems. Different types of torque converters are used in automobiles commercial vehicles, trucks (work machinery) and power stations. The fundamental aim of a torque converter is to increase and transmit the torque from the motor to the gearbox. There are different types of torque converter which consist mainly of a pump impeller, a turbine wheel and a reaction member. In this study; the symmetrical, three-element (single stage), single phase or two phase (one-way clutch) type used in automobiles is considered.

The existence of three independent elements in a hydraulic torque converter; their ability to move in different angular speeds; the interflow's being three dimensional and unsteady; and the fluid's being viscous oil are the reasons why researchs could not go further than experimental stage for years. As the computer technology improved, numerical methods were used to predict the interflow.

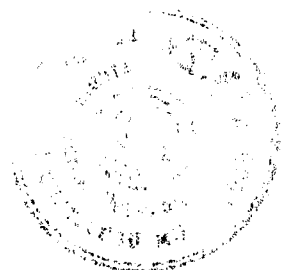
While the engine is throttled down (idle speed), the torque produced is minimum. On the other hand; as vortex flow in the torque converter is very high, the turbine wheel gains a greater torque than that in the engine. In this way, the torque required for the initial movement is provided. As the vehicle speed increases; the vortex flow decreases, circular flow increases and the output torque starts to decrease, too. When the input-output torques become equal, the input-output speed ratio is around 0,8÷0,9. In order the output torque not to decrease to a level lower than that of the pump torque, one-way clutch is added to the reaction member. Therefore, when the inlet-outlet torque ratio equals one, the reaction member starts to rotate and works as a hydraulic coupling.

One dimensional mathematical analysis of the interflow was done by means of Euler's equation of turbomachines. The torque and power equations of the system are as follows:

$$T_t = T_p + T_s$$

$$P_p - P_t = P_{\text{shock}} + P_{\text{rel}}$$

The difference between pump power and turbine power equals the sum of the shock and flow losses. In this way the torque ratio and efficiency curves of the hydraulic torque converter are obtained. These calculations are done for different speed ratios taking the pump angular speed constant. Actually, both the pump angular speed and the speed ratio are continuously changing. Because power is the product of torque and angular speed, a certain inlet power can be balanced by very different outlet torque and outlet speed combinations. That's why best outlet combination is picked considering the road conditions. As the inlet conditions of the torque converter are also dependent on the properties of the engine, concordant engines and torque converters should be selected.



In order the study to be numerical, a program suitable for the type of the torque converter in question of this study was prepared. The blade angles were optimized by trial and error on geometrical and physical properties of the torque converter. The results obtained are also verified by the experimental results of the A731 and A862 type torque converters of the firm B&M.

Various experimental and numerical studies have been carried out on hydraulic torque converters. Some of these studies obtain efficiency and torque ratio curves for $\omega_p = \text{constant}$ by examining the interflow. The rest consider the torque converter as a black box and measure the angular speed and torque values of the input-output shafts by means of transmission gear. In this study; however, the interflow was examined for a constant pump angular speed and efficiency and torque ratio curves were drawn. Pump angular speed and engine angular speed were taken to be equal. Required input and output torques for each speed ratio depending on the engine speed which affects the pump were determined, because in reality, the engine speed is not constant. This calculation method which is also supported by the data used provides an easy way of selecting the best torque converter for the function, aim and properties of the medium it will be used in.



SİMGE LİSTESİ:

a : Akış kesit alanı, (m^2)

f_{ak} : Akış kayıp katsayısı

$f_{şk}$: Şok kayıp katsayısı

ρ : Akışkan yoğunluğu, (kg/m^3)

K : Kapasite faktörü

$\dot{m}$: Kütleli debi, (kg/s)

n : Hız (devir/dak.)

P : Güç

R : Tork konverter dış yarıçapı

r : Yarıçap

$r_{1iç}$: Çarka giriş kanat iç yarıçapı

$r_{1dış}$: Çarka giriş kanat dış yarıçapı

$r_{2iç}$: Çark çıkışı kanat iç yarıçapı

$r_{2dış}$: Çark çıkışı kanat dış yarıçapı

r_1 : Pompa çarkı çıkışı ortalama yarıçapı Türbin çarkı girişi ortalama yarıçapı

r_2 : Pompa çarkı girişi ortalama yarıçapı Stator çarkı çıkışı ortalama yarıçapı

r_3 : Stator çarkı girişi ortalama yarıçapı Türbin çarkı çıkışı ortalama yarıçapı

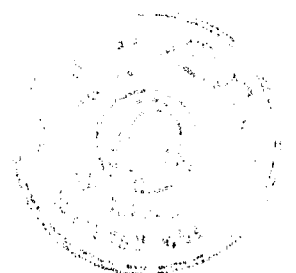
T : Tork (Nm)

U : Kanat hızı, (m/s)

V : Akışkan mutlak hızı, (m/s)

V_b : Bağlı hız (m/s)

V_m : Meridyenel hız (m/s)



- V_r : Akışkan mutlak hızının radyal bileşeni (m/s)
- V_w : Akışkan mutlak hızının teğetsel bileşeni (m/s)
- ω : Açısal hız, (rad/s)
- v : Hız oranı ($n_t / n_p = \omega_t / \omega_p$)
- η : Verim
- μ : Tork oranı (T_t / T_p)
- β : Kanat açısı (deg.)

İndisler:

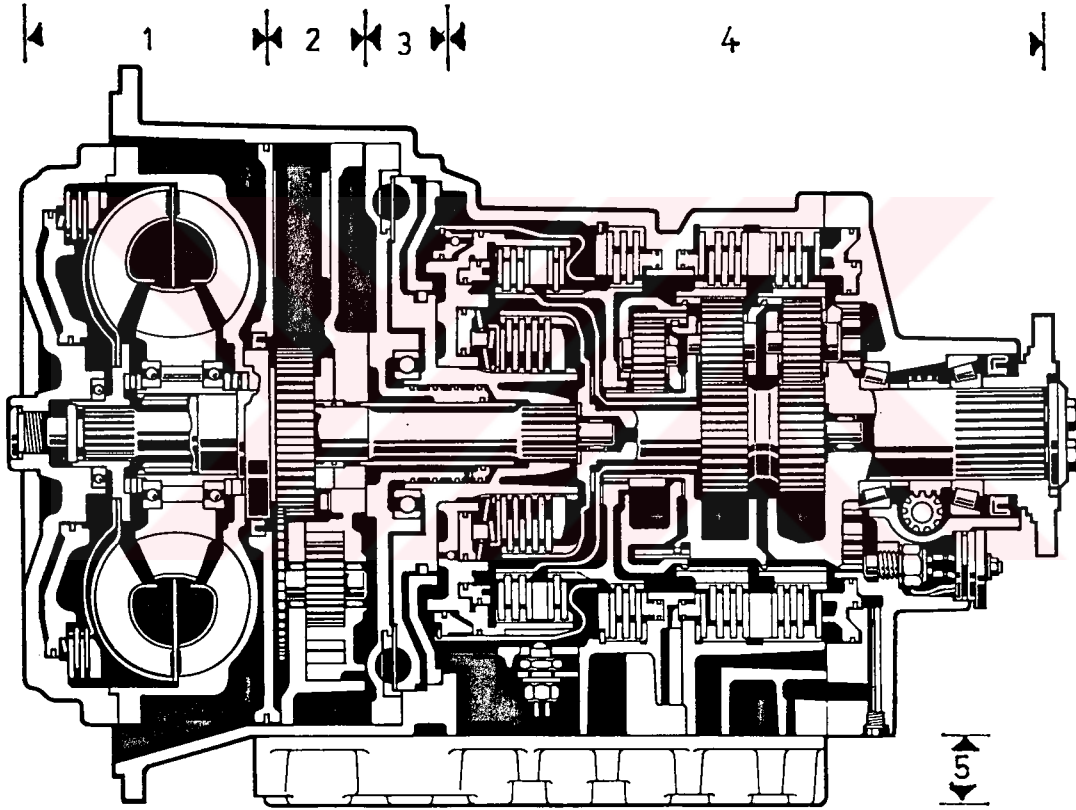
- i : Çarktan içeri giriş
- o : Çarktan dışarı çıkış
- p : Pompa çarkı
- s : Stator çarkı
- t : Türbin çarkı
- 1 : Pompa-türbin araboşluğu
- 2 : Stator-pompa ara boşluğu
- 3 : Türbin-stator ara boşluğu



BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüz taşıt tekniğinde; temel bilimler ve elektronikteki gelişmelerden yararlanılarak yüksek verimle çalışan, sonsuz hız kademeli otomatik transmisyon sistemlerine ulaşılmıştır.

Sürüş kolaylığı, konfor gibi avantajlar sağlayan otomatik transmisyon sistemleri temel olarak bir hidrolik tork konverter planet dişli grubu, nihai tahrik grubu ve kumanda bağlantılarından oluşur.



1.Hidrolik tork konverter ünitesi

2.Yağ besleme ünitesi

3.Retarder ünitesi

4.Planet-Şanzıman ünitesi

5.Şanzıman kumanda ünitesi

Şekil 1.1 Otomatik transmisyon sistemi. (ZF, 1994)



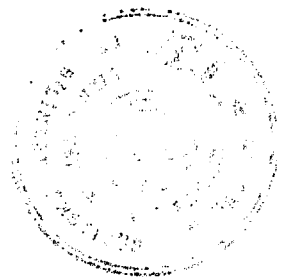
1.1 Hidrolik Tork Konverter

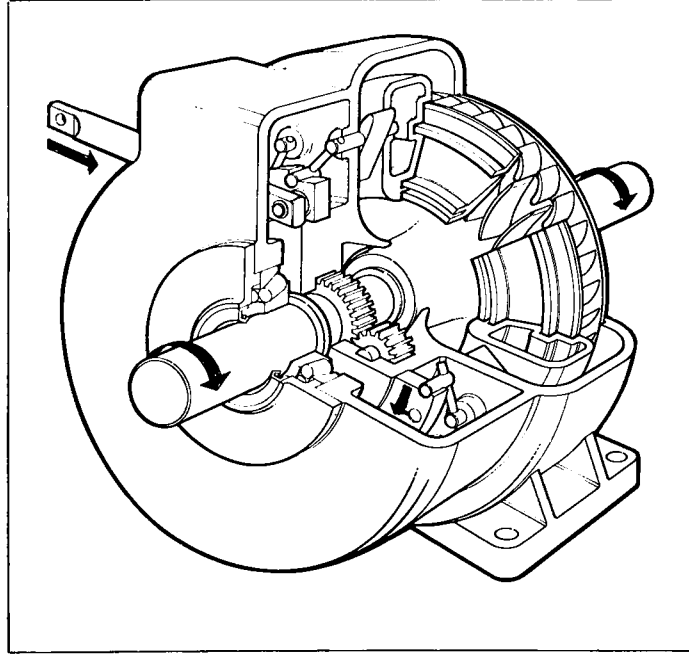
Çalışma konum olan hidrolik tork konverter, transmisyon sisteminde şanzıman grubuyla motor volanti arasına yerleştirilmiştir. Başlıca görevi; motordan aldığı torku vites kutusuna aktarmak ve arttırmaktır. Gerektiğinde motor torkunu arttırmayarak bir hidrolik kavrama gibi de hizmet eder. Motor ve aktarma organlarının burulma titreşimlerini sönmüleme, motor dönme düzgünsüzlüğünü azaltıcı yönde volant etkisi gösterme, hidrolik kontrol sistemine ait yağ pompasının tahrik edilmesini sağlama işlevlerini de yerine getirir. Klasik kavramadan en önemli ayrıcalığı kademesiz tork değişimi sağlamasıdır.

İçten yanmalı motorlar, belirli bir devirden sonra tork vermeye başlayabilirler. Sıfır hızda tork karakteristiği sıfır olup, devir arttıkça tork da artış gösterir. Durmakta olan bir aracı harekete geçirmek içinse tekerleklerde motor torkunun 13÷16 katı bir torka ihtiyaç vardır. Bu nedenle de motorların hiçbirinin redüksiyona uğramadan direkt tekerlere bağlanması imkansızdır. Hidrolik tork konverter de motor torkunu arttırarak vites kutusuna iletir. Böylece vites kutusunda devam edecek olan tork artımına katkıda bulunur.

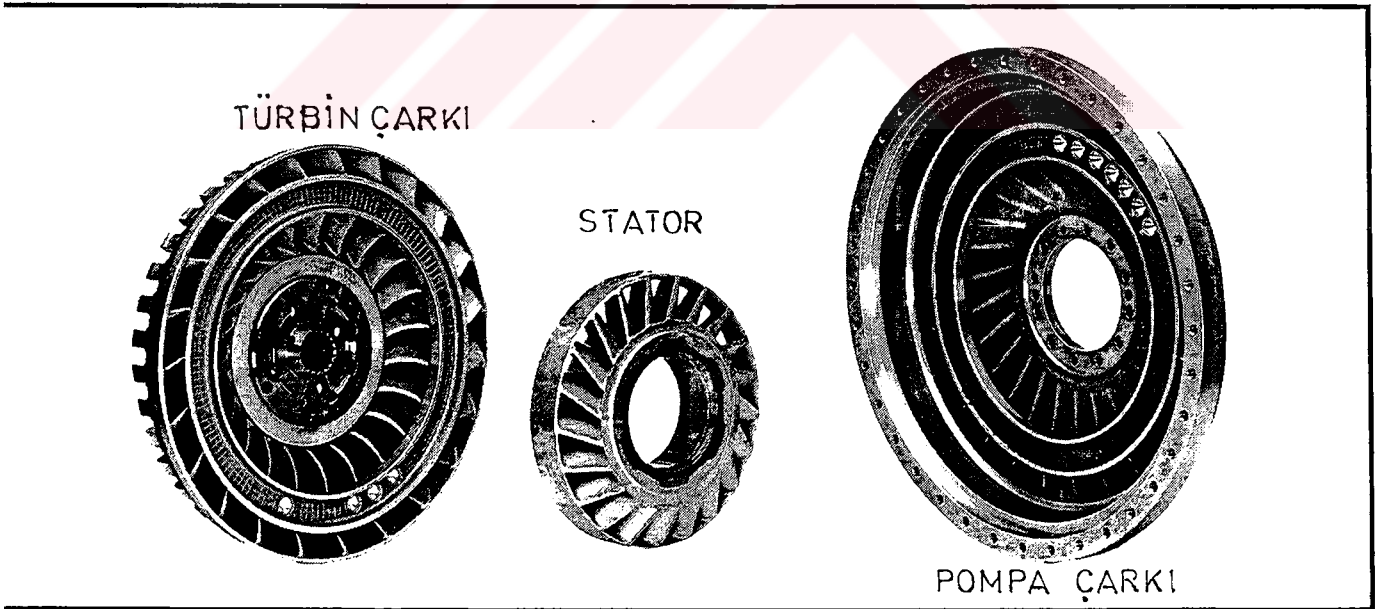
Üç elemanlı hidrolik tork konverterde, krank mili tarafından döndürülen pompa çarkı, şanzıman giriş şaftına bağlı türbin çarkı, şaftla şanzıman kutusuna bağlı stator ve tüm bunları içinde barındıran bir konverter kutusu bulunur. Konverter, yağ pompası tarafından gönderilen otomatik şanzıman yağı ile doludur.

Pompa ve türbin çarkları, aralarında çok az boşluk kalacak şekilde yerleştirilir. Pompa ve türbin kanatları genellikle eşit kalınlıklı ince metalden döküm olarak imal edilirler. Stator çarkı üzerindeki stator kanatları ise döküm alüminyumdan olarak yapılır. (Şekil 1.3)





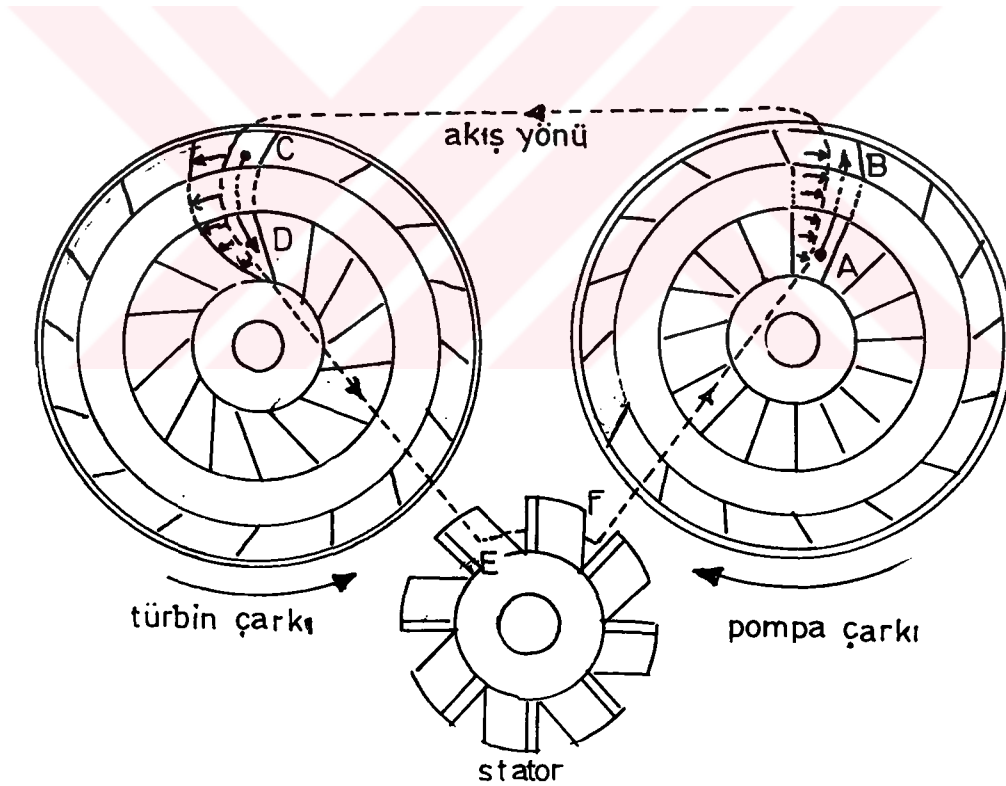
Şekil 1.2 Hidrolik Tork Konverterin Üç Boyutlu Kesiti (VOITH, 1988).



Şekil 1.3 Hidrolik Tork Konverterin Üç Elemanı (ZF, 1994).



Hidrolik tork konverterin çalışma prensibini iyi anlayabilmemiz için bir akışkan partikülünün sistem içindeki hareketini incelemeliyiz. Partikülün pompa çarkı giriş noktasına (A) çok yakın bir mesafede olduğunu varsayalım. Pompa çarkı motor tarafından döndürülmeye başlandığında santrifüj kuvvet partikülü çarkın en uzak noktasına çıkışa (B) itecektir. Bu mesafe boyunca partikülün hareketiyle bağlı hız artacak ve partiküle bir kinetik enerji kazandırılmış olacaktır. Partikül, türbin çarkına (c) girer. Türbin çarkı kanalındaki akışkan partikülü türbin çıkışına (D) doğru itilir ve kinetik enerjisinin bir kısmını türbine verir. Türbin çıkışında hala belli bir kinetik enerjiye sahip partikül stator girişine (E) gelir ve stator kanatları ile çıkış noktasına doğru (F) yönlendirilir. Sabit stator kanatlarından çıkan partikül akış yolu doğrultusunda tekrar pompa çarkı giriş noktasına (A) gelir. (Şekil 1.3)

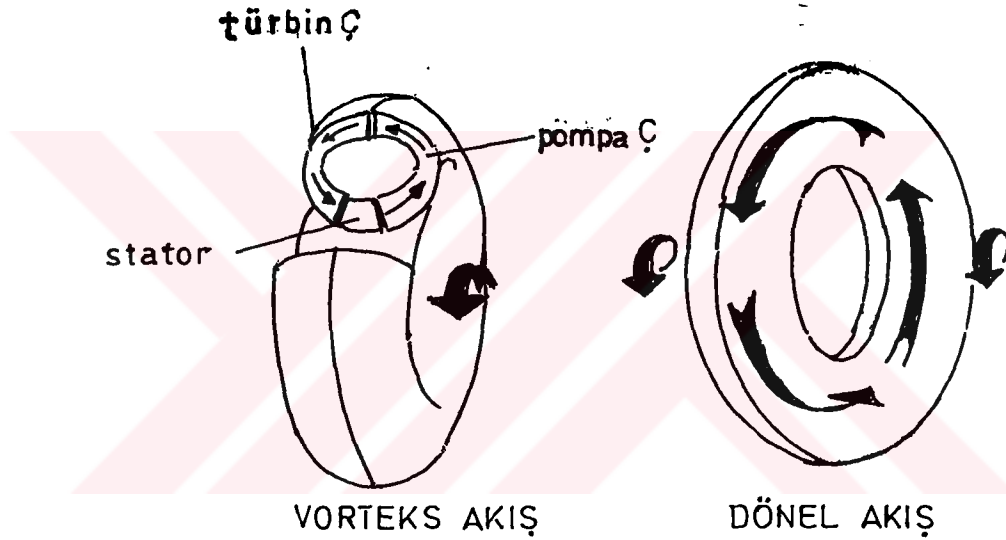


Şekil 1.3 Üç Elemanlı Hidrolik Tork Konverterde Yağ Akışı.



Hidrolik tork konverter içindeki yağ akışını vorteks akış ve dönel akış diye iki şekle ayırabiliriz.

Vorteks akış, pompa çarkı tarafından gönderilip türbin ve statordan geçerek tekrar pompa çarkına gelen yağ akışıdır. Pompa ve türbin çarkları arasındaki hız farkı arttıkça vorteks akış güçlenir. Dönel akış ise hidrolik tork konverterin içinde konverterin dönüş yönünde oluşan yağ akışıdır. Dönel akış arttığında türbinden statora gelen yağın yönü pompa dönüş yönü ile aynıdır ve pompa ile türbin çarkı arasında sirküle edilen yağın vorteks akış hızı azalır.



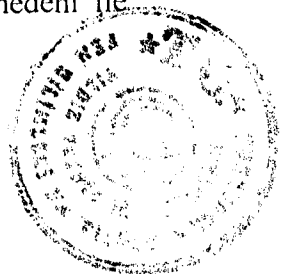
Şekil 1.4

a) Vorteks Akış

b) Dönel Akış

Daha sonraki bölümlerde açıklanacağı gibi gerçekte bu yağ akışı oldukça karışık, kararsız ve üç boyutludur. Kanat giriş çıkış açıları ile akışkanın kanatlar arasındaki hareketinin yaptığı açılar genellikle uyumlu olamazlar. Bunun sonucunda kayıplar oluşur.

Motor rölantide iken motor tarafından üretilen tork minimum değerdedir. Eğer fren (el veya ayak freni) uygulanırsa türbindeki yük türbinin dönmemesi nedeni ile

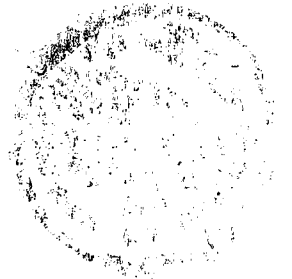


büyüktür. Araç durduğunda, vorteks akış çok yüksek olduğundan torklar oranı maksimumken, türbin çarkının pompa çarkına hızları oranı sıfırdır. Böylece türbin çarkı daima motor tarafından üretilen torktan daha büyük bir torkla dönmeye hazırdır. Gaz pedalına basılması türbin çarkının motor tarafından üretilen torktan daha büyük bir torkla dönmesine neden olarak aracın harekete geçmesini sağlar.

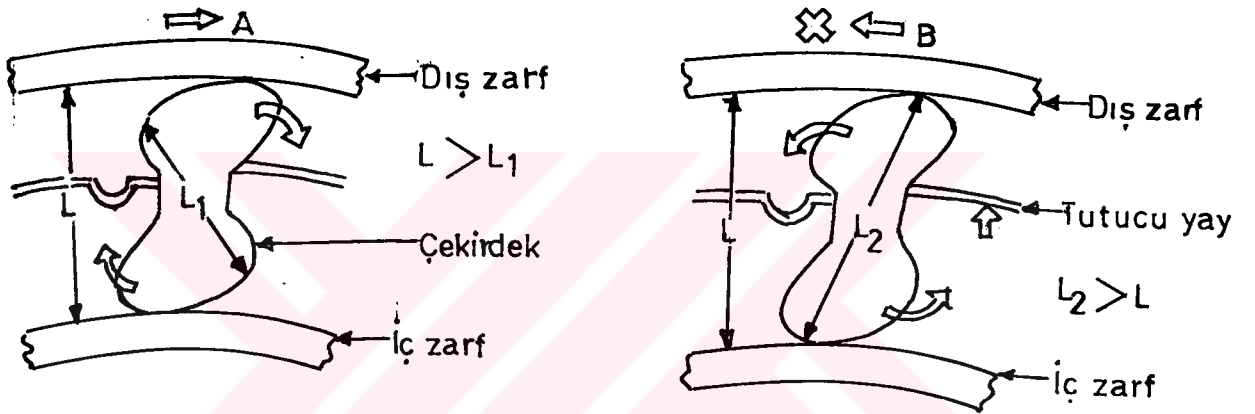
Aracın hızının artmasıyla türbin çarkının dönel akış hızı hızla pompa çarkının hızına yaklaşır, böylece torklar oranı da bire ulaşır. Dönel akış hızı arttığından vorteks akış da azalır. Bu sırada türbinden çıkıp statora gelen akışkan partikülü ile kanat açıları iyice uyumsuzlaşmıştır ve stator kanatlarına ters yönde çarpmaya başlayıp enerji kaybının iyice artmasına neden olmaya başlar, sonuç olarak da tork oranı birin altındaki değerlere düşer. İstenmeyen bu durumu önleyebilmek için statora bir tek yönlü kavrama ilave edilmiştir. Tork oranının bire eşit olduğu türbin pompa hızı oranına kavrama noktası adı verilir. Sistemde tek yönlü kavrama var ise kavrama noktası geçildikten sonra stator dönmeye başladığından tork oranı birin altına düşmez, sistem hidrolik kavrama gibi çalışmaya başlar. Aracın hareketi esnasında, hidrolik tork konverter kavrama noktasına kalkıştan 2-3 saniye sonra ulaşır. Bununla beraber araç orta ve yüksek hızlar arasında giderken yük büyükse konverter bölgesinde çalışmaya devam edilebilir. Tork oranının birin altına düşmemesi ve verim eğrisinin tekrar yükselmesi nedeni ile otomotiv sektöründe hidrolik tork konverter + hidrolik kavramalı sistemler tercih edilir. Hidrolik tork konverterin hidrolik kavrama gibi çalışabilmesi için yardımcı elemanlara ihtiyaç vardır. Bunlar tek yönlü kavrama ve kilitleme mekanizmasıdır.

Tek Yönlü Kavrama:

Stator, tork konverter tork artımı görevini yapıyorken sabittir. Fakat statorun sabit kalması tork kaybına sebep oluyorsa statorun serbestçe dönmesine izin verilmelidir. Bunu sağlayan yani gerektiğinde statorun serbestçe dönmesine izin veren sisteme tekyönlü kavrama adı verilir.



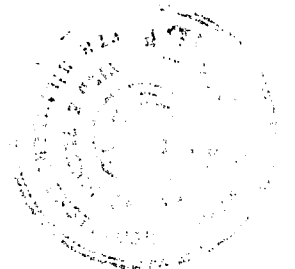
Dış zarf, aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi A oku yönünde dönmeye çalıştığı zaman, çekirdeğin tepelerini iter. L_1 mesafesi, L 'den küçük olduğundan çekirdekler yuvarlanarak dış zarfın dönmesine izin verir. Bununla beraber dış zarf ters yönde B, dönmeye çalışırsa, çekirdekler L_2 mesafesi L 'den büyük olduğundan ters yönde yuvarlanmazlar. Sonuç olarak çekirdekler kama gibi görev görerek dış zarfı kilitler ve dönmesini engellerler. Bunu yaparken onlara yardım etmek için bir tutucu yay takılmıştır. Bu yay çekirdekleri hafifçe, dış zarfı kilitleme yönüne doğru çevirir. (Şekil 1.5)



Şekil 1.5

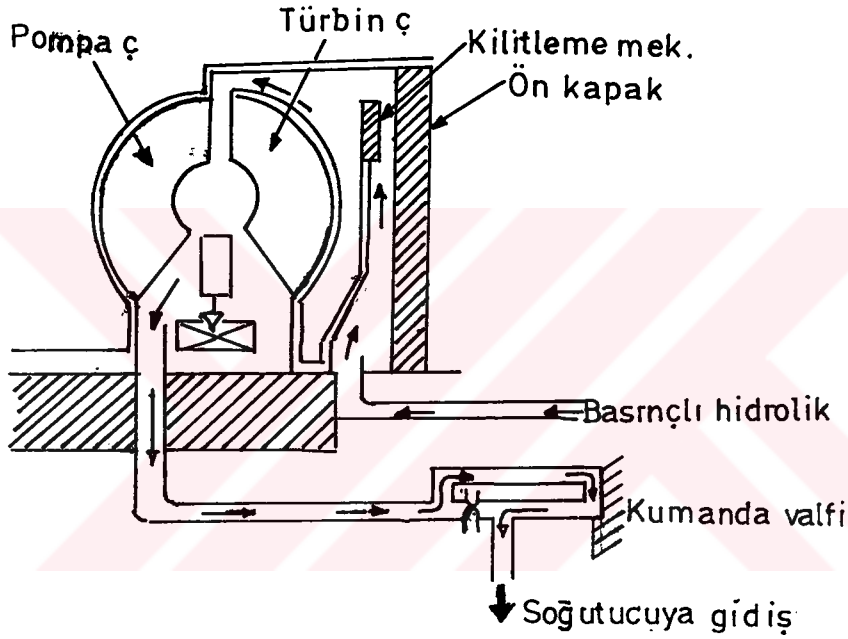
- a) Tek yönlü kavramanın A yönünde çalışması (stator hareketli)
- b) Tek yönlü kavramanın B yönünde çalışması (stator sabit)

Stator kanatlarının ön yüzeylerine gelen yağ akışı statorun pompa çarkının dönüş yönüne ters yönde dönmesine neden olacaktır. Statorun tek yönlü kavrama tarafından kilitlenmesinden dolayı stator dönemez. Ancak kanatlar, yağ akış yönünü pompa çarkı dönüşüne yardımcı olacak şekilde değiştirilmesini sağlar. Böylece yağın stator kanatlarının arka yüzeyine çarpmaya başlaması ile yağ akışı da engellenmeye başlar, sistem verimi de düşer. Bu durumda tek yönlü kavrama devreden çıkarak statorun pompa ile aynı yönde dönmesine izin verir. Böylece yağın tekrar pompa çarkına dönmesi mümkündür.



Kilitleme Mekanizması:

Hidrolik tork konverter, hidrolik kavrama gibi çalıştığında pompa ve türbin arasında dönme hızları farkı en az % 4-5'i geçer. Böylece tork konverter motorun ürettiği gücün tamamını şanzımana aktaramaz; bu nedenle de enerji kaybı olur. Bunu önlemek ve yakıt tüketimini azaltmak için, araç hızı normal yol şartlarında yaklaşık 60 km/h veya daha fazla ise lock-up kilitleme mekanizması türbin ve pompayı mekanik olarak birbirine bağlar, böylece motorun üretmiş olduğu güç şanzımana aktarılır.



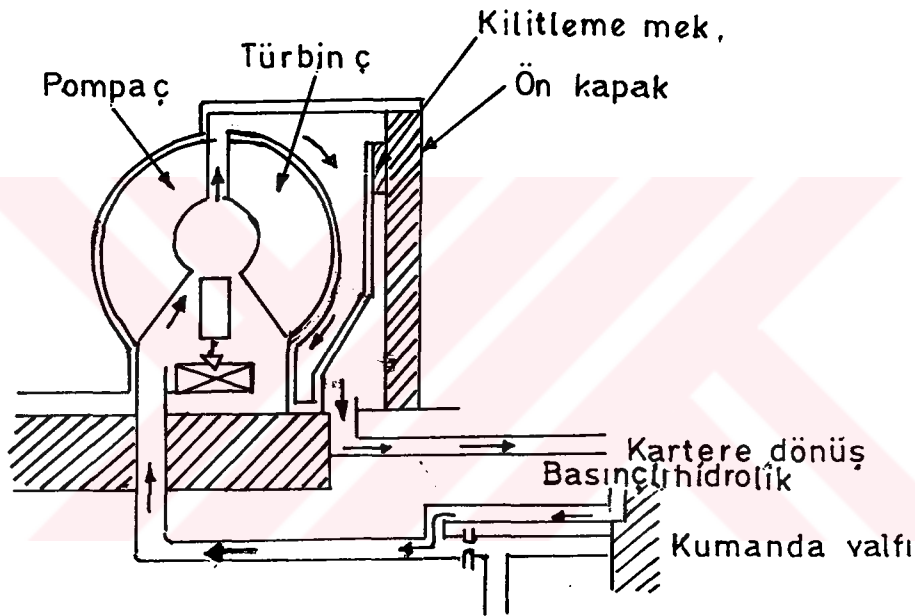
Şekil 1.6 Kilitleme Mekanizmasının Ayırışması.

Kilitleme mekanizması türbinin önündeki türbin hubuna takılmıştır. Damper yay, şok oluşumunu önlemek için kavramanın kavraması sırasında doğan burulma kuvvetlerini sönmeler. Bir sürtünme malzemesi, kavramanın kavraması esnasında kaymasını engellemek için, konverter kutusuna veya kilitleme pistonuna yapışmıştır. Kilitleme mekanizması harekete geçtiği zaman, pompa ve türbin çarkı ile beraber döner. Kavraması veya ayrışması, tork konverterdeki hidrolik yağın akış yönünün



değişmesine göre belirlenir. Araç düşük hızlarda hareket ederken, basınçlı hidrolik kilitleme mekanizmasının önüne doğru yönelir. Böylece kilitleme mekanizmasının ön ve arkasındaki basınç eşitlenerek kilitleme mekanizması ayrışır. (Şekil 1.6)

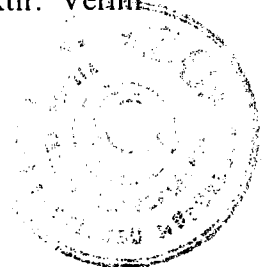
Araç orta ve yüksek hızlarda hareket ederken (genellikle 50 km/h üzerinde) basınçlı hidrolik kilitleme mekanizmasının arkasına gelir. Böylece kilitleme pistonu kutusuna doğru itilir. Kilitleme pistonu ve ön kapak birlikte döner; kilitleme mekanizması kavraşır. (Şekil 1.7)



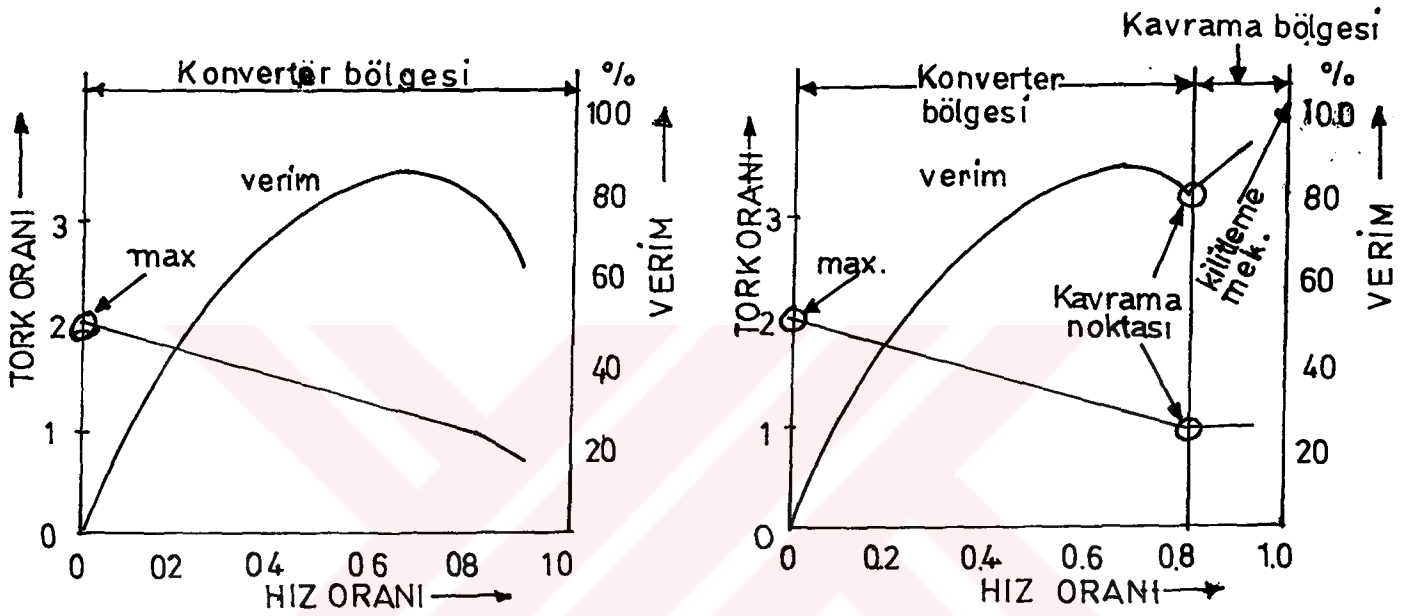
Şekil 1.7 Kilitleme mekanizmasının kavraşması.

Kilitleme mekanizmasının devreye girip çıkması tam kontrollü elektronik sistemle olur. Kontrol ünitesi tarafından, motor devri, araç hızı, kelebek açılımı karşılaştırılır ve yağ basıncı, kilitlemeli kontrol valfi tarafından kilitleme pistonu sayesinde uygun değerlerde tutulur.

Hidrolik Tork Konverterde tek yönlü kavrama, kilitleme mekanizması gibi ek donanımlar kullanılmasında amaç, anlaşıldığı gibi verim alanını arttırmaktır. Verim



alanı, tork konverterde maksimum verim değerinden daha önemli bir kavramdır. Geniş çalışma aralığında tek bir hızlar oranında, verimin maksimum olması pek bir şey ifade etmez. İstenen hızlar oranı sıfırdan bire kadar değişim gösterirken her hız oranında maksimum verime yakın değerler elde etmektir, bu da verim eğrisinin altında kalan bölgenin alansal olarak büyümesi demektir.



Şekil 1.8

- a) Tek fazlı, tek kademeli hidrolik tork konverter performans eğrileri (Hidrolik tork konverter)
- b) İki fazlı, tek kademeli hidrolik tork konverter performans (Hidrolik tork konverter + hidrolik kavrama) eğrisi.

İlk harekette pompa çarkı döner, fakat türbin çarkı durmaktadır. Böylece türbine maksimum tork aktarılmaktadır, aktarım verimi ise türbinin dönmemesi nedeni ile sıfırdır. Türbin dönmeye başladığı zaman devre bağlı olan türbin çıkış gücü ve pompa torku, aktarım veriminde ani bir artışa neden olur. Aktarım verimi, kavrama noktasından biraz önceki hız oranında maksimum değerine ulaşır. Akışkan geliş açısı ile kanat açıları en uyumlu pozisyonudadır ve kayıplar en aza indirgenmiştir.

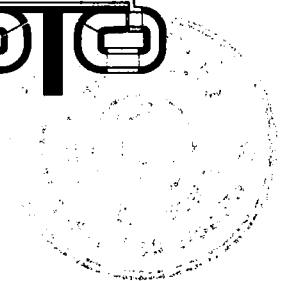
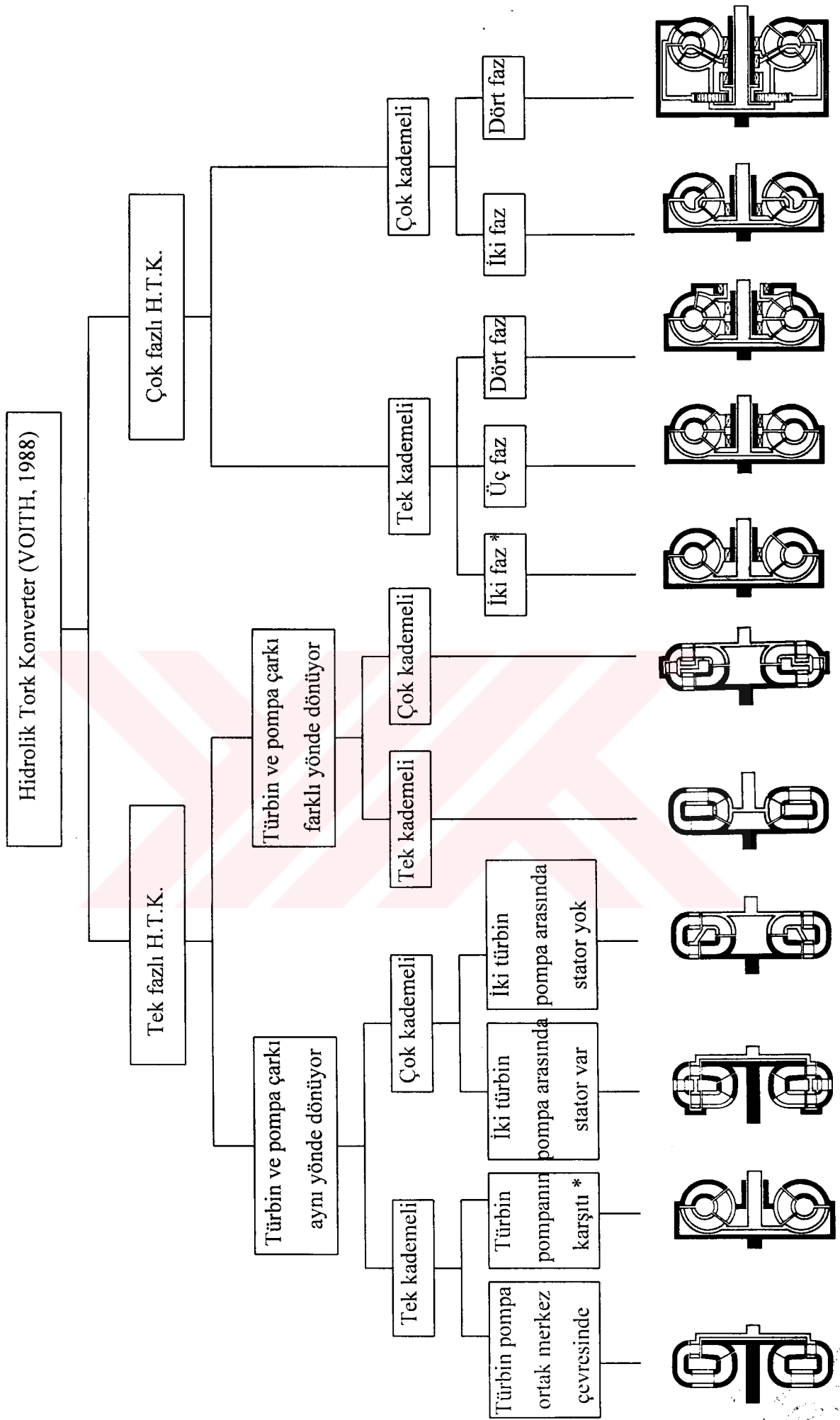


Maksimum verim noktasından sonra akışkan geliş açısı ile kanat açılarının uyumu bozulduğundan verim tekrar düşmeye başlar. Bu düşüş tek yönlü kavramanın devreye girmesine kadar sürer. Sistem hidrolik kavrama gibi çalışırsa verim hızlar oranı ile doğru orantılı olarak artar. Verim, yağın sirkülasyonuna bağlı sürtünme ve çarpmaları sonucu sıcaklığının artması nedeniyle kinetik enerjisinin bir bölümünü kaybetmesi nedeni ile hiçbir zaman % 100'e ulaşamaz.

Kullanım yerlerine göre tork konverterden bazen yüksek hız, bazen yüksek tork alınmak istenebilir. Gerekli değerlerin mükemmelleştirilmesi için deneysel, matematiksel ve nümerik çalışmalar yapıldığı gibi değişik dizaynlara da gidilebilmektedir. İlave yardımcı elemanlarla veya mevcut olan elemanların parçalara ayrılması ile (birden fazla türbin veya stator) verim eğrisinde karakter değişiklikleri oluşturulabilir, bu da faz sayısı ile belirtilir. Simetrik, üç elemanlı bir tork konverter tek yönlü kavrama ilavesi ile bir fazlıdan iki fazlıya yükseltilir. Faz sayısı özel konverter dizaynları ile kademelendirilerek dörde kadar çıkarılabilir. Çıkış elemanlarının sayısının artırılması (iki-üç stator, iki-üç türbin) da kademe diye adlandırılır. Tek kademeli, çok kademeli ve tek fazlı, çok fazlı tork konverter çeşitleri mevcuttur. Farklı performans karakteristikleri eldesi için gerektiğinde sürgülü bir valf ile sirküle edilen akışkan akımı kısılabılır. Böylece ilk harekete geçiş ve güç akımının kesilmesi ile kavramanın devreye alınması kolaylaşır. Stator kanatlarının ayarlanabilir olması ile de performans karakteristiklerinde değişiklikler yapılmaktadır. Tek yönlü kavramanın kullanıldığı tork konvertörlerden (trilok) başka, çeşitli mekanik elemanlarla konvertere müdahale edilerek de performans eğrilerinde değişiklikler yapılabilir. Bunlar belli hızlarda devreye girebilecek dönüştürücü köprüler veya konverter gerisine konacak bir dişli kutusu ile çalışma bölgesini genişletmektir. Bu tip dizaynların sakıncaları karmaşık olmalarıdır. Maliyeti artırıp, çalışma emniyetini azaltırlar. Daha çok iş makinelerinde kullanılırlar. Santrallarda kullanılan tipleri de mevcuttur.

Çalışma konumu tek kademeli, tek fazlı ve tek kademeli iki fazlı hidrolik konverterler teşkil etmektedir. Çalışma konum olan hidrolik tork konverter tipleri aşağıdaki şemada * ile belirtilmiştir.

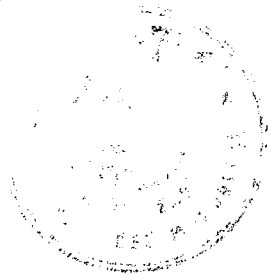




1.2 Hidrolik Tork Konverterlerin Tarihçesi, Gelişimi ve Yapılan Çalışmalar

1905 yıllarında, Alman mühendis Hermann Föttinger tarafından icat edilen hidromekanik tork konverter, basitçe ortak bir kutuda yer alan toroidal şekilli kapalı akış devresi oluşturacak şekilde dizilmiş bir set türbinden meydana gelmektedir. Otomatik transmisyonun ana elemanını teşkil eden tork konverter önceleri deniz motorlarına uygulanmış, otomobillere uygulanması yolunda, Föttinger'in yapmış olduğu çaba I.Dünya Savaşı ile birara gecikmiştir. Sonra 1920-1927 yılları arasında çalışmalarını sürdürür. Fakat tork konverter karakteristiği, yalnız başına kullanıldığında ideal çekme kuvveti hiperbolüne uymadığından (güç kaybının fazlaşması nedeni ile) yaklaşımı arttırmak için beraberine bir planet mekanizmalı dişli kutusu ekleme fikri Föttinger'in arkadaşı Reisler tarafından ortaya atılmıştır. Reisler'in yapmış olduğu dişli kutusunda, 2 planet grubu vasıtasıyla iki ileri ve bir geri hız kademesi mevcuttur.

Hidrolik tork konvertere olan ilgi 1930'lu yılların başında Amerika'da ciddiye kazanmıştır. İlk uygulamaları şehiriçi otobüslerinde olmuştur. 2.Dünya Savaşı esnasında ağır askeri taşıtlarda, daha sonra kamyonlarda kullanılmaya başlanmıştır. Savaş yıllarında bir süre duraksayan imalat 1949 yılında "Packard" firmasının Ultramatic transmisyonu piyasaya sürmesiyle tekrar canlanmaya başlamıştır. Aynı yıllarda, "Buick" firması; geliştirdiği çok elemanlı ve daha yüksek tork ve verim karakteristiğine sahip DYNAFLOW transmisyonunu imal etmeye başlamıştır. 1949-1962 yılları arasında çok elemanlı hidrolik tork konverterin yapımında değişik konstrüksiyonlar kullanılarak performansları oldukça mükemmelleştirilmiştir. Son olarak 60'larda "Buick" firmasının yapmış olduğu 3 türbinli, 5 elemanlı tork konverterin gerek tork ve gerekse verim değişimleri öncekilerden çok daha iyi sonuç vermiştir. Fakat maliyetlerin yüksek olması bu tiplerin imalatını sınırlandırmıştır. Bunların yerine daha basit ve ucuz üç elemanlı tork konverterler performanslarının biraz daha düşük olmasına rağmen daha geniş kullanım alanları bulmuştur. Yıllar içinde dişli ve paletli traktörler, yükleyiciler, grayderler, vinçler gibi iş makinelerinde de geniş kullanım alanları bulan tork konverterin anavatanı Avrupa da olsa Amerika'da önemli gelişmeleri kaydetmiştir.



2.Dünya Savaşı sonrasında 1960 yıllarına kadar Avrupa’da bu konuda bir gelişme göze çarpmamaktadır. Savaş sonrası Avrupa’daki ekonomik ve teknik imkansızlıklar, otomobil piyasasının düşmesi, duraklamanın nedeni olarak gösterilebilir. Bütün bunlara rağmen Almanya’da Voith, KSB, ZF gibi firmalar çalışmalarını sürdürmüşler ve 1961 yılında Daimler-Benz firması ilk otomatik hidrolik transmisyonu piyasaya sürmüştür. Fransa’da ise 1957 yılında Renault ilk yarı otomatik transmisyonun yapımına geçmiştir.

Üç elemanlı, tek kademeli hidrolik tork konverter için en önemli informativ dizayn prosedürü 1961 yılında V.J.Jandasek tarafından verilmiştir. Jandasek yayınlarında kanat açıları, tork değerleri, kapasite ve verim ile ilgili, birbirleri arasındaki ilişkileri gösteren birçok bilgi vermiştir. Bu veriler 15 yıllık periyotta geliştirilen testlerle denenmiştir. Kullanılan akışkan yoğunluğunun performans üzerindeki etkileri de sistematik olarak bu kaynakta vardır. (Jandasek, 1963)

1968’de Walter B.Larew “Hidrolik Kavramalar ve Tork Konverterler” adlı kitabında temel boyutlandırmayı test sonuçlarına göre ampirik değerlerle vermiştir. (Larew. W.1968)

Hidrolik tork konverterlerin hidrodinamik dizayn teknolojisi, geometrisinin karmaşık olması, yüksek dereceli, üç boyutlu akışın viskoz yağ ile gerçekleşmesi, ikincil akışların da olması sebebi ile son yıllara kadar konunun teorisi, matematik modeli üzerinde çok az ilerleme kaydedilmiştir. Dizayn prosedürü genellikle deneme-yanılma yaklaşımına dayanmaktadır, bu da çok pahalı olmakta ve zaman kaybına yol açmaktadır.

1970’li yılların başlarında tork konverterin akışkan dinamiği ile ilgili bazı çalışmalar başlamış; kanatlar arası hız değerlerinin tahminiyle ilgili teknikler geliştirilmiştir. Endüstri tarafından ihtiyaç duyulan bu bilgiler “NASA, Lewis Research Center” da başlatılan çalışmaları temel almıştır. Bu çalışmalar uçak sanayii gaz türbin tasarımcıları tarafından başarıyla uygulanmıştır.

U.S. Dept. of Energy’den Robert A.Mercure ve arkadaşları (1979) yaptıkları çalışmalar sonucu tork konverterlerin dairesel kesite sahip olmasının en yüksek verimin

alınmasını sağladığını ortaya koymuşlardır. Dairesel kesit yapısındaki değişiklikler, verim üzerinde negatif bir etkiye sahip olmuştur. Ön tekerlere kadar olan eksenel iletim uzunluğu, kayıplar nedeniyle tüm makinalarda kısıtlanmış ve yüksek performansı sağlaması sebebiyle oldukça kritik hale gelmiştir. Eliptik kesite sahip tork konverterler bu yerleştirme probleminin bir şekilde azalmasına sebep olmuş, dairese kesit yapısından çok fazla sapılmadığında da tork konverter veriminde çok önemli düşüşler olmamıştır. Ancak, bu kısaltma işleminin performans ve verimi etkilemeden ne derece yapılabileceği konusunda herhangi bir tahmin olmadığı gibi, tork konverterlerin arzu edilen kapasite eğrilerini verecek şekilde dizayn edilebilmesiyle ilgili herhangi bir prosedür oluşmamıştır. Eksenel genişliklerin çapa oranlarının biçimlendiği analitik bir yaklaşım tam olarak yoktur. Deneysel araştırmalarda ise eksenel boyun çapa oranının eliptik kesitte 0,23 gibi küçük bir oranda kalmasını önermektedir.

İsveç'te (Lund University) Sven Andersson 1982'de yayınladığı "On Hydrodynamic Torque Converters" adlı doktora tezi ve daha sonraki makalelerinde iç akışı analiz edip sonlu elemanlar yöntemini kullanarak çeşitli devir sayılarında akım çizgilerini belirlemiştir (İkincil akışları ihmal ederek). Çalışmaları 1990'lara kadar devam etmiştir.

Aynı yıllar içinde İsveç'te farklı bir üniversitede (Chalmers University) Anders Hedman (1988-1995) otomatik transmisyonların yakıt sarfıyatı üzerine etkileri ile ilgili çalışmalar yaparken birçok bilimadının yaptığı gibi tork konverteri karakutu gibi düşünmüştür. Tork konverterin şaftlarının açısal hızları ve torkları arasındaki ilişki lineer değildir. Sadece giriş çıkış millerindeki lineer olmayan bağıntılar veren tork ve hız değerlerini bir dişli transmisyonu ile ölçüp; lineer bağıntılar gibi düşünerek "karakteristik metodunu" ortaya koymuştur. Tork konvertördeki iç akışı inceleyerek çözüme ulaşan metoda ise "kanat açılış metodu" adını vermiştir. Karakteristik metotta hız değerleri ile lineer denklemler çözülüyorsa "hız kumandalı karakteristik metod", tork değerleri ile çözüme gidiliyorsa "tork kumandalı karakteristik metod", bazı denklemler hız denklemleri, bazıları tork denklemleri ise "karışık kumandalı



karakteristik metod” demiştir (Hedman A. 1988). Çalışmaları ve yayınları halen devam etmektedir.

Polonya’da ise 1990’lı yıllarda (Radom University) Zbigniew ve Andrzej Keszy’ler tork konverter titreşimlerini incelemektedirler.

İngiltere’de 1978’den itibaren A.Whitfield, F.J.Wallace, By G.G.Lucas (Bath University, 1978-1985) nümerik performans analizine girmişler. Üç elemanlı ve çok elemanlı tork konverterlerin performansını tek boyutlu analizle incelerken bir ana akım hattı yaklaşımı yerine akışkanın konverter ortalama çapından itibaren lineer değişken aralıklarla farklı hıza sahip bir şekilde her bir elemanın içinde dönerek ilerlediği kabulünü yapmışlardır. Başka bir deyişle sabit hız modeli yerine lineer hız modeli kullanmışlardır. Bu yöntem hidrolik kavramalarda iyi sonuç verdiği için tercih edilmiş tork konverterde alınan sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında max. %6 gibi farklılıklar görülmüştür. Kullanılan detaylı kademeli entegrasyon hesaplarında aynı tek boyutlu hesaplarda kullanılan ampirik kayıp katsayıları kullanılmıştır. Çark kanadı açıları ortalama çizgisinde belirli bir değerde tutulurken diğer yarıçaplardaki değişmelerin etkisi üzerinde çalışılabilir. 1978’deki çalışmasında Wallace birçok otoriter tarafından kullanılan şok ve sürtünme kayıplarının yanında, sekonder akış kaybını da dahil etmiştir. Fakat hiçbir üç boyutlu akışkan hesabı ya da deneysel gözlem en iyi hangi modelin kullanılacağına ilişkin veri vermek için uygun değildir sonucuna varmış.

Turbo makina elemanları içindeki kararlı, kararsız akım alanının ölçülmesi için geçmişte birçok başarılı teşebbüs yapılmış, ne var ki tork konverter içindeki kararlı ve kararsız akımların ölçülmesi için çok az girişimde bulunulmuştur. Amerika’da Bahr (1990); Laser Doppler Velocimetry (L.D.V.) tekniğini kullanarak tork konverterdeki kararlı ve kararsız akım alanlarını ölçmüştür. Günümüz verileri ile tutarlı olarak, stator girişindeki hız dalgalanmalarındaki etkinin, hızın % 15-20’si olduğunu gözlemlemiştir. Brun (1994) ve Gruver (1994), tork konverterin pompa çarkı içindeki kararlı ve kararsız akımları aynı yöntemle ölçmüştür. Buldukları sonuçları pompa geçitlerindeki sekonder



akım ve büyük hız dalgalanmalarının, hıza % 20 kadarlık bir etkisi olduğunu ortaya koymuştur. Aynı zamanda ikincil akımın orta kirişten sevk kenarına doğru yön değiştirdiğini bulmuşlar. Brun (1993) tarafından türbin kanatları arasında da birçok kompleks akım alanları olduğu aynı yöntemle gösterilmiştir. Benzer sonuçlar Pennsylvania Üniversitesi'nden Lakshiminarayana ve Kunz (1993) tarafından yapılan General Motor'un desteklediği çalışmalarla da gözlemlenmiştir. 1995'te Marathe ve Lakshiminarayana yayınlarında kararlı kararsız akışların etkisinde maximum verim alınmasından bahsetmişlerdir.

Yapılan çalışmalarda kullanılan deney standında plegsiglastan imal edilmiş içi optik olarak tamamen yağ dolu bir standard otomobil tork konvertörü kullanılmıştır. Tüm dönen elemanların açısal durumları Lasser ile ölçümlendirilmiştir ve data edinme bilgisayarına işlenmiştir. Her elemanın değişik açısal hızına göre üç boyutlu olan akış alanı değişmektedir ve viskoz enerji kaybına sebep olan sekonder akımlar doğmaktadır. Bu deney standı ile sekonder akımların analizi ve gözlemlenmesi sağlanmıştır. (Marathe, B.V., et al. 1995)

Tork konverter içerisindeki akım alanının ölçülmesi için bir diğer teşebbüs "Hot-film probe" yöntemi ile Browarzik ve Grahl (1992)'den gelmiştir. İşlem akışkanı olarak yağ yerine su kullanılmıştır. Yapılan çalışmaların sonuçları birbiriyle uyushmaktadır.

Virginia Üniversitesi'nde K.Brun ve R.D.Flack aynı yöntemle çalışmalarına halen devam etmektedirler.

Texas'ta Southwest Research Institute ise sadece otomatik transmisyonlarla ve dolayısıyla tork konverterlerle ilgili araştırmalar yapmaktadır. Enstitü, 25 yıllık deneyimi, gelişimi, dünya çapındaki transmisyon test sistemleri, iyi eğitimli personeli ile birçok otomobil üreticisi firmaya hizmet vermektedir. SWRI mühendisleri 2000 yılı otomatik transmisyonları verimlilik standartları araştırmalarını tamamlamışlardır.

Avrupa ve Amerika'da otomatik transmisyonlar ve tork konverterler ile ilgili çalışmalar devam ederken, bilgisayar teknolojisinin de hızlı gelişmesiyle Japonlar da bu



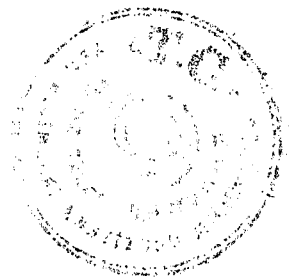
konularda birçok çalışmalar yaptılar. Birçok nümerik metodu dizayn yörüngelerindeki iç akımları tahmin etmek için kullandılar.

Kiyoyuki Minato, Ken-ichi Sakamoto sonlu farklar metodunu kullanarak akışkanın hareketli çarklardan çıkış açısının hız oranından etkilendiğini ve bunun da performans üzerinde etkisi olduğunu belirlemişler. Bu açının hesaplanmasında Navier-Stokes eşitliğinin çözümü kullanıldığında sonucun deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.

Ken-ichi Abe, Tsuguo Kondoh (Toyota Lab. 1991) üç boyutlu akışı simüle ederek sonlu farklar metodunu uygulamış, birbirlerine yakın elemanlar arasındaki sınır ilişkileri ele almışlar, sınır yüzeylerde çevresel (daire çevresi) yöndeki akım değişkenlerinin ortalamasını elde edip sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Çekirdek yüzeyi ile elemanların çevreleri arasında hız ve basınç dağılımları bulunduğu ve ihmal edilemeyecek derecede ikincil akımların olduğunu tespit etmişlerdir ki, bu çeşit bilgiler yalnızca üç boyutlu simülasyon ile elde edilebilir. Bilgisayar kapasitesi düşünülerek, hesaplamalar her bir elemanın komşu iki kanadı arasındaki pasaj için uygulanmıştır. Tüm elemanlar için birinin çıkış şartı diğerinin giriş şartı olarak kabul edilmiştir. Yine de HITAC-S 820 / 80 kullanılarak her bir hız oranı ve tek bir devir sayısı için ($n = 1000$ devir) sonucun alınması 10 saati bulmuştur. (178.851 grid alınmıştır.) Tork oranı ve kapasite faktörünün hesaplanmasında en kötü noktada deneysel verilerle yaklaşık % 15'lik bir fark bulunmuştur.

Masatoshi Yamada, Kenji Imai (Toyota, SAE, 1992) sınır elemanlar yöntemi ile tork konverterde stator kanadı çevresindeki akışın nümerik analizini yapmış ve çalışmaları bu çerçevede devam etmiştir.

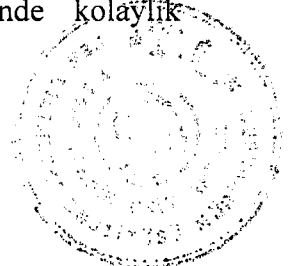
Sonuç olarak şu söylenebilir ki her ne kadar akışkan dinamiği, dizayn tekniklerinde ve kanatlar arasında akan akışkanın durumu hakkında tahminler bulunsa da bu konuda ne yazık ki kaynak sıkıntısı çekilmektedir.



1.3 Çalışmanın Tanıtılması

Hidrolik tork konverterlerle ilgili birçok deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların bir bölümü çeşitli yöntemlerle iç akışı inceleyerek verim ve tork oranı eğrilerini elde etme yönünde iken, bir bölümü de tork konverteri karakutu gibi düşünüp giriş çıkış millerindeki açısal hız ve tork değerlerini dişli transmisyonları yardımıyla ölçmektedir. Tork konverterin performans eğrileri önemli olduğu kadar giriş gücünün çok farklı çıkış torku ve çıkış hızları ile dengelenmesi de önemlidir.

Bu çalışmada, hidrolik tork konverter konstrüksiyon ve imalatına destek olmak için, zaman ve para kaybına neden olan deneylerin yükünü azaltmak üzere uygun bir analiz modeli geliştirildi. Bu analizin sonucunda QB ve QBHerc diliyle yazılmış bilgisayar programları hazırlandı. Sözkonusu model, tork konverterin iç akış analizine dayandırılmaktadır. Tork konverterin karakteristik performans özellikleri ancak iç akışın analizi ile belirlenebilir. Akış analizi üç bağımsız elemanın değişik hızlarından ve üç boyutlu geometrinin karmaşıklığından dolayı oldukça zordur. Çalışma akışkanı viskoz yağdır. Üç boyutlu akış, meridyenel ve meridyenel olmayan (ikincil akış) isimleri ile tekrar hız bileşenlerine ayrılır. Türbülanslı, kararsız ve ikincil akışların olduğu bir ortamı modellemek teknolojik ve mali açıdan problemler yaratır. Ancak bazı akış kabulleriyle daha önceki yıllarda yapılan çalışmaların sonuçları tatminkar olmuştur. Böylece tek boyutlu akış analizinde By G.G.Lucas'ın ve Sven Andersson'un çalışmalarına dayanarak Euler'in turbomakinalardaki güç eşitliğinden yola çıkılmıştır. Bu çalışmada akış kayıpları hesaplanırken akışkan sürtünme katsayısı 0,2, şok kayıplar hesaplanırken şok kayıp katsayısı 1 alınmaktadır. İç akışı analiz eden her çalışmada olduğu gibi pompa açısal hızı sabit alınmaktadır; verim, tork oranı eğrileri elde edilmektedir. Ancak daha sonra verim eğrisi alanı ile tork oranı büyüklüğü önemsenerek kanat giriş-çıkış açılarında optimizasyona gidilmektedir. Optimize edilmiş tork konverter performans eğrileri ile kullanıma uyacak şekilde pompayı tahrik eden motor hızına bağlı olarak her hız oranındaki çıkış torku ve gerekli olan giriş torku örnek model için belirlenmektedir. Uygulamadaki verilerle bağdaşan bu hesap modeli tork konverterin kullanım amacı ve özelliklerine bağlı olarak seçiminde kolaylık



sağlamaktadır. Böylece pompa açısal hızı, motor açısal hızına eşit alınarak 5000 devire kadar olan her devri için giriş torku ve değişik hız oranlarındaki çıkış torkları verim de gözönünde bulundurularak iç akış analizinin uzantısı olarak hesaplanmaktadır. Bu aşamadan sonra önemli olan motorun tork karakteristiğini taşıyan eğri ile tork konverterin giriş özelliklerini belirleyen eğrileri karşılaştırarak motorla uyumlu çalışacak tork konverteri seçebilmektir.

Çalışmanın hata payını belirleyebilmek için sonuç bölümünde BM Racing and Performance Products firmasının A731 ve A862 model tork konverterler üzerinde yaptığı testlerin sonuçları olan performans eğrileri ile bilgisayar programının aynı model tork konverterler için verdiği performans eğrileri karşılaştırılmakta, uyumlu olduğu görülmektedir.



BÖLÜM 2. ÜÇ ELEMANLI HİDROLİK TORK KONVERTER'İN BİR BOYUTLU MATEMATİKSEL ANALİZİ

Hidrolik Tork Konverter'deki akışkanın hareketi üç boyutlu olmakla beraber, Bölüm 1'de de bahsettiğimiz gibi son derece karmaşık bir yapıya sahiptir ve geniş işletme şartları gözönüne alındığında iç akışı analiz etmek ve performansını tahmin etmek oldukça zordur. Bir boyutlu daimi performans tahmin yönteminde matematiksel analizi yaparken pompa çarkının akışkana aktardığı enerjiden akışkanın türbin çarkına verdiği enerjiyi çıkardığımızdaki farkı kayıplara eşitleyerek hidrolik tork konverterin performansı belirlenmektedir.

Analitik prosedürü kolaylaştırmak için aşağıdaki kabuller gözönüne alınmaktadır:

1) Karakteristikler, sadece ortalama akım yörüngesindeki yani “dizayn yörüngesi”ndeki akım durumuna bağlıdır.

2) Akım hızı meridyenel bileşeni, dizayn yörüngesi boyunca sabittir ve meridyenel hız veya ortalama hız olarak tarif edilir. Ancak pompa ve türbin çarkı devir oranları değiştikçe değişim gösterir.

3) Akışkan hızı dairesel dizayn yörüngesinde üniformdur ve her bir elemandan çıkış açıları, kanat çıkış açlarına eşittir.

4) Yatay kesit alanı dizayn yörüngesinde tork konverter boyunca sabittir.

5) Eğer ortalama akış yolunun kesitinin alanı a ise kütle: $m = \rho V_m \cdot a$ 'dır.

6) Kararlı akış mevcuttur. Akış tek boyutlu kabul edildiğinden sonsuz kanat sayısı kabulü sözkonusudur.

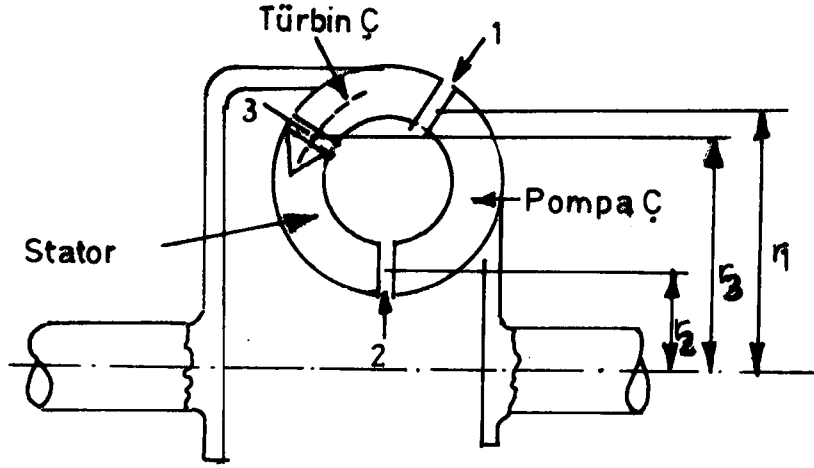
7) Çarklar sıkı geçme kabul edilir.

8) Çalışma ortamı viskoz yağdır.

9) Akış kayıpları ve şok kayıpları gözönünde bulundurulmuştur.

Alan genellikle sabit olarak kabul edilebildiğinden V_m , ortalama akış yönünün her noktasında aynı değere sahiptir. (Mahoney, J.E. et al, 1989)





Şekil 2.1: Ortalama akış yörüngesinin verildiği tork konverter kesiti.

2.1 Hız Bileşenlerinin Belirlenmesi

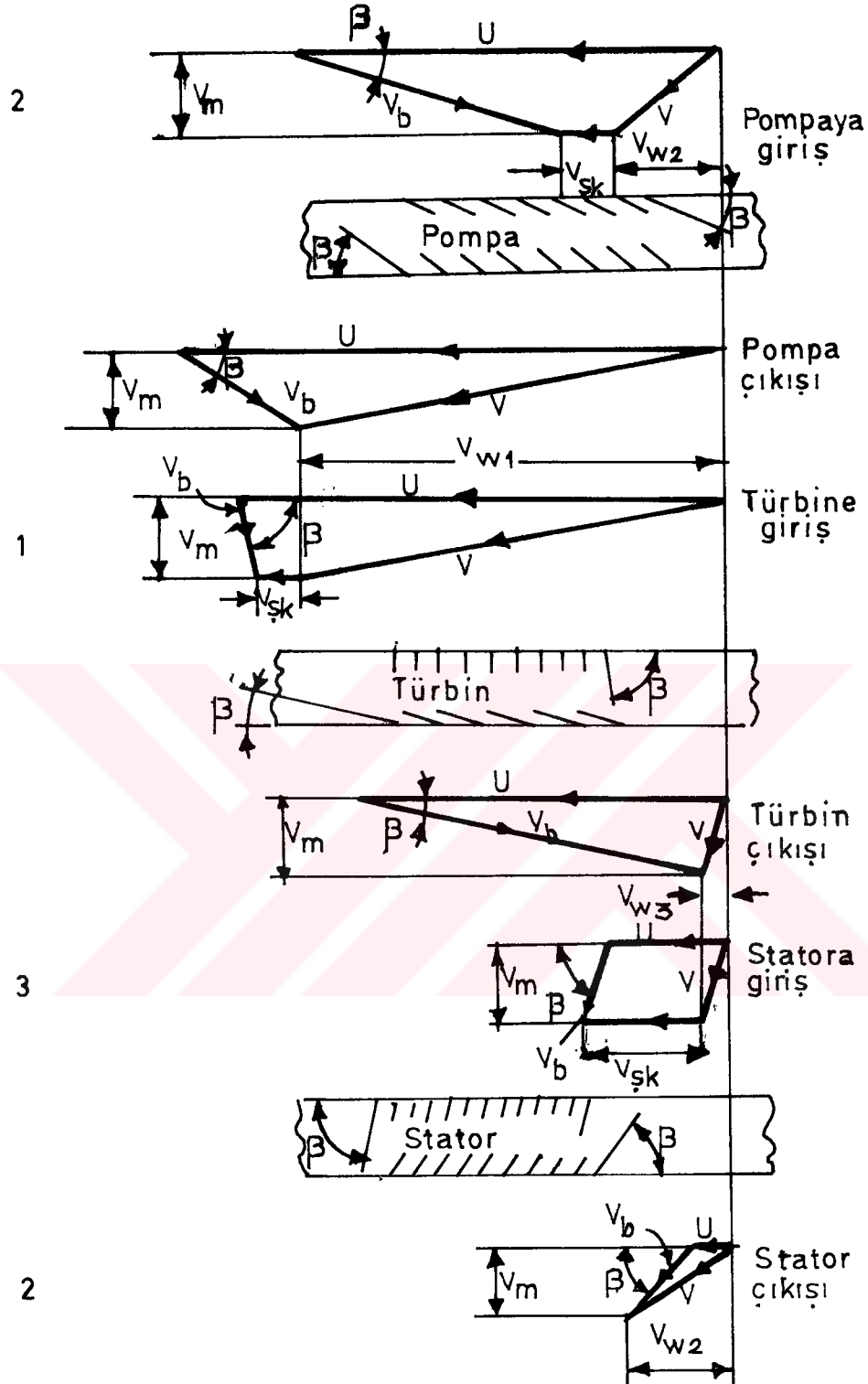
Her bir çark elemanının giriş ve çıkışındaki hız üçgenlerimizi belirlerken şok kayıplarından dolayı şok hızlarını da gözönünde bulundurmalıyız:

Şok Hızı:

Akışkan bir çarktan çıkarken belli bir bağıl hıza sahiptir ve diğer elemana girdiği anda bu bağıl hızı yeni elemanın kanatlarına uymaz, hemen değişmesi gerekir. Bu ani hız değişimi de enerji kaybına sebep olur. (Andersson, 1987)

Kısacası, tork konverterdeki kanat ve akışkan açıları arasındaki fark akışkanın kanada girdikten hemen sonra aniden hızlarının değişmesine sebep olmaktadır. Şekil 2.2’de elemanlara girişteki hız üçgenlerinde şok hızlar gösterilmiştir.





Şekil 2.2: Üç Elemanlı Hidrolik Tork Konverterin elemanlarına giriş ve çıkışlardaki hız üçgenleri.



Pompa çıkışındaki mutlak hızın teğetsel hız bileşeni

(Mutlak hızın sürüklenme hızı üzerindeki izdüşümü):

$$\begin{aligned} V_{w_1} &= U_{p_0} - V_m \cdot \cot \beta_{p_0} \\ V_{w_1} &= \omega_p \cdot r_1 - V_m \cot \beta_{p_0} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Türbin çıkışındaki mutlak hızın teğetsel hız bileşeni:

$$\begin{aligned} V_{w_3} &= U_{t_0} - V_m \cdot \cot \beta_{t_0} \\ V_{w_3} &= \omega_t \cdot r_3 - V_m \cdot \cot \beta_{t_0} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Stator çıkışındaki mutlak hızın teğetsel hız bileşeni:

$$\begin{aligned} V_{w_2} &= U_{s_0} - V_m \cdot \cot \beta_{s_0} \\ V_{w_2} &= \omega_s \cdot r_2 - V_m \cdot \cot \beta_{s_0} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Pompaya giriş şok hızı:

$$\begin{aligned} (V_{\text{şk}})_p &= U_{p_i} - V_m \cot \beta_{p_i} - V_{w_2} \\ (V_{\text{şk}})_p &= \omega_p r_2 - V_m \cot \beta_{p_i} - V_m \cot \beta_{s_0} - \omega_s r_2 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Türbine giriş şok hızı

$$\begin{aligned} (V_{\text{şk}})_t &= U_{t_i} - V_m \cot \beta_{t_i} - V_{w_1} \\ (V_{\text{şk}})_t &= \omega_t r_1 - V_m \cot \beta_{t_i} - \omega_p r_1 + V_m \cot \beta_{p_0} \end{aligned} \quad (2.5)$$



Statora giriş şok hızı:

$$(V_{şk})_s = V_m \cot \beta_{s_i} - V_{w_3} + \omega_s r_3$$

$$(V_{şk})_s = V_m \cot \beta_{s_i} - \omega_t r_3 + V_m \cot \beta_{t_0} + \omega_s r_3 \quad (2.6)$$

Pompa çıkışı bağlı hızı:

$$(V_b)_{p_0} = V_m \cdot \operatorname{cosec} \beta_{p_0} \quad (2.7)$$

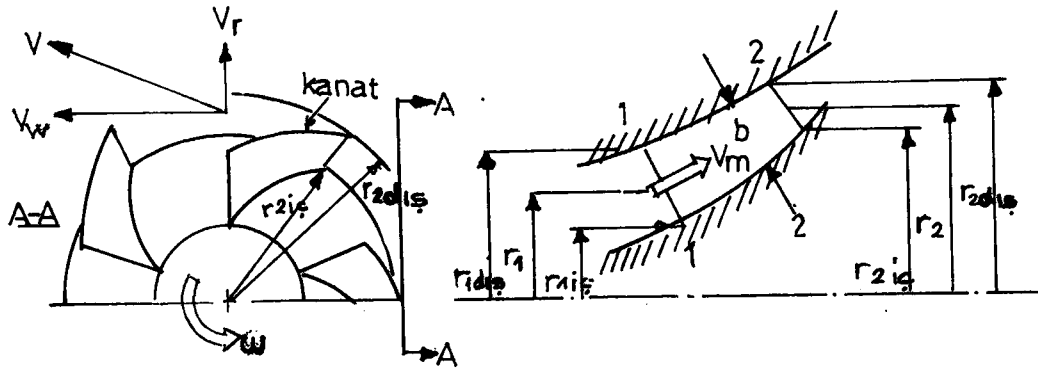
Türbin çıkışı bağlı hızı:

$$(V_b)_{t_0} = V_m \cdot \operatorname{cosec} \beta_{t_0} \quad (2.8)$$

Stator çıkışı bağlı hızı:

$$(V_b)_{s_0} = V_m \operatorname{cosec} \beta_{s_0} \quad (2.9)$$

2.2 Momentum (Tork) ve Güç Denklemleri



Şekil 2.3: Tek boyutlu akımda bir turbo makina kesiti.



V mutlak hızının V_w , V_m olmak üzere iki bileşene sahip olduğunu biliyoruz. ($V_r = 0$ makinalarda). Herbir çarktaki momentumu yazabilmek için çarka giriş ve çıkış aralığında akışkanın birim kütleline açısal momentum teoremini uyguluyoruz. (Sabersky, 1989)

$$T_{2-1} = \int_{2-2} \rho r V_w V_m dq - \int_{1-1} \rho r V_w V_m dq \quad (2.10.a)$$

$$T = \rho_2 r_2 V_{w2} V_{m2} Q_2 - \rho_1 r_1 V_{w1} V_{m1} Q_1$$

$$T = \rho_2 r_2 V_{w2} V_{m2} \cdot 2\pi r_2 b_2 - \rho_1 r_1 V_{w1} V_{m1} \cdot 2\pi r_1 b_1$$

Kütleli debiyi yazarsak:

$$Q = \dot{m} = 2\pi r_2 b_2 V_{m2} \rho_2 = 2\pi r_1 b_1 V_{m1} \rho_1$$

$$T = \dot{m} (V_{w2} r_2 - V_{w1} r_1) \quad (2.10.b)$$

$$T \text{ pozitif ise } V_{w2} r_2 > V_{w1} r_1$$

$$T \text{ negatif ise } V_{w2} r_2 < V_{w1} r_1 \text{ 'dir.}$$

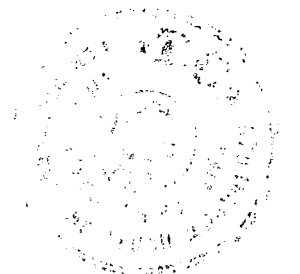
$$T_t = \dot{m} (V_{w1} r_1 - V_{w3} r_3) \quad (2.10)$$

$$T_p = \dot{m} (V_{w1} r_1 - V_{w2} r_2) \quad (2.11)$$

$$T_s = \dot{m} (V_{w2} r_2 - V_{w3} r_3) \quad (2.12)$$

Güç Denklemleri:

$$P = T \cdot \omega \quad (2.13.a)$$



Çıkış Gücü:

$$P_t = T_t \cdot \omega_t = \dot{m} \cdot \omega_t (V_{w_1} r_1 - V_{w_3} r_3) \quad (2.13)$$

Giriş Gücü:

$$P_p = T_p \cdot \omega_p = \dot{m} \cdot \omega_p (V_{w_1} r_1 - V_{w_2} r_2) \quad (2.14)$$

Güç dengesini yazarken kayıpları gözardı edemeyiz. Kayıpları akış kayıpları ve şok kayıpları diye ikiye ayırabiliriz.

2.2.1 Şok Kayıpları

Daha önce değindiğimiz şok hızlarından dolayı her bir çarka girişte oluşan enerji kaybıdır. Bu enerji kaybını en aza indirgeyebilmek için akışkan ile çarkın kanat giriş açısının uyumlu olması istenir. Fakat çarkların kanat açılarını her hız oranında değiştirmek mümkün olmadığından çalışma zamanında en fazla kullanılan hız oranındaki en ideal kanat açısı baz alınarak dizayn yapılır, yani optimum bir açı seçilir. Hız oranı otomobiller için 0,7 olabilir. (Voith, 1988) Bu değerde iken neredeyse şok kaybı oluşmaz.

Şok kaybını enerji kaybı ile ifade etmek istersek, kullanacağımız şok kayıp katsayısı $f_{şk} = 1$ olacaktır, bu en uygun değerdir. (Whitfield, 1978)

$$P_{şk\text{ toplam}} = \frac{\dot{m}'}{2} f_{şk} \left[V_{şk_t}^2 + V_{şk_p}^2 + V_{şk_s}^2 \right] \quad (2.15)$$

2.2.2 Akış Kayıpları

Akışkanın viskoz sürtünmelerinden dolayı ortaya çıkan kayıplardır. Akışkanın viskozitesi, akış kanallarındaki yüzey pürüzlülüğü, akış kanallarının yönündeki değişimler gibi faktörlerin artması sonucu akış kayıpları da artar. Akış kayıpları hız oranı 0,7 ÷ 1 arasında iken azalır. Bunun nedeni akış kanallarının cidarlarıyla ilgili akışkan hızlarının azalmasıdır. Bağlı hızın karesiyle orantılıdır (kinetik enerji).



Akış kayıp katsayısı f_{ak} ise $0,2 \div 0,3$ arasında bir değerdedir. (Andersson S. 1988)

$$P_{ak} = \frac{\dot{m}}{2} f_{ak} \left[V_{bt}^2 + V_{bp}^2 + V_{bs}^2 \right] \quad (2.16)$$

Akışkan kapalı bir yörüngede dolaşım yaptıkça sıvının açısal momentumundaki toplam değişme, herbir elemanın giriş kısmından geçerken sıfır olmalıdır. Bu durumda dengenin sağlanabilmesi için pompa ve stator çarklarında bulunan akışkanın açısal momentumundaki artış, türbin elemanının içerisindeki açısal momentum azalmasına eşit olmalıdır. Sonuç olarak tork ilişkilerinin aşağıdaki gibi yazılması mümkün olmaktadır. (Euler'in turbo makinalar eşitliğinden)

$$T_t = T_p + T_s \quad (2.17)$$

Hidrolik tork konverterde enerji eşitliğini uygulayacak olursak, güç dengesinde giriş gücü ve çıkış gücü arasındaki fark konverterde harcanan güce eşit olur.

$$P_p - P_t = P_{sk} + P_{ak} \quad (2.18)$$

2.18 denkleminde; 2.13, 2.14, 2.15; 2.16 denklemleri yerine yazılırsa:

$$\begin{aligned} \dot{m} \left[\omega_p (V_{w1} r_1 - V_{w2} r_2) - \omega_t (V_{w1} r_1 - V_{w3} r_3) \right] = \\ = \frac{\dot{m}}{2} f_{sk} \left[V_{skt}^2 + V_{skp}^2 + V_{sk_s}^2 \right] + \frac{\dot{m}}{2} f_{ak} \left[V_{bt}^2 + V_{bp}^2 + V_{bs}^2 \right] \end{aligned} \quad (2.18.a)$$

Bu denklemi düzenleyebilmek için

2.4, 2.5, 2.6 eşitliklerinin karelerini alırsak:

$$(V_{sk})_p^2 = (\omega_p r_2 - V_m \cot \beta_{p_i} - V_m \cot \beta_{r_o} - \omega_s r_2)^2$$



$$(V_{\text{şk}})_p^2 = r_2^2 (\omega_p - \omega_s)^2 - 2r_2 V_m (\omega_p - \omega_s) (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0}) + V_m^2 (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0})^2 \quad (2.4.a)$$

$$(V_{\text{şk}})_t^2 = r_1^2 (\omega_t - \omega_p)^2 - 2r_1 V_m (\omega_t - \omega_p) (\cot \beta_{t_i} + \cot \beta_{p_0}) + V_m^2 (\cot \beta_{t_i} + \cot \beta_{p_0})^2 \quad (2.5.a)$$

$$(V_{\text{şk}})_s^2 = r_3^2 (\omega_t - \omega_s)^2 - 2r_3 V_m (\omega_t - \omega_s) (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0}) + V_m^2 (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0})^2 \quad (2.6.a)$$

Denklem 2.18.a'da m 'i sadeleştirip 2.4.a, 2.5.a, 2.6.a yerlerine yazılırsa 2.18 denklemini şu şekle gelir:

$$\begin{aligned} & \omega_p r_1 (\omega_p r_1 - V_m \cot \beta_{p_0}) - \omega_p r_2 (\omega_r r_1 - V_m \cot \beta_{s_0}) \\ & - \omega_t r_1 (\omega_p r_1 - V_m \cot \beta_{p_0}) + \omega_t r_3 (\omega_t r_3 - V_m \cot \beta_{t_0}) = \\ & \frac{1}{2} \left[r_2^2 (\omega_p - \omega_s)^2 - 2r_2 V_m (\omega_p - \omega_s) (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0}) + V_m^2 (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0})^2 \right. \\ & + r_1^2 (\omega_t - \omega_p)^2 - 2r_1 V_m (\omega_t - \omega_p) (\cot \beta_{t_i} + \cot \beta_{p_0}) + V_m^2 (\cot \beta_{t_i} + \cot \beta_{p_0})^2 \\ & + r_3^2 (\omega_t - \omega_s)^2 - 2r_3 V_m (\omega_t - \omega_s) (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0}) + V_m^2 (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0})^2 \left. \right] \\ & + \frac{1}{2} f_{ak} V_m^2 (\operatorname{cosec}^2 \beta_{p_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{t_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{s_0}) \end{aligned} \quad (2.18.b)$$

Eşitliklerimizi kullanırken tork konverterin çalıştığı bölgeyi mutlaka dikkate almalıyız. Çünkü hız oranı $(\omega_t / \omega_p = n_t / n_p)$, sıfırdan tekyönlü kavramanın devreye girdiği kavrama noktasına kadar olan konverter bölgesinde stator sabittir $(\omega_s = 0)$. Tek yönlü kavrama devreye girdiğinde kavrama bölgesine geçilmiş olur ve stator artık sabit

değildir. Tek yönlü kavrama sistemde yoksa hız oranı kavrama noktasından büyük iken statora etki eden akışkan, dönme yönünde stator da torka neden olur ve statoru ters yönde döndürmeye çalışır. Tork konverterde çıkış-giriş torkları oranı birden küçük olur, kayıplar artar.

1.Hidrolik Tork Konverter

(Tek yönlü kavrama yok)

$$(0 \leq \frac{n_t}{n_p} < \text{kavrama noktası}, \quad \omega_s = 0, \quad \frac{T_t}{T_p} > 1)$$

$$(\text{kavrama noktası} \leq \frac{n_t}{n_p} < \sim 1, \quad \omega_s = 0, \quad \frac{T_t}{T_p} \leq 1)$$

2.Hidrolik Tork Konverter + Hidrolik Kavramalı Sistemler

(Tek yönlü kavrama var)

$$(0 \leq \frac{n_t}{n_p} < \text{kavrama noktası}, \quad \omega_s = 0, \quad \frac{T_t}{T_p} > 1)$$

$$(\text{kavrama noktası} \leq \frac{n_t}{n_p} < \sim 1, \quad \omega_s \neq 0, \quad \frac{T_t}{T_p} = 1)$$

Yukarıdaki sınıflamaya göre 2.18.b denklemini artık çalışma bölgelerini gözönünde bulundurarak yeniden düzenleyebiliriz. Kavrama noktasına kadar olan çalışma alanında $\omega_s = 0$ olduğuna göre:

$$\begin{aligned} \omega_p^2 (r_1^2 - r_2^2) + \omega_t^2 (r_3^2 - r_1^2) &= 2V_m [(\omega_p - \omega_t) r_1 \cot \beta_{ti} - \omega_p r_2 \cot \beta_{pi} - \omega_t r_3 \cot \beta_{si}] \\ &+ V_m^2 [(\cot \beta_{pi} + \cot \beta_{s_0})^2 + (\cot \beta_{ti} - \cot \beta_{p_0})^2 + (\cot \beta_{si} + \cot \beta_{t_0})^2] \\ &+ f_{ak} (\operatorname{cosec}^2 \beta_{p_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{t_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{s_0}) \end{aligned} \quad (2.18.c)$$



Eşitliğin her iki tarafını V_m ile bölüp, yeniden düzenleyip, sıfıra eşitlersek:

$$\begin{aligned} & (r_1^2 - r_2^2) \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right)^2 + (r_3^2 - r_1^2) \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right)^2 - 2(r_1 \cot \beta_{ti} - r_2 \cot \beta_{pi}) \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) \\ & + 2(r_1 \cot \beta_{ti} + r_3 \cot \beta_{si}) \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) - \left[(\cot \beta_{pi} + \cot \beta_{s_0})^2 + (\cot \beta_{ti} - \cot \beta_{p_0})^2 \right. \\ & \left. + (\cot \beta_{si} + \cot \beta_{t_0})^2 + f_{ak} (\operatorname{cosec}^2 \beta_{p_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{t_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{s_0}) \right] = 0 \end{aligned}$$

(2.18.d)

$\omega_s = 0$ için; 2.18.d denklemi, 2.18.a denkleminin

$$A_1 \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right)^2 + B_1 \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right)^2 + C_1 \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + D_1 \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) + E_1 = 0 \quad \text{formuna dönüşmüş}$$

durumdur.

$$A_1 = r_1^2 - r_2^2$$

$$B_1 = r_3^2 - r_1^2$$

$$C_1 = -2(r_1 \cot \beta_{ti} - r_2 \cot \beta_{pi})$$

$$D_1 = 2(r_1 \cot \beta_{ti} + r_3 \cot \beta_{si})$$

$$\begin{aligned} E_1 = & - \left[(\cot \beta_{pi} + \cot \beta_{s_0})^2 + (\cot \beta_{ti} - \cot \beta_{p_0})^2 + (\cot \beta_{si} + \cot \beta_{t_0})^2 \right. \\ & \left. + f_{ak} (\operatorname{cosec}^2 \beta_{p_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{t_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{s_0}) \right] \end{aligned}$$

Kavrama noktasında $\frac{T_t}{T_p} = 1$ ise $T_s = 0$ 'dır. (2.17'den)

Bu durumda 2.12 denkleminde $T_s = 0$ ' dersek:

$$V_{w_2} \cdot r_2 = V_{w_3} \cdot r_3$$



$$(\omega_t \cdot r_3 - V_m \cdot \cot \beta_{t_0}) \cdot r_3 = (\omega_s \cdot r_2 + V_m \cot \beta_{s_0}) \cdot r_2$$

$$\omega_s = \omega_t \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 - \frac{V_m}{r_2} \left(\frac{r_3}{r_2} \cot \beta_{t_0} + \cot \beta_{s_0} \right) \quad (2.12.b)$$

2.18.b'yi tekrar düzenlersek:

$$\begin{aligned} & (r_1^2 - r_2^2) \cdot \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right)^2 + \left\{ (r_3^2 - r_1^2) + \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 [2r_3^2 - (r_2^2 + r_3^2) \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2] \right\} \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right)^2 \\ & - 2(r_1 \cot \beta_{t_i} - r_2 \cot \beta_{p_i}) \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + \left\{ 2(r_1 \cot \beta_{t_i} + r_3 \cot \beta_{s_i}) + 2r_3 X \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^3 \right. \\ & \left. - 2 \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \cdot [r_2 (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0}) + r_3 (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0})] \right\} \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) \\ & - \left\{ (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0})^2 + (\cot \beta_{t_i} - \cot \beta_{p_0})^2 + (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0})^2 \right. \\ & \left. + f_{ak} (\operatorname{cosec}^2 \beta_{p_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{t_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{s_0}) + \left[1 + \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \right] X^2 \right. \\ & \left. - \frac{2}{r_2} X [r_2 (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0}) + r_3 (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0})] \right\} = 0 \quad (2.18.e) \end{aligned}$$



Burada $X = \frac{r_3}{r_2} \cot \beta_{t_0} + \cot \beta_{s_0}$ 'dır.

$$2.18 \text{ denklemimiz } A_2 \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right)^2 + B_2 \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right)^2 + C_2 \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + D_2 \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) + E_2 = 0$$

formuna dönüştü.

$$A_2 = r_1^2 - r_2^2$$

$$B_2 = \left\{ (r_3^2 - r_1^2) + \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \left[2r_3^2 - (r_2^2 + r_3^2) \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \right] \right\}$$

$$C_2 = -2 (r_1 \cot \beta_{t_i} - r_2 \cot \beta_{p_i})$$

$$D_2 = \left\{ 2 (r_1 \cot \beta_{t_i} + r_3 \cot \beta_{s_i}) + 2r_3 X \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^3 - 2 \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \cdot \left[r_2 (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0}) + r_3 (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0}) \right] \right\}$$

$$E_2 = - \left\{ (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0})^2 + (\cot \beta_{t_i} - \cot \beta_{p_0})^2 + (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0})^2 + f_{ak} (\operatorname{cosec}^2 \beta_{p_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{t_0} + \operatorname{cosec}^2 \beta_{s_0}) + \left[1 + \frac{r_3}{r_2} \right]^2 \right\} X^2 - \frac{2}{r_2} X \left[r_2 (\cot \beta_{p_i} + \cot \beta_{s_0}) + r_3 (\cot \beta_{s_i} + \cot \beta_{t_0}) \right] \} = 0$$

2.18.d ve 2.18.e denklemleri pompa açısai hızı ω_p ile türbin açısai hızı ω_t arasında bağıntı oluşturmaktadır. Katsayılar görüldüğü gibi r_1 , r_2 , r_3 ve β_{t_i} , β_{p_i} , β_{s_i} , β_{t_0} , β_{p_0}



β_{s_0} 'nın fonksiyonudur. Bu değerler farklı dizayndaki her tork konverter için değişir, fakat aynı tork konverter için yapılan işlemlerde sabittir.

2.3 Tork Oranının Belirlenmesi

Belirli bir hidrolik tork konverterin karakteristiklerinin tanımlanabilmesi için giriş ve çıkış mili torkları arasındaki oranı belirleyebilmeliyiz. Bu amaçla 2.10'da 2.1, 2.2, yerlerine yazılır.

$$\dot{m} = \rho \cdot V_m \cdot a \quad (2.19)$$

a: Optimum akış alanı = $(0,25 \div 0,35) (\pi R^2)$ (Jandasek, 1963)

2.19 kütleli debi 2.10 denkleminin açık ifadesinde yerine yazılırsa,

$$T_t = \rho \cdot V_m \cdot a (\omega_p \cdot r_1^2 - V_m \cdot r_1 \cdot \cot \beta_{p_0} - \omega_t \cdot r_3^2 + V_m \cdot r_3 \cdot \cot \beta_{t_0})$$

Bu eşitliği V_m^2 'ye bölüp düzenlersek

$$\frac{T_t}{V_m^2} = \rho \cdot a \cdot r_1^2 \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) - \rho \cdot a \cdot r_3^2 \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) + \rho \cdot a (r_3 \cdot \cot \beta_{t_0} - r_1 \cdot \cot \beta_{p_0}) \quad (2.20)$$

$$\frac{T_t}{V_m^2} = F \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + G \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) + H \quad \text{' dersek:}$$

$$F = \rho \cdot a \cdot r_1^2$$

$$G = -\rho \cdot a \cdot r_3^2$$

$$H = \rho \cdot a (r_3 \cdot \cot \beta_{t_0} + r_1 \cdot \cot \beta_{p_0})$$

Aynı işlemleri 2.11'de tekrarlayalım. 2.11'de 2.1, 2.3 eşitliklerini yazıp, V_m^2 'ye bölelim:

$$\frac{T_p}{V_m^2} = \rho \cdot a \cdot r_1^2 \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) - \rho \cdot a (r_2 \cdot \cot \beta_{s_0} + r_1 \cdot \cot \beta_{p_0}) \quad (2.21.a)$$



$$\frac{T_p}{V_m^2} = F \cdot \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + I \quad (2.21.b)$$

$$F = \rho \cdot a \cdot r_1^2$$

$$I = -\rho \cdot a (r_2 \cdot \cot \beta_{s_0} + r_1 \cdot \cot \beta_{p_0})$$

Kavrama noktası için yazarsak 2.20, 2.21'e eşittir.

$$\frac{T_t}{V_m^2} = \frac{T_p}{V_m^2} = F \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + G \left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) + H \quad (2.22)$$

F, G, H, I değerleri içeriklerinden de anlaşılacağı gibi tork konverter geometrisinin fonksiyonlarıdır ve her tork konverter için sabit değerler alırlar.

T_t / T_p oranını elde edebilmemiz için V_m terimini yok etmeliyiz. Aynı zamanda T_t / T_p ω_p ve ω_t 'ye bağlı olarak sürekli değişmektedir. O zaman denklemlerimizde bu hız oranını da düzenlemeliyiz.

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{n_t}{n_p} = v \quad (2.23)$$

$$\left(\frac{\omega_t}{V_m} \right) = \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) \cdot \left(\frac{\omega_t}{\omega_p} \right) = \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) \cdot v \quad (2.24)$$

2.18.d'de 2.24 eşitliğini yazarsak şu formu elde ederiz.

$$(A_1 + B_1 \cdot v^2) \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right)^2 + (C_1 + D_1 \cdot v) \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + E_1 = 0$$

$$\frac{\omega_p}{V_m} = -(C_1 + D_1 \cdot v) \pm \sqrt{\frac{(C_1 + D_1 \cdot v)^2 - 4(A_1 + B_1 \cdot v^2) \cdot E_1}{2(A_1 + B_1 \cdot v^2)}} \quad (2.25)$$

V_m ortalama akış hızı doğrudan pompa çarkı açışal hızına bağlıdır. 2.25'te her hız oranı için bir ω_p / V_m oranı elde edilmektedir.



v oranı kavrama noktasında küçük ise 2.21.b düzenlenip V_m eşitliği elde edilir.

$$I \cdot V_m^2 + F \omega_p V_m - T_p = 0 \quad (2.21.c)$$

$$\Delta = F^2 \cdot \omega_p^2 + 4 \cdot I \cdot T_p$$

$$V_{m1,2} = \frac{-F \cdot \omega_p \pm \sqrt{F^2 \omega_p^2 + 4 \cdot I \cdot T_p}}{2 \cdot I} \quad (2.26)$$

$$\frac{\omega_p}{V_m} = \frac{2 \cdot I}{-F \pm \sqrt{F^2 + 4 \cdot I \left(\frac{T_p}{\omega_p^2} \right)}} \quad (2.27)$$

Aynı işlem sırası ile 2.22 düzenlenirse

$$\frac{T_t}{V_m^2} = F \cdot \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + G \cdot \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) \cdot v + H \quad (2.22.a)$$

2.22.a'yı 2.21.b'ye bölersek:

Tork Oranı:

$$\mu = \frac{T_t}{T_p} = \frac{F \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + G \cdot v \cdot \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + H}{F \left(\frac{\omega_p}{V_m} \right) + I} \quad (2.28)$$

Tork arttırımı vorteks akışına bağlı olarak büyür, türbin durduğu zaman maksimum değerindedir, hızlar oranı bire yaklaştıkça vorteks akış azalır, tork artımı da tork aktarımına dönüşür.



2.4 K-Faktörü, Kapasite Eğrisi, Verim

K-faktörü; pompa açısıl hızının, torkun pompa kareköküne bölünmesiyle elde edilir. K-faktörünün hız oranına göre değişimini veren eğriye kapasite eğrisi denir. Farklı tork ve hız şartlarında tork konverterin performansının çabuk hesaplanmasını sağlar. Hem giriş hem de çıkış şartları için kullanılabilir. Eğrinin karakteristik şekli, makina ve iletişim organlarının oluşturduğu sistemin tepki özelliğini belirler. Hız oranıyla kesintisiz bir yükselme gösteren kapasite eğrisinin karakteristik özelliği kanatçık açısına bağımlı olmasıdır. Yakıt ambargasonunun olmadığı yıllarda kapasite eğrilerine, taşıt performansını gösterdiklerinden dolayı verim eğrilerinden daha fazla önem verilmekteydi. (Mercure, R., 1979)

2.28 denkleminde 2.27'yi yerine yazdığımızda $\frac{\omega_p}{\sqrt{T_p}}$ ile v arasında tek ifade meydana gelir. Böylece $\frac{\omega_p}{\sqrt{T_p}}$ 'nin sadece hız oranının bir fonksiyonu olduğunu, belirli bir tork konverter için gerçekten de tork oranı ve hız oranı arasında tek bir bağıntı olduğu görülür, o da K-faktörüdür.

$$K = \frac{\omega_p}{\sqrt{T_p}} \quad (2.29)$$

$$K = \frac{\omega_p}{V_m} \cdot \frac{V_m}{\sqrt{T_p}}$$

$$K = \frac{\omega_p}{V_m} \cdot \sqrt{\frac{1}{T_p} \cdot V_m^2} \quad (2.30)$$

Tork konverter aktarım verimi, pompa çarkına verilen enerjinin ne kadarının etkili olarak türbine aktarıldığını gösterir. Enerji burada motorun çıkış gücüne bağlıdır ve motor hız ve torkunun belli bir oranıdır. (Lucas, By G.G. 1970)



$$\eta = \frac{T_t}{T_p} \cdot \frac{\omega_t}{\omega_p} \quad (2.31)$$

$$\eta = \mu \cdot v$$



BÖLÜM 3. SAYISAL ÖRNEKLEME

Bölüm 2'deki denklemleri daha kolay anlaşılır hale getirebilmek için sayısal sonuçlar elde edilmek istenmektedir. Bunun için de bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Ana program bazı alt programlar veya değişiklikler ilavesi ile EK'lerde sunulmaktadır.

Kullanılan birim sistemi _ Programda herhangi bir birim sistemine ait sabit değerler kullanılmadığı için, istenilen birim sisteminde çalıştırılabilir. Özgül kütle; birim hacmin kütlesi; debi birim zamanındaki kütledir. Çıkış bilgileri de giriş bilgilerinin sahip olduğu birimler ile elde edilirler.

Sayısal işlemlerde kullanılacak boyutlar ve gerekli sabitler aşağıda verilmektedir:

r_2 : Pompa giriş yarıçapı = 0,0782 m

r_2 : Stator çıkış yarıçapı = 0,0782 m

r_1 : Pompa çıkış yarıçapı = 0,1290 m

r_1 : Türbin giriş yarıçapı = 0,129 m

r_3 : Türbin çıkış yarıçapı = 0,0693 m

r_3 : Stator giriş yarıçapı = 0,0693 m

β_{p_i} : Pompa giriş açısı = 73,5°

β_{p_o} : Pompa çıkış açısı = 84°

β_{t_i} : Türbin giriş açısı = 139,5°

β_{t_o} : Türbin çıkış açısı = 32,5°

β_{s_i} : Stator giriş açısı = 73,5°

β_{s_o} : Stator çıkış açısı = 18°

a : Akış kesit alanı = 0,01755 m²

ρ : Akışkan yoğunluğu = 849 kg/m³



f_{ak} : Akışkan sürtünme katsayısı = 0,2

$f_{şk}$: Şok kayıp katsayısı = 1

Ek I'deki programımıza yukarıdaki değerler input olarak yazıldığında program, artık geometrisini bildiği tork konverter için öncelikle katsayı sabitlerini hesaplar ve kavrama noktasını belirler.

Tork konverter bölgesindeki eşitlikleri hesaplar, sistemin kavrama noktasından sonraki çalışma durumuna bağlı olarak (hidrolik tork konverter olarak çalışabilir, veya hidrolik kavrama özelliği gösterebilir) bu bölgedeki değerleri de hesapladıktan sonra sonuçları isteğe bağlı olarak Şekil 3.1 ve 3.2'de görüldüğü gibi grafik şeklinde veya Tablo 3.1'de olduğu gibi tablo halinde verir.

Şekil 3.1'deki sistemde tek yönlü kavrama yoktur. Şekil 3.2'de ise tork konverter + hidrolik kavrama çalışması görülmektedir. Türbin ve pompa torkları oranı, K-eğrisi ve verim eğrisinin değişimleri; çıkış/giriş milleri devir oranına bağlı olarak incelenmiştir. Sisteme tek yönlü kavramanın ilavesi ile verim eğrisi ile x-ekseni arasında kalan alan büyümüştür. Programda alan hesabı yamuk yöntemi kullanılarak yaptırılmıştır. Örnek dizayn tork konverter için % 1,6'lık bir alan artışı görülmektedir. Verim eğrisi alanı 0,6601'den 0,6706'ya yükselmektedir.

Programa her elemanın giriş-çıkış kanat açıları için birer döngü ilave ederek elde edilen yeni program ilk hareket esnasındaki en yüksek tork oranı ile verim eğrisi alanının maksimum olduğu açı değerlerini belirlemekte, böylece tork konverter ölçülerini optimize etmektedir. Verilen örnek tork konverterin açı optimizasyonu yapılmıştır. Şekil 3.3'te, optimize edilmiş yeni kanat açılarına sahip tork konverterin performans eğrileri görülmektedir. Tork oranı maksimum 3,045 değerindedir, % 23 artmıştır. Verim eğrisi alanı 0,6946 dır ve % 3,5 artmaktadır.



Hesaplanan iyileştirilmiş kanat açısı değerleri şöyledir:

β_{p_i} : Pompa giriş kanat açısı = 77°

β_{p_o} : Pompa çıkış kanat açısı = 82°

β_{t_i} : Türbin giriş kanat açısı = 150°

β_{t_o} : Türbin çıkış kanat açısı = 31°

β_{s_i} : Stator giriş kanat açısı = 98°

β_{s_o} : Stator çıkış kanat açısı = 20°

Şekil 3.4'te örnek tork konverterin ortalama akış hızı değerleri grafik halinde görülmektedir. Hesaplanan hız değerleri pompa açısal hızı ile orantılıdır. $\frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{n_t}{n_p}$ oranı

ile ters orantılıdır; türbin hızı artıp pompa hızına yaklaştıkça ortalama akış hızı düşmektedir. Çünkü dönel akış arttıkça, vorteks akış düşmektedir.

Şekil 3.5'te pompa kanadı giriş açısının 40° - 130° arası değişimi incelenmektedir. Çıkış açısı kadar etkin olmasa da tork oranı açısı büyüdükçe artmaktadır. Verim eğrisi ise açısı büyüdükçe dikkate alınmayacak kadar sola kaymakta, fakat maksimum verim çok düşmektedir. Giriş açısının küçük olması verimin maksimum değerinin önemsendiği durumlarda kullanılmalıdır.

Şekil 3.6'da pompa kanadı çıkış açısının tork konverter verimi ve tork oranı üzerine olan etkisi grafik halde gösterilmektedir. 50° - 110° lik bir değişim aralığında pompa çıkış açısı büyüdükçe tork oranı ve verim alanı düşmektedir. Verimin maksimum değerinde dikkate alınmayacak bir yükselme görülmektedir. Verim eğrisi açısı büyüdükçe sağa kaymaktadır.

Şekil 3.7'de türbin kanadı giriş açısının 110° - 170° arasındaki değişimine bakılmaktadır. Açının artışıyla tork oranı da belli bir değere kadar artış göstermiş, 150° den sonra geri dönüş başlamıştır. Aynı değişim verimin maksimum değeri için de



geçerlidir. 150° ye kadar artan verimin maksimum değeri ve verim alanı 150° den sonra birden düşmektedir. Unutulmamalı ki verilen açı değerleri örneklemedeki sayısal değerler için geçerlidir, başka geometride tork konverter kullanıldığında bu açı değerlerinde değişim görülebilir.

Şekil 3.8'de türbin kanadı çıkış açısının 10° - 70° arası değişimi incelenmektedir. Türbin kanadı çıkış açısı 30° - 70° arasında iken tork oranlarında önemli bir değişiklik olmamakta, açı büyüdükçe ise maksimum verim ve verim alanı azalmaktadır.

Şekil 3.9'da stator kanadı giriş açısının 80° - 140° arası değişimi grafiklendirilmektedir. Açı artışı, tork oranını arttırmış ancak verim eğrisinin maksimum değerinde ve verim alanında düşüşe neden olmuştur.

Şekil 3.10'da stator kanadı çıkış açısının 10° - 40° arası değişimi incelenmiştir. Eğri değişimleri açıya bağlı olarak ilginç bir seyir izlemektedir. 20° de maksimum tork oranı ve maksimum verim değeri ve verim eğrisi alanı elde edilmiştir. Açı büyüdükçe bu değerler düşüş göstermektedir.

Ek II'de verilen program motorun değişik açısal hızlarında her bir türbin-pompa devir oranının verdiği türbin torkunu belirler. Şekil 3.11, 3.12, 3.13'teki grafikler Ek II'deki programla çizilmektedir. Şekil 3.11, 3.12'de x eksenini pompa açısal hızını başka bir ifade ile motor hızını, y eksenini türbin torkunu belirtmektedir. Şekil 3.13'te y eksenini pompa torkunu, motordan alınacak gücü belirtmektedir.

Örneğin, bu tork konverter için Şekil 3.11'e baktığımızda grafikten anlaşılabileceği gibi motor 3000 dev / dak ile döndüğünde 0,2 lik hız oranında (türbin hızı-çıkış mili 600 dev / dak) çıkışta alınacak tork 800 NM'dir. Aynı motor hızında daha yüksek çıkış hızı isteniyorsa (1800 dev/dak lık türbin çıkış hızında) 0.6 lık hız oranında 550 Nm. lik bir tork alınmaktadır. Böylece yol ve sürüş şartlarına bağlı olarak sonsuz sayıda kademelendirme yapabiliriz. Fakat çalışma pozisyonundaki tork konverter verimini de gözden uzak tutmamalıyız. Giriş-çıkış hız oranları 0,7 civarında ve kavrama noktasından sonra yani oran 0,9 civarında iken tork konverter veriminin % 90-95



olduğu bilinmektedir. Bu da bize, araç hız kazandığında tork artışının pek olmadığı bölgede çalışmanın yakıt tasarrufu sağlayacağını ifade eder.

Şekil 3.13'ten faydalanılarak her motor devrinde hangi hız oranında çalışılmak isteniyorsa bunu sağlayacak pompa torkunu bilmekteyiz. Ancak motor moment eğrisi bağlayıcı bir etkidir. Pompa torkunun motor torkuna eşit olduğunu kabul ettiğimizden bu değerlerde çalışmalıyız. Motora uygun tork konverter seçimi de bu sebeple önemlidir.

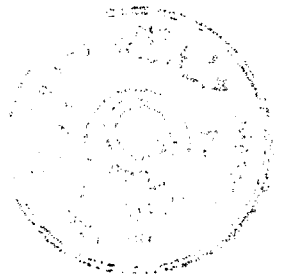


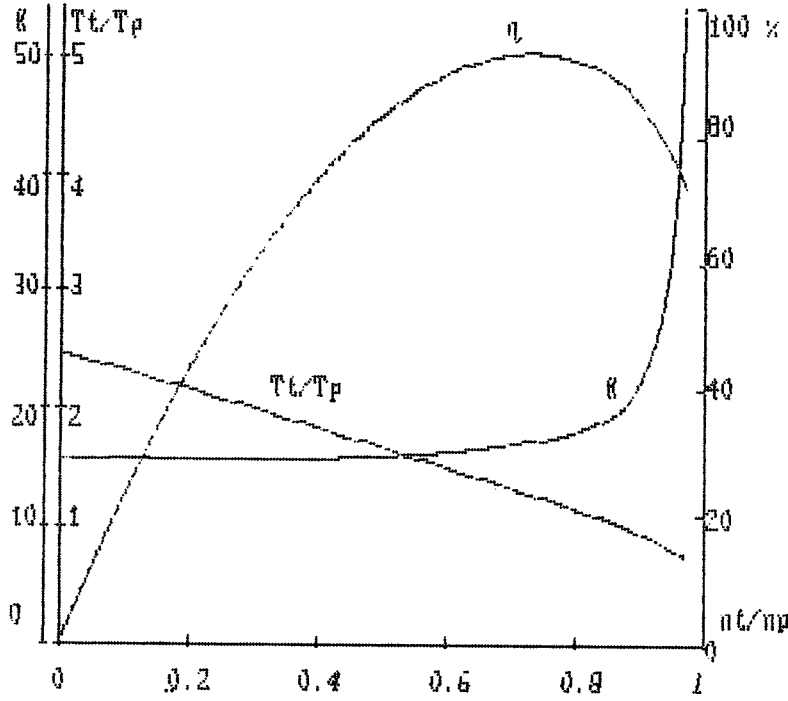
Örnek hidrolik tork konverterde kavrama noktasının bulunduğu hız oranı $\left(\frac{n_t}{n_p}\right) = 0,8779$

Hız Oranı $\left(\frac{n_t}{n_p}\right)$	Tork Oranı $\left(\frac{T_t}{T_p}\right)$	Verim	K-faktörü	Stator / Pompa açısal hızı
0.00	2.4717	0	15,7082	0
0.05	2.3994	0.1199	15,7020	0
0.10	2.3244	0.2324	15,7011	0
0.15	2.2471	0.3370	15,7009	0
0.20	2.1679	0.4335	15,7091	0
0.25	2.0873	0.5218	15,7256	0
0.30	2.0053	0.6016	15,7526	0
0.35	1.9225	0.6728	15,7929	0
0.40	1.8389	0.7355	15,8499	0
0.45	1.7548	0.7896	15,9282	0
0.50	1.6703	0.8351	16,0336	0
0.55	1.5856	0.8720	16,1739	0
0.60	1.5004	0.9002	16,3604	0
0.65	1.4149	0.9197	16,6098	0
0.70	1.3287	0.9300	16,9483	0
0.75	1.2411	0.9308	17,4212	0
0.80	1.1513	0.9210	18,1156	0
0.85	1.05694	0.8984	19,2334	0
Tek yön kavramasız :				
0.90	0.9439	0.8495	22,3548	0
0.95	0.8094	0.7689	34,0625	0
Verim Alanı : 0,6601				
Tek yön kavramalı :				
0.90	1.0000	0.9000	21,0000	0,1289
0.95	1.0000	0.9500	21,0000	0,4820

Verim Alanı : 0,6706

Tablo 3.1: Tek yönlü kavramasız ve tek yönlü kavramalı örnek hidrolik tork konverterin türbin / pompa hız oranına göre verim, tork oranı, K-faktörü değişim değerleri.



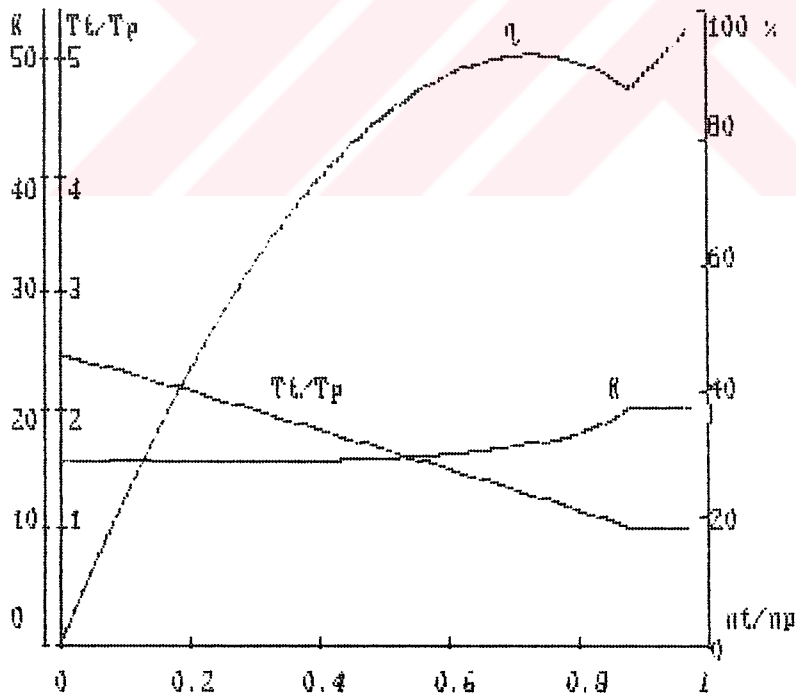


Şekil 3.1: Üç elemanlı (tek yön kavramasız), örnek tork konverterin verim, tork oranı, K-faktörü eğrileri.

Verim alanı = 0,6601,

Max tork oranı = 2,47,

$\eta_{\max} = 0,9308$

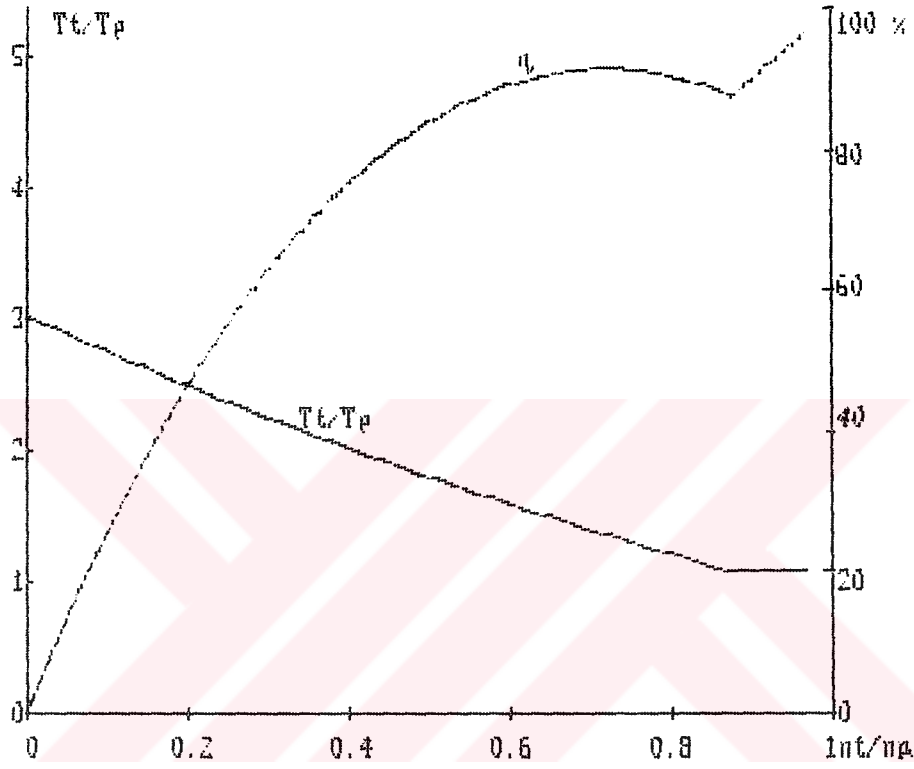


Şekil 3.2: Üç elemanlı (tek yön kavramalı), örnek tork konverterin verim, tork oranı, K-faktörü eğrileri.

Verim alanı = 0,6706

Max tork oranı = 2,47,

$\eta_{\max} = 0,9308$

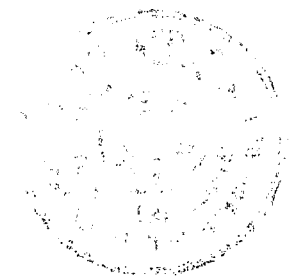


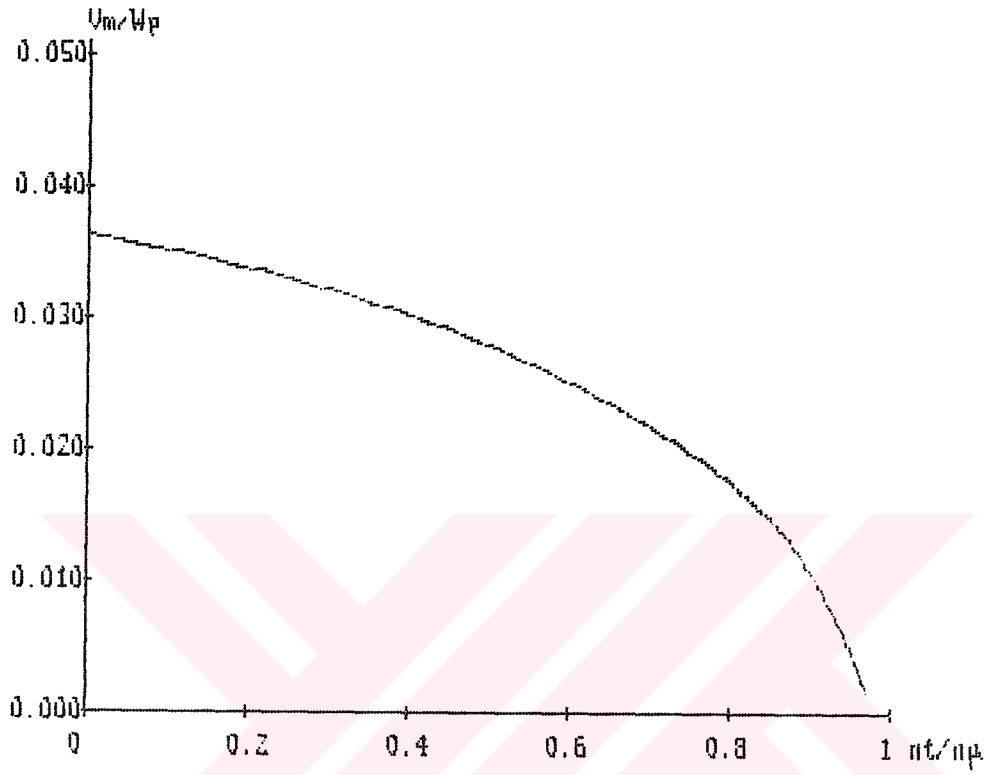
Şekil 3.3 Optimize edilmiş boyutlara sahip tork konverter tork oranı, verim, K-faktörü eğrileri.

Verim Alanı = 0,6946

Max. tork oranı = 3,045

$\eta_{\max} = 0,9266$

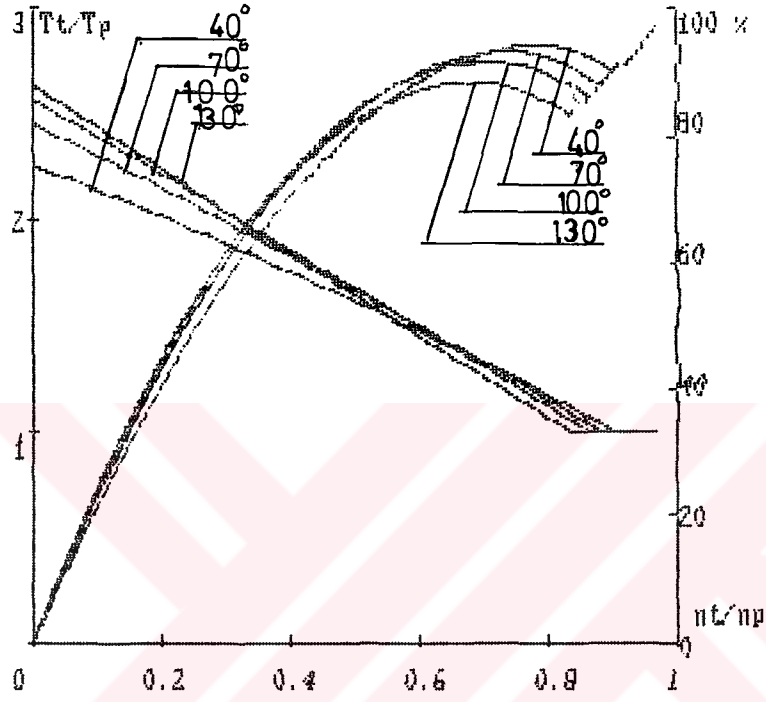




Şekil 3.4: Örnek tork konverterin türbin-pompa hız oranına göre akışkanın ortalama akış hızının değişim eğrisi ($\omega_p = \text{Sabit}$)

(Ortalama akış hızı değişimi pompa açısal hızına bağlıdır)

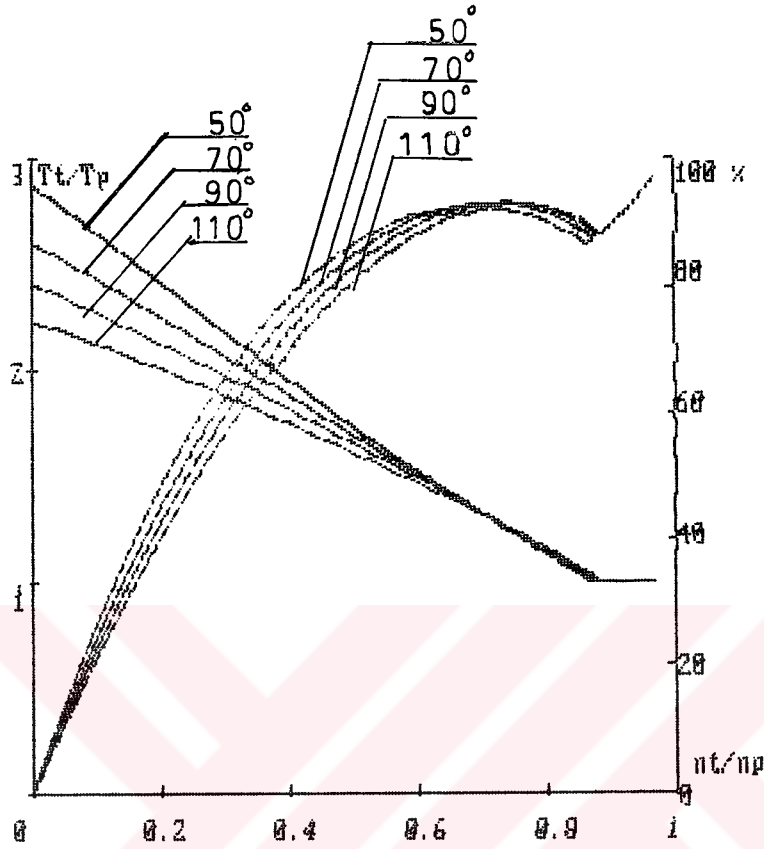




Açı	Max. tork oranı	Max. Verim	Verim Alanı
40°	2,26	0,9401	0,1325
70°	2,45	0,9325	0,1349
100°	2,56	0,9176	0,1349
130°	2,63	0,8828	0,1326

Şekil 3.5: Örnek tork konverterin pompa kanadı giriş açısının farklı değerlerindeki verim, tork oranı eğrileri.

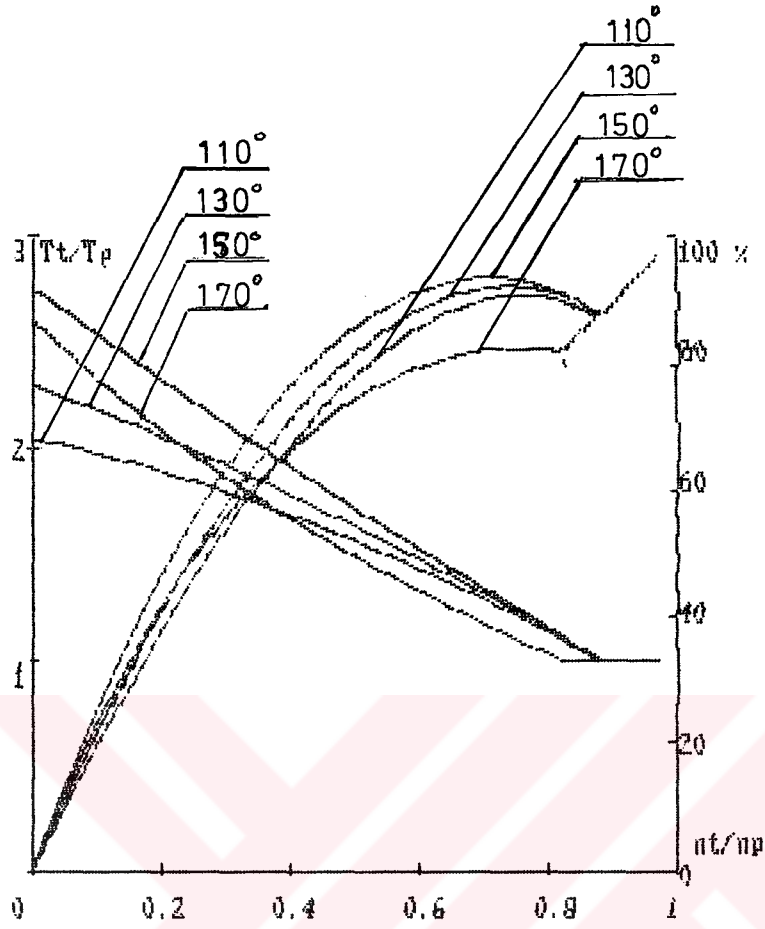




Açı	Max. tork oranı	Max. Verim	Verim Alanı
50°	2,88	0,9252	0,1390
70°	2,61	0,9307	0,1366
90°	2,41	0,9310	0,1342
110°	2,24	0,9280	0,1315

Şekil 3.6: Örnek tork konverterin pompa çıkış açısının farklı değerlerindeki verim, tork oranı eğrileri.

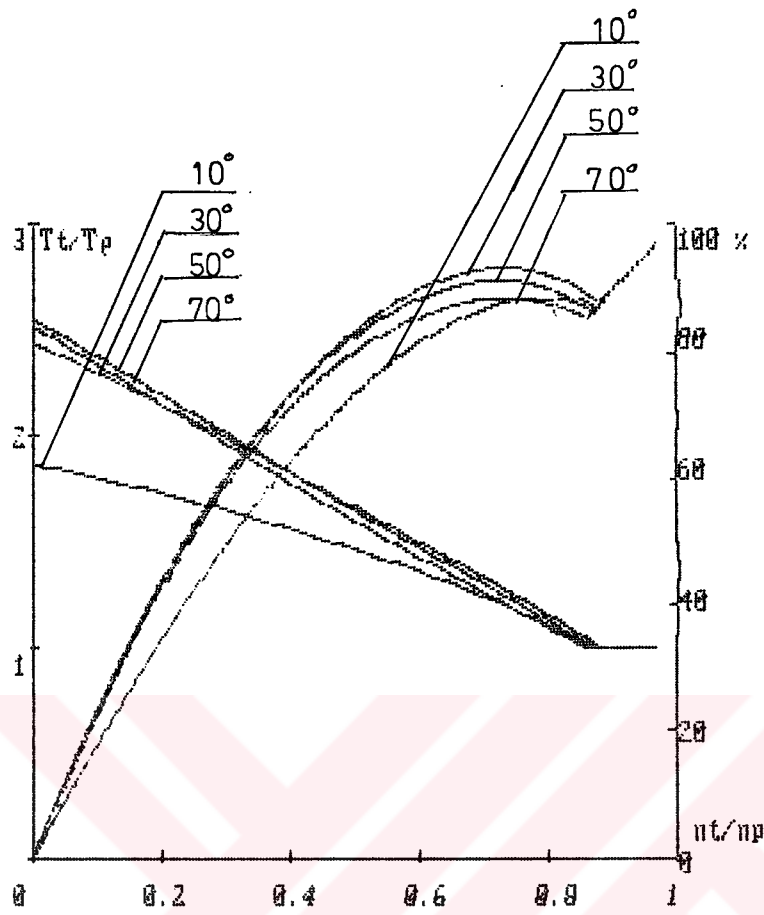




Açı	Max. tork oranı	Max. Verim	Verim Alanı
110°	2,048	0,9088	0,1277
130°	2,292	0,9243	0,1323
150°	2,757	0,9364	0,1382
170°	2,608	0,8245	0,1243

Şekil 3.7: Örnek tork konverterin türbin giriş açısının farklı değerlerindeki verim, tork oranı eğrileri.

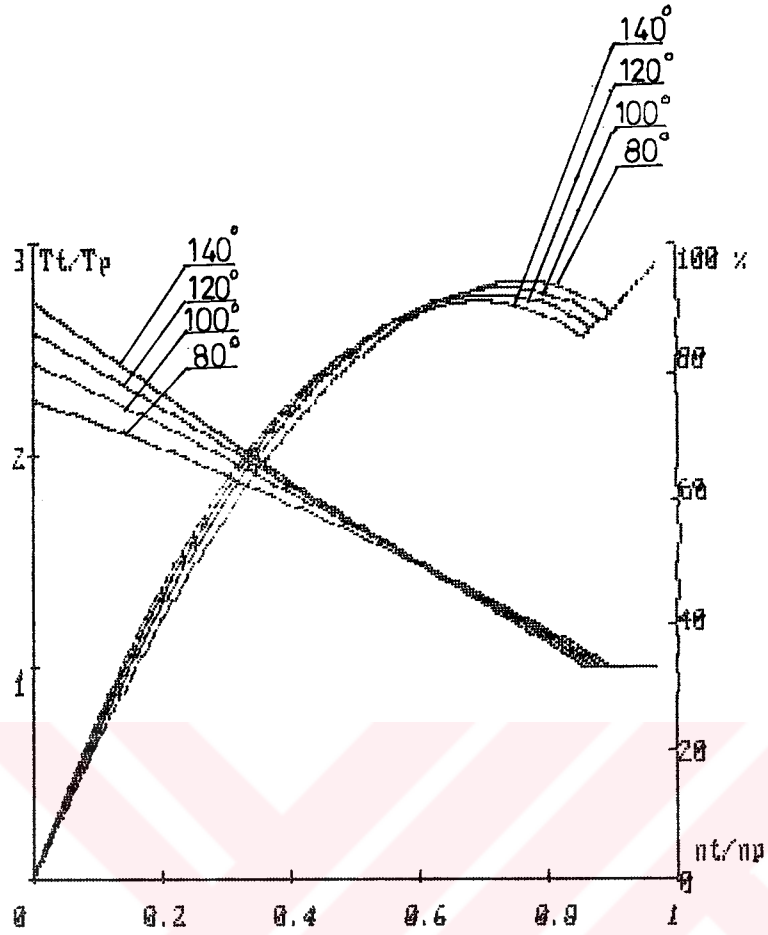




Açı	Max. tork oranı	Max. Verim	Verim Alanı
10°	1,86	0,8843	0,1220
30°	2,44	0,9325	0,1348
50°	2,55	0,9105	0,1338
70°	2,52	0,8826	0,1306

Şekil 3.8: Örnek tork konverterin türbin çıkış açısının farklı değerlerindeki verim, tork oranı eğrileri.

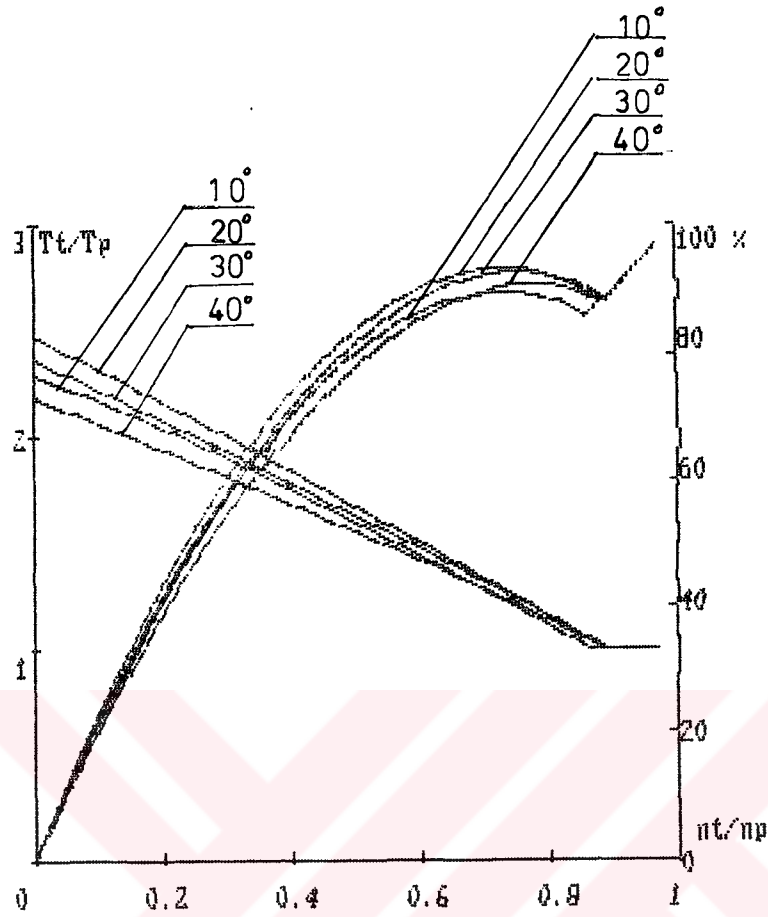




Açı	Max. tork oranı	Max. Verim	Verim Alanı
80°	2,519	0,9276	0,1352
100°	2,659	0,9173	0,1356
120°	2,801	0,9001	0,1352
140°	2,964	0,8659	0,1332

Şekil 3.9: Örnek tork konverterin stator giriş açısının farklı değerlerindeki verim, tork oranı eğrileri.

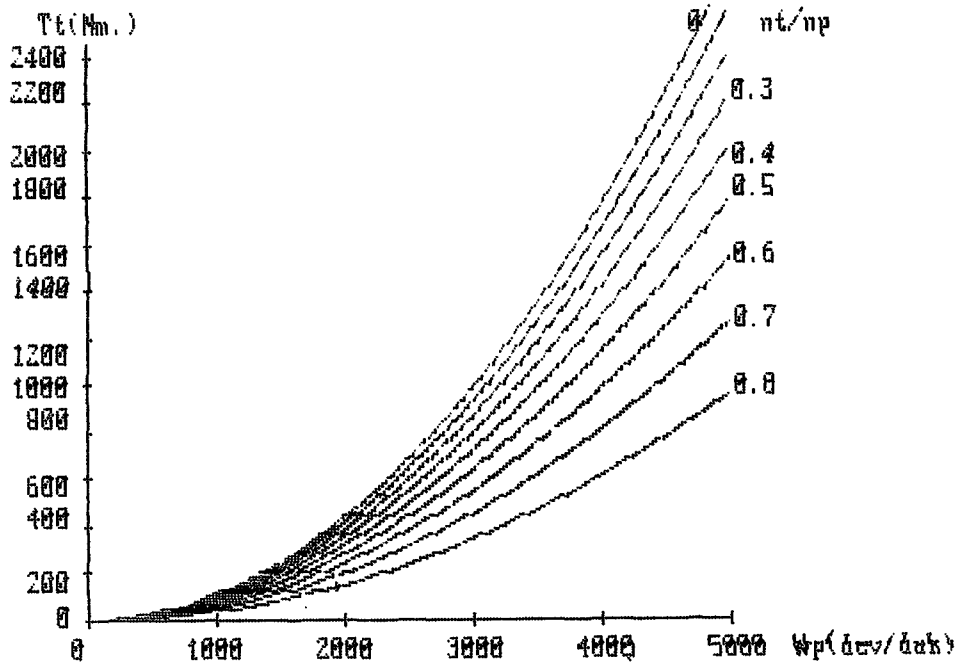




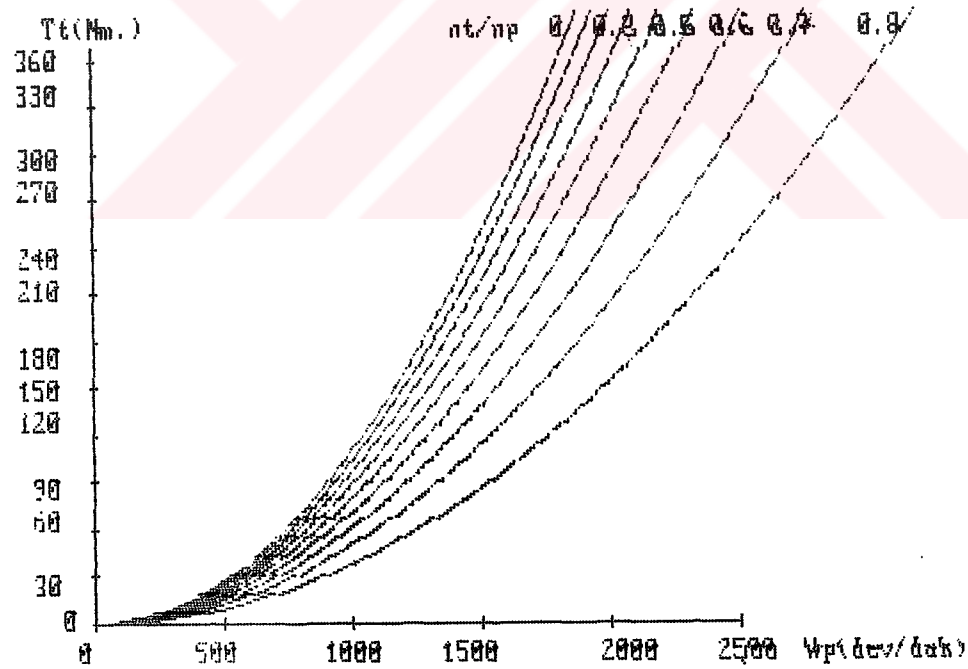
Açı	Max. tork oranı	Max. Verim	Verim Alanı
10°	2,292	0,8961	0,1299
20°	2,477	0,9340	0,1352
30°	2,370	0,9289	0,1329
40°	2,188	0,9075	0,1282

Şekil 3.10: Örnek tork konverterin stator çıkış açısının farklı değerlerindeki verim, tork oranı eğrileri.



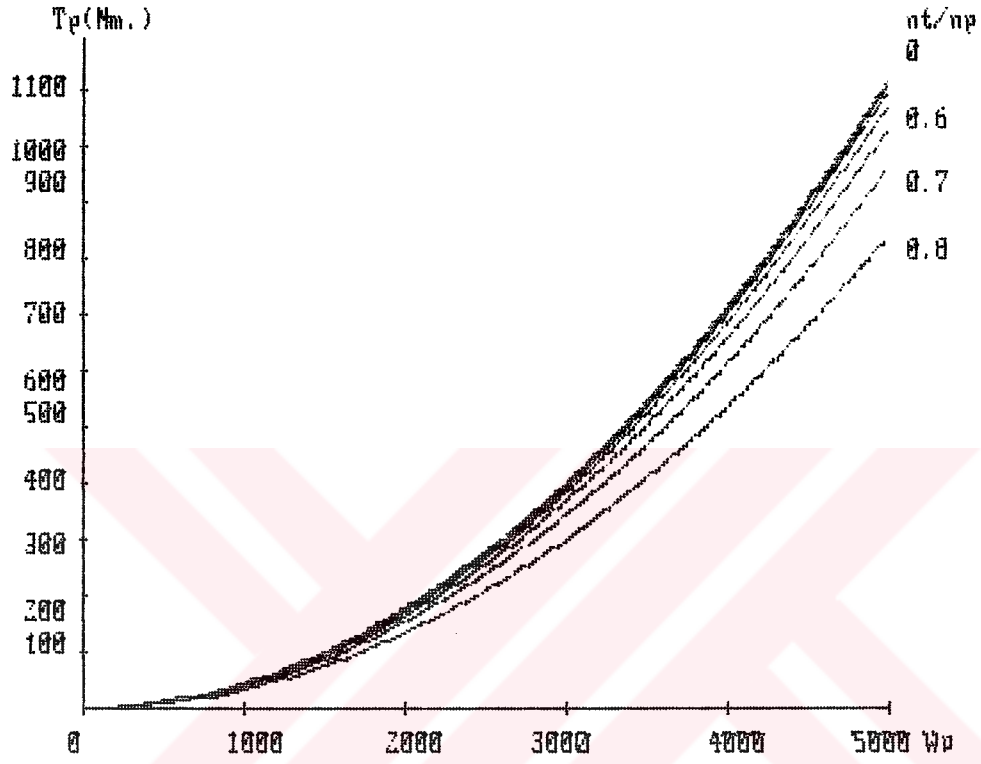


Şekil 3.11: Örnek tork konverterin motor hızına bağlı olarak çıkış torkunun hız oranlarına göre değişimi. (max. 5000 devir)



Şekil 3.12: Örnek tork konverterin motor hızına bağlı olarak çıkış torkunun hız oranlarına göre değişimi (max. 2500 devir).





Şekil 3.13: Örnek tork konverterin giriş tork eğrileri.



Tablo 3.2: Üç Elemanlı Tork Konverterin Hesaplanan Giriş-Çıkış Hız ve Tork Değerleri

Pompa Hızı (dev / dak)	Türbin Hızı (dev / dak)	Hız Oranı	Pompa Torku	Türbin Torku
0	0	0	0	0
1000	0	0	44.4427	109.853
2000	0	0	177.771	439.413
3000	0	0	399.985	988.679
4000	0	0	711.084	1757.65
5000	0	0	1111.06	2746.33
0	0	.1	0	0
1000	100	.1	44.4943	103.424
2000	200	.1	177.977	413.696
3000	300	.1	400.449	930.816
4000	400	.1	711.909	1654.78
5000	500	.1	1112.35	2585.60
0	0	.2	0	0
1000	200	.2	44.4375	96.3405
2000	400	.2	177.750	385.362
3000	600	.2	399.938	867.064
4000	800	.2	711.001	1541.44
5000	1000	.2	1110.94	2408.51
0	0	.3	0	0
1000	300	.3	44.1929	88.6240
2000	600	.3	176.771	354.496
3000	900	.3	397.736	797.616
4000	1200	.3	707.087	1417.98
5000	1500	.3	1104.82	2215.6



0	0	.4	0	0
1000	400	.4	43.6515	80.2733
2000	800	.4	174.606	321.093
3000	1200	.4	392.863	722.46
4000	1600	.4	698.424	1284.37
5000	2000	.4	1091.28	2006.83
0	0	.5	0	0
1000	500	.5	42.6572	71.2542
2000	1000	.5	170.629	285.017
3000	1500	.5	383.915	641.288
4000	2000	.5	682.516	1140.06
5000	2500	.5	1066.43	1781.35
0	0	.6	0	0
1000	600	.6	40.9700	61.4754
2000	1200	.6	163.880	245.901
3000	1800	.6	368.730	553.278
4000	2400	.6	655.521	983.606
5000	3000	.6	1024.25	1536.88
0	0	.7	0	0
1000	700	.7	38.1770	50.7261
2000	1400	.7	152.708	202.904
3000	2100	.7	343.593	456.535
4000	2800	.7	610.833	811.618
5000	3500	.7	954.426	1268.15
0	0	.8	0	0
1000	800	.8	33.4157	38.4738
2000	1600	.8	133.662	153.895
3000	2400	.8	300.741	346.264
4000	3200	.8	534.651	615.581
5000	4000	.8	835.393	961.846



BÖLÜM 4.

SONUÇ

Bu çalışmada hidrolik tork konverterin matematiksel analizi yapılarak kanat giriş-çıkış açılarının verim ve giriş-çıkış torklar oranına etkileri tespit edilmiştir. Tork konverter elemanlarının kanat açılarının performans eğrilerine etkileri grafikler halinde açıklamalı olarak Bölüm 3'te sunulmaktadır. Bu bilgiler ışığında kanat açıları değiştirilerek örnek tork konverterin optimizasyonuna gidilmiş, tork konverter performansında iyileştirme yapılmıştır. Tek yönlü kavrama kullanılarak ve sadece kanat açılarını optimize ederek, tork konverterin dış boyutlarını değiştirmeden örnek tork konverter için verim eğrisi altında kalan alanda % 3,5 lik, tork oranında % 23'lük bir artış sağlanmıştır.

Bölüm 2'deki hesaplamalar, sabit pompa açısal hızında, farklı hız oranları için yapılmıştır. Daha sonra pompa açısal hızı motor hızına eşit alınarak verilen grafiklerde (Şekil 3.11, 3.12, 3.13) farklı giriş açısal hızlarındaki, farklı hız oranlarında, farklı çıkış torkları elde edilmektedir. Belirleyici etken pompa giriş torkunun motor torkuna eşit olmasıdır. Bu nedenle motor ile uyumlu çalışacak bir tork konverter seçilmelidir. Tork konverterin çıkış özelliklerini incelerken verim değerini de gözönünde bulundurmalıyız ve verimin yüksek olduğu hız oranlarında çalışmaya özen göstermeliyiz.

Yapılan hesaplamalar sonucu eklerde sunulan bilgisayar programları geliştirilmiştir. B&M Racing and Performance Products'ın, A731 ve A862 kodlu tork konverterlerin geometrik boyutları ve performans ölçüm sonuçları incelenmiştir. Bu çalışmadaki tork konverter ile aynı özellikleri taşıdığından datalar kolaylıkla programa uyum göstermiştir. Programdan alınan sonuçlar ile test sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de verilmiştir. Eğriler uyum sağlamakta, maksimum % 8-10 arası farklılık göstermektedir.

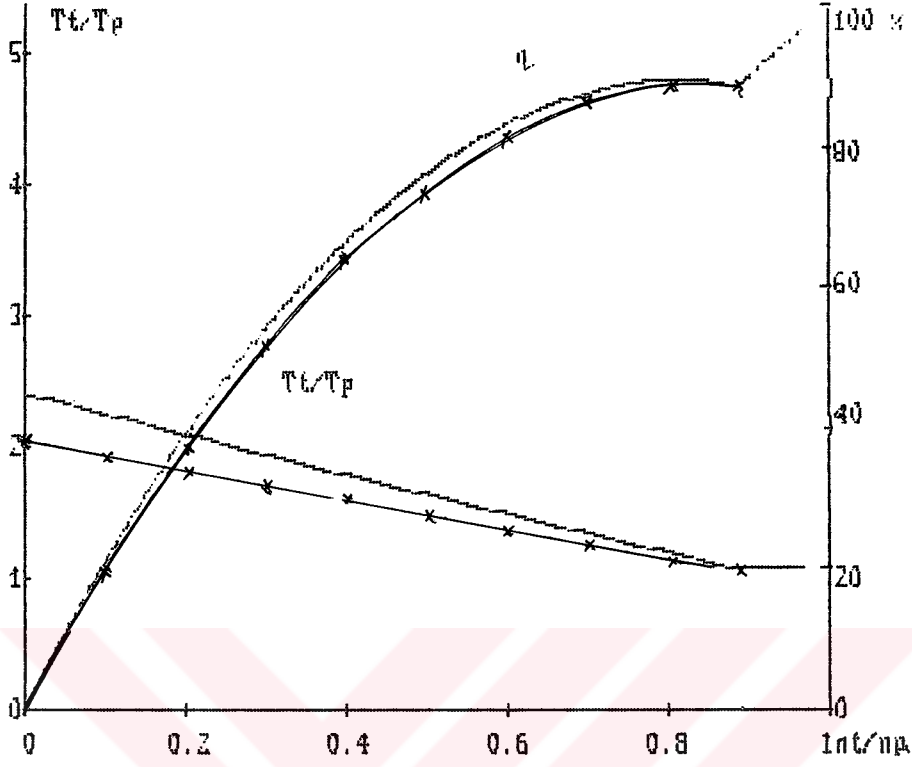
Çalışmadan faydalanılarak aşağıdaki çalışmalara devam edilebilir:



1.Çok kademeli, çok fazlı hidrolik tork konverterlerin matematiksel analizi yapılarak, özel dizayn tork konverter boyutlandırmalarına geçilebilir.

2.Tork konverter iç akışı iki boyutlu incelenerek çeşitli hız oranlarında akım çizgilerindeki düzensizlikler belirlenebilir.



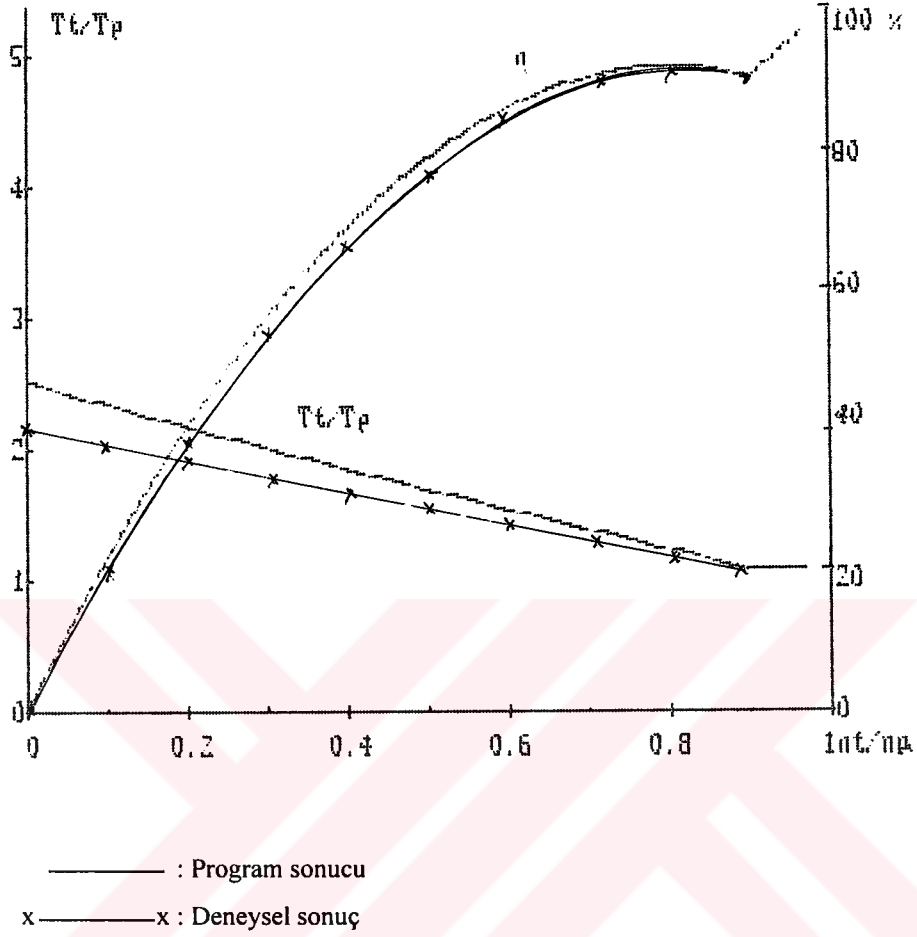


— : Program sonucu
 x — : Deneysel sonuç

Şekil 4.1: A731 tork konverterin performans eğrileri, A731 tipi tork konverterin geometrik boyutları:

- Pompa kanat giriş açısı = 78°
- Pompa kanat çıkış açısı = 95°
- Türbin kanat giriş açısı = 150°
- Türbin kanat çıkış açısı = 40°
- Stator kanat giriş açısı = 90°
- Stator kanat çıkış açısı = 15°
- Pompa giriş çapı = 0,0651 m
- Türbin giriş çapı = 0,1390 m
- Stator giriş çapı = 0,0782 m
- Pompa kanadı = 35 adet
- Türbin kanadı = 30 adet
- Stator kanadı = 20 adet





Şekil 4.2: A862 tork konverterin performans eğrileri

Pompa kanat giriş açısı = 78°

Pompa kanat çıkış açısı = 95°

Türbin kanat giriş açısı = 150°

Türbin kanat çıkış açısı = 35°

Stator kanat giriş açısı = 90°

Stator kanat çıkış açısı = 20°

Pompa giriş çapı = 0,0651 m

Türbin giriş çapı = 0,1390 m

Stator giriş çapı = 0,0782 m

Pompa kanadı = 32 adet

Türbin kanadı = 30 adet

Stator kanadı = 19 adet

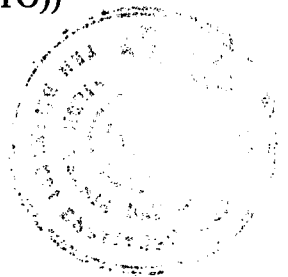


EK 1:

```

DIM NOKTA AS INTEGER
CLS
PRINT "ÜÇ ELEMANLI,TEK KADEMELİ TEK VEYA İKİ FAZLI"
PRINT "TORK KONVERTER VERİM, TORK ORANI, KAPASİTE
HESAPLAMALARI"
PRINT "SONUÇLARIN TABLO VE GRAFİK ŞEKLİNDE SUNUMU"
INPUT "GRAFİK (E/H)", CEVŞ
INPUT "GRAFİĞİ YAZICI ÇİZECEKMİ (E/H)", CEVAP$
INPUT "SİSTEMDE TEK YÖNLÜ KAVRAMA VAR MI (E/H)", CVP$
INPUT "Akış kesit alanı="; ALAN
INPUT "Pompa giriş çapı="; R2
INPUT "Pompa çıkış çapı="; R1
INPUT "Türbin giriş çapı="; R1
INPUT "Türbin çıkış çapı="; R3
INPUT "Stator giriş çapı="; R3
INPUT "Stator çıkış çapı="; R2
INPUT "Pompa giriş açısı="; BPI
INPUT "Pompa çıkış açısı="; BPO
INPUT "Türbin giriş açısı="; BTI
INPUT "Türbin çıkış açısı="; BTO
INPUT "Stator giriş açısı="; BRI
INPUT "Stator çıkış açısı="; BRO
INPUT "Akışkan yoğunluğu="; YG
INPUT "Akışkan sürtünme faktörü="; SF
DER = 3.141592654# / 180:
BPI = DER * BPI: BPO = DER * BPO: BTI = DER * BTI:
BTO = DER * BTO: BRI = DER * BRI: BRO = DER * BRO
CTNPI = COS(BPI) / SIN(BPI): CTNTI = COS(BTI) / SIN(BTI):
CTNRI = COS(BRI) / SIN(BRI): CTNPO = COS(BPO) / SIN(BPI):
CTNTO = COS(BTO) / SIN(BTO): CTNRO = COS(BRO) / SIN(BRO):
CSCPO = 1 / SIN(BPO): CSCTO = 1 / SIN(BTO): CSCRO = 1 / SIN(BRO):
A = R1 ^ 2 - R2 ^ 2
B = R3 ^ 2 - R1 ^ 2
B = B + ((R3 / R2) ^ 2) * (2 * R3 ^ 2 - (R2 ^ 2 + R3 ^ 2) * (R3 / R2) ^ 2)
C = -2 * (R1 * CTNTI - R2 * CTNPI)
P = (R3 / R2) * CTNTO + CTNRO
D = (2 * (R1 * CTNTI + R3 * CTNRI)) + (2 * R3 * P * (R3 / R2) ^ 3)
D = D - 2 * ((R3 / R2) ^ 2) * (R2 * (CTNPI + CTNRO) + R3 * (CTNRI + CTNTO))
E = -((CTNPI + CTNRO) ^ 2) - ((CTNTI - CTNPO) ^ 2) - (CTNRI + CTNTO) ^ 2
E = E - SF * (CSCPO ^ 2 + CSCTO ^ 2 + CSCRO ^ 2) - (1 + (R3 / R2) ^ 2) * P ^ 2
E = E + (2 / R2) * P * (R2 * (CTNPI + CTNRO) + R3 * (CTNRI + CTNTO))
F = YG * ALAN * R1 ^ 2
G = -YG * ALAN * R3 ^ 2

```



```

H = YG * ALAN * (R3 * CTNTO - R1 * CTNPO)
I = -YG * ALAN * (R2 * CTNRO + R1 * CTNPO)
IF CEV$ <> "E" THEN 10
SCREEN 3
LINE (130, 270)-(530, 270)
LINE (130, 0)-(130, 270)
LINE (120, 0)-(120, 270)
LINE (530, 0)-(530, 270)
FOR IQ = 0 TO 5
LINE (525, 54 * IQ)-(535, 54 * IQ)
LINE (127, 20 + 50 * IQ)-(133, 20 + 50 * IQ)
LINE (118, 20 + 50 * IQ)-(123, 20 + 50 * IQ)
LINE (130 + 80 * IQ, 267)-(130 + 80 * IQ, 272)
NEXT IQ
LOCATE 1, 12: PRINT "K": LOCATE 1, 16: PRINT "Tt/Tp"
LOCATE 1, 64: PRINT "%": LOCATE 19, 61: PRINT "nt/np"
LOCATE 2, 12: PRINT "50": LOCATE 1, 60: PRINT "100"
LOCATE 4, 60: PRINT "80": LOCATE 8, 60: PRINT "60"
LOCATE 12, 60: PRINT "40": LOCATE 16, 60: PRINT "20"
LOCATE 20, 60: PRINT "0": LOCATE 6, 12: PRINT "40"
LOCATE 9, 12: PRINT "30": LOCATE 13, 12: PRINT "20"
LOCATE 16, 12: PRINT "10": LOCATE 19, 12: PRINT "0"
LOCATE 2, 16: PRINT "5": LOCATE 6, 16: PRINT "4"
LOCATE 9, 16: PRINT "3": LOCATE 13, 16: PRINT "2"
LOCATE 16, 16: PRINT "1": LOCATE 21, 15: PRINT "0"
LOCATE 21, 23: PRINT "0.2": LOCATE 21, 32: PRINT "0.4"
LOCATE 21, 41: PRINT "0.6": LOCATE 21, 50: PRINT "0.8"
LOCATE 21, 59: PRINT "1": LOCATE 1, 46: PRINT "n"
LOCATE 12, 30: PRINT "Tt/Tp": LOCATE 12, 53: PRINT "K"
10 FOR J = 0 TO 10000
X = .0001 * J
L = -(C + D * X) + ((C + D * X) ^ 2 - 4 * E * (A + B * X ^ 2)) ^ .5)
L = L / (2 * (A + B * X ^ 2))
Z = F * L + G * X * L + H
Z1 = F * L + I
IF ABS(Z1 - Z) < .01 THEN 100
NEXT J
100 IF CEV$ = "E" THEN 110
PRINT "KAVRAMA NOKTASININ BULUNDU"U HIZ ORANI=", X
PRINT
PRINT , "ÜÇ ELEMANLI TORK KONVERTER HESAP SONUÇLARI"
PRINT , "_____ "
PRINT "HIZ ORANI", "K FAKTÖRÜ", "MOMENT ORANI", "VERİM",
"STATOR/POMPA HIZI"
PRINT "_____", "_____", "_____", "_____", "_____"
110 SR = 0
B = R3 ^ 2 - R1 ^ 2

```



```

D = 2 * (R1 * CTNTI + R3 * CTNRI)
E = -(CTNPI + CTNRO) ^ 2 - (CTNTI - CTNPO) ^ 2 - (CTNRI + CTNTO) ^ 2
E = E - SF * (CSCPO ^ 2 + CSCTO ^ 2 + CSCRO ^ 2)
150 L = -(C + D * SR) + ((C + D * SR) ^ 2 - 4 * E * (A + B * SR ^ 2)) ^ .5 / (2 * (A +
    B * SR ^ 2))
K = L * (1 / (I + F * L)) ^ .5
T = (F * L + G * SR * L + H) / (F * L + I)
VRM = T * SR
200 IF CEV$ = "E" THEN 210
    PRINT TAB(3); SR; TAB(15); K; TAB(29); T; TAB(43); VRM; TAB(57); HRP
210 OLCK = 5 / 1
    KCIZ = 270 - OLCK * K
    OLCSR = 400 / 1
    SRCIZ = 130 + OLCSR * SR
    PSET (SRCIZ, KCIZ), 10
    OLCT = 50 / 1
    TCIZ = 270 - OLCT * T
    PSET (SRCIZ, TCIZ), 12
    OLCVR = 270 / 1
    VRMCIZ = 270 - OLCVR * VRM
    PSET (SRCIZ, VRMCIZ), 13
    SR = SR + .0001
    IF SR > .97 THEN 400
    IF SR < X THEN 150
    IF SR >= X THEN 300
300 IF CVP$ = E THEN 350
    B = (R3 ^ 2 - R1 ^ 2)
    B = B + (R3 / R2) ^ 2 * (2 * R3 ^ 2 - (R2 ^ 2 + R3 ^ 2) * (R3 / R2) ^ 2)
    D = 2 * (R1 * CTNTI + R3 * CTNRI) + 2 * R3 * P * (R3 / R2) ^ 3
    D = D - 2 * (R3 / R2) ^ 2 * (R2 * (CTNPI + CTNRO) + R3 * (CTNRI + CTNTO))
    E = -(CTNPI + CTNRO) ^ 2 - (CTNTI - CTNPO) ^ 2 - (CTNRI + CTNTO) ^ 2
    E = E - SF * (CSCPO ^ 2 + CSCTO ^ 2 + CSCRO ^ 2)
    E = E - (1 + (R3 / R2) ^ 2) * P ^ 2
    E = E + 2 / R2 * P * (R2 * (CTNPI + CTNRO) + R3 * (CTNRI + CTNTO))
    L = -(C + D * SR) + ((C + D * SR) ^ 2 - 4 * E * (A + B * SR ^ 2)) ^ .5
    L = L / (2 * (A + B * SR ^ 2))
    K = L * (1 / (F * L + G * SR * L + H)) ^ .5
    T = (F * L + G * SR * L + H) / (F * L + I)
    VRM = T * SR
    HRP = (SR * (R3 / R2) ^ 2) - (1 / (L * R2)) * ((R3 / R2) * CTNTO + CTNRO))
    GOTO 200
350 T = 1
    VRM = T * SR
    GOTO 200
400 IF CEVAP$ <> "E" THEN END
    LPRINT CHR$(27); CHR$(78); CHR$(1)
    LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(5)

```



```
FOR JK = 0 TO 41
LPRINT CHR$(27); CHR$(89); CHR$(208); CHR$(2);
FOR JL = 0 TO 719
Q1 = POINT(JL, 8 * JK)
Q2 = POINT(JL, 8 * JK + 1)
Q3 = POINT(JL, 8 * JK + 2)
Q4 = POINT(JL, 8 * JK + 3)
Q5 = POINT(JL, 8 * JK + 4)
Q6 = POINT(JL, 8 * JK + 5)
Q7 = POINT(JL, 8 * JK + 6)
Q8 = POINT(JL, 8 * JK + 7)
NOKTA = Q1 * 128 + Q2 * 64 + Q3 * 32 + Q4 * 16 + Q5 * 8
NOKTA = NOKTA + Q6 * 4 + Q7 * 2 + Q8
LPRINT CHR$(NOKTA);
NEXT JL
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(21)
NEXT JK
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(90)
END
```



' EK 2:

```

CLS
PRINT "ÜÇ ELEMENLİ TORK KONVERTERDE MOTOR DEVİR HIZINA
GÖRE"
PRINT "ÇIKIŞ HIZI VE GİRİŞ - ÇIKIŞ TORK DEĞERLERİNİN"
PRINT "TABLO ŞEKLİNDE SUNUMU"
INPUT "Akış kesit alanı="; ALAN
INPUT "Pompa giriş çapı="; R2
INPUT "Pompa çıkış çapı="; R1
INPUT "Türbin giriş çapı="; R1
INPUT "Türbin çıkış çapı="; R3
INPUT "Pompa giriş açısı="; BPI
INPUT "Pompa çıkış açısı="; BPO
INPUT "Türbin giriş açısı="; BTI
INPUT "Türbin çıkış açısı="; BTO
INPUT "Stator giriş açısı="; BRI
INPUT "Stator çıkış açısı="; BRO
INPUT "Akışkan yoğunluğu="; YG
INPUT "Akışkan sürtünme faktörü="; SF
DER = 3.141592654# / 180: BPI = DER * BPI: BPO = DER * BPO:
BTI = DER * BTI: BTO = DER * BTO: BRI = DER * BRI: BRO = DER * BRO
CTNPI = COS(BPI) / SIN(BPI): CTNTI = COS(BTI) / SIN(BTI):
CTNTO = COS(BTO) / SIN(BTO): CTNRO = COS(BRO) / SIN(BRO):
CTNPO = COS(BPO) / SIN(BPO): CTNRI = COS(BRI) / SIN(BRI):
A = R1 ^ 2 - R2 ^ 2
B = R3 ^ 2 - R1 ^ 2
C = -2 * (R1 * CTNTI - R2 * CTNPI)
D = 2 * (R1 * CTNTI + R3 * CTNRI)
E = -(CTNPI + CTNRO) ^ 2 - (CTNTI - CTNPO) ^ 2 - (CTNRI + CTNTO) ^ 2
CSCPO = 1 / SIN(BPO): CSCTO = 1 / SIN(BTO): CSCRO = 1 / SIN(BRO)
E = E - SF * (CSCPO ^ 2 + CSCTO ^ 2 + CSCRO ^ 2)
F = YG * ALAN * R1 ^ 2
G = -YG * ALAN * R3 ^ 2
H = YG * ALAN * (R3 * CTNTO - R1 * CTNPO)
I = -YG * ALAN * (R2 * CTNRO + R1 * CTNPO)
100 PRINT "ÜÇ ELEMENLİ TORK KONVERTERİN GİRİŞ ÇIKIŞ HIZ VE TORK
DEĞERLERİ"
PRINT "-----"
PRINT "POM.DEVRİ", "TÜR. DEVRİ", "HIZ ORANI", "POM.TORKU ",
"TRBİN TORKU"
PRINT "-----", "-----", "-----", "-----", "-----"
FOR SR = 0 TO .9 STEP .1
FOR WP = 0 TO 5000 STEP 1000

```

```

Q = (3.141592654#) / 30
WP = WP * Q
150 L = (- (C + D * SR) + ((C + D * SR) ^ 2 - 4 * E * (A + B * SR ^ 2)) ^ .5)
L = L / (2 * (A + B * SR ^ 2))
K = L * (1 / (I + F * L)) ^ .5
T = (F * L + G * SR * L + H) / (F * L + I)
TPOM = (WP / K) ^ 2
TTUR = T * TPOM
WP = WP / Q
SRM = SR * WP
200 PRINT TAB(3); WP; TAB(15); SRM; TAB(30); SR; TAB(43); TPOM; TAB(57);
TTUR;
NEXT WP
NEXT SR
END

```

' EK 2A:

```

'ÜÇ ELEMENLİ TORK KONVERTERDE MOTOR DEVİR HIZINA GÖRE
'FARKLI ÇIKIŞ HIZLAR ORANINDAKİ TÜRİN TORKU EĞRİLERİ
PRINT
INPUT "GRAFİĞİ YAZICI ÇİZECEK Mİ ? (E/H)"; CEVAP$
CLS
INPUT "Akış kesit alanı="; ALAN
INPUT "Pompa giriş çapı="; R2
INPUT "Pompa çıkış çapı="; R1
INPUT "Türbin giriş çapı="; R1
INPUT "Türbin çıkış çapı="; R3
INPUT "Pompa giriş açısı="; BPI
INPUT "Pompa çıkış açısı="; BPO
INPUT "Türbin giriş açısı="; BTI
INPUT "Türbin çıkış açısı="; BTO
INPUT "Stator giriş açısı="; BRI
INPUT "Stator çıkış açısı="; BRO
INPUT "Akışkan yoğunluğu="; YG
INPUT "Akışkan sürtünme faktörü="; SF
DER = 3.141592654# / 180: BPI = DER * BPI: BPO = DER * BPO:
BTI = DER * BTI: BTO = DER * BTO: BRI = DER * BRI: BRO = DER * BRO
CTNPI = COS(BPI) / SIN(BPI): CTNTI = COS(BTI) / SIN(BTI):
A = R1 ^ 2 - R2 ^ 2
B = R3 ^ 2 - R1 ^ 2
C = -2 * (R1 * CTNTI - R2 * CTNPI)
CTNTO = COS(BTO) / SIN(BTO): CTNRO = COS(BRO) / SIN(BRO):
CTNPO = COS(BPO) / SIN(BPO): CTNRI = COS(BRI) / SIN(BRI)
D = 2 * (R1 * CTNTI + R3 * CTNRI)
E = -(CTNPI + CTNRO) ^ 2 - (CTNTI - CTNPO) ^ 2 - (CTNRI + CTNTO) ^ 2
CSCPO = 1 / SIN(BPO): CSCTO = 1 / SIN(BTO): CSCRO = 1 / SIN(BRO)
E = E - SF * (CSCPO ^ 2 + CSCTO ^ 2 + CSCRO ^ 2)
F = YG * ALAN * R1 ^ 2
G = -YG * ALAN * R3 ^ 2
H = YG * ALAN * (R3 * CTNTO - R1 * CTNPO)
I = -YG * ALAN * (R2 * CTNRO + R1 * CTNPO)
SCREEN 3
LINE (110, 260)-(510, 260)
LINE (110, 10)-(110, 260)
FOR IQ = 0 TO 5
LINE (110 + 80 * IQ, 258)-(110 + 80 * IQ, 262)

```

```

NEXT IQ
FOR IQ = 0 TO 12
LINE (108, 20 + 20 * IQ)-(112, 20 + 20 * IQ)
NEXT IQ
LOCATE 1, 10: PRINT "Tt(Nm.)": LOCATE 2, 8: PRINT "2400":
LOCATE 3, 8: PRINT "2200": LOCATE 5, 8: PRINT "2000":
LOCATE 6, 8: PRINT "1800": LOCATE 18, 9: PRINT "200":
LOCATE 19, 11: PRINT "0": LOCATE 16, 9: PRINT "400"
LOCATE 15, 9: PRINT "600": LOCATE 13, 9: PRINT "800"
LOCATE 12, 8: PRINT "1000": LOCATE 11, 8: PRINT "1200"
LOCATE 9, 8: PRINT "1400": LOCATE 8, 8: PRINT "1600"
LOCATE 20, 12: PRINT "0": LOCATE 20, 20: PRINT "1000"
LOCATE 20, 29: PRINT "2000": LOCATE 20, 38: PRINT "3000"
LOCATE 20, 47: PRINT "4000": LOCATE 20, 56: PRINT "5000"
LOCATE 20, 62: PRINT "Wp(dev/dak)": LOCATE 1, 60: PRINT "nt/np"
LOCATE 3, 58: PRINT "0.3": LOCATE 1, 55: PRINT "0"
LOCATE 5, 58: PRINT "0.4": LOCATE 6, 58: PRINT "0.5"
LOCATE 8, 58: PRINT "0.6": LOCATE 10, 58: PRINT "0.7"
LOCATE 12, 58: PRINT "0.8":
FOR SR = 0 TO .9 STEP .1
FOR WP = 0 TO 5000
Q = (3.141592654#) / 30
WP = WP * Q
150 L = -(C + D * SR) + ((C + D * SR) ^ 2 - 4 * E * (A + B * SR ^ 2)) ^ .5)
L = L / (2 * (A + B * SR ^ 2))
K = L * (1 / (I + F * L)) ^ .5
T = (F * L + G * SR * L + H) / (F * L + I)
TPOM = (WP / K) ^ 2
TTUR = T * TPOM
WP = WP / Q
OLCSR = 1 / 10
OLCWP = 400 / 5000
WPCIZ = 110 + OLCWP * WP
SRCIZ = 260 - OLCSR * TTUR
PSET (WPCIZ, SRCIZ), 10
NEXT WP
NEXT SR
IF CEVAP$ <> "E" THEN END
LPRINT CHR$(27); CHR$(78); CHR$(1)
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(5)
FOR JK = 0 TO 39
LPRINT CHR$(27); CHR$(89); CHR$(208); CHR$(2);
FOR JL = 0 TO 719
Q1 = POINT(JL, 8 * JK)
Q2 = POINT(JL, 8 * JK + 1)
Q3 = POINT(JL, 8 * JK + 2)
Q4 = POINT(JL, 8 * JK + 3)

```



```
Q5 = POINT(JL, 8 * JK + 4)
Q6 = POINT(JL, 8 * JK + 5)
Q7 = POINT(JL, 8 * JK + 6)
Q8 = POINT(JL, 8 * JK + 7)
NOKTA = Q1 * 128 + Q2 * 64 + Q3 * 32 + Q4 * 16 + Q5 * 8
NOKTA = NOKTA + Q6 * 4 + Q7 * 2 + Q8
LPRINT CHR$(NOKTA);
NEXT JL
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(21)
NEXT JK
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(90)
END
```



TEK 2B:

ÜÇ ELEMANLI TORK KONVERTERDE MOTOR DEVİR HIZINA GÖRE

FARKLI ÇIKIŞ HIZLAR ORANINDAKİ POMPA EĞRİLERİ

INPUT "GRAFİĞİ YAZICI ÇİZECEK Mİ (E/H)"; CEVAP\$

CLS

INPUT "Akış kesit alanı="; ALAN

INPUT "Pompa giriş çapı="; R2

INPUT "Pompa çıkış çapı="; R1

INPUT "Türbin giriş çapı="; R1

INPUT "Türbin çıkış çapı="; R3

INPUT "Pompa giriş açısı="; BPI

INPUT "Pompa çıkış açısı="; BPO

INPUT "Türbin giriş açısı="; BTI

INPUT "Türbin çıkış açısı="; BTO

INPUT "Stator giriş açısı="; BRI

INPUT "Stator çıkış açısı="; BRO

INPUT "Akışkan yoğunluğu="; YG

INPUT "Akışkan sürtünme faktörü="; SF

DER = 3.141592654# / 180: BPI = DER * BPI: BPO = DER * BPO:

BTI = DER * BTI: BTO = DER * BTO: BRI = DER * BRI: BRO = DER * BRO

CTNPI = COS(BPI) / SIN(BPI): CTNTI = COS(BTI) / SIN(BTI):

C = -2 * (R1 * CTNTI - R2 * CTNPI)

CTNTO = COS(BTO) / SIN(BTO): CTNRO = COS(BRO) / SIN(BRO):

CTNPO = COS(BPO) / SIN(BPO): CTNRI = COS(BRI) / SIN(BRI)

A = R1 ^ 2 - R2 ^ 2

B = R3 ^ 2 - R1 ^ 2

C = -2 * (R1 * CTNTI - R2 * CTNPI)

D = 2 * (R1 * CTNTI + R3 * CTNRI)

E = -(CTNPI + CTNRO) ^ 2 - (CTNTI - CTNPO) ^ 2 - (CTNRI + CTNTO) ^ 2

CSCPO = 1 / SIN(BPO): CSCTO = 1 / SIN(BTO): CSCRO = 1 / SIN(BRO)

E = E - SF * (CSCPO ^ 2 + CSCTO ^ 2 + CSCRO ^ 2)

F = YG * ALAN * R1 ^ 2

G = -YG * ALAN * R3 ^ 2

H = YG * ALAN * (R3 * CTNTO - R1 * CTNPO)

I = -YG * ALAN * (R2 * CTNRO + R1 * CTNPO)

SCREEN 3

LINE (100, 300)-(600, 300)

LINE (100, 0)-(100, 300)

FOR IQ = 0 TO 5

LINE (100 + 100 * IQ, 298)-(100 + 100 * IQ, 302)

NEXT IQ

FOR IQ = 0 TO 12

LINE (98, 12 + 24 * IQ)-(103, 12 + 24 * IQ)

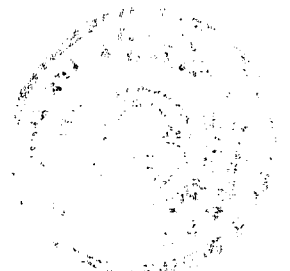
NEXT IQ



```

LOCATE 1, 10: PRINT "Tp(Nm.)": LOCATE 3, 7: PRINT "1100":
LOCATE 5, 7: PRINT "1000": LOCATE 8, 8: PRINT "800":
LOCATE 19, 8: PRINT "200": LOCATE 20, 8: PRINT "100":
LOCATE 17, 8: PRINT "300": LOCATE 15, 8: PRINT "400":
LOCATE 13, 8: PRINT "500": LOCATE 12, 8: PRINT "600":
LOCATE 10, 8: PRINT "700": LOCATE 6, 8: PRINT "900":
LOCATE 1, 69: PRINT "nt/np"
LOCATE 23, 11: PRINT "0": LOCATE 23, 22: PRINT "1000"
LOCATE 23, 33: PRINT "2000": LOCATE 23, 43: PRINT "3000"
LOCATE 23, 55: PRINT "4000": LOCATE 23, 65: PRINT "5000"
LOCATE 23, 70: PRINT "Wp": LOCATE 2, 69: PRINT "0"
LOCATE 6, 69: PRINT "0.7": LOCATE 4, 69: PRINT "0.6":
LOCATE 8, 69: PRINT "0.8":
FOR SR = 0 TO .9 STEP .1
FOR WP = 0 TO 5000
Q = (3.141592654#) / 30
WP = WP * Q
150 L = -(C + D * SR) + ((C + D * SR) ^ 2 - 4 * E * (A + B * SR ^ 2)) ^ .5)
L = L / (2 * (A + B * SR ^ 2))
K = L * (1 / (I + F * L)) ^ .5
T = (F * L + G * SR * L + H) / (F * L + I)
TPOM = (WP / K) ^ 2
TTUR = T * TPOM
WP = WP / Q
OLCSR = 288 / 1200
OLCWP = 500 / 5000
WPCIZ = 100 + OLCWP * WP
SRCIZ = 300 - OLCSR * TPOM
PSET (WPCIZ, SRCIZ), 10
NEXT WP
NEXT SR
IF CEVAP$ <> "E" THEN END
LPRINT CHR$(27); CHR$(78); CHR$(1)
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(5)
FOR JK = 0 TO 39
LPRINT CHR$(27); CHR$(89); CHR$(208); CHR$(2);
FOR JL = 0 TO 719
Q1 = POINT(JL, 8 * JK)
Q2 = POINT(JL, 8 * JK + 1)
Q3 = POINT(JL, 8 * JK + 2)
Q4 = POINT(JL, 8 * JK + 3)
Q5 = POINT(JL, 8 * JK + 4)
Q6 = POINT(JL, 8 * JK + 5)
Q7 = POINT(JL, 8 * JK + 6)
Q8 = POINT(JL, 8 * JK + 7)
NOKTA = Q1 * 128 + Q2 * 64 + Q3 * 32 + Q4 * 16 + Q5 * 8
NOKTA = NOKTA + Q6 * 4 + Q7 * 2 + Q8

```

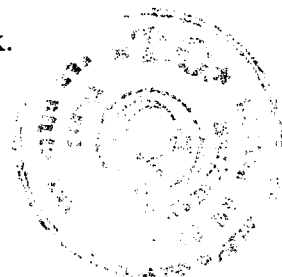


```
LPRINT CHR$(NOKTA);  
NEXT JL  
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(21)  
NEXT JK  
LPRINT CHR$(27); CHR$(51); CHR$(90)  
END
```



KAYNAKLAR

- [1]ANDERSSON, SVEN. (1982): On Hydrodynamic Torque Converters. Transaction of MachineElements Division, Lund Technical University, Sweden
- [2]ANDERSSON, SVEN, (1987): Assessment of the Blade Skew and the Through Flow Velocity Gradients in Hydrodynamic Torque Converters. Int. J. Mech. Sci., Vol.29, No 10/11, 695-712.
- [3]BISHOP, JOHN S., (1996): Proposed Efficiency Rating for an Optimized Automatic Transmission. International Congress & Exposition, Michigan. SAE
- [4]HEDMAN ANDERS, (1988): Mechanical transmission systems based method of analysis. Diss., Div. of Machine Elements, Chalmers Univ. of Technology, Göteborg. Sweden
- [5]HEDMAN ANDERS, (1994): Hydrodynamic Torque Converters in Mechanical Transmission Systems: Methods of Analysis. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME.
- [6]JANDASEK, V.J. (1963): The Design of a Single Stage Three-Element Torque, Converter. SAE Design Practices Passenger Car Automatic Transmissions, Vol.1.
- [7]LAREW, WALTER B. (1968): Fluid Clutches and Torque Converters. Chilton Book Company New York.



- [8]LUCAS, By.G.G. et al (1970): Torque Converter Design Calculations. Automobile Engineer Vol.60, 56-60.
- [9]MA WENXING. (1993): The Performance Improvement and Experimental Research of 323 Counterrotating Reactor Torque Converter. International off- Highway & Powerplant Congress & Exposition, Wisconsin, SAE.
- [10]MAHONEY, JOHN E. et al(1989):Technology Needs for the Automotive Torque Converter; Part 1. Cover Information For SAE Technical Papers.
- [11]MARATHE, B.V. (1995): Experimental Investigation of Steady and Unsteady Flow Field Downstream of An Automotive Torque Converter. To be published in journal of Turbomachinery. Transactions of ASME.
- [12]MERCURE R.A. (1979): Review of the Automotive Torque Converter. SAE, Inc. 7900
- [13]MINATO KIYOYUKI (1993): A performance Prediction of Hydrodynamic Torque Converter SAE Paper 90.05.55
- [14]NISSAN, (1987): Automatic Transmission. Nissan Motor Co. Ltd., Japan. Vol.46
- [15]NISSAN, (1990): Automatic Transaxle. Nissan Motor Co.Ltd., Japan Vol.74
- [16]SABERSKY, Rolf H. et al (1989): Fluid Flow. Mac Millan Publishing Company. U.S.A.



- [17]SMESİH, S.P. et al (1990): Lopastnye Mashinyei Gidro Dinamiçeskye Peredaçye, Moskovu Un., Maşınoshoverye.
- [18]TOYOTASA Eğitim Kitabı, (1995): Toyotasa, Sa: 3-35
- [19]VOITH, (1988): Hydrodynamics in Power Transmission Engineering Handbook Ed.: J.M. Voith GmbH., Heidenheim.
- [20]WITHFIELD A. et al (1978): A performance Prediction Procedure For Three Element Torque Converters Int. J.Mech.Sci., Vol 20., 801-804.
- [21]YAVAŞLIOL, İRFAN (1975): Otomatik Hidrolik Transmisyon Sistemler, Yeterlilik Tezi.
- [22]ZF.ECOMAT (1994): Printed in Federal Republic of Germany ZF Friedrichshafen AG. Druck-Nr. 4144 757 101



ÖZGEÇMİŞ

Ünvan, Ad, Soyad: Makina Yüksek Mühendisi, BİLLUR (SÖĞÜTLÜOĞLU) KANER

Doğum Yılı, Yeri : 1966, İstanbul

Eğitim Durumu : İstanbul Nişantaşı Kız Lisesi 1984 (mezuniyet)

Yıldız Üniversitesi (Makina Müh.Böl.)

(Lisans Eğitimi) 1984-1988

Yıldız Üniv.Fen Bilimleri Enstitüsü

(Mak.Müh.Enerji Bilimdalı)

(Yüksek Lisans Eğitimi) 1988-1990

Yıldız Üniv.Fen Bilimleri Enstitüsü

(Mak.Müh.Mekanik Bilimdalı)

(Doktora Eğitimi) 1991-Devam ediyor.

Çalışmakta Olduğu Kurum: Yıldız Teknik Üniversitesi

Makina Fakültesi

Mekanik Anabilimdalı'nda

1990 yılından itibaren Araştırma Görevlisi.

