

HİDROLİK TORKMETRE TASARIMINDA BAĞLAMA AÇISININ OPTİMİZASYONU

*Hacı SAĞLAM, **Ziya ŞAKA

*S.Ü. Tek. Bil. Mes. Yüksekokulu, Makina Programı, KONYA

**S.Ü. Müh. Mim. Fakültesi, Makina Müh. Bölümü, KONYA

ÖZET

Birçok uygulamalarda civataların belli bir öngerilme ile sıkılması gerekir. Bu maksatla kol-kızak mekanizması esaslı optimum bir torkmetre tasarımı hedeflenmiştir. Mekanizmanın konum korelasyonunda sabit yerine değişken referanslar kullanılarak, yeni değişkenler ile çözüme gidilmiştir. Öngörülen çalışma aralığında bağlama açısının 90° 'den sapmasını minimize etmek için bu sapmanın ortalama karekök hatasının minimizasyonu yapılmıştır. Yeni değişkenlerle mekanizmanın optimum boyutları bulunduktan sonra hidrolik torkmetre tasarlanmış ve imal edilmiştir.

Anahtar Sözcükler

Torkmetre, bağlama açısı, kol-kızak mekanizması, hidrolik kuvvet iletimi, optimizasyonda nümerik teknikler.

ABSTRACT

In many applications, it is required that the bolts must be tightened with a certain pre-load. For this purpose an optimum torque meter design based on an inverted slider crank mechanism has been aimed. At design of the mechanism by the position correlation, variable references have been used instead of constants, the solution has been obtained with new variables. In the specified working interval, to minimize of the deviation transmission angle from 90° the minimization of root-mean square error of this deviation has been done. After

the optimum dimensions of the mechanism obtained with new variables, hydraulic torque-meter designed and manufactured.

Keywords

Torque-meter, transmission angle, inverted slider crank mechanism, hydraulic force transmission, numerical techniques in optimisation.

GİRİŞ

Mekanizmalar, birer katı cisim olan uzuvların değişik şekillerde birbirlerine bağlanması ile oluşan mekanik sistemler olup, hareket ve kuvvet iletiminde kullanılırlar. Giriş uzvundan verilen bir hareket bilinen belirli bir dönüşüme uğratarak, çıkış uzvundan istenilen değer ve şekilde alınır. İstenilen fonksiyonu gerçekleştirmesi için mekanizma uzuvlarının doğru boyutlandırılması gerekir. Bunun için uzuvlar arasındaki fonksiyonel bağıntılar tespit edilerek, matematiksel modeller veya bu modellere göre hazırlanmış nomogramlardan faydalanılır. Dört çubuk mekanizmalarında giriş-çıkış konumları arasındaki ilişkiler Freudenstein [1] denklemi ile ifade edilir. Giriş uzvundan verilen bir hareketin, çıkış uzvundan alınan, belirlenen şekil ve miktarda doğrusal ve açısal yerdeğiştirme hareketlerinin tespiti için fonksiyon sentezi yapılır. Çıkış uzvunun hareketi genellikle bir fonksiyon $[y=f(x)]$ şeklinde verilir. Bulunan fonksiyon çoğu kez bütün noktalardan geçmez. Bütün noktalardan geçen gerçek bir fonksiyon $[g(x)=f(x)]$ bulmak için $e(x)=f(x)-g(x)$ şeklinde bir hata fonksiyonu tanımlanır. Fonksiyon sentezinde belli bir aralıkta hata fonksiyonunun aldığı maksimum değer minimum yapılması hedeflenir. Verilen kurs boyu (s) ile bir salınım açısı (ϕ) elde etmek ve ayrıca bağlama açısının 90° 'den sapmasını minimize etmek için Chebyshev teoreminden [2] faydalanılmıştır.

Birçok endüstriyel uygulamalarda tespit civatalarının ve somunların belli bir öngerilme ile sıkılması önemlidir. Özellikle insan kol-kuvveti ile sıkılması mümkün olmayan bu bağlantı elemanlarının belirlenen tork değerinde sıkılması için kullanılan torkmetrelerde hidrolik tahrik ağır makine sanayiinde yaygın uygulama alanı bulmuştur [3, 4]. Bazı uygulamalarda (damperli kamyonlar, robot kolları gibi) küçük bir piston hareketinden büyük bir salınım hareketi alınmak istenir. Bu salınım hareketinin basit bir kol-kızak mekanizması ile sağlanması mümkün değildir. Söylemez ve Tönük [5], 6-uzuvlu bir mekanizma kullanarak sınırlı bir piston kurs boyu ile optimum kuvvet iletimi sağlayan bir sentez ortaya koymuşlardır. Yılmaz [6] ise, kol-kızak mekanizmasının kinematiği ve ölü-konum

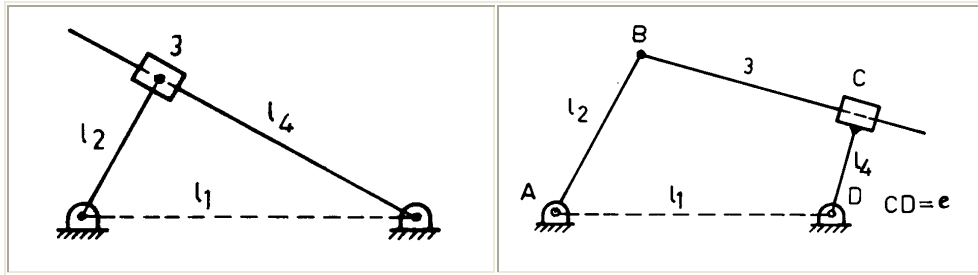
açısı yardımı ile iki konum verilmesi halinde sentezin nasıl yapılacağına analitik bir yaklaşım getirmiştir.

Bir mekanizmanın performansı, giriş uzvundan çıkış uzvuna hareketin iyi bir şekilde iletimi ile ölçülür. Bu, iyi çalışan bir mekanizmada sabit bir tork girişi için, mümkün olan maksimum tork çıkışı elde etmek demektir. Bu çalışmanın gayesi, bir kol-kızak mekanizması olan torkmetrede, maksimum tork çıkışı için moment kolu ile ona hareket veren kol (tahrik uzvu) arasındaki bağlama açısının çalışma aralığında 90° 'den sapmasının minimize etmek ve boyutları optimize ederek bir hidrolik tahrikli torkmetre tasarlamak ve imal etmektir.

KOL-KIZAK MEKANİZMASI VE BAĞLAMA AÇISININ OPTİMİZASYONU

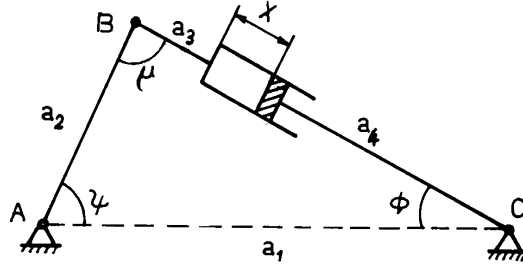
Kol-Kızak Mekanizması

Kol-kızak mekanizmaları, krank-biyel mekanizmaları gibi dört uzuvlu bir zincirde, bir döner çiftin kayar çiftle değiştirilmesinden elde edilir (Şekil 2.1). Genellikle 2 nolu uzuv giriş (tahrik uzvu), 4 nolu uzuv ise çıkış (tahrik edilen) uzvudur. Bu mekanizmalar, kızak ekseninin, tahrik edilen uzvun dönme merkezinden geçip geçmemesine göre, santrik ve eksantrik olarak tertip edilebilir. Kol-kızak mekanizması daha az parametreye sahip olması ve tasarımının daha kolay olması sebebiyle tercih edilmektedir.



Şekil 1. Santrik ve eksantrik kol-kızak mekanizması

Bu çalışmada ele alınan torkmetre yukarıdakilerden biraz farklı bir kol-kızak mekanizmasıdır (Şekil 2.2). Mekanizmada a_1 uzvunun A ve C uçları sabit mafsallar olup, $a_3+a_4=u_{\min}$ minimum silindir boyunu teşkil eder. x piston kursu olup, maksimum strokta silindir boyu $u_{\max}=u_{\min}+x$ 'e eşittir. Hidrolik silindir tahrik uzvu, bunun hareket verdiği a_2 uzvu da tahrik edilen uzvudur. Piston hareket ederken a_2 uzvu da belirli bir açıda salınım hareketi yapar. Hidrolik silindir doğrultusu a_2 uzvuna dik olduğu zaman A mafsal noktasındaki tork maksimumdur.



Şekil 2. Torkmetrede kullanılan kol-kızak mekanizması geometrisi

Kol-kızak mekanizması boyut oranları tespit edilirken birinci metot; uzuvların konumları arasındaki bağıntıyı ifade eden bir denklem çıkararak, bu denklem yardımı ile fonksiyon sentezi yapmaktır. Diğer bir metot ise, bağlama açısı (μ) ve sarkaç-kol açısına (Ψ) göre mekanizma uzuv oranlarını veren nomogramlar kullanmaktır [7].

Bağlama Açısı

Altın [8] göre bağlama açısı; tahrik edilen bir uzuvla buna hareket ileten nakil uzvu ele alındığında, bunların bağlantı noktasında, tahrik edilen uzvun mutlak yörüngesi ile nakil uzvunun bağlı olduğu diğer uzva göre izafi yörüngesinin teğetleri arasındaki dar açı olarak tanımlanmıştır. Söylemez [9], mekanizmalarda verimi artırmak ve maksimum tork çıkışı elde etmek için bağlama açısının mekanizmaların hareket iletiminde önemli bir kriter olduğuna işaret etmiştir. Bağlama açısı 90° olduğunda kuvvet tahrik uzvundan müteharrik uzva en iyi şekilde iletilir. Ancak hareket süresince bu açının 90° 'de kalması mümkün olmayacağına göre, sapmanın minimum olması istenir. Kesin kontrol gerektiren mekanizmalarda maksimum sapma 20° 'de tutulmalıdır.

Kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı

Santrik kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı daima 90° 'dir. Eksantrik tertipte bu açı daha küçük olabilir. Bu mekanizmalarda boyutlar uygun seçildiği zaman μ açısı optimum değerler aldığından birçok sistemde ön mekanizma olarak kullanılır. Hidrolik silindir-piston çiftleri de kol-kızak mekanizması oluştururlar [10]. Tasarlanan hidrolik torkmetre mekanizmasında x piston kursunun belli bir değerinde μ açısı maksimum değerini (90°) alır. Şekil 2.2.'deki mekanizma

geometrisine kosinüs teoremi uygulanarak, $\text{Cos}\mu$ ifadesi uzuv uzunluklarına bağlı olarak şöyle yazılabilir.

$$\text{Cos}\mu = \frac{a_2^2 + (a_3 + a_4 + x)^2 - a_1^2}{2a_2(a_3 + a_4 + x)} \quad (1)$$

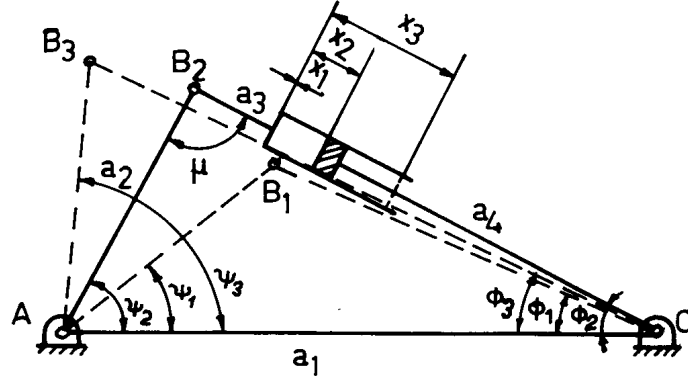
Bu denklemin payı sıfır olduğu zaman μ maksimum olur, x arttıkça μ azalır.

Kol-Kızak Mekanizması İle Konum Korelasyonu

Fonksiyon sentezinden ayrı olarak, bir mekanizmada giriş uzvunun verilen belirli konumlarına karşılık çıkış uzvunun da belirli konumları alması gerekir. Bunun için, belirli giriş ve çıkış uzvu konumları birbirlerine karşılık getirilerek konum korelasyonu yapılır. Kol-kızak mekanizmasının korelasyonunda, mekanizmanın tertibine göre yazılmış trigonometrik bağıntılardan faydalanılır.

Esas itibariyle bir kol-kızak mekanizması olan hidrolik torkmetrede piston kurslarına karşılık 2 nolu çıkış uzvunun belirli konumları alması istenir (Şekil 2.4). Pratik olarak bu, pistonun belirli kurs boylarında hareketine karşılık sıkılacak civatanın belirli açılarda döndürülmesi demektir. Böylece bu mekanizmanın konum korelasyonunda pistonun doğrusal hareketlerine karşılık çıkış uzvunun (tahrik kolu) açısal hareketleri dikkate alınır. Sonuç olarak pistonun x_1, x_2, x_3 konumlarına karşılık tahrik kolunun Ψ_1, Ψ_2, Ψ_3 açısal konumları karşılık gelir [11].

Torkmetrede x_1 ve x_3 minimum ve maksimum piston kurs boyları, Ψ_1 ve Ψ_3 arasındaki fark sıkılan civatanın dönme miktarı ve x_2 ve Ψ_2 ise ara değerler olarak alınmalıdır. Buna göre giriş ve çıkış uzuvlarının konumları arasında bağıntılar yazılarak mekanizma boyutları elde edilir.



Şekil 3. Torkmetre mekanizmasında korele edilecek konumlar

$$a_3 + a_4 = u \text{ (minimum silindir boyu; } x=0\text{)}$$

$$(u + x)\sin\Phi = a_2\sin\Psi \quad (2)$$

$$\sin\Phi = \frac{a_2}{u + x} \sin\Psi \quad (3)$$

$$a_2\cos\Psi + (u + x)\cos\Phi = a_1 \quad (4)$$

Gerekli işlemlerden sonra,

$$(u + x)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos\Psi = 0 \quad (5)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemler konum korelasyonu için kullanılabilir. Mekanizma ile ilgili bilinmeyen boyutlar a_1 , a_2 ve u 'dur. Bu durumda karşılıklı üç konum arasında korelasyon yapılabilir. Korele edilecek değerler denklem (5)'te yerlerine konularak üç denklem elde edilir ve üç bilinmeyen çözülür.

$$(u + x_1)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos\Psi_1 = 0 \quad (5.1)$$

$$(u + x_2)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos\Psi_2 = 0 \quad (5.2)$$

$$(u + x_3)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos\Psi_3 = 0 \quad (5.3)$$

Bu denklemler nonlineer denklemlerdir. Bunların çözümü elle yapılabilirse de herhangi bir nümerik metot ile bilgisayar yardımı ile de çözülebilir. Çözümlemede Newton metoduna [12, 13] göre yazılmış bir bilgisayar programı kullanılmıştır

[14]. Bu metotta (5.1), (5.2) ve (5.5) denklemlerinden her biri bir f_i fonksiyonu olarak dikkate alınmıştır. Metodun uygulanması için Jakobiyen matrisin hesaplanması bölüm 2.4'te açıklanmıştır.

Bağlama Açısının Optimizasyonu

Optimum kuvvet iletimi için uygun bir yol bağlama açısının 90° 'den sapmasının minimum yapmaktır. Bunun için verilen çalışma aralığında ortalama karekök hatasının [(root-mean square error (r.m.s))] minimum olması gerekir. Bir $f(x)$ fonksiyonunun bir (a,b) aralığındaki büyüklüğünü tespit etmek için çeşitli normlar kullanılır. Bunlardan en yaygın olarak kullanılanı, ortalama karesel sapma (mean square deviation) denilen ortalama karekök hatası adlı normdur [15]. Ele alınan mekanizmada μ açısının kosinüsü kolay yazılabildiğinden, $f(x)$ fonksiyonu olarak $\cos\mu$ alınmıştır. Bu fonksiyonun ortalama karekök hatası bir Z fonksiyonu olarak tanımlanırsa;

$$Z = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_3} \cos^2 \mu dx, \quad \Delta x = x_3 - x_1 \quad (6)$$

şeklinde yazılabilir. Şekil 2.4'ten ABC üçgeninde kosinüs teoremi yazılarak $\cos\mu$ bulunur.

$$a_1^2 = a_2^2 + (u+x)^2 - 2a_2(u+x)\cos\mu \quad (7)$$

buradan,

$$\cos\mu = \frac{1}{2a_2} \left[\frac{(a_2^2 - a_1^2)}{(u+x)} + (u+x) \right] \quad (8)$$

olarak yazılır.

Kol-kızak mekanizma sentezi (5) denkleminde üç adet x_i ve Ψ_i açılarının korelasyonu ile yapılır. Bu, bölüm 2.3'te açıklandığı gibi, x_1, x_2, x_3 konumlarına karşılık tahrik kolunun Ψ_1, Ψ_2, Ψ_3 açısız konumlarına tekabül eder. Verilen giriş ve çıkış değerlerinin korelasyonu ile mekanizmanın bilinmeyen üç boyutu bulunur. (5) denklemini sadece uzuv boyutları ile ilgili olduğundan, bunların hesaplanmasında μ açısını kontrol etme imkanı yoktur. μ açısını kontrol etmek için probleme yeni değişkenler ilave etmek gerekir. Diyelim ki x_i ve Ψ_i değerleri korele edilen verilen değerlerinden değil de belli bir miktar artan değerlerinden $(x_i + \eta)$ ve $(\Psi_i + \alpha)$ itibaren ölçülsün. Böylece elde edilen yeni mekanizma μ açısı daha uygun

değerler alabilir. Ancak sentez yapılacak yeni mekanizmadaki μ açısının ortalama karekök hatası η ve α değişkenleri de dikkate alınarak hesaplanmalıdır. x ve Ψ , Şekil 2.4'dekinden η ve α kadar artmış değerlerinden itibaren ölçülsün. Bu durumda;

$$x_i = x_i + \eta$$

$$\Psi_i = \Psi_i + \alpha$$

olur. (5) denkleminin ve $\text{Cos}\mu$ nin yeni hali aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$(u + x + \eta)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2\text{Cos}(\Psi + \alpha) = 0 \quad (9)$$

$$\text{Cos}\mu = \frac{1}{2a_2} \left[\frac{(a_2^2 - a_1^2)}{(u + x + \eta)} + (u + x + \eta) \right] \quad (10)$$

$$\text{Cos}^2\mu = \frac{1}{4a_2^2} \left[\frac{(a_2^2 - a_1^2)}{(u + x + \eta)^2} + (u + x + \eta)^2 + 2(a_2^2 - a_1^2) \right] \quad (11)$$

Ara işlemlerden sonra Z fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Z = \frac{(a_2^2 - a_1^2)^2}{4a_2^2(u + x_1 + \eta)(u + x_3 + \eta)} + \frac{1}{12a_2^2\Delta x} \left[(u + x_3 + \eta)^3 - (u + x_1 + \eta)^3 \right] + \frac{(a_2^2 - a_1^2)}{2a_2^2} \quad (12)$$

μ açısının 90° 'den sapmasının minimum olması için Z fonksiyonu minimum olmalıdır. Bu fonksiyonun türevini sıfır yapan μ ve α değerleri aranan çözümdür. Bilinmeyenler vektörü P, μ ve α dan meydana gelir.

$$P = [\eta \quad \alpha]^T$$

Z'nin minimum olması için $\frac{\partial Z}{\partial P} = 0$ olmalıdır.

$$\frac{\partial Z}{\partial P} = \frac{\partial Z}{\partial \eta} + \frac{\partial Z}{\partial \alpha} \quad (13)$$

Çözüm için μ ve α dikkate alınmadan, verilen x_i ve Ψ_i değerleri kullanılarak üç bilinmeyenli üç nonlineer denklemin çözülmesi ile a_1 , a_2 ve u bulunabilirse de (5.1), (5.2) ve (5.3) denklemleri istenen şartı sağlamazlar. Optimum olmayan bu değerlerin yerlerine konulması ile elde edilen Z fonksiyonunun minimizasyonu ile bulunacak μ ve α değerleri, yukarıda bahsedilen üç denklemden x_i ve Ψ_i

değerlerine ilave edilerek yerlerine konup, yeni denklemler elde edilir. Bunlara sırasıyla f_1 , f_2 ve f_3 diyelim.

$$f_1 = (u + x_1 + \vartheta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos(\Psi_1 + \vartheta) = 0 \quad (14.1)$$

$$f_2 = (u + x_2 + \vartheta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos(\Psi_2 + \vartheta) = 0 \quad (14.2)$$

$$f_3 = (u + x_3 + \vartheta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos(\Psi_3 + \vartheta) = 0 \quad (14.3)$$

Bu üç denklemden bulunacak yeni a_1 , a_2 ve u değerleri optimum boyutlar olacaktır. Fakat henüz μ ve α bilinmediği için bu merhalede bunları elde etmek mümkün değildir.

$$\frac{\partial Z}{\partial \vartheta} = g_1 \quad \text{ve} \quad \frac{\partial Z}{\partial \vartheta} = g_2 \quad \text{diyelim.}$$

$$\frac{\partial Z}{\partial P} = 0, \quad g_1 = 0, \quad g_2 = 0 \quad (15)$$

(15) denkleminin çözümü, yani bu denklemi sıfır yapacak α ve η değerlerinin bulunması, denklemin nonlineer olması sebebiyle nümerik teknikler gerektirir. Nümerik teknik olarak Newton metodu kullanılmıştır. Bu metotta bilinmeyenler için bir başlangıç tahmini yapılır. Daha sonra her iterasyonda bu tahminler bir miktar düzeltilerek adım adım çözüme yaklaşılr.

$$P_{k+1} = P_k - [J(P_k)]^{-1}[F(P_k)] \quad k=1, 2, \dots$$

Burada P_{k+1} ve $P_k(k+1)$ k. adımdaki P vektörleri, $J(P_k)$ Jakobiyen matris, $P = [\vartheta \quad \alpha]^T$, $F(P_k) = [g_1 \quad g_2]^T$ dir. Jakobiyen matris g_1 ve g_2 fonksiyonlarının kısmi türevlerinden oluşur.

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial g_1}{\partial \vartheta} & \frac{\partial g_1}{\partial \alpha} \\ \frac{\partial g_2}{\partial \vartheta} & \frac{\partial g_2}{\partial \alpha} \end{bmatrix}$$

Ardışık iki adımda P_{k+1} ve P_k vektörlerinin maksimum normları arasındaki fark belirlenen bir ε sayısından (10^{-4} veya 10^{-5} gibi) daha küçük olduğu zaman optimum çözüme ulaşılmış kabul edilir ve iterasyona son verilir. Bu son adımda bulunan P_{k+1} vektörü çözüm vektörüdür.

ξ_1, ξ_2 fonksiyonlarının ve Jakobiyen matrisin bulunması için bazı kısmi türevlerin hesaplanması gerekir. Bunun için problemdeki değişkenler arasındaki fonksiyonel bağıntılar dikkatli bir şekilde analiz edilmelidir. Z fonksiyonu a_1, a_2, u ve \mathcal{F} değişkenlerini net olarak ihtiva etmekle beraber \mathcal{F} 'yi etmemektedir. Ayrıca bu değişkenler f_1, f_2 ve f_3 fonksiyonları ile birbirlerine bağlıdırlar.

$$Z = (a_1, a_2, u, \mathcal{F})$$

$$f_1 = f_1(a_1, a_2, u, \mathcal{F}, \mathcal{E})$$

$$f_2 = f_2(a_1, a_2, u, \mathcal{F}, \mathcal{E})$$

$$f_3 = f_3(a_1, a_2, u, \mathcal{F}, \mathcal{E})$$

ξ_1, ξ_2 fonksiyonları Z 'nin kısmi türevleri olduğundan, bunların hesabında bu hususlar dikkate alınmalıdır.

$$\xi_1 = \frac{\partial Z}{\partial \mathcal{F}} = \frac{\partial Z}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \mathcal{F}} + \frac{\partial Z}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \mathcal{F}} + \frac{\partial Z}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \mathcal{F}} + \frac{\partial Z^*}{\partial \mathcal{F}} \quad (16)$$

$$\xi_2 = \frac{\partial Z}{\partial \mathcal{E}} = \frac{\partial Z}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \mathcal{E}} + \frac{\partial Z}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \mathcal{E}} + \frac{\partial Z}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \mathcal{E}} \quad (17)$$

Burada $\frac{\partial Z^*}{\partial \mathcal{F}}$ 'nin kısmi türevi, Z fonksiyonunun kendisinin \mathcal{F} 'ya göre kısmi türevidir. Bu fonksiyon \mathcal{F} değişkenini net olarak ihtiva ettiğinden, bu türev de gözardı edilemez. Halbuki fonksiyonda \mathcal{E} net olarak bulunmadığından, $\frac{\partial Z^*}{\partial \mathcal{F}} = 0$ olur. $\frac{\partial a_1}{\partial \mathcal{F}}, \frac{\partial a_1}{\partial \mathcal{E}}, \frac{\partial a_2}{\partial \mathcal{F}}, \frac{\partial a_2}{\partial \mathcal{E}}, \frac{\partial u}{\partial \mathcal{F}}$ ve $\frac{\partial u}{\partial \mathcal{E}}$ 'nin kısmi türevleri f_1, f_2 ve f_3 fonksiyonları yardımı ile aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$\frac{\partial a_1}{\partial \mathcal{F}} = \frac{\partial a_1}{\partial f_1} \frac{\partial f_1}{\partial \mathcal{F}} + \frac{\partial a_1}{\partial f_2} \frac{\partial f_2}{\partial \mathcal{F}} + \frac{\partial a_1}{\partial f_3} \frac{\partial f_3}{\partial \mathcal{F}} = \frac{\partial f_1 / \partial \mathcal{F}}{\partial f_1 / \partial a_1} + \frac{\partial f_2 / \partial \mathcal{F}}{\partial f_2 / \partial a_1} + \frac{\partial f_3 / \partial \mathcal{F}}{\partial f_3 / \partial a_1} \quad (18.1)$$

$$\frac{\partial a_2}{\partial \mathcal{F}} = \frac{\partial a_2}{\partial f_1} \frac{\partial f_1}{\partial \mathcal{F}} + \frac{\partial a_2}{\partial f_2} \frac{\partial f_2}{\partial \mathcal{F}} + \frac{\partial a_2}{\partial f_3} \frac{\partial f_3}{\partial \mathcal{F}} = \frac{\partial f_1 / \partial \mathcal{F}}{\partial f_1 / \partial a_2} + \frac{\partial f_2 / \partial \mathcal{F}}{\partial f_2 / \partial a_2} + \frac{\partial f_3 / \partial \mathcal{F}}{\partial f_3 / \partial a_2} \quad (18.2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \eta} = \frac{\partial u}{\partial f_1} \frac{\partial f_1}{\partial \eta} + \frac{\partial u}{\partial f_2} \frac{\partial f_2}{\partial \eta} + \frac{\partial u}{\partial f_3} \frac{\partial f_3}{\partial \eta} = \frac{\partial f_1 / \partial \eta}{\partial f_1 / \partial u} + \frac{\partial f_2 / \partial \eta}{\partial f_2 / \partial u} + \frac{\partial f_3 / \partial \eta}{\partial f_3 / \partial u} \quad (18.3)$$

$$\frac{\partial a_1}{\partial \alpha} = \frac{\partial f_1 / \partial \alpha}{\partial f_1 / \partial a_1} + \frac{\partial f_2 / \partial \alpha}{\partial f_2 / \partial a_1} + \frac{\partial f_3 / \partial \alpha}{\partial f_3 / \partial a_1} \quad (19.1)$$

$$\frac{\partial a_2}{\partial \alpha} = \frac{\partial f_1 / \partial \alpha}{\partial f_1 / \partial a_2} + \frac{\partial f_2 / \partial \alpha}{\partial f_2 / \partial a_2} + \frac{\partial f_3 / \partial \alpha}{\partial f_3 / \partial a_2} \quad (19.2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \alpha} = \frac{\partial f_1 / \partial \alpha}{\partial f_1 / \partial u} + \frac{\partial f_2 / \partial \alpha}{\partial f_2 / \partial u} + \frac{\partial f_3 / \partial \alpha}{\partial f_3 / \partial u} \quad (19.3)$$

Bu kısmi türevler hesaplanarak yerlerine konulduğu zaman g_1 ve g_2 fonksiyonlarının her ikisinin de η ve α değişkenlerini ihtiva ettiği görülür. Böylece Jakobiyen matris için gerekli kısmi türev hesabında bu husus dikkate alınmış olur.

$$g_1 = g_1(a_1, a_2, u, \eta, \alpha)$$

$$g_2 = g_2(a_1, a_2, u, \eta, \alpha)$$

$$\frac{\partial g_1}{\partial \eta} = \frac{\partial g_1}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \eta} + \frac{\partial g_1}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \eta} + \frac{\partial g_1}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \eta} + \frac{\partial g_1}{\partial \eta} \quad (20.1)$$

$$\frac{\partial g_1}{\partial \alpha} = \frac{\partial g_1}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_1}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_1}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_1}{\partial \alpha} \quad (20.2)$$

$$\frac{\partial g_2}{\partial \eta} = \frac{\partial g_2}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \eta} + \frac{\partial g_2}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \eta} + \frac{\partial g_2}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \eta} + \frac{\partial g_2}{\partial \eta} \quad (21.1)$$

$$\frac{\partial g_2}{\partial \alpha} = \frac{\partial g_2}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_2}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_2}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_2}{\partial \alpha} \quad (21.2)$$

$$\frac{\partial g_1}{\partial \eta}, \frac{\partial g_1}{\partial \alpha}, \frac{\partial g_2}{\partial \eta}, \frac{\partial g_2}{\partial \alpha}$$

kısmi türevleri bu fonksiyonların kendilerinin η ve α değişkenlerine göre türevleridir. Newton metodu kullanılarak aranan η ve α değerleri bulunduktan sonra bunlar f_1, f_2 ve f_3 fonksiyonlarında yerlerine konarak a_1, a_2 ve u boyutları yeniden hesaplanır. Boyutların bulunan yeni değerleri optimum değerler olup, bağlama açısının 90° 'den sapmasını minimum yaparlar.

Torkmetrenin Boyutlandırılması

Piston kurs boyunun (x) minimum ve maksimum değerlerine karşılık Ψ açısının değişiminin korelasyonu için x ve Ψ değerlerini, kurs boyu ve torkmetrenin çalışma şartlarını dikkate alarak, aşağıdaki gibi kabul edelim:

x_i -cm	Ψ_i -derece
0	40
7	60
16	85

Bu değerlere göre piston kurs boyu $x=16$ cm ve a_2 tahrik uzvu salınım açısı 45° alınmıştır. (5.1), (5.2) ve (5.3) denklemlerinde x ve Ψ değerleri yerlerine yazılırsa, denklemler şu hale gelir:

$$(u + 0) - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1^2 a_2^2 \cos 40^\circ = 0$$

$$(u + 7) - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1^2 a_2^2 \cos 60^\circ = 0$$

$$(u + 16) - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1^2 a_2^2 \cos 85^\circ = 0$$

Denklemler Newton metoduna göre çözülürse;

$$a_1 = 48.5295 \text{ cm}$$

$$a_2 = 20.9591 \text{ cm}$$

$$u = 35.1576 \text{ cm}$$

bulunur. Bu değerler kullanılarak Z fonksiyonunu minimizasyonu ile;

$$\eta = -0.9658 \text{ cm}$$

$$\alpha = 0.0354 \text{ rad } (1,7846^\circ)$$

hesaplanır. Bulunan bu değerler (14.1), (14.2) ve (14.3) denklemlerinde yerlerine yazılırsa denklemler aşağıdaki gibi olur:

$$f_1 = (u + 0 - 0.9658)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos(40 + 1.7846) = 0$$

$$f_2 = (u + 7 - 0.9658)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos(60 + 1.7846) = 0$$

$$f_3 = (u + 16 - 0.9658)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1a_2\cos(85 + 1.7846) = 0$$

Denklemler tekrar Newton metodu ile çözülmüşse optimum çözüm;

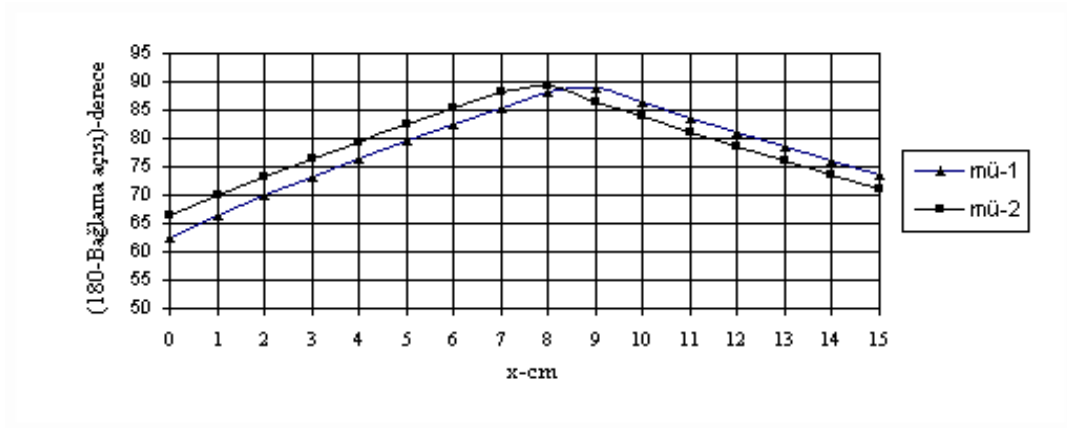
$$a_1 = 52.7008 \text{ cm}$$

$$a_2 = 20.9568 \text{ cm}$$

$$u = 40.6688 \text{ cm}$$

hesaplanır. Verilen çalışma aralığında $x=0-15$ cm için μ nün değerleri hesaplandığında optimizasyon öncesi $\mu_{ort} = 93,94^\circ$ ve sonrasında $\mu_{ort} = 91,17^\circ$ hesaplanmıştır. Şekil 2.5'te x 'e göre μ nün değişimi görülmektedir.

Optimizasyon sonrası elde edilen boyutlara göre μ nün daha iyi değerler aldığı açıkça görülmektedir. $\mu = 90^\circ$ için optimizasyon öncesi ve sonrası bulunan boyutlara göre çözüm yapıldığı zaman, birinci durumda $x = 8,6125$ cm ve ikinci durumda ise $x = 7,686$ cm piston strokunda maksimum torka erişilir.



Şekil 4. Piston kurs boyuna göre bağlama açısının değişimi

Bulunan bu uzuv uzunlukları Z denkleminde yerlerine konursa ilk hesaplanan uzuv uzunluklarına karşılık Z'nin minimum değeri; $Z = 0.0529139$ ve ikinci defa hesaplanan uzuv uzunluklarına karşılık Z'nin minimum değeri; $Z = 0.0488523$ hesaplanır.

sapma ($21,35^{\circ}$) ve sonraki boyutlara göre $a_1=61$ cm'de maksimum sapma ($19,22^{\circ}$) göstermiştir. Somun sıkılırken strok başlangıcında daha az torka ihtiyaç olduğundan fazla sarmaya müsaade edilebilir. Ancak strok artarken tork ihtiyacı da artacağından, sarmanın minimum olması istenir. Buna göre optimizasyon sonrası uzuv uzunlukları uygun bulunmuştur. İmal edilen torkmetrede strok maksimumuna erişmeden μ açısının 90° ve dolayısıyla torkun maksimum olması hedeflenmiştir. Bu piston kolunun burkulmasına ve eğilmesine karşı da bir emniyet unsuru olacaktır. Somun sıkıldıkça artan tork ihtiyacı μ açısının 90° 'ye yaklaşması ile sağlanır. Hidrolik güç ünitesinde basınç set değerine eriştiği zaman tork maksimum olur.

SONUÇ

Bu çalışmada kol-kızak mekanizması esaslı bir hidrolik torkmetrenin bağlama açısı optimize edilerek tasarımı hedeflenmiştir. Kol-kızak mekanizması için konum korelasyonu yapılarak, torkmetrede tahrik uzvu olan hidrolik silindirin piston kurslarına karşılık çıkış uzvunun aldığı açısal konumlar tespit edilmiş ve mekanizma boyutlandırılmıştır. Konum korelasyonu için denklemlerdeki giriş-çıkış konumları sabit referanslardan ölçülmek yerine değişken referanslardan itibaren ölçülerek, probleme yeni değişkenler ilave edilmiştir. Konum korelasyonu ile elde edilen denklemlerin nonlineer olması sebebiyle çözüm için pratik bir nümerik metot olan Newton metoduna göre yazılan bilgisayar programı kullanılmıştır. Optimum çalışma için çalışma aralığında bağlama açısının 90° 'den sarması minimize edilmiştir. Bu minimizasyon sonucunda optimum boyutlar elde edilerek hidrolik torkmetre tasarlanmıştır.

Torkmetrenin çalıştırılması için sağlanan hidrolik güç ile mekanik kayıplar azaltılmış ve verilen torkun maksimum değerinde öngörilmeye dönüşmesi sağlanmıştır. Daha kesin ölçümler için torkmetrede bir mikroişlemci ile birleştirilebilir. Böylece uygulanan basınç ve elde edilen tork değerleri sayısal olarak gözlenebilir. İlave edilen elektronik donanım ile sistem uzaktan kumanda edilebilir. Ayrıca torkmetre ile burulmaya çalışan makine elemanlarına bilinen değerlerde burulma momenti uygulanabilir ve bir açılı taksimat ile burulma açıları ölçülebilir.

KAYNAKLAR

[1] Freudenstein, F., "Approximate Synthesis of Four-Bar Linkages", Trans. ASME, vol. 77, no. 6, pp. 853-861, 1955.

- [2] Shigley, J.E. and Uicker, J.J., "Theory of Machines and Mechanisms", McGraw-Hill book Co., New York, 1980.
- [3] Enerpac, "Hydraulics Power Applications Examples", Switzerland, 1987.
- [4] Raymond Engineering Inc., "Wrench Systems", Middletown, USA, 1992.
- [5] Söylemez, E. ve Tönük, E., "Piston Tahrikli Büyük Salınım Mekanizmalarının Optimum Tasarımı", 4. Ulusal Mak. Teo. Sem., s. 211-220, Yalova, İstanbul, Eylül 1990.
- [6] Yılmaz, Y., "Kayar Biyelli Kol-Sarkaçkol Mekanizmasının Sentezi", 3. Ulusal Mak. Teo. Sem., s. 173-182, İzmir, Eylül 1988.
- [7] Erdoğan, D., "Mekanizma Tekniği", A.Ü. Ziraat Fakültesi, Nr. 1193, Ankara, 1990.
- [8] Alt, H., "Das Konstruieren von Gelenvierecken Unter Benutzung Einer Kurventafel", VDI-Z, 85, 69-72, 1941.
- [9] Söylemez, E., "Mechanisms-Transmission Angle in Mechanisms", ODTÜ, No. 64, pp. 209-224, Ankara, 1985.
- [10] Lichtenheldt, W., "Mekanizmaların Konstrüksiyonu", Çev. F. Pasin, İTÜ, İstanbul, 1975.
- [11] Sağlam, H., "Bağlama Açısı Optimizasyonu ile Hidrolik Torkmetre Tasarımı", Yüksek Lisans Tezi, S.Ü. Fen Bil. Ens., Konya, 1983.
- [12] Aktaş, Z., Öncül, H. ve Ural, S., "Sayısal Çözümleme", ODTÜ, Ankara, 1983.
- [13] Burden, R:L. and Faires, J:D., "Numerical Analysis", PWS Publishers, Boston, 1990.
- [14] Şaka, Z., "Mekanizmalarda Konum Korelasyonu İçin Bağlama Açısı Optimizasyonu", 6. Ulusal Mak. Teo. Sem., s. 349-356, Trabzon, Eylül 1993.
- [15] Myskis, A.D., "Advanced Mathematics for Engineering", Mir Publishers, Moscow, 1974.

