

การออกแบบเจอนัลแบร์ริงแบบสั้นมากที่สถานะที่เหมาะสมที่สุด โดยใช้สารหล่อลื่นนอนนิวโทเนียน
(Optimum Design of infinitely short Journal Bearings with Non-newtonian Lubricants)

จำลอง ปราบแก้ว*

Chamlong Prabkeao

ดร.มงคล

Dr.Mongkol

มงคลวงศ์โรจน์**

Mongkolwongrojn

บทคัดย่อ

รายงานฉบับนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมของแบร์ริงเพลากลมเมื่อใช้สารหล่อลื่นชนิด Non-Newtonian Fluid สำหรับสารเติมแตงน้ำมันหล่อลื่นเป็น High molecular weigh polymer มีโมเลกุลคณิตศาสตร์อยู่ในดีกรีที่ 3 โดยการเขียนสมการ Modified Reynold และใช้วิธี Perburtation Technique ในการแก้ปัญหาแล้วจึงใช้วิธี Analytical method งานวิจัยนี้ยังได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อหาค่า Clearance (c) และอัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (λ) ที่เหมาะสมที่สุดตาม Objective function ที่กำหนดไว้ กล่าวคือให้อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น และ อัตราการไหลของสารหล่อลื่นมีค่าต่ำที่สุด วิธีการ Optimization ในที่นี้ได้ใช้วิธี Exhaustive Search จนกระทั่งได้ขนาดของแบร์ริงที่เหมาะสมที่สุด

Abstract

This report deal with the investigation of performance characteristic of circular journal bearings with Non-Newtonian Lubricants. The mathematical model of the Non-Newtonian fluid can be expressed as third degree polynomial for high molecular weight Polymer additive in order to improve viscosity index. The modified Reynold equation is derived by using perburtation technique. Analytical method are used to obtain the numerical calculation in this problem.

In this study Exhaustive search technique is implemented to determine the optimum Clearance (c) and length to diameter ratio (λ) of the journal bearings. The objective function is stated as minimize lubricant temperature rise and flow rate. The optimum clearance for $L/D = 0.25$ is 0.13 mm.

* อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สจล.

** รองศาสตราจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สจล.

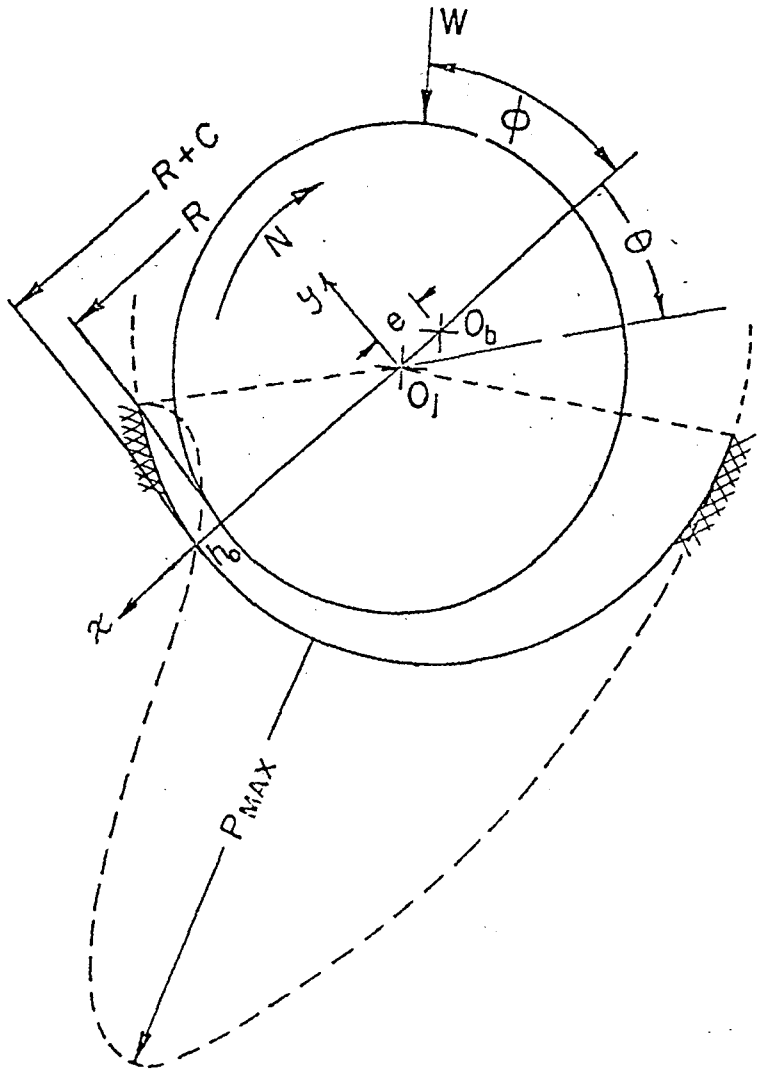
1. บทนำ (Introduction)

เครื่องจักรสมัยใหม่จะทำงานที่สภาวะความเร็วรอบสูง อุณหภูมิของเครื่องจักรก็จะสูงตามไปด้วย ทฤษฎีการหล่อลื่นจะสมมติว่าสารหล่อลื่นเป็นแบบนิวโทเนียน ซึ่งเมื่อได้รับอุณหภูมิสูงขึ้นจะทำให้ค่าความหนืดลดลง ถ้าระยะห่างระหว่างเพลากับแบร์ริง (Clearance) ไม่เหมาะสม จะทำให้แบร์ริงรับภาระได้น้อยลง และอาจเกิดความไม่เสถียรของระบบเพลาก็ได้ การหล่อลื่นที่ดีจะต้องมีการกำหนดค่า Clearance (c) และอัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของแบร์ริง (λ) ที่เหมาะสมที่สุด โดยให้อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น และอัตราการไหลของสารหล่อลื่นมีค่าน้อยที่สุด สารหล่อลื่นนอน - นิวโทเนียน (Non - Newtonian) เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่จะนำมาใช้ ในที่สุด เพื่อให้เครื่องจักรมีสมรรถนะในการทำงานสูงสุด สารหล่อลื่นนอน - นิวโทเนียนได้จากการเติมสารเติมแต่งชนิด High molecular weight ลงในสารหล่อลื่น ซึ่งจะทำให้ค่าความหนืดคงที่ไม่เปลี่ยนแปลง ได้มีบทความการศึกษาเกี่ยวกับพฤติกรรมของสารหล่อลื่นนอน-นิวโทเนียนในแง่มุมต่าง ๆ เช่นบทความเรื่อง “Dynamic Behaviour of short Elliptical Journal Bearings with Non-newtonian Lubricants” ^[1] และ “Numerical Solution of a Non-newtonian fluid film flow” ^[2] เป็นต้น

2. ทฤษฎี (Theory)

2.1 ลักษณะทางเรขาคณิตของเจอนัลแบร์ริง (Journal bearing Geometry)

เจอนัลแบร์ริง (Journal bearing) คือ แบร์ริงชนิดที่เป็นปลอกหุ้มเพลาวัว โดยมีฟิล์มน้ำมันยกเพลาลอยขึ้นจากผิวด้านในของแบร์ริง เพื่อป้องกันการเสียดสีระหว่างเพลากับแบร์ริง ขณะที่เพลามุนแบร์ริงจะเป็นตัวรับภาระในแนวรัศมี (Radial Load) รูปที่ 1 แสดงรูปร่างลักษณะของเจอนัลแบร์ริง เมื่อเพลาริมมุนในตอนแรกจะเกิดการเสียดสีของโลหะระหว่างเพลากับแบร์ริงตรงจุดที่รับภาระ หลังจากเพลามุนไปเล็กน้อย น้ำมันก็จะไหลและยกเพลาลอยจากแบร์ริงเป็นระยะความหนาของฟิล์มน้ำมัน เมื่อเพลามุนเร็วขึ้นจนกระทั่งเข้าสู่ตำแหน่งคงที่ ฟิล์มน้ำมันจะถูกรีดจนบางที่สุด เรียกว่า ความหนาของฟิล์มน้ำมันน้อยสุด



รูปที่ 1 แสดงลักษณะทางเรขาคณิตของเจอนัลแบร์ริง

2.2 สมการโมดิฟายด์เรโนลด์ (Modified Reynold equation)

สมการพื้นฐานที่แสดงพฤติกรรมของสารหล่อลื่น คือสมการเรโนลด์ (Reynolds equation) ในรายงานฉบับนี้ศึกษาถึงพฤติกรรมของเจอนัลแบร์ริงแบบสั้นมาก (Infinitely Short Journal Bearing) หมายถึง แบร์ริงที่มีความขาน้อยมากเมื่อเทียบกับขนาดวัดผ่านศูนย์กลาง สมการโมดิฟายด์เรโนลด์ (Modified Reynold equation)^[1] สำหรับการไหลแบบราบเรียบภายใต้สภาวะไม่คงตัว จัดอยู่ในรูปสมการดิฟเฟอเรนเชียล คือ

$$\frac{1}{4} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{4} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{h^5}{80} \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} = \frac{1}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad \text{-----(1)}$$

ในกรณีนี้ใช้สารหล่อลื่น นอน-นิวโทเนียน คุณสมบัติของสารหล่อลื่นเป็นแบบ Non-linear $0 \leq \delta \leq 1$ ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เป็นคังสมการ

$$P = P_0 + \delta P_1 + \delta^2 P_2 + \dots \quad \text{-----}(2)$$

สำหรับแบร์ริงแบบวงกลม โดยที่ สมการความหนาของฟิล์มน้ำมัน คือ

$$h = 1 + \epsilon \cos \theta \quad \text{-----}(3)$$

- เมื่อ P = ความดันของฟิล์มน้ำมัน
- P_0, P_1, P_2, \dots = ความดันย่อย
- h = ความหนาของฟิล์มน้ำมันที่ตำแหน่งใด ๆ
- D = ขนาดวัดผ่านศูนย์กลางของแบร์ริง
- L = ความยาวของแบร์ริง
- ϵ = อัตราเอียงศูนย์กลางของเพลากับแบร์ริง = e/c
- θ = พิกัดรอบรูปวงกลม

เมื่อแทนค่า P จากสมการ (2) ลงในสมการ (1) จะได้สมการความดันในแต่ละส่วน ดังนี้

สมการความดันอันดับศูนย์ ภายใต้สภาวะคงตัว

$$P_0 = \frac{A}{2} z^2 + Bz + C \quad \text{-----}(4)$$

เมื่อ $A = -24 \left(\frac{L}{D}\right)^2 \frac{\epsilon \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3}$
 B และ C เป็นค่าคงที่

สมการความดันอันดับหนึ่ง ภายใต้สภาวะคงตัว

$$P_1 = \left[\frac{1555.2}{h^7} \left(\frac{L}{D}\right)^4 (\epsilon \sin \theta)^3 \right] \frac{z^4}{12} - \left[\frac{129.6B}{h^4} \left(\frac{L}{D}\right)^2 (\epsilon \sin \theta)^2 \right] \frac{z^3}{6} + \left[\frac{2.7B}{h} (\epsilon \sin \theta) \right] \frac{z^2}{2} + Ez + F \quad \text{-----}(5)$$

เมื่อ E และ F เป็นค่าคงที่

นำสมการ (4) และ (5) แทนลงไปในสมการที่ (2) โดยตัดผลของสมการตั้งแต่
อันดับสองทิ้งไป และอยู่ภายใต้เงื่อนไขขอบเขตดังนี้

1. $P = 0, \theta = 0$
2. $\frac{dP}{d\theta} = 0, \theta = 0$
3. $P = 0, z = 0$
4. $P = 0, z = 1$

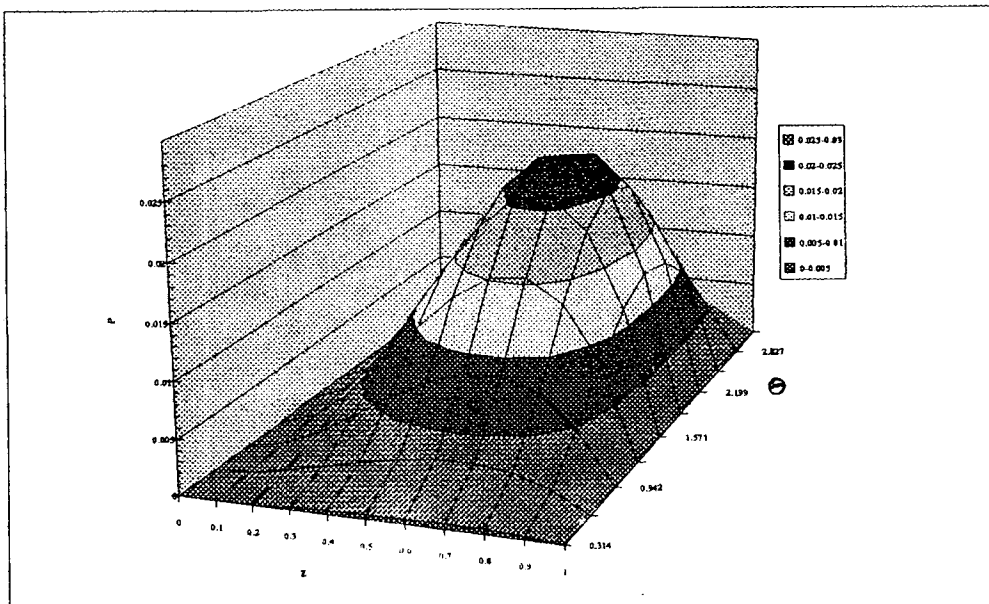
จะได้สมการความดันทั่วไป ภายใต้สภาวะคงตัว ดังนี้

$$P = \frac{1552.2}{h^7} \delta \left(\frac{L}{D}\right)^4 (\varepsilon \sin \theta)^3 \frac{z^4}{12} - \frac{M}{h^4} \delta \left(\frac{L}{D}\right)^2 (\varepsilon \sin \theta)^2 \frac{z^3}{6} + \left[\frac{N}{h} \delta \varepsilon \sin \theta - 24 \left(\frac{L}{D}\right)^2 \frac{\varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \right] \frac{z^2}{2} \quad \text{----(6)}$$

$$\text{เมื่อ } M = \frac{776.1}{h^3} \left(\frac{L}{D}\right)^2 (\varepsilon \sin \theta) + \frac{72h^4}{\varepsilon \sin \theta} \left[\frac{1}{(1 - \varepsilon)^3} - \frac{1}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \right]$$

$$N = \frac{24h}{\delta (1 - \varepsilon)^3} \left(\frac{L}{D}\right)^2$$

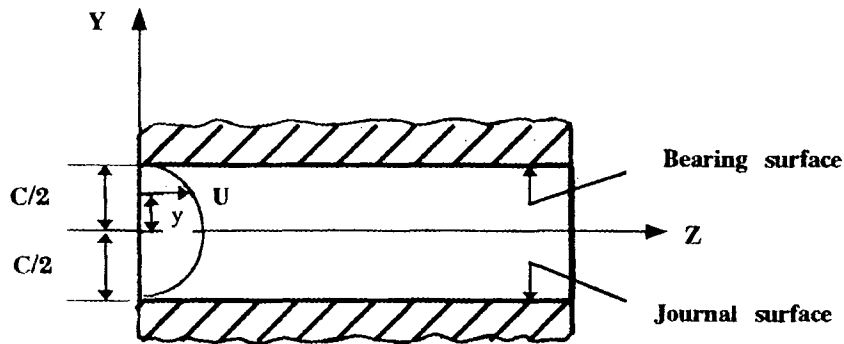
เมื่อกำหนดให้ค่า $L/D = 0.25$, $\delta = 0.2$, $\varepsilon = 0.2$ คำนวณค่า P จากสมการที่ (6) แล้ว
เขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า P, Z และ θ ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน ความยาว และมุม θ

2.3 อัตราการไหลของสารหล่อลื่น (Lubricant flow rate)

เนื่องจากกรณีของ Infinitely Short Journal bearing ได้คำนวณเปรียบเทียบอัตราการไหลของสารหล่อลื่นในแนวแกน X กับแนวแกน Z ผลปรากฏว่า อัตราการไหลในแนวแกน Z มากกว่าการไหลในแนวแกน X จึงพิจารณาตัวแปรไร้มิติของสมการการกระจายความเร็วในแกน Z



รูปที่ 3 แสดงทิศทางการไหลของฟิล์มสารหล่อลื่นในแนวแกน Z

สมการการกระจายความเร็วของสารหล่อลื่นนอน-นิวโทเนียนในแนวแกน Z คือ

$$U = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial z} y(y-h) + \delta \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)^3 \left[\frac{y^4}{4} - \frac{h}{2} y^3 + \frac{3}{8} h^2 y^2 - \frac{h^3}{8} y \right] \quad \text{-----(7)}$$

ความเร็วเฉลี่ยของสารหล่อลื่น

$$U_{av} = \int_0^h U dy / h = \left[\frac{h^2}{12} \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\delta h^4}{80} \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)^3 \right] \quad \text{-----(8)}$$

หาอัตราการไหลโดยพิจารณาพิกัดทรงกระบอก (r, θ, z)

เมื่อ $dQ = 2 U_{av} dA = 2 U_{av} (r h d\theta)$

$$\therefore Q = 2 \int_0^{2\pi} U_{av} dA = 2 \int_0^{2\pi} U_{av} r h d\theta \quad \text{----- (9)}$$

2.4 สมการการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่นนอน-นิวโทเนียน

จาก Energy balance equation โดยสมมติว่าจุดศูนย์กลางของเพลลาและจุดศูนย์กลางของแบร์ริงทับกัน

$$\therefore \Delta T = \frac{f_w \cdot PDLR\omega}{\dot{m}c_p} \quad \text{-----(10)}$$

- เมื่อ f_w = ส.ป.ส. ความเสียดทาน
 P = load
 D = ขนาดวัดผ่านศูนย์กลางของเพลลา
 L = ความยาวของแบร์ริง
 ω = ความเร็วเชิงมุม rad/s
 R = รัศมีเพลลา
 \dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวลของสารหล่อลื่น kg/s
 C_p = ความจุความร้อนสารหล่อลื่น

3. วิธีการ Optimization

การหาค่าตัวแปรออกแบบ λ และ c ที่เหมาะสมที่สุดโดยวิธี Optimization แบบ Exhaustive Search ซึ่งมีขั้นตอนการคำนวณดังนี้

1. กำหนดค่า Objective function ในที่นี้ คือ

$$\text{Minimize } F(c,\lambda) = \alpha_1 \Delta T(c,\lambda) + \alpha_2 Q(c,\lambda)$$

2. กำหนดให้ $0.01 \leq c \leq 0.15$.

$$0.10 \leq \lambda \leq 0.25$$

3. นำค่าตัวแปรออกแบบ (c,λ) ไปตรวจสอบความเสถียรจากสมการ Journal stability^[3] คือ

- 3.1 กรณีค่า $\sigma \leq 0.28$

$$\psi(\sigma) = \frac{3}{\sigma^{0.55}}$$

3.2 กรณีค่า $0.28 \leq \sigma \leq 2.9$

$$\psi(\sigma) = 6.88\sigma^{0.094}$$

3.3 กรณีค่า $\sigma > 2.9$

$$\psi(\sigma) = 7.65$$

เมื่อ $\sigma = \text{Modified Sommerfeld Number} = \pi S(L/D)^2$

$S = \text{Sommerfeld Number} = (R/C)^2 \mu N/P$

$\psi = \text{Dimensionless rotor mass} = cM\omega^2/W$

4. นำค่าตัวแปรออกแบบที่เหล่ายู่ในสถานะเสถียรไปตรวจสอบดูว่าอยู่ภายใต้เงื่อนไขสมการบังคับหรือไม่ สมการบังคับในที่นี้ คือ

1) $\lambda_{\min} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$

2) $\mu > \mu_{\min}$

3) $\Delta T \leq \Delta T_a$

4) $\omega \leq \omega_{cr}$

5) $c(1 - \varepsilon_0) \geq h_0$

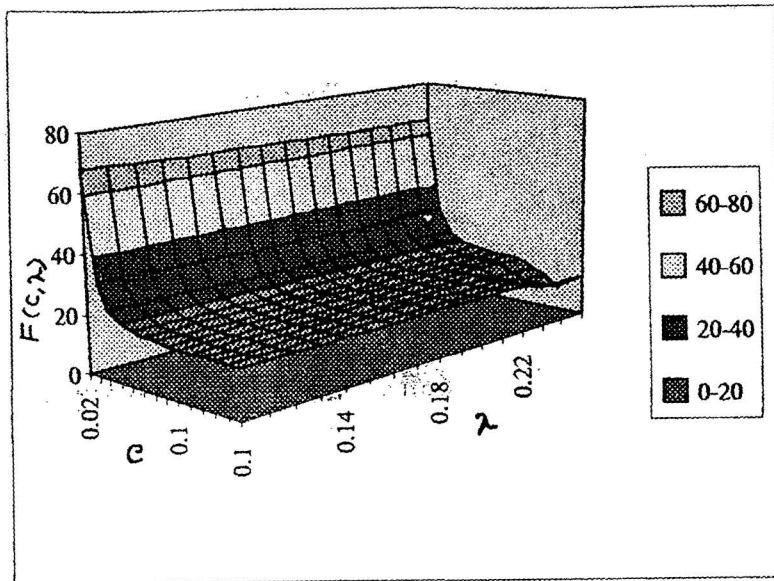
5. คำนวณค่า ΔT และ Q ที่อยู่ภายใต้เงื่อนไขสมการบังคับไปแทนในสมการ

Objective function

6. บันทึกค่า Objective function หลายนๆ ค่า แล้วนำมาเปรียบเทียบกัน ที่ค่า Objective function ต่ำสุด จะได้ค่า c, λ ค่าหนึ่งซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมที่สุด

4. ผลจากวิธีการ Optimization

จากการทำ Optimization โดยการเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์นำผลที่ได้จากการรันโปรแกรมมาเขียนเป็นกราฟ ได้ดังรูปที่ 4 จะเห็นว่าที่ค่า objective function = 16.56383 ซึ่งเป็นค่าที่น้อยที่สุดจะได้ค่า $C = 0.13$ และค่า $\lambda = 0.25$ ซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมที่สุด



รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Objective Function กับค่า λ และ c

5. เอกสารอ้างอิง (Reference)

1. Hashimoto , H. and M. Mongkolwongrojn " DYNAMIC BEHAVIOUR OF SHORT ELLIPTICAL JOURNAL BEARINGS WITH NON-NEWTONIAN LUBRICANTS " การสัมมนาวิศวกรรมเครื่องกล ครั้งที่ 5 มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 2534.
2. P. Bourgin , J.M. Francois and B. Gay " NUMERICAL SOLUTION OF A NON-NEWTONIAN FILM FLOW "
3. EZZAT , H. "Optimum Design of Hydrodynamic Journal Bearings" M. Sc. Thesis, The University of Wisconsin 1967.
4. JASBIR S. ARORA " Introduction to Optimum Design " McGrawHill , Inc. 1989.