

**บทที่ 1**  
**BASIC PIPING STRESS และ การใช้ โปรแกรม CAESAR II**  
**By Piya Kittitanesuan**  
**(ปิยะ กิตตธนเศส)**  
**Lead Piping Engineer**

Penspen Limited. (Thailand)  
(update 29 February 2008)

**พื้นฐานการวิเคราะห์ความเค้นในระบบท่อ (Basic Piping Stress Analysis)**

ระบบท่อที่มีอุณหภูมิปฏิบัติการ (Operating Temperature) สูงกว่า อุณหภูมิบรรยากาศ (Ambient Temperature) จะทำให้ท่อเกิดการขยายตัว ส่วนระบบท่อที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิ ambient จะทำให้ท่อเกิดการหดตัว ทั้งสองระบบนั้นไม่เพียงทำให้เกิดปัญหา การขยายหรือหดตัวของระบบท่อ ยังจะทำให้เกิดปัญหาความเค้นในระบบท่ออีกด้วย ระบบท่อจะพังเสียหายหรือไม่พังขึ้นอยู่กับความเค้นมีมากน้อยเพียงใด ถ้าค่าความเค้นที่เกิดขึ้นอยู่ในขอบเขตที่ code จำกัดไว้ ระบบท่อก็คงอยู่ได้ แต่การวิเคราะห์หาความเค้นในระบบท่อเพียงอย่างเดียวยังไม่เพียงพอ วิศวกรระบบท่อ (Piping Engineer) จะต้องคำนวณหาแรงและโมเมนต์ ที่กระทำ ณ จุดต่างๆ เช่น ที่จุดรองรับท่อ (pipe support) ซึ่งจุดรองรับท่อ ที่เจอในงานท่อ ก็ได้แก่ line stop, guide หรือว่า จะเป็น nozzle ของอุปกรณ์ (Equipment) ก็ได้ แรงที่เกิดจากระบบท่อ จะต้องมีความไม่มากเกินไป ไม่เช่นนั้นจะทำให้ โครงสร้างหรืออุปกรณ์ต่างๆ พังเสียหายได้

วิธีการคือเราจะนำค่าแรงและโมเมนต์ ที่คำนวณได้นี้มาเปรียบเทียบกับค่า Allowable Forces และ Moments โดยค่าแรงและโมเมนต์ที่คำนวณได้นั้นจะต้องไม่เกินค่า Allowable วิศวกรที่คำนวณความเค้นในระบบท่อสามารถทราบค่า Allowable Load ได้จาก โรงงานผู้ผลิตอุปกรณ์นั้นๆ หรือได้จาก code ที่ใช้กับอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ถ้าเป็น pump ก็อาจจะใช้ code API 610 ถ้าเป็น steam turbine ก็อาจใช้ code ของ NEMA SM23 แต่ถ้าเป็น Tank ขนาดใหญ่ ก็อาจใช้ code API650 เหล่านี้เป็นต้น จะใช้ code ไหน แต่ละโครงการ (project) ก็ไม่เหมือนกัน แต่โดยทั่วไปในงานออกแบบโรงงานปิโตรเคมีและโรงกลั่นน้ำมันทั่วโลก ก็นิยมใช้ code ที่กล่าวมานี้ทั้งนั้น

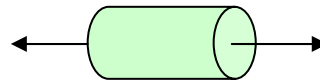
หนังสือเล่มนี้จะสอนให้ท่านทราบถึง วิธีการออกแบบท่อให้มีความปลอดภัย โดยเราจะยกหลักการพื้นฐานที่ว่า ระบบท่อจะต้องถูกออกแบบให้มีความยืดหยุ่น (Flexibility) โดยใช้จำนวนข้อต่อ (Fitting) ให้น้อยที่สุด เพื่อความประหยัดเงินของนักลงทุน และ ลด pressure drop ที่เกิดขึ้นให้น้อยที่สุด

## 1.1 BASIC STRESS QUANTITIES

ก่อนที่จะเราจะเริ่มทำการคำนวณ pipe stress ให้เราทบทวนเกี่ยวกับปริมาณ stress พื้นฐานต่อไปนี้ก่อน ซึ่งส่วนใหญ่เราก็เรียนรู้กันมาในโรงเรียนวิศวกรรมเรียบร้อยแล้ว ผมจึงไม่อธิบายมันมาก

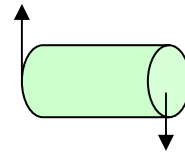
### AXIAL STRESS (ความเค้นตามแนวแกน)

$$\text{Axial Stress} = \frac{\text{Force}}{\text{Area}}$$



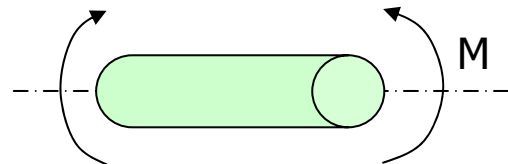
### SHEAR STRESS (ความเค้นเฉือน)

$$\text{Shear Stress} = \frac{\text{Force in Shear}}{\text{Shear Area}}$$



### BENDING STRESS (ความเค้นดัด)

$$\sigma = \frac{M c}{I}$$



โดยที่

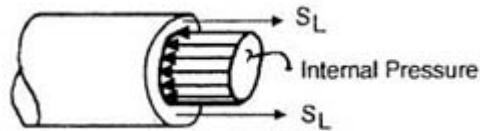
M- Moment @ cross section

c- Distance from neutral axis to outer surface

I – cross section moment of inertia =  $\frac{\pi (d_o^4 - d_i^4)}{64}$

## LONGITUDINAL PRESSURE STRESS

$$\sigma_{PL} = F / A = Pd/4t$$



## HOOP PRESSURE STRESS

$$\sigma_{PH} = \frac{F}{A} = \frac{P d}{2 t}$$

ทางยุโรปนิยมใช้ ค่า d เป็น outside diameter มากกว่าที่จะใช้เป็น inside

จากกฎข้อที่ 1 ของนิวตัน [  $\Sigma F = 0$  ]

$$2 F = P d_i L$$

$$\sigma_{PH} = \frac{P d_i L}{2 t L} = \frac{P d_i}{2 t}$$

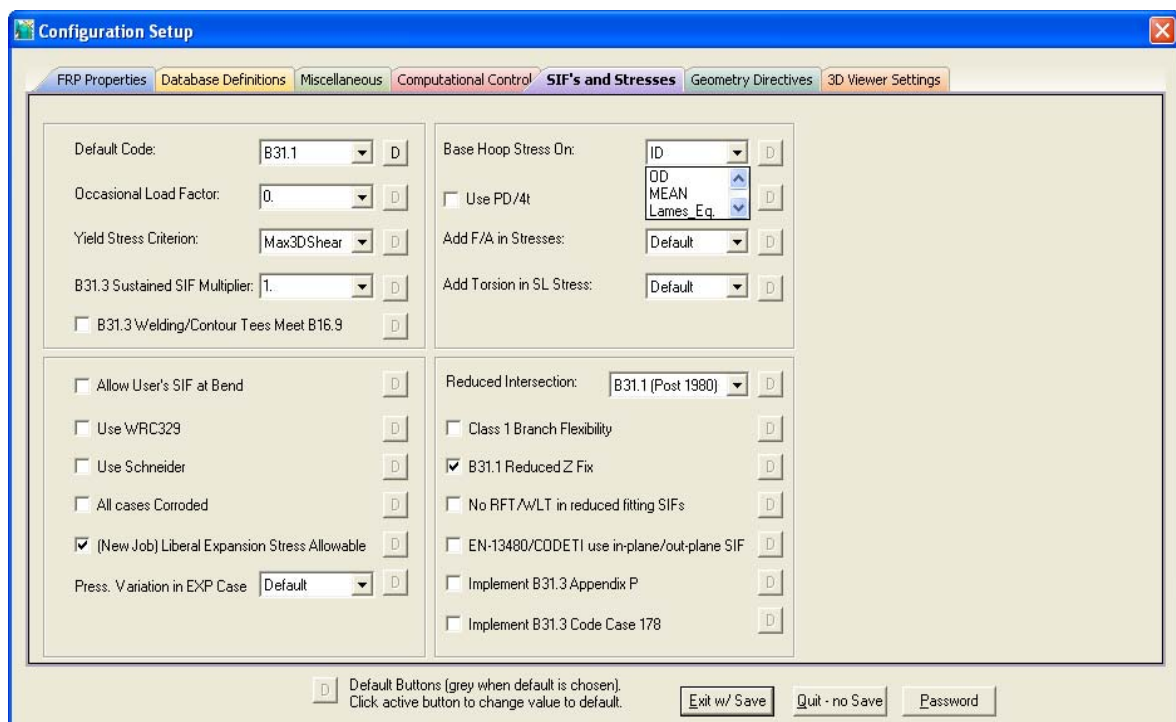
จริงๆ แล้ว สมการ hoop pressure stress ที่ใช้กล่าวถึงข้างบนนี้ เป็นสมการ ที่ให้ค่าประมาณ สมการที่ให้ค่าได้แม่นยำ นั้น ถูกกำหนดโดยสมการของ LAME ดังต่อไปนี้

$$\sigma_{PH} = \frac{P r_i^2 + L r_i^2 r_o^2 P / r^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

r = position thru the thickness

รูปที่ 1 คือการกำหนดค่าให้กับ program CAESAR II มี 4 option ให้เลือก คือ ID, OD, MEAN และ LAMES\_EQ ถ้าเราต้องการค่าที่ conservative ที่สุดให้เลือกใช้ base hoop stress on เป็น OD แต่โดยทั่วไป นิยมใช้ ID ที่เป็นเช่นนี้ คงเป็นเพราะต้องการให้แก้ปัญหาความเค้นผ่านไปได้โดยง่าย

ดังนั้นก่อนที่จะเริ่มต้น ทำ piping stress analysis โดยใช้ CAESAR II ก็ควรจะตั้งค่าตรงนี้ก่อน โดยไปที่ TOOL บน main menu ของ CAESAR II Version 5.00 และ Configures/Setup ก็จะได้ dialog box ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 การกำหนด diameter ที่ใช้ในการคำนวณ hoop stress ให้กับ CAESAR II

ก่อนอื่นผมอยากให้เรารู้ถึงความกังวลในการใช้โปรแกรมไปก่อน ผมยังคงไม่ถนัดตอนนี้นี้ เพราะมันไม่ใช่ประเด็นสำคัญที่สุดในตอนนี้ อยากให้เราเข้าใจพื้นฐานก่อน แม้จะไม่มี โปรแกรมก็สามารถเข้าใจหลักการได้

## **Longitudinal Stress ที่เกิดขึ้นบนผนังท่อ**

โดยทั่วไป หน้าตัดของท่อจะเกิดปัญหา longitudinal stress หลักๆ ได้

สามรูปแบบคือจาก bending , axial และ pressure ดังนั้นสมการในการคำนวณหาค่า longitudinal stress ที่หน้าตัดท่อจะเป็นดังนี้

$\frac{Mc}{I}$	+	$\frac{F}{A}$	+	$\frac{Pd}{4t}$
Bending		axial		pressure

ซึ่งโดยทั่วไปแล้ว U.S Code ก็จะใช้รูปแบบสมการข้างบนในการหา longitudinal stress

สำหรับ ASME B31.3 stress ที่เกิดขึ้นข้างบน เรียกว่า Sustained Stress ซึ่งเกิดจากการ combine stress ที่เกิดจากความเค้นเนื่องจากโมเมนต์ดัด ความเค้นตามแนวแกน และ ความเค้นที่เกิดจากความดัน แต่สำหรับ B31.1 Sustained Stress ที่เกิดขึ้นจะพิจารณา มาจาก ความเค้นเนื่องจากโมเมนต์ดัด และ ความเค้นที่เกิดจากความดัน เท่านั้น เขียนเป็นสูตร ง่ายๆ ได้ดังนี้

$\frac{Mc}{I}$	+	$\frac{Pd}{4t}$
Bending		pressure

ASME Code ได้บอกว่า Sustained Load เกิดจากผลกระทบของ ความดัน น้ำหนัก ที่เกิดขึ้นบนท่อ ดังนั้นจะเห็นว่า longitudinal stress ที่กล่าวมาแล้วข้างต้น ก็คือ ความเค้นที่เกิดจาก Sustained load นั้นเอง ซึ่งต่อไปเราก็จะเรียก กันเท่ๆ แบบภาษาไทย ว่า Sustained Stress ( $S_L$ )

### **1.3 CODE COMPLIANCE BASICS :**

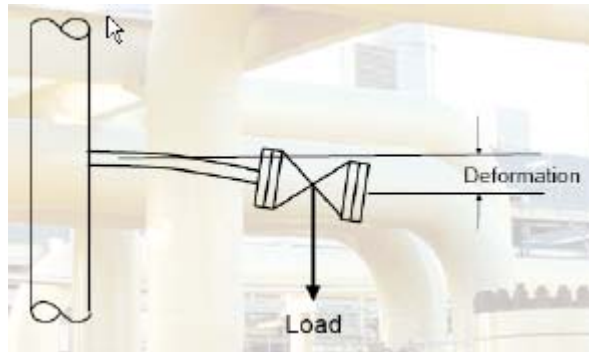
ASME CODE ได้กำหนด รูปแบบการเสียหายพื้นฐานสองแบบ ดังนี้

1. Sustained ( or Primary ) Stress Failure
2. Expansion (or Secondary ) Stress Failure

ซึ่งแต่ละ แบบ ก็มีลักษณะเฉพาะไม่เหมือนกัน

### ลักษณะที่เป็น PRIMARY STRESS

1. primary stress ส่วนเกิน มีสาเหตุมาจากการเกิด plastic deformation และ rupture.



รูปที่ 2

2. ส่วนใหญ่เกิดจากการรับภาระเนื่องจาก น้ำหนัก(weight) และ ความดัน (pressure) Allowable limits สำหรับ sustained stresses นั้น จะสัมพันธ์กับ ค่า yield stress ของ material
3. การพังเสียหายจะเกิดขึ้นแบบทันทีทันใด จะไม่มีอาการเตือนให้เราเห็นล่วงหน้า เหมือนกับการพังเนื่องจากการล้าของวัสดุ (fatigue)
4. โดยปกติจะไม่เกี่ยวกับ cyclic

### ลักษณะที่เป็น SECONDARY STRESS

1. เกิดเนื่องจากการขยายตัวของท่อ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ (thermal expansion)
2. การพังเสียหายอาจจะเกิดการ crack เป็นจุดเล็กๆ ตามผิวด้านใน หรือ ด้านนอกของท่อก่อน



รูปที่ 3

### ลักษณะของ OCCASIONAL STRESS

กรณีทั่วไป ระบบท่อจะเกิดความเค้นทั้งสองแบบข้างต้น แต่ก็ยังมีเหมือนกันที่จะเกิดการเสียหายเนื่องจากการเกิดเหตุการณ์ตามโอกาส เช่น แรงลม (wind), เกิดแผ่นดินไหว (earthquakes), เกิดซ็อนน้ำ เช่น steam หรือ

water hammer, Pressure Safety Valve (PSV) ทำงาน เนื่องจากเหตุการณ์ข้างต้น อาจเกิดขึ้นหรือไม่เกิดขึ้นก็ได้ การพิจารณาการเสียหายแบบนี้จึงขึ้นอยู่กับวิศวกรผู้ทำการออกแบบอีกที หรือไม่ก็มีการกำหนดจากข้อกำหนดในการออกแบบจากลูกค้า

#### **1.4 CODE STRESS ALLOWABLE :**

เกณฑ์ค่าความเค้นสูงสุดที่ยอมรับได้ ซึ่งแต่ละประเทศจะมีข้อกำหนดเป็นของตัวเอง สำหรับประเทศไทยยังไม่มีข้อกำหนดนี้ให้ใช้ โดยมากโรงงานในประเทศไทยใช้ หลักเกณฑ์ของอเมริกา ในแต่ละประเภทของโรงงาน ก็ยังกำหนดแตกต่างกันไปอีก เช่น โรงงานประเภท Power Plant ได้กำหนดใช้ Code B31.1 ส่วนโรงงานประเภท Process Plant ได้กำหนดใช้ Code B31.3

เนื่องจากส่วนใหญ่เราจะทำโรงงานประเภท Process Plant และ Power Plant กัน ดังนั้นขอยกตัวอย่างของ ทั้ง Code B31.1 และ B31.3 ซึ่ง code B31.3 ได้กำหนด Code stress allowable ไว้ดังต่อไปนี้

#### **THE SUSTAIN ALLOWABLE STRESS**

คือการเอาค่า hot yield stress มาคูณด้วยค่า factor ซึ่ง sustained stresses ไม่ควรจะเกินค่า materials elastic limit ณ อุณหภูมิ ที่ operating หรือ อุณหภูมิที่ใช้ในการ design ถ้าเขียนเป็นสมการจะได้ดังนี้

$$S_L < S_h$$

โดยที่

$S_L$  = Stress ที่เกิดขึ้นเนื่องจาก sustained load

$S_h$  = Hot Allowable stress มีค่าไม่เกิน  $0.666 S_y$  หรือ  $0.25 S_u$

ค่า  $S_h$  นี้เราสามารถเปิดหาค่าได้จาก table A-1 ใน ASME B31.3 เช่น ท่อ carbon steel A53 Gr.B ที่อุณหภูมิ 200 องศาฟาเรนไฮด์ จะได้ค่า  $S_h = 20000$  psi. หรือ จะแปลงเป็นหน่วย SI ก็หารด้วย 145 จะได้เท่ากับ  $137.93$  N/mm<sup>2</sup> ตัวเลข 145 นี้เป็นตัวเลขใช้ประมาณในการแปลงหน่วย ซึ่ง ง่าย และ ใช้ง่าย แต่ถ้าต้องการจะเอาตัวเลขแปลงหน่วยจริง ก็ต้องหารด้วย  $145.037743897$  สำหรับวิศวกรแล้ว ผมรู้ว่าพวกเรคงไม่ชอบกันเท่าไร

การใช้โปรแกรม piping stress package ต่างๆ บางทีเราอาจเปิดวัสดุที่ต้องการหาไม่เจอ เป็นเพราะว่า วัสดุตัวนั้นไม่มีใช้ใน ASME Code ASME B31.1 , B31.3 ก็ได้ ตรงนี้เราควรตรวจสอบดูให้แน่ชัด

## **THE EXPANSION ALLOWABLE STRESS RANGE**

ค่านี้จะต้องไม่เกิน สองเท่าของ yield stress คูณกับ safety factor , cyclic reduction factor ลบ ด้วยค่า mean stress ซึ่ง total stress range ( expansion บวกกับ sustained) ถูก set ไว้เท่ากับ สองเท่าของ yield stress

$$S_A = f ( 1.25 S_c + 1.25 S_h - S_L )$$

โดยที่

$S_A$	= Allowable Displacement Stress Range
$f$	= Cyclic reduction factor for fatigue from <a href="#">Table 302.3.5 (B31.3 edition 2002)</a>
$S_c$	= Cold allowable stress
$S_h$	= Hot allowable stress
$S_L$	= Longitudinal Stress

ค่า  $f$  นั้น ขึ้นอยู่กับ จำนวนรอบความร่อนที่ท่อจะได้รับ ซึ่งกำหนดไว้ใน code B31.1-2004 table 102.3.2 ดังนี้

$f = 1.0$	สำหรับ 7000 รอบ หรือต่ำกว่า
$f = 0.9$	สำหรับ 7000 – 14000 รอบ
$f = 0.8$	สำหรับ 14000 – 22000 รอบ
$f = 0.7$	สำหรับ 22000 – 45000 รอบ
$f = 0.6$	สำหรับ 45000 – 100000 รอบ
$f = 0.5$	สำหรับ มากกว่า 100000 รอบ

ส่วน B31.3-2002 ให้ค่าไว้ดัง table 302.3.5 ซึ่งก็ไม่แตกต่างจาก B31.1 เท่าไรนัก แต่พอมา Edition B31.3-2004 เปลี่ยนมาเป็น plot graph แทน ดัง Fig. 302.3.5 สังเกตให้ดี B31.3 Edition 2004 มีบางช่วงค่า  $f$  มากกว่า 1 ซึ่งเป็นช่วงที่เป็นเส้นประ อันนี้สำหรับท่อที่ทำจาก Ferrous material ซึ่งมีค่า minimum tensile strength เท่ากับหรือไม่เกิน 75000 psi (517 MPa) และ อุณหภูมิออกแบบท่อ ไม่เกิน 371 องศาเซลเซียส

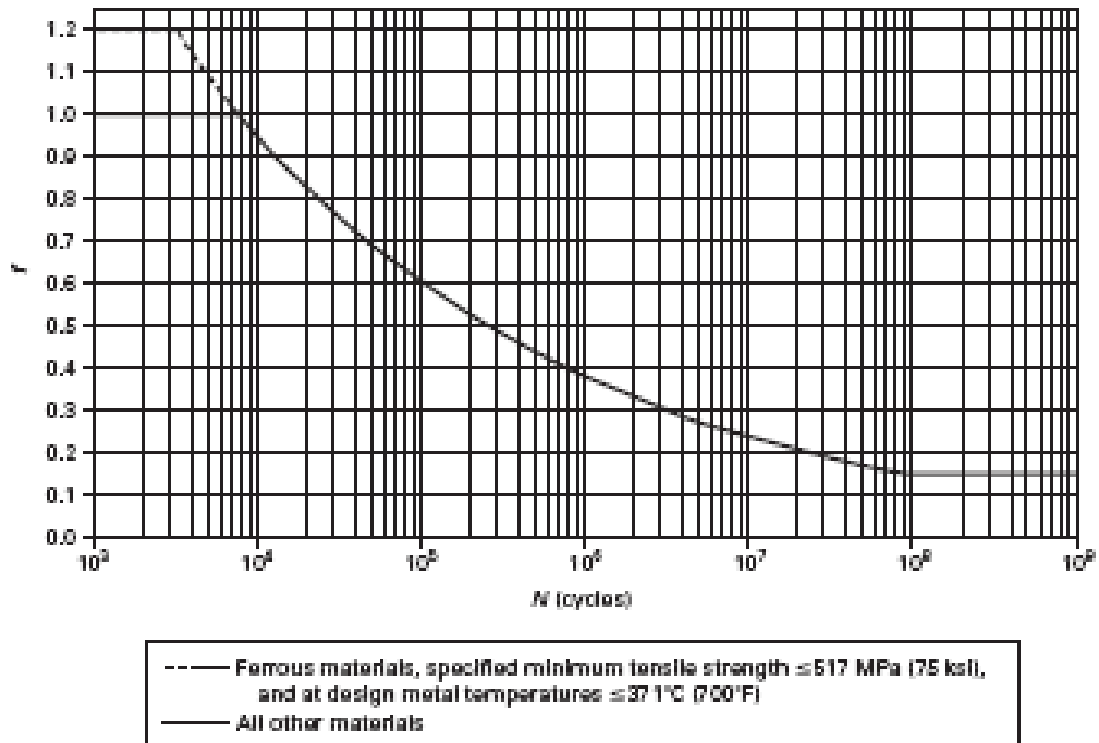


Fig. 302.3.5 Stress Range Reduction Factor,  $f$

รูปที่ 4 ค่า  $f$  จาก ASME Code B31.3 Edition 2004

ส่วนใหญ่แล้วระบบท่อในโรงงานที่เราออกแบบ จะอยู่ในช่วงไม่เกิน 7000 รอบความร้อน ยกตัวอย่างเช่นท่อ relief valves เพราะการทำงานของ relief valve คงไม่เกิด ขึ้นบ่อยมาก การนับรอบความร้อน ก็ให้นับท่อ ที่มีของไหลทำงานอยู่ภายใต้ operating condition เมื่อ operate จนกระทั่ง shut down ครั้งหนึ่งก็ถือว่าเป็น 1 รอบความร้อน

**THE OCCASIONAL STRESS** คือ ความเค้นที่เกิดขึ้นแบบชั่วคราว หรือเกิดขึ้นเป็นบางครั้งบางคราว ไม่แน่ไม่นอน อาจจะไม่เกิดหรือไม่เกิดก็ได้ เช่น แผ่นดินไหว(seismic) wind load, water hammer เหล่านี้ยากต่อการคาดเดาว่าจะเกิดเมื่อไร อย่างไร รายละเอียดเกี่ยวกับการวิเคราะห์ระบบท่อเมื่อเกิดแผ่นดินไหว ผมจะกล่าวอีกทีในบทที่ 7

Allowable stress สำหรับกรณีนี้ ASME Code ได้กำหนดให้มีค่ามากขึ้นกว่า  $S_h$  ประมาณ 10 ถึง 30 % หรือ  $1.1S_h - 1.33S_h$  ขึ้นอยู่กับเราใช้ code ไหนในการออกแบบ เช่น B31.1 ใช้  $1.15S_h - 1.2 S_h$  ส่วน B31.3 ใช้  $1.3 S_h$  เป็นต้น จะเห็นว่า B31.1 Power Piping ค่อนข้าง ใช้ safety factor สูงกว่า B31.3 Process Piping

## 1.5 ขั้นตอนการ Check Piping Stress

ขั้นตอนการตรวจสอบความแข็งแรง ของระบบท่อ มีขั้นตอน ดังนี้

1. คำนวณหา sustained stress ( $S_L$ ) ที่เกิดจาก primary load ปกติก็คือ weight และ pressure
2. คำนวณหา expansion stress ( $S_E$ ) ที่มีสาเหตุมาจาก ความแตกต่างของอุณหภูมิ
3. เปรียบเทียบ Sustained Stress ที่คำนวณได้ในข้อ 1 กับ allowable stress :  $S_h$  โดยที่  $S_L$  ต้องน้อยกว่า  $S_h$
4. เปรียบเทียบ Expansion Stress ( $S_E$ ) ที่คำนวณได้ตามข้อ 2 กับ ค่า allowable ดังนี้

- a. **B31.3**  $S_A = f (1.25S_c + 0.25S_h)$  \_\_\_\_\_ (B31.3 Eq.1a)  
โดยถ้า  $S_L$  น้อยกว่า  $S_h$  ค่า  $S_A$  จะเท่ากับสูตร ดังนี้

$$S_A = f (1.25S_c + 1.25S_h - S_L) \text{ \_\_\_\_\_\_ (B31.3 Eq.1b)}$$

ดังนั้น

$$S_E < f (1.25S_c + 1.25S_h - S_L)$$

- b. **B31.1**  $S_A = f (1.25S_c + 0.25S_h)$  \_\_\_\_\_ (B31.1 Eq.1)  
แต่ B31.1 ยังบอกว่า ถ้ากรณี  $S_L$  น้อยกว่า  $S_h$  ค่า allowable นี้จะเพิ่มขึ้นเป็น  $S_A + f (S_h - S_c)$  ค่านี้ถือว่าเป็นค่า  $S_A$  ตัวใหม่

ดังนั้น

$$S_E < S_A + f (S_h - S_c) \text{ \_\_\_\_\_\_ (B31.1 Eq.13b)}$$

จากที่บอกไว้ในกฎเกณฑ์ข้อ 3 ว่า  $S_L$  ต้องน้อยกว่า  $S_h$  ถึงจะยอมรับได้ ดังนั้นในความเป็นไปได้ สำหรับ Code B31.3 เราก็จะได้ CAESAR II report ที่ใช้แต่สมการ Eq.1b แทนที่จะเป็น Eq.1a

ส่วน Code B31.1 เราก็จะใช้ Eq.13b แทนที่จะเป็น Eq.1 มาใช้งาน เดี่ยวในหัวข้อถัดไปเราจะได้ลองคำนวณกันดู

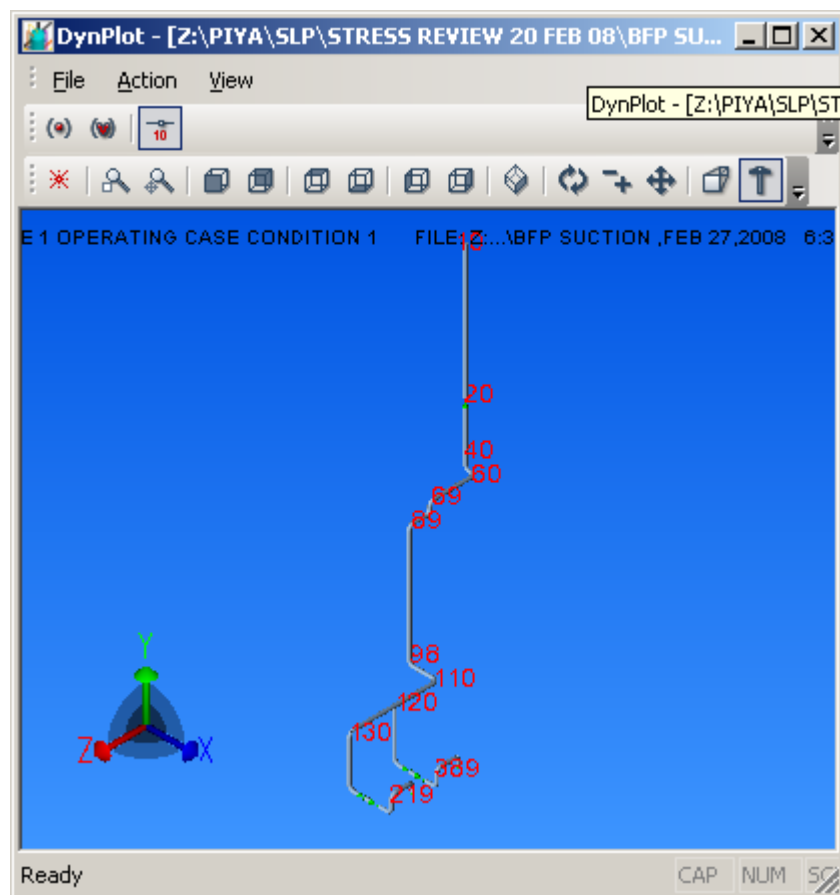
5. หากมีกรณี occasional load เกิดขึ้น stress ที่เกิดขึ้นจะต้องน้อยกว่า  $kS_h$  โดยที่  $k$  อยู่ระหว่าง 1.1 ถึง 1.3

วิธีการข้างต้น จะทำเฉพาะ ท่อที่เป็น Critical line เท่านั้น ส่วนท่อ ที่ไม่ critical เช่น ท่อน้ำประปา ท่อดับเพลิง พวกนี้อุณหภูมิ ความดันไม่สูงเท่าไร เราจึงจัดว่า เป็น Non critical line แล้วท่อเซอร์วิส อื่นๆ หละ เราจะได้ อย่งไร ว่าท่อไหนเป็น critical line อันนี้ เราจะใช้หลักการในหัวข้อ ถัดไป

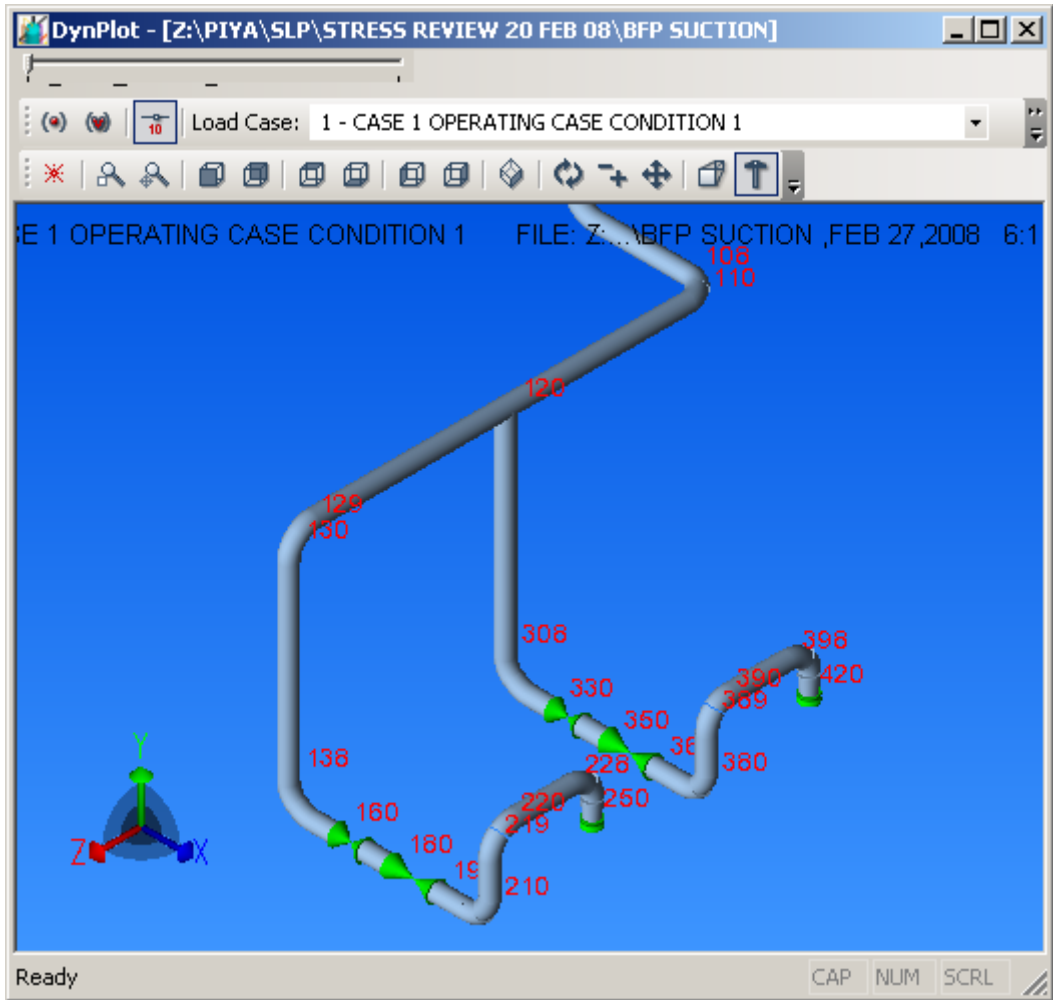
### CAESAR II Output Stress Analysis Report

เรามาดูกันว่า CAESAR II แสดงผลการคำนวณ  $S_L$  กับ  $S_h$  และ  $S_E$  กับ  $S_A$  อย่งไร

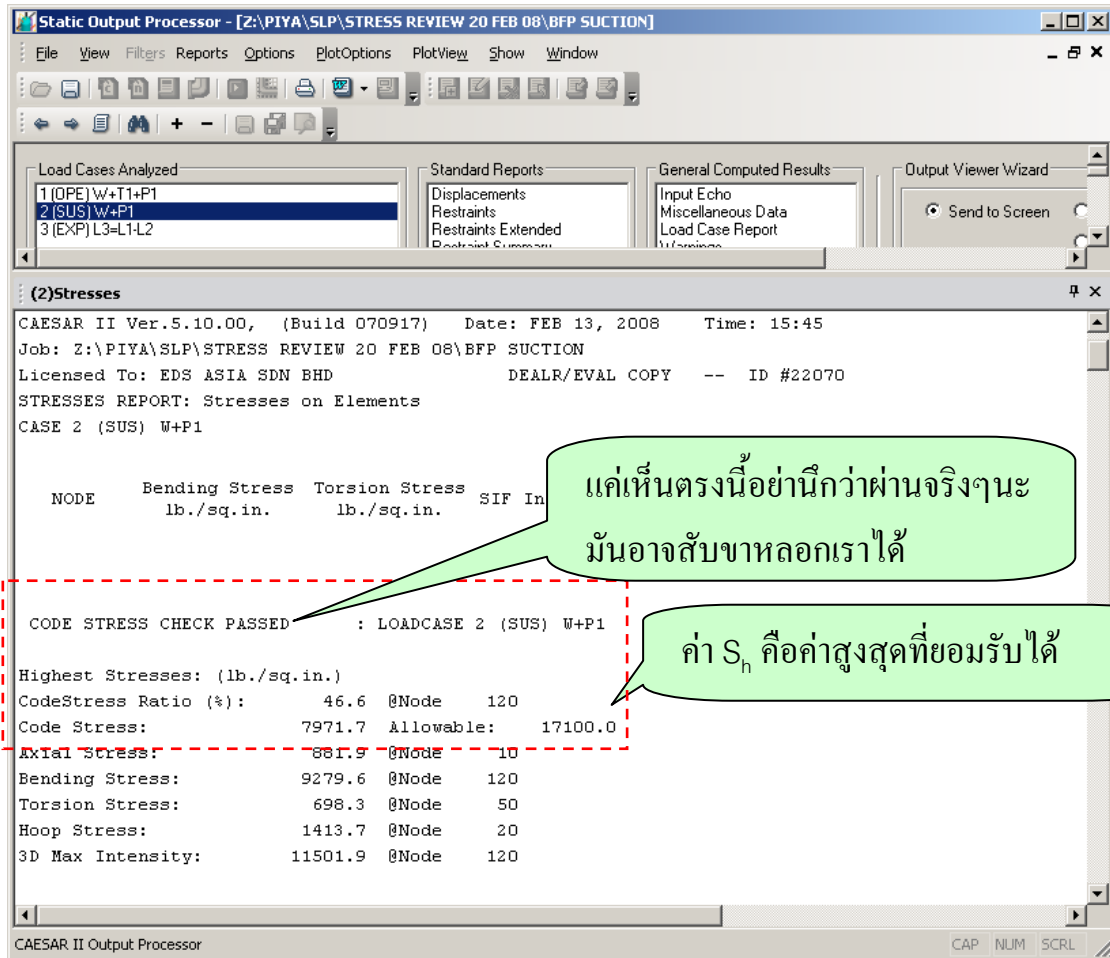
ตัวอย่างนี้เป็นท่อ Carbon Steel ASTM A106 Grade B ใช้ Code B31.1 ในการออกแบบ เราจะมาพิจารณา stress ที่เกิดขึ้นทั้งระบบ และ เฉพาะจุด นอกจากนั้นผมจะยกตัวอย่างแนะนำการหา Stress ที่เกิดขึ้น เฉพาะที่จุด Node 40 และ 120 เพื่อให้เข้าใจ วิธีการในหัวข้อ 1.5 มากขึ้น



รูปที่ 5 รูปร่างหน้าตา ตัวอย่างระบบท่อทั้งระบบ ที่ทำการวิเคราะห์ความยืดหยุ่น



รูปที่ 5 ตัวอย่างนี้เน้นความสนใจมาที่ node 120 ซึ่งเป็นจุดที่เกิด stress สูงสุดสำหรับระบบท่อนี้



รูปที่ 6

รูปที่ 6 แสดง Stress report หลังจาก that run static analysis แล้ว maximum stress สูงสุดเกิดขึ้นในระบบท่อนี้ กรณี sustained load อยู่ที่ node 120 มีค่าเท่ากับ 7971.7 lb/sq.in (หรือ psi) ค่า allowable hot stress ( $S_h$ ) เท่ากับ 17100 psi.

สัดส่วน stress ที่เกิดขึ้นจริง ( $S_L$ ) เทียบกับค่าสูงสุดที่ยอมรับได้ ( $S_h$ ) คิดเป็น 46.6 % สรุปว่าผ่านด้าน step 3 ในหัวข้อ 1.5 ไปได้สบายๆ

แล้วถ้าเกิดว่า  $S_L$  เท่ากับ 16000 psi ถือว่าผ่าน หรือเปล่าครับ ถ้าเราดูจาก report ตรงนี้ ผ่านแน่นอน ครับ ทำไม ถึงจะไม่ผ่านหละครับเพเวม มาสเตอร์

อิมม์ เฉลย เฉลยหละกันครับ ผมตรวจสอบจาก ASME B31.1 แล้ว ไม่ผ่านเกณฑ์ของ ASME ครับ โปรแกรม CAESAR II ทำฐานข้อมูลมาผิด ทำให้ได้ค่า  $S_h$  ที่ผิดไปเยอะเลย ที่จริงควรจะเป็น 15000 psi ดังนั้น ผมอยากจะให้คาถากันพลาดไว้สักอันหนึ่ง ซึ่งอาจารย์จอห์น เอ็ม เนโดวิช วิศวกรชาวอังกฤษ ผมเดานะเชื่อสายแกคงมาจากเซคโกลโลวาเกียอะ เพราะผมเคยดูบอลอะ พวกช็อลงท้ายด้วย วิซๆ เช่น มิโลสเลียวิช ผมเดาเอานะ นอกเรื่องแล้วเรา เอ้า เข้าเรื่องดีกว่า อาจารย์จอห์นผมได้มอบ คาถา สำคัญมาว่า "What do you expect to see?" คือแบบนี้ เราไม่ควรจะเชื่อ

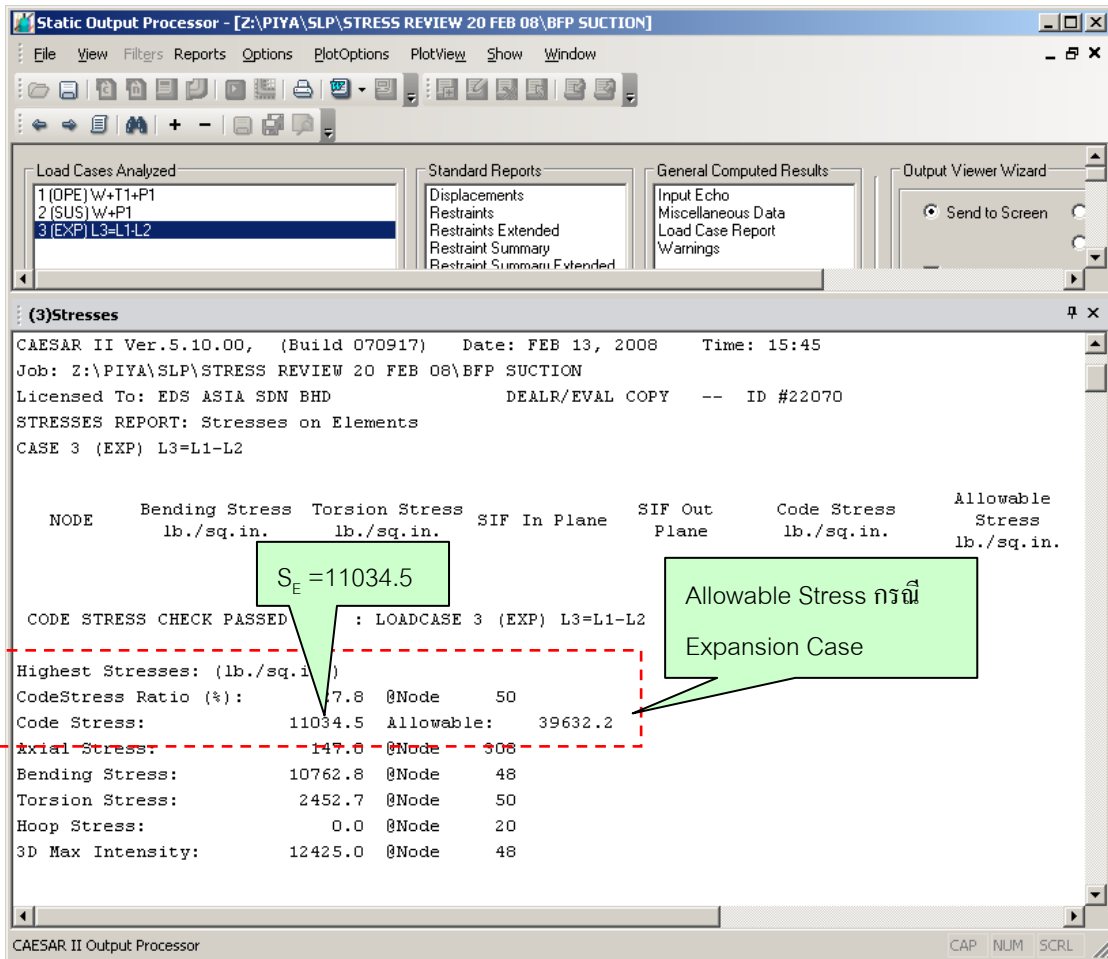
โปรแกรม เพราะมันอาจผิดพลาดได้ โดยเฉพาะ CAESAR II ผม feedback พวก error ต่างๆให้กับทางผู้ผลิต มาตั้งแต่เวอร์ชันดอสแล้วครับ เจอทุกเวอร์ชัน

นั่นเป็นเหตุให้ ผมถ่ายทอดให้น้องๆ โดยไม่เน้นที่ใช้โปรแกรม แต่เน้นไปที่หลักการ เพราะถ้าสอนการใช้โปรแกรม เราจะไม่รู้เลยว่ามันคำนวณ มาถูกหรือผิด ลองผิดลองถูก เห็น คำว่า stress check passed ผ่านก็โอเค แบบนี้เสี่ยงกับระบบที่จะพังได้ครับ เรื่องการใช้โปรแกรมเราค่อยว่ากันทีหลัง เรากินกบตัวใหญ่ก่อน ให้เข้าใจหลักการก่อน การใช้โปรแกรมให้ใครสอนที่บริษัทแป๊บเดียวก็เรียบร้อยแล้ว สามารถโมเดล input run output check stress ผ่าน ได้สบายๆ แต่กับผิด ไม่มีประโยชน์

ดังนั้นในฐานะที่เราเป็นมือใหม่ทางด้าน piping stress กันควรทอองคาถาของอาจารย์ จอห์น เอ็ม เนโดวิช ไว้ตลอดขณะที่ทำ piping stress analysis ดูว่าเราคาดหวังที่จะเห็นผลเช่นไร เช่นท่อควรจะดกท้องข้าง ตรงนี้ แต่ทำไม ท่อกับโคงตัวขึ้น อะไรแบบนี้ ถ้ามันไม่เป็นไปตามที่เราคาดหวัง แสดงว่า มีบางอย่างผิดพลาดแล้ว คาถานี้แหละครับทำให้ผมพบความผิดพลาดเกิดขึ้นกับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่มนุษย์สร้างขึ้นมาโดยตลอด ไม่ว่าจะเป็น CAESAR II หรือ AUTOPIPE

นอกจากนี้ยังใช้ตรวจสอบพวกข้อมูลต่างๆ ที่ไม่ใช่ซอฟต์แวร์ ด้วยนะครับ เช่นข้อมูล nozzle load allowable ที่มาจาก vendor ตอนนั้นผมทำอยู่โตโยไทย โปรเจคโรงไฟฟ้า TLP 110 MW ที่ระยอง vendor steam turbine ไม่ได้ให้ค่า nozzle load allowable มา จึงเป็นหน้าที่ของเราที่จะต้องขอไป น้องๆ จำไว้ชนิดหนึ่งนะครับเวลาทำงาน เขาไม่ให้ เราก็ขอไป อย่างนั่งหงิก รอข้อมูล พอได้ข้อมูลมา ปรากฏว่า ไม่อยากเชื่อ nozzle load ที่ยอมรับได้สูงสุดของเขามีค่า กระจึ่งเดียว ผมจำตัวเลขไม่ได้แล้ว รู้สึกรับแรงแนวตั้งจากพื้นโลก จากท่อได้ประมาณ 150 N. พระเจ้าจ๊อด ผมไม่อยากเชื่อ ผมเอา 9.81 หาร ได้มวล เท่ากับ 15.3 kg. นี่ถ้าผมทะเล็งเอา ถังน้ำดื่มโพลาลิสขนาด 20 ลิตร (ผมไม่ได้โฆษณาให้โพลาลิสนะ แต่นึกยี่ห้ออื่นไม่ออก) ผมเอามันไปวางบน nozzle มันก็พังแล้วสิครับ steam turbine ตัวเบ้อเริ่ม ซีโรคสะขนาดนี้ ผมจึงต้องบอกโปรเจคเอ็นจิเนียร์ไปฝากบอก vendorฝรั่งว่า ให้เขากลับไปคิดมาใหม่ สุดท้ายเขาก็แก้ไขกลับมาเพิ่มขึ้นให้เรา นี่สะ ประโยชน์ ของคาถานี้ ไม่จั้นเราตายแน่ แค้ประกอบ ท่อไปที่ nozzle มันก็เกิน 150 N. แล้วหละ ยังไม่รวมน้ำหนัก valve กับ ของไหลเลยนะ เขียน.โคตรเขียนก็แก้ปัญหามาไม่ได้หรอกแบบนี้ อะไรกันแท้งค์น้ำพลาสติกบ้านเราเมดอินไทยแลนด์ ยังแข็งแรงกว่า steam turbine ที่ฝรั่งมันทำเลย ผมเอาน้ำดื่ม สองสามถังไปวางมันก็ไม่พังหรอก ให้ตายสิจอร์ด

ผมนอกเรื่องไปเยอะเลย แต่มันจะเป็นไอเดีย ที่มีประโยชน์มาก เลยอยากเสริมให้ หวังว่า เราพอดู ค่า  $S_L$  และ  $S_h$  เป็นกันแล้วนะครับ เหลือ  $S_E$  กับ  $S_A$  ยังไม่ได้เล่า มาต่อกันเลย



รูปที่ 7 แสดงผล stress กรณี expansion case

รูปที่ 7 รูปร่างหน้าตาคล้ายๆ กับ report กรณี sustained เลยนะครับ ก็คล้ายกันนะสิเพ่ ต่างกันตรงประเภท stress เท่านั้น อันนี้มันเป็น Expansion stress ผลคำนวณ บอกว่า stress ที่เกิดขึ้นจริงๆ สูงสุด อยู่ที่ node 50 มีค่า  $S_E = 11034.5$  psi ส่วนค่ายอมรับได้มีค่า  $S_A = 39632.2$  psi

ที่มาเป็นอย่างนี้ครับ

จาก ASME Code B31.1

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h)$$

แทนค่า  $S_c = 17100$  psi และ  $S_h = 17100$  psi

$$S_A = 1(1.25 \times 17100 + 0.25 \times 17100)$$

$$S_A = 25650 \text{ psi}$$

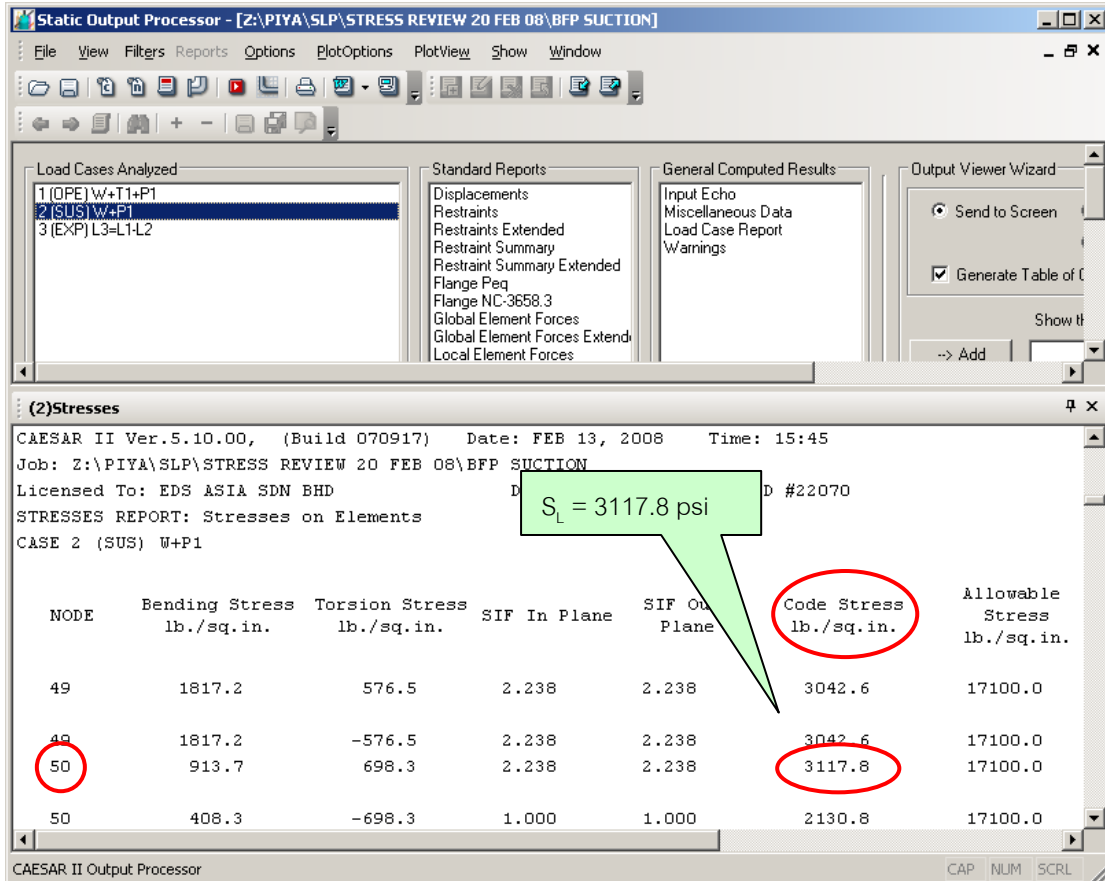
แต่ว่า  $S_L < S_h$  ดังนั้น คำนวณหา allowable ตัวใหม่ ได้ ดังนี้

$$\text{Allowable} = S_A + f(S_h - S_L)$$

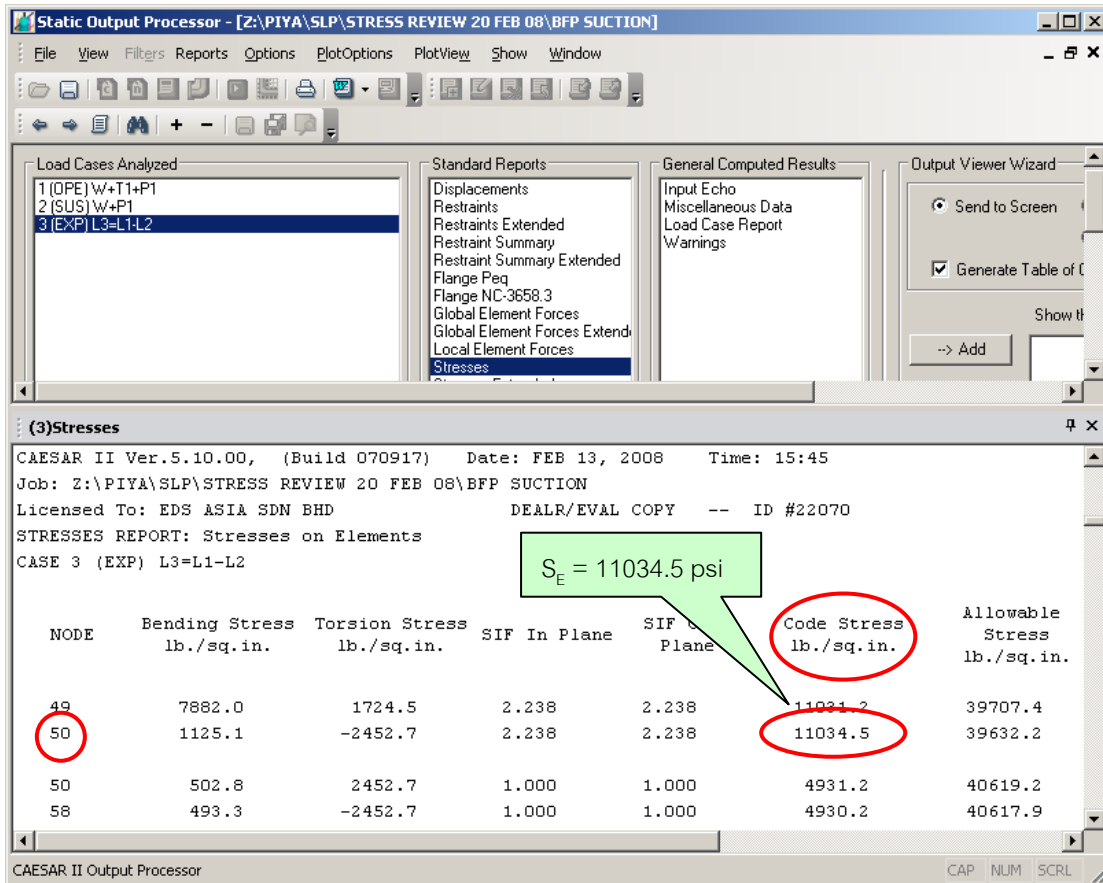
$$\text{Allowable} = 25650 + 1 \times (17100 - 3117.8)$$

$$\text{Allowable} = 39632.2 \text{ psi}$$

ไม่ต้อง งง นะครับ ที่ node 50 นี้ยะ ผม เอาค่า  $S_L = 3117.8$  psi มาจาก  
 ไหน เราต้องไปดูที่ sustain stress report นะครับ ผมเอามาให้ดูแล้วดังรูป  
 Figure 8



รูปที่ 8 ค่า  $S_L$  ที่ node 50 เท่ากับ 3117.8 psi



รูปที่ 9 ค่า  $S_E$  ที่ node 50 เท่ากับ 11034.5 psi

รูปที่ 9 นี้คือ ค่า expansion stress ( $S_E$ ) ที่เกิดขึ้นจริงที่แต่ละ node สำหรับ node 50 มีค่า  $S_E$  เท่ากับ 11034.5 psi เพราะฉะนั้นจากกฎเกณฑ์ในข้อ 4 ที่ว่า  $S_E$  จะต้องไม่เกิน ค่า allowable 39632.2 psi ก็เป็นอันว่าที่ node 50 นี้ expansion stress ผ่านแล้วครับ

กลับมาดูที่ node 120 อีกครั้งกันใหม่ ครับ คราวนี้ จะลองคำนวณ ดูว่า allowable expansion stress range มีค่าเท่าไร

จาก ASME Code B31.1

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h)$$

แทนค่า  $S_c = 17100$  psi และ  $S_h = 17100$  psi

$$S_A = 1(1.25 \times 17100 + 0.25 \times 17100)$$

$$S_A = 25650 \text{ psi}$$

แต่ว่า  $S_L < S_h$  ดังนั้น คำนวณหา allowable ตัวใหม่ ได้ ดังนี้

$$\text{Allowable} = S_A + f(S_h - S_L)$$

$$\text{Allowable} = 25650 + 1 \times (17100 - 7971.7)$$

$$\text{Allowable} = 34778.3 \text{ psi}$$

ลองดู CAESAR II report ดูครับ ว่าตรงกับที่เราเพิ่งคำนวณไปหรือเปล่า ดูรูปที่ 11

อีกวิธี ที่จะคำนวณ หาค่า allowable stress range ง่ายกว่าวิธีการข้างบนคือใช้สูตรเดียวกับ ASME B31.3 เลยครับ ที่ว่า

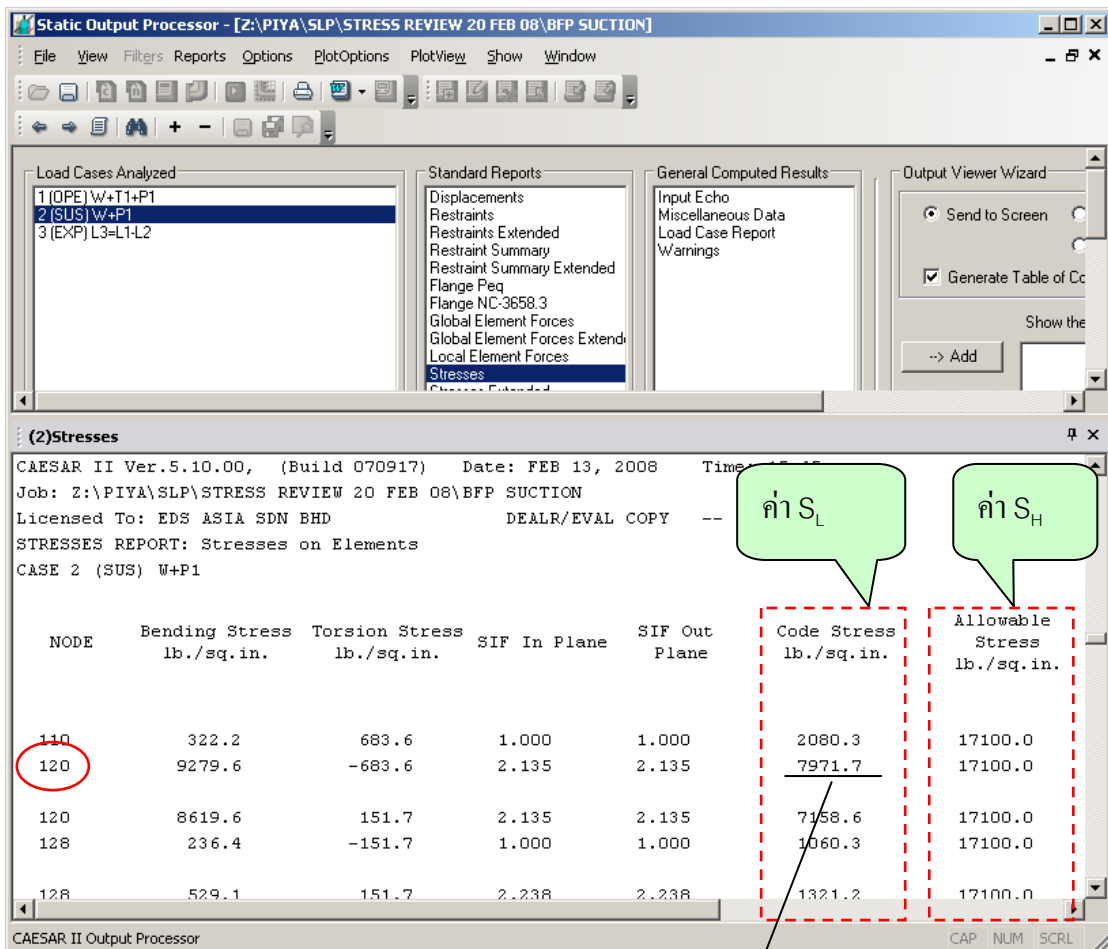
$$S_A = f ( 1.25S_c + 1.25S_h - S_L ) \quad \text{--- (B31.3 Eq.1b)}$$

ลองแทนค่าดูครับ เท่ากันไหม

$$S_A = 1(1.25 \times 17100 + 1.25 \times 17100 - 7971.7)$$

$$S_A = 34778.3 \text{ psi}$$

เพราะฉะนั้นต่อไป เราสามารถใช้ สูตรนี้หา ค่า Allowable Expansion Stress Range ได้ทั้ง งานออกแบบที่เป็น power plant (B31.1) หรือ process plant (B31.3) เลยนะครับ



รูปที่ 10 Stress report sustained stress case

$S_L = 7971.7 \text{ psi}$  ที่ node 120 ซึ่งจะถูกนำไปคำนวณหา  $S_A$  กรณี Expansion Stress

CAESAR II Ver.5.10.00, (Build 070917) Date: FEB 13, 2008  
 Job: Z:\PIYA\SLP\STRESS REVIEW 20 FEB 08\BFP SUCTION  
 Licensed To: EDS ASIA SDN BHD DEALR/EVAL COPY  
 STRESSES REPORT: Stresses on Elements  
 CASE 3 (EXP) L3=L1-L2

NODE	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	SIF In Plane	SIF Out Plane	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.
110	1278.1	965.4	1.000	1.000	2315.5	40669.7
120	8280.2	-965.4	2.135	2.135	9249.9	34778.3
120	6322.7	543.9	2.135	2.135	6735.9	35591.4
128	1039.8	-543.9	1.000	1.000	1504.8	41689.7
128	2326.8	543.9	2.238	2.238	3367.3	41428.8

รูปที่ 11 Stress report expansion stress case

$$S_A = 34778.3 \text{ psi}$$

ที่ node 120

## 1.6 วิธีการวิเคราะห์ความเค้นในระบบท่อ (Piping Stress Analysis Method)

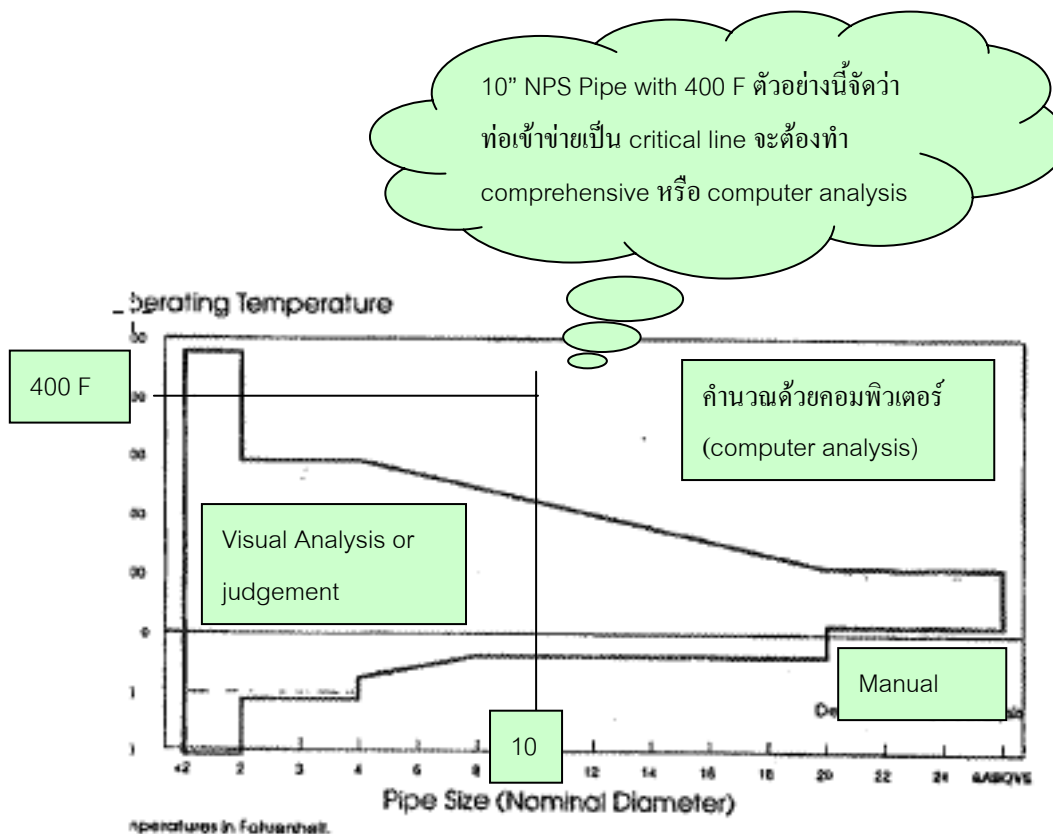
ตามหลักเกณฑ์ของ ASME B31.3 ได้กำหนดไว้ 3 วิธีดังนี้

1. By Visual Inspection หรือ His pass experience วิธีการนี้ก็คือใช้ตรวจสอบโดยใช้ประสบการณ์ของวิศวกรผู้เชี่ยวชาญเฉพาะด้านความเค้นในระบบท่อ
2. Approximate Method วิธีโดยประมาณ วิธีนี้ไม่มีการคำนวณโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ อาจจะใช้ Table ,Chart สูตรคำนวณด้วยมือคร่าวๆ ในการวิเคราะห์

3. Comprehensive Analysis วิธีนี้ คือวิธีที่คำนวณค่า stress ที่เกิดขึ้นทุกจุดบนระบบท่อ ในสมัยยุคแรกๆ ที่โปรแกรมคอมพิวเตอร์ยังไม่ได้เข้ามามีบทบาท piping stress engineer ต้องนั่งคำนวณกันใช้เวลาเป็นเดือน สำหรับท่อระบบท่อระบบเดียว แต่ปัจจุบันเรามีโปรแกรมคอมพิวเตอร์เข้ามาช่วยงานมากมายหลายตัว เช่น CAESAR II, Autopipe และ Editpipe ซึ่งพัฒนาโดยบริษัท Tractebel, etc. ส่วนโปรแกรมที่แพร่หลายและนิยมใช้ที่สุดในปัจจุบัน ก็คือ CAESAR II

จะเห็น Code เองกำหนดวิธีการกว้างมาก ไม่ได้เจาะจงลงไปว่า ท่อขนาดเท่านี้ อุณหภูมิเท่านี้ จะใช้วิธีไหนในการวิเคราะห์ ดังนั้น บริษัทวิศวกรรมต่างๆ จึงได้สร้างตาราง หรือ อาจจะเป็นแผนภาพ Chart ขึ้นมา เพื่อเป็นหลักเกณฑ์ที่ชัดเจนขึ้น เพื่อที่จะสะดวกในการกำหนดวิธีการวิเคราะห์ความเค้นในระบบท่อ และเป็นหน้าที่ของ piping stress engineer ที่จะต้องจัดทำ critical line list ขึ้นมา เพื่อที่จะกำหนดลงไปว่าท่อเส้นไหน ใช้วิธีไหนในการวิเคราะห์

ตัวอย่าง Chart Stress Method ข้างล่างนี้ผมเอามาจากหนังสือ Process Plant Layout and Piping Design ของท่านปรมาจารย์ Ed Bausbacher & roger Hunt



มาตรฐานตัวอย่าง Computer Analysis Criteria ที่เป็นแบบตารางบ้าง

Type Of Piping	Pipe Size, NPS	Maximum Differential Flexibility Temp.
General piping	≥ 4	≥ 400°F
	≥ 8	≥ 300°F
	≥ 12	≥ 200°F
	≥ 20	any
For rotating equipment	≥ 3	Any
For air-fin heat exchangers	≥ 4	Any
For tankage	≥ 12	Any

เช่น ท่อที่ต่อเข้ากับ อุปกรณ์ พวก rotating equipment ที่มีขนาด pipe size ใหญ่กว่า หรือเท่ากับ 3 นิ้ว จัดว่าเป็น critical line ควรที่จะทำ stress ด้วยวิธี comprehensive analysis ซึ่งบริษัทในประเทศไทย แทบทั้งหมด นิยมใช้ โปรแกรม CAESAR II จะมีบางบริษัทที่ใช้ทั้งสองโปรแกรม คือ Poyry Energy Ltd. (Thailand). บางบริษัทเช่น Technip เคยใช้ Simflex บางบริษัท เช่น Tractebel ก็ใช้โปรแกรม Edit Pipe ซึ่งพัฒนาขึ้นมาเอง เนื่องจากบริษัทนั้นขาดการต่อยอดความรู้ให้กับวิศวกรรุ่นหลังในการ ใช้โปรแกรมพวกนี้ วิศวกรรุ่นหลังที่เข้าไปทำงานจึงไม่ถนัดที่จะใช้โปรแกรม ที่ไม่เป็นที่นิยมพวกนี้ จึงได้เสนอบริษัทเหล่านั้นเปลี่ยนมาใช้ โปรแกรม CAESAR II กันหมด ดังนั้นเรื่องโปรแกรมที่เราศึกษาใช้งาน ก็มี ส่วนในการ หางานวิชาชีพนี้เหมือนกัน

chart และ ตาราง ที่ให้มาหรือของบริษัทต่างๆ เป็นเพียงแค่ guide line บางที ท่อขนาด 10 นิ้ว มีอุณหภูมิ 400 องศาฟาเรนไฮต์ ก็อาจจะใช้วิธี by visual analysis ก็ได้ ฝagnองๆ young piping stress engineer ไว้ เป็นการบ้านไปคิดกันต่อว่า เป็นไปได้ไหม และผมจะมาเฉลยในโอกาสต่อไป

### การพังเสียหายของท่อ

การพังเสียหาย เหตุการณ์ไฟไหม้ บ่อยครั้งมีสาเหตุมาจากระบบท่อ สูญเสียความสามารถในการเก็บของไหลไวไฟที่อยู่ในระบบท่อ (loss containment) ทั้งนี้ต้นเหตุอาจมาจากเรื่องความเค้นในระบบท่อ ดังนั้นหาก เราไม่มั่นใจ ประสบการณ์เรายังไม่เข้าขั้นเทพ เราก็ใช้วิธี computer analysis ให้หมดเลย จะเซฟ กว่า ... จริงไหมครับ แม้ว่า ท่อนั้นจะมี อุณหภูมิ ร้อนเพียงแค่ 21 ถึง 80 องศาเซลเซียส ก็ตามเถอะ แต่ในฐานะ

คนออกแบบท่อมือใหม่หัดขับอย่างเรา ก็ต้องทำให้มันแข็งแรง ทุกท่อ  
ไม่เช่นนั้น ขาข้างหนึ่งของเราอาจจะไปอยู่ในคุก แล้วก็ได้

สำหรับบทนี้ผมก็กล่าวถึง ไปแค่ Code B31.1 และ B31.3 ซึ่งที่จริงในการ  
ทำงานเราอาจเจอมากกว่านี้ ดังนั้นผมจะไปกล่าวถึงเพิ่มเติมใน Appendix  
B อีก 3 Code คือ B31.4, B31.8 และ EN13480-3