บทที่ 3

การคำนวณและการออกแบบถังความดัน

ตามมาตรฐาน American Society of Mechanical Engineering

การออกแบบถังความตามมาตรฐาน American Society of Mechanical Engineer จำเป็นต้องออกแบบให้เหมาะสมและเป็นไปตามความต้องการในการใช้งาน ทางผู้ดำเนินโครงงานจึงทำการออกแบบถังความดันตามความต้องการของบริษัท TOC Glycol Co., Ltd. ซึ่งเป็นบริษัทผลิตเมทานอลเพื่อป้อนให้กับโรงงานอุตสาหกรรมในภาคตะวันออกของประเทศไทย โดยบริษัท TOC Glycol Co., Ltd. ได้มีความต้องการให้ออกแบบถังความดันที่ใช้ในอุปกรณ์ควบคุมต่างๆ ตาม Data sheet ในตารางที่ 3.1 และตารางที่ 3.2 ในรูปที่ 3.3 แสดง Piping & Instrument Diagram แสดงการติดตั้งถังความดันกับสายการผลิต

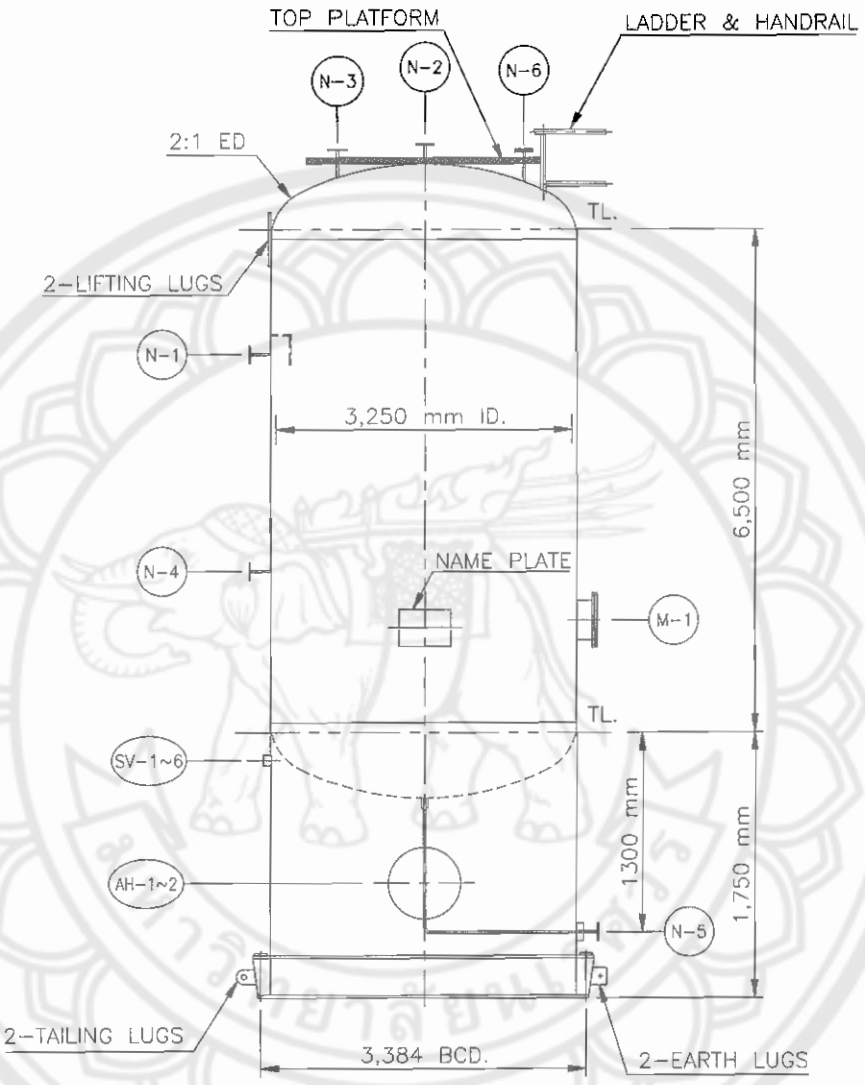
จากการศึกษามาตรฐานการออกแบบถังความดัน American Society of Mechanical Engineering เพื่อใช้ในการออกแบบถังความดันให้เป็นไปตามความต้องการนั้น จะต้องออกแบบตามลำดับขั้นตอนดังนี้

1. การคำนวณความหนาของผนังถังความดันภายใต้แรงดันภายใน
2. การคำนวณ Maximum Allowable Working Pressure (MAWP) เพื่อหาความดันในการทดสอบด้วยน้ำ (Hydrostatic test)
3. การคำนวณความแข็งแรงของรูเจาะที่ผนังถังความดันและส่วนหัวของผนังถังความดัน
4. การคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อม

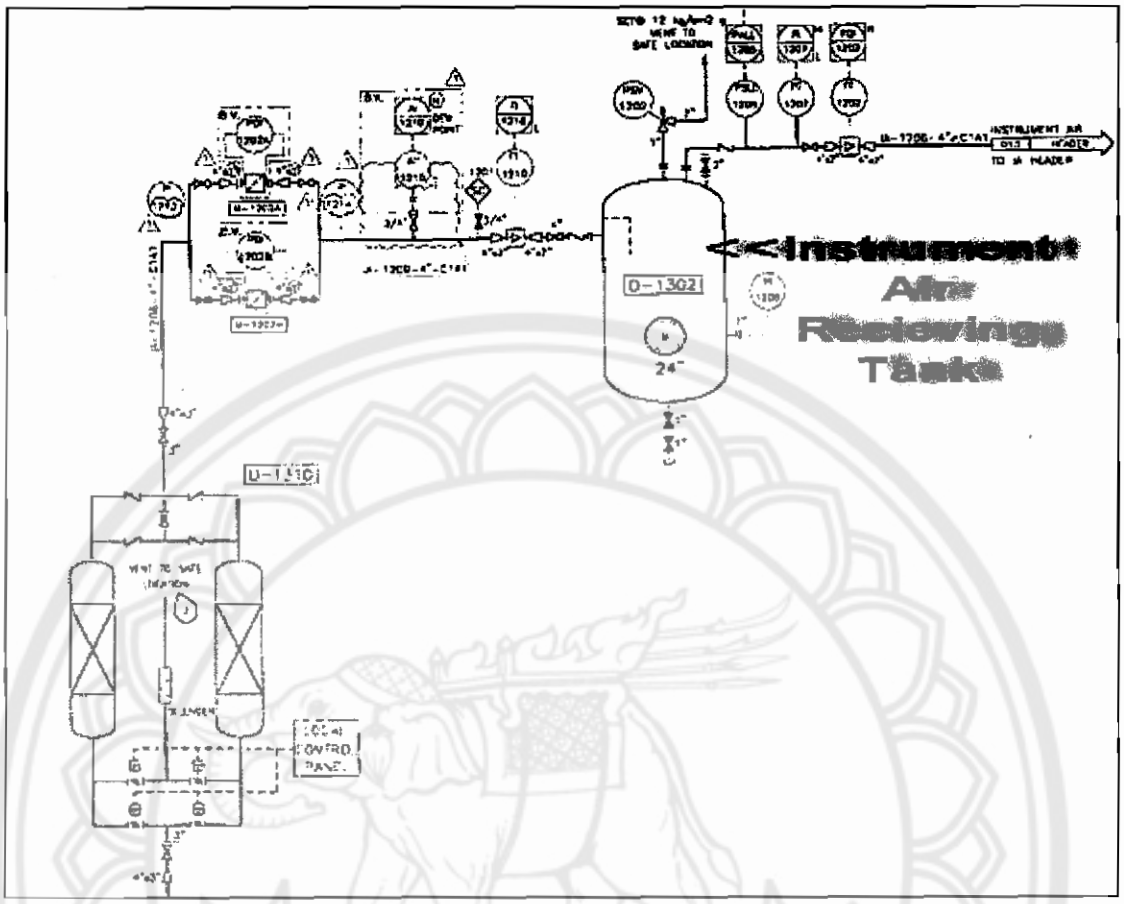
ตารางที่ 3.1 แสดง Data Sheet ของถังความดันบรรจุอากาศความดันสูงตามความต้องการของบริษัท TOC Glycol Co., ltd.

บริษัท โตโย -ไทย คอร์ปอเรชั่น TOYO - THAI CORPORATION LTD. BANGKOK THAILAND		CUSTOMER : TOC GLYCOL COMPANY LIMITED PLANT : EO/EG PROJECT
DESIGN DATA		ITEM NO. : **D-1302**
NO. REQ'D **ONE** CODE **ASME SEC. VIII, DIV. 1 , 2001 EDITION (2003 Addenda) WITH "U" STAMP**		SERVICE NAME : INSTRUMENT AIR RECEIVEING TANK
FLUID **INSTRUMENT AIR**		
DENSITY 11.11 kg/m³		**WEIGHT & CAPACITY**
OPERATION 45 °C 9 kg/cm².G		
DESIGN 75 °C 12 kg/cm².G		ERECTION WEIGHT 18,810 **kg**
CORR. ALLO SHELL 3 HEAD 3 mm		OPERATIING WEIGHT 19,731 **kg**
INSULATION ☐ HOT ☐ COLD ☒ NO		FULL WATER WEIGHT 81,942 **kg**
FIRE PROOF ☐ YES ☒ NO		CAPACITY (WORKING) 62.9 **m³**
CODE STAMP YES		
EXTERNAL PAINTING AS PER PAINTING SPEC. X-001		
WIND PRESSURE (BELOW 10 m.) 90 kg/m²		
SEISMIC LOADS UBC ZONE 0		
STRESS RELIEVED NO		
RADIOGRAPH (SHELL / HEAD) SPOT / FULL		
JOINT EFFICIENCY (SHELL / HEAD) 0.85 / 1.00		
HYDRO. TEST PRESSURE 18.97 kg/cm².G		
MATERIAL SPACIFICATION		
HEAD	SA 516 Gr.70	
SHELL	SA 516 Gr.70	
NOZZLE NECK	SA 106 Gr. B	
NOZZLE FLANGE	SA 105	
INTERNAL BOLTS / NUTS	-	
EXTERNAL BOLTS / NUTS	SA 193 Gr. B7 / SA 194 Gr. 2H	
SKIRT SUPPORT	SA 516 Gr.70	

ตารางที่ 3.2 แสดง Skeleton Drawing และ รายละเอียด Nozzle ตามความต้องการของบริษัท TOC Glycol Co., ltd.



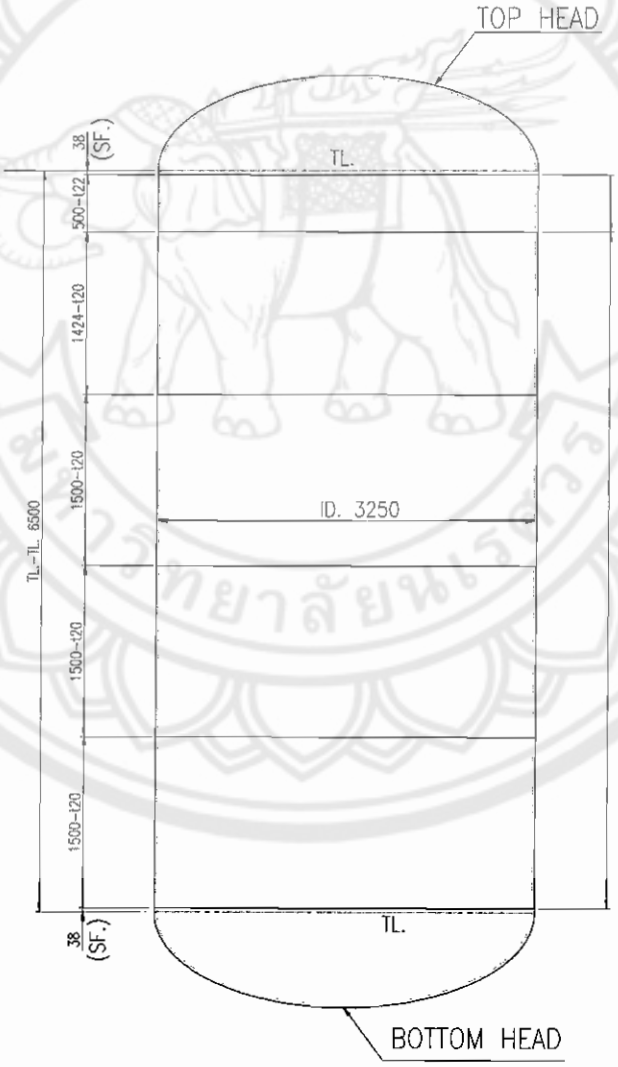
NOZ.	NO.	SIZE	RATING	TYPE	FACING	SERVICE
M-1	1	24"	150	SO	RF	MANHOLE WITH DAVIT
N-1	1	4"	150	SO	RF	AIR FEED FROM DRYER PACKAGE
N-2	1	1"	150	LWN	RF	PSV CONNECTION
N-3	1	4"	150	SO	RF	AIR OUTLET TO IA HEADER
N-4	1	1"	150	LWN	RF	PRESS. GAUGE
N-5	1	1"	150	LWN	RF	DRAIN
N-6	1	2"	150	SO	RF	SPARE WITH B/F
SV 1- 6	6	2"	-	-	-	SKIRT VENT
AH 1- 2	2	ID.508	-	-	-	ACESS HOLE
-	1	6"	-	-	-	SKIRT SLEEVE FOR N - 5



รูปที่ 3.1 Piping and Instrument Diagram ของถังบรรจุอากาศความดันสูงของบริษัท TOC Glycol Co., Ltd.

3.1 การคำนวณหาความหนาของผนังถังความดันแบบ Cylindrical Shell Ellipsoidal Head ภายใต้แรงดันภายใน (CYLINDRICAL SHELL ELLIPSOIDAL HEAD WITH INTERNAL PRESSURE)

การออกแบบถังความดันนี้จะออกแบบถังความดันที่มี Shell แบบ Cylindrical และ หัวแบบ Ellipsoidal Head ซึ่งจะแบ่ง Shell ออกเป็นสองส่วนคือ Shell 1 และ Shell 2 ดังรูปที่ 3.2 เนื่องจากแผ่นโลหะที่นำมาใช้ขึ้นรูปส่วนหัวถังความดันเหลือจึงนำมาเป็นส่วนประกอบของ Shell 1 ซึ่งมีความสูง 500 มิลลิเมตร และหนา 22 มิลลิเมตร ส่วน Shell 2 จะมีความสูง 5,924 มิลลิเมตร เพื่อลดต้นทุนในการจัดหาวัสดุที่ใช้ทำ Shell การออกแบบจะครอบคลุมส่วนของถังความดันทั้งหมด แต่จะไม่รวมส่วนฐานของถังความดัน (Skirt)



รูปที่ 3.2 แสดงการแบ่งถังความดันในการออกแบบ

3.1.1 การคำนวณความหนาของผนังถังความดันที่ Shell 1

ข้อมูลการออกแบบ (Shell 1)

ความดันการออกแบบ (Design Press.)	;	1.1768	MPa
อุณหภูมิการออกแบบ (Design Temp.)	;	75	°C
วัสดุ (Material Shell) (จากภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
Joint efficiency	;	85	%
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (จากภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาแน่นของสาร (Density)	;	11.11	kg/m^3
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของถังความดัน(I.D.)	;	3,250	mm
ความสูงของ Shell 1	;	500	mm
ความหนาของ Shell 1	;	22.00	mm

การออกแบบความหนา (Design Thickness) ของ Shell จะแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ Longitudinal stress และ Circumferential stress ซึ่งความดันที่ใช้ในการคำนวณจะเป็นความดันการออกแบบรวมกับ Static Head ซึ่ง Static Head สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้ โดยที่ความสูงที่ใช้จะคิดจากส่วนบนสุดของถังความดันจนถึงส่วนล่างสุดของ Shell 1

Static Head (Shell 1) ; $P = \rho h$

$$Static\ Head = 11.11 \times \frac{\left(500 + {}^{3,250}/_{4}\right)}{1{,}000}$$

$$= 14.58\ \frac{Kg}{m^2}$$

จะได้ว่า Static Head ของ Shell 1 มีค่าประมาณ 0.00014 MPa

Longitudinal stress จากสมการที่ 2.1

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.4P}$$

$$t = \frac{1.177 \times 1628}{(2 \times 137.9 \times 0.85) - (0.4 \times 1.177)} = 8.16mm$$

ความหนารวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ ; $8.16 + 3.00 = 11.16mm$ (min .)

Circumferential stress จากสมการที่ 2.3

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t = \frac{1.177x\,1{,}628}{(137.9x\,0.85) - (0.6x\,1.177)} = 16.45mm$$

ความหนารวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ ; $16.45 + 3.00 = 19.45mm$ (min .)

ดังนั้น ความหนาน้อยที่สุดที่จะนำมาใช้ในการออกแบบ Shell 1 ของถังความดันนี้จะต้องมีความหนาไม่น้อยกว่า 19.45 มิลลิเมตร

Shell ส่วนที่ 1 เลือกใช้ความหนาของผนังถังความดัน 22 มิลลิเมตร เนื่องจากแผ่นโลหะที่นำมาขึ้นรูปส่วนหัวของถังความดันเหลือจึงนำมาใช้เป็นส่วนของ Shell 1

การออกแบบถังความดันใดๆก็ตามจำเป็นจะต้องมีการออกแบบฐานของถังความดันควบคู่กันไป ซึ่งในส่วนการออกแบบฐานของถังความดันไม่ได้อยู่ใน ขอบเขตของโครงงานฉบับนี้แต่เพื่อความสะดวกในการนำข้อมูลในการออกแบบครั้งนี้ไปใช้ในการออกแบบฐานของถังความดันนี้ จึงได้ทำการคำนวณ นำหนักของถังความดัน Empty Weight และ Full Water Weight เพื่อเป็นข้อมูลในการออกแบบขั้นต่อๆไป

Shell Area

$$Shell\ \ Area = \pi D_m h \quad \text{.....(3.1)}$$

$$Shell\ \ Area = \pi \times (3.25 + 0.22) \times 0.5 = 5.14m^2$$

นำค่า Shell Area ที่ได้จากสมการที่ 3.1 มาแทนค่าในสมการที่ 3.2 เพื่อหา Empty Weight

Empty Weight

$$Empty\ \ Weight = Shell\ \ Area \times Thickness \times Density \quad \text{.....(3.2)}$$

$$Empty\ Weight = 5.14 \times 0.022 \times 7{,}850 = 887.6kg$$

Volume

$$Volume = \pi D^2 h \quad \text{.....(3.3)}$$

$$Volume = \pi \times 3.25^2 \times 0.5 = 4.147m^3$$

นำค่า Volume ที่ได้จากสมการที่ 3.3 ไปแทนค่าในสมการที่ 3.4 เพื่อหาค่า Weight of Fluid

Weight of fluid

$$Weight\ of\ fluid = Volume \times Density(water) \quad \text{.....(3.4)}$$

$$Weight\ of\ fluid = 4.147 \times 1{,}000 = 4{,}147kg$$

เมื่อนำค่า Weight of Fluid ไปรวมกับค่า Empty Weight จะสามารถหาค่า Full Water Weight ได้

หาค่า Maximum allowable working pressure ที่ความหนาของผนังถังความดัน 22 mm สามารถหาได้จากสมการที่ 2.2

Maximum Allowable Working Pressure (New)

$$MAWP = \frac{SEt}{(R + 0.6t)}$$

$$MAWP = \frac{(137.9 \times 0.85 \times 0.022)}{(1.625 + (0.6 \times 0.022))} = 1.574MPa$$

Maximum Allowable Working Pressure (Corrode)

$$MAWP = \frac{SEt}{(R + 0.6t)}$$

$$MAWP = \frac{(137.9 \times 0.85 \times 0.019)}{(1.625 + (0.6 \times 0.019))} = 1.358MPa$$

3.1.2 การคำนวณความหนาของผนังถังความดันที่ Shell 2

ข้อมูลการออกแบบ (Shell 2)

ความดันการออกแบบ (Dcsign Press.)	;	1.1768	MPa
อุณหภูมิการออกแบบ (Design Temp.)	;	75	°C
วัสดุ (Material Shell) (จากภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
Joint efficiency	;	85	%
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (จากภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาแน่นของสาร (Density)	;	11.11	kg/m^3
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของถังความดัน (I.D.)	;	3,250	mm
ความสูงของ Shell 1	;	5,924	mm
ความหนาของ Shell 1	;	22.00	mm

การออกแบบความหนา (Design Thickness) ของ Shell จะแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ Longitudinal stress และ Circumferential stress ซึ่งความดันที่ใช้ในการออกแบบจะเป็นความดันการออกแบบรวมกับ Static Head ซึ่ง Static Head สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้ โดยที่ความสูงที่ใช้จะคิดจากส่วนบนสุดของถังความดันจนถึงส่วนล่างสุดของ Shell 2

Static Head (Shell 2) ; $P = \rho h$

$$Static\ Head = 11.11 \times \frac{\left(6{,}500 + {}^{3{,}250}/_{4}\right)}{1{,}000}$$

$$= 81.24 \frac{Kg}{m^2}$$

จะได้ว่า Static Head ของ Shell 2 มีค่าประมาณ 0.0008 MPa

Longitudinal stress จากสมการที่ 2.1

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.4P}$$

$$t = \frac{1.1776 \times 1628}{(2 \times 137.9 \times 0.85) - (0.4 \times 1.1776)} = 8.16mm$$

ความหนารวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ ; $8.16 + 3.00 = 11.16mm$ (min.)

Circumferential stress จากสมการที่ 2.3

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t = \frac{1.1776 \times 1{,}628}{(137.9 \times 0.85) - (0.6 \times 1.177)} = 16.46mm$$

ความหนารวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ ; $16.46 + 3.00 = 19.46mm$ (min .)

ดังนั้น ความหนาน้อยที่สุดที่จะนำมาใช้ในการออกแบบ shell 2 ของถังความดันนี้จะต้องมีความหนาไม่น้อยกว่า 19.46 มิลลิเมตร

Shell ส่วนที่ 2 เลือกใช้ความหนาของผนังถังความดัน 20 มิลลิเมตร การเลือกใช่ความหนา 20 มิลลิเมตร เนื่องจากแผ่นโลหะหนา 19.46 มิลลิเมตร ไม่มีจำหน่ายการสั่งทำเป็นพิเศษจะมีค่าใช่จ่ายมากกว่าการเลือกซื้อแผ่นโลหะหนา 20 มิลลิเมตร

การออกแบบถังความดันใดๆก็ตามจำเป็นจะต้องมีการออกแบบฐานของถังความดันควบคู่กันไป ซึ่งในส่วนการออกแบบฐานของถังความดันไม่ได้อยู่ใน ขอบเขตของโครงงานฉบับนี้แต่เพื่อความสะดวกในการนำข้อมูลในการออกแบบครั้งนี้ไปใช้ในการออกแบบฐานของถังความดันนี้ จึงได้ทำการคำนวณ นำหนักของถังความดัน Empty Weight และ Full Water Weight เพื่อเป็นข้อมูลในการออกแบบขั้นต่อๆไป

Shell Area สามารถหาได้จากสมการที่ 3.1

$$ShellArea = \pi \times (3.25 + 0.2) \times 5.924 = 60.86m^2$$

นำค่า Shell Area ที่ได้จากสมการที่ 3.1 มาแทนค่าในสมการที่ 3.2 เพื่อหา Empty Weight

Empty Weight สามารถหาได้จากสมการที่ 3.2

$$EmptyWeight = 60.86 \times 0.02 \times 7{,}850 = 9{,}555.02kg$$

Volume สามารถหาได้จากสมการที่ 3.3

$$Volume = \pi \times 3.25^2 \times 5.924 = 49.14m^3$$

นำค่า Volume ที่ได้จากสมการที่ 3.3 ไปแทนค่าในสมการที่ 3.4 เพื่อหาค่า Weight of Fluid

Weight of fluid สามารถหาได้จากสมการที่ 3.4

$$Weight\ of\ fluid = 49.14 \times 1{,}000 = 49{,}140kg$$

เมื่อนำค่า Weight of Fluid ไปรวมกับค่า Empty Weight จะสามารถหาค่า Full Water Weight ได้

หาค่า Maximum allowable working pressure ที่ความหนาของผนังถังความดัน 20 mm สามารถหาได้จากสมการที่ 2.2

Maximum Allowable Working Pressure (New)

$$MAWP = \frac{SEt}{(R + 0.6t)}$$

$$MAWP = \frac{(137.9 \times 0.85 \times 0.02)}{(1.625 + (0.6 \times 0.02))} = 1.432MPa$$

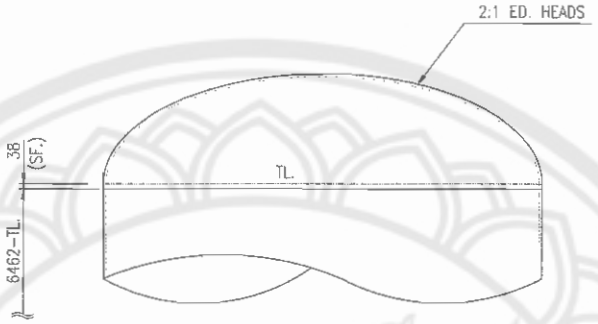
Maximum Allowable Working Pressure (Corrode)

$$MAWP = \frac{SEt}{(R + 0.6t)}$$

$$MAWP = \frac{(137.9 \times 0.85 \times 0.017)}{(1.625 + (0.6 \times 0.017))} = 1.22MPa$$

3.1.3 การคำนวณความหนาของส่วนหัวด้านบน (TOP HEAD) ของถังหัวถังความดันแบบ Ellipsoidal

ส่วนหัวของถังความดันนี้จะเป็นหัวถังความดันแบบ Ellipsoidal Head ซึ่งมีอัตราส่วนแกนเอกต่อแกนโท เท่ากับ 2:1 ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 ส่วนหัวของถังความดันแบบ Ellipsoidal (Top Head)

ข้อมูลการออกแบบ (Top Head)

ความดันการออกแบบ (Design Press.)	;	1.1768	MPa
อุณหภูมิการออกแบบ (Design Temp.)	;	75	°C
วัสดุ (Material Shell) (จากภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
Joint efficiency	;	100	%
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (จากภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
เมื่อขึ้นรูปส่วนหัวจะบางลง (Thin out)	;	3.30	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาแน่นของสาร (Density)	;	11.11	kg/m^3
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของถังความดัน (I.D.)	;	3,250	mm
ความสูงของส่วนหัว (Head Depth) $h = \frac{D}{4}$	;	812.5	mm
$K = \frac{1}{6}[2 + (D/2h)^2]$	;	1.00	

การออกแบบความหนา (Design Thickness) ของ Ellipsoidal Head ความดันที่ใช้ในการออกแบบจะเป็นความดันการออกแบบรวมกับ Static Head ซึ่ง Static Head สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้ โดยที่ความสูงที่ใช้จะคิดจากส่วนบนสุดของถังความดันจนถึงส่วนล่างสุดของ Top Head

Static Head (Top Head) ; $P = \rho h$

$$Static\ Head = 11.11 \times \frac{(3.25)}{4}$$

$$= 9.03 \frac{Kg}{m^2}$$

จะได้ว่า Static Head ของ Top Head มีค่าประมาณ 0.0001 MPa

หาค่าความหนาของส่วนหัวถังความดันแบบ Ellipsoidal จะสามารถหาได้จากสมการที่ 2.7

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P}$$

$$t = \frac{1.1769 \times 3,2.5 \times 1.00}{(2 \times 137.9 \times 1.00) - (0.2 \times 1.1769)} = 13.886mm$$

ความหนาที่รวมค่าการกัดกร่อนและค่า Thin out แล้วมีค่าเท่ากับ;

$$13.886 + 3.00 + 3.30 = 20.186mm$$

ดังนั้น ความหนาน้อยที่สุดที่จะนำมาใช้ในการออกแบบส่วนหัวของถังความดันนี้จะต้องมีความหนาไม่น้อยกว่า 20.186 มิลลิเมตร

Top Head เลือกใช้ความหนาของผนังถังความดัน 22.00 มิลลิเมตร เนื่องจากแผ่นโลหะหนามากกว่า 20.186 แต่น้อยกว่า 22.00 มิลลิเมตรไม่มีจำหน่ายการสั่งทำพิเศษจะเสียค่าใช้จ่ายมากกว่าการเลือกใช่แผ่นโลหะหนา 22.00 มิลลิเมตร

การออกแบบถังความดันใดๆก็ตามจำเป็นจะต้องมีการออกแบบฐานของถังความดันควบคู่กันไป ซึ่งในส่วนการออกแบบฐานของถังความดันไม่ได้อยู่ใน ขอบเขตของโครงงานฉบับนี้แต่เพื่อความสะดวกในการนำข้อมูลในการออกแบบครั้งนี้ไปใช้ในการออกแบบฐานของถังความดันนี้ จึงได้ทำการคำนวณ นำหนักของถังความดัน Empty Weight และ Full Water Weight เพื่อเป็นข้อมูลในการออกแบบขั้นต่อๆ ไป

Head Area

$$Head\ Area = [1.18ID_{new} + 2SF]^2 \frac{\pi}{4} \quad \text{..... (3.5)}$$

$$Head\ Area = [1.18(3.25) + 2(0.0380)]^2 \frac{\pi}{4} = 12.01m^2$$

นำค่า Head Area ที่ได้จากสมการที่ 3.5 มาแทนค่าในสมการที่ 3.6 เพื่อหา Empty Weight

Empty Weight

$$Empty\ Weight = Head\ Area \times Thickness \times Density \quad \text{..... (3.6)}$$

$$Empty\ Weight = 12.01 \times 0.022 \times 7{,}850 = 2{,}074kg$$

Volume

$$Volume = \frac{\pi D^3}{24} + (ID^2 \times \frac{\pi}{4} \times SF) \quad \text{..... (3.7)}$$

$$Volume = \frac{\pi(3.25)^3}{24} + ((3.25)^2 \times \frac{\pi}{4} \times 0.038) = 4.8087m^3$$

นำค่า Volume ที่ได้จากสมการที่ 3.7 ไปแทนค่าในสมการที่ 3.8 เพื่อหาค่า Weight of Fluid

Weight of fluid

$$Weight\ of\ fluid = Volume \times Density(water) \quad \text{..... (3.8)}$$

$$Weight\ of\ fluid = 4.8087 \times 1{,}000 = 4{,}808.7kg$$

หาค่า Maximum allowable working pressure ที่ความหนาของส่วนหัวถังความดันแบบ Ellipsoidal 22.00 mm สามารถหาได้จากสมการที่ 2.8

Maximum Allowable Working Pressure (New)

$$MAWP = \frac{2SE\,(t_n - t_{thinout})}{(D_nK + 0.2(t_n - t_{thinout}))}$$

$$MAWP = \frac{2(137.9)(1)(0.0187)}{((3.25 \times 1.00) + (0.2 \times 0.0187))} = 1.585MPa$$

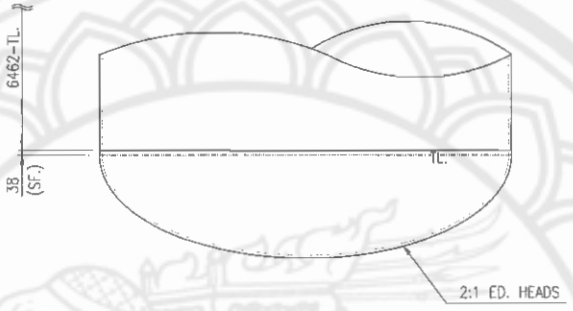
Maximum Allowable Working Pressure (Corrode)

$$MAWP = \frac{2SE\,(t_n - t_{thinout} - t_{CA})}{(D_nK + 0.2(t_n - t_{thinout} - t_{CA}))}$$

$$MAWP = \frac{(137.9 \times 0.85 \times 0.0157)}{(1.625 + (0.6 + 0.0157))} = 1.328MPa$$

3.1.4 การคำนวณความหนาของส่วนหัวด้านล้าง (BOTTOM HEAD) ของถังหัวถังความดันแบบEllipsoidal

ส่วนหัวของถังความดันด้านล้างนี้จะเป็นหัวถังความดันแบบ Ellipsoidal Head ซึ่งมีอัตราส่วนแกนเอกต่อแกนโท เท่ากับ 2:1 ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 ส่วนหัวของถังความดันแบบ Ellipsoidal (Bottom Head)

ข้อมูลการออกแบบ (Bottom Head)

ความดันการออกแบบ (Design Press.)	;	1.1768	MPa
อุณหภูมิการออกแบบ (Design Temp.)	;	75	°C
วัสดุ (Material Head) (จากภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
Joint efficiency	;	100	%
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (จากภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
เมื่อขึ้นรูปส่วนหัวจะบางลง (Thin out)	;	3.30	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาแน่นของสาร (Density)	;	11.11	kg/m^3
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของถังความดัน (I.D.)	;	3,250	mm
ความสูงของส่วนหัว (Head Depth) $h = \frac{D}{4}$	;	**812.5**	**mm**
$K = \frac{1}{6}[2 + (D/2h)^2]$	;	1.00	

การออกแบบความหนา (Design Thickness) ของ Ellipsoidal Head ความดันที่ใช้ในการออกแบบจะเป็นความดันการออกแบบรวมกับ Static Head ซึ่ง Static Head สามารถหาได้จาก

สมการต่อไปนี้ โดยที่ความสูงที่ใช้จะคิดจากส่วนบนสุดของถังความดันจนถึงส่วนล่างสุดของ Bottom Head

Static Head (Bottom Head) ; $P = \rho h$

$$Static\ Head = 11.11 \times (0.8125(2) + 6.50)$$

$$= 144.43 \frac{Kg}{m^3}$$

จะได้ว่า Static Head ของ Bottom Head มีค่าประมาณ 0.0009 MPa

หาค่าความหนาของส่วนหัวถังความดันแบบ Ellipsoidal จะสามารถหาได้จากสมการที่ 2.7

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P}$$

$$t = \frac{1.1777 \times 3{,}256 \times 1.00}{(2 \times 137.9 \times 1.00) - (0.2 \times 1.1777)} = 13.92mm$$

ความหนาที่รวมค่าการกัดกร่อนและค่า Thin out แล้วมีค่าเท่ากับ;

$$13.92 + 3.00 + 3.30 = 20.22mm$$

ดังนั้น ความหนาน้อยที่สุดที่จะนำมาใช้ในการออกแบบส่วนหัวของถังความดันนี้จะต้องมีความหนาไม่น้อยกว่า 20.22 มิลลิเมตร

Bottom Head เลือกใช้ความหนาของผนังถังความดัน 22.00 มิลลิเมตร เนื่องจากแผ่นโลหะหนามากกว่า 20.186 แต่น้อยกว่า 22.00 มิลลิเมตร ไม่มีจำหน่ายการสั่งทำพิเศษจะเสียค่าใช้จ่ายมากกว่าการเลือกใช่แผ่นโลหะหนา 22.00 มิลลิเมตร

การออกแบบถังความดันใดๆก็ตามจำเป็นจะต้องมีการออกแบบฐานของถังความดันควบคู่กันไป ซึ่งในส่วนการออกแบบฐานของถังความดันไม่ได้อยู่ใน ขอบเขตของโครงงานฉบับนี้แต่เพื่อความสะดวกในการนำข้อมูลในการออกแบบครั้งนี้ไปใช้ในการออกแบบฐานของถังความดันนี้ จึงได้ทำการคำนวณ นำหนักของถังความดัน Empty Weight และ Full Water Weight เพื่อเป็นข้อมูลในการออกแบบขั้นต่อๆไป

Head Area สามารถหาได้จากสมการที่ 3.5

$$ShellArea = [1.18(3.25) + 2(0.0380]^2 \frac{\pi}{4} = 12.01m^2$$

นำค่า Head Area ที่ได้จากสมการที่ 3.5 มาแทนค่าในสมการที่ 3.6 เพื่อหา Empty Weight

Weight สามารถหาได้จากสมการที่ 3.6

$$Weight = 12.01 \times 0.022 \times 7,850 = 2,074kg$$

Volume สามารถหาได้จากสมการที่ 3.7

$$Volume = \frac{\pi(3.25)^3}{24} + ((3.25)^2 \times \frac{\pi}{4} \times 0.038) = 4.8087m^3$$

นำค่า Volume ที่ได้จากสมการที่ 3.7 ไปแทนค่าในสมการที่ 3.8 เพื่อหาค่า Weight of Fluid

Weight of fluid สามารหาได้จากสมการที่ 3.8

$$Weight = 4.8087 \times 1,000 = 4,808.7kg$$

หาค่า Maximum allowable working pressure ที่ความหนาของส่วนหัวถังความดันแบบ Ellipsoidal 22.00 mm สามารถหาได้จากสมการที่ 2.8

Maximum Allowable Working Pressure (New)

$$MAWP = \frac{2SE(t_n - t_{thinout})}{(D_nK + 0.2(t_n - t_{thinout}))}$$

$$MAWP = \frac{2(137.9)(1)(0.0187)}{((3.25 \times 1.00) + (0.2 \times 0.0187))} = 1.585MPa$$

Maximum Allowable Working Pressure (Corrode)

$$MAWP = \frac{2SE(t_n - t_{thinout} - t_{CA})}{(D_nK + 0.2(t_n - t_{thinout} - t_{CA}))}$$

$$MAWP = \frac{(137.9 \times 0.85 \times 0.0157)}{(1.625 + (0.6 \times 0.0157))} = 1.328MPa$$

การออกแบบความดันที่ใช้ในการทดสอบด้วยน้ำ (Hydrostatic Test) ดังสมการที่ 2.26 จะต้องเลือกใช้ค่า MAWP ที่น้อยที่สุดที่หาได้จาก Shell และ Head ของถังความดันที่ทำการออกแบบ สาเหตุที่ไม่เลือกการทดสอบด้วยลม (Pneumatic Test) เนื่องจากการทดสอบด้วยลมหากเกิดการรั่วซึมจะไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า และหากเกิดการระเบิดขณะทดสอบจะก่อให้เกิดความเสียหายรุนแรงกว่าการทดสอบด้วยน้ำ

จาก MAWP ของ shell และ head ของถังความดันจะได้ว่า

MAWP (shell1) ; 1.574 MPa

MAWP (shell2) ; 1.432 MPa

MAWP (top head) ; 1.585 MPa

MAWP (bottom head) ; 1.585 MPa

การออกแบบความดันที่ใช้ในการทดสอบด้วยน้ำ (Hydrostatic Test) จะเลือกใช่ค่า MAWP ที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้จากส่วนต่างๆของถังความดัน ดังนั้น จึงเลือก MAWP = 1.432 MPa

$$Hydrostati\,cTest = 1.3MAWP\,\frac{S_t}{S_d}$$

$$Hydrostati\,cTest = 1.3(1.432)\,\frac{137.9}{137.9} = 1.86MPa$$

ดังนั้นการทดสอบด้วยน้ำจะทำการทดสอบที่ความดัน 1.86 MPa เพื่อทดสอบรอยเชื่อมว่ามีการเชื่อมแบบซึมลึกสมบูรณ์หรือไม่ ประเกนที่เลือกใช่มีการรั่วซึมหรือไม่ เมื่อทำการทดสอบด้วยน้ำ เสร็จสิ้นจะทำความสะอาดถังความดันและเปลี่ยนประเกนใหม่ก่อนจะใช้งานจริง

3.2 การออกแบบหัวฉีดที่ส่วนต่างๆของถังความดัน

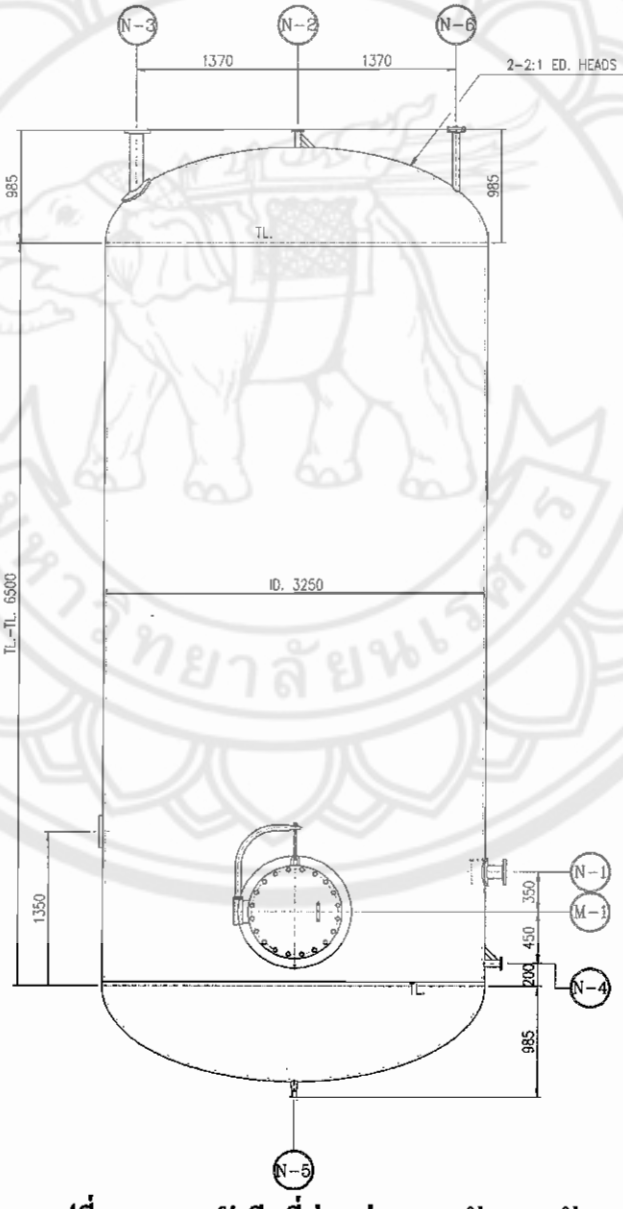
การออกแบบจะแบ่งตามตำแหน่งรูเจาะในกรณีนี้จะแบ่งออกเป็น 3 ตำแหน่งดังรูปที่ 3.5 คือ

3.2.1 รูเจาะที่ผนังถังความดัน Shell 2

3.2.2 รูเจาะที่ส่วน TOP HEAD

3.2.3 รูเจาะที่ส่วน BOTTOM HEAD

ซึ่งจะสามารถคำนวณความดันที่ใช้ในการออกแบบ (Design Pressure + Static Head) ได้ดังตารางที่ 3.3



รูปที่ 3.5 แสดงหัวฉีดที่ส่วนต่างๆของถังความดัน

ตารางที่ 3.3 ความดันการออกแบบและStatic head ของหัวฉีด

Item	Design Press.	Static Head
Shell 2 - **Nozzle M-1 (Man hole)** ANSI Flange Class : 150 Gr:1.1	**1.1768 MPa**	**0.0007 MPa**
- Nozzle N-1 (Air inlet) ANSI Flange Class : 150 Gr:1.1	1.1768 MPa	0.0007 MPa
- Nozzle N-4 (Pressure Gauge) ANSI Flange Class : 150 Gr:1.1	1.1768 MPa	0.0008 MPa
Top Head - Nozzle N-2 (RV connection) ANSI Flange Class : 150 Gr:1.1	1.1768 MPa	0.0001 MPa
- Nozzle N-3 (Air outlet) ANSI Flange Class : 150 Gr:1.1	1.1768 MPa	0.0001 MPa
- Nozzle N-6 (Spare) ANSI Flange Class : 150 Gr:1.1	1.1768 MPa	0.0001 MPa
Bottom Head - Nozzle N-5 (Drain) ANSI Flange Class : 150 Gr:1.1	1.1768 MPa	0.0009 MPa

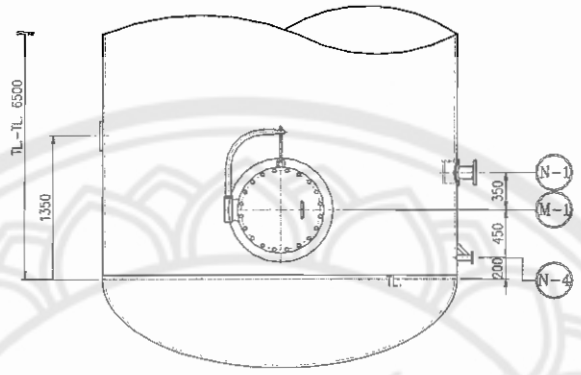
หมายเหตุ

1. *ANSI Flange Class 150 คือ หนาแปลนท่อตามมาตรฐาน ANSI ซึ่งสามารถทนแรงดันได้ 150 lb/in^2*

การออกแบบ Nozzle จะทำการออกแบบตามขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. **การออกแบบความหนาของผนัง Nozzle**
2. **การคำนวณการเสริมแรงของรูเจาะ**
3. **การคำนวณหาขนาดรอยเชื่อมและความแข็งแรงของรอยเชื่อม**

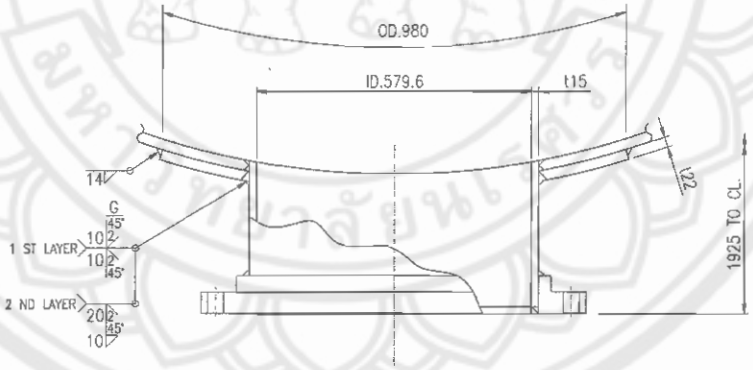
3.2.1 หัวฉีดที่ผนังถังความดัน (Nozzle in shell)



รูปที่ 3.6 แสดงตำแหน่งของหัวฉีดที่ผนังถังความดัน

หัวฉีดที่ผนังถังความดันจะติดตั้งอยู่ในส่วนของ Shell 2 ซึ่งจะประกอบไปด้วย Nozzle M-1, N-1 และ N-4 ดังแสดงในรูป 3.6

3.2.1.1 Nozzle M-1(Man Hole)



รูปที่ 3.7 รายละเอียดของ Manhole ขนาด 24 นิ้ว

ข้อมูลการออกแบบความหนาผนังถังความดันที่มีผลต่อความแข็งแรงของรอยเชื่อม

Design Pressure + Static head	;	1.1775	MPa
วัสดุตัวถังความดัน (Shell Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ค่าความเค้น (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ความหนาของผนังถังความดันใหม่ (Shell Wall, new)	;	20.00	mm
ความหนาของผนังถังความดันหลังจากกัดกร่อน (Shell Wall, corroded)	;	17.00	mm

ความหนาของถังความดันที่สามารถทนต่อแรงดันภายในที่ต้องการได้ จากสมการที่ 2.1

$$tr = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$tr = \frac{1.1775 \times 1{,}628}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} = 13.97mm$$

ดังนั้นความหนาของผนังถังความดันที่ต้องการเพื่อนำไปคำนวณความแข็งแรงของ Nozzle คือ 13.97 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด

Flange Class	;	150	
Material Flange	;	Gr. 1.1	
ขนาดหัวฉีด (Nozzle size)	;	24	in.
วัสดุหัวฉีด (Nozzle Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
Joint efficiency	;	100	%
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกหัวฉีด (Nozzle OD)	;	609.6	mm
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (Nozzle ID)	;	579.60	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance, CA)	;	3.00	mm

การออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด ซึ่งรวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Thickness for pressure loading plus corrosion) จากสมการที่ 2.24

$$t = \frac{PR_n}{SE - 0.6P} + CA$$

โดยที่ R_n สามารถหาได้จากสมการที่ 2.25

$$R_n = \frac{ID_{(nozzle,CA)}}{2} = \frac{585.6}{2} = 292.8mm$$

$$t = \frac{1.1775 \times 292.8}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} + 3.00 = 5.513mm$$

ความหนาของผนังหัวฉีดจะต้องมากกว่า 5.513 มิลลิเมตร

ดังนั้น เลือกใช้ความหนาของผนังถังหัวฉีด 15 มิลลิเมตร การเลือกใช้ความหนาของผนังหัวฉีด 15 มิลลิเมตร เนื่องจากมีการออกแบบเพื่อรองรับความแข็งแรงของรูเจาะด้วย

Limited of reinforcement ("h")

For External projcction ; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5(20 - 3) = 42.5mm$$

Case II ; $h = 2.5t_n + t_e$

$$h = (2.5 \times 12) + 22 = 52.0mm$$

ดังนั้นค่า "h" สำหรับ External projection คือ 42.5 มิลลิเมตร

For Internal projection ; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = h$

$$h = 0$$

Case II ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5 \times (20 - 3) = 42.5mm$$

Case III ; $h = 2.5t_i$

$$h = 2.5(15 - (2 \times 3)) = 22.5mm$$

ดังนั้น ค่า "h" สำหรับ Internal projection คือ 22.5 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความแข็งแรงของหัวฉีด

วัสดุแผ่นเสริมแรง (Reinforce Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ความเค้นของวัสดุ (Material stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.9	MPa
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของแผ่นเสริมแรง (OD Reinf*.)	;	980.0	mm
ความหนาของแผ่นเสริมแรง (Reinf. Plate thickness)	;	22.0	mm
Correction factor (F)	;	**1.00**	**mm**
Nozzle Groove weld depth	;	**20.0**	**mm**
Upper Weld (fillet) weld 41	;	**10.0**	**mm**
Reinf. Weld (fillet) weld 42	;	**14.0**	**mm**
Reinf. Groove weld depth	;	**22.0**	**mm**
$fr1 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	

* Reinf. คือ แผ่นเสริมแรง (Reinforcing plate)

$$fr2 = Sn/Sv = 137.9/137.9 \quad ; \quad 1.00$$
$$fr3 = Sn/Sv = 137.9/137.9 \quad ; \quad 1.00$$
$$fr4 = Sp/Sv = 137.9/137.9 \quad ; \quad 1.00$$

การคำนวณหาพื้นที่ในการเสริมแรง (Area of Reinforce)

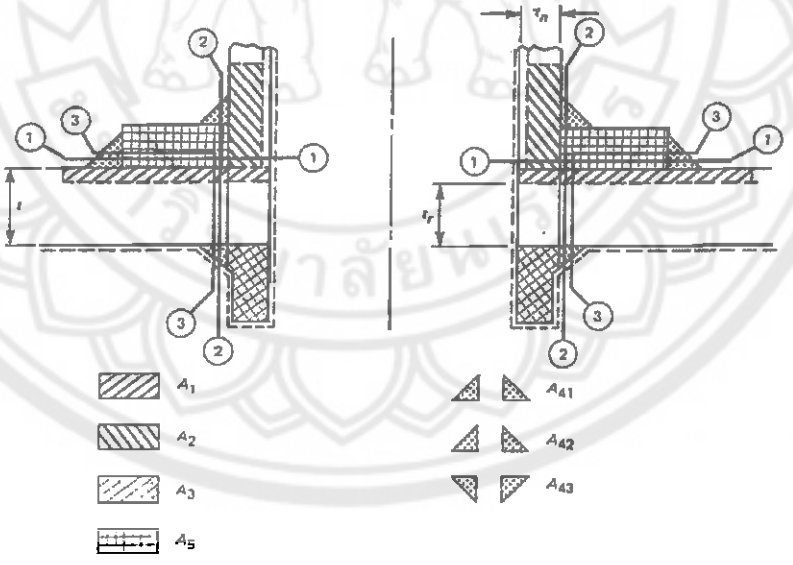
Design Pressure 12 kg/cm^2 at 75 °C

ความหนาของผนังหัวฉีดที่ต้องการสำหรับแรงดันภายในสามารถหาได้จากสมการที่ 2.1

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_m = \frac{1.1775 \times 292.8}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} = 2.51mm$$

การออกแบบความแข็งแรงของรูเจาะที่ผนังถังความดัน จะสามารถหาได้จากหัวข้อที่ 2.2.6.2



รูปที่ 3.8 แสดงพื้นที่ในการเสริมแรงและแนวความเสียหายของหัวฉีด

จากรูปที่ 3.8 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการเสริมแรงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A = dt_rF + 2t_nt_rF(1 - f_{r1})$$

$$A = (585.6 \times 13.97 \times 1.0) + [2 \times 12.0 \times 13.97 \times 1.0(1 - 1.0)] = 8{,}180.83mm^2$$

พื้นที่ที่เสริมแรง (Area of reinforce available)

A_1 = การเสริมแรงที่ผนังถังความดันใช้ค่ามากที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 585.6 \times [(1.0 \times 17.0) - (1.0 \times 13.97)] - \{2 \times 12.0((1.0 \times 17.0) - (1.0 \times 13.97))(1 - 1.0)\}$$

$$= 1{,}774.37 mm^2$$

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 2(17.0 + 12.0)((1 \times 17.0) - (1 \times 13.97)) - 2(12.0)(1 \times 17.0 - 1 \times 13.97)(1 - 1)$$

$$= 175.74 mm^2$$

ใช้ค่ามากที่สุดดังนั้น $A_1 = 1{,}774.3 mm^2$

A_2 = การเสริมแรงที่หัวฉีดใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_2 = 5(t_n - t_m) f_{r2} t$$

$$A_2 = 5(12.0 - 2.51)(1.0)(17.0) = 806.65 mm^2$$

$$A_2 = 2(t_n - t_m)(2.5t_n + t_e) f_{r2}$$

$$A_2 = 2(12.0 - 2.51)((2.5 \times 12.0) + 22.0)(1.0) = 986.96 mm^2$$

ใช้ค่าน้อยที่สุด ดังนั้น $A_2 = 806.65 mm^2$

A_3 = หัวฉีดที่ยื่นเข้าไปในถังความดัน (Inside projection) ใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้

$$A_3 = 5tt_i f_{r2} = 5(17.0)(9.0)(1.0) = 765.0 mm^2$$

$$A_3 = 5t_i t_i f_{r2} = 5(9.0)(9.0)(1.0) = 405.0 mm^2$$

$$A_3 = 2ht_i f_{r2} = 2(0)(9.0)(1.0) = 0 mm^2$$

ใช้ค่าที่น้อยที่สุด ดังนั้น $A_3 = 0.0 mm^2$

A_{41} = พื้นที่ของรอยเชื่อมสามารถหาได้จาก

$$A_{41} = (leg)^2 f_{r3} = (10.0)^2(1.0) = 100 mm^2$$

A_{42} = พื้นที่ของรอยเชื่อมแผ่นเสริมแรงสามารถหาได้จาก

$$A_{42} = (leg)^2 f_{r4} = (14)^2(1.0) = 196.0 mm^2$$

A_{43} = พื้นที่ของรอยเชื่อมด้านในถังความดันสามารถหาได้จาก

$A_{43} = (leg)^2 f_{r2} = (0)^2(1.0) = 0.0mm^2$

A_5 = พื้นที่ของแผ่นเสริมแรง

$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r4} = (980.0 - 585.6 - 2(12.0))(22.0)(1.0) = 8,148.8mm^2$

พื้นที่รวมในการเสริมแรงทั้งหมดเท่ากับ$(A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5)$

$= 1,774.37 + 806.65 + 0.0 + 100.0 + 196.0 + 0.0 + 8,148.8 = 11,025.82mm^2$

พื้นที่รวมในการเสริมแรง (11,025.82 ตารางมิลลิเมตร) มากกว่าพื้นที่ที่ต้องการเสริมแรง (8,180.83 ตารางมิลลิเมตร) ดังนั้นรูเจาะมีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับทนต่อแรงดันภายใน

การคำนวณเพื่อตรวจสอบขนาดรอยเชื่อม (Weld Check)

Outer fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t_n หรือ t_e

= 12.00 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.7t_{min}$)/0.7

= 6.35 / 0.7 = 9.07 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.7 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 10.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ

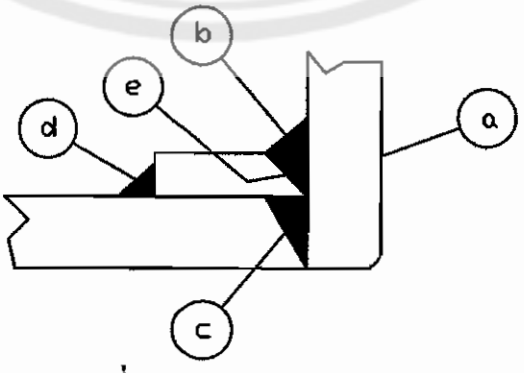
Reinf. Fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t หรือ t_e

= 17.00 มิลลิเมตร

t_w = $(0.5t_{min})/0.7$

= (0.5 x 17.0) / 0.7 = 12.14 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.7 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 14.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ



รูปที่ 3.9 แสดงตำแหน่งที่ใช้คำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อม

ความเค้นในรอยเชื่อม

Fillet-weld shear	$0.49 \times 137.9 = 67.57 MPa$
Groove-weld tension	$0.74 \times 137.9 = 102.05 MPa$
Stress of nozzle shear	$0.70 \times 137.9 = 96.53 MPa$

ความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อมจากรูปที่ 3.9

a) Nozzle wall shear ;

$$\pi \frac{d_m}{2} \times t_n \times 96.53 = 1.57 \times 597.6 \times 12.0 \times 96.53 = 1{,}086.8 kN$$

b) Upper fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 609.6 \times 10.0 \times 67.57 = 646.7 kN$$

c) Groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 102.05 = 1.57 \times 609.6 \times 17.0 \times 102.05 = 1{,}660.3 kN$$

d) Reinforcing plate fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_p}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 980.0 \times 14.0 \times 67.57 = 1{,}455.5 kN$$

e) Reinforcing plate groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_o}{2} \times leg \times 102.05 = 1.57 \times 609.6 \times 22.0 \times 102.05 = 2{,}148.6 kN$$

ภาระกระทำต่อรอยเชื่อมจากหัวข้อที่ 2.2.6.4

$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1}(E_1 t - Ft_r))S_v$$

$$W = (8{,}180.83 - 1{,}774.37 + 2(12.0)(17.0 - 13.97))137.9 = 893.5 kN$$

$$W_{1-1} = (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42})S_v$$

$$W_{1-1} = (806.65 + 8{,}148.8 + 100.0 + 196.0)137.9 = 1{,}275.8 kN$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{2-2} = (806.65 + 0 + 100.0 + 0 + 2(12.0)(17.0))137.9 = 181.3 kN$$

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{3-3} = (806.65 + 0 + 8{,}148.8 + 100.0 + 196.0 + 0 + 2(12.0)(17.0))137.9 = 1{,}332 kN$$

พิจารณาความเค้นของส่วนที่จะเกิดความเสียหายได้จากรูปที่ 3.8

1. **ภาระกระทำใน Path 1-1 จากรูปที่ 3.8 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{1-1}**

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (a) และ (d) =1,455.5 + 1,086.8 = 2,542.3kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 1-1 (893.5kN)

2. ภาระกระทำใน Path 2-2 จากรูปที่ 3.8 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{2-2}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b), (c) และ (e) =646.7 + 2,148.6 + 1,660.3 = 4,455.6kN

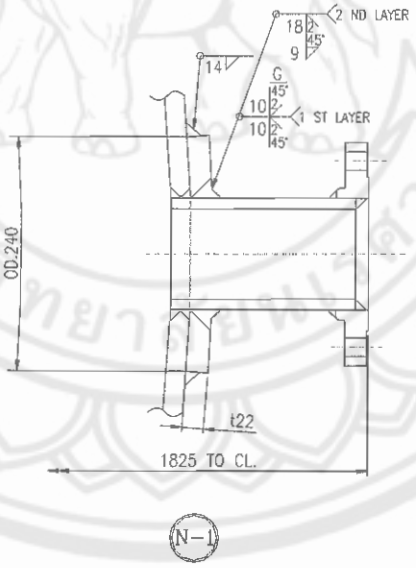
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 2-2 (181.3kN)

3. ภาระกระทำใน Path 3-3 จากรูปที่ 3.8 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{3-3}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (c) และ (d) =1,455.5 + 1,660.3 = 3,115.8kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 3-3 (181.3kN)

3.2.1.2 Nozzle N-1 (AIR FEED FROM DRYER PACKAGE)



รูปที่ 3.10 รายละเอียดของหัวฉีด N-1 (AIR FEED FROM DRYER PACKAGE)

ข้อมูลการออกแบบความหนาผนังถังความดันที่มีผลต่อความแข็งแรงของรอยเชื่อม

Design Pressure + Static head	;	1.1775	MPa
วัสดุตัวถังความดัน (Shell Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ค่าความเค้น (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa

ความหนาของผนังถังความดันใหม่ (Shell Wall, new)	;	20.00	mm
ความหนาของผนังถังความดันหลังจากกัดกร่อน (Shell Wall, corroded)	;	17.00	mm

ความหนาของถังความดันที่สามารถทนต่อแรงดันภายในที่ต้องการได้ จากสมการที่ 2.1

$$tr = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$tr = \frac{1.1775 \times 1{,}628}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} = 13.97mm$$

ดังนั้นความหนาของผนังถังความดันที่ต้องการเพื่อนำไปคำนวณความแข็งแรงของ Nozzle คือ 13.97 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด

Flange Class	;	150	
Material Flange	;	Gr. 1.1	
ขนาดหัวฉีด (Nozzle size)	;	4	in.
Nozzle pipe schedule (ภาคผนวก จ.)	;	120	
วัสดุหัวฉีด (Nozzle Material)	;	SA-106 Gr.B	
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress)	;	117.9	MPa
Joint efficiency	;	100	%
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกหัวฉีด (Nozzle OD)	;	114.3	mm
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (Nozzle ID)	;	92.05	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, new)	;	11.13	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, corroded)	;	8.13	mm

ความหนาของผนังถังความดันจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่มากที่สุดที่คำนวณได้ดังต่อไปนี้

1) การออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด ซึ่งรวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Thickness for pressure loading plus corrosion) จากสมการที่ 2.24

$$t = \frac{PR_n}{SE - 0.6P} + CA$$

โดยที่ R_n สามารถหาได้จากสมการที่ 2.25

$$R_n = \frac{ID_{(nozzle,CA)}}{2} = \frac{98.05}{2} = 49.03mm$$

$$t = \frac{1.1775 \times 49.03}{(117.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} + 3.00 = 3.49mm$$

2) ค่าน้อยที่สุดที่ได้จาก UG-45(b)(1) หรือ UG-(b)(4) ;

UG-45(b)(1) thickness (plus CA) required for internal pressure

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} + CA$$

$$t = \frac{1.1775 \times 1{,}628.0}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} + 3.00 = 16.97mm$$

UG-45(b)(4) minimum thickness of standard wall pipe plus CA

ความหนาของผนังหัวฉีด 4 นิ้ว Schedule Standard คือ 6 มิลลิเมตรซึ่งจะมีค่า tolerance 12.5% ดังนั้น minimum thickness standard wall pipe ของหัวฉีด 4 นิ้ว (6.0x0.875) + 3.0 = 8.25 มิลลิเมตร

ความหนาของผนังหัวฉีดที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้คือ 8.25 มิลลิเมตร เลือกใช้ความหนาของหัวฉีดคือ 11.13 ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าความหนาที่ต้องการตามมาตรฐาน ASME ที่คำนวณได้

Limited of reinforcement ("h")

For External projection ; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case 1 ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5(20 - 3) = 42.5mm$$

Case II ; $h = 2.5t_n + t_e$

$$h = (2.5 \times 8.13) + 22 = 42.33mm$$

ดังนั้นค่า "h" สำหรับ External projection คือ 42.33 มิลลิเมตร

For Internal projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = h$

$$h = 0$$

Case II ; $h = 2.5t$

$h = 2.5 \times (20 - 3) = 42.5mm$

Case III ; $h = 2.5t_i$

$h = 2.5(11.13 - (2 \times 3)) = 12.83mm$

ดังนั้น ค่า "h" สำหรับ Internal projection คือ 12.83 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความแข็งแรงของหัวฉีด

วัสดุแผ่นเสริมแรง (Reinforce Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ความเค้นของวัสดุ (Material stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.9	MPa
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของแผ่นเสริมแรง (OD Reinf.)	;	240.0	mm
ความหนาของแผ่นเสริมแรง (Reinf. Plate thickness)	;	22.0	mm
Correction factor (F)	;	1.00	mm
Nozzle Groove weld depth	;	20.0	mm
Upper Weld (fillet) weld 41	;	9.0	mm
Reinf. Weld (fillet) weld 42	;	14.0	mm
Reinf. Groove weld depth	;	22.0	mm
$fr1 = Sn/Sv = 117.9/137.9$	;	0.855	
$fr2 = Sn/Sv = 117.9/137.9$	;	0.855	
$fr3 = Sn/Sv = 117.9/137.9$	;	0.855	
$fr4 = Sp/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	

การคำนวณหาพื้นที่ในการเสริมแรง (Area of Reinforce)

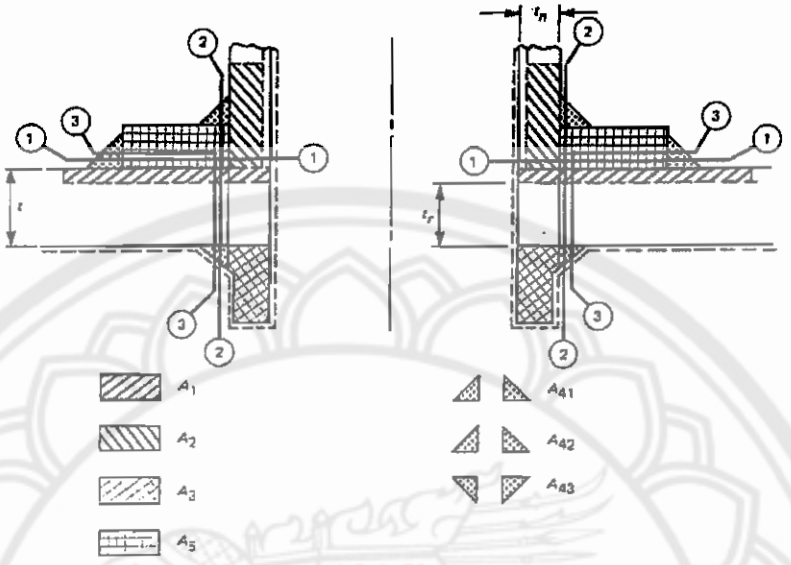
Design Pressure 12 kg/cm^2 at 75 °C

ความหนาของผนังหัวฉีดที่ต้องการสำหรับแรงดันภายในสามารถหาได้จากสมการที่ 2.1

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_m = \frac{1.1775 \times 49.03}{(117.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} = 0.49mm$$

การออกแบบความแข็งแรงของรูเจาะที่ผนังถังความดันจะสามารถคำนวณได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.2



รูปที่ 3.11 แสดงพื้นที่ในการเสริมแรงของหัวฉีด

จากรูปที่ 3.11 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการเสริมแรงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = (98.05 \times 13.97 \times 1.0) + [2 \times 8.13 \times 13.97 \times 1.0(1 - 0.855)] = 1{,}402.70 mm^2$$

พื้นที่ที่เสริมแรง (Area of reinforce available)

A_1 = การเสริมแรงที่ผนังถังความดันใช้ค่ามากที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_1 = d(E_1 t - F t_r) - 2t_n(E_1 t - F t_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 98.05 \times [(1.0 \times 17.0) - (1.0 \times 13.97)] - \{2 \times 8.13((1.0 \times 17.0) - (1.0 \times 13.97))(1 - 0.855)\}$$

$$= 289.95 mm^2$$

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - F t_r) - 2t_n(E_1 t - F t_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 2(17.0 + 8.13)((1 \times 17.0) - (1 \times 13.97)) - 2(8.13)(1 \times 17.0 - 1 \times 13.97)(1 - 0.855)$$

$$= 145.14 mm^2$$

ใช้ค่ามากที่สุดดังนั้น $A_1 = 289.95 mm^2$

A_2 = การเสริมแรงที่หัวฉีดใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_2 = 5(t_n - t_m) f_{r2} t$$

$$A_2 = 5(8.13 - 0.49)(0.855)(17.0) = 555.24 mm^2$$

$A_2 = 2(t_n - t_m)(2.5t_n + t_e)f_{r2}$

$A_2 = 2(8.13 - 0.49)((2.5 \times 8.13) + 22.0)(0.855) = 552.95mm^2$

ใช้ค่าน้อยที่สุด ดังนั้น $A_2 = 552.95mm^2$

A_3 = หัวฉีดที่ยื่นเข้าไปในถังความดัน (Inside projection) ใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้

$A_3 = 5tt_i f_{r2} = 5(17.0)(5.13)(0.855) = 372.82mm^2$

$A_3 = 5t_i t f_{r2} = 5(5.13)(5.13)(0.855) = 112.50mm^2$

$A_3 = 2ht_i f_{r2} = 2(0)(5.13)(0.855) = 0mm^2$

ใช้ค่าที่น้อยที่สุด ดังนั้น $A_3 = 0.0mm^2$

A_{41} = พื้นที่ของรอยเชื่อมสามารถหาได้จาก

$A_{41} = (leg)^2 f_{r3} = (9.0)^2(0.855) = 69.26mm^2$

A_{42} = พื้นที่ของรอยเชื่อมแผ่นเสริมแรงสามารถหาได้จาก

$A_{42} = Area - remaining * f_{r4} = 0.0mm^2$

A_{43} = พื้นที่ของรอยเชื่อมด้านในถังความดันสามารถหาได้จาก

$A_{43} = (leg)^2 f_{r2} = (0)^2(0.855) = 0.0mm^2$

A_5 = พื้นที่ของแผ่นเสริมแรง

$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r4} = (196.1 - 98.05 - 2(8.13))(22.0)(1.0) = 1,799.38mm^2$

พื้นที่รวมในการเสริมแรงทั้งหมดเท่ากับ $(A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5)$

$= 289.95 + 552.95 + 0 + 69.26 + 0 + 0 + 1,799.38 = 2,711.54mm^2$

พื้นที่รวมในการเสริมแรง (2,711.54 ตารางมิลลิเมตร) มากกว่าพื้นที่ที่ต้องการเสริมแรง (1,402.70 ตารางมิลลิเมตร) ดังนั้นรูเจาะมีความแข็งแรงเพียงพอ

การคำนวณเพื่อตรวจสอบขนาดรอยเชื่อม (Weld Check)

Nozzle fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t_n หรือ t_e

= 8.13 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.7t_{min}$)/0.7

= 5.69 / 0.7 = 8.13 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.10 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 9.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ

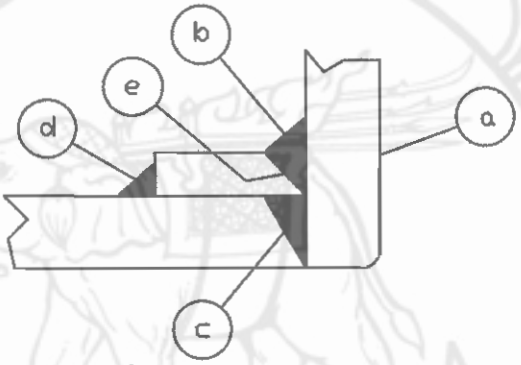
Reinf. fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t หรือ t_e

= 17.0 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.5t_{min}$)/0.7

= (0.5 x17.0)/ 0.7 = 12.14 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.10 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 14.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ



รูปที่ 3.12 แสดงตำแหน่งที่ใช้คำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อม

ความเค้นในรอยเชื่อม

Fillet-weld shear	$0.49 \times 117.9 = 57.77 MPa$
Groove-weld tension	$0.74 \times 117.9 = 87.25 MPa$
Stress of nozzle shear	$0.70 \times 117.9 = 82.53 MPa$
Reinf. Fillet shear	$0.49 \times 137.9 = 67.57 MPa$

ความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อมจากรูปที่ 3.12

a) Nozzle wall shear ;

$$\pi \frac{d_m}{2} \times t_n \times 82.53 = 1.57 \times 106.18 \times 8.13 \times 82.53 = 111.9 kN$$

b) Upper fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 57.77 = 1.57 \times 114.31 \times 9.0 \times 57.77 = 93.3 kN$$

c) Groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 87.25 = 1.57 \times 114.31 \times 17.0 \times 87.25 = 266.2kN$$

d) Reinf. fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_p}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 240.0 \times 14.0 \times 67.57 = 356.5kN$$

e) Reinf. groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_o}{2} \times leg \times 87.25 = 1.57 \times 114.31 \times 22.0 \times 87.25 = 344.5kN$$

ภาระกระทำต่อรอยเชื่อมในแนวต่างๆ ดังรูปที่ 3.11 สามารถหาได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.4

$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1}(E_1 t - Ft_r))S_v$$

$$W = (1{,}402.7 - 289.95 + 2(8.13)(0.855)(17.0 - 13.97))137.9 = 159.3kN$$

$$W1-1 = (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42})S_v$$

$$W1-1 = (552.95 + 1{,}799.38 + 69.26 + 0)137.9 = 333.9kN$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{2-2} = (552.95 + 0 + 69.26 + 0 + 2(8.13)(17.0)(0.855))137.9 = 118.4kN$$

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{3-3} = (552.95 + 0 + 1{,}799.38 + 69.26 + 0 + 0 + 2(8.13)(17.0)(0.8550)137.9 = 366.5kN$$

พิจารณาความเค้นของส่วนที่จะเกิดความเสียหายได้จากรูปที่ 3.11

1. ภาระกระทำใน Path 1-1 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{1-1}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (a) และ (d) =356.5 + 111.9 = 468.4kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 1-1 (159.3kN)

2. ภาระกระทำใน Path 2-2 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{2-2}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b), (c) และ (e) =933 + 344.5 + 266.2 = 704.0kN

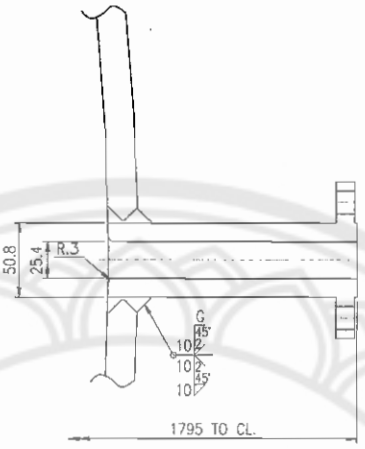
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 2-2 (118.4kN)

3. ภาระกระทำใน Path 3-3 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{3-3}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (c) และ (d) =356.5 + 266.2 = 622.7kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 3-3 (159.3kN)

3.2.1.3 Nozzle N-4 (Pressure gauge)



รูปที่ 3.13 รายละเอียดของหัวฉีด N-4 (Pressure gauge)

ข้อมูลการออกแบบความหนาผนังถังความดันที่มีผลต่อความแข็งแรงของรอยเชื่อม

Design Pressure + Static head	;	1.1776	MPa
วัสดุตัวถังความดัน (Shell Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ค่าความเค้น (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ความหนาของผนังถังความดันใหม่ (Shell Wall, new)	;	20.00	mm
ความหนาของผนังถังความดันหลังจากกัดกร่อน (Shell Wall, corroded)	;	17.00	mm

ความหนาของถังความดันที่สามารถทนต่อแรงดันภายในที่ต้องการได้จากสมการที่ 2.1

$$tr = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$tr = \frac{1.1775 \times 1{,}628}{(137.9x1.00) - (0.6x1.1775)} = 13.97mm$$

ดังนั้น ความหนาของผนังถังความดันที่ต้องการเพื่อนำไปคำนวณความแข็งแรงของหัวฉีด คือ 13.97 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด

Flange Class	;	150

Material Flange	;	Gr. 1.1	
ขนาดหัวฉีด (Nozzle size)	;	1	in.
วัสดุหัวฉีด (Nozzle Material)	;	SA-105	
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress)	;	137.9	MPa
Joint efficiency	;	100	%
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (Nozzle ID)	;	25.4	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, new)	;	12.7	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thicknss, corroded)	;	9.7	mm

ความหนาของผนังถังความดันจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่มากที่สุดที่คำนวณได้ดังต่อไปนี้

1) การออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด ซึ่งรวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Thickness for pressure loading plus corrosion) จากสมการที่ 2.24

$$t = \frac{PRn}{SE - 0.6P} + CA$$

โดยที่ Rn สามารถหาได้จากสมการที่ 2.25

$$Rn = \frac{ID_{(nozzle,CA)}}{2} = \frac{31.4}{2} = 15.7mm$$

$$t = \frac{1.1776 \times 15.7}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1776)} + 3.00 = 3.13mm$$

2) ค่าน้อยที่สุดที่ได้จาก UG-45(b)(1) หรือ UG-(b)(4) ;

UG-45(b)(1) thickness (plus CA) required for internal pressure

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} + CA$$

$$t = \frac{1.1776 \times 1{,}628.0}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1776)} + 3.00 = 16.97mm$$

UG-45(b)(4) minimum thickness of standard wall pipe plus CA

ความหนาของผนังหัวฉีด 2 นิ้ว Schedule Standard คือ 3.9 มิลลิเมตรซึ่งจะมีค่า tolerance 12.5% ดังนั้น minimum thickness standard wall pipe ของหัวฉีด 4 นิ้ว (3.9x0.875) + 3.0 = 6.41 มิลลิเมตร

ความหนาของผนังหัวฉีดที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้คือ 6.41 มิลลิเมตร เลือกใช้ความหนาของผนังหัวฉีดคือ 12.7 มิลลิเมตร ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าความหนาที่ต้องการตามมาตรฐาน ASME ที่คำนวณได้

Limited of reinforcement ("h")

For External projection ; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5(20 - 3) = 42.5mm$$

Case II ; $h = 2.5t_n + t_e$

$$h = 2.5 \times 9.7 = 24.25mm$$

ดังนั้นค่า "h" สำหรับ External projection คือ 24.25 มิลลิเมตร

For Internal projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = h$

$$h = 0$$

Case II ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5 \times (20 - 3) = 42.5mm$$

Case III ; $h = 2.5t_i$

$$h = 2.5(12.7 - (2 \times 3)) = 16.75mm$$

ดังนั้น ค่า "h" สำหรับ Internal projection คือ 16.75 มิลลิเมตร

<u>ข้อมูลการออกแบบความแข็งแรงของหัวฉีด</u>

Correction factor (F)	;	1.00	mm
Nozzle Groove weld depth	;	20.0	mm
Upper Weld (fillet) weld 41	;	10.0	mm
$fr1 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	
$fr2 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	

$fr\,3 = Sn/Sv = 137.9/137.9$; 1.00

การคำนวณหาพื้นที่ในการเสริมแรง (Area of Reinforce)

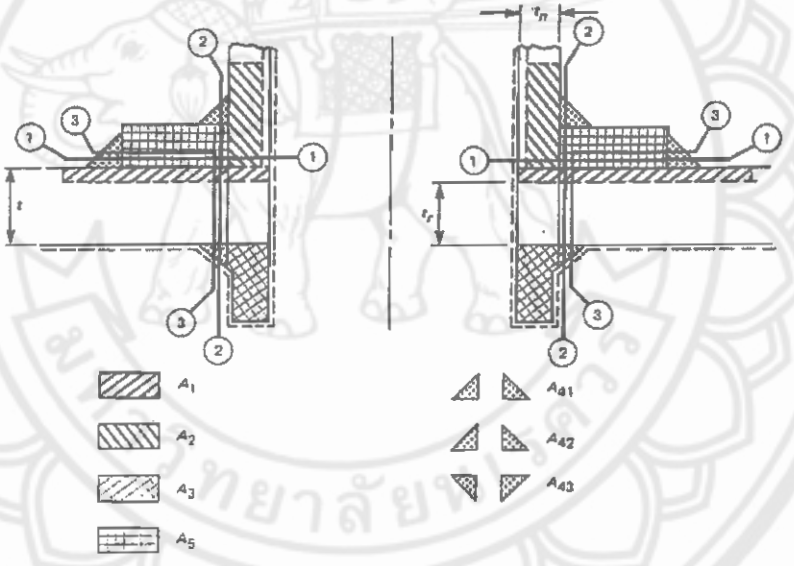
Design Pressure 12 kg/cm^2 at 75 °C

ความหนาของผนังหัวฉีดที่ต้องการสำหรับแรงดันภายในสามารถหาได้จากสมการที่ 2.1

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_m = \frac{1.1775 \times 15.7}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} = 0.13mm$$

การออกแบบความแข็งแรงของรูเจาะที่ผนังถังความดันจะสามารถคำนวณได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.2



รูปที่ 3.14 แสดงพื้นที่ในการเสริมแรงของหัวฉีด

จากรูปที่ 3.14 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการเสริมแรงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A = dt_rF + 2t_nt_rF(1 - f_{r1})$$

$$A = (31.4 \times 13.97 \times 1.0) + [2 \times 9.7 \times 13.97(1 - 1.0)] = 438.66mm^2$$

พื้นที่ที่เสริมแรง(Area of reinforce available)

A_1 = การเสริมแรงที่ผนังถังความดันใช้ค่ามากที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_1 = d(E_1t - Ft_r) - 2t_n(E_1t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 31.4\times[(1.0\times17.0)-(1.0\times13.97)]-\{2\times9.7((1.0\times17.0)-(1.0\times13.97))(1-1.0)\}$$

$$= 95.14mm^2$$

$$A_1 = 2(t+t_n)(E_1t - Ft_r) - 2t_n(E_1t - Ft_r)(1-f_{r1})$$

$$A_1 = 2(17.0+9.7)((1\times17.0)-(1\times13.97)) - 2(9.7)(1\times17.0-1\times13.97)(1-1)$$

$$= 161.80mm^2$$

ใช้ค่ามากที่สุดดังนั้น $A_1 = 161.80mm^2$

A_2 = การเสริมแรงที่หัวฉีดใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_2 = 5(t_n - t_m)f_{r2}t$$

$$A_2 = 5(9.7-0.13)(1.0)(17.0) = 813.11mm^2$$

$$A_2 = 5(t_n - t_m)t_nf_{r2}$$

$$A_2 = 5(9.7-0.13)(9.7)(1.0) = 464.14mm^2$$

ใช้ค่าน้อยที่สุด ดังนั้น $A_2 = 464.14mm^2$

A_3 = หัวฉีดที่ยื่นเข้าไปในถังความดัน(Inside projection)ใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้

$$A_3 = 5tt_if_{r2} = 5(17.0)(0)(1.0) = 0mm^2$$

$$A_3 = 5t_it_if_{r2} = 5(0)(0)(1.0) = 0mm^2$$

$$A_3 = 2ht_if_{r2} = 2(0)(0) = 0mm^2$$

ใช้ค่าที่น้อยที่สุด ดังนั้น $A_3 = 0mm^2$

A_{41} = พื้นที่ของรอยเชื่อมสามารถหาได้จาก

$$A_{41} = (leg)^2f_{r2} = (10)^2(1.0) = 100mm^2$$

A_{43} = พื้นที่ของรอยเชื่อมด้านในถังความดันสามารถหาได้จาก

$$A_{43} = (leg)^2f_{r2} = (0)^2(1.0) = 0$$

พื้นที่รวมในการเสริมแรงทั้งหมดเท่ากับ $(A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43})$

$$= 161.8 + 464.14 + 0 + 100 = 725.94mm^2$$

จากการคำนวณพื้นที่ที่ต้องการการเสริมแรง (438.66 ตารางมิลลิเมตร) มีค่าน้อยกว่าพื้นที่เสริมแรงที่คำนวณได้ (725.94 ตารางมิลลิเมตร) ดังนั้นรูเจาะที่ผนังถังความดันนี้จะไม่จำเป็นต้องมีการติดแผ่นเสริมแรง

การคำนวณเพื่อตรวจสอบขนาดรอยเชื่อม(Weld Check)

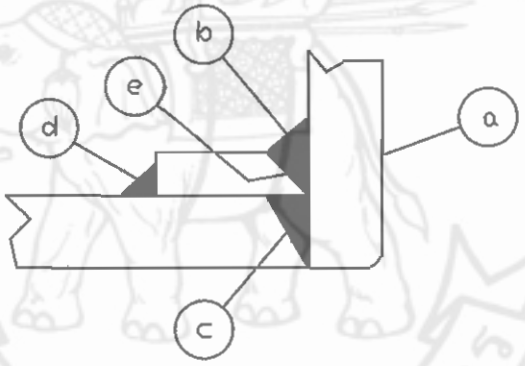
Nozzle fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t หรือ t_n

= 9.7 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.7t_{min}$)/0.7

= 6.35 / 0.7 = 9.07 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.14 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 10.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ



รูปที่ 3.15 แสดงตำแหน่งที่ใช้คำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อม

ความเค้นในรอยเชื่อม

Fillet-weld shear	$0.49 \times 137.9 = 67.57 MPa$
Groove-weld tension	$0.74 \times 137.9 = 102.05 MPa$
Stress of nozzle shear	$0.70 \times 137.9 = 96.53 MPa$

ความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อมจากรูปที่ 3.15

a) **Nozzle wall shear ;**

$$\pi \frac{d_m}{2} \times t_n \times 96.53 = 1.57 \times 41.10 \times 9.7 \times 96.53 = 60.4 kN$$

b) **Upper fillet weld shear ;**

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 50.8 \times 10.0 \times 67.57 = 53.9 kN$$

c) Groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 102.05 = 1.57 \times 50.8 \times 17.0 \times 102.05 = 138.4kN$$

ภาระกระทำต่อรอยเชื่อมในแนวต่างๆดังรูปที่ 3.14 สามารถหาได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.4

$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1}(E_1 t - Ft_r))S_v$$

$$W = (438.66 - 161.8 + 2(9.7)(1.0)(17.0 - 13.97))137.9 = 46.3kN$$

$$W1-1 = (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42})S_v$$

$$W1-1 = (464.14 + 0 + 100 + 0)137.9 = 77.8kN$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n tf_{r1})S_v$$

$$W_{2-2} = (464.14 + 0 + 100 + 0 + 2(9.7)(17.0)(1.0))137.9 = 123.3kN$$

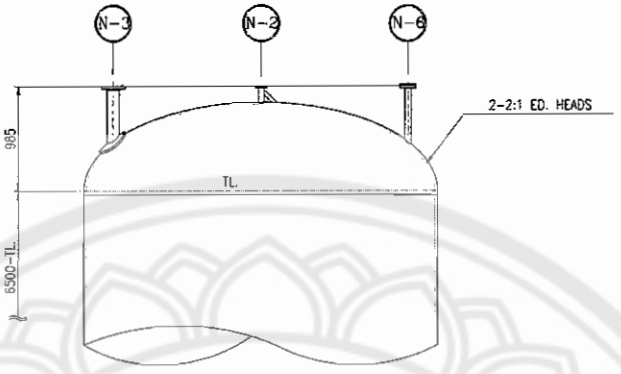
$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n tf_{r1})S_v$$

$$W_{3-3} = (464.14 + 0 + 0 + 100 + 0 + 0 + 2(9.7)(17.0)(1.0))137.9 = 123.3kN$$

พิจารณาความเค้นของส่วนที่จะเกิดความเสียหายได้จากรูปที่ 3.14

1. จากรูปที่ 3.14 ภาระกระทำใน Path 1-1 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{I-1}
   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (a) และ (b) = 53.9 + 60.4 = 114.3kN
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 1-1 (46.3kN)
2. จากรูปที่ 3.14 ภาระกระทำใน Path 2-2 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{2-2}
   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b) และ (c) = 53.9 + 138.4 = 192.3kN
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 2-2 (46.3kN)
3. จากรูปที่ 3.14 ภาระกระทำใน path 3-3 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{3-3}
   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b) และ (c) =53.9 + 138.4 = 192.3kN
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 3-3 (46.3kN)

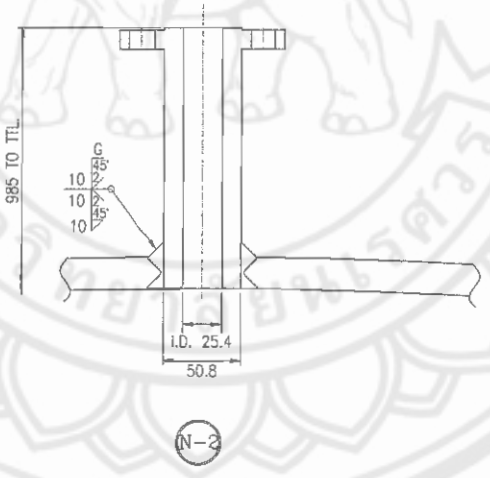
3.2.2 หัวฉีดที่ติดอยู่ที่ส่วนหัวของถังความดัน (Nozzle in Top & Bottom)



รูปที่ 3.16 แสดงตำแหน่งของหัวฉีดที่ติดตั้งอยู่ที่ส่วนหัวของถังความดัน

หัวฉีดที่ผนังถังความดันที่ติดตั้งอยู่ที่ส่วนของ Top Head จะประกอบไปด้วย Nozzle N-2, N-3 และ N-6 ดังแสดงในรูปที่ 3.16

3.2.2.1 Nozzle N-2(Nozzle for RV connection)



รูปที่ 3.17 แสดงรายละเอียดของหัวฉีด N-2 (Nozzle for RV connection)

ข้อมูลการออกแบบความหนาผนังถังความดันที่มีผลต่อความแข็งแรงของรอยเชื่อม

Design Pressure + Static head	;	1.1768	MPa
วัสดุตัวถังความดัน (Shell Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ค่าความเค้น (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ความหนาของส่วนหัวถังความดันใหม่ (Head Wall, nom)	;	22.00	mm

ความหนาของส่วนหัวถังความดันหลังจากขึ้นรูปและกัดกร่อน

(Shell Wall, thinned & corroded) ; **15.70** **mm**

ความหนาของถังส่วนหัวถังความดันที่สามารถทนต่อแรงดันภายในที่ต้องการได้จากสมการที่ 2.7

$$tr = \frac{PKD}{2SE - 0.2P}$$

$$tr = \frac{1.1768 \times 0.9 \times 3,256}{(2 \times 137.9) - (0.2 \times 1.1768)} = 12.51mm$$

ดังนั้น ความหนาของผนังถังความดันที่ต้องการเมื่อนำไปคำนวณความแข็งแรงของหัวฉีด คือ 12.51 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด

Flange Class	;	150	
Material Flange	;	Gr. 1.1	
ขนาดหัวฉีด (Nozzle size)	;	1	in.
วัสดุหัวฉีด (Nozzle Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-105	
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.9	MPa
Joint efficiency	;	100	%
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (Nozzle ID)	;	25.4	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, new)	;	12.7	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, corroded)	;	9.7	mm

ความหนาของผนังถังความดันจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่มากที่สุดที่คำนวณได้ดังต่อไปนี้

1) การออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด ซึ่งรวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Thickness for pressure loading plus corrosion) จากสมการที่ 2.24

$$t = \frac{PR_n}{SE - 0.6P} + CA$$

โดยที่ R_n สามารถหาได้จากสมการที่ 2.25

$$Rn = \frac{ID_{(nozzle,CA)}}{2} = \frac{31.4}{2} = 15.7mm$$

$$t = \frac{1.1776 \times 15.7}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1776)} + 3.00 = 3.13mm$$

ดังนั้น ความหนาของผนังถังความดันที่ต้องการเมื่อนำไปคำนวณความแข็งแรงของหัวฉีด คือ 3.13 มิลลิเมตร

2) ค่าน้อยที่สุดที่ได้จาก UG-45(b)(1) หรือ UG-(b)(4) ;

UG-45(b)(1) thickness (plus CA) required for internal pressure

$$t = \frac{PKD}{2SE - 0.2P} + CA$$

$$t = \frac{1.1768 \times 1.0 \times 3{,}256.0}{(2 \times 137.9 \times 1.00) - (0.2 \times 1.1768)} + 3.00 = 16.90mm$$

UG-45(b)(4) minimum thickness of standard wall pipe plus CA

ความหนาของผนังหัวฉีด 2 นิ้ว Schedule Standard คือ 3.9 มิลลิเมตรซึ่งจะมีค่า tolerance 12.5% ดังนั้น minimum thickness standard wall pipe ของหัวฉีด 2 นิ้ว (3.9x0.875) + 3.0 = 6.41 มิลลิเมตร

ค่าน้อยที่สุดที่คำนวณได้ตาม UG-45(b)(1) และ UG-(b)(4) คือ 6.41 มิลลิเมตร

ความหนาของผนังหัวฉีดที่เลือกใช้คือ 12.7 ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าความหนาที่ต้องการตามมาตรฐาน ASME ที่คำนวณได้

Limited of reinforcement ("h")

For External projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5(22 - 3) = 47.5mm$$

Case II ; $h = 2.5t_n + t_e$

$$h = 2.5 \times 9.7 = 24.25mm$$

ดังนั้นค่า "h" สำหรับ External projection คือ 24.25 มิลลิเมตร

For Internal projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = h$

$$h = 0$$

Case II ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5 \times (22 - 3) = 47.5mm$$

Case III ; $h = 2.5t_i$

$$h = 2.5(12.7 - (2 \times 3)) = 16.75mm$$

ดังนั้น ค่า "h" สำหรับ Internal projection คือ 16.75 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความแข็งแรงของหัวฉีด

Correction factor (F)	;	1.00	mm
Nozzle Groove weld depth	;	22.0	mm
Upper Weld (fillet) weld 41	;	10.0	mm
$fr1 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	
$fr2 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	
$fr3 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	

การคำนวณหาพื้นที่ในการเสริมแรง (Area of Reinforce)

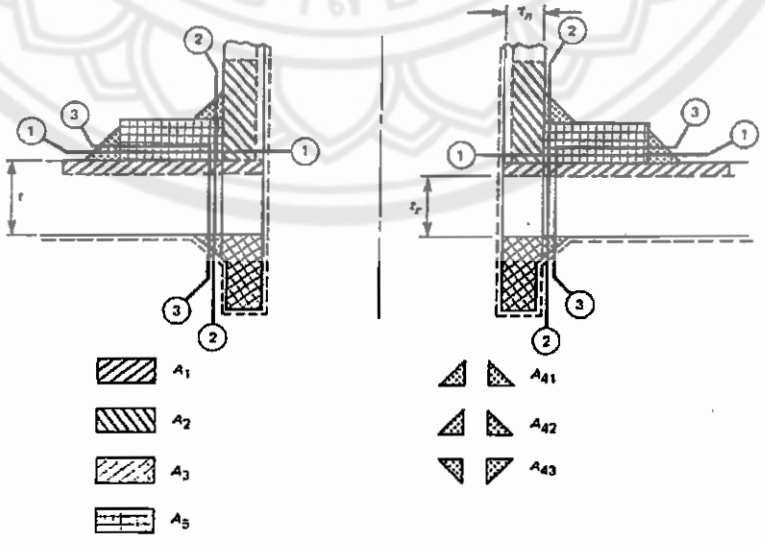
Design Pressure 12 kg/cm^2 at 75 °C

ความหนาของผนังหัวฉีดที่ต้องการสำหรับแรงดันภายในสามารถหาได้จากสมการที่ 2.1

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_m = \frac{1.1775 \times 15.7}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} = 0.13mm$$

การออกแบบความแข็งแรงของรูเจาะที่ส่วนหัวของถังความดันคำนวณได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.2



รูปที่ 3.18 แสดงพื้นที่ในการเสริมแรงของหัวฉีด

จากรูปที่ 3.18 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการเสริมแรงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = (31.4 \times 12.51 \times 1.0) + [2 \times 9.7 \times 12.51(1 - 1.0)] = 392.81 mm^2$$

พื้นที่ที่เสริมแรง(Area of reinforce available)

A_1 = การเสริมแรงที่ผนังถังความดันใช้ค่ามากที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 31.4 \times [(1.0 \times 15.7) - (1.0 \times 12.51)] - \{2 \times 9.7((1.0 \times 15.7) - (1.0 \times 12.51))(1 - 1.0)\}$$

$$= 100.16 mm^2$$

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 2(15.7 + 9.7)((1 \times 15.7) - (1 \times 12.51)) - 2(9.7)(1 \times 15.7 - 1 \times 12.51)(1 - 1)$$

$$= 162.05 mm^2$$

ใช้ค่ามากที่สุดดังนั้น $A_1 = 162.05 mm^2$

A_2 = การเสริมแรงที่หัวฉีดใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_2 = 5(t_n - t_m) f_{r2} t$$

$$A_2 = 5(9.7 - 0.13)(1.0)(15.7) = 751.245 mm^2$$

$$A_2 = 5(t_n - t_m) t_n f_{r2}$$

$$A_2 = 5(9.7 - 0.13)(9.7)(1.0) = 464.14 mm^2$$

ใช้ค่าน้อยที่สุด ดังนั้น $A_2 = 464.14 mm^2$

A_3 = หัวฉีดที่ยื่นเข้าไปในถังความดัน(Inside projection)ใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้

$$A_3 = 5t t_i f_{r2} = 5(15.7)(0)(1.0) = 0 mm^2$$

$$A_3 = 5t_i t_i f_{r2} = 5(0)(0)(1.0) = 0 mm^2$$

$$A_3 = 2ht_i f_{r2} = 2(0)(0) = 0 mm^2$$

ใช้ค่าที่น้อยที่สุด ดังนั้น $A_3 = 0 mm^2$

A_{41} = พื้นที่ของรอยเชื่อมสามารถหาได้จาก

$$A_{41} = (leg)^2 f_{r2} = (10)^2(1.0) = 100 mm^2$$

A_{43} = พื้นที่ของรอยเชื่อมด้านในถังความดันสามารถหาได้จาก

$A_{43} = (leg)^2 f_{r2} = (0)^2(1.0) = 0$

พื้นที่รวมในการเสริมแรงทั้งหมดเท่ากับ $(A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43})$

$= 162.05 + 464.14 + 0 + 100 = 726.19 mm^2$

จากการคำนวณพื้นที่ที่ต้องการการเสริมแรง (392.81 ตารางมิลลิเมตร) มีค่าน้อยกว่าพื้นที่เสริมแรงที่คำนวณได้ (726.19 ตารางมิลลิเมตร) ดังนั้นรูเจาะที่ผนังถังความดันนี้จะไม่จำเป็นต้องมีการติดแผ่นเสริมแรง

การคำนวณเพื่อตรวจสอบขนาดรอยเชื่อม (Weld Check)

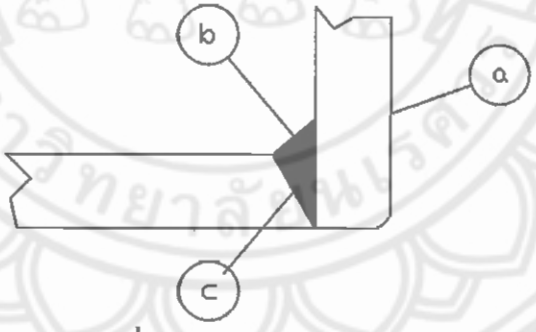
Nozzle fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t หรือ t_n

= 9.7 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.7t_{min}$)/0.7

= 6.35 / 0.7 = 9.07 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.17 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 10.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ



รูปที่ 3.19 แสดงตำแหน่งที่ใช้คำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อม

ความเค้นในรอยเชื่อม

Fillet-weld shear	$0.49 \times 137.9 = 67.57 MPa$
Groove-weld tension	$0.74 \times 137.9 = 102.05 MPa$
Stress of nozzle shear	$0.70 \times 137.9 = 96.53 MPa$

ความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อมจากรูปที่ 3.19

a) Nozzle wall shear ;

$$\pi \frac{d_m}{2} \times t_n \times 96.53 = 1.57 \times 41.10 \times 9.7 \times 96.53 = 60.4kN$$

b) Upper fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 50.8 \times 10.0 \times 67.57 = 53.9kN$$

c) Groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 102.05 = 1.57 \times 50.8 \times 15.7 \times 102.05 = 127.8kN$$

ภาระกระทำต่อรอยเชื่อมในแนวต่างๆ ดังรูปที่ 3.18 สามารถหาได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.4

$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1}(E_1 t - Ft_r))S_v$$

$$W = (392.81 - 162.05 + 2(9.7)(1.0)(15.7 - 12.51))137.9 = 40.4kN$$

$$W1-1 = (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42})S_v$$

$$W1-1 = (464.14 + 0 + 100 + 0)137.9 = 77.8kN$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{2-2} = (464.14 + 0 + 100 + 0 + 2(9.7)(15.7)(1.0))137.9 = 119.8kN$$

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{3-3} = (464.14 + 0 + 0 + 100 + 0 + 0 + 2(9.7)(15.7)(1.0))137.9 = 119.8kN$$

พิจารณาความเค้นของส่วนที่จะเกิดความเสียหายได้

1. จากรูปที่ 3.18 ภาระกระทำใน path 1-1 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{1-1}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (a) และ (d) =53.9 + 60.4 = 114.3kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 1-1 (40.4kN)

2. จากรูปที่ 3.18 ภาระกระทำใน path 2-2 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{2-2}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b), (c) และ =53.9 + 127.8 = 181.7kN

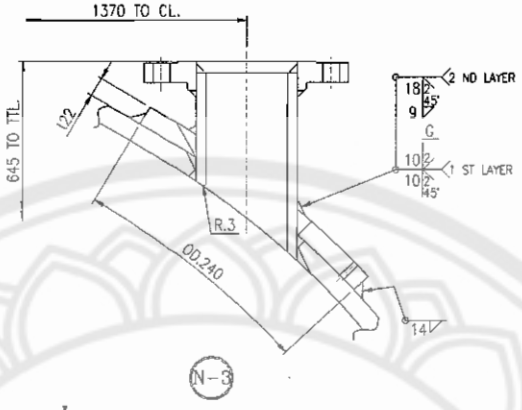
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 2-2 (40.4kN)

3. จากรูปที่ 3.18 ภาระกระทำใน path 3-3 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{3-3}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (c) และ (d) =539 + 127.8 = 181.7kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 3-3 (40.4kN)

3.2.2.2 Nozzle N-3 (Air outlet to IA header)



รูปที่ 3.20 แสดงรายละเอียดของหัวฉีด N-3

<u>ข้อมูลการออกแบบความหนาผนังถังความดันที่มีผลต่อความแข็งแรงของรอยเชื่อม</u>

Design Pressure + Static head	;	1.1769	MPa
วัสดุตัวถังความดัน (Shell Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ค่าความเค้น (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ความหนาของผนังถังความดันใหม่ (Shell Wall, new)	;	22.00	mm
ความหนาของผนังถังความดันหลังจากการขึ้นรูปและกัดกร่อน (Shell Wall, thinned, corroded)	;	15.70	mm

ความหนาของถังความดันที่สามารถทนต่อแรงดันภายในที่ต้องการได้จากสมการที่ 2.7

$$tr = \frac{PDK}{2SE - 0.2P}$$

$$tr = \frac{1.1769 \times 1.0 \times 3,256.0}{(2 \times 137.9) - (0.2 \times 1.1769)} = 13.91mm$$

ดังนั้น ความหนาของส่วนหัวถังความดันที่ต้องการเพื่อนำไปคำนวณความแข็งแรงของหัวฉีด คือ 13.91 มิลลิเมตร

<u>ข้อมูลการออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด</u>

Flange Class	;	150	
Material Flange	;	Gr. 1.1	
ขนาดหัวฉีด (Nozzle size)	;	4	in.

Nozzle pipe schedule	;	120	
วัสดุหัวฉีด (Nozzle Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-106 Gr.B	
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	117.9	MPa
Joint efficiency	;	100	%
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกหัวฉีด (Nozzle OD)	;	114.3	mm
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (Nozzle ID)	;	92.05	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, new)	;	11.13	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, corroded)	;	8.13	mm

ความหนาของผนังถังความดันจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่มากที่สุดที่คำนวณได้ดังต่อไปนี้

1) การออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด ซึ่งรวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Thickness for pressure loading plus corrosion) จากสมการที่ 2.24

$$t = \frac{PR_n}{SE - 0.6P} + CA$$

โดยที่ R_n สามารถหาได้จากสมการที่ 2.25

$$R_n = \frac{ID_{(nozzle,CA)}}{2} = \frac{98.05}{2} = 49.03mm$$

$$t = \frac{1.1769 \times 49.03}{(117.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1769)} + 3.00 = 3.49mm$$

2) ค่าน้อยที่สุดที่ได้จาก UG-45(b)(1) หรือ UG-(b)(4) ;

UG-45(b)(1) thickness (plus CA) required for internal pressure

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P} + CA$$

$$t = \frac{1.1769 \times 3{,}256.0 \times 1.0}{(2 \times 137.9 \times 1.00) - (0.2 \times 1.1769)} + 3.00 = 16.91mm$$

UG-45(b)(4) minimum thickness of standard wall pipe plus CA

ความหนาของผนังหัวฉีด 4 นิ้ว Schedule Standard คือ 6 มิลลิเมตรซึ่งจะมีค่า tolerance 12.5% ดังนั้น minimum thickness standard wall pipe ของหัวฉีด 4 นิ้ว (6.0x0.875) + 3.0 = 8.25 มิลลิเมตร

ความหนาของผนังหัวฉีดที่เลือกใช้คือ 11.13 ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าความหนาที่ต้องการตามมาตรฐาน ASME ที่คำนวณได้

Limited of reinforcement ("h")

For External projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = 2.5t$

$h = 2.5(22-3) = 47.5mm$

Case II ; $h = 2.5t_n + t_e$

$h = (2.5 \times 8.13) + 22 = 42.33mm$

ดังนั้นค่า "h" สำหรับ External projection คือ 42.33 มิลลิเมตร

For Internal projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = h$

$h = 0$

Case II ; $h = 2.5t$

$h = 2.5 \times (22-3) = 47.5mm$

Case III ; $h = 2.5t_i$

$h = 2.5(11.13-(2\times3)) = 12.83mm$

ดังนั้น ค่า "h" สำหรับ Internal projection คือ 12.83 มิลลิเมตร

<u>ข้อมูลการออกแบบความแข็งแรงของหัวฉีด</u>

วัสดุแผ่นเสริมแรง (Reinforce Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ความเค้นของวัสดุ (Material stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.9	MPa
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของแผ่นเสริมแรง (OD Reinf.)	;	240.0	mm
ความหนาของแผ่นเสริมแรง (Reinf. Plate thickness)	;	22.0	mm
Correction factor (F)	;	**1.00**	**mm**
Nozzle Groove weld depth	;	**22.0**	**mm**
Upper Weld (fillet) weld 41	;	**9.0**	**mm**
Reinf. Weld (fillet) weld 42	;	**14.0**	**mm**
Reinf. Groove weld depth	;	**22.0**	**mm**
$fr1 = Sn/Sv = 117.9/137.9$	;	**0.855**	

$$fr2 = Sn/Sv = 117.9/137.9 \quad ; \quad 0.855$$

$$fr3 = Sn/Sv = 117.9/137.9 \quad ; \quad 0.855$$

$$fr4 = Sp/Sv = 137.9/137.9 \quad ; \quad 1.00$$

การคำนวณหาพื้นที่ในการเสริมแรง (Area of Reinforce)

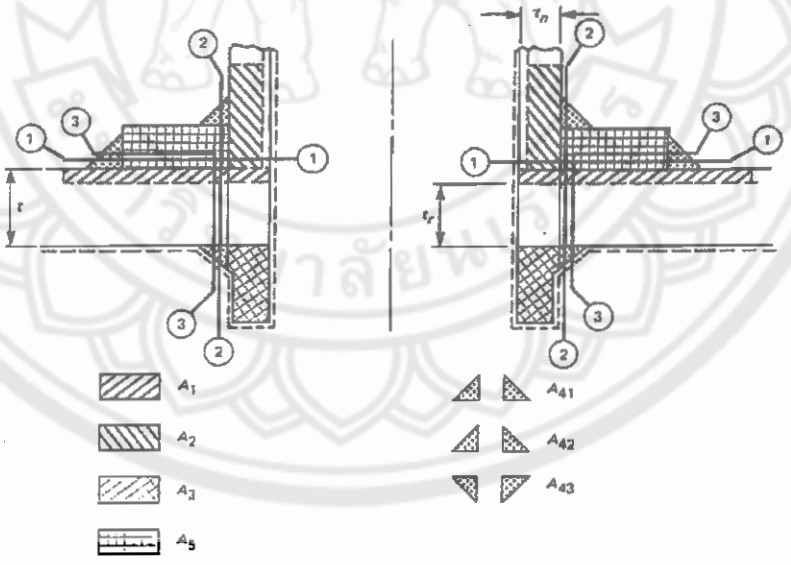
Design Pressure 12 kg/cm^2 at 75 °C

ความหนาของผนังหัวฉีดสำหรับแรงดันภายในสามารถหาได้จากสมการที่ 2.1

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_m = \frac{1.1775 \times 49.03}{(117.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1775)} = 0.49mm$$

การออกแบบความแข็งแรงของรูเจาะที่ส่วนหัวของถังความดัน จะสามารถคำนวณได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.2



รูปที่ 3.21 แสดงพื้นที่ในการเสริมแรงของหัวฉีด

จากรูปที่ 3.21 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการเสริมแรงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = (98.05 \times 13.91 \times 1.0) + [2 \times 8.13 \times 13.91 \times 1.0(1 - 0.855)] = 1{,}396.67mm^2$$

พื้นที่ที่เสริมแรง (Area of reinforce available)

A_1 = การเสริมแรงที่ผนังถังความดันใช้ค่ามากที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 98.05 \times [(1.0 \times 15.7) - (1.0 \times 13.91)] - \{2 \times 8.13((1.0 \times 15.7) - (1.0 \times 13.91))(1 - 0.855)\}$$

$$= 171.29 mm^2$$

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 2(15.7 + 8.13)((1 \times 15.7) - (1 \times 13.91)) - 2(8.13)(1 \times 15.7 - 1 \times 13.91)(1 - 0.855)$$

$$= 81.09 mm^2$$

ใช้ค่ามากที่สุดดังนั้น $A_1 = 171.29 mm^2$

A_2 = การเสริมแรงที่หัวฉีดใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_2 = 5(t_n - t_m) f_{r2} t$$

$$A_2 = 5(8.13 - 0.49)(0.855)(15.7) = 512.78 mm^2$$

$$A_2 = 2(t_n - t_m)(2.5 t_n + t_e) f_{r2}$$

$$A_2 = 2(8.13 - 0.49)((2.5 \times 8.13) + 22.0)(0.855) = 552.95 mm^2$$

ใช้ค่าน้อยที่สุด ดังนั้น $A_2 = 512.78 mm^2$

A_3 = หัวฉีดที่ยื่นเข้าไปในถังความดัน(Inside projection)ใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้

$$A_3 = 5 t t_i f_{r2} = 5(15.7)(5.13)(0.855) = 344.31 mm^2$$

$$A_3 = 5 t_i t_i f_{r2} = 5(5.13)(5.13)(0.855) = 112.50 mm^2$$

$$A_3 = 2 h t_i f_{r2} = 2(0)(5.13)(0.855) = 0 mm^2$$

ใช้ค่าที่น้อยที่สุด ดังนั้น $A_3 = 0.0 mm^2$

A_{41} = พื้นที่ของรอยเชื่อมสามารถหาได้จาก

$$A_{41} = (leg)^2 f_{r3} = (9.0)^2 (0.855) = 69.26 mm^2$$

A_{42} = พื้นที่ของรอยเชื่อมแผ่นเสริมแรงสามารถหาได้จาก

$$A_{42} = Area - remaining * f_{r4} = 0.0 mm^2$$

A_{43} = พื้นที่ของรอยเชื่อมด้านในถังความดันสามารถหาได้จาก

$A_{43} = (leg)^2 f_{r2} = (0)^2(0.855) = 0.0mm^2$

A_5 = พื้นที่ของแผ่นเสริมแรง

$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r4} = (196.1 - 98.05 - 2(8.13))(22.0)(1.0) = 1,799.38mm^2$

พื้นที่รวมในการเสริมแรงทั้งหมดเท่ากับ $(A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5)$

$= 171.29 + 512.78 + 0 + 69.26 + 0 + 0 + 1,799.38 = 2,552.71mm^2$

พื้นที่รวมในการเสริมแรง (2,552.71 ตารางมิลลิเมตร) มากกว่าพื้นที่ที่ต้องการเสริมแรง (1,396.67 ตารางมิลลิเมตร) ดังนั้นรูเจาะมีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับทนต่อแรงดันภายใน

การคำนวณเพื่อตรวจสอบขนาดรอยเชื่อม (Weld Check)

Nozzle fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t_n หรือ t_e

= 8.13 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.7t_{min}$) /0.7

= 5.69 / 0.7 = 8.13 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.20 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 9.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ

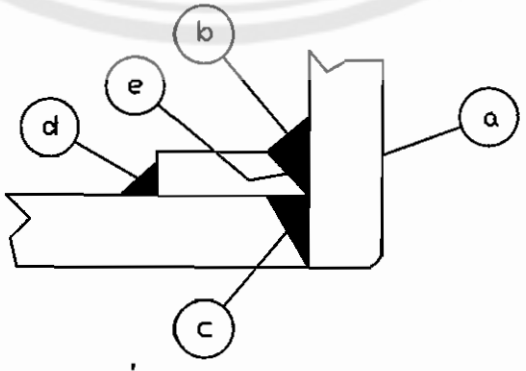
Reinf. fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t หรือ t_e

= 15.7 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.5t_{min}$)/0.7

= (0.5 x15.7)/ 0.7 = 11.21 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.20 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 14.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ



รูปที่ 3.22 แสดงตำแหน่งที่ใช้คำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อม

ความเค้นในรอยเชื่อม

Fillet-weld shear	$0.49 \times 117.9 = 57.77 MPa$
Groove-weld tension	$0.74 \times 117.9 = 87.25 MPa$
Stress of nozzle shear	$0.70 \times 117.9 = 82.53 MPa$
Reinf. Fillet shear	$0.49 \times 137.9 = 67.57 MPa$

ความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อมจากรูปที่ 3.22

a) Nozzle wall shear ;

$$\pi \frac{d_m}{2} \times t_n \times 82.53 = 1.57 \times 106.18 \times 8.13 \times 82.53 = 111.9 kN$$

b) Upper fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 57.77 = 1.57 \times 114.31 \times 9.0 \times 57.77 = 93.3 kN$$

c) Groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 87.25 = 1.57 \times 114.31 \times 15.7 \times 87.25 = 245.8 kN$$

d) Reinf. fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_p}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 240.0 \times 14.0 \times 67.57 = 356.5 kN$$

e) Reinf. groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_o}{2} \times leg \times 87.25 = 1.57 \times 114.31 \times 22.0 \times 87.25 = 344.5 kN$$

ภาระกระทำต่อรอยเชื่อมในแนวต่างๆดังรูปที่ 3.21 สามารถหาได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.4

$$W = \left(A - A_1 + 2t_n f_{r1}\left(E_1 t - Ft_r\right)\right) S_v$$

$$W = \left(1{,}396.67 - 171.29 + 2(8.13)(0.855)\left(15.7 - 13.97\right)\right) 137.9 = 172.4 kN$$

$$W1-1 = \left(A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42}\right) S_v$$

$$W1-1 = \left(512.78 + 1{,}799.38 + 69.26 + 0\right) 137.9 = 328.4 kN$$

$$W_{2-2} = \left(A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1}\right) S_v$$

$$W_{2-2} = \left(512.78 + 0 + 69.26 + 0 + 2(8.13)(15.7)(0.855)\right) 137.9 = 110.4 kN$$

$$W_{3-3} = \left(A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t f_{r1}\right) S_v$$

$$W_{3-3} = \left(512.78 + 0 + 1{,}799.38 + 69.26 + 0 + 0 + 2(8.13)(15.7)(0.8550\right) 137.9 = 358.5 kN$$

พิจารณาความเค้นของส่วนที่จะเกิดความเสียหายได้

1. จากรูปที่ 3.21 ภาระกระทำใน Path 1-1 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{1-1}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (a) และ (d) =356.5 + 111.9 = 468.4kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 1-1 (172.4kN)

2. จากรูปที่ 3.21 ภาระกระทำใน Path 2-2 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{2-2}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b), (c) และ (e) =93.3 + 344.5 + 245.8 = 683.6kN

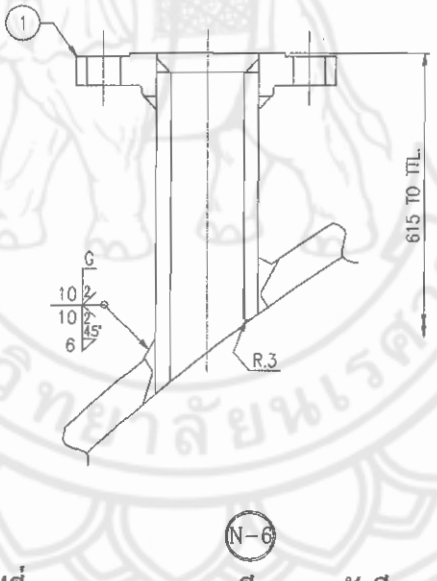
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 2-2 (110.4kN)

3. จากรูปที่ 3.21 ภาระกระทำใน Path 3-3 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{3-3}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (c) และ (d) =356.5 + 245.8 = 602.3kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน Path 3-3 (172.4kN)

3.2.2.3 Nozzle N-6(spare)



รูปที่ 3.23 แสดงรายละเอียดของหัวฉีด N-6

ข้อมูลการออกแบบความหนาผนังถังความดันที่มีผลต่อความแข็งแรงของรอยเชื่อม

Design Pressure + Static head	;	1.1769	MPa
วัสดุตัวถังความดัน (Shell Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ค่าความเค้น (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ความหนาของส่วนหัวถังความดันใหม่ (Head Wall, nom)	;	22.00	mm
ความหนาของส่วนหัวถังความดันหลังจากขึ้นรูปและกัดกร่อน			

(Shell Wall, thinned & corroded) ; 15.70 mm

ความหนาของถังความดันที่สามารถทนต่อแรงดันภายในที่ต้องการได้จากสมการ 2.7

$$tr = \frac{PKD}{2SE - 0.2P}$$

$$tr = \frac{1.1769 \times 0.9x3{,}256}{(2 \times 137.9) - (0.2 \times 1.1769)} = 12.52mm$$

ดังนั้น ความหนาของผนังถังความดันที่ต้องการเพื่อนำไปคำนวณความแข็งแรงของหัวฉีด คือ 12.52 มิลลิเมตร

<u>ข้อมูลการออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด</u>

Flange Class	;	150	
Material Flange	;	Gr. 1.1	
ขนาดหัวฉีด (Nozzle size)	;	2	in.
Pipe Schedule	;	160	
วัสดุหัวฉีด (Nozzle Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-106 Gr.B	
ความเค้นของวัสดุ(Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	117.9	MPa
Joint efficiency	;	100	%
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (Nozzle ID)	;	42.9	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, new)	;	8.71	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, corroded)	;	5.71	mm

ความหนาของผนังถังความดันจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่มากที่สุดที่คำนวณได้ดังต่อไปนี้

1) การออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด ซึ่งรวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Thickness for pressure loading plus corrosion) จากสมการที่ 2.24

$$t = \frac{PR_n}{SE - 0.6P} + CA$$

โดยที่ R_n สามารถหาได้จากสมการที่ 2.25

$$R_n = \frac{ID_{(nozzle,CA)}}{2} = \frac{48.82}{2} = 24.41mm$$

$$t = \frac{1.1769 \times 24.41}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1769)} + 3.00 = 3.25mm$$

2) ค่าน้อยที่สุดที่ได้จาก UG-45(b)(1) หรือ UG-(b)(4) ;

UG-45(b)(1) thickness (plus CA) required for internal pressure

$$t = \frac{PKD}{2SE - 0.2P} + CA$$

$$t = \frac{1.1769 \times 1.0 \times 3{,}256.0}{(2 \times 137.9 \times 1.00) - (0.2 \times 1.1769)} + 3.00 = 16.91mm$$

UG-45(b)(4) minimum thickness of standard wall pipe plus CA

ความหนาของผนังหัวฉีด 2 นิ้ว Schedule Standard คือ 3.9 มิลลิเมตรซึ่งจะมีค่า tolerance 12.5% ดังนั้น minimum thickness standard wall pipe ของหัวฉีด 2 นิ้ว (3.9x0.875) + 3.0 = 6.41 มิลลิเมตร

ค่าน้อยที่สุดที่คำนวณได้ตาม UG-45(b)(1) และ UG-(b)(4) คือ 6.41 มิลลิเมตร

ความหนาของผนังหัวฉีดที่เลือกใช้คือ 8.74 ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าความหนาที่ต้องการตามมาตรฐาน ASME ที่คำนวณได้

Limited of reinforcement ("h")

For External projection ; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5(22 - 3) = 47.5mm$$

Case II ; $h = 2.5t_n + t_e$

$$h = 2.5 \times 5.74 = 14.35mm$$

ดังนั้นค่า "h" สำหรับ External projection คือ 14.35 มิลลิเมตร

For Internal projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = h$

$$h = 0$$

Case II ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5 \times (22 - 3) = 47.5mm$$

Case III ; $h = 2.5t_t$

$$h = 2.5(8.74 - (2 \times 3)) = 6.85mm$$

ดังนั้น ค่า "h" สำหรับ Internal projection คือ 6.85 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความแข็งแรงของหัวฉีด

Correction factor (F)	;	1.00	mm
Nozzle Groove weld depth	;	22.0	mm
Upper Weld (fillet) weld 41	;	6.0	mm
$fr1 = Sn/Sv = 117.9/137.9$	;	0.855	
$fr2 = Sn/Sv = 117.9/137.9$	;	0.855	
$fr3 = Sn/Sv = 117.9/137.9$	;	0.855	

การคำนวณหาพื้นที่ในการเสริมแรง (Area of Reinforce)

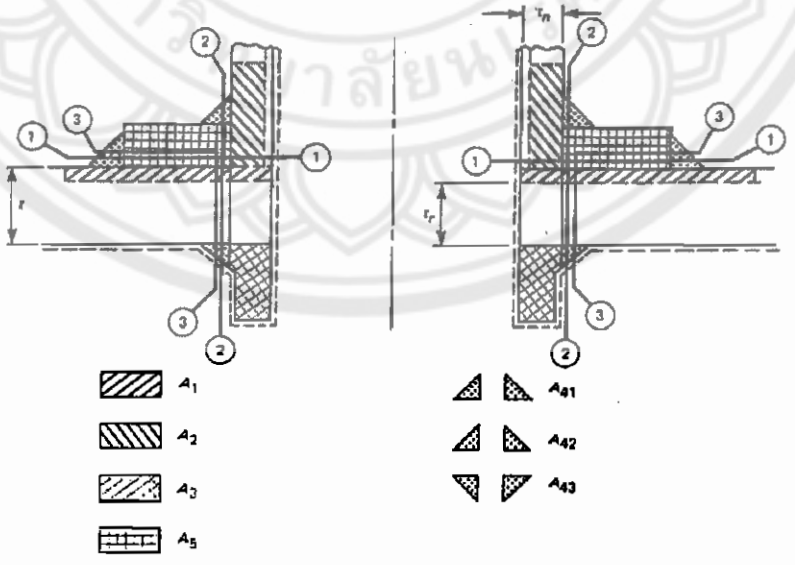
Design Pressure 12 kg/cm^2 at 75 °C

ความหนาของผนังหัวฉีดสำหรับแรงดันภายในสามารถหาได้จากสมการที่ 2.1

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_m = \frac{1.1769 \times 24.41}{(117.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1769)} = 0.25mm$$

การออกแบบความแข็งแรงของรูเจาะที่ผนังถังความดันจะสามารถคำนวณได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.2



รูปที่ 3.24 แสดงพื้นที่ในการเสริมแรงของหัวฉีด

จากรูปที่ 3.24 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการเสริมแรงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = (48.9 \times 12.52 \times 1.0) + [2 \times 5.71 \times 12.52(1 - 0.855)] = 632.96 mm^2$$

พื้นที่ที่เสริมแรง (Area of reinforce available)

A_1 = การเสริมแรงที่ผนังถังความดันใช้ค่ามากที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 48.9 \times [(1.0 \times 15.7) - (1.0 \times 12.52)] - \{2 \times 5.71((1.0 \times 12.52) - (1.0 \times 12.51))(1 - 0.855)\}$$

$$= 149.98 mm^2$$

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 2(15.7 + 5.71)((1 \times 15.7) - (1 \times 12.52)) - 2(5.71)(1 \times 15.7 - 1 \times 12.52)(1 - 0.855)$$

$$= 130.9 mm^2$$

ใช้ค่ามากที่สุดดังนั้น $A_1 = 149.98 mm^2$

A_2 = การเสริมแรงที่หัวฉีดใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t$$

$$A_2 = 5(5.71 - 0.25)(0.855)(15.7) = 356.46 mm^2$$

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn}) t_n f_{r2}$$

$$A_2 = 5(5.71 - 0.25)(5.71)(0.855) = 133.28 mm^2$$

ใช้ค่าน้อยที่สุด ดังนั้น $A_2 = 133.28 mm^2$

A_3 = หัวฉีดที่ยื่นเข้าไปในถังความดัน(Inside projection)ใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้

$$A_3 = 5tt_i f_{r2} = 5(15.7)(0)(0.855) = 0 mm^2$$

$$A_3 = 5t_i t_i f_{r2} = 5(0)(0)(0.855) = 0 mm^2$$

$$A_3 = 2ht_i f_{r2} = 2(0)(0)(0.855) = 0 mm^2$$

ใช้ค่าที่น้อยที่สุด ดังนั้น $A_3 = 0 mm^2$

A_{41} = พื้นที่ของรอยเชื่อมสามารถหาได้จาก

$$A_{41} = (leg)^2 f_{r2} = (6.0)^2(0.855) = 30.78 mm^2$$

A_{43} = พื้นที่ของรอยเชื่อมด้านในถังความดันสามารถหาได้จาก

$A_{43} = (leg)^2 f_{r2} = (0)^2(0.855) = 0$

พื้นที่รวมในการเสริมแรงทั้งหมดเท่ากับ $(A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43})$

$= 149.98 + 133.28 + 0 + 30.78 = 314.04 mm^2$

จากการคำนวณพื้นที่ที่ต้องการการเสริมแรง (393.13 ตารางมิลลิเมตร) มีค่าน้อยกว่าพื้นที่เสริมแรงที่คำนวณได้ (626.68 ตารางมิลลิเมตร) ดังนั้นรูเจาะที่ผนังถังความดันนี้จะไม่จำเป็นต้องมีการติดแผ่นเสริมแรง

การคำนวณเพื่อตรวจสอบขนาดรอยเชื่อม (Weld Check)

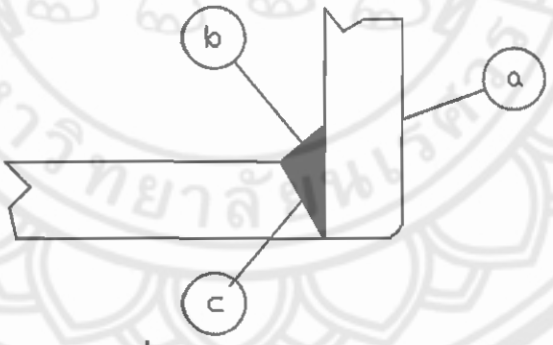
Nozzle fillet ; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t หรือ t_n

= 5.71 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.7t_{min}$)/0.7

= 5.71 / 0.7 = 6.0 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.23 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 6.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ



รูปที่ 3.25 แสดงตำแหน่งที่ใช้คำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อม

ความเค้นในรอยเชื่อม

Fillet-weld shear	$0.49 \times 117.9 = 57.77 MPa$
Groove-weld tension	$0.74 \times 117.9 = 87.25 MPa$
Stress of nozzle shear	$0.70 \times 117.9 = 82.53 MPa$

ความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อมจากรูปที่ 3.25

a) Nozzle wall shear ;

$$\pi \frac{d_m}{2} \times t_n \times 96.53 = 1.57 \times 54.61 \times 5.71 \times 82.53 = 40.4kN$$

b) Upper fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 60.32 \times 6..0 \times 57.77 = 32.8kN$$

c) Groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 102.05 = 1.57 \times 60.32 \times 15.7 \times 87.25 = 129.7kN$$

ภาระกระทำต่อรอยเชื่อมในแนวต่างดังรูปที่ 3.24 สามารถหาได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.4

$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1}(E_1 t - Ft_r))S_v$$

$$W = (632.96 - 149.98 + 2(5.7)(0.855)(15.7 - 12.52))137.9 = 70.8kN$$

$$W_{1-1} = (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42})S_v$$

$$W_{1-1} = (133.28 + 0 + 30.78 + 0)137.9 = 22.6kN$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{2-2} = (133.28 + 0 + 30.78 + 0 + 2(5.71)(15.7)(0.855))137.9 = 43.8kN$$

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{3-3} = (133.28 + 0 + 0 + 30.78 + 0 + 0 + 2(5.71)(15.7)(0.855)137.9 = 43.8kN$$

พิจารณาความเค้นของส่วนที่จะเกิดความเสียหายได้

1. จากรูปที่ 3.24 ภาระกระทำใน path 1-1 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{1-1}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (a) และ (d) =32.8 +40.4 = 73.2kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 1-1 (22.6kN)

2. จากรูปที่ 3.24 ภาระกระทำใน path 2-2 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{2-2}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b), (c) และ = 32.8 + 129.7 = 162.5kN

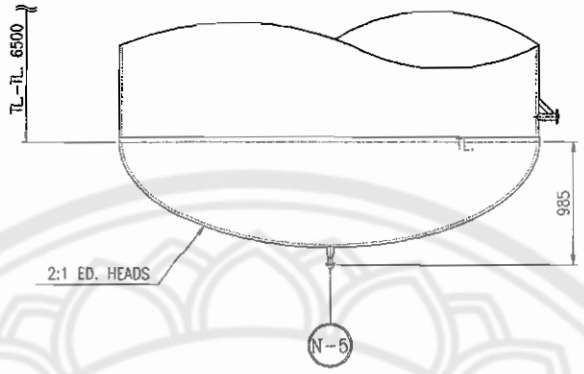
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 2-2 (43.8kN)

3. จากรูปที่ 3.24 ภาระกระทำใน path 3-3 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{3-3}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (c) และ (d) =32.8 + 129.7 = 162.5kN

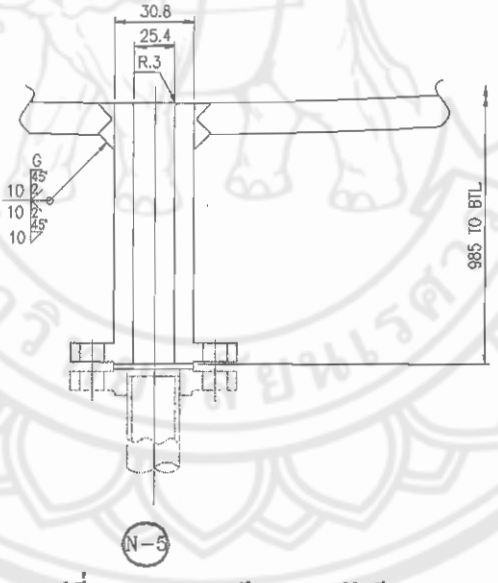
   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 3-3 (43.8kN)

3.2.3 หัวฉีดที่ Bottom Head



รูปที่ 3.26 แสดงตำแหน่งของหัวฉีดที่ติดตั้งอยู่ที่ส่วนหัวของถังความดัน

3.2.3.1 Nozzle N-5(Drain)



รูปที่ 3.27 รายละเอียดของหัวฉีด N-5

ข้อมูลการออกแบบความหนาผนังถังความดันที่มีผลต่อความแข็งแรงของรอยเชื่อม

Design Pressure + Static head	;	1.1777	MPa
วัสดุตัวถังความดัน (Shell Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-516 Gr.70	
ค่าความเค้น (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.90	MPa
ความหนาของส่วนหัวถังความดันใหม่ (Head Wall, nom)	;	22.00	mm

ความหนาของส่วนหัวถังความดันหลังจากขึ้นรูปและกัดกร่อน

(Shell Wall, thinned & corroded) ; 15.70 mm

ความหนาของถังความดันที่สามารถทนต่อแรงดันภายในที่ต้องการ ได้จากสมการที่ 2.7

$$tr = \frac{PKD}{2SE - 0.2P}$$

$$tr = \frac{1.1777 \times 0.9 \times 3{,}256}{(2 \times 137.9) - (0.2 \times 1.1777)} = 12.52mm$$

ดังนั้น ความหนาของผนังถังความดันที่ต้องการเพื่อนำไปใช้ในการคำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดที่ส่วนหัวของถังความดัน คือ 12.52 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด

Flange Class	;	150	
Material Flange	;	Gr. 1.1	
ขนาดหัวฉีด (Nozzle size)	;	1	in.
วัสดุหัวฉีด (Nozzle Material) (ภาคผนวก ช.)	;	SA-105	
ความเค้นของวัสดุ (Material Stress) (ภาคผนวก ค.)	;	137.9	MPa
Joint efficiency	;	100	%
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของหัวฉีด (Nozzle ID)	;	25.4	mm
ค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Corrosion Allowance)	;	3.00	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, new)	;	12.7	mm
ความหนาของผนังหัวฉีด (Nozzle wall thickness, corroded)	;	9.7	mm

ความหนาของผนังถังความดันจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่มากที่สุดที่คำนวณได้ดังต่อไปนี้

1) การออกแบบความหนาของผนังหัวฉีด ซึ่งรวมค่าการกัดกร่อนที่ยอมรับได้ (Thickness for pressure loading plus corrosion) จากสมการที่ 2.24

$$t = \frac{PR_n}{SE - 0.6P} + CA$$

โดยที่ R_n สามารถหาได้จากสมการที่ 2.25

$$R_n = \frac{ID_{(nozzle,CA)}}{2} = \frac{31.4}{2} = 15.7mm$$

$$t = \frac{1.1777 \times 15.7}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1777)} + 3.00 = 3.13mm$$

2) ค่าน้อยที่สุดที่ได้จาก UG-45(b)(1) หรือ UG-(b)(4) ;

UG-45(b)(1) thickness (plus CA) required for internal pressure

$$t = \frac{PKD}{2SE - 0.2P} + CA$$

$$t = \frac{1.1777 \times 1.0 \times 3,256.0}{(2 \times 137.9 \times 1.00) - (0.2 \times 1.1777)} + 3.00 = 16.92mm$$

UG-45(b)(4) minimum thickness of standard wall pipe plus CA

ความหนาของผนังหัวฉีด 2 นิ้ว Schedule Standard คือ 3.9 มิลลิเมตรซึ่งจะมีค่า tolerance 12.5% ดังนั้น minimum thickness standard wall pipe ของหัวฉีด 2 นิ้ว (3.9x0.875) + 3.0 = 6.41 มิลลิเมตร

ค่าน้อยที่สุดที่คำนวณได้ตาม UG-45(b)(1) และ UG-(b)(4) คือ 6.41 มิลลิเมตร

ความหนาของผนังหัวฉีดที่เลือกใช้คือ 12.7 มิลลิเมตร ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าความหนาที่ต้องการตามมาตรฐาน ASME ที่คำนวณได้

Limited of reinforcement ("h")

For External projection ; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5(22 - 3) = 47.5mm$$

Case II ; $h = 2.5t_n + t_e$

$$h = 2.5 \times 9.7 = 24.25mm$$

ดังนั้นค่า "h" สำหรับ External projection คือ 24.25 มิลลิเมตร

For Internal projection; ค่าน้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

Case I ; $h = h$

$$h = 0$$

Case II ; $h = 2.5t$

$$h = 2.5 \times (22 - 3) = 47.5mm$$

Case III ; $h = 2.5t_i$

$$h = 2.5(12.7 - (2 \times 3)) = 16.75mm$$

ดังนั้น ค่า "h" สำหรับ Internal projection คือ 16.75 มิลลิเมตร

ข้อมูลการออกแบบความแข็งแรงของหัวฉีด

Correction factor (F)	;	1.00	mm
Nozzle Groove weld depth	;	22.0	mm
Upper Weld (fillet) weld 41	;	10.0	mm
$fr1 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	
$fr2 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	
$fr3 = Sn/Sv = 137.9/137.9$	;	1.00	

การคำนวณหาพื้นที่ในการเสริมแรง (Area of Reinforce)

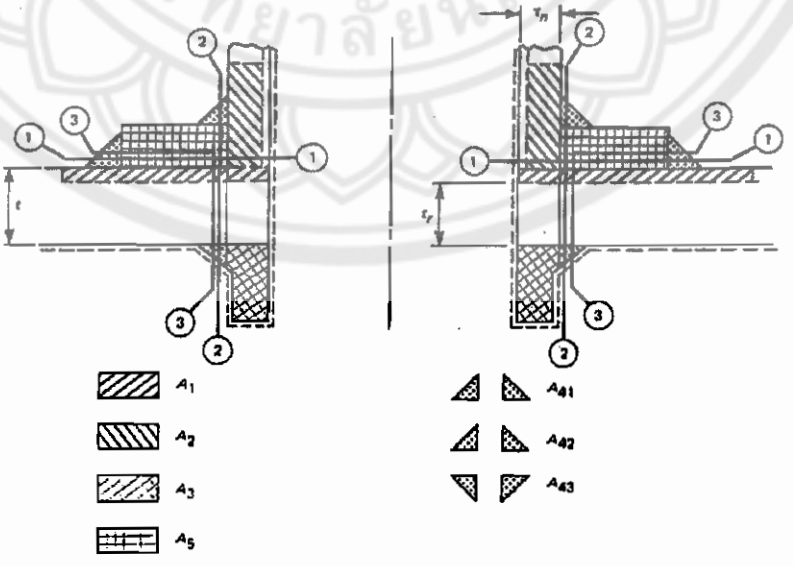
Design Pressure 12 kg/cm^2 at 75 °C

ความหนาของผนังหัวฉีดสำหรับแรงดันภายในสามารถหาได้จากสมการที่ 2.1

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0.6P}$$

$$t_m = \frac{1.1777 \times 15.7}{(137.9 \times 1.00) - (0.6 \times 1.1777)} = 0.13mm$$

การออกแบบความแข็งแรงของรูเจาะที่ส่วนหัวของถงความดันจะสามารถคำนวณได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.2



รูปที่ 3.28 แสดงพื้นที่ในการเสริมแรงของหัวฉีด

จากรูปที่ 3.28 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการเสริมแรงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

$$A = (31.4 \times 12.52 \times 1.0) + [2 \times 9.7 \times 12.52(1 - 1.0)] = 393.13 mm^2$$

พื้นที่ที่เสริมแรง (Area of reinforce available)

A_1 = การเสริมแรงที่ผนังถังความดันใช้ค่ามากที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 31.4 \times [(1.0 \times 15.7) - (1.0 \times 12.52)] - \{2 \times 9.7((1.0 \times 15.7) - (1.0 \times 12.51))(1 - 1.0)\}$$

$$= 99.85 mm^2$$

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A_1 = 2(15.7 + 9.7)((1 \times 15.7) - (1 \times 12.52)) - 2(9.7)(1 \times 15.7 - 1 \times 12.52)(1 - 1)$$

$$= 161.54 mm^2$$

ใช้ค่ามากที่สุดดังนั้น $A_1 = 161.54 mm^2$

A_2 = การเสริมแรงที่หัวฉีดใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$A_2 = 5(t_n - t_m) f_{r2} t$$

$$A_2 = 5(9.7 - 0.13)(1.0)(15.7) = 751.245 mm^2$$

$$A_2 = 5(t_n - t_m) t_n f_{r2}$$

$$A_2 = 5(9.7 - 0.13)(9.7)(1.0) = 464.14 mm^2$$

ใช้ค่าน้อยที่สุด ดังนั้น $A_2 = 464.14 mm^2$

A_3 = หัวฉีดที่ยื่นเข้าไปในถังความดัน (Inside projection) ใช้ค่าที่น้อยที่สุดที่คำนวณได้

$$A_3 = 5tt_i f_{r2} = 5(15.7)(0)(1.0) = 0 mm^2$$

$$A_3 = 5t_i t_i f_{r2} = 5(0)(0)(1.0) = 0 mm^2$$

$$A_3 = 2ht_i f_{r2} = 2(0)(0) = 0 mm^2$$

ใช้ค่าที่น้อยที่สุด ดังนั้น $A_3 = 0 mm^2$

A_{41} = พื้นที่ของรอยเชื่อมสามารถหาได้จาก

$$A_{41} = (leg)^2 f_{r2} = (10)^2(1.0) = 100 mm^2$$

A_{43} = พื้นที่ของรอยเชื่อมด้านในถังความดันสามารถหาได้จาก

$A_{43} = (leg)^2 f_{r2} = (0)^2(1.0) = 0$

พื้นที่รวมในการเสริมแรงทั้งหมดเท่ากับ $(A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43})$

$= 161.54 + 464.14 + 0 + 100 = 626.68 mm^2$

จากการคำนวณพื้นที่ที่ต้องการ การเสริมแรง (393.13 ตารางมิลลิเมตร) มีค่าน้อยกว่าพื้นที่เสริมแรงที่คำนวณได้ (626.68 ตารางมิลลิเมตร) ดังนั้นรูเจาะที่ผนังถังความดันนี้จะไม่จำเป็นต้องมีการติดแผ่นเสริมแรง

การคำนวณเพื่อตรวจสอบขนาดรอยเชื่อม (Weld Check)

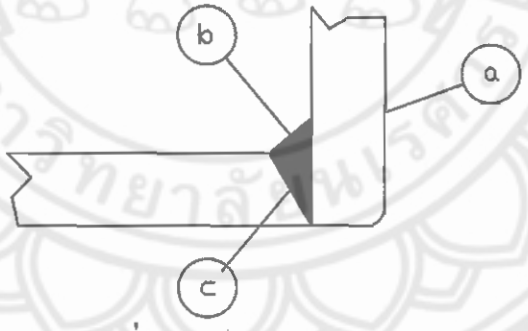
Nozzle fillet; t_{min} = ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 19.05 หรือ t หรือ t_n

= 9.7 มิลลิเมตร

t_w = (ค่าน้อยที่สุดระหว่าง 6.35 หรือ $0.7t_{min}$)/0.7

= 6.35 / 0.7 = 9.07 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 3.27 รอยเชื่อมจริงมีขนาด 10.0 มิลลิเมตร จึงมีความแข็งแรงมากพอ



รูปที่ 3.29 แสดงตำแหน่งที่ใช้คำนวณความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อม

ความเค้นในรอยเชื่อม

Fillet-weld shear	$0.49 \times 137.9 = 67.57 MPa$
Groove-weld tension	$0.74 \times 137.9 = 102.05 MPa$
Stress of nozzle shear	$0.70 \times 137.9 = 96.53 MPa$

ความแข็งแรงของหัวฉีดและรอยเชื่อมจากรูปที่ 3.29

a) Nozzle wall shear ;

$$\pi \frac{d_m}{2} \times t_n \times 96.53 = 1.57 \times 41.10 \times 9.7 \times 96.53 = 60.4kN$$

b) Upper fillet weld shear ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 67.57 = 1.57 \times 50.8 \times 10.0 \times 67.57 = 53.9kN$$

c) Groove weld tension ;

$$\pi \frac{d_n}{2} \times leg \times 102.05 = 1.57 \times 50.8 \times 15.7 \times 102.05 = 127.8kN$$

ภาระกระทำต่อรอยเชื่อมในแนวต่างๆดังรูปที่ 3.28 สามารถหาได้ดังหัวข้อที่ 2.2.6.4

$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1}(E_1 t - Ft_r))S_v$$

$$W = (393.13 - 161.54 + 2(9.7)(1.0)(15.7 - 12.52))137.9 = 40.4kN$$

$$W1-1 = (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42})S_v$$

$$W1-1 = (464.14 + 0 + 100 + 0)137.9 = 77.8kN$$

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{2-2} = (464.14 + 0 + 100 + 0 + 2(9.7)(15.7)(1.0))137.9 = 119.8kN$$

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t f_{r1})S_v$$

$$W_{3-3} = (464.14 + 0 + 0 + 100 + 0 + 0 + 2(9.7)(15.7)(1.0))137.9 = 119.8kN$$

พิจารณาความเค้นของส่วนที่จะเกิดความเสียหายได้

1. จากรูปที่ 3.28 ภาระกระทำใน path 1-1 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{1-1}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (a) และ (d) =53.9 + 60.4 = 114.3kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 1-1 (40.4kN)

2. จากรูปที่ 3.28 ภาระกระทำใน path 2-2 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{2-2}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (b), (c) และ =53.9 + 127.8 = 181.7kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 2-2 (40.4kN)

3. จากรูปที่ 3.28 ภาระกระทำใน path 3-3 จะต้องมากกว่าค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง W หรือ W_{3-3}

   Path 1-1 ผ่านรอยเชื่อมที่ (c) และ (d) =53.9 + 127.8 = 181.7kN

   ความแข็งแรงในรอยเชื่อมมากกว่าภาระกระทำใน path 3-3 (40.4kN)

การคำนวณผนังถังความดันสรุปได้ดังนี้

ตารางที่ 3.4 สรุปการคำนวณถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Item	Static head + Design Press. (Mpa)	Material	Req'D Thick. (mm)	Norm. Thick. (mm)	MAWP (MPa)
Shell 1	1.177	SA-516 Gr.70	19.45	22.00	1.36
Shell 2	1.1776	SA-516 Gr.70	19.46	20.00	1.22
Top Head	1.1769	SA-516 Gr.70	20.21	22.00	1.33
Bottom Head	1.1777	SA-516 Gr.70	20.22	22.00	1.85

การคำนวณหัวฉีดของถังความดันสรุปได้ดังนี้

ตารางที่ 3.5 สรุปการคำนวณการเสริมแรงของหัวฉีด M-1 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Area Calculation for reinforcement (mm^2)							Nozzle Thickness (mm)	
A Req'D	A Available	A_1	A_2	A_3	A_5	A_{weld}	t Req'D	t Min.
8,181	11,027	1,775	807	0	8,149	296	5.51	15.00

ตารางที่ 3.6 สรุปการคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อมของหัวฉีด M-1 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Weld Failure Path Analysis (kN)						
Weld load (W)	Weld load (W1-1)	Path 1-1 Strength	Weld load (W2-2)	Path 2-2 Strength	Weld load (W3-3)	Path 3-3 Strength
893.5	1,275.8	2,542.3	181.3	4,455.6	1,332	3,115.8

ตารางที่ 3.7 สรุปการคำนวณการเสริมแรงของหัวฉีด N-1 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Area Calculation for reinforcement (mm^2)							Nozzle Thickness (mm)	
A Req'D	A Available	A_1	A_2	A_3	A_5	A_{weld}	t Req'D	t Min.
1,403	2,713	290	553	0	1,800	70	8.27	11.13

ตารางที่ 3.8 สรุปการคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อมของหัวฉีด N-1 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Weld Failure Path Analysis (kN)						
Weld load (W)	Weld load (W1-1)	Path 1-1 Strength	Weld load (W2-2)	Path 2-2 Strength	Weld load (W3-3)	Path 3-3 Strength
159.3	333.9	468.4	118.4	704.0	366.5	622.7

ตารางที่ 3.9 สรุปการคำนวณการเสริมแรงของหัวฉีด N-2 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Area Calculation for reinforcement (mm^2)							Nozzle Thickness (mm)	
A Req'D	A Available	A_1	A_2	A_3	A_5	A_{weld}	t Req'D	t Min.
393	727	162	465	0	0	100	6.42	12.70

ตารางที่ 3.10 สรุปการคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อมของหัวฉีด N-2 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Weld Failure Path Analysis (kN)						
Weld load (W)	Weld load (W1-1)	Path 1-1 Strength	Weld load (W2-2)	Path 2-2 Strength	Weld load (W3-3)	Path 3-3 Strength
40.4	77.8	114.3	119.8	181.7	119.8	181.7

ตารางที่ 3.11 สรุปการคำนวณการเสริมแรงของหัวฉีด N-3 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Area Calculation for reinforcement (mm^2)							Nozzle Thickness (mm)	
A Req'D	A Available	A_1	A_2	A_3	A_5	A_{weld}	t Req'D	t Min.
1,397	2,551	171	512	0	1,799	69	8.27	11.13

ตารางที่ 3.12 สรุปการคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อมของหัวฉีด N-3 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Weld Failure Path Analysis (kN)						
Weld load (W)	Weld load (W1-1)	Path 1-1 Strength	Weld load (W2-2)	Path 2-2 Strength	Weld load (W3-3)	Path 3-3 Strength
172.4	328.4	468.4	110.4	683.6	358.5	602.3

ตารางที่ 3.13 สรุปการคำนวณการเสริมแรงของหัวฉีด N-4 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Area Calculation for reinforcement (mm^2)							Nozzle Thickness (mm)	
A Req'D	A Available	A_1	A_2	A_3	A_5	A_{weld}	t Req'D	t Min.
439	725	161	464	0	0	100	6.42	12.7

ตารางที่ 3.14 สรุปการคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อมของหัวฉีด N-4 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Weld Failure Path Analysis (kN)						
Weld load (W)	Weld load (W1-1)	Path 1-1 Strength	Weld load (W2-2)	Path 2-2 Strength	Weld load (W3-3)	Path 3-3 Strength
46.3	77.8	114.3	123.3	192.3	123.3	192.3

ตารางที่ 3.15 สรุปการคำนวณการเสริมแรงของหัวฉีด N-5 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Area Calculation for reinforcement (mm^2)							Nozzle Thickness (mm)	
A Req'D	A Available	A_1	A_2	A_3	A_5	A_{weld}	t Req'D	t Min.
394	725	161	464	0	0	100	6.42	12.7

ตารางที่ 3.16 สรุปการคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อมของหัวฉีด N-5 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Weld Failure Path Analysis (kN)						
Weld load (W)	Weld load (W1-1)	Path 1-1 Strength	Weld load (W2-2)	Path 2-2 Strength	Weld load (W3-3)	Path 3-3 Strength
40.4	77.8	114.3	119.8	181.7	119.8	181.7

ตารางที่ 3.17 สรุปการคำนวณการเสริมแรงของหัวฉีด N-6 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Area Calculation for reinforcement (mm^2)							Nozzle Thickness (mm)	
A Req'D	A Available	A_1	A_2	A_3	A_5	A_{weld}	t Req'D	t Min.
633	313	150	133	0	0	30	6.42	8.71

ตารางที่ 3.18 สรุปการคำนวณความแข็งแรงของรอยเชื่อมของหัวฉีด N-6 ของถังความดันตามมาตรฐาน ASME

Weld Failure Path Analysis (kN)						
Weld load (W)	Weld load (W1-1)	Path 1-1 Strength	Weld load (W2-2)	Path 2-2 Strength	Weld load (W3-3)	Path 3-3 Strength
70.8	22.6	73.2	43.8	162.5	43.8	162.5