

การศึกษามรรถนะของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

Experimental and theoretical studies of jet pump performance



นายพีระ นิยมเดชา
นายภูวดล วิธรัตน์
นายวิศิษฐ์สรริ แสงเพชร



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2545

ปก.
พ.ย. 60
2545

เลขหมู่.....

เลขทะเบียน **50155**

วัน,เดือน,ปี **2 1 เม.ย. 2547**

.b.....
.i.....

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาสมรรถนะของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

Experimental and theoretical studies of jet pump performance

โดย

นายพีระ นิยมเดชา
นายภูวดล วิสระรัตน์
นายวิศิษฎ์สรร แสงเพชร

อาจารย์ที่ปรึกษา
ผศ. จำลอง ปราบแก้ว

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2545

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2545

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาสมรรถนะของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

Experimental and theoretical studies of jet pump performance

ผู้จัดทำ	นายพีระ	นิยมเดชา	รหัสประจำตัว	43515967
	นายภูวดล	วิไลรัตน์	รหัสประจำตัว	43515968
	นายวิศิษฐ์สร	แสงเพชร	รหัสประจำตัว	43515970



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ. จีตอง ปราบแก้ว)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาสมรรถนะของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

นายพีระ — นิยมเดชา รหัสประจำตัว 3515967

นายภูวดล วิละรัตน์ รหัสประจำตัว 3515968

นายวิศิษฎ์สร แสงเพชร รหัสประจำตัว 3515970

ผศ. จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2545

บทคัดย่อ

การออกแบบปั้มน้ำแบบหัวฉีดจะต้องคำนึงถึงตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะ เช่น ขนาดและรูปร่างของหัวฉีด อัตราส่วนพื้นที่ของหัวฉีดกับพื้นที่ช่องทางดูด (d/D) ระยะห่างระหว่างหัวฉีดกับห้องผสม (L) ตลอดจนค่าความเสียดทานต่างๆ รายงานฉบับนี้ได้แสดงผลจากการทดลองหาค่าประสิทธิภาพ, เฮด และอัตราการไหล เพื่อเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพ กับอัตราการไหล และประสิทธิภาพกับค่าเฮด โดยการเปลี่ยนแปลงขนาดของหัวฉีด เพื่อหาค่าอัตราส่วนของพื้นที่หัวฉีดกับพื้นที่ช่องทางดูดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด จากการศึกษาผลทางทฤษฎีพบว่า อัตราส่วน (d/D) = 0.5 – 0.6 จะทำให้เจ็ทปั้มน้ำมีประสิทธิภาพสูงสุด คือประมาณ 30 เปอร์เซ็นต์

Experimental and theoretical studies of jet pump performance

Mr. Peera Niyomdecha

Mr. Phuvadol Wilarath

Mr. Visitson Saengpet

Assist. Prof. Chamlong Prabkeo Adviso

Abstract

The design of a water jet pump ' various parameters, such as size and shape of a nozzle and suction area ratio (d/D), mixing chamber length (L) etc., have to be considered. The goal of this research is to investigate, experimentally and theoretically, the effect of nozzle and suction area ratio on the water jet pump efficiency. In theoretical analysis, the simulations were carried out and based on the momentum and energy equations of fluid flow. The result from both methods are in good agreement. It was found that the nozzle and suction area ratios (d/D), in the range of 0.5 – 0.6 yield the maximum efficiency, about 30%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณผู้ที่มีส่วนช่วยให้โครงการนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

1. ขอขอบคุณ อ. จำลอง ปราบแก้ว (อ.ที่ปรึกษา) ที่คอยช่วยเหลือในทุกๆด้าน
2. ขอขอบคุณ อ. มนต์ศักดิ์ พิมสาร (อ.ที่ปรึกษา) ที่ให้คำแนะนำในทุกๆสิ่ง
3. ขอขอบคุณ คุณ มณฑา เทียมเมือง ที่คอยช่วยเหลือ ตลอดจนการพิมพ์เครื่องมือ และ อุปกรณ์ต่างๆ

สิ่งที่ขาดมิได้เลยและต้องขอบคุณบุคคลสำคัญในชีวิตพวกผมคือ บิดาร มารดา อันเป็นที่รักเคารพรพียงที่คอยให้กำลังใจ และให้การสนับสนุนตลอดมา พวกผมขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณและขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญภาพ	V
สารบัญตาราง	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
บทที่ 2 ทฤษฎีการคำนวณสมรรถนะของปั้มน้ำแบบหัวฉีด	
2.1 เส้นใยการวิเคราะห์	4
2.2 การวิเคราะห์หาค่า Head ของเจ็ทปั้มน้ำ	4
2.3 สัญญาณลักษณะตัวแปร	5
บทที่ 3 การคำนวณผลทางทฤษฎีและขั้นตอนการประมวลผล	
3.1 ขั้นตอนการประมวลผลของโปรแกรม	14
3.2 โปรแกรมคำนวณผลทางทฤษฎี	16
3.3 ผลการคำนวณจาก โปรแกรมคอมพิวเตอร์	17
บทที่ 4 การทดลองและผลการทดลอง	
4.1 ชิ้นส่วนต่างๆของเครื่อง water jet pump	20
4.2 การออกแบบเครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง	23
4.3 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง	23
4.4 วิธีการทดลอง	23
4.5 การวัดอัตราความเร็วของส่วนผสมในท่อ	24
4.6 การ Calibrate	27
ผลการทดลอง	28
บทที่ 5 สรุป	53
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก.	55
ภาคผนวก ข.	58
ภาคผนวก ค.	65
เอกสารอ้างอิง	73

สารบัญภาพ

รูปที่ 1.1 แสดงลักษณะ โครงสร้างโดยทั่วไปของปั้มน้ำแบบหัวฉีด	1
รูปที่ 1.2 แสดงลักษณะของ Deep-well pumping	2
รูปที่ 1.3 แสดงลักษณะของ Booster pumping	2
รูปที่ 1.4 แสดงลักษณะของ Tail-water suppression	3
รูปที่ 1.5 แสดงลักษณะของ Priming devices	3
รูปที่ 2.1 แสดง Head ที่เกิดขึ้นที่ Water jet pump	5
รูปที่ 2.2 แสดงภาคตัดที่ใช้ในการวิเคราะห์การไหลใน water jet pump	5
รูปที่ 2.3 แสดงปริมาตรควบคุมที่หน้าตัดสมการ โมเมนต์ที่หน้าตัด C - C จะได้	6
รูปที่ 2.4 แสดง Section a-a to c-c	10
รูปที่ 2.5 แสดง Section b-b และ c-c	11
รูปที่ 2.6 แสดง Section d-d to e-e	12
รูปที่ 3.1 แสดงแผนผัง โปรแกรมคำนวณ	16
รูปที่ 3.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate ratio(ϕ) กับ Head ratio (ψ)	17
รูปที่ 3.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency (η) กับ Flow rate ratio(ϕ)	18
รูปที่ 3.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency (η) กับ Head ratio (ψ)	19
รูปที่ 4.1 แสดงภาพชุดทดลองของเครื่อง water jet pump ทั้งหมด	20
รูปที่ 4.2 แสดงภาพเครื่องทดลองที่ยังไม่มีการดัดแปลง	21
รูปที่ 4.3 แสดงชุดทดลอง water jet pump แบบสมบูรณ์	21
รูปที่ 4.4 แสดงภาพภายใน ชุด jet pump	22
รูปที่ 4.5 ภาพด้านข้างของ jet pump	22
รูปที่ 4.6 แสดงส่วนประกอบของ jet pump	22
รูปที่ 4.7 แสดงหัวฉีดแต่ละขนาด	22
รูปที่ 4.8 มาตรฐานแบบรูระบายโดยวิธีวัดผลต่างของระดับของไหล	24
รูปที่ 4.9 แสดงการ Calibrate	27
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงผลการ Calibrate	27
รูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 6 มม.ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	29
รูปที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 6 มม.ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	29
รูปที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio หัว 6 มม.ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	30
รูปที่ 4.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 8 มม.ที่ความดัน 1.5 kg/cm ²	32

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 1.5 kg/cm ²	32
รูปที่ 4.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 1.5 kg/cm ²	33
รูปที่ 4.17 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm ²	35
รูปที่ 4.18 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm ²	35
รูปที่ 4.19 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm ²	36
รูปที่ 4.20 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 2.5 kg/cm ²	38
รูปที่ 4.21 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 2.5 kg/cm ²	38
รูปที่ 4.22 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 2.5 kg/cm ²	39
รูปที่ 4.23 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 3.0 kg/cm ²	41
รูปที่ 4.24 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 3.0 kg/cm ²	41
รูปที่ 4.25 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 3.0 kg/cm ²	42
รูปที่ 4.26 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	44
รูปที่ 4.27 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	44
รูปที่ 4.28 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio หัว 8 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	45
รูปที่ 4.29 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 8 มม.	46
รูปที่ 4.30 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 8 มม.	46
รูปที่ 4.31 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio หัว 8 มม.	47
รูปที่ 4.32 กราฟที่ความดัน 3.5 ระหว่าง Flow rate ratio กับ Head ratio	48
รูปที่ 4.33 กราฟที่ความดัน 3.5 ระหว่าง Efficiency กับ Flow rate ratio	48
รูปที่ 4.33 กราฟที่ความดัน 3.5 ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio	49
รูปที่ 4.34 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio หัว 10 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	51
รูปที่ 4.35 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio หัว 10 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	51
รูปที่ 4.36 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio หัว 10 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm ²	52

สารบัญตาราง

ชุดข้อมูลหัวฉีด 6 มม.ความดัน 3.5 kg/cm ²	28
ชุดข้อมูลหัวฉีด 8 มม.ความดัน 1.5 kg/cm ²	31
ชุดข้อมูลหัวฉีด 8 มม.ความดัน 2.0 kg/cm ²	34
ชุดข้อมูลหัวฉีด 8 มม.ความดัน 2.5 kg/cm ²	37
ชุดข้อมูลหัวฉีด 8 มม.ความดัน 3.0 kg/cm ²	40
ชุดข้อมูลหัวฉีด 8 มม.ความดัน 3.5 kg/cm ²	43
ชุดข้อมูลหัวฉีด 10 มม.ความดัน 3.5 kg/cm ²	50

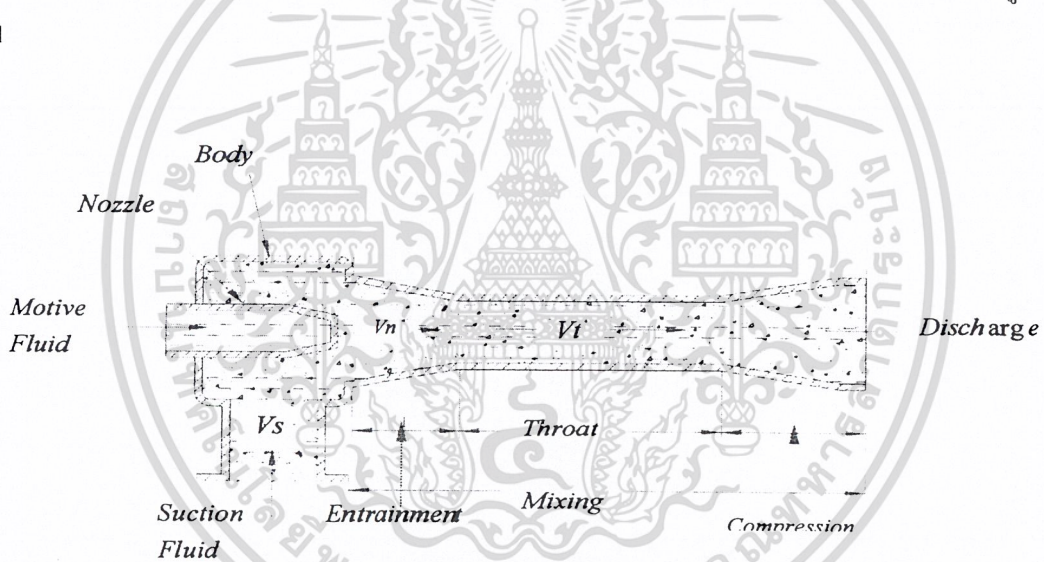


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

ปัจจุบันนี้ได้มีการนำปั๊มน้ำแบบหัวฉีดหรือที่เรียกว่าเจ็ทปั๊มไปประยุกต์ใช้ในงานอุตสาหกรรมอย่างแพร่หลาย ทั้งนี้เป็นเพราะเจ็ทปั๊มมีโครงสร้างที่เรียบง่ายไม่มีส่วนใดเคลื่อนที่หรือหมุนในขณะใช้งาน ส่วนประกอบที่สำคัญของเจ็ทปั๊มมี 3 ส่วนคือ หัวฉีด (Nozzle) ห้องผสม (Mixing Chamber) ท่อลดความเร็ว (Diffuser) การทำงานของเจ็ทปั๊มอาศัยหลักการจลศาสตร์ของของไหล โดยให้ของไหลที่มีความดันสูง (Motive Fluid) ไหลผ่านหัวฉีดด้วยความเร็วสูง ผลของความเร็วยุ่งจะทำให้เกิดความดันต่ำในช่องทางเข้าของห้องผสม จึงเป็นเหตุให้ของไหลที่ช่องทางดูด (Suction Fluid) ถูกดูดเข้ามาในห้องผสม แล้วจะเกิดโมเมนตัมเคลื่อนที่ด้วยความเร็วเฉลี่ยระหว่างความเร็วของของไหลจากหัวฉีดและความเร็วของของไหลจากท่อดูด โดยความเร็วจะลดลงในส่วนของท่อขยาย (Diffuser) และเปลี่ยนเป็นความดันผลักให้ของไหลไหลออกทางท่อส่ง ลักษณะโครงสร้างโดยทั่วไปของเจ็ทปั๊ม ดังแสดงในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 แสดงลักษณะโครงสร้างโดยทั่วไปของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด

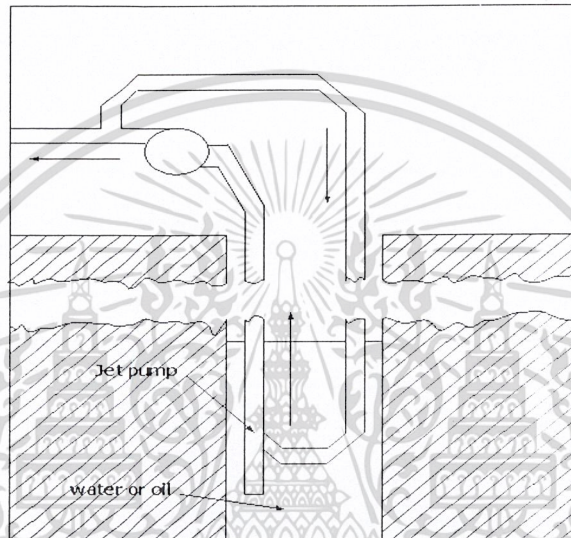
ปั๊มแบบหัวฉีดอาจแบ่งตามองค์ประกอบของของไหล จากหัวฉีดและของไหลจากช่องทางดูด คือของไหลจากหัวฉีด (Motive Fluid) อาจใช้ ก๊าซ หรือ ของเหลวก็ได้ ส่วนของไหลจากท่อดูด (Suction Fluid) ก็อาจเป็นของเหลวหรือก๊าซก็ได้เช่นกัน ปั๊มแบบหัวฉีดที่มีชื่อเรียกต่างๆกัน มากมาย ตามการประยุกต์ใช้งาน เช่น Injector เป็นตัวอย่างของปั๊มแบบหัวฉีด ที่ใช้ในการส่งน้ำไปยังหม้อไอน้ำ (steam boiler) ของไหลที่ฉีดออกจากหัวฉีดจะเป็นไอน้ำจากหม้อน้ำ โดยที่ด้านจ่ายจะมีความดันสูง, Ejector จะตรงกันข้ามกับ injector ความดันที่ด้านจ่ายจะมีค่าอยู่ระหว่างความดันที่ด้านดูดกับหัวฉีด, Eductor เป็นปั๊มของเหลวที่ใช้ของเหลวผ่านหัวฉีด, Water-jet head exchanger มีลักษณะเช่นเดียวกับ steam

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

injector โดยจะมีการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำ, jet compressor ใช้เพิ่มความดันให้แก่ก๊าซ โดยให้ก๊าซไหลผ่านหัวฉีด

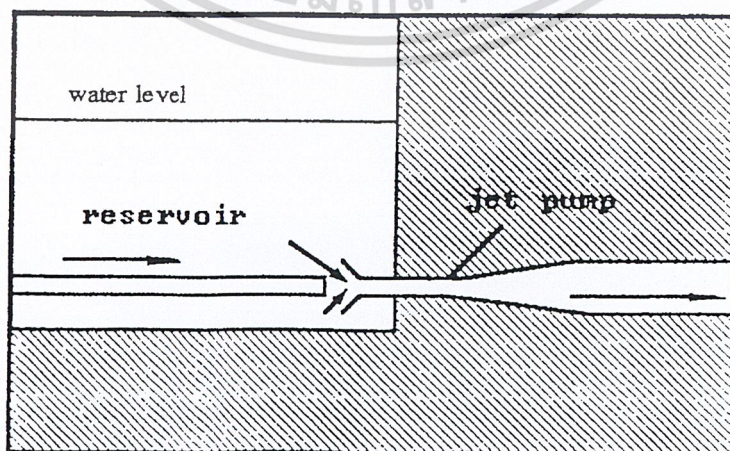
ตัวอย่างการประยุกต์การใช้งาน

1. Deep-well pumping ปิ๊มมีที่ระดับของเหลวอยู่ลึกๆ เมื่อของเหลวที่เป็นน้ำหรือน้ำมัน จะต้องถูกดูดขึ้นมาจากระดับที่อยู่ลึกมากๆ ความยาวของท่อดูดยาวมากจนความดันที่ทางดูดมีค่าต่ำเท่ากับความดันไอสมบูรณ์ของของเหลว ซึ่งมีผลอย่างมากเมื่อใช้ปิ๊มน้ำแบบหอยโข่ง (centrifugal pump) จึงมีการใช้ปิ๊มแบบหัวฉีดร่วมด้วย



รูปที่ 1.2 แสดงลักษณะของ Deep-well pumping

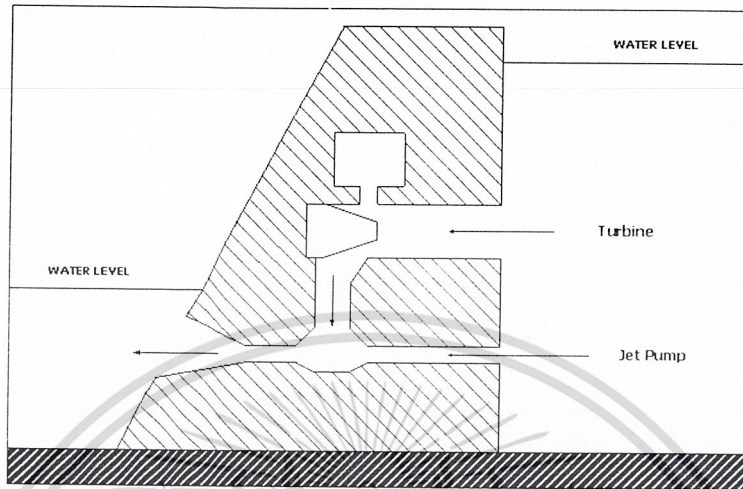
2. Booster pumping สามารถใช้เพิ่มความดันให้กับระบบในท่อ ที่กักเก็บจะมีความดันสูงพอที่จะเป็นของไหลฉีดผ่านหัวฉีด โดยจะมีปิ๊มแบบหัวฉีดติดตั้งที่ด้านจ่ายออกของอ่างเก็บน้ำ



รูปที่ 1.3 แสดงลักษณะของ Booster pumping

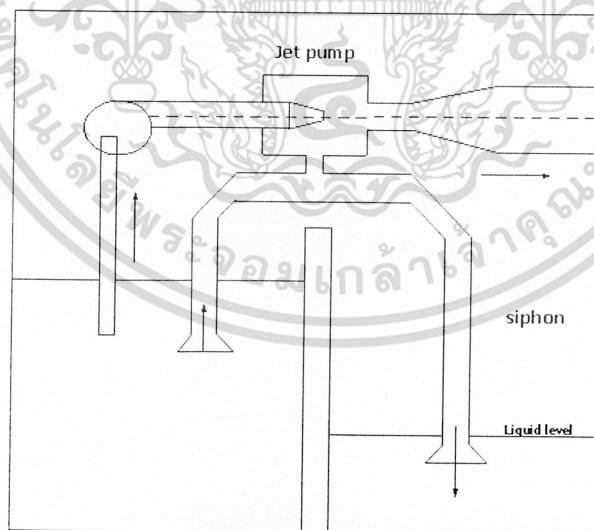
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เฉพาะในเพื่อการรพทกษ เท่านั้น เมื่อผู้ชูดให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. **Tail-water suppressors** ใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าของเขื่อน เมื่อระดับน้ำปลายทางมีระดับสูงขึ้น จะทำให้ความแตกต่างระหว่างคั่นน้ำและปลายน้ำลดลง จึงการใช้ปั้มน้ำแบบหัวฉีดเพิ่มอัตราการไหลให้สูงขึ้น



รูปที่ 1.4 แสดงลักษณะของ Tail-water suppression

4. **Priming devices** ใช้ในการขนส่งของเหลวจากที่หนึ่งไปยังอีกที่หนึ่ง โดยหลักการแบบเดียวกับกาลักน้ำ และไม่ต้องอาศัย foot valve



รูปที่ 1.5 แสดงลักษณะของ Priming devices

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีการคำนวณสมรรถนะปั๊มน้ำแบบหัวฉีด

การออกแบบเจ็ตปั๊มจะต้องคำนึงถึงตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะ เช่น ขนาดและรูปร่างของหัวฉีด อัตราส่วนพื้นที่ของหัวฉีดกับพื้นที่ช่องทางดูด (d/D) ระยะห่างระหว่างหัวฉีดกับห้องผสม (L) ตลอดจนค่าความเสียดทานต่างๆ เนื้อหาในบทนี้ได้แสดงการคำนวณประสิทธิภาพ, เฮด และอัตราส่วนการไหล โดยการวิเคราะห์จากสมการต่อเนื่อง, สมการโมเมนตัม และ สมการพลังงาน จากนั้นก็เขียนโปรแกรมการคำนวณผล เพื่อเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับอัตราการไหล และ ประสิทธิภาพกับค่าเฮด โดยการเปลี่ยนแปลงขนาดของหัวฉีดเพื่อหาค่าอัตราส่วนพื้นที่หัวฉีดกับพื้นที่ของช่องทางดูดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด

2.1 เงื่อนไขในการวิเคราะห์

การวิเคราะห์เพื่อหาสมรรถนะของเจ็ตปั๊ม โดยใช้สมการ Continuity Equation , Momentum Equation และ Energy Equation ภายใต้เงื่อนไข ดังนี้

1. ของไหลทั้งสองเป็นของไหลอัดตัวไม่ได้
2. อุณหภูมิของไหลทั้งระบบมีค่าเท่ากัน
3. ระยะห่างระหว่างหัวฉีดและทางเข้าห้องผสมมีค่าเป็นศูนย์
4. ความหนาของผนังหัวฉีดมีค่าเป็นศูนย์
5. ของไหลจากหัวฉีดและจากทางดูดมีทิศทางขนานกันกับการกระจายความดันที่ทางเข้า (Mixing Chamber) เป็นแบบสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดทางเข้า
6. การไหลของส่วนผสมของของไหลจากหัวฉีดเข้าสู่ช่องทางดูด จะพิจารณาการสูญเสียเนื่อง จากความเสียดทานที่หัวฉีด (Driving nozzle loss) , ที่ท่อทางดูด (Suction loss) , ที่ห้องผสม (Friction loss in mixing chamber) และที่ท่อจ่าย (Diffuser loss)
7. การไหลในระบบเป็นแบบ Steady Flow

2.2 การวิเคราะห์ค่า Head ของเจ็ตปั๊ม

ในการคำนวณหาค่าสมรรถนะของเจ็ตปั๊มจะต้องมีการวิเคราะห์หาค่า Head ต่างๆ ของเจ็ตปั๊มเสีย ก่อน ค่า Head ของเจ็ตปั๊มดังแสดงในรูปที่ 2.1 จากรูปสามารถหาค่า Head ได้จาก

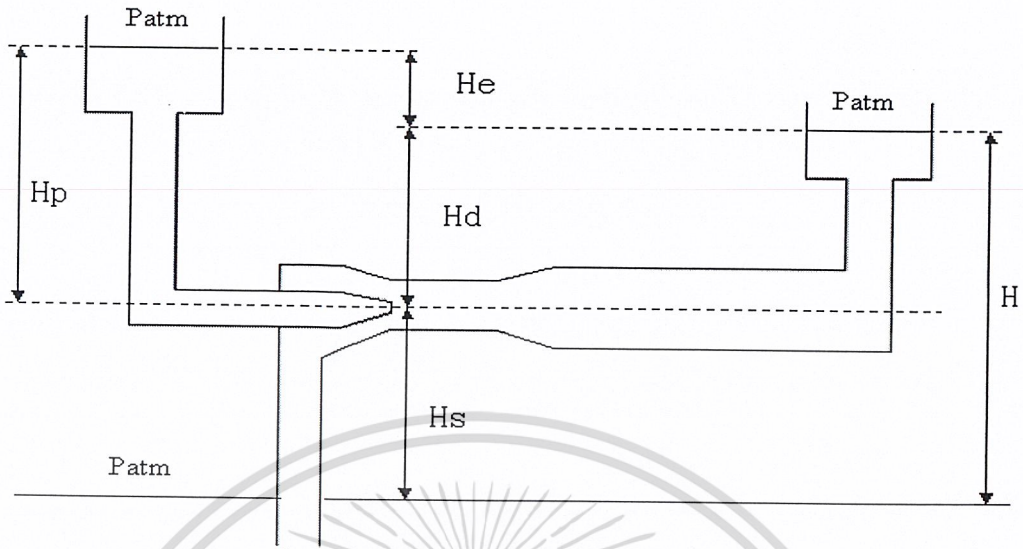
$$H = H_d - H_s$$

$$H_e = H_p - H_d$$

และสามารถคำนวณหาประสิทธิภาพ ของเจ็ตปั๊มได้จากสมการ

$$\eta = \frac{\gamma_s \cdot Q_s \cdot H}{\gamma_w \cdot Q_j \cdot H_e} = \phi \cdot \frac{H}{H_e}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1 แสดง Head ที่เกิดขึ้นที่ Water jet pump

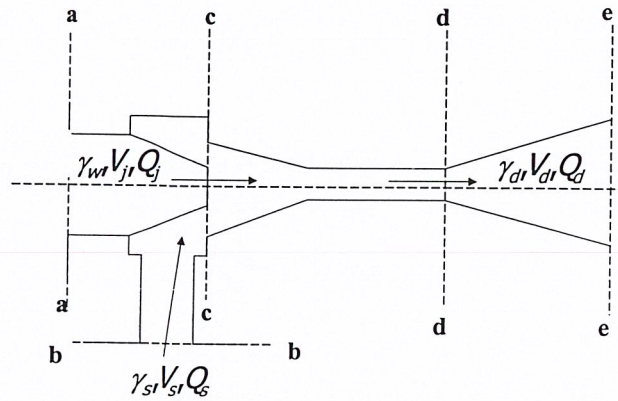
2.3 สัญลักษณ์ตัวแปร (Nomenclature) ในการคำนวณจะใช้สัญลักษณ์ดังต่อไปนี้

A	: พื้นที่ (area)	Q	: อัตราการไหล (flow rate)
β	: อัตราส่วนพื้นที่ระหว่างหัวฉีดและหัวผสม (nozzle-throat area ratio) $(d/D)^2$	V	: ความเร็ว (velocity)
H	: total head	m	: mass flow rate
H_c	: effective head	α	: สัมประสิทธิ์ความเร็ว (coefficient of velocity)
H_d	: discharge head	ϕ	: อัตราส่วนของอัตราการไหล (flow rate ratio)
H_p	: drive head	ψ	: อัตราส่วนของหัวน้ำ (head ratio)
H_s	: suction head	γ	: น้ำหนักจำเพาะ (specific weight)
h	: loss of head		
K	: loss factor		
P	: ความดัน (pressure)		

สัญลักษณ์ตัวห้อย (subscript)

d	: ที่ตำแหน่งด้านจ่าย (discharge side)	s	: ที่ตำแหน่งด้านทางดูด (suction side)
dif	: ที่ตำแหน่ง (diffuser)	mc	: ที่ตำแหน่งห้องผสม (mixing chamber)
j	: ที่ตำแหน่งด้านหัวฉีด (nozzle)		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 แสดงภาคตัดที่ใช้ในการวิเคราะห์การไหลใน water jet pump

จากรูปที่ 2.2 ของเหลวจะไหลไปออกที่หัวฉีดด้วยความเร็วสูง มีผลให้ความดันที่ปลายหัวฉีดมีค่าเป็นลบ ส่งผลให้ของเหลวในช่องดูดไหลผ่านมาผสมกับของเหลวจากหัวฉีดที่ห้องผสม ส่วนผสมของของเหลวทั้งสองแหล่งจะผสมกันในห้องผสม (Mixing Chamber) และจะส่งผ่าน Diffuser ที่เป็นท่อส่งออก การวิเคราะห์หาค่า Head ของเจ็ทปั๊มจะวิเคราะห์การไหลในเจ็ทปั๊ม ด้วยสมการ 4 สมการดังนี้คือ

1. สมการโมเมนตัมระหว่างพื้นที่ภาคตัด cc – dd
2. สมการพลังงานระหว่างพื้นที่ภาคตัด aa – cc
3. สมการพลังงานระหว่างพื้นที่ภาคตัด bb - cc
4. สมการพลังงานระหว่างพื้นที่ภาคตัด dd - ee

ก่อนที่จะวิเคราะห์จากสมการดังกล่าว ในขั้นตอนแรกพิจารณาสมการความต่อเนื่องเสียก่อนจะได้อัตราการไหลออกดังนี้

$$\text{กำหนดให้} \quad Q_d = Q_j + Q_s \quad (2.1)$$

$$A_d = A_j + A_s \quad (2.2)$$

และให้อัตราส่วนการไหล (ϕ) มีค่า

$$\phi = \frac{Q_s}{Q_j} \quad (2.3)$$

และอัตราส่วนพื้นที่หัวฉีดกับพื้นที่ท่อดูด

$$\beta = \frac{A_j}{A_d} \quad (2.4)$$

จากสมการต่อเนื่องจะได้สมการความเร็วที่ด้านดูด (Velocity of suction)

$$V_s = \frac{Q_s}{A_s} = \frac{\phi \cdot Q_j}{A_s} = \frac{\phi \cdot V_j \cdot A_j}{A_d - A_j}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำ A_d หาคตลอด

$$\frac{\phi \cdot V_j \cdot \beta}{1 - \beta} \quad (2.5)$$

จากสมการความต่อเนื่องจะได้ สมการคำนวณความเร็วของการไหลที่ด้านจ่าย (Velocity of discharge)

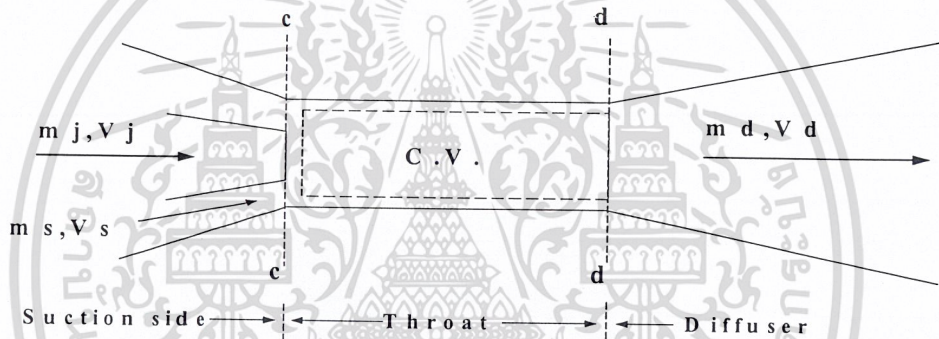
$$V_d = \frac{Q_d}{A_d} = \frac{Q_j + Q_s}{A_d} = \frac{V_j \cdot A_j + \phi \cdot Q_j}{A_d} = \frac{V_j \cdot A_j + \phi \cdot V_j \cdot A_j}{A_d}$$

นำ A_d หาคตลอด

$$V_j \cdot \beta + \phi \cdot V_j \cdot \beta = \beta(1 + \phi)V_j \quad (2.6)$$

1. สมการโมเมนตัมระหว่างพื้นที่ภาคตัด cc - dd

พิจารณาการไหลแบบมิติเดียวและจากการรวมสมการโมเมนตัม (Total momentum equation) ในแนวแกน X



รูปที่ 2.3 แสดงปริมาณควบคุมที่หน้าตัดสมการโมเมนตัมที่หน้าตัด C-C จะได้

$$\begin{aligned} \Sigma F &= \Sigma F_{bx} + \Sigma F_{sx} \\ &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} V_x \cdot \rho \cdot dV + \int_{cs} V_x \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \end{aligned} \quad (2.7)$$

เมื่อ F_{bx} คือ body force ขึ้นกับแรงโน้มถ่วงของโลก

F_{sx} คือ surface force ขึ้นกับความดันและความเร็วของๆไหล

สมการโมเมนตัมที่หน้าตัด C-C จะได้

$$\begin{aligned} \dot{M}_j V_j + \dot{M}_s + V_s &= \rho_j V_j A_j V_j + \rho_s V_s A_s V_s \\ &= \rho_j V_j^2 A_j + \rho_s V_s^2 A_s \\ &= \rho_j V_j^2 A_j + \rho_s A_s \left[\frac{\phi \cdot \beta \cdot V_j}{1 - \beta} \right]^2 \end{aligned}$$

เมื่อ $\gamma = \rho g$, $\rho = \frac{\gamma}{g}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{\gamma_j V_j^2}{g} A_j + \frac{\gamma_s}{g} A_s \left[\frac{\phi^2 \beta^2 V^2}{(1-\beta)^2} \right]$$

คือ $\frac{V_j^2}{g}$ ออก แล้วจัดให้อยู่ในรูปของพลังงานจลน์ $\frac{V_j^2}{2g}$

$$\dot{m}_j V_j + \dot{m}_s V_s = \frac{V_j^2}{2g} \left[2A_j \gamma_j + 2\phi^2 \frac{\beta^2}{(1-\beta)^2} A_s \gamma_s \right] \quad (2.8)$$

จากสมการโมเมนตัมที่หน้าตัด d - d

$$\begin{aligned} \dot{m}_d V_d &= V_d (\dot{m}_j + \dot{m}_s) \\ &= V_d (\rho_j V_j A_j + \rho_s V_s A_s) \end{aligned}$$

จากสมการ (6) $V_d = \beta(1+\phi)V_j$ และสมการ (5) $V_s = \frac{\phi \cdot V_j \cdot \beta}{(1-\beta)}$

เมื่อ

$$= \beta V_j (1+\phi) \left[\rho_j V_j A_j + \rho_s \frac{\phi \cdot \beta \cdot V_j}{1-\beta} A_s \right]$$

จัดรูปใหม่

$$\begin{aligned} \gamma &= \rho g, \rho = \frac{\gamma}{g} \\ &= \beta \frac{V_j^2}{g} (1+\phi) \left(\gamma_j A_j + \gamma_s \frac{\phi \cdot \beta}{1-\beta} A_s \right) \\ &= \frac{V_j^2}{2g} \beta (1+\phi) \left[2\gamma_j A_j + 2\phi \gamma_s \frac{\beta}{1-\beta} A_s \right] \quad (2.9) \end{aligned}$$

การสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานที่เกิดขึ้นที่ห้องผสม พิจารณาที่หน้าตัด c-c ถึง d-d จะได้

$$F_s = F_t + F_p$$

เมื่อ F_t คือ แรงที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของของไหล

F_p คือ แรงที่เกิดจากความดันของของไหล

พิจารณาหาค่า F_t จาก

$$\begin{aligned} F_t &= - \int_0^L \tau_{xy} 2\pi r dx \\ &= \frac{V_j^2}{2g} \beta^2 (1+\phi)^2 \gamma_d [K_{mc} A_d] \quad (2.10) \end{aligned}$$

พิจารณาหาค่า F_p จาก

ค่าความดันที่เปลี่ยนแปลง (Pc-Pd)

$$dF_p = PdA$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 F_p &= \int_0^r P 2\pi r dr \\
 F_p &= - \left[\int_0^r (P_d - P_c) 2\pi r dr \right] \\
 &= - \left[\int_0^r P_d 2\pi r dr - \int_0^r P_c 2\pi r dr \right] \tag{2.11}
 \end{aligned}$$

แทนค่าจากสมการที่ (8)-(11) ลงในสมการที่ (7) จะได้

$$F_p - F_t = (8) - (9)$$

$$\begin{aligned}
 &- \left[\int_0^r (P_d - P_c) 2\pi r dr \right] - \frac{V_j^2}{2g} \beta^2 (1 + \phi)^2 \gamma_d [K_{mc} A_d] \\
 &= \frac{V_j^2}{2g} \left[2A_j \gamma_j + 2\phi^2 \frac{\beta^2}{(1-\beta)^2} A_s \gamma_s \right] - \frac{V_j^2}{2g} \beta (1 + \phi) \left[2\gamma_j A_j + 2\phi \gamma_s \frac{\beta}{1-\beta} A_s \right] \\
 &- \left[\int_0^r (P_d - P_c) 2\pi r dr \right] \\
 &= \frac{V_j^2}{2g} \left[2A_j \gamma_j + 2\phi^2 \frac{\beta^2}{(1-\beta)^2} A_s \gamma_s - \beta (1 + \phi) \left[2\gamma_j A_j + 2\phi \gamma_s \frac{\beta}{1-\beta} A_s \right] \right. \\
 &\quad \left. + \beta^2 (1 + \phi)^2 \gamma_d [K_{mc} A_d] \right]
 \end{aligned}$$

เมื่อ $A_s = A_d - A_j$

และนำ $\gamma_d A_d$ ทหารตลอด

$$\begin{aligned}
 &- \left[\int_0^r \frac{(P_d - P_c)}{\gamma_d A_d} 2\pi r dr \right] \\
 &= \frac{V_j^2}{2g} \left[\left[\frac{2A_j \gamma_j}{\gamma_d A_d} + 2\phi^2 \frac{\beta^2}{(1-\beta)^2} \frac{(A_d - A_j)}{\gamma_d A_d} \gamma_s \right] - \frac{\beta (1 + \phi)}{\gamma_d A_d} \left[2\gamma_j A_j + 2\phi \gamma_s \frac{\beta}{1-\beta} (A_d - A_j) \right] \right. \\
 &\quad \left. + \left[\frac{\beta^2 (1 + \phi)^2 \gamma_d [K_{mc} A_d]}{\gamma_d A_d} \right] \right]
 \end{aligned}$$

เมื่อ $\beta = \frac{A_j}{A_d}$

$$- \left[\int_0^r \frac{(P_d - P_c)}{\gamma_d A_d} 2\pi r dr \right]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{V_j^2}{2g} \left[\frac{2\beta\gamma_j}{\gamma_d} + 2\phi^2 \frac{\beta^2}{(1-\beta)^2} \frac{(1-\beta)}{\gamma_d} \gamma_s - \frac{\beta(1+\phi)}{\gamma_d} \left[2\gamma_j\beta + 2\phi\gamma_s \frac{\beta}{1-\beta} (1-\beta) \right] \right] + \beta^2 K_{mc} (1+\phi)^2$$

$$\left[\int_b^r \frac{(P_d - P_c)}{\gamma_d A_d} 2\pi r dr \right]$$

$$= \frac{V_j^2}{2g} \left[-\frac{2\beta\gamma_j}{\gamma_d} - 2\phi^2 \frac{\beta^2\gamma_s}{(1-\beta)\gamma_d} + \frac{\beta^2(1+\phi)}{\gamma_d} 2\gamma_j + \frac{2\gamma_s\phi\beta^2(1+\phi)}{\gamma_d} - \beta^2 K_{mc} (1+\phi)^2 \right]$$

(2.12)

2. สมการพลังงานระหว่างพื้นที่ภาคตัด aa - cc

จากสมการพลังงานการไหลของของไหลพิจารณาโดยถือว่าไม่มีงานเกิดขึ้นในระบบ, พลังงานภายในมีค่าคงที่ ไม่มีการถ่ายเทความร้อนในระบบ และการไหลเป็นแบบ Steady flow จะได้

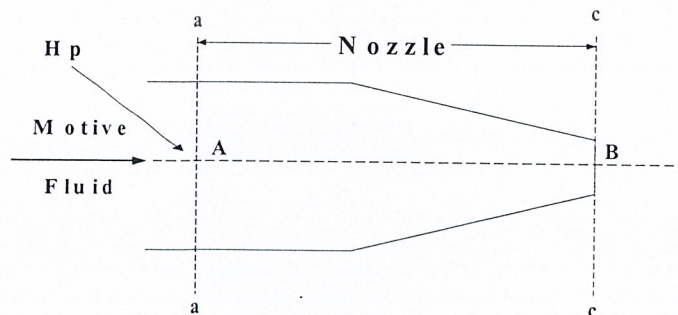
$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cs} \left[u + \frac{V^2}{2} + gZ \right] \rho dV + \int_{cs} \left[u + \frac{V^2}{2} + gZ \right] \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.13)$$

$$\Sigma Q = m(u_2 - u_1) + \int_{cs} \frac{P}{\rho} \vec{V} \cdot d\vec{A} + mg(Z_2 - Z_1) + \int_{cs} \frac{V^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

จากการประยุกต์สมการพลังงานของเบอร์นูลลี (Applied Bernoulli's Equation) จะได้

$$\text{Head losses} = \int_{cs} \frac{P}{\rho} \rho V dA + mg(Z_2 - Z_1) + \int_{cs} \frac{V^2}{2} \rho V dA \quad (2.14)$$

สมการพลังงานระหว่างหน้าตัด a-a ถึงหน้าตัด c-c เพื่อหาค่า H_p



รูปที่ 2.4 แสดง Section a-a to c-c

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการพลังงานที่ด้านหัวฉีด (Jet Total head, H_j)

$$\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 = \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 + h_u$$

เมื่อ h_u คือ total head loss

จากสมการพลังงานระหว่างหน้าตัด a-a และ c-c หาหา drive head (H_p) ได้จากสมการต่อไปนี้

$$\frac{P_a}{\rho g} + \alpha_j \frac{V_a^2}{2g} + H_p = \frac{P_c}{\rho g} + \frac{P_c}{\rho g} + \alpha_j \frac{V_j^2}{2g} + \alpha_j \frac{V_j^2}{2g} + h_u$$

$$H_p = \frac{P_c}{\rho g} + \alpha_j \frac{V_j^2}{2g} + h_u$$

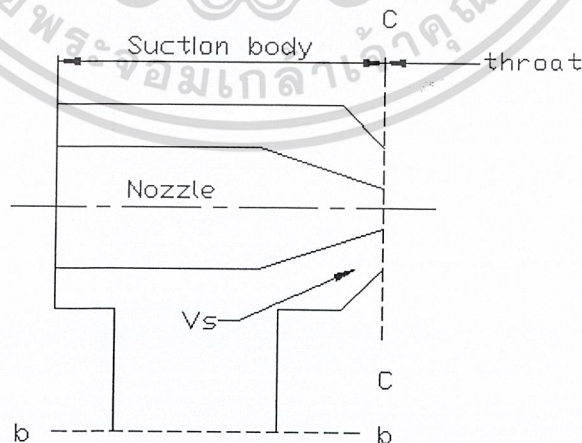
เมื่อ h_j คือค่าความสูงของน้ำที่สูญเสีย ซึ่งจะมีค่าเท่ากับการสูญเสียที่หัวฉีด

$$h_u = \frac{KV^2}{2g} = \frac{K_j V_j^2}{2g}$$

$$H_p = \frac{P_c}{\rho g} + (\alpha_j + K_j) \frac{V_j^2}{2g}$$

$$H_p = \int \frac{P_j 2\pi r dr}{\gamma_j A_j} + (\alpha_j + K_j) \frac{V_j^2}{2g} \quad (2.15)$$

3. สมการพลังงานระหว่างหน้าตัด b-b ถึงหน้าตัด c-c เพื่อหาค่า H_s



รูปที่ 2.5 แสดง Section b-b และ c-c

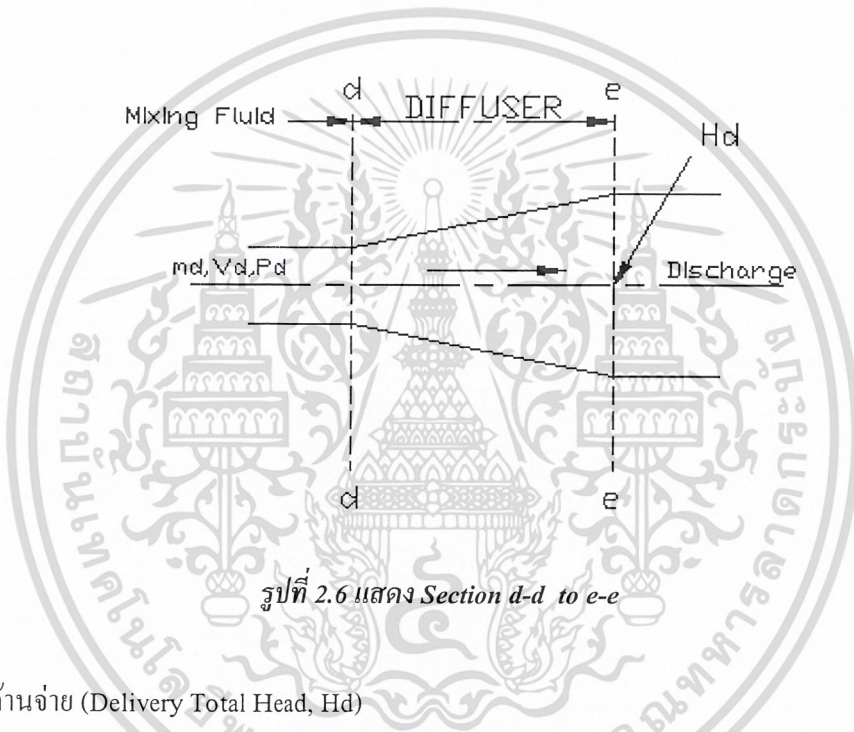
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะได้สมการพลังงานที่ด้านดูดระหว่างหน้าตัด b-b ถึงหน้าตัด c- (Suction total head, H_s)

$$H_s = \int \frac{P_c 2\pi r dr}{\gamma_s A_s} + \alpha_s \frac{V_s^2}{2g} + h_s$$

$$H_s = \int \frac{P_c 2\pi r dr}{\gamma_s A_s} + \frac{V_j^2}{2g} \phi^2 \frac{\beta^2}{(1-\beta)^2} [\alpha_s + K_s] \quad (2.16)$$

4. สมการพลังงานระหว่างหน้าตัด d-d ถึงหน้าตัด e-e เพื่อหาค่า H_d



รูปที่ 2.6 แสดง Section d-d to e-e

พลังงานที่ด้านจ่าย (Delivery Total Head, H_d)

$$H_d = \int \frac{P_d 2\pi r dr}{\gamma_d A_d} + \alpha_d \frac{V_d^2}{2g} - h_{dif}$$

$$= \int \frac{P_d 2\pi r dr}{\gamma_d A_d} + \frac{V_j^2}{2g} \beta^2 (1 + \phi)^2 [\alpha_{dif} - K_{dif}] \quad (2.17)$$

พิจารณาหาค่า H

พลังงานที่ของไหลที่ด้านดูดได้รับ (Output Head ; H_o) จากสมการที่ (2.16) และ (2.17)

$$H = H_d - H_s$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$H = \frac{V_j^2}{2g} \left[\begin{array}{l} -\frac{2\beta\gamma_j}{\gamma_d} - 2\phi^2 \frac{\beta^2\gamma_s}{(1-\beta)\gamma_d} + \frac{\beta^2(1+\phi)}{\gamma_d} 2\gamma_j + \frac{2\gamma_s\phi\beta^2(1+\phi)}{\gamma_d} - \beta^2 K_{mc}(1+\phi)^2 \\ -\beta^2(1+\phi)^2(K_{dif} - \alpha_{dif}) - \phi^2 \frac{\beta^2}{(1-\beta)^2}(\alpha_s + K_s) \end{array} \right] \quad (2.18)$$

พิจารณาหาค่า H_e

พลังงานที่ของไหลฉีดถ่ายเทให้ของไหลด้านดูด(Input Head; H_i)

จากสมการที่ (15) และ (16)

$$H_e = H_p - H_d$$

$$H_e = \frac{V_j^2}{2g} \left[\alpha_j + K_j + \beta^2(1+\phi)^2(K_{dif} - \alpha_d) - \left[\begin{array}{l} -\frac{2\beta\gamma_j}{\gamma_d} - 2\phi^2 \frac{\beta^2\gamma_s}{(1-\beta)\gamma_d} + \frac{\beta^2(1+\phi)}{\gamma_d} 2\gamma_j \\ + \frac{2\gamma_s\phi\beta^2(1+\phi)}{\gamma_d} - \beta^2 K_{mc}(1+\phi)^2 \end{array} \right] \right] \quad (2.19)$$

จะได้สมการประสิทธิภาพของปั๊มหัวฉีดเมื่อ $\Gamma_j = \Gamma_s$ คือ

$$\eta = \frac{\gamma_s \cdot Q_s \cdot H}{\gamma_w \cdot Q_j \cdot H_e} = \phi \cdot \frac{H}{H_e} \quad (2.20)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การคำนวณผลทางทฤษฎีและขั้นตอนการประมวลผล

3.1 ขั้นตอนการประมวลผลของโปรแกรม

step1

เริ่มต้นโดยการกำหนดค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่เป็นค่าคงที่ก่อนเพื่อให้หน่วยประมวลผลโปรแกรมทราบ ถ้าตัวแปรใดไม่มีค่าหรืออยู่ในรูปสมการที่หาค่าไม่ได้ โปรแกรมก็จะไม่มีการประมวลผลยังคำสั่งต่อไป ซึ่งค่าคงที่และความหมายของตัวแปรต่าง ๆ มีดังต่อไปนี้

สัมประสิทธิ์การสูญเสียเนื่องจากพลังงานจลน์ที่ห้องผสม(Kmc) ซึ่งเป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 0.1

สัมประสิทธิ์การสูญเสียเนื่องจากพลังงานจลน์ที่ท่อดูด(Ks) ซึ่งเป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 0.7

สัมประสิทธิ์การสูญเสียเนื่องจากพลังงานจลน์ที่หัวฉีด(Kj) ซึ่งเป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1.0

สัมประสิทธิ์การสูญเสียเนื่องจากพลังงานจลน์ที่ท่อขยาย(Kd) ซึ่งเป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 0.2

สัมประสิทธิ์การสูญเสียของหัวฉีด(aj) ซึ่งเป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 0.3

สัมประสิทธิ์การสูญเสียของท่อขยาย(ad) ซึ่งเป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1.3

สัมประสิทธิ์การสูญเสียของท่อดูด(as) ซึ่งเป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1.4

ประสิทธิภาพ(η), เหนือรวม(H), อัตราส่วนเอน(HR)

อัตราการไหลที่ท่อส่ง(Qd), อัตราการไหลที่ท่อดูด(Qs)

อัตราส่วนอัตราการไหล(QR), อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างหัวฉีดกับห้องผสม (b)

step2

ในการประมวลผลโปรแกรม เมื่อผู้ใช้สั่งรันโปรแกรมเครื่องจะอ่านค่าตัวแปรต่าง ๆ ข้างต้นก่อน จึงจะกระทำยังคำสั่งต่อไป

กำหนดให้ $b = 0.1:0.05:0.7$ ความหมายคือกำหนดให้ b เริ่มต้นที่ค่า 0.1 และวนรอบเพิ่มขึ้นทีละ 0.05 จนถึง 0.7 ซึ่ง b หมายถึงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างหัวฉีดกับห้องผสม ซึ่งกำหนดให้แสดงผลตามขนานของหัวฉีดที่ใช้ในการทดลองเท่านั้น

กำหนดให้ $M = \text{length}(b)$ ความหมายคือ M มีค่าเท่ากับความยาวของ b คือมีทั้งหมด 13 ค่า

กำหนดให้ $dp = 0.01$ ความหมายคือกำหนดให้ dp หรือ ph มีค่าเท่ากับ 0.01 ซึ่งเป็นค่าเริ่มต้นของอัตราส่วนอัตราการไหล(QR)

กำหนดให้ $k = 1:M$ ความหมายคือเป็นการวางเงื่อนไขในการวนรอบ โดยมีจำนวนรอบเท่ากับค่า M เมื่อการประมวลผลกินจำนวนรอบที่วน โปรแกรมก็จะออกไปทำงานยังคำสั่งอื่นต่อไป ซึ่งจะให้ k มีค่าตั้งแต่ 1 ถึง M

กำหนดให้ $B = b(k)$ ความหมายคือกำหนดให้ b มีค่าเท่ากับ B ซึ่งถูกกำหนดขึ้นเพื่อนำใช้ในการคำนวณตามสูตรต่อไป และจะดูการวนรอบตามจำนวนของค่า k

กำหนดให้ $e = 0.01$ ความหมายคือกำหนดให้ประสิทธิภาพมีค่าเริ่มต้นที่ 0.01 หรือ 1 เปอร์เซ็นต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำหนดให้ $i = 1$ ความหมายคือกำหนดให้โปรแกรมเก็บผลที่ประมวลไปแล้วไว้ โดยกำหนดให้เริ่มต้นครั้งที่ 1 และจะเก็บผลในครั้งต่อไปตามเงื่อนไข

กำหนดให้ $e = 0.0001$ ความหมายคือให้โปรแกรมทำงานโดยใช้เงื่อนไขควบคุมการวนรอบโดยเงื่อนไขที่กำหนดจะต้องมีการเปลี่ยนแปลง โปรแกรมจะตรวจสอบเงื่อนไขก่อนกระทำกับคำสั่งอื่นต่อไป ซึ่งกำหนดให้โปรแกรมตรวจสอบค่าประสิทธิภาพว่าต้องมีค่ามากกว่า 0.0001

กำหนดให้ $U = dp(i)$ ความหมายคือ เป็นการกำหนดให้ dp มีค่าเท่ากับ U โดยมีการเก็บค่าตามจำนวน i

กำหนดให้ $p(i,k) = U$ ความหมายคือกำหนดให้ U มีค่าเท่ากับ p ซึ่งเป็นค่าอัตราส่วนอัตราการไหล โดยมีการวนรอบตามค่า k แลถูกกำหนดให้เก็บผลการประมวลด้วย

step3

โปรแกรมจะประมวลผลตามสูตรที่ใช้ในการคำนวณ ซึ่งจะมีการเก็บผลการประมวล และการวนรอบตามเงื่อนไขข้างต้น ตัวแปรต่างที่โปรแกรมจะประมวลมีดังนี้ Hd, Hs, Hp, He, H, HR และ n

กำหนดให้ $e = n(i,k)$ ความหมายคือกำหนดให้ n คือประสิทธิภาพซึ่งค่าประสิทธิภาพจะวนรอบตามค่า และ มีการเก็บผลการประมวล กำหนดให้ n มีค่าเท่ากับ e เพื่อนำไปตรวจสอบตามเงื่อนไขของค่า e ที่กำหนดไว้ ถ้าเป็นจริงโปรแกรมก็จะเพิ่มค่าให้กับ i ทีละ 1 ค่า และวนรอบไปคำนวณตัวแปรอื่น ๆ อีก รอบ จนกว่าค่า e จะมีค่าน้อยกว่า 0.0001 ตามเงื่อนไขที่วางไว้ โปรแกรมจึงจะวนรอบไปคำนวณค่าตัวแปรต่าง ๆ เริ่มตั้งแต่ B เป็นต้นไป ตามจำนวนรอบของค่า k ซึ่งถ้าค่า k มีค่าเป็นเท็จ โปรแกรมก็จะออกไปพลอตกราฟ ผลที่ได้จากการคำนวณค่าตัวแปรต่าง ๆ ดังนี้

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนอัตราการไหล กับประสิทธิภาพ

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนแฮด กับอัตราส่วนอัตราการไหล

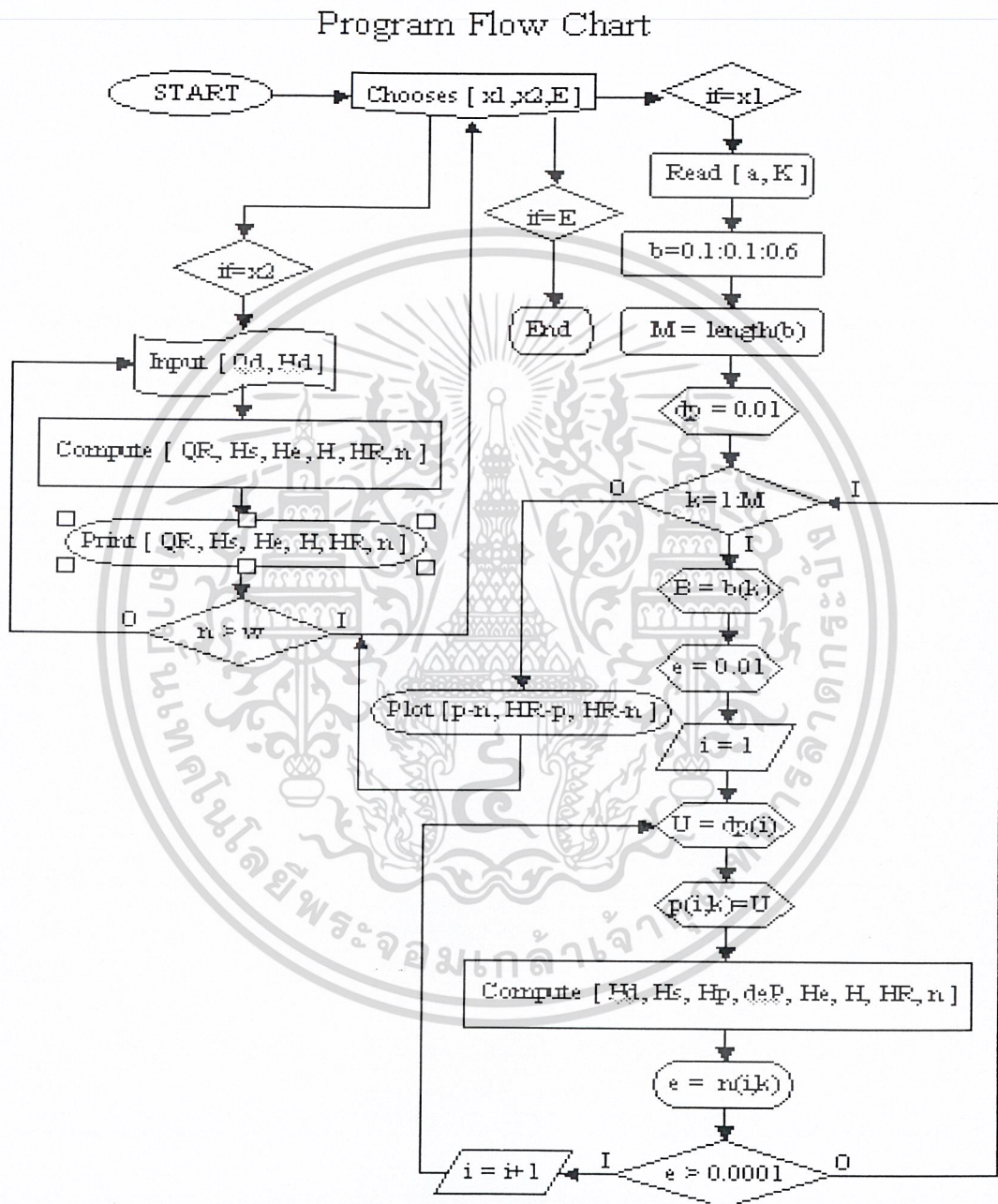
กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนแฮด กับประสิทธิภาพ

การประมวลผลจากค่าที่ได้จากการทดลอง

เมื่อผู้ใช้เลือกประมวลผลโปรแกรมนี้นั้นขั้นตอนแรก เมื่อสั่งรัน โปรแกรมจะให้ผู้ใช้ป้อนค่าอัตราการไหลต่อส่ง และแฮดต่อส่ง จากนั้นโปรแกรมจะทำการประมวลผลค่าต่าง ๆ พร้อมแสดงผลทางหน้าจอ ดังนี้ อัตราส่วนอัตราการไหล, แฮดต่อคู่ด, แฮดรวม, อัตราส่วนแฮดและประสิทธิภาพ

ในการหาประสิทธิภาพ สามารถหาโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์คำนวณซึ่งจะทำให้การหาค่าประสิทธิภาพได้ง่ายขึ้น ผลที่ได้ก็จะนำไปเปรียบเทียบกับผลการคำนวณที่ได้ปฏิบัติจริงดูแนวโน้มความเป็นไปได้

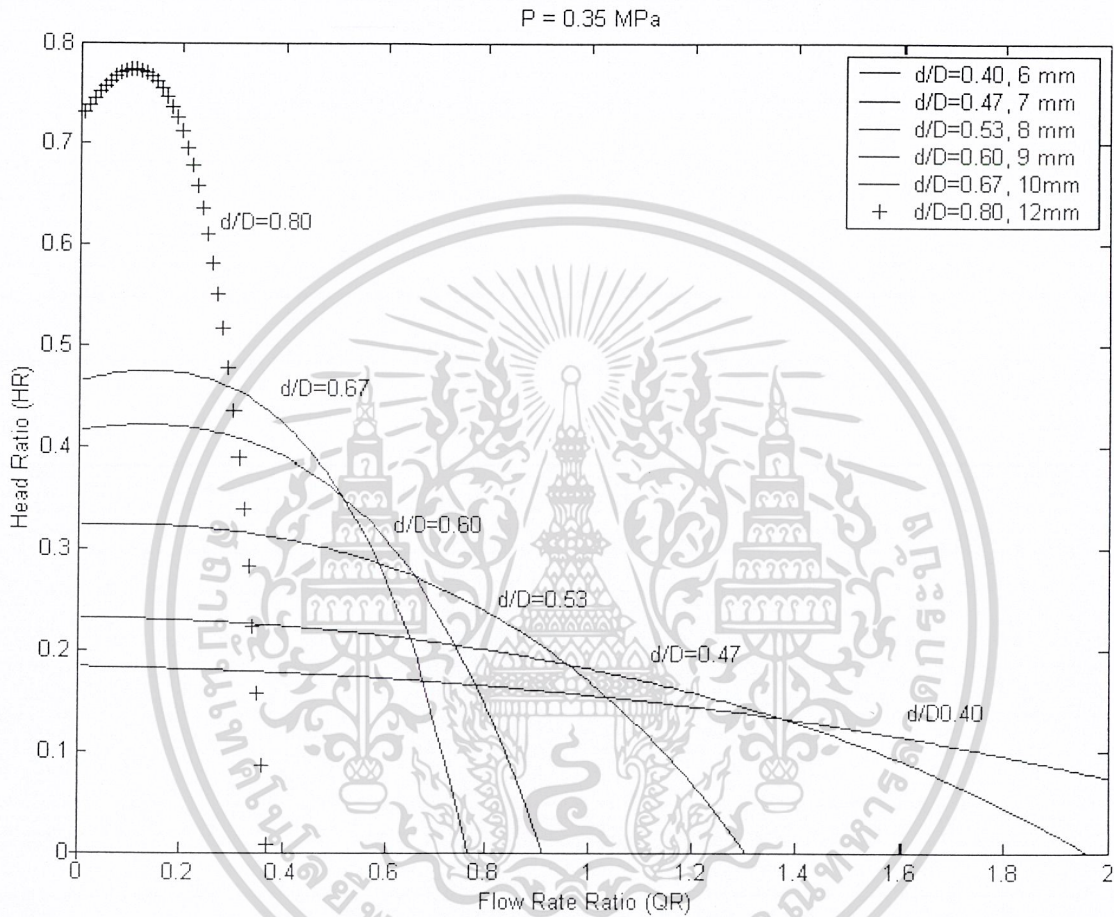
3.2 โปรแกรมคำนวณผลทางทฤษฎี



รูปที่ 3.1 แสดงแผนผังโปรแกรมคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

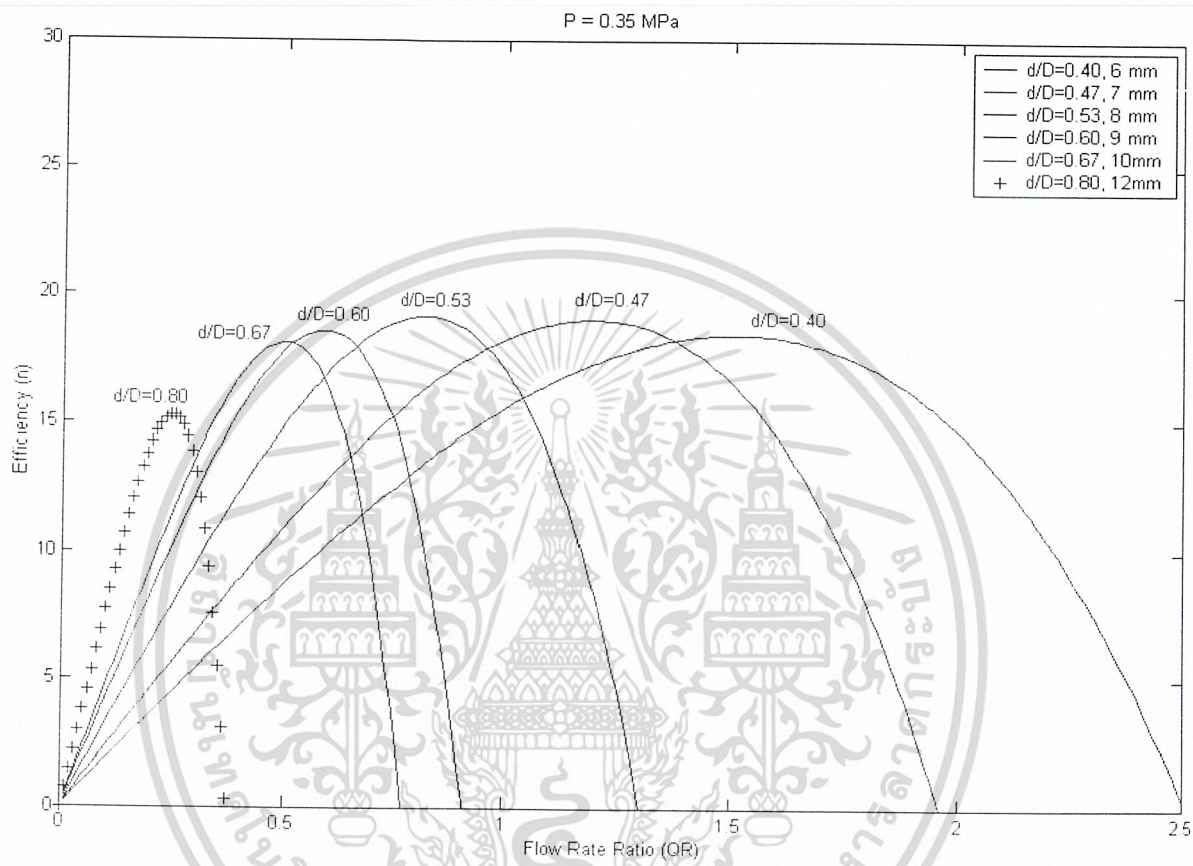
3.3 ผลการคำนวณจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์



รูปที่ 3.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate ratio (ϕ) กับ Head ratio (φ)

จากกราฟโดยให้ความดันอยู่ที่ 0.35 Mpa ($3.5 \text{ kg} / \text{cm}^2$) จะเห็นว่าหัวฉีดขนาดที่โตขึ้นจะให้ค่าอัตราส่วนเฮดเพิ่มขึ้น แต่อัตราส่วนอัตราการไหลจะต่ำลงเมื่อขนาดหัวฉีดเพิ่มขึ้น เนื่องจากหัวฉีดขนาดโตขึ้นอัตราการไหลที่ท่ออุดตันและเฮดที่ท่อส่งยิ่งมากขึ้น

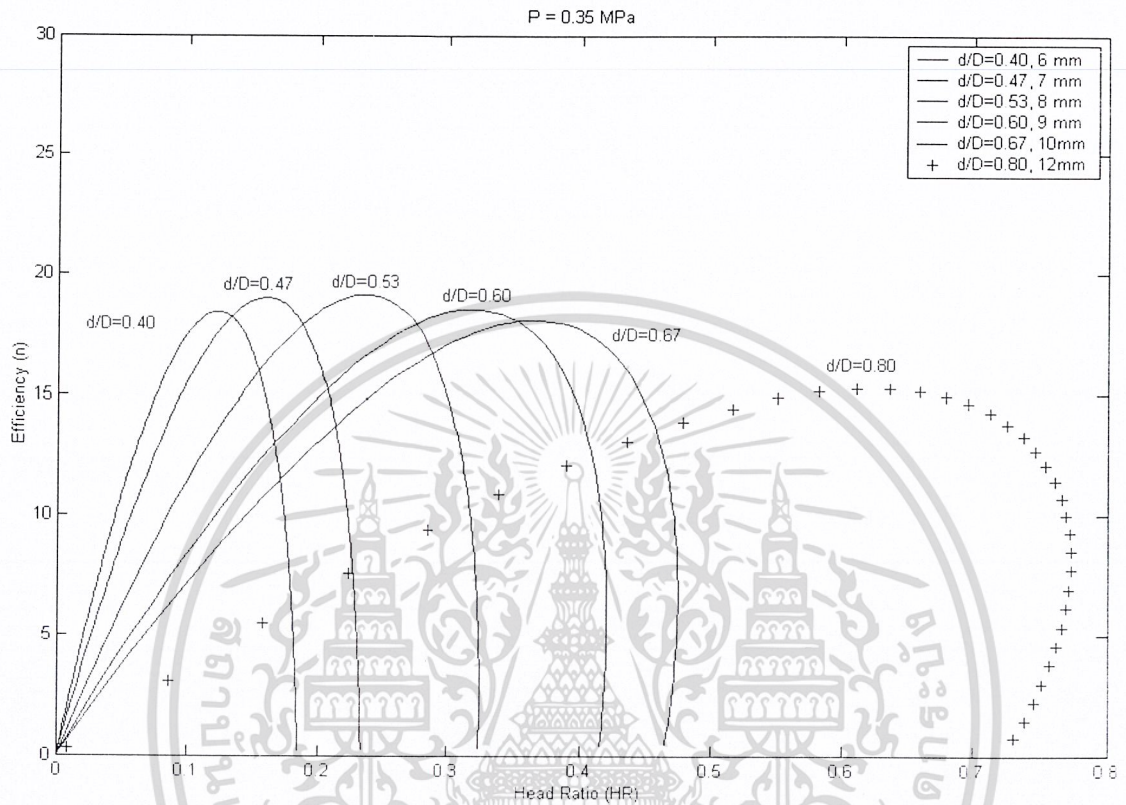
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency (η) กับ Flow rate ratio (ϕ)

จากกราฟโดยให้ความดันอยู่ที่ 0.35 MPa (3.5 kg/cm^2) จะเห็นได้ว่า อัตราส่วน d/D ที่ 0.53 ค่าประสิทธิภาพจะขึ้นสูงสุด โดยค่าอัตราส่วนอัตราการไหลจะต่ำลงเมื่อขนาดหัวฉีดโตขึ้น เนื่องจากหัวฉีดขนาดโตขึ้นการไหลยิ่งมากขึ้น แต่ขนาดหัวฉีดที่ใหญ่มากและเล็กมากประสิทธิภาพจะต่ำลง เพราะขนาดของห้องผสมไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามขนาดของหัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



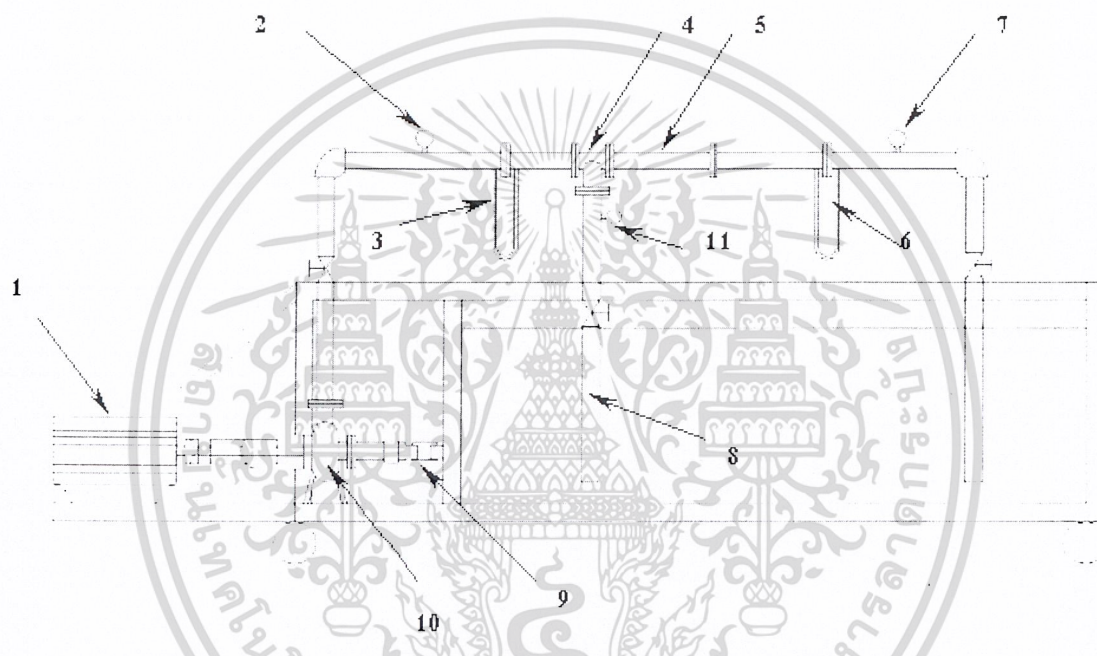
รูปที่ 3.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency (η) กับ Head ratio (ϕ)

จากกราฟโดยให้ความดันอยู่ที่ 0.35 MPa (3.5 kg/cm^2) จะเห็นว่าประสิทธิภาพสูงสุดที่หัวฉีดขนาด 8 มม. ($d/D=0.53$) ยิ่งหัวฉีดมีขนาดโตขึ้น อัตราส่วนเฮดยิ่งเพิ่มมากขึ้น ขนาดของหัวฉีดที่โตขึ้นทำให้อัตราการไหลและเฮดที่ส่งมากขึ้นด้วย แต่ขนาดหัวฉีดที่ใหญ่มากเกินไปประสิทธิภาพจะต่ำลง เพราะขนาดของห้องผสมไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามขนาดของหัวฉีด

บทที่ 4

การทดลองและผลการทดลอง

ในการสร้างชุดทดลองมีหลักเกณฑ์ในการออกแบบไม่ยุ่งยากมากนัก สิ่งที่ต้องคำนึงเป็นอันดับแรกคือการใช้ช่องอให้น้อยที่สุดเพื่อลดการสูญเสียในท่อ และสิ่งสำคัญในการทดลองเพื่อป้องกันการเกิดฟองอากาศซึ่งจะทำให้ปั๊มน้ำเกิดการเสียหาย ควรเติมน้ำเหนือท่อดูดอย่างน้อยประมาณ 6 นิ้ว และให้ท่อน้ำออกใกล้ผิวน้ำมากที่สุดเพื่อป้องกันการฟองอากาศ

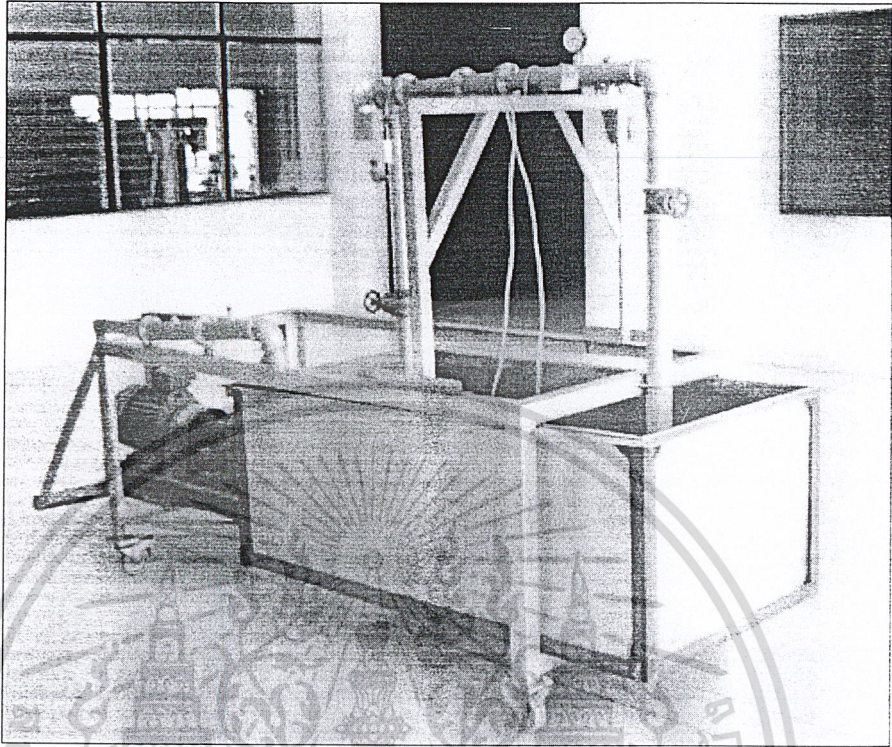


รูปที่ 4.1 แสดงภาพชุดทดลองของเครื่อง water jet pump ทั้งหมด

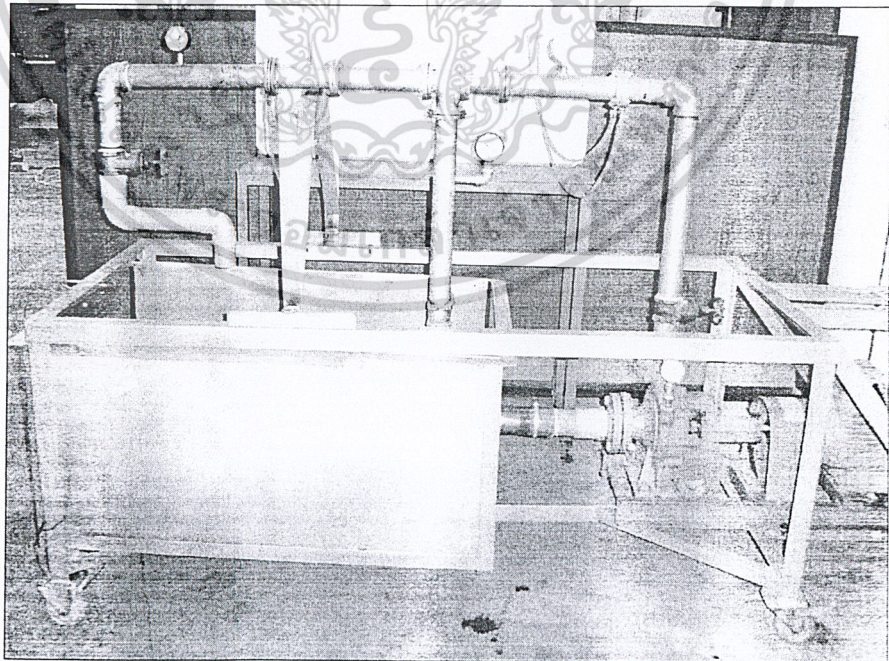
4.1 ชิ้นส่วนต่างๆของเครื่อง water jet pump

- | | |
|--------------------------------|------------------------------|
| 1. Motor | 7. Pressure Gauge (Hd) |
| 2. Pressure Gauge (Hp) | 8. Suction line (jet pump) |
| 3. Orific and Manometer (h1) | 9. Suction line |
| 4. Jet pump | 10. Pump |
| 5. Mixing Chamber | 11. Pressure Gauge (Hs) |
| 6. Orific and Manometer (h2) | |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

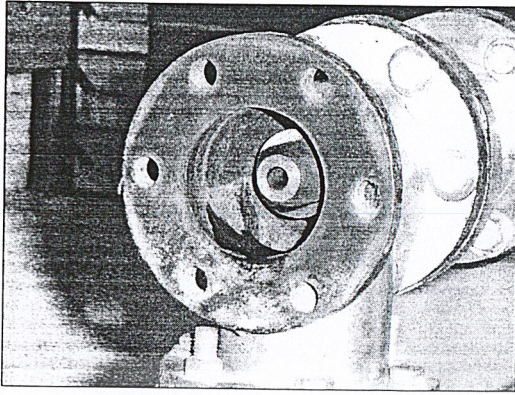


รูปที่ 4.2 แสดงภาพเครื่องทดลองที่ยังไม่มีการตัดแปลง

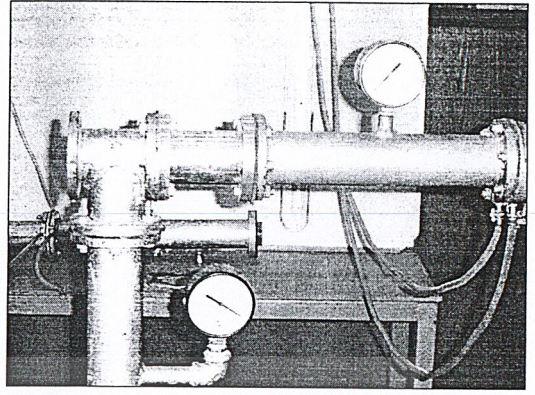


รูปที่ 4.3 แสดงชุดทดลอง water jet pump แบบสมบูรณ

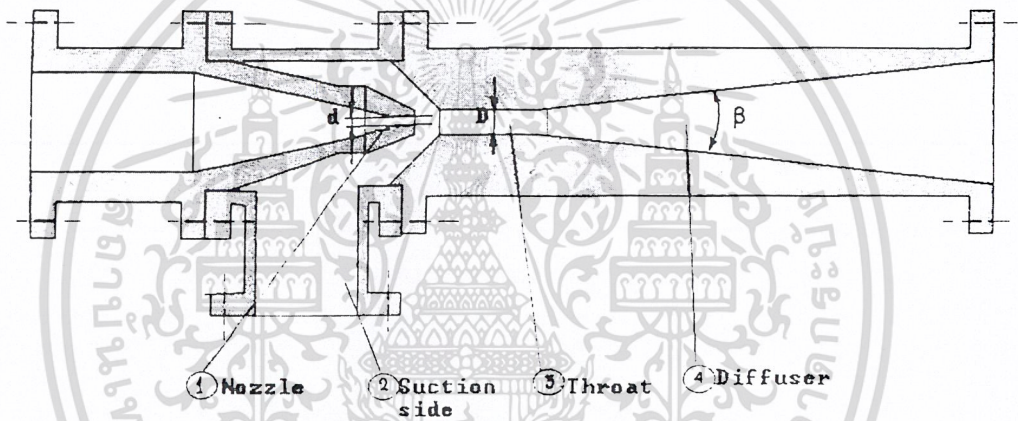
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 แสดงภาพภายใน ชุด jet pump



รูปที่ 4.5 ภาพด้านข้างของ jet pump



รูปที่ 4.6 แสดงส่วนประกอบของ jet pump



รูปที่ 4.7 แสดงภาพหัวฉีดแต่ละขนาด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 การออกแบบเครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง

อุปกรณ์แต่ละส่วนประกอบสำหรับการทดลอง มีดังต่อไปนี้

1. ถังพักน้ำ 1 ใบ ทำจากสแตนเลสหนา 0.8 mm มีความจุ $0.85 \times 1.2 \times 0.75 \text{ m}^3$ มีท่อ ϕ 3 นิ้ว ต่อเข้ากับท่อดูดของปั๊มหอยโขง
2. อุปกรณ์เชื่อมต่อ fitting ได้แก่ ข้องอ (standard elbow 90) ข้อต่อตรงขนาด ϕ 2 นิ้ว และท่อ ยางขนาด ϕ 3 นิ้ว
3. วาล์วปรับแบบเกลียว ϕ 2 นิ้ว 3 ตัว
4. ชุดปั๊มน้ำ 1 ชุด อัตราการไหล 300 ลิตรต่อนาที
5. ชุดวัดอัตราการไหลประกอบด้วยแผ่นออริฟิต ขนาด ϕ 2 นิ้ว 2 ชุด และมานอมิเตอร์ 2 ชุด
6. pressure gauge 2 ชุด
7. ชุด water jet pump ประกอบด้วย
 - 7.1 ชุดติดตั้งหัวฉีด
 - 7.2 ชุดห้องดูด
 - 7.3 หัวฉีด 4 หัว ϕ 6, 8, 10, 12 mm
 - 7.4 ชุดห้องผสม

4.3 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง

1. ชุดปั๊มน้ำแบบหัวฉีด ประกอบด้วยส่วนประกอบสำคัญ คือ
 - ก. หัวฉีด (nozzle)
 - ข. ท่อด้านดูด (suction side)
 - ค. ห้องผสมและด้านจ่าย (mixing-chambers & discharge side)
2. ปั๊มน้ำแบบหอยโขง
3. เกจวัดความดัน (pressure gauge, p_1 , p_2) จำนวน 2 ตัว
4. วาล์วปรับอัตราการไหล จำนวน 2 ตัว (v_1 , v_2)
5. ชุดออริฟิตและมานอมิเตอร์ จำนวน 2 ชุด (m_1 , m_2)
6. ชุดมานอมิเตอร์สำหรับวัดความดันที่ด้านดูด จำนวน 1 ชุด m_3

4.4 วิธีการทดลอง

1. ในการทดลองจะมีหัวฉีดอยู่ 4 ขนาด (6,8,10,12 มม.) แล้วทำการติดตั้งในชุดหัวฉีด
2. ทำการเปิดวาล์ว v_2 และ v_3 ไว้โดยที่วาล์ว v_1 ปิดอยู่ก่อนที่จะทำการเดินเครื่อง
3. ทำการเปิดวาล์ว v_1 โดยให้ความดัน p_j เป็น $(1.5.2.0.2.5.3.0.3.5 \text{ kg/cm}^2)$ ตามลำดับ
4. ทำการอ่านค่า h_1 และ h_2 จากมานอมิเตอร์โดยที่ทำการปิดวาล์ว v_2 ที่ละ 0.1 kg/cm^2 โดยดูความดันจาก Pd แล้วทำการบันทึกค่าที่อ่านได้ในตารางการทดลอง
5. แล้วทำการเปลี่ยนขนาดหัวฉีดจนครบแล้วนำค่าที่ได้มาทำการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

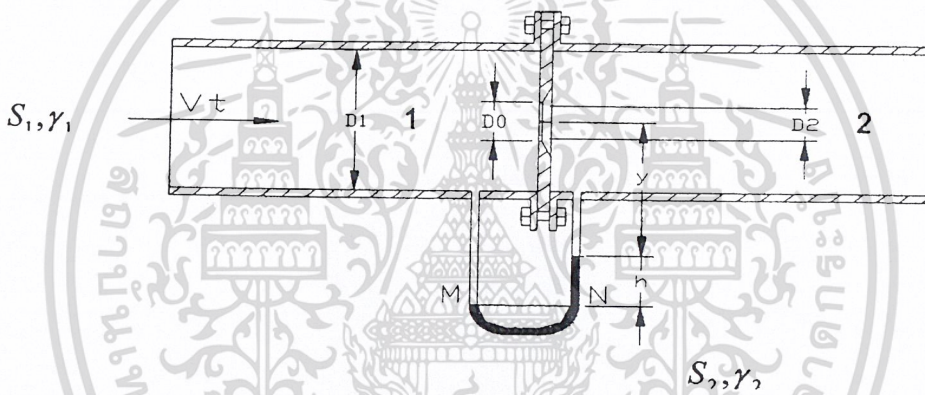
4.5 การวัดอัตราการไหลของส่วนผสมในท่อ

การวัดสามารถวัดออกมาได้ในรูปอัตราการไหลของส่วนผสม (Q) จากนั้นนำมาหาอัตราการความเร็วของ ส่วนผสมในท่อ (U_m) จากสมการ

$$U_m = \frac{Q}{A}$$

โดยการใช้ Orifice ในการวัด (การวัดการไหลของ Orifice) / (Flow rate measuring by Orifice meter)

1. วัตถุประสงค์ เพื่อศึกษาการใช้ Orifice วัดอัตราการไหลของของเหลวในท่อ
2. ทฤษฎี Orifice meter ประกอบด้วยแผ่นโลหะที่มีรูกลม ซึ่งมีขอบคมอยู่ตรงการกั้นขวางทิศทางการไหลของของเหลวในท่อ โดยแนวที่ผ่านจุดศูนย์กลางท่อจะผ่านจุดศูนย์กลางของรูระบายพอดี ซึ่งการหาอัตราการไหลของของไหลที่มีความถ่วงจำเพาะ S_1 และน้ำหนักจำเพาะ γ_1 สามารถหาได้จากการอ่านผลต่างของระดับของไหล h ที่มีความถ่วงจำเพาะในหลอดแก้วมานอิมิตอร์



รูปที่ 4.8 มาตรวัดแบบรูระบายโดยวิธีวัดผลต่างของระดับของไหล

สมการพลังงานระหว่างจุด (1) และจุด (2) คือ

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

เนื่องจาก $z_1 = z_2$ เพราะท่อวางอยู่ในแนวระดับ ดังนั้น

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_1} = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} \quad (4.1)$$

สมการการไหลต่อเนื่องระหว่างหน้าตัด (1) และหน้าตัด (2) คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (4.2)$$

แต่ $A_2 < A_0$ หรือ

$$A_2 = C_c A_0 \quad (4.3)$$

เมื่อ C_c คือสัมประสิทธิ์การคอขวด

แทนค่าจากสมการที่ 4.3 ในสมการที่ 4.2 จะได้

ความเร็ว
$$V_1 = \frac{C_c A_0 V_2}{A_1} \quad (4.4)$$

แทนค่า V_1 จากสมการที่ 4.4 ในสมการที่ 4.1 จะได้

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_1} = \left[1 - \left(C_c \frac{A_0}{A_1} \right)^2 \right] \frac{V_2^2}{2g} \quad (4.5)$$

จากหลักการในมานอเมเตอร์ ความดันที่จุด M = ความดันที่จุด N

หรือ

$$P_1 + \gamma_1 (y + h) = P_2 + \gamma_1 y + \gamma_2 h$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_1} = \left[\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right] h \quad (4.6)$$

สมการที่ 4.5 เท่ากับสมการที่ 4.6 จะได้

ความเร็ว
$$V_2 = \frac{\sqrt{2g \left[\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right] h}}{\sqrt{1 - \left(C_c \frac{A_0}{A_1} \right)^2}} \quad (4.7)$$

สมการที่ 4.7 คือความเร็วที่ได้ตามทฤษฎี แต่ในสภาพความเป็นจริงแล้ว จะมีการสูญเสียพลังงาน ในขณะที่มีการไหลผ่านมาตรวัดรูระบาย ดังนั้น ความเร็วจริงจึงจะน้อยกว่าความเร็วตามทฤษฎีคือ

$$V_{2r} = C_v V_2 \quad (4.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ V_{2r} คือความเร็วจริง และ C_v คือสัมประสิทธิ์ความเร็ว
ที่หน้าตัด (2) มีอัตราการไหล $Q = A_2 V_{2r}$

$$Q = (C_c A_0)(C_v V_2) \quad (4.9)$$

แทนค่า V_2 จากสมการที่ 4.7 ในสมการที่ 4.9 จะได้

$$Q = \frac{C_c C_v A_0 \sqrt{2g \left[\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right] h}}{\sqrt{1 - \left(C_c \frac{A_0}{A_1} \right)^2}} \quad (4.10)$$

$$Q = \frac{C_d A_0 \sqrt{2g \left[\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right] h}}{\sqrt{1 - \left(C_c \frac{A_0}{A_1} \right)^2}} \quad (4.11)$$

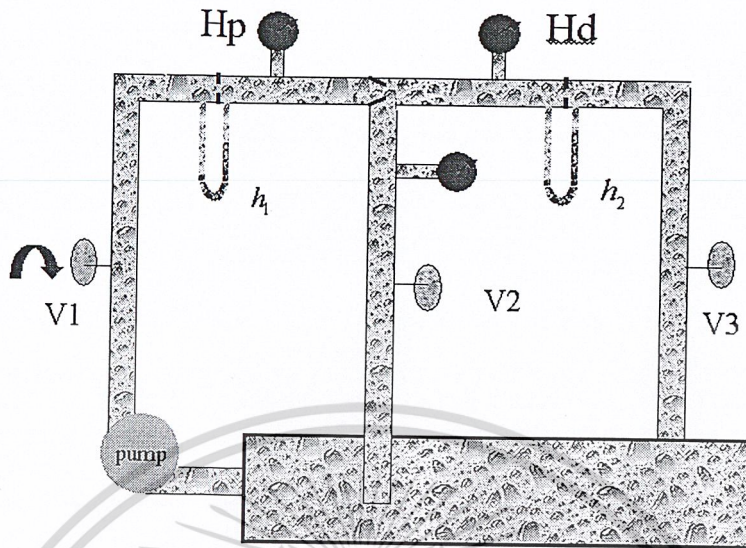
โดยที่ C_d คือสัมประสิทธิ์การไหล มีค่าเท่ากับ $C_c C_v$

จากสมการที่ 4.11 จะเห็นได้ว่ามีสัมประสิทธิ์อัตราการไหล C_d และสัมประสิทธิ์การหดตัว C_c เป็นค่าที่หาได้ยาก ดังนั้น ถ้าอุบเทอมใหม่เป็นดังสมการที่ 4.12 จะหาอัตราการไหลได้สะดวกขึ้นกล่าวคือ

$$Q = CA \sqrt{2g \left[\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right] h} \quad (4.12)$$

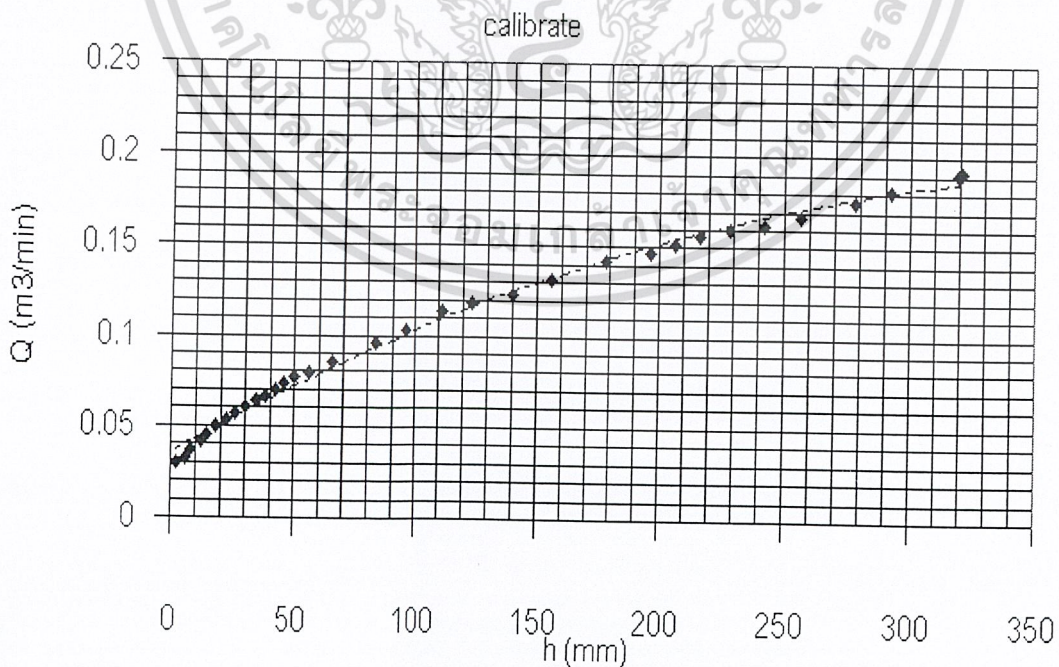
โดยที่ $C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \left(C_c \frac{A_0}{A_1} \right)^2}}$ คือสัมประสิทธิ์มาตรฐานวัดแบบรูระบาย

4.6 การ calibrate



รูปที่ 4.9 แสดงการ calibrate

ก่อนทำการเปิดปั๊มควรปิด v_1 ให้สนิทก่อน ส่วน v_2 และ v_3 เปิดสุด จากนั้นปรับ v_1 ไปที่ค่า 0.1 kg/cm^2 เอน้ำไปซึ่งโดยแต่ละครั้งจับเวลา 13 วินาที บันทึกค่า h_1 และ h_2 ซึ่งค่า h_2 จะมากกว่าค่า h_1 เนื่องจากค่า h_2 มีการดูดน้ำจากท่อดูดมาผสมเข้าด้วยกัน หลังจากบันทึกเสร็จแล้ว ก็ปรับ v_1 ไปที่ 0.2 kg/cm^2 อ่านค่า h_1 และ h_2 และชั่งน้ำหนักเหมือนเดิมทำงานถึง 3.5 kg/cm^2 จากนั้นนำค่า h_1 และ h_2 มาพลอตกราฟโดยใช้กราฟเดียวกัน



รูปที่ 4.10 แสดงผลการ calibrate

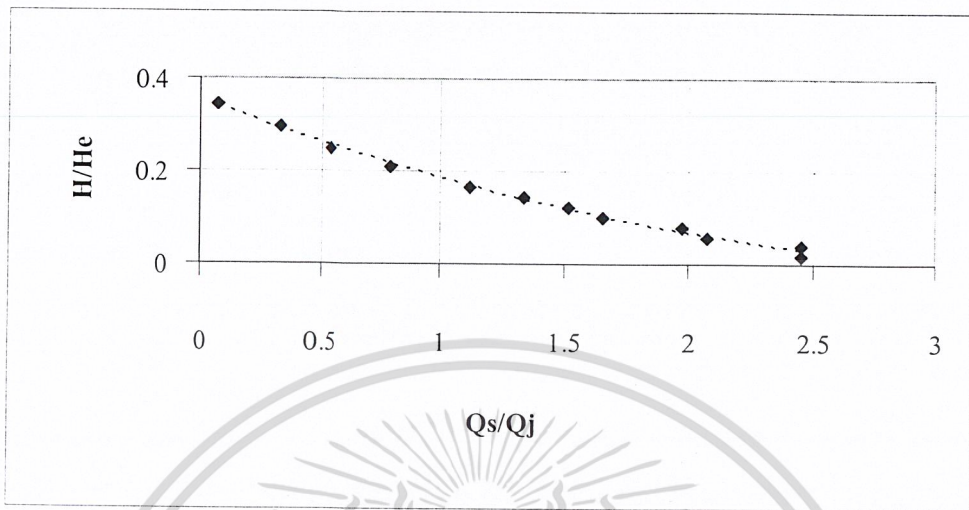
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Laboratory Result

Diameter of nozzle = 6 mm. Nozzle-Mixing Chamber Area Ratio (A_j/A_d), $\beta = 0.4$

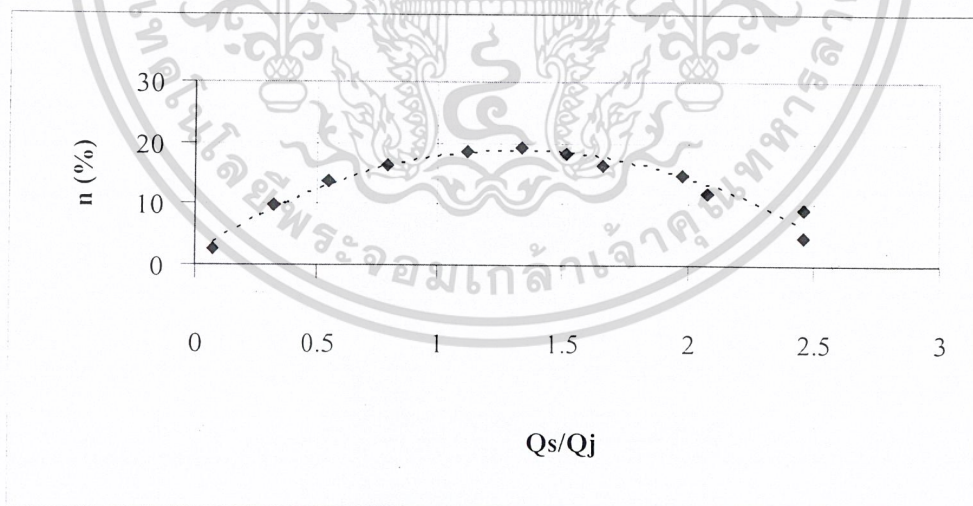
NO.	Manometer		Flow Rate				Flow Rate Ratio (Q_s/Q_j)	Pressure Head						H (Hd-Hs) (m)	He (Hp-Hd) (m)	Head Ratio (H/He)	Efficiency $\left(\frac{Q_s H}{Q_j H_e}\right)$ (%)
	h1 (mm.)	h2 (mm.)	Qj $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Qs $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Qd $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Pj $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$		Ps (mmHg)	Pd $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	Hp (m)	Hs (m)	Hd (m)					
1.	18	154	0.4046	0.9944	1.3990	3.5	0	0.0625	35	0	0.625	34.375	0.625	34.375	0.0182	4.47	
2.	18	154	0.4046	0.9944	1.3990	3.5	0	0.125	35	0	1.25	33.75	1.25	33.75	0.0370	9.10	
3.	18	133	0.4046	0.8408	1.2454	3.5	0	0.1875	35	0	1.875	33.125	1.875	33.125	0.0566	11.76	
4.	18	124	0.4046	0.7780	1.1796	3.5	0	0.25	35	0	2.5	32.5	2.5	32.5	0.0766	14.76	
5.	18	110	0.4046	0.6727	1.0773	3.5	0	0.3125	35	0	3.125	31.875	3.125	31.875	0.0980	16.33	
6.	18	102	0.4046	0.6142	1.0188	3.5	0	0.375	35	0	3.75	31.25	3.75	31.25	0.1200	18.22	
7.	18	92	0.4046	0.5411	0.9457	3.5	0	0.4375	35	0	4.375	30.625	4.375	30.625	0.1429	19.11	
8.	18	80	0.4046	0.4533	0.8579	3.5	0	0.5	35	0	5	30	5	30	0.1667	18.67	
9.	18	62	0.4046	0.3217	0.7263	3.5	0	0.6	35	0	6	29	6	29	0.2069	16.45	
10.	18	48	0.4046	0.2194	0.6240	3.5	0	0.7	35	0	7	28	7	28	0.2500	13.56	
11.	18	36	0.4046	0.1346	0.5362	3.5	0	0.8	35	0	8	27	8	27	0.2963	9.64	
12.	18	22	0.4046	0.0293	0.4339	3.5	0	0.9	35	0	9	26	9	26	0.3426	2.51	

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 6 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate ratio กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราส่วน H/H_e (ψ) สูงๆ ทำให้อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) ต่ำ ที่เป็นเช่นนี้สาเหตุเกิดจากการอื่นทางออกของน้ำหลังผ่านช่วง mixing chamber แล้ว ซึ่งการอื่นทางออกของน้ำนั้น ทำให้อัตราการไหลลดลง หากไม่มีการอื่นทางออกของน้ำหรืออื่นเพียงเล็กน้อย อัตราการไหลของน้ำก็จะมากขึ้น นั่นก็หมายความว่า อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) จะสูงตามด้วย

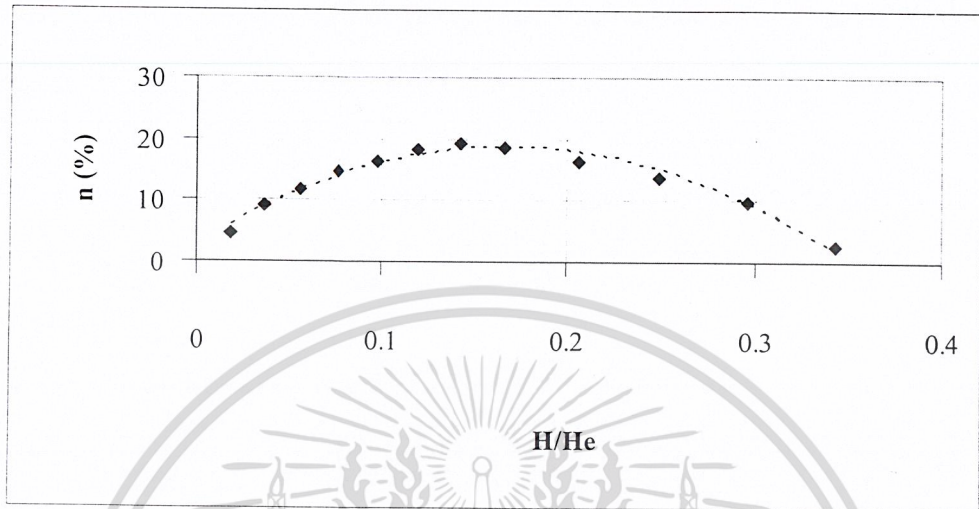


รูปที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) อยู่ในช่วง 1.2-1.5 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการให้ประสิทธิภาพในการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 6 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 6 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน H/He (ψ) อยู่ในช่วง 1.2-1.5 และเป็นช่วงเดียวกันที่อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) ทำได้ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการให้ประสิทธิภาพในการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 6 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2

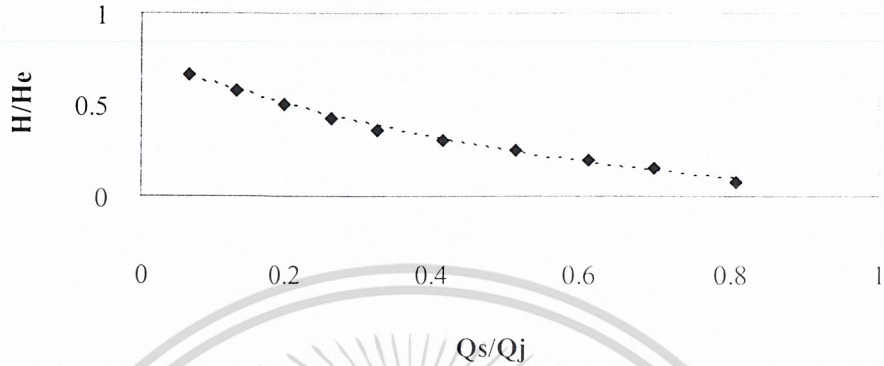
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Laboratory Result

Diameter of nozzle = 8 mm. Nozzle-Mixing Chamber Area Ratio (A_j/A_d), $\beta = 0.53$

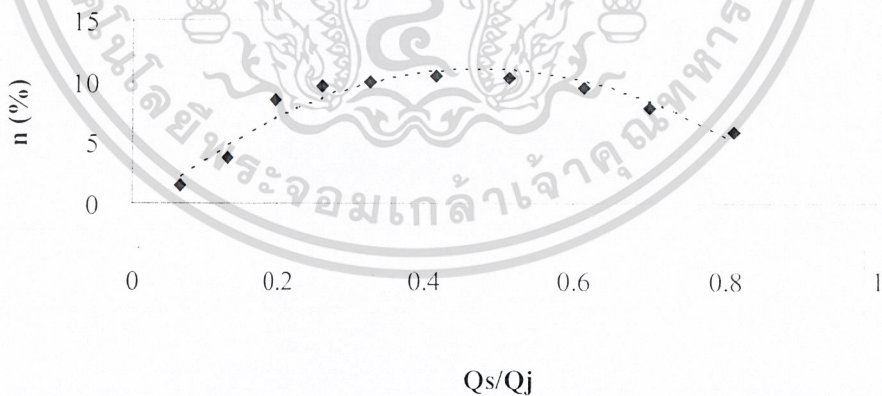
Manometer		Flow Rate				Flow Rate Ratio (Q_s/Q_j)	Pressure Head						H (Hd-Hs) (m)	He (Hp-Hd) (m)	Head Ratio (H/He)	Efficiency $\left(\frac{Q_s H}{Q_j H_e}\right)$ (%)
		h1 (mm.)	h2 (mm.)	Q_j ($\frac{m^3}{min}$)	Q_s ($\frac{m^3}{min}$)		Q_d ($\frac{m^3}{min}$)	P_j ($\frac{kg}{cm^2}$)	P_s (mHg)	P_d ($\frac{kg}{cm^2}$)	H_p (m)	H_s (m)				
1.	22	96	0.0521	0.0422	0.0943	0.81	1.5	0	0.1	15	0	1	14.0	0.0714	5.79	
2.	22	86	0.0521	0.0365	0.0886	0.7006	1.5	0	0.15	15	0	1.5	13.5	0.1538	7.78	
3.	22	78	0.0521	0.03200	0.0841	0.6142	1.5	0	0.2	15	0	2	13	0.2	9.45	
4.	22	69	0.0521	0.0268	0.0789	0.5144	1.5	0	0.25	15	0	2.5	12.5	0.25	10.29	
5.	22	60	0.0521	0.0217	0.0738	0.4165	1.5	0	0.3	15	0	3	12	0.3043	10.43	
6.	22	52	0.0521	0.0171	0.0692	0.3282	1.5	0	0.35	15	0	3.5	11.5	0.3636	9.99	
7.	22	46	0.0521	0.0137	0.0657	0.2630	1.5	0	0.4	15	0	4	11	0.4286	9.56	
8.	22	40	0.0521	0.0103	0.0624	0.1977	1.5	0	0.45	15	0	4.5	10.5	0.5	8.47	
9.	22	34	0.0521	0.0068	0.0589	0.1305	1.5	0	0.5	15	0	5	10	0.5789	3.78	
10.	22	28	0.0521	0.0034	0.0555	0.0653	1.5	0	0.55	15	0	5.5	9.5	0.6667	1.41	
11.	22	24	0.0521	0.0011	0.0532	0.0211	1.5	0	0.6	15	0	6	9	-	-	

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 1.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.14 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราส่วน H/H_e (ψ) สูงๆ ทำให้อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) ต่ำ ที่เป็นเช่นนี้สาเหตุเกิดจากการอื่นทางออกของน้ำหลังผ่านช่วง mixing chamber แล้ว ซึ่งการอื่นทางออกของน้ำนั้น ทำให้อัตราการไหลลดลง หากไม่มีการอื่นทางออกของน้ำหรืออื่นเพียงเล็กน้อย อัตราการไหลของน้ำก็จะมากขึ้น นั่นก็หมายความว่า อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) จะสูงตามด้วย

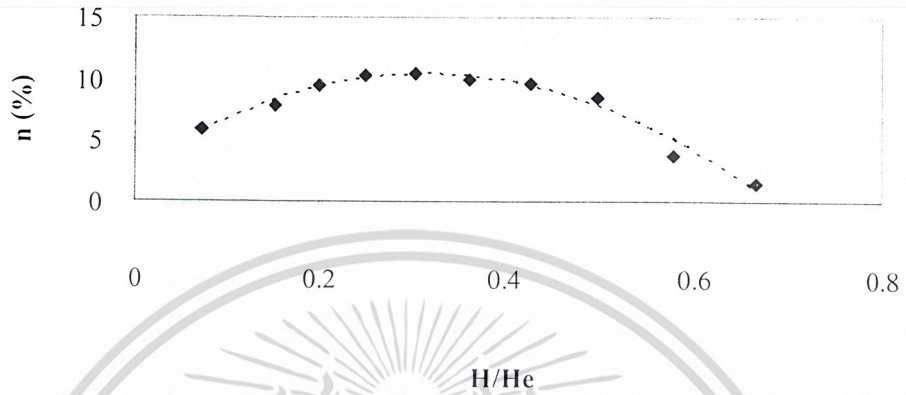


รูปที่ 4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) อยู่ในช่วง 0.21-0.6 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 1.5 kg/cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 1.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน H/He (ψ) อยู่ในช่วง 0.21-0.38 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มสำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 1.5 kg/cm^2

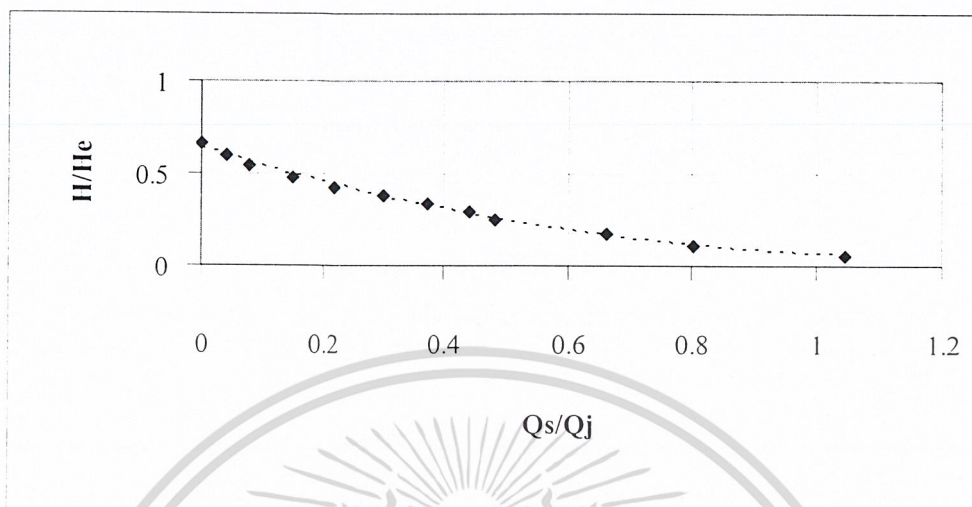
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Laboratory Result

Diameter of nozzle = 8 mm. Nozzle-Mixing Chamber Area Ratio (Aj/Ad), $\beta = 0.53$

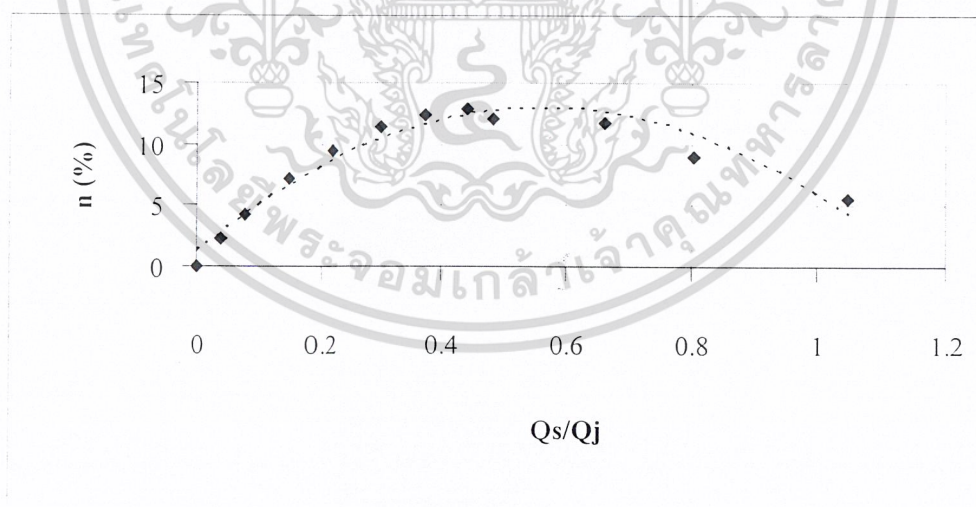
Manometer	Flow Rate			Flow Rate Ratio (Qs/Qj)	Pressure Head						H (Hd-Hs) (m)	He (Hp-Hd) (m)	Head Ratio (H/He)	Efficiency $\left(\frac{Q_s H}{Q_j H_e}\right)$ (%)
	h1 (mm.)	h2 (mm.)	Qj $\left(\frac{m^3}{min}\right)$		Qs $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Qd $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Pj $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	Ps (mHg)	Pd $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	Hp (m)				
1.	30	134	0.0567	0.0594	0.1161	2.0	0	0.1	20	0	1	19	0.0526	5.51
2.	30	110	0.0567	0.0456	0.1023	2.0	0	0.2	20	0	2	18	0.1111	8.94
3.	30	96	0.0567	0.376	0.0943	2.0	0	0.3	20	0	3	17	0.1765	11.7
4.	30	78	0.0567	0.0274	0.0841	2.0	0	0.4	20	0	4	16	0.2500	12.08
5.	30	74	0.0567	0.0251	0.0818	2.0	0	0.45	20	0	4.5	15.5	0.2903	12.85
6.	30	67	0.0567	0.0211	0.0778	2.0	0	0.5	20	0	5	15	0.3333	12.4
7.	30	60	0.0567	0.0171	0.0738	2.0	0	0.55	20	0	5.5	14.5	0.3783	11.44
8.	30	52	0.0567	0.0125	0.0692	2.0	0	0.6	20	0	6	14	0.4286	9.45
9.	30	45	0.0567	0.0085	0.0652	2.0	0	0.65	20	0	6.5	13.5	0.4815	7.22
10.	30	38	0.0567	0.0045	0.0612	2.0	0	0.7	20	0	7	13	0.5385	4.27
11.	30	34	0.0567	0.0022	0.0589	2.0	0	0.75	20	0	7.5	12.5	0.6000	2.33
12.	30	30	0.0567	0	0.0567	2.0	0	0.8	20	0	8	12	0.6667	0

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm^2



รูปที่ 4.17 แสดงความสัมพันธ์ Head ratio กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราส่วน H/H_e (ψ) สูงๆ ทำให้อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) ต่ำ ที่เป็นเช่นนี้สาเหตุเกิดจากการขึ้นทางออกของน้ำหลังผ่านช่วง mixing chamber แล้ว ซึ่งการขึ้นทางออกของน้ำนั้น ทำให้อัตราการไหลลดลง หากไม่มีการขึ้นทางออกของน้ำหรือขึ้นเพียงเล็กน้อย อัตราการไหลของน้ำก็จะมากขึ้น นั่นก็หมายความว่า อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) จะสูงตามด้วย

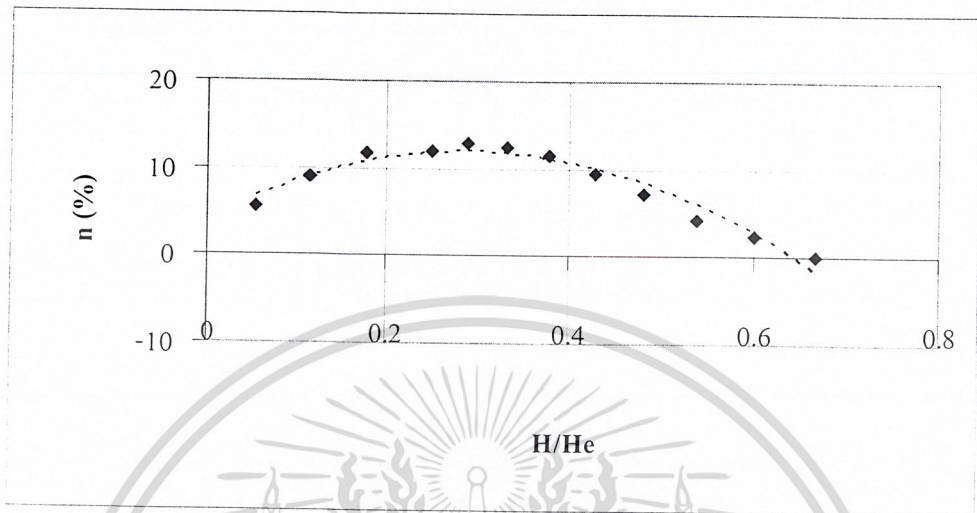


รูปที่ 4.18 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) อยู่ในช่วง 0.35-0.5 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการให้ประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm^2



รูปที่ 4.19 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน H/He (ψ) อยู่ในช่วง 0.25-0.38 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการให้ประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm^2

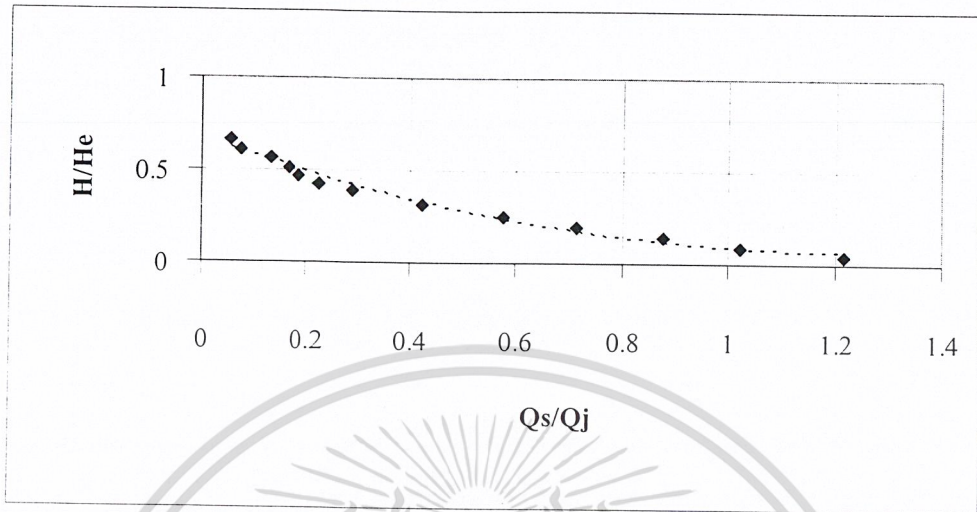
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Laboratory Result

Diameter of nozzle = 8 mm. Nozzle-Mixing Chamber Area Ratio (Aj/Ad), $\beta = 0.53$

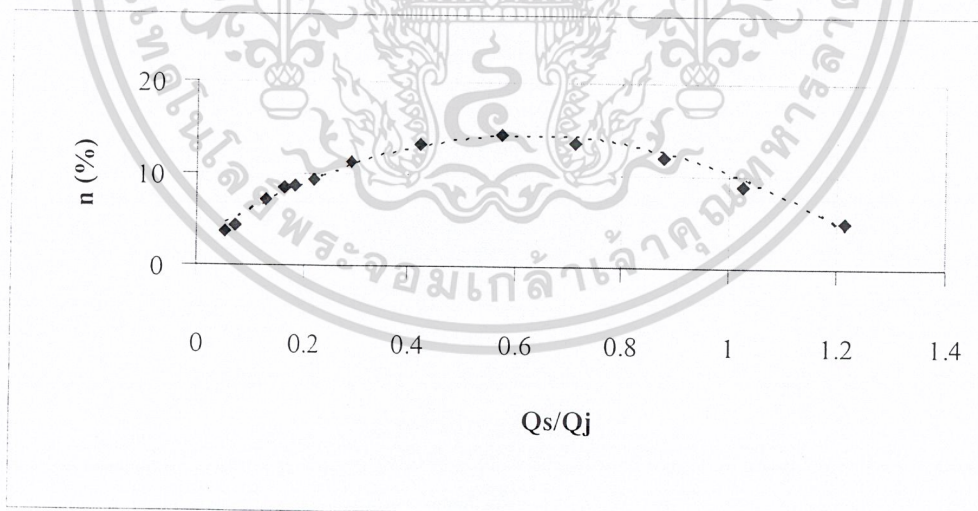
No.	Manometer		Flow Rate				Flow Rate Ratio (Qs/Qj)	Pressure Head						H (Hd-Hs) (m)	Hc (Hp-Hd) (m)	Head Ratio (H/He)	Efficiency $\left(\frac{QsH}{QjHe}\right)$ (%)
	h1 (mm.)	h2 (mm.)	Qj $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Qs $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Qd $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Pj $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$		Ps (mHg)	Pd $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	Hp (m)	Hs (m)	Hd (m)					
1.	40	173	0.0624	0.0759	0.1383	2.5	0	0.1	25	0	1	1	24	0.0417	5.07		
2.	40	153	0.0624	0.0639	0.1263	2.5	0	0.2	25	0	2	2	23	0.0870	8.9		
3.	40	136	0.0624	0.0548	0.1172	2.5	0	0.3	25	0	3	3	22	0.1364	11.98		
4.	40	118	0.0624	0.0445	0.1069	2.5	0	0.4	25	0	4	4	21	0.1905	13.58		
5.	40	103	0.0624	0.0359	0.0983	2.5	0	0.5	25	0	5	5	20	0.2500	14.38		
6.	40	86	0.0624	0.0264	0.0888	2.5	0	0.6	25	0	6	6	19	0.3158	13.36		
7.	40	72	0.0624	0.0182	0.0806	2.5	0	0.7	25	0	7	7	18	0.3889	11.34		
8.	40	64	0.0624	0.0137	0.0761	2.5	0	0.75	25	0	7.5	7.5	17.5	0.4286	9.41		
9.	40	60	0.0624	0.0114	0.0738	2.5	0	0.8	25	0	8	8	17	0.4706	8.6		
10.	40	58	0.0624	0.0102	0.0726	2.5	0	0.85	25	0	8.5	8.5	16.5	0.5152	8.42		
11.	40	52	0.0624	0.0050	0.0704	2.5	0	0.9	25	0	9	9	16	0.5625	7.21		
12.	40	48	0.0624	0.0045	0.0669	2.5	0	0.95	25	0	9.5	9.5	16.5	0.6129	4.42		
13.	40	46	0.0624	0.0034	0.0658	2.5	0	1	25	0	10	10	15	0.6667	3.63		

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 2.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.20 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราส่วน H/H_e (ψ) สูงๆ ทำให้อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) ต่ำที่เป็นเช่นนี้สาเหตุเกิดจากการอันทางออกของน้ำหลังผ่านช่วง mixing chamber แล้ว ซึ่งการอันทางออกของน้ำนั้น ทำให้อัตราการไหลลดลง หากไม่มีการอันทางออกของน้ำหรืออันเพียงเล็กน้อย อัตราการไหลของน้ำก็จะมากขึ้น นั่นก็หมายความว่า อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) จะสูงตามด้วย

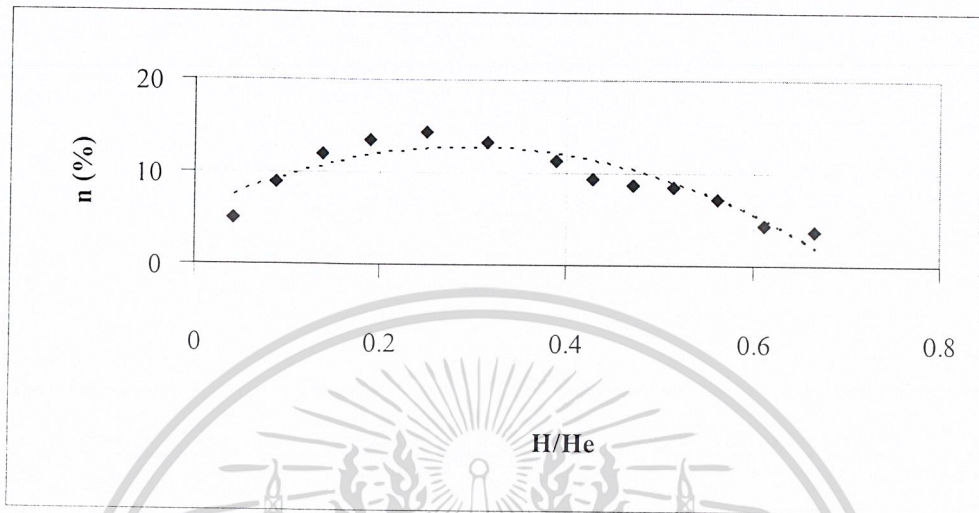


รูปที่ 4.21 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) อยู่ในช่วง 0.42-0.7 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 2.5 kg/cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 2.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.22 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน H/He (ψ) อยู่ในช่วง 0.2-0.3 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการให้ประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 2.0 kg/cm^2

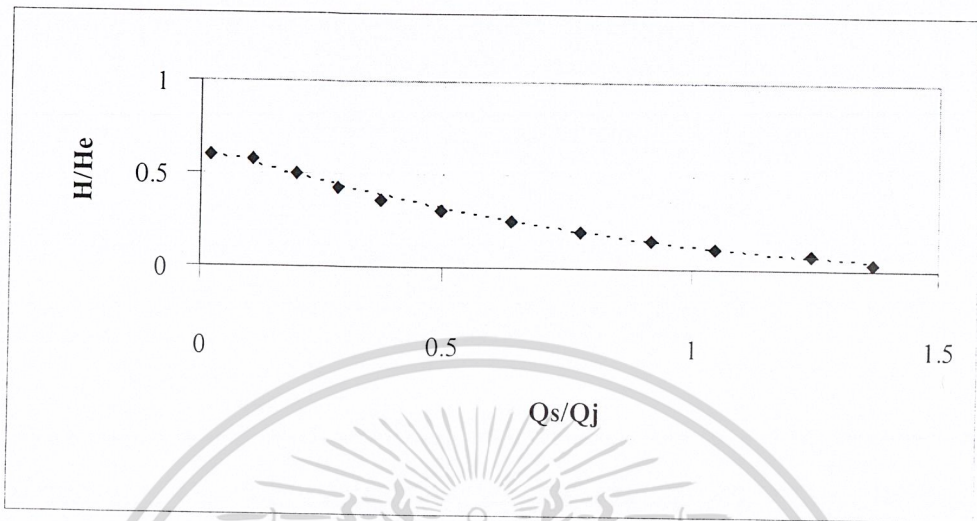
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Laboratory Result

Diameter of nozzle = 8 mm. Nozzle-Mixing Chamber Area Ratio (A_j/A_d), $\beta = 0.53$

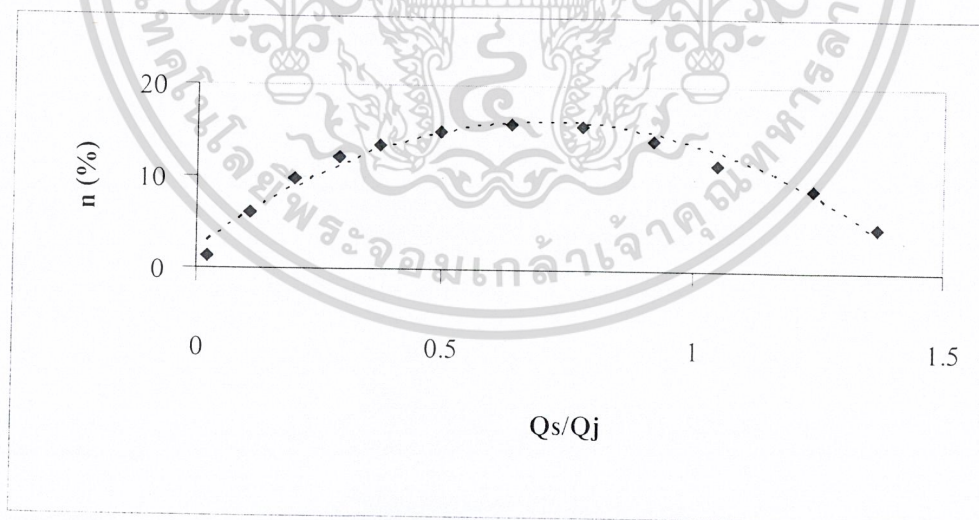
Manometer		Flow Rate				Flow Rate Ratio (Q_s/Q_j)	Pressure Head						H (H_d-H_s) (m)	He (H_p-H_d) (m)	Head Ratio (H/He)	Efficiency ($\frac{Q_s H}{Q_j H_e}$) (%)
NO.	h1 (mm.)	h2 (mm.)	Qj ($\frac{m^3}{min}$)	Qs ($\frac{m^3}{min}$)	Qd ($\frac{m^3}{min}$)		Pj ($\frac{kg}{cm^2}$)	Ps (mHg)	Pd ($\frac{kg}{cm^2}$)	Hp (m)	Hs (m)	Hd (m)				
1.	44	198	0.0646	0.0880	0.1526	3.0	0	0.1	30	0	1	29	0.0345	4.7		
2.	44	184	0.0646	0.0800	0.1446	3.0	0	0.2	30	0	2	28	0.0714	8.85		
3.	44	164	0.0646	0.0676	0.1322	3.0	0	0.3	30	0	3	27	0.1111	11.63		
4.	44	148	0.0646	0.0594	0.1240	3.0	0	0.4	30	0	4	26	0.1538	14.15		
5.	44	132	0.0646	0.0503	0.1149	3.0	0	0.5	30	0	5	25	0.2000	15.57		
6.	44	116	0.0646	0.0412	0.1058	3.0	0	0.6	30	0	6	24	0.2500	15.94		
7.	44	100	0.0646	0.0320	0.0966	3.0	0	0.7	30	0	7	23	0.3043	15.08		
8.	44	86	0.0646	0.0240	0.0886	3.0	0	0.8	30	0	8	22	0.3636	13.51		
9.	44	76	0.0646	0.0183	0.0829	3.0	0	0.9	30	0	9	21	0.4286	12.14		
10.	44	66	0.0646	0.0126	0.0772	3.0	0	1.0	30	0	10	20	0.5000	9.75		
11.	44	56	0.0646	0.0069	0.0715	3.0	0	1.1	30	0	11	19	0.5789	6.18		
12.	44	46	0.0646	0.0012	0.0658	3.0	0	1.2	30	0	12	18	0.5989	1.24		

แสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 3.0 kg/cm^2



รูปที่ 4.23 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราส่วน H/He (ψ) สูงๆ ทำให้อัตราส่วน Qs/Qj (ϕ) ต่ำ ที่เป็นเช่นนี้สาเหตุเกิดจากการอื่นทางออกของน้ำหลังผ่านช่วง mixing chamber แล้ว ซึ่งการอื่นทางออกของน้ำนั้น ทำให้อัตราการไหลลดลง หากไม่มีการอื่นทางออกของน้ำหรืออื่นเพียงเล็กน้อย อัตราการไหลของน้ำก็จะมากขึ้น นั่นก็หมายความว่า อัตราส่วน Qs/Qj (ϕ) จะสูงตามด้วย

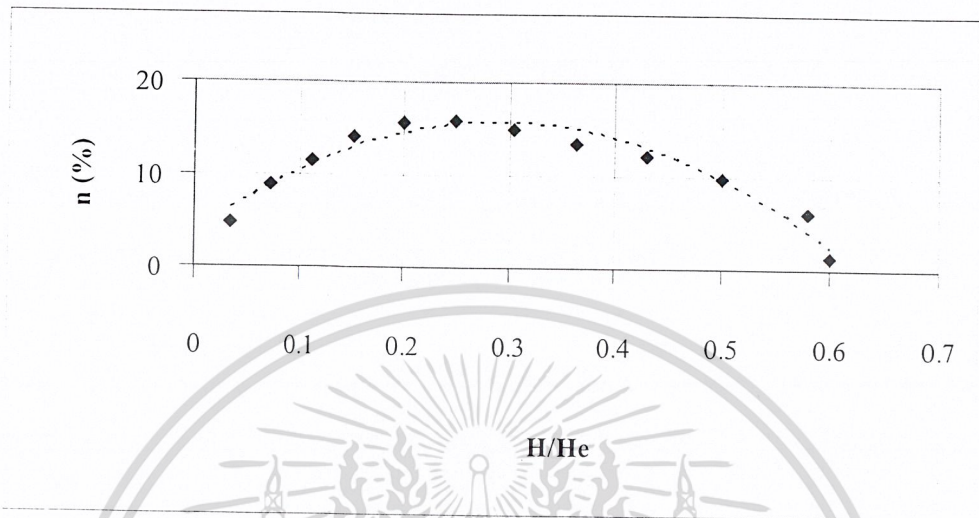


รูปที่ 4.24 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน Qs/Qj (ϕ) อยู่ในช่วง 0.5-0.8 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มสำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 3.0 kg/cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 3.0 kg/cm^2



รูปที่ 4.25 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน H/He (Ψ) อยู่ในช่วง 0.2-0.3 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 3.0 kg/cm^2

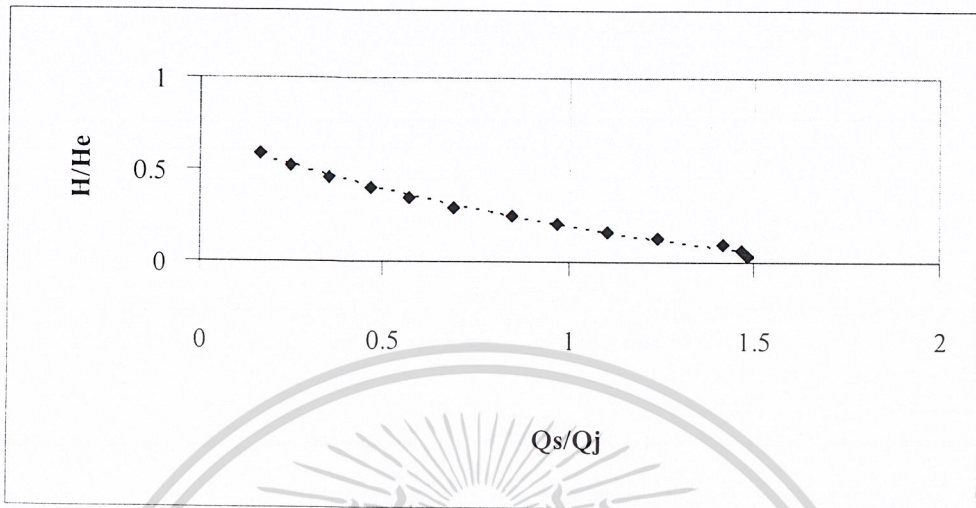
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Laboratory Result

Diameter of nozzle = 8 mm. Nozzle-Mixing Chamber Area Ratio (Aj/Ad), $\beta = 0.53$

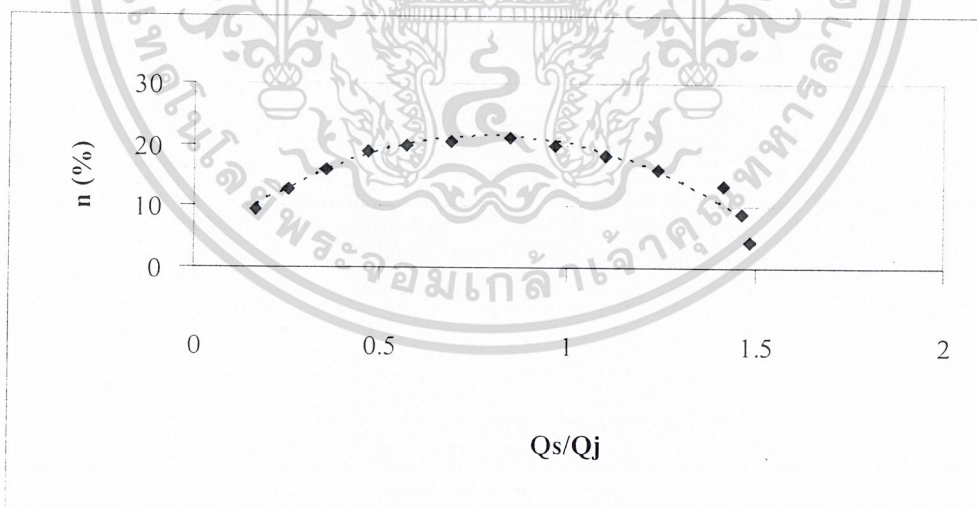
Manometer		Flow Rate				FLOW Rate Ratio (Qs/Qj)	Pressure Head						H (Hd-Hs) (m)	He (Hp-Hd) (m)	Head Ratio (H/He)	Efficiency $\left(\frac{Q_s H}{Q_j H_e}\right)$ (%)
		h1 (mm.)	h2 (mm.)	Qj $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Qs $\left(\frac{m^3}{min}\right)$		Qd $\left(\frac{m^3}{min}\right)$	Pj $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	Ps (mHg)	Pd $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	Hp (m)	Hs (m)				
1.	48	218	0.0665	0.0980	0.1646	1.484	3.5	0	0.1	35	0	1	34	0.0294	4.37	
2.	48	218	0.0665	0.0975	0.1640	1.4662	3.5	0	0.2	35	0	2	33	0.0606	8.89	
3.	48	212	0.0665	0.0941	0.1606	1.4150	3.5	0	0.3	35	0	3	32	0.0938	13.27	
4.	48	192	0.0665	0.0827	0.1492	1.2436	3.5	0	0.4	35	0	4	31	0.1290	16.05	
5.	48	176	0.0665	0.0735	0.1400	1.1053	3.5	0	0.5	35	0	5	30	0.1667	18.42	
6.	48	160	0.0665	0.0644	0.1309	0.9684	3.5	0	0.6	35	0	6	29	0.2069	20.04	
7.	48	146	0.0665	0.0564	0.1229	0.8481	3.5	0	0.7	35	0	7	28	0.2500	21.20	
8.	48	128	0.0665	0.0461	0.1126	0.6932	3.5	0	0.8	35	0	8	27	0.2963	20.54	
9.	48	114	0.0665	0.0381	0.1046	0.5729	3.5	0	0.9	35	0	9	26	0.3462	19.83	
10.	48	102	0.0665	0.0312	0.0977	0.4692	3.5	0	1.0	35	0	10	25	0.4000	18.77	
11.	48	88	0.0665	0.0233	0.0898	0.3504	3.5	0	1.1	35	0	11	24	0.1583	16.06	
12.	48	76	0.0665	0.0164	0.0829	0.2466	3.5	0	1.2	35	0	12	23	0.5217	12.87	
13.	48	66	0.0665	0.0107	0.0772	0.1609	3.5	0	1.3	35	0	13	22	0.5909	9.51	

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.26 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราส่วน H/He (ψ) สูงๆ ทำให้อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) ต่ำ ที่เป็นเช่นนี้สาเหตุเกิดจากการอื่นทางออกของน้ำหลังผ่านช่วง mixing chamber แล้ว ซึ่งการอื่นทางออกของน้ำนั้น ทำให้อัตราการไหลลดลง หากไม่มีการอื่นทางออกของน้ำหรืออื่นเพียงเล็กน้อย อัตราการไหลของน้ำก็จะมากขึ้น นั่นก็หมายความว่า อัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) จะสูงตามด้วย

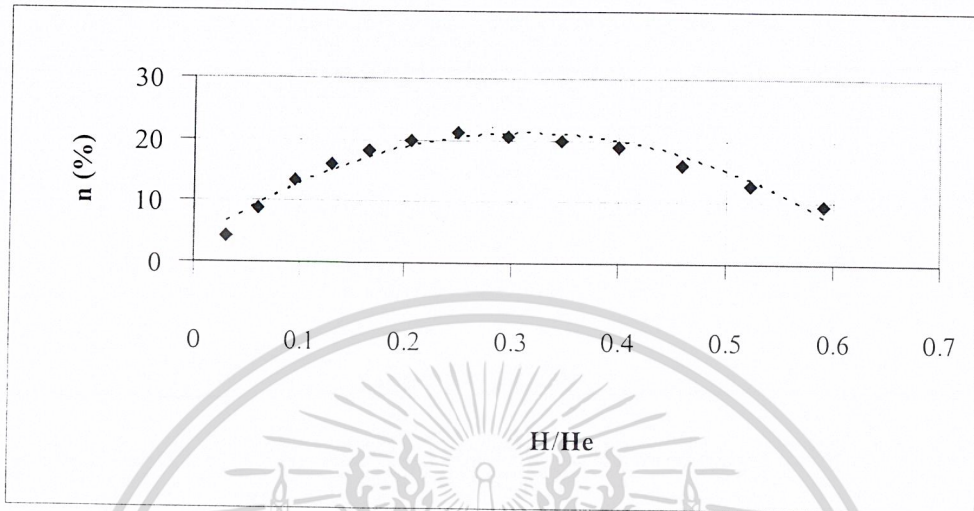


รูปที่ 4.27 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน Q_s/Q_j (ϕ) อยู่ในช่วง 0.6-1.0 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 8 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2

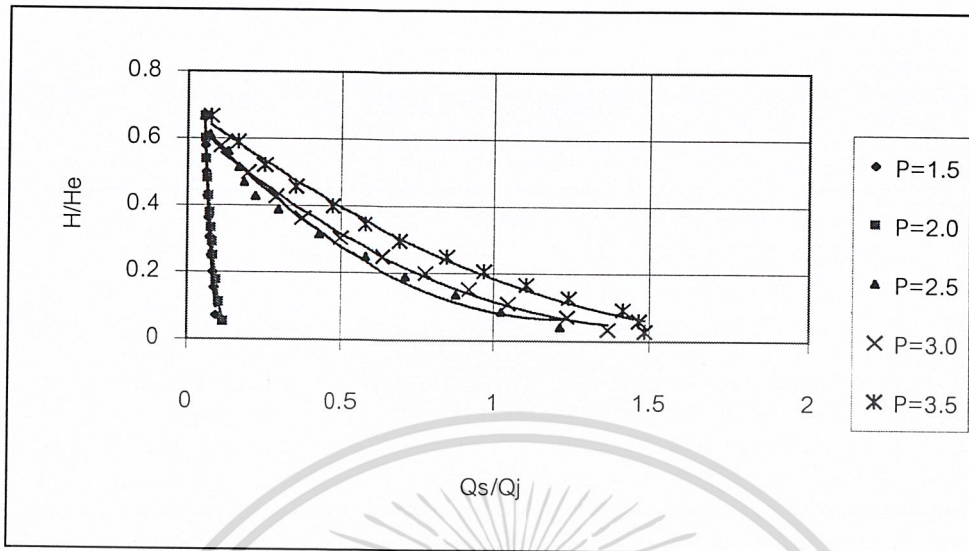


รูปที่ 4.28 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน H/He (Ψ) อยู่ในช่วง 0.2-0.35 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 8 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2

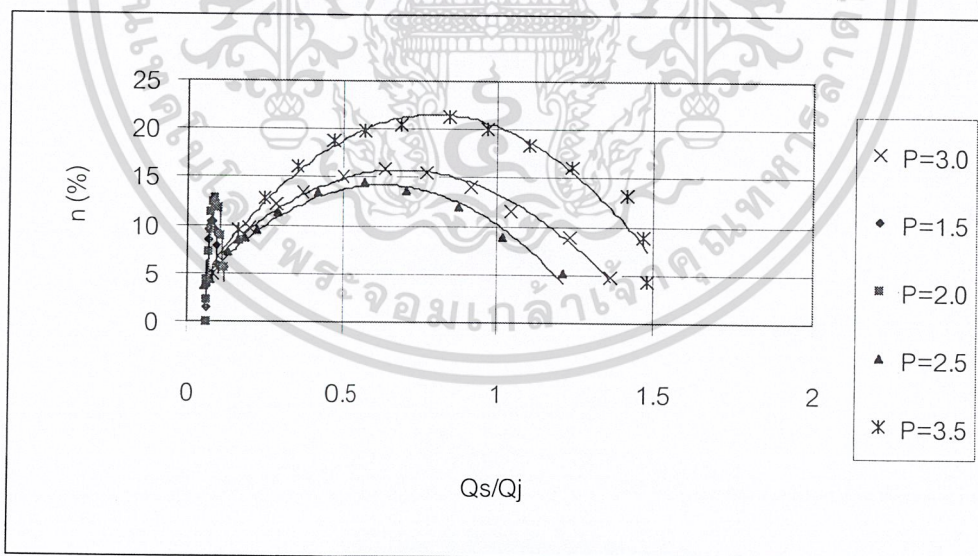
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟที่หัวฉีดขนาด 8 มม.



รูปที่ 4.29 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Head ratio กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าที่ความดัน 1.5 kg/cm² และ 2.0 kg/cm² มีการเปลี่ยนแปลงค่อนข้างน้อย เนื่องจากความดันต่ำ ทำให้การสร้างอัตราการดูดได้น้อย เมื่อเพิ่มความดัน ความสามารถในการดูดก็เพิ่มขึ้นด้วย และที่ความดัน 3.5 kg/cm² กราฟจะขึ้นสูงสุด

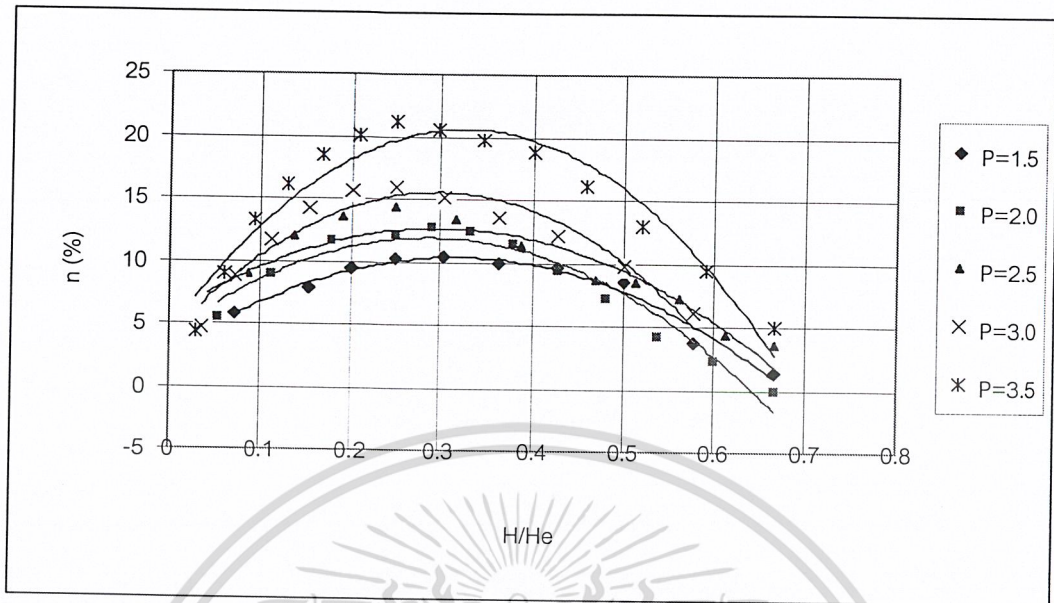


รูปที่ 4.30 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าที่ความดัน 1.5 kg/cm² และ 2.0 kg/cm² มีการเปลี่ยนแปลงค่อนข้างน้อย ประสิทธิภาพการดูดยังไม่เต็มที่ เมื่อเพิ่มความดัน ความสามารถในการดูดก็เพิ่มขึ้นด้วย และที่ความดัน 3.5 kg/cm² กราฟจะขึ้นสูงสุด ถ้าเพิ่มความดันถึงจุดๆหนึ่งประสิทธิภาพก็จะลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

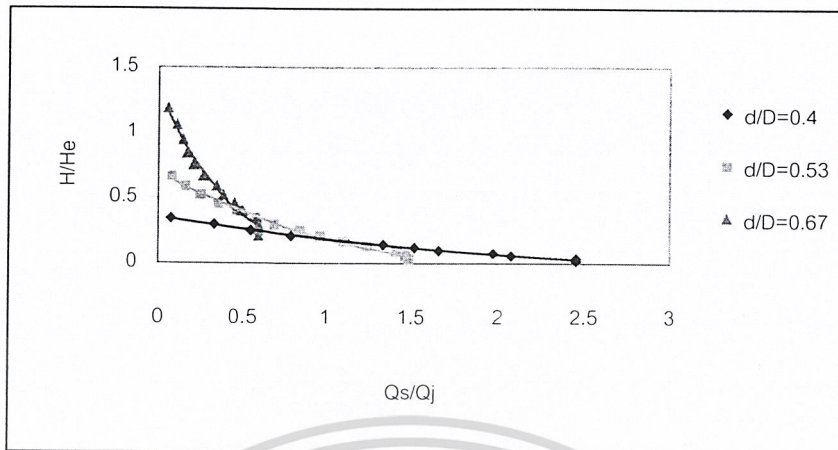
กราฟที่หัวฉีดขนาด 8 มม.



รูปที่ 4.31 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio

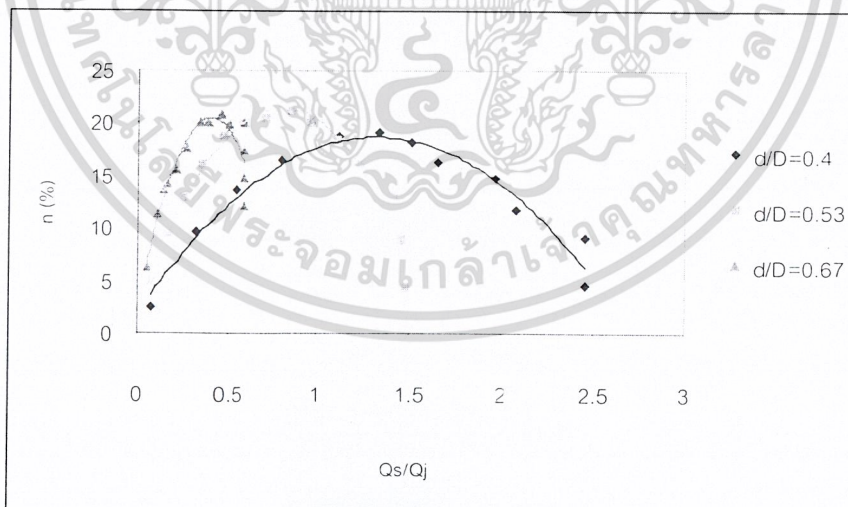
จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพค่อยๆเพิ่มขึ้น และที่ความดัน 3.5 kg/cm² ให้ประสิทธิภาพสูงสุด ที่ความดันต่ำค่าของประสิทธิภาพทำได้นิดนึ้ก การสร้างอัตราการดูดยังไม่มากพอ ถ้าเพิ่มความดันถึงจุดๆหนึ่งประสิทธิภาพก็จะลง

กราฟที่ความดัน 3.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.32 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าที่ค่า H/He ต่ำ แต่ค่า Qs/Qj จะสูง และเมื่อค่า H/He เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า Qs/Qj ลดลง ที่เป็นเช่นนี้เกิดจากการอันทางออกของน้ำก่อนลงแทงค์น้ำ ทำให้ Qs มีประสิทธิภาพในการดูดลดลง ส่วนค่า H/He เพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของการอันน้ำที่ทางออกเช่นกัน ทำให้ค่าเฮดทอส่ง (Hd) ลดลงและเฮดทอดูด (Hs) ก็เช่นกัน เป็นผลทำให้ H/He เพิ่มขึ้น จาก $\frac{Hd - Hs}{Hp - Hd}$ เมื่อ $H=Hd-Hs$ และ $He=Hp-Hd$

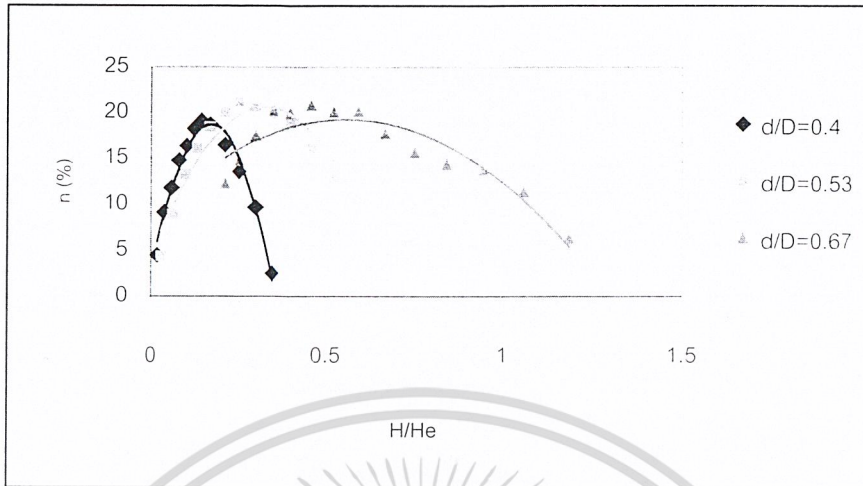


รูปที่ 4.33 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าอัตราส่วน $d/D = 0.53$ ให้ประสิทธิภาพสูงสุด ส่วน $d/D = 0.67$ ต่ำลงมาเล็กน้อย จากทฤษฎีช่วงที่ประสิทธิภาพสูงสุดอัตราส่วน d/D อยู่ที่ 0.5-0.6 แต่ที่ได้ทดลองค่า d/D ที่ 0.53-0.67 ใกล้เคียงกัน ต่างกันที่ช่วงของประสิทธิภาพที่ 0.53 จะกว้างกว่า 0.67

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟที่ความดัน 3.5 kg/cm^2



รูปที่ 4.34 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Efficiency กับ Head ratio

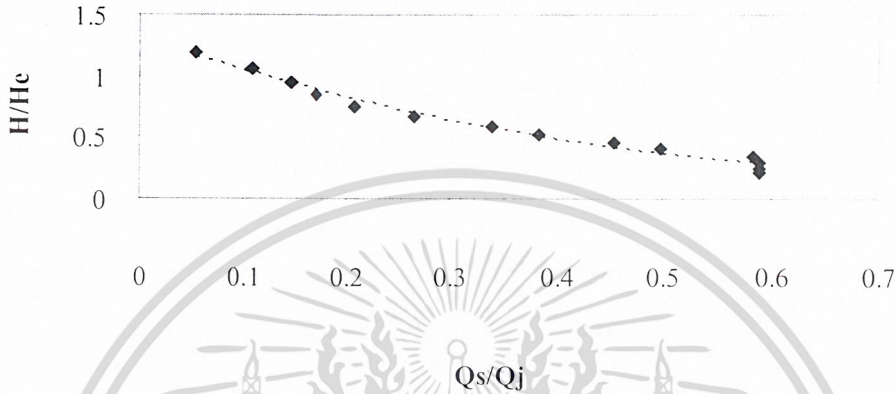
จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ที่อัตราส่วน $d/D = 0.53$ ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2 ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎี ช่วงของ d/D ที่ 0.4 แลบนี้อาจเกิดจากการไหลของน้ำที่น้อยอันเกิดจากพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดมีขนาดเล็ก เมื่อมีการอินน้ำที่ทางออกสูงถึง จึงทำให้ช่วงของประสิทธิภาพไม่กว้างมากนัก

Laboratory Result

Diameter of nozzle = 10 mm. Nozzle-Mixing Chamber Area Ratio (A_j/A_d), $\beta = 0.667$

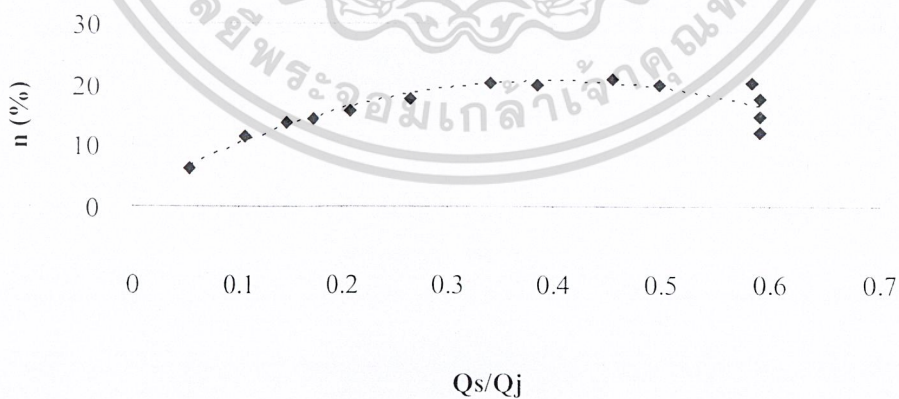
Manometer		Flow Rate				Flow Rate Ratio (Q_s/Q_j)	Pressure Head						H (Hd-Hs) (m)	He (Hp-Hd) (m)	Head Ratio (H/He)	Efficiency $(\frac{Q_s H}{Q_j H_e})$ (%)
		h1 (mm.)	h2 (mm.)	Qj $(\frac{m^3}{min})$	Qs $(\frac{m^3}{min})$		Qd $(\frac{m^3}{min})$	Pj $(\frac{kg}{cm^2})$	Ps (mmHg)	Pd $(\frac{kg}{cm^2})$	Hp (m)	Hs (m)				
1.	134	321	0.1208	0.0712	0.1920	0.5894	3.5	0	0.6	35	0	6	29	0.2069	12.19	
2.	134	321	0.1208	0.0712	0.1920	0.5894	3.5	0	0.7	35	0	7	28	0.2500	14.74	
3.	134	321	0.1208	0.0712	0.1920	0.5894	3.5	0	0.8	35	0	8	27	0.2963	17.46	
4.	134	319	0.1208	0.0704	0.1912	0.5828	3.5	0	0.9	35	0	9	26	0.3462	20.17	
5.	134	292	0.1208	0.0602	0.1810	0.4983	3.5	0	1.0	35	0	10	25	0.4000	19.93	
6.	134	278	0.1208	0.0548	0.1756	0.4536	3.5	0	1.1	35	0	11	24	0.1583	20.79	
7.	134	256	0.1208	0.0464	0.1672	0.3841	3.5	0	1.2	35	0	12	23	0.5217	20.04	
8.	134	242	0.1208	0.0411	0.1619	0.3402	3.5	0	1.3	35	0	13	22	0.5909	20.1	
9.	134	318	0.1208	0.0320	0.1528	0.2649	3.5	0	1.4	35	0	14	21	0.6667	17.66	
10.	134	200	0.1208	0.0251	0.1459	0.2078	3.5	0	1.5	35	0	15	20	0.7500	15.58	
11.	134	188	0.1208	0.0205	0.1413	0.1697	3.5	0	1.6	35	0	16	19	0.8421	14.29	
12.	134	180	0.1208	0.0175	0.1383	0.1449	3.5	0	1.7	35	0	17	18	0.9444	13.68	
13.	134	168	0.1208	0.0129	0.1337	0.1068	3.5	0	1.8	35	0	18	17	1.0588	11.31	
14.	134	151	0.1208	0.0064	0.1272	0.0530	3.5	0	1.9	35	0	19	16	1.1875	6.29	

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 10 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm²



กราฟที่ 4.35 แสดงความสัมพันธ์ Flow rate ratio กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราส่วน H/He (Ψ) สูงๆ ทำให้อัตราส่วน Qs/Qj (Φ) ต่ำ ที่เป็นเช่นนี้ สาเหตุเกิดจากการอื่นทางออกของน้ำหลังผ่านช่วง mixing chamber แล้ว ซึ่งการอื่นทางออกของน้ำนั้น ทำให้อัตราการไหลลดลง หากไม่มีการอื่นทางออกของน้ำหรืออื่นเพียงเล็กน้อย อัตราการไหลของน้ำก็จะมากขึ้น นั่นก็หมายความว่า อัตราส่วน Qs/Qj (Φ) จะสูงตามด้วย



กราฟที่ 4.36 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Flow rate ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน Qs/Qj (Φ) อยู่ในช่วง 0.35-0.5 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 10 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm²

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงความสัมพันธ์หัวฉีด 10 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2



กราฟที่ 4.37 แสดงความสัมพันธ์ Efficiency กับ Head ratio

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพ (η) จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และสูงสุดเมื่ออัตราส่วน H/He (ψ) อยู่ในช่วง 0.3-0.6 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ดีที่สุดในการประสิทธิภาพการดูดได้เต็มที่สำหรับหัวฉีดขนาด 10 มม. ที่ความดัน 3.5 kg/cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

ในการทดลองพฤติกรรมการไหลของของไหลภายในท่อ ว่าด้วยของเหลวกับของเหลว ซึ่งจะมีหลักการง่ายๆไม่ยุ่งยากอะไรมากนัก โดยให้ของเหลว น้ำพาของเหลวกันเอง โดยหลักการให้ของเหลวไหลผ่านท่อไปยังชุดหัวฉีดที่มีขนาดเล็กกว่าท่อส่งทำให้เกิดความเร็วเพิ่มขึ้นที่ทางด้านปลายของหัวฉีด ซึ่งจะตรงกับท่อทางด้านดูด โดยที่ความเร็วที่เพิ่มขึ้นนี้จะส่งผลให้เกิดสุญญากาศที่ท่อดูด ส่งผลให้ของเหลวทางด้านท่อดูดถูกดึงตัวขึ้นมาผสมกับของเหลวทางด้านท่อฉีดที่ห้องผสม (Mixing Chamber) แล้วส่งของผสมไปยังท่อส่งที่ปล่อยออกไปยังถังเก็บ โดยตามหลักแล้วของเหลวที่ได้จากปั๊มจะมีปริมาณที่ต่ำกว่าตอนที่ติดตั้งชุด Jet pump ตัว Jet pump จะช่วยให้ของเหลวที่ทางด้านท่อส่งมีปริมาณเพิ่มขึ้นจากเดิมและช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของปั๊มให้สูงตามไปด้วย

จากการทดลองเราจะได้ค่าต่างๆที่ใกล้เคียงกับทางทฤษฎี เมื่อทำการเปรียบเทียบระหว่างค่าที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากโปรแกรมทางทฤษฎี จะมีค่าที่แตกต่างกันอยู่เล็กน้อยเนื่องจาก ชุดทดลองที่ไม่สมบูรณ์ การเกิดแรงเสียดทานภายในท่อและข้อต่อ การปล่อยน้ำที่ท่อส่งเกิดการกระแทกกับผิวน้ำที่ถังเก็บส่งผลให้ค่าที่เกจ (H_d) คลาดเคลื่อนและமானอมิเตอร์เกิดการเคลื่อนที่ขึ้นลงไม่แน่นอนการทดลองไม่สามารถที่จะใช้ความดันที่สูงสุดได้เนื่องจากமானอมิเตอร์รับไม่ไหวจึงได้ความดันสูงสุดแค่เพียง 3.5 kg/cm^2 เท่านั้น

ผลการทดลองที่คาดว่าจะได้รับ จะมีแนวโน้มที่ใกล้เคียงกับผลการคำนวณจาก โปรแกรมทางทฤษฎี แต่จะมีค่าที่เบี่ยงเบนไปบ้างเนื่องจากการทดลอง และจากการทดลองจะได้หัวฉีดที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพให้กับปั๊มได้ดีที่สุดคือ หัวที่มีขนาด 8 มม. จะได้ประมาณ 20 % ของประสิทธิภาพปั๊มทั้งหมด เป็นไปตามหลักที่ว่าไว้ คืออัตราส่วน d/D อยู่ที่ 0.5-0.6 ซึ่งหัว 8 มม. ที่ใช้ทดลองอยู่ที่ 0.53 ได้ประสิทธิภาพที่มีสูงสุด

วิจารณ์ผลการทดลอง

ค่าที่ได้อาจมีข้อผิดพลาดบ้าง เนื่องจากการติดตั้งเกจวัดความดันใกล้ข้อต่อ จึงทำให้น้ำที่ไหลผ่านข้อต่อเกิดการปั่นป่วน จะส่งผลทำให้เกจวัดความดันไม่นิ่ง ค่าที่อ่านจากமானอมิเตอร์ต้องอ่านค่าโดยการเฉลี่ยและทำผลทดลองหลายครั้ง

การอ่านค่าบนเกจวัดความดันยังได้ค่าที่ไม่ละเอียดพอ อันเกิดจากการใช้เกจวัดยังหยาบอยู่เกจที่ใช้วัดนั้นสามารถรับ Load ได้เยอะ แต่ในการปฏิบัติจริงใช้ไม่สูงมากนัก



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

โปรแกรมคำนวณผลทางทฤษฎี (MATH LAB)

```

clear all
Kmc = 0.1;
Ks = 0.7;
Kj = 1.0;
Kd = 0.2;
aj = 0.3;
as = 1.4;
ad = 1.3;
beta = 0.1:0.05:0.7;
N2 = length(beta);
dphi = 0.01;
for j = 1:N2
    B = beta(j);
    elta = 0.01;
    i = 1;
while (elta > 0.001),
    P = dphi*(i);
    phi(i,j) = P;
    Hd(i) = B*B*(1+P)^2*(ad-Kd);
    Hs(i) = P^2*B^2*(as+Ks)/(1-B)^2;
    Hp(i) = aj+Kj;
    Hdp(i) = 2*B-2*P^2*B^2/(1-B)-B^2*(1+P)^2-2*P*B*B*(1+P)+B^2*Kmc*(1+P)^2;
    He(i) = Hdp(i)+Hp(i)-Hd(i);
    H(i) = Hdp(i)-Hd(i)-Hs(i);
    HR(i,j) = H(i) / He(i);
    n(i,j) = P*H(i)*100/He(i);
    elta = n(i,j);
    i = i+1;
end %% End loop while

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
end %% End loop j
```

```
figure(7)
```

```
%subplot(221)
```

```
plot(phi(:,2),n(:,2),'g');
```

```
hold on
```

```
plot(phi(:,3),n(:,3),'r');
```

```
plot(phi(:,5),n(:,5),'b');
```

```
plot(phi(:,7),n(:,7),'k');
```

```
plot(phi(:,8),n(:,8),'m');
```

```
plot(phi(:,12),n(:,12),'m+');
```

```
%grid on
```

```
axis([0 2.5 0 30])
```

```
title('P = 0.35 MPa');xlabel(' Flow Rate Ratio (QR) ');ylabel('Efficiency (n)');
```

```
legend('d/D=0.40, 6 mm','d/D=0.47, 7 mm','d/D=0.53, 8 mm','d/D=0.60, 9 mm','d/D=0.67, 10mm','d/D=0.80, 12mm')
```

```
hold off
```

```
figure(2)
```

```
%subplot(222)
```

```
plot(HR(:,2),phi(:,2),'g');
```

```
hold on
```

```
plot(HR(:,3),phi(:,3),'r');
```

```
plot(HR(:,5),phi(:,5),'b');
```

```
plot(HR(:,7),phi(:,7),'k');
```

```
plot(HR(:,8),phi(:,8),'m');
```

```
plot(HR(:,12),phi(:,12),'m+');
```

```
%grid on
```

```
axis([0 1 0 3])
```

```
title('P = 0.35 MPa');xlabel(' Head Ratio (HR) ');ylabel('Flow Rate Ratio (QR)');
```

```
legend('d/D=0.40, 6 mm','d/D=0.47, 7 mm','d/D=0.53, 8 mm','d/D=0.60, 9 mm','d/D=0.67, 10mm','d/D=0.80, 12mm')
```

```
hold off
```

```
figure(3)
```

```
%subplot(223)
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

plot(HR(:,2),n(:,1),'g');
hold on
plot(HR(:,3),n(:,3),'r');
plot(HR(:,5),n(:,5),'b');
plot(HR(:,7),n(:,7),'k');
plot(HR(:,8),n(:,8),'m');
plot(HR(:,12),n(:,12),'m+');
%grid on
axis([0 1 0 30])
title('P = 0.35 MPa'); xlabel(' Head Ratio (HR) ');ylabel('Efficiency (n)');
legend('d/D=0.40, 6 mm','d/D=0.47, 7 mm','d/D=0.53, 8 mm','d/D=0.60, 9 mm','d/D=0.67,
10mm','d/D=0.80, 12mm')
hold off
figure(4)
%subplot(224)
plot(phi(:,2),HR(:,1),'g');
hold on
plot(phi(:,3),HR(:,3),'r');
plot(phi(:,5),HR(:,5),'b');
plot(phi(:,7),HR(:,7),'k');
plot(phi(:,8),HR(:,8),'m');
plot(phi(:,12),HR(:,12),'m+');
%grid on
axis([0 2 0 0.8])
title('P = 0.35 MPa');ylabel(' Head Ratio (HR) ');xlabel('Flow Rate Ratio (QR)');
legend('d/D=0.40, 6 mm','d/D=0.47, 7 mm','d/D=0.53, 8 mm','d/D=0.60, 9 mm','d/D=0.67,
10mm','d/D=0.80, 12mm')

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

ตารางที่ ข. 1 บอกค่าคุณสมบัติของน้ำ

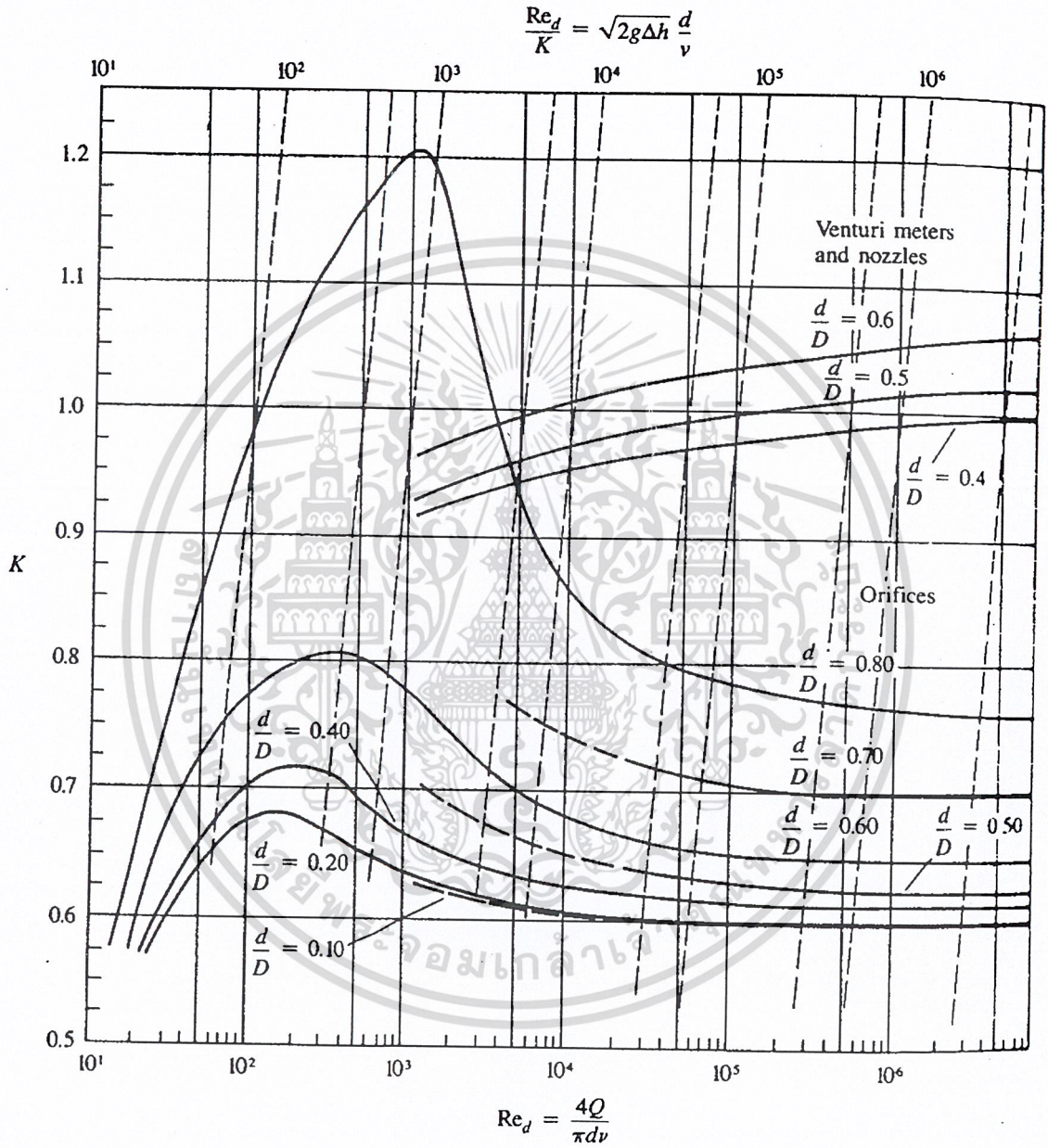
Temp, °C	Specific weight γ , N/m ³	Density ρ , kg/m ³	Viscosity $\mu \times 10^3$, N·s/m ²	Kine- matic viscosity $\nu \times 10^6$, m ² /s	Surface tension $\sigma \times 10^2$, N/m	Vapor- pressure head absolute p_v/γ ,† m	Bulk modulus of elasticity $K \times 10^{-7}$, N/m ²	Thermal conduc- tivity k , W/m·K
0	9806	999.9	1.792	1.792	7.62	0.06	204	0.561
5	9807	1000.0	1.519	1.519	7.54	0.09	206	0.571
10	9804	999.7	1.308	1.308	7.48	0.12	211	0.580
15	9798	999.1	1.140	1.141	7.41	0.17	214	0.589
20	9789	998.2	1.005	1.007	7.36	0.25	220	0.598
25	9778	997.1	0.894	0.897	7.26	0.33	222	0.607
30	9764	995.7	0.801	0.804	7.18	0.44	223	0.615
35	9749	994.1	0.723	0.727	7.10	0.58	224	0.623
40	9730	992.2	0.656	0.661	7.01	0.76	227	0.630
45	9711	990.2	0.599	0.605	6.92	0.98	229	0.637
50	9690	988.1	0.549	0.556	6.82	1.26	230	0.643
55	9666	985.7	0.506	0.513	6.74	1.61	231	0.649
60	9642	983.2	0.469	0.477	6.68	2.03	228	0.654
65	9616	980.6	0.436	0.444	6.58	2.56	226	0.659
70	9589	977.8	0.406	0.415	6.50	3.20	225	0.663
75	9560	974.9	0.380	0.390	6.40	3.96	223	0.667
80	9530	971.8	0.357	0.367	6.30	4.86	221	0.670
85	9499	968.6	0.336	0.347	6.20	5.93	217	0.673
90	9466	965.3	0.317	0.328	6.12	7.18	216	0.675
95	9433	961.9	0.299	0.311	6.02	8.62	211	0.677
100	9399	958.4	0.284	0.296	5.94	10.33	207	0.679

ตารางที่ ข. 2 ตารางเปรียบเทียบขนาดของวาล์ว

	Nominal diameter, in											
	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	1 $\frac{1}{2}$	2	3	4	5	6	8-10	12-16	18-24
Gate valve (open)	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.096
Globe valve (open)	9.2	8.5	7.8	7.1	6.5	6.1	5.8	5.4	5.1	4.8	4.4	4.1
Standard elbow (screwed) 90°	0.80	0.75	0.69	0.63	0.57	0.54	0.51	0.48	0.45	0.42	0.39	0.36
Standard elbow (screwed) 45°	0.43	0.40	0.37	0.34	0.30	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.21	0.19
Standard tee (flow through)	0.54	0.50	0.46	0.42	0.38	0.36	0.34	0.32	0.30	0.28	0.26	0.24
Standard tee (flow branched)	1.62	1.50	1.38	1.26	1.14	1.08	1.02	0.96	0.90	0.84	0.78	0.72

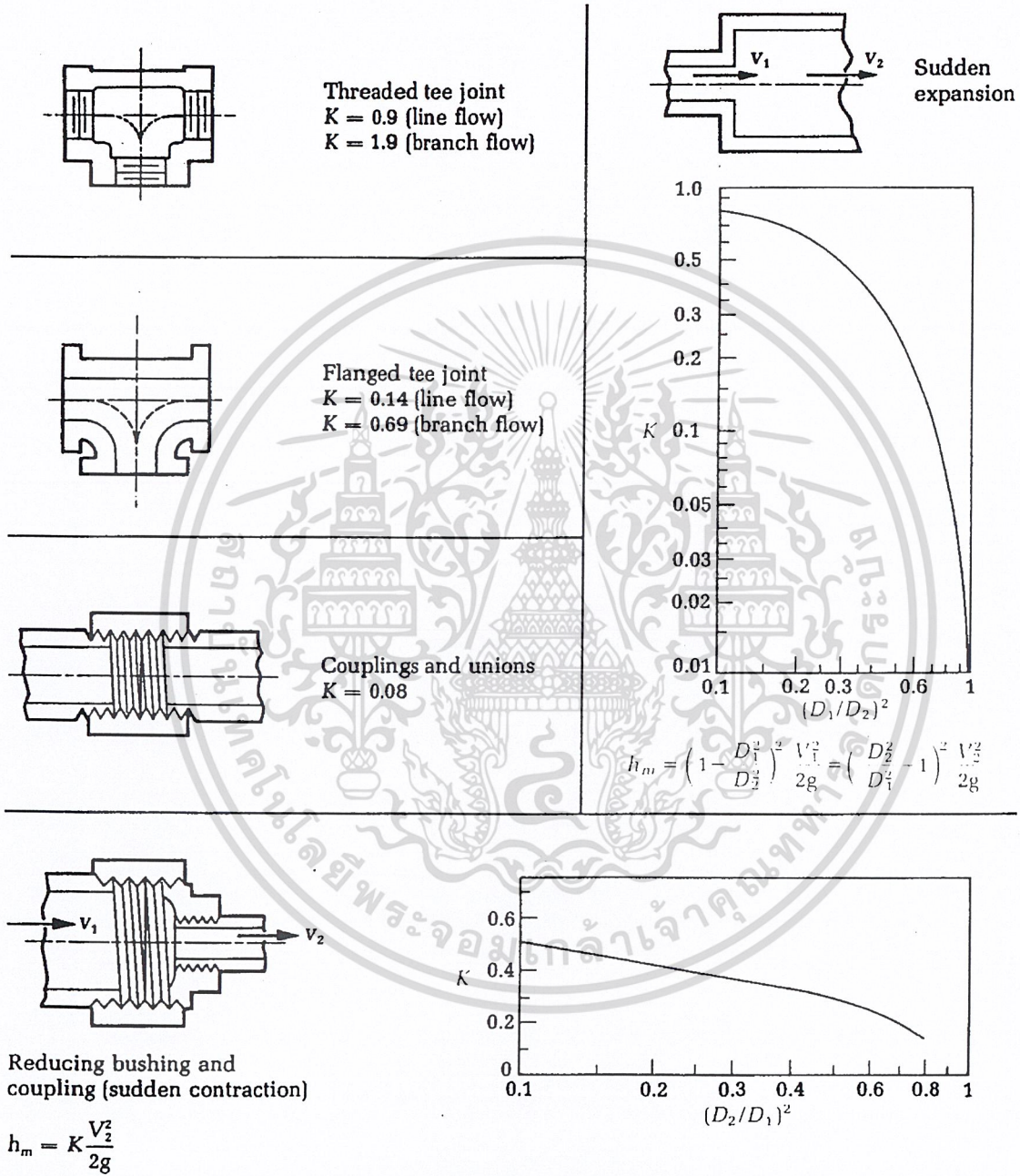
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟที่ ข.3 กราฟแสดงค่า Re_c กับค่า K และสัดส่วน $\frac{d}{D}$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข. 4 บอกค่า K ของชุดข้อต่อแต่ละแบบ



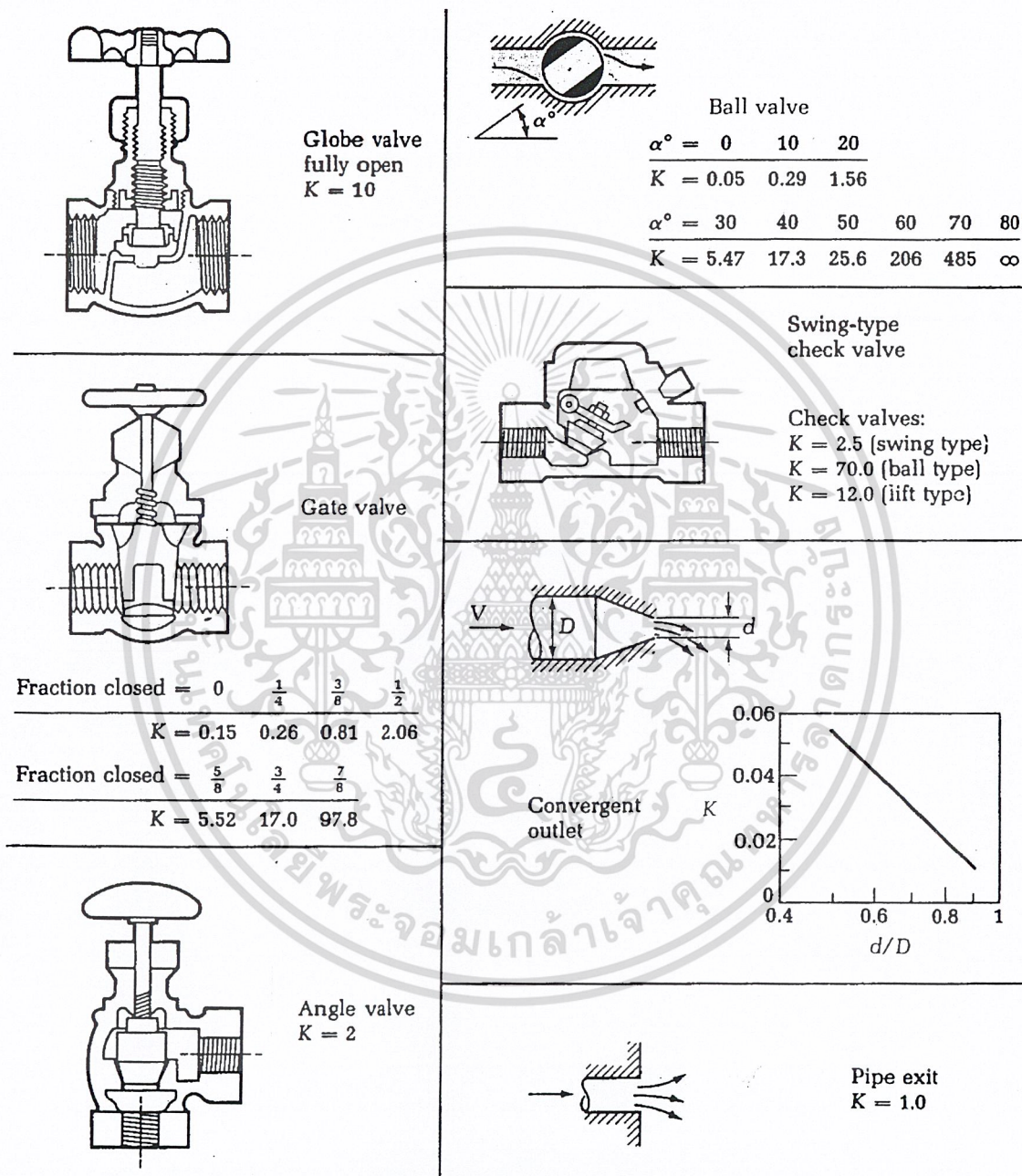
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข. 5 บอกค่า K ของชุดข้องอและชุดหน้าตัดท่อ

	<p>Well-rounded entrance or bell-mouth inlet $K = 0.05$</p>		<p>Flanged 90° elbow $K = 0.31$ (regular) $K = 0.22$ (long radius)</p>
	<p>Square-edged inlet $K = 0.5$</p>		<p>Threaded 45° elbow $K = 0.35$ (regular)</p>
	<p>Reentrant inlet or inward- projecting pipe $K = 1.0$</p>		<p>Flanged 45° elbow $K = 0.17$ (long radius)</p>
	<p>Basket strainer $K = 1.3$</p>		<p>Threaded return bend $K = 1.5$ (regular)</p>
	<p>Foot valve $K = 0.8$</p>		<p>Flanged return bend $K = 0.30$ (regular) $K = 0.20$ (long radius)</p>
	<p>Threaded 90° elbow $K = 1.4$ (regular) $K = 0.75$ (long radius)</p>		

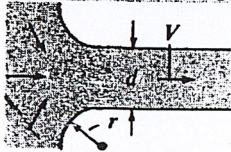
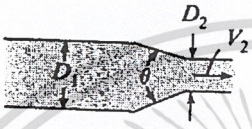
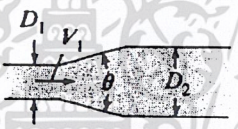

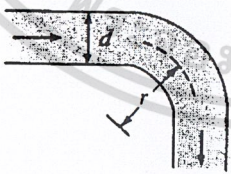
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.6 บอกค่า K ของชุดวาล์วและชุดหัวฉีด



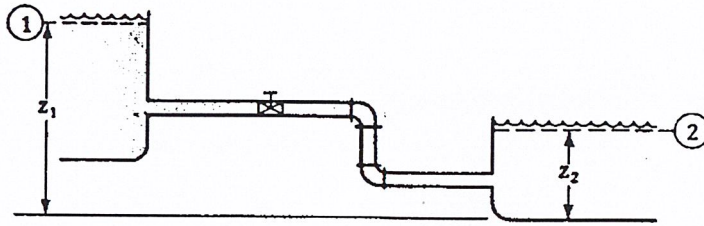
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข. 7 บอกค่าต่างๆ ของหัวฉีดแต่ละแบบ

Description	Sketch	Additional Data	K	Source	
Pipe entrance $h_L = K_r V^2/2g$		r/d	K_r	(2)	
		0.0	0.50		
		0.1	0.12		
		>0.2	0.03		
Contraction $h_L = K_C V_2^2/2g$		D_2/D_1	K_C $\theta = 60^\circ$	K_C $\theta = 180^\circ$	(2)
		0.0	0.08	0.50	
		0.20	0.08	0.49	
		0.40	0.07	0.42	
		0.60	0.06	0.32	
		0.80	0.05	0.18	
		0.90	0.04	0.10	
Expansion $h_L = K_E V_1^2/2g$		D_1/D_2	K_E $\theta = 10^\circ$	K_E $\theta = 180^\circ$	(2)
		0.0		1.00	
		0.20	0.13	0.92	
		0.40	0.11	0.72	
		0.60	0.06	0.42	
		0.80	0.03	0.16	
90° miter bend		Without vanes	$K_b = 1.1$	(36)	
		With vanes	$K_b = 0.2$	(36)	
90° smooth bend		r/d		(5) and (19)	
		1	$K_b = 0.35$		
		2	0.19		
		4	0.16		
		6	0.21		
		8	0.28		
		10	0.32		
Threaded pipe fittings	Globe valve—wide open	$K_v = 10.0$	(36)		
	Angle valve—wide open	$K_v = 5.0$			
	Gate valve—wide open	$K_v = 0.2$			
	Gate valve—half open	$K_v = 5.6$			
	Return bend	$K_b = 2.2$			
	Tee				
	straight-through flow	$K_t = 0.4$			
side-outlet flow	$K_t = 1.8$				
90° elbow	$K_b = 0.9$				
45° elbow	$K_b = 0.4$				

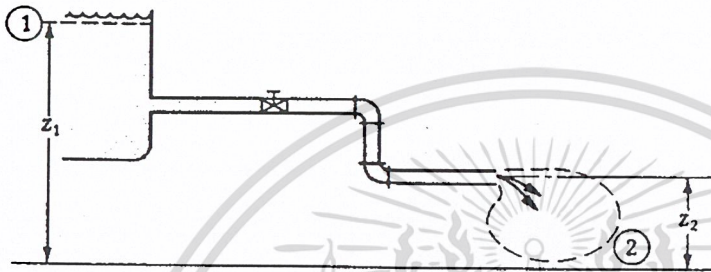
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการเปรียบเทียบกับค่าคำนวณ



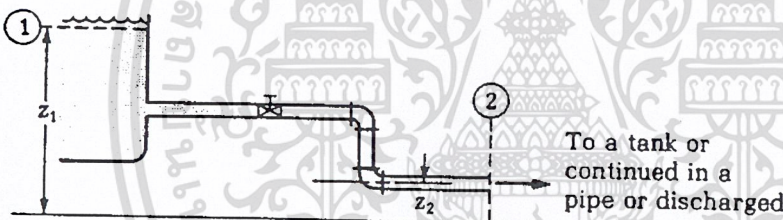
$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{fL}{D} \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} (K_{\text{entrance}} + K_{\text{valve}} + 2K_{\text{elbow}} + K_{\text{exit}})$$

(a)



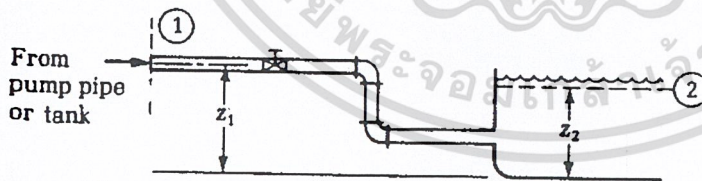
$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{fL}{D} \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} (K_{\text{entrance}} + K_{\text{valve}} + 2K_{\text{elbow}} + K_{\text{exit}})$$

(b)



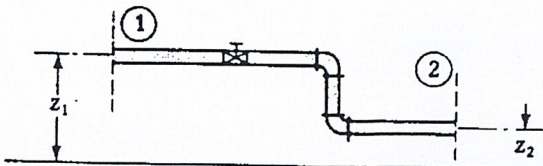
$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{fL}{D} \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} (K_{\text{entrance}} + K_{\text{valve}} + 2K_{\text{elbow}})$$

(c)



$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{fL}{D} \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} (K_{\text{valve}} + 2K_{\text{elbow}} + K_{\text{exit}})$$

(d)

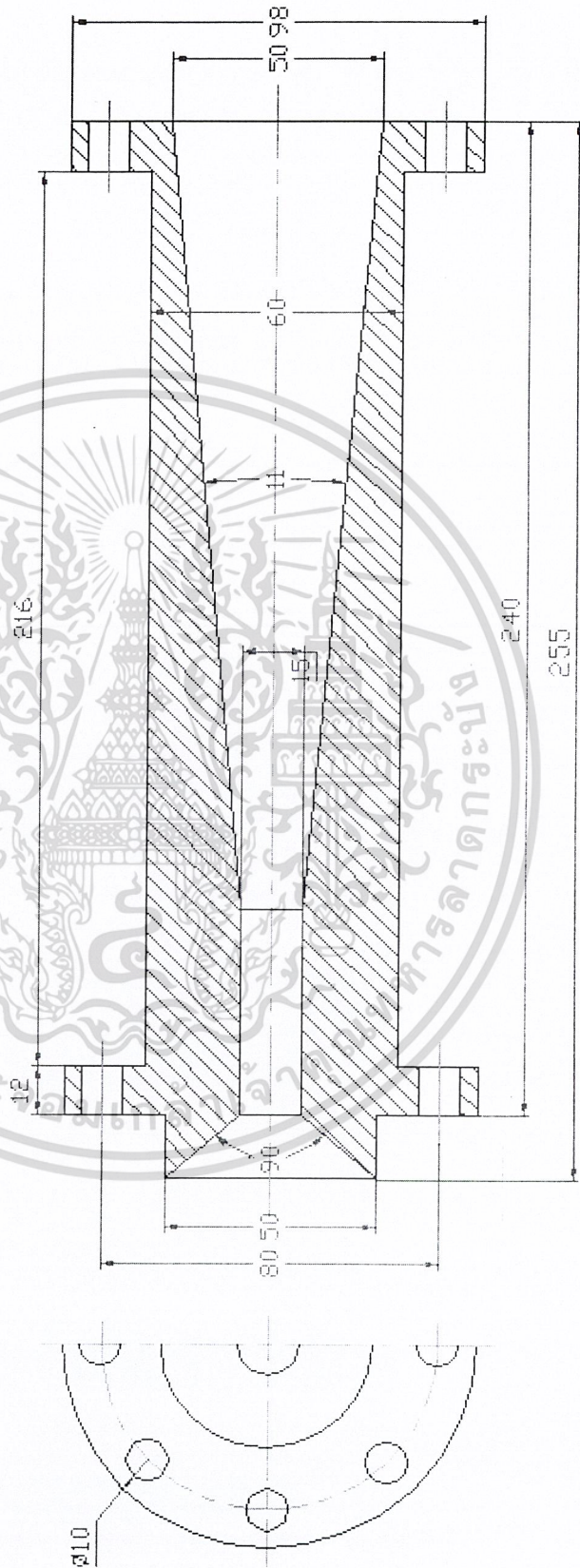


$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{fL}{D} \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} (K_{\text{valve}} + 2K_{\text{elbow}})$$

(e)

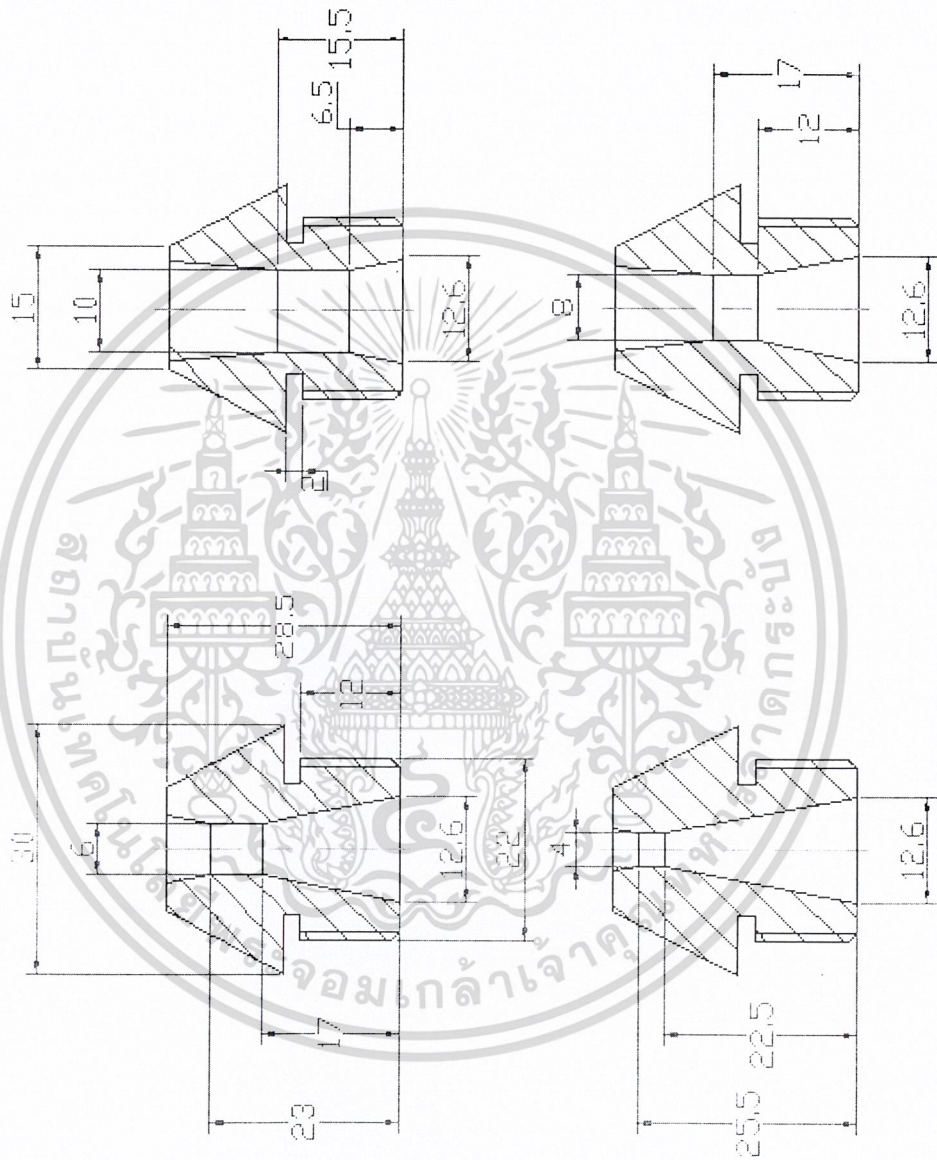
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชุดห้องผสม (Mixing Chamber)



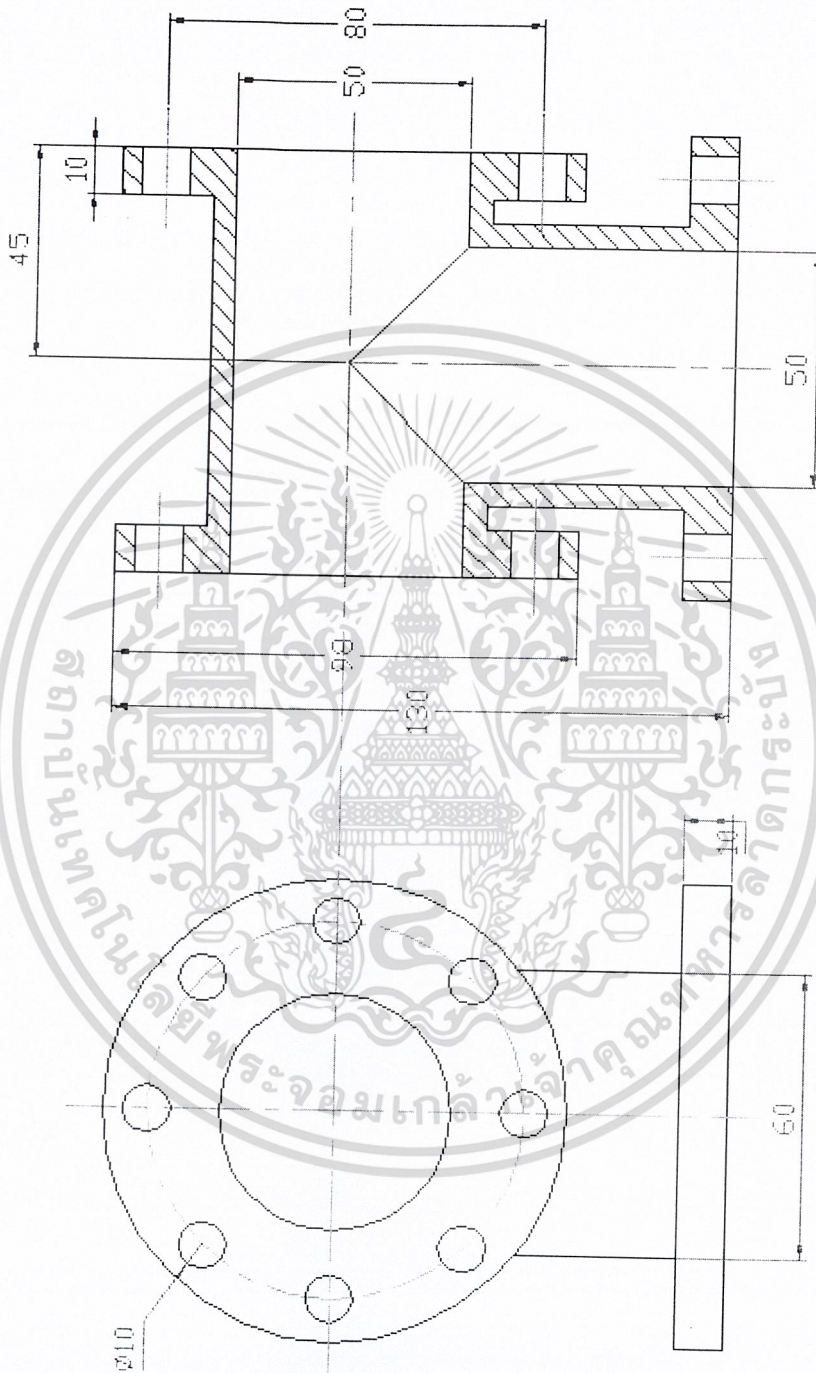
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวฉีด (Nozzle)



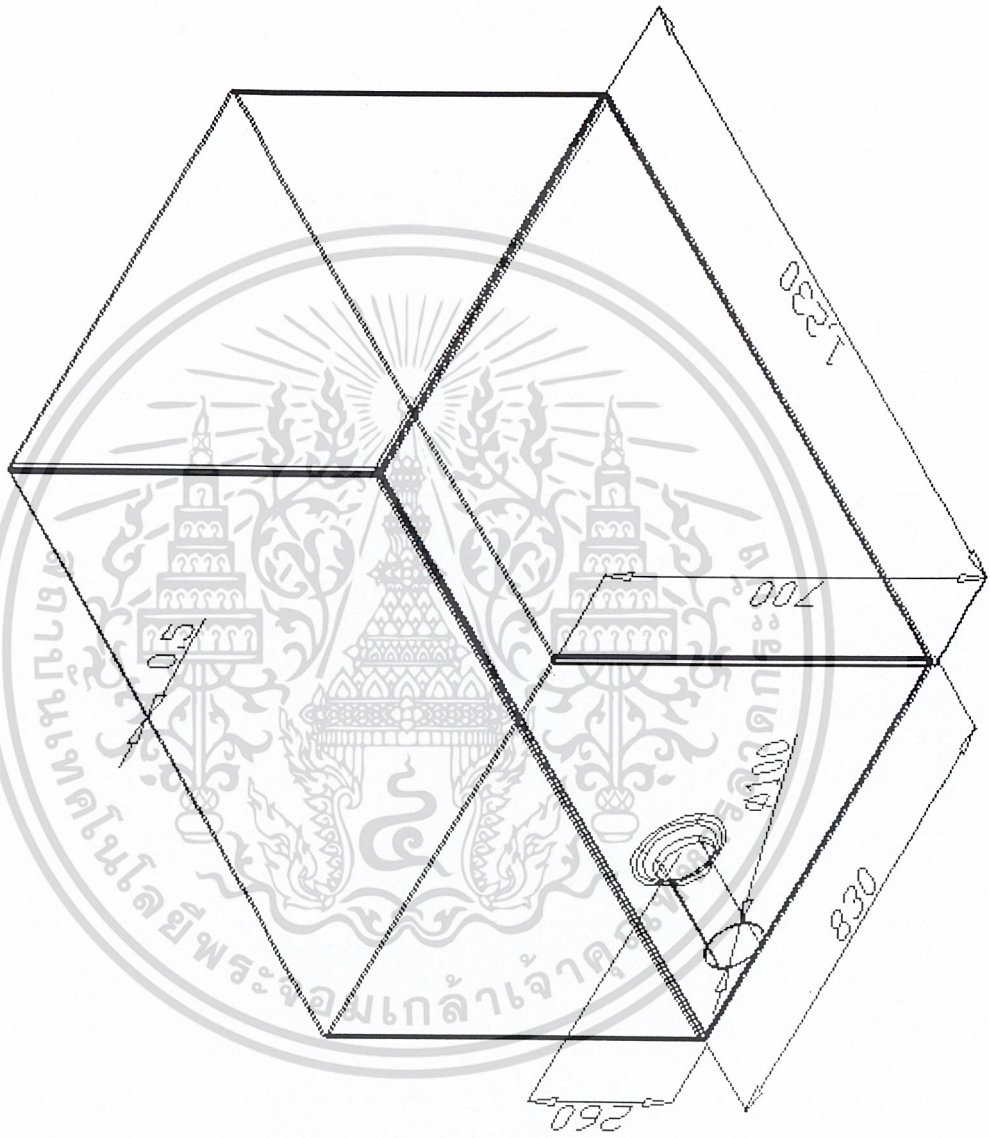
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชุดห้องดูด (Suction Side)



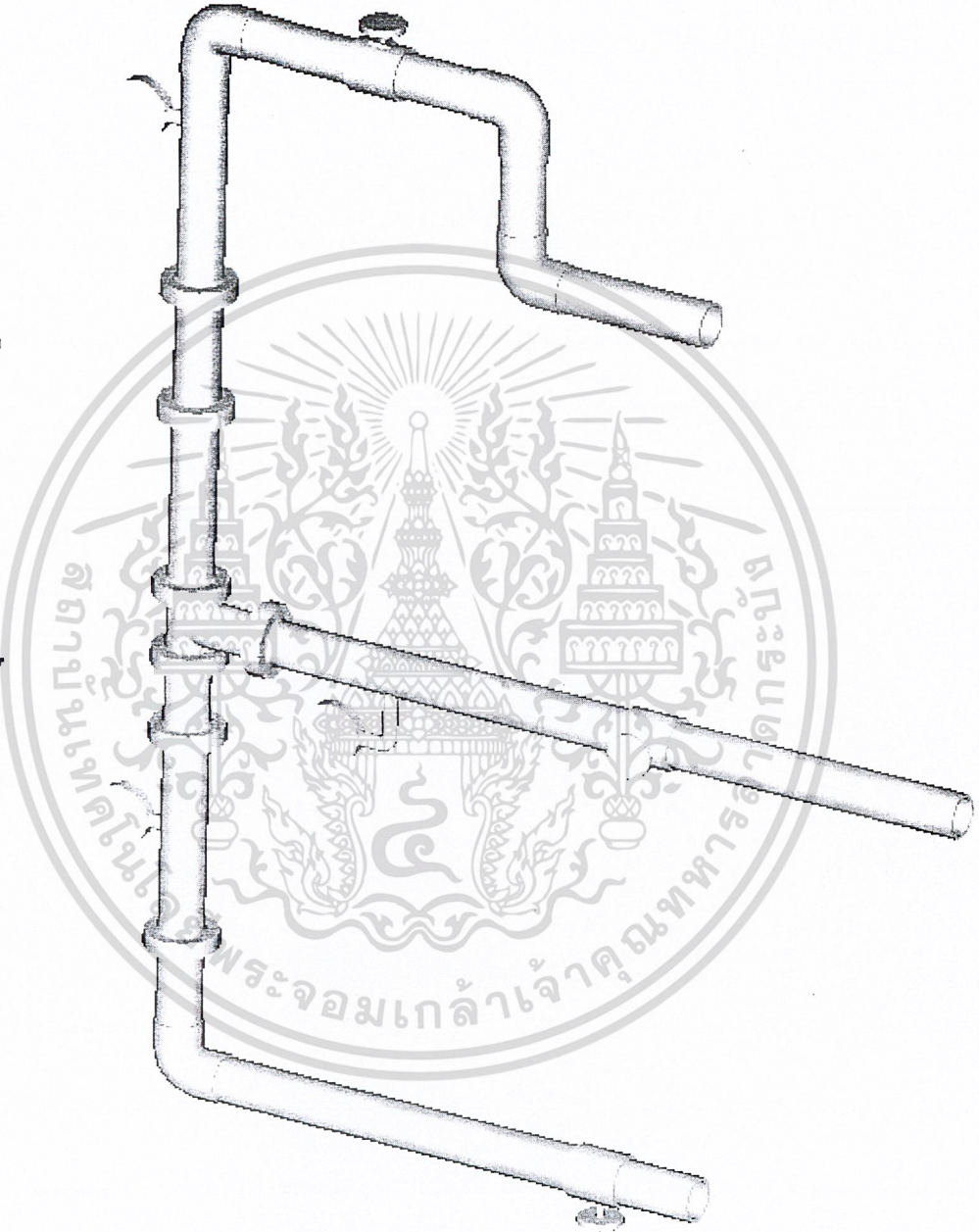
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถังเก็บน้ำ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพประกอบชุดท่อของ Jet Pump



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

Gosline, J. E., and O'Brien, M. P., "The Water Jet Pump", Publication in Engineering, University of California, Vol.3, No.3, 1934., page 167-190.

Hansen, A. G., and Dinnavy, R., "The Design of Water Jer Pumps," ASME Paper No.65-WA/FE-31, Nov. 1965.

Mueller, N. H. G., "Water Jet Pump", Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, Vol.90, No. HY3, May, 1964., page 83-113.

Sanger, N. L., "An Experimental Investigation of Several Low Area Ratio Water Jet Pump," ASME Journal of Basic Engineering, March, 1970, page 11-20

Staff of BHRA Fluid Engineering, "Engineering Outline: Jet Pumps", Journal of Engineering, 3rd May, 1968.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้