เทคนิคการประเมิน NPSHA สำหรับการติดตั้งปั๊มน้ำ

A practical approach technique for assessment the NPSHA in pump installation

ประกอบ สุรวัฒนาวรรณ
รองศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตบางเขน
Email: fengpsw@ku.ac.th

บทคัดย่อ

ปั๊มน้ำเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญในงานระบบท่อของอาคารและโรงงานอุตสาหกรรม การติดตั้งและการทำงานที่ถูกต้องส่งผลอย่างมากต่อการทำงานในการส่งน้ำของระบบ Centrifugal pump เป็นปั๊มน้ำที่มีการใช้งานกันมากประเภทหนึ่งเนื่องจากมีประสิทธิภาพที่สูงและความสะดวกในการซ่อมบำรุง โดยมาตรฐานการใช้งาน ระบุห้ามใช้ปั๊มประเภทนี้ในกรณีที่ระดับที่เก็บน้ำอยู่ต่ำกว่าตำแหน่งของปั๊มเกินกว่าที่กำหนด เพื่อป้องกันการเกิด Cavitation ปรากฏการณ์นี้จะเกิดขึ้นเมื่อ ความดันด้านขาเข้าของปั๊มลดต่ำลงมากจนเท่ากับความดันไอของน้ำ ทำให้เกิดฟองอากาศขึ้นในช่องทางการไหล ซึ่งการยุบตัวต่อมาของฟองอากาศจะก่อให้เกิดความเสียหายต่อชิ้นส่วนภายในของปั๊มเป็นอย่างมาก อย่างไรก็ตาม การติดตั้งปั๊มน้ำในปัจจุบันหลายสถานที่ มีการติดตั้งที่ผิด โดยการจัดวางปั๊มไว้ด้านบนถังเก็บน้ำ การปรับแก้เป็นสิ่งที่ทำได้ยากและมักจะเกิดคำถามว่าจะก่อให้เกิดปัญหา Cavitation หรือไม่ การตรวจสอบสามารถทำได้โดยการวิเคราะห์หาค่า NPSHA (Net Positive Suction Head Available) ซึ่งจำเป็นต้องใช้การตรวจวัดค่า Static pressure ของระบบท่อด้านดูดของปั๊ม งานวิจัยชิ้นนี้นำเสนอแนวทางหนึ่งในการวิเคราะห์ค่า NPSHA โดยที่ไม่ต้องตรวจวัดตัวแปรดังกล่าว โดยการใช้ Bernouli equation ประยุกต์เข้ากับท่อด้านดูดของปั๊มน้ำ ตัวแปรค่า Static pressure สามารถปรับให้อยู่ในรูปของค่าความดันบรรยากาศ ระดับความสูงจากผิวน้ำถึงตัวปั๊ม และค่าความต้านทานเนื่องจากแรงเสียดทาน ซึ่งตัวแปรเหล่านี้สามารถวิเคราะห์ได้โดยที่ไม่ต้องอาศัยการตรวจวัดค่าความดัน ทำให้เกิดความสะดวกในการวิเคราะห์มากกว่า นอกจากนั้นแล้ว การวิเคราะห์ที่นำเสนอนี้ยังสามารถประยุกต์ไปใช้ในการตรวจสอบระดับของน้ำในถังต่ำสุดที่ยอมรับได้ เพื่อควบคุมและป้องกันไม่ให้เกิดปัญหา Cavitation ต่อตัวปั๊มน้ำอีกด้วย

คำสำคัญ: pump installation, cavitation, Bernouli equation

Abstract

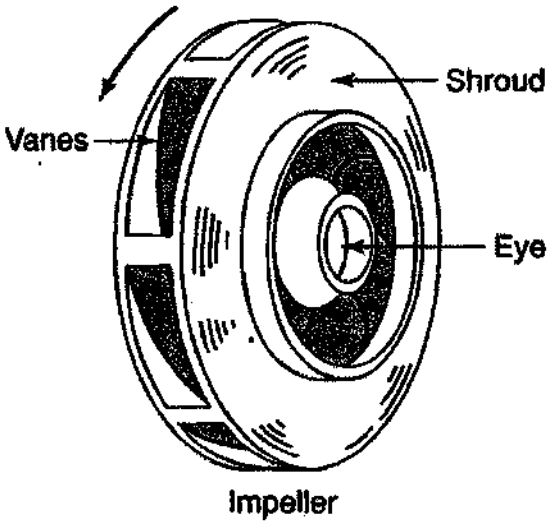
Water pumps are critical and essential components of water piping systems in buildings and factories. Their proper installation and operation are vital to the success of the system. Centrifugal pump is one of commonly used because of its high efficiency and convenient maintenance. This kind of pumps shall not be used when the water reservoir is kept below the pump and lower than the limitation in order to prevent cavitation problem. This phenomena is occurred when the static pressure

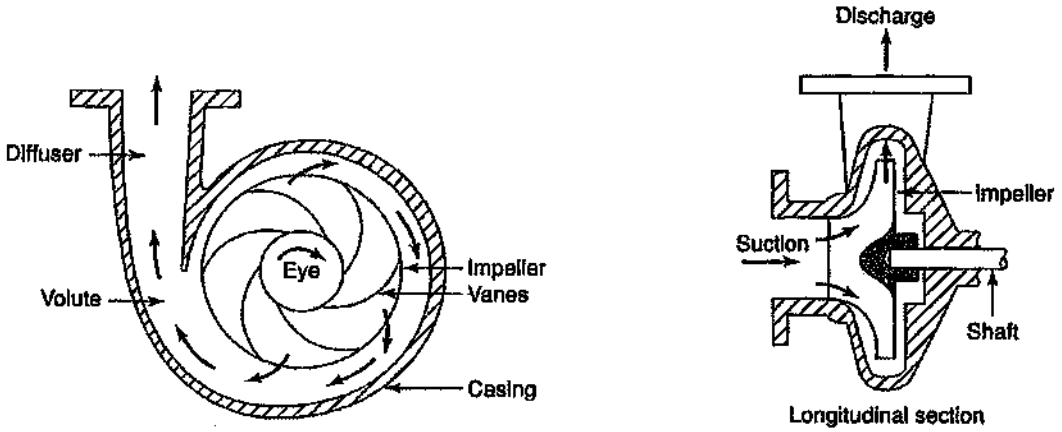
of the water entering a pump approaches the vapor pressure of the water. In consequence, the vapor bubble will form in the impeller passages. This condition is detrimental to pump performance, and the collapse of the bubbles is noisy and may damage the pump. Therefore, the water level will need to be above the pump for the system to work correctly. Some pumps are installed on the wrong condition by placing the pumps on top of the water tanks. The modification is difficult and the question for cavitation possibility is occurred. Theoretically, the investigation is performed via NPSHA (Net Positive Suction Head Available). The measurement of static pressure entering a pump is required. Practically, it is difficult to determine this value. This research introduces a practical approach to analyze NPSHA without the requirement of static pressure measurement. Bernouli equation is applied to the suction line of the water pump. The variable of static pressure is transformed into atmospheric pressure, elevation, and friction loss in the suction pipeline which are more convenient to find out without the requirement of pressure measurement. In addition, this approach can be used to determine the minimum water level in the tank before the occurrence of cavitation problem.

Keywords: pump installation, cavitation, Bernouli equation

บทนำ

ปั๊มน้ำเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญในงานระบบท่อของอาคารและโรงงานอุตสาหกรรม การติดตั้งและการทำงานที่ถูกต้องส่งผลอย่างมากต่อการทำงานในการส่งน้ำของระบบ Centrifugal pump ดังแสดงในภาพที่ 1 เป็นปั๊มน้ำที่มีการใช้งานกันมากประเภทหนึ่งเนื่องจากมีประสิทธิภาพที่สูงและความสะดวกในการซ่อมบำรุง โดยมาตรฐานการใช้งาน ระบุห้ามใช้ปั๊มประเภทนี้ในกรณีที่ระดับที่เก็บน้ำอยู่ต่ำกว่าตำแหน่งของปั๊มเกินกว่าที่กำหนด เพื่อป้องกันการเกิด Cavitation [1-2] คำถามที่เกิดขึ้นเมื่อพบว่าปั๊มน้ำมีการติดตั้งที่ไม่ถูกต้อง คือ ส่งผลร้ายต่อการทำงานของปั๊มรุนแรงเพียงใด มีความจำเป็นต้องปรับย้ายตำแหน่งของถังน้ำและปั๊มน้ำหรือไม่ ซึ่งในบางกรณีอาจปรับแก้โดยการโยกย้าย ดังกล่าวไม่ได้เลยเนื่องจากความจำกัดของพื้นที่อาคาร การตอบคำถามว่าความผิดพลาดนี้ ส่งผลร้ายต่อการทำงานของปั๊มรุนแรงเพียงใด ตอบได้โดยการประเมินค่า Net Positive Suction Head (NPSH) ของระบบว่ายังคงอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้หรือไม่ [3-4] การวิเคราะห์ดังกล่าวจำเป็นต้องทราบค่า Static pressure ณ ทางเข้าของปั๊มน้ำ ซึ่งจำเป็นต้องอาศัยเครื่องมือวัดค่าความดันจริง ซึ่งในหลายสถานการณ์มีความยากลำบากในการวัดค่าความดันนี้มาก บทความฉบับนี้จึงได้นำเสนอแนวทางเลือกในการวิเคราะห์ค่า NPSH โดยการใช้ Bernouli equation และปรับรูปแบบของตัวแปรไปเป็นค่าความดันบรรยากาศ ระดับความสูงจากผิวน้ำถึงตัวปั๊ม และค่าความต้านทานเนื่องจากแรงเสียดทาน ซึ่งสามารถวิเคราะห์ได้โดยที่ไม่ต้องอาศัยการตรวจวัดจากเครื่องมือวัดความดันทำให้เกิดความสะดวกในการวิเคราะห์มากกว่า นอกจากนั้นแล้ว การวิเคราะห์ที่นำเสนอนี้ยังสามารถประยุกต์ไปใช้ในการตรวจสอบระดับของน้ำในถังต่ำสุด เพื่อควบคุมและป้องกันไม่ให้เกิดปัญหา Cavitation ของปั๊ม





ภาพที่ 1 operating element of centrifugal pump

Cavitation และการประเมินตรวจสอบ

ปรากฏการณ์นี้จะเกิดขึ้นเมื่อ ความดันด้านขาเข้าของปั๊มลดต่ำลงมากจากการสร้างสภาวะความดันที่เป็นลบจนความดันเท่ากับความดันไอของน้ำ เกิดการเดือดทำให้เกิดฟองอากาศขึ้นในช่องทางการไหลซึ่งการยุบตัวต่อมาของฟองอากาศจะก่อให้เกิด shock wave เสียงดังและเกิดความเสียหายต่อชิ้นส่วนภายในของปั๊มเป็นอย่างมาก [5-6] การป้องกันปรากฏการณ์ Cavitation ความดันด้านขาเข้าของปั๊ม จะต้องมากกว่าค่าความดันไอของน้ำ เพื่อป้องกันการเดือดของน้ำ ปริมาณความดันด้านขาเข้าของปั๊ม ที่จะต้องมากกว่าค่าความดันไอของน้ำนี้เรียกว่า Required Net Positive Suction Head (NPSHR) ซึ่งปั๊มน้ำแต่ละแบบจะมีค่านี้ไม่เท่ากัน ขึ้นกับคุณสมบัติของปั๊ม ความดันและอัตราการไหลในการทำงาน โดยทั่วไปค่า NPSHR จะได้มาจากการทดสอบในห้องปฏิบัติการ และแสดงค่าใน specification ของปั๊มรุ่นนั้นๆ จากผู้ผลิต

ในการติดตั้งปั๊มจริง สภาวะการณ์ในการติดตั้งจะแตกต่างกัน ทำให้ค่า Net Positive Suction Head (NPSH) มีความแตกต่างไปจาก NPSHR การวิเคราะห์จากสภาพการติดตั้งจริงนี้เรียกว่า Available Net Positive Suction Head (NPSHA) ซึ่งวิเคราะห์ได้จาก

$$\text{NPSHA} = \frac{P_B g_c}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} - \frac{P_v g_c}{\rho g} \qquad (1)$$

เมื่อ

$\frac{P_B g_c}{\rho g}$ = static head ณ ตำแหน่งทางดูดเข้าของปั๊มน้ำ
หน่วยเป็นฟุตหรือเมตร (ค่าสัมบูรณ์)

$\frac{V_B^2}{2g}$ = velocity head ณ ตำแหน่งทางดูดเข้าของปั๊มน้ำ หน่วยเป็นฟุตหรือเมตร

$\frac{P_v g_c}{\rho g}$ = static vapor pressure head ของน้ำ ณ อุณหภูมิทำงาน
หน่วยเป็นฟุตหรือเมตร (ค่าสัมบูรณ์)

สังเกตได้ว่าค่า head ที่ใช้ในวิเคราะห์เป็นค่าสัมบูรณ์ (absolute value) เนื่องจากมีความเกี่ยวข้องกับสภาวะการกลายเป็นไอ หรือ vapor pressure อยู่ด้วย ซึ่งหลักเกณฑ์ในการตรวจสอบก็คือค่า NPSHA จะต้องมากกว่า NPSAR เสมอเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดสภาวะ cavitation ขึ้น

Variable transformation โดยการใช้ Bernouli equation

การเคลื่อนที่ของอนุภาคของน้ำ ไปตามแนวเส้นทางการไหล (Streamline) สามารถอธิบายได้จาก

$$-\gamma \frac{dz}{ds} + \frac{dp}{ds} = \frac{1}{2}\rho \frac{d(V^2)}{ds} \qquad (2)$$

โดยที่

γ = น้ำหนักจำเพาะของน้ำ

ρ = ความหนาแน่นของน้ำ

$\frac{dz}{ds}$ = การเปลี่ยนแปลงของ elevation เทียบกับระยะตามแนวเส้นทางการไหล

$\frac{dp}{ds}$ = การเปลี่ยนแปลงของ pressure เทียบกับระยะตามแนวเส้นทางการไหล

$\frac{d(V^2)}{ds}$ = การเปลี่ยนแปลงของความเร็วยกกำลังสองเทียบกับระยะตามแนวเส้นทางการไหล

สมการดังกล่าวสามารถปรับรูปได้ว่า

$$-dp + \frac{1}{2}d(V^2) + \gamma dz = 0 \quad (3)$$

และสามารถประยุกต์การ integration ได้ว่า

$$-dp + \frac{1}{2}d(V^2) + \gamma dz = 0 \quad (4)$$

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2}V^2 + gz = C \quad (5)$$

เมื่อ C เป็นค่าคงที่ของการ integration และวิเคราะห์ได้จากสภาวะของเส้นทางการไหล จากสมการการ integrate ค่าความดัน จะทำได้ก็ต่อเมื่อทราบความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันและค่าความหนาแน่นในกรณีของน้ำซึ่งเป็น incompressible fluid ค่าความหนาแน่นจะถือว่าคงที่ การไหลอยู่ในสภาวะคงตัว steady state ของไหลไม่มีผลจากความหนืด (inviscid)

สมการนี้เรียกว่า Bernouli equation ซึ่งเป็นสมการที่มีการใช้งานกันมากอันหนึ่งในสาขากลศาสตร์ของไหล โดยหลักสำคัญต้องเข้าใจถึงข้อจำกัดในการใช้ให้ชัดเจนว่า การใช้สมการนี้

1) ถือว่าค่าความหนืดไม่มีผลต่อการไหล inviscid flow

2) การไหลอยู่ในภาวะคงตัว steady state

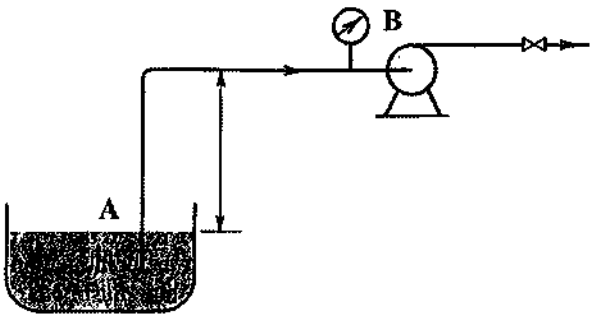
3) การไหลเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ incompressible flow

4) สมการนี้ใช้ได้ตามแนวเส้นทางการไหลstreamline เดียวกันเท่านั้น

Bernouli equation สามารถเขียนในรูปของ head equation โดยการหารแต่ละเทอมด้วย น้ำหนักจำเพาะ

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z = \text{constant on a streamline} \quad (6)$$

ผลที่ได้ของแต่ละเทอมในสมการนี้ จะมีหน่วยเป็นพลังงานต่อน้ำหนัก (energy per weight) หรือ ความสูง (head) ซึ่งมีหน่วยเป็นเมตรหรือฟุต เทอมแรก เรียกว่า pressure head เป็นตัวแทนของความดัน static ของน้ำ ณ ตำแหน่งที่พิจารณา เทอมที่สองเรียกว่า velocity head เป็นตัวแทนของความดันเนื่องจากความเร็วของการไหล เทอมที่สามเรียกว่า elevation head เป็นตัวแทนของความดันเนื่องจากความสูงหรือความลึกของน้ำจากระดับอ้างอิง



ภาพที่ 2 ระยะติดตั้งระหว่างปั๊มน้ำและถัง

จากภาพที่ 2 แสดงปั๊มน้ำที่ติดตั้งอยู่บนถังน้ำ และประยุกต์สมการการไหลเข้ากับพื้นผิวของน้ำในถัง (ตำแหน่ง A) และทางเข้าของปั๊มน้ำ (ตำแหน่ง B)

$$\frac{p_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + z_A = \frac{p_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + z_B + l_f \quad (7)$$

โดยที่

P_A = ความดัน ณ ตำแหน่ง A เป็นความดันบรรยากาศ
= 1 bar abs

V_A = ความเร็วของการไหล ณ ตำแหน่ง A = 0

Z_A = ระดับอ้างอิงณ ตำแหน่ง A = 0

P_B = ความดัน ณ ตำแหน่ง B เป็นความดันด้านดูดของปั๊มน้ำ

V_B = ความเร็วของการไหล ณ ตำแหน่ง B

Z_B = ระดับอ้างอิงณ ตำแหน่ง B

l_f = friction loss จากตำแหน่ง A ไป B

$$\frac{p_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} = \frac{p_A}{\rho g} - z_B - l_f \quad (8)$$

จะเห็นได้ว่า จากสมการนี้ ตัวแปรค่า Static pressure และความเร็วการไหล ณ ด้านดูดของปั๊มน้ำ สามารถปรับให้อยู่ในรูปของค่าความดันบรรยากาศระดับความสูงจากผิวน้ำถึงตัวปั๊มและค่าความต้านทานเนื่องจากแรงเสียดทาน ซึ่งสามารถวิเคราะห์ได้โดยที่ไม่ต้องอาศัยอุปกรณ์ตรวจวัด ทำให้เกิดความสะดวกในการวิเคราะห์มากกว่า

การวิเคราะห์เชิงตัวเลข

$$NPSHA = \left\{\frac{p_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g}\right\} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (9)$$

$$NPSHA = \left\{\frac{p_A}{\rho g} - z_B - l_f\right\} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (10)$$

ค่าความดันสูญเสียในแต่ละส่วนของท่อ สามารถวิเคราะห์ได้จาก Hazen-Williams formula

$$P = \frac{(4.52)(Q^{1.85})}{(C^{1.85})(D^{4.87})} \times L \quad (11)$$

$$L = 3.28Y + X \quad (12)$$

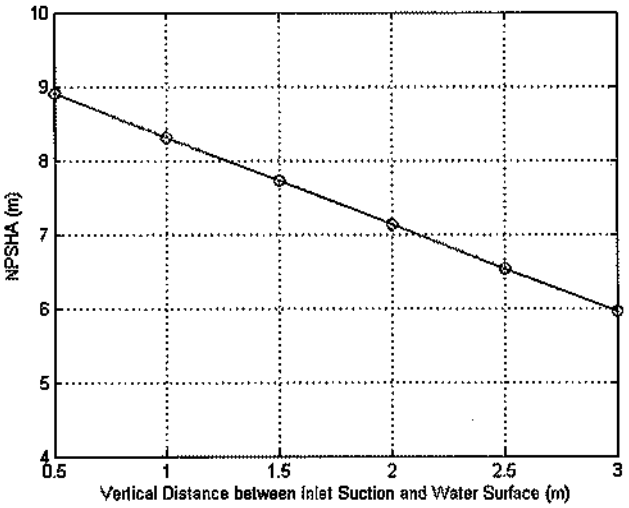
เมื่อ

P = ความดันสูญเสียในท่อ หน่วยเป็น psi
Q = อัตราการไหลภายในท่อ หน่วยเป็น GPM
C = สัมประสิทธิ์ความขรุขระของท่อ
D = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อหน่วยเป็นนิ้ว
L = ความยาวของท่อ หน่วยเป็น ft
X = ความยาวของท่อตามแนวระดับ หน่วยเป็น ft
Y = ความยาวของท่อตามแนวดิ่ง หน่วยเป็น m

สมการนี้ถูกพัฒนาขึ้นจากการทดสอบการไหลโดย Allen Hazen และ Gardner S. Williams โดยค่า C-factor เป็นปริมาณที่ไม่มีหน่วย เป็นพารามิเตอร์ที่บ่งชี้ถึงความขรุขระสัมพัทธ์ของพื้นผิวด้านในของท่อน้ำ โดยที่ค่า C-factor ที่สูงจะเป็นตัวแทนของท่อที่มีความเรียบมาก และค่า C-factor ที่ต่ำจะเป็นตัวแทนของท่อที่มีความขรุขระมาก ดังนั้น

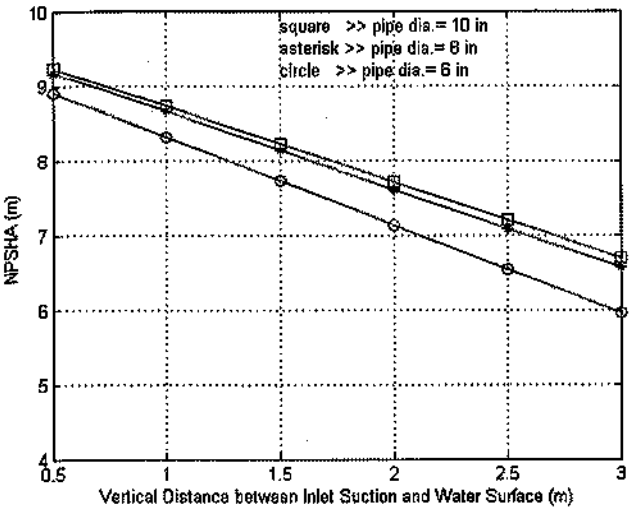
$$NPSHA = \left\{\begin{array}{c} \frac{p_A}{\rho g} - Y - \\ 0.693\frac{(4.52)(Q^{1.85})}{(C^{1.85})(D^{4.87})} \\ (3.28\,Y + X) \\ -\frac{P_v g_c}{\rho g} \end{array}\right\} \quad (13)$$

เมื่อประยุกต์การวิเคราะห์นี้กับปั๊มน้ำ ณ โรงงานแห่งหนึ่ง ปั๊มน้ำเป็นแบบ Centrifugal pump, Rated horse power 200 Hp, Rated Pressure 157 PSIG, Rated flow rate 1500 GPM ผลการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างระยะความสูงของท่อในแนวดิ่ง (ระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่า) และค่า NPSHA สามารถแสดงได้ดังภาพที่ 3 จะเห็นได้ว่าค่า NPSHA ของปั๊มตัวอย่างนี้สามารถวิเคราะห์ได้จากการที่ทราบระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่า โดยที่ไม่ต้องใช้การวัดค่าความดัน และความเร็วของการไหลที่ตำแหน่งด้านดูด ซึ่งค่า NPSHA นี้สามารถนำไปเปรียบเทียบกับ NPSHR ของผู้ผลิต และในการป้องกันการเกิด cavitation ค่า NPSHA จะต้องมากกว่า NPSHR



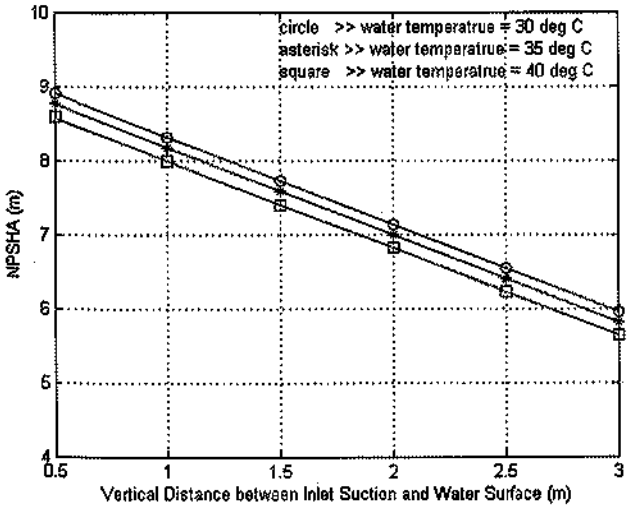
ภาพที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Vertical distance between inlet suction and water surface และค่า NPSHA

นอกจากสามารถใช้ประโยชน์จากการตรวจสอบและป้องกันการเกิด cavitation แล้ว แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่นำเสนอนี้ สามารถนำมาใช้วิเคราะห์ผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อค่า NPSHA เพื่อนำมาช่วยในการออกแบบระบบและการติดตั้งปั๊มอย่างถูกต้อง ตัวแปรต่อมาที่พิจารณาได้แก่ขนาดของท่อน้ำด้านดูดของปั๊ม โดยขนาดท่อได้มีปรับค่าให้เปลี่ยนแปลงในช่วง 6-10 นิ้ว และวิเคราะห์ผลกระทบต่อค่า NPSHA ในภาพที่ 4 พบว่าจากระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่า เดียวกันเมื่อเพิ่มขนาดท่อขึ้นก็จะสามารถเพิ่มค่าให้กับ NPSHA ได้ เช่น ณ ระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่าที่เท่ากับ 2 เมตร เมื่อใช้ท่อขนาด 6 นิ้ว จะมีค่า NPSHA เท่ากับ 7.1 เมตร แต่เมื่อเพิ่มขนาดท่อขึ้นไปเป็น 8 นิ้ว จะสามารถเพิ่มค่า NPSHA ได้เป็น 7.6 เมตร เป็นต้น เหตุผลดังกล่าว เนื่องมาจากการเพิ่มขนาดท่อเป็นการลดค่าความต้านทาน (friction loss) ให้กับท่อนั่นเอง



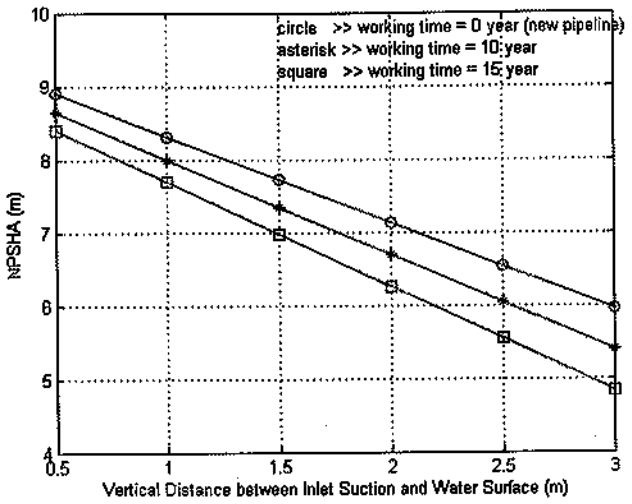
ภาพที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Vertical distance between inlet suction and water surface และค่า NPSHA ณ ขนาดท่อด้านดูดที่แตกต่างกัน

ตัวแปรต่อมาที่พิจารณาได้แก่อุณหภูมิของน้ำที่ไหลจากถังเก็บน้ำเข้าสู่ท่อและปั๊มเนื่องจากอุณหภูมิที่สามารถเปลี่ยนแปลงได้เนื่องจากสภาพกลางวัน/กลางคืน และฤดูกาล โดยอุณหภูมิของน้ำได้มีปรับค่าให้เปลี่ยนแปลงในช่วง 30-40 deg C และวิเคราะห์ผลกระทบต่อค่า NPSHA ในภาพที่ 5 พบว่าจากระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่า เดียวกันเมื่ออุณหภูมิของน้ำเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ค่า NPSHA มีค่าลดลง เช่น ณ ระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่าที่เท่ากับ 2 เมตร เมื่ออุณหภูมิของน้ำเท่ากับ 30 deg C จะมีค่า NPSHA เท่ากับ 7.1 เมตร แต่เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำเท่ากับ 40 deg C พบว่าค่า NPSHA ลดลงเป็น 6.7 เมตร เป็นต้น เหตุผลดังกล่าว เนื่องมาจากการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำเป็นการเพิ่มค่าความดันของการกลายเป็นไอ (Vapor pressure) ให้กับน้ำ จากการวิเคราะห์พบว่าอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น 10 deg C (จาก 30 เป็น 40 deg C) ทำให้ ค่าความดันของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้นถึง 74% จึงเป็นสาเหตุทำให้ค่า NPSHA เกิดการเปลี่ยนแปลง



ภาพที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Vertical distance between inlet suction and water surface และค่า NPSHA ณ อุณหภูมิน้ำที่แตกต่างกัน

ตัวแปรต่อมาที่พิจารณาได้แก่อายุการใช้งานของท่อ เนื่องจากท่อน้ำที่มีการใช้งานผ่านไประยะเวลาหนึ่งจะเกิดตะกรันขึ้นที่ผิวด้านในของท่อ ความขรุขระเกิดการเปลี่ยนแปลง ส่งผลให้ค่าความต้านทานภายในท่อเพิ่มขึ้นความขรุขระดังกล่าวนิยามได้ด้วยค่าสัมประสิทธิ์ความขรุขระของผิวท่อ (Coefficient of pipe roughness) หรือค่า C โดยค่า C นี้ได้มีปรับค่าให้เปลี่ยนแปลงในช่วง 120-75 ซึ่งเป็นตัวแทนของท่อน้ำที่มีอายุการใช้งานอยู่ในช่วง 0-15 ปี และวิเคราะห์ผลกระทบต่อค่า NPSHA ในภาพที่ 6 พบว่าจากระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่า เดียวกัน เมื่อท่อใช้งานผ่านไประยะเวลาหนึ่งจะส่งผลให้ค่า NPSHA มีค่าลดลง เช่น ณ ระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่าที่เท่ากับ 2 เมตร เมื่อเป็นท่อใหม่ (working time = 0 year) จะมีค่า NPSHA เท่ากับ 7.1 เมตร แต่เมื่อใช้งานผ่านไป 10 ปี (ค่า C = 90) พบว่าค่า NPSHA ลดลงเป็น 6.7 เมตร เป็นต้น เหตุผลดังกล่าว เนื่องมาจากการเพิ่มค่าความขรุขระเป็นการเพิ่มค่าความต้านทาน (friction loss) ให้กับท่อนั่นเอง และจากการวิเคราะห์จะเห็นได้ว่าเมื่อระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่า มีค่ามากขึ้น ค่าการเปลี่ยนแปลงก็จะมีแนวโน้มที่สูงขึ้นอีกด้วย เช่น ณ ระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่าที่เท่ากับ 1 เมตร ค่าการเปลี่ยนแปลงคิดเป็น 3.6% เปรียบเทียบกับ ณ ระยะระหว่างตำแหน่งด้านดูดและผิวน้ำที่อยู่ในต่ำกว่าที่เท่ากับ 2 เมตร ค่าการเปลี่ยนแปลงคิดเป็น 5.6 %



ภาพที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Vertical distance between inlet suction and water surface และค่า NPSHA ณ อายุการใช้งานที่แตกต่างกัน

สรุปผลการวิจัย

การตรวจสอบค่า NPSHA ซึ่งโดยหลักการแล้วจำเป็นต้องใช้การตรวจวัดค่าความดันและความเร็วการไหลของระบบท่อด้านดูดของปั๊ม งานวิจัยนี้นำเสนอแนวทางหนึ่งในการวิเคราะห์ค่า NPSHA โดยที่ไม่ต้องตรวจวัดตัวแปรดังกล่าว โดยการใช้ Bernouli equation ประยุกต์เข้ากับท่อด้านดูดของปั๊มน้ำ ตัวแปรอันได้แก่ค่าความดันและความเร็วการไหลของระบบท่อด้านดูดของปั๊มสามารถปรับให้อยู่ในรูปของค่าความดันบรรยากาศ ระดับความสูงจากผิวน้ำถึงตัวปั๊ม และค่าความต้านทานเนื่องจากแรงเสียดทาน ซึ่งตัวแปรเหล่านี้สามารถวิเคราะห์ได้โดยที่ไม่ต้องอาศัยการตรวจวัดค่าความดัน ทำให้เกิดความสะดวกในการวิเคราะห์มากกว่า นอกจากนั้นแล้ว การวิเคราะห์ที่นำเสนอนี้ยังสามารถประยุกต์ไปใช้ในการวิเคราะห์ผลกระทบของตัวแปรต่างๆ อันประกอบไปด้วยค่าขนาดของท่อ อุณหภูมิของน้ำ และอายุการใช้งานของท่อ ที่ส่งผลต่อค่า NPSHA ซึ่งจะช่วยทำให้การออกแบบและวิเคราะห์ปัญหาเพื่อป้องกันการเกิด cavitation ทำได้อย่างรอบคอบ ตามหลักการทางวิศวกรรมมากยิ่งขึ้น

References

[1] ASHRAE, HVAC Systems and Equipment Handbook 2004

[2] James B. Rishel, Thomas H. Durkin, and Benny L. Kincaid, HVAC pump handbook, McGraw-Hill Professional, 2006

[3] M. Hofmann and B. Stoffel, Experimental and Numerical Studies on a Centrifugal Pump with 2D-Curved blades in Cavitation Condition, Laboratory for Turbomachinery and Fluid Power, Darmstadt University of Technology, Germany, 2001

[4] Takahide Nagahara, Tadashi Sato and Tomoyoshi Okamura, Effect of the Submerged Vortex Cavitation Occurred in Pump Suction Intake on Hydraulic Forces of Mixed Flow Pump Impeller, Tsuchiura Products Division, Industrial Machinery Systems Division, Hitachi, Ltd., 2001

[5] M. Hofmann and B. Stoffel, Jens Firedrichs, and Günter Kosyna, Similarities and Geometrical Effects on Rotating Cavitation in Two Scaled Centrifugal, Pump Laboratory for Turbomachinery and Fluid Power (TFA), Darmstadt University of Technology, Germany, 2002

[6] Mahesh M. Athavale, H. Y. Li, Yujiang, and Ashok K. Singhal, Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers, CFD Research Corporation, Alabama, USA, International Journal of Rotating Machinery, 2002