



TRANE
TECHNOLOGIES



TRANE THAILAND e-MAGAZINE

SEPTEMBER - OCTOBER 2020 : ISSUE 91

LET'S GO BEYOND™



พิชาก เตชะสุวรรณ
Thailand Country
General Manager

CONTENT*P.2***‘ทรน’ เปิดตัว Trane PCO+UVGI***P.3***COVID-19 กับการเลือกใช้
เทคโนโลยีกำจัดเชื้อในอากาศ
&
การแข่งขันติดตั้งเครื่องปรับอากาศ
โครงการศุภาสัย***P.4***Anion
Trane Air Cleaning System***P.5***การล้างทำความสะอาด
ท่อคอนเดนเซอร์ในเครื่องชิลเลอร์***P.6***ASHRAE® Standard
62.1-2019 Update***P.13***CAVITATION
ปรากฏการณ์น้ำกลายเป็นไอ***P.15***ย้ำมาตรการเข้มฟีดแบค
ป้องกัน COVID-19**

ในช่วงเดือนที่ผ่านมา หลายพื้นที่ต้องเผชิญกับฟ้า
ฝนที่ไม่เป็นใจ จนเกิดน้ำท่วมในหลายจังหวัด ใน
สภาพอากาศที่มีความชื้น และลมเย็นที่เริ่มเข้ามา
นั้น ทำให้ไวรัส RSV มีการระบาดมากในช่วงนี้ ซึ่ง
กล่าวกันว่ามีภาระหนักกว่าโควิด และมีผู้ป่วย
เด็กเต็มโรงพยาบาล โดยมีอาการคล้ายไข้หวัด จะ
เห็นได้ว่าโรคระบาดที่ติดเชื้อมากจากสารคัดหลั่งต่างๆ
ไม่ว่าจะเป็นน้ำมูก น้ำลาย ละอองจากการไอ จาม
โดยเฉพาะการติดต่อจากการสัมผัส ซึ่งเป็นลักษณะ
การแพร่เชื้อแบบเดียวกับเชื้อ COVID-19 นั้น ยังคง
เกิดขึ้นต่อเนื่องในประเทศ ดังนั้นคุณภาพอากาศ
ภายในอาคารจึงเป็นสิ่งสำคัญ

‘ทรน’ ได้เล็งเห็นถึงความสำคัญในการปรับปรุง
คุณภาพอากาศภายในอาคาร เพื่อสร้างความเชื่อ
มั่น ให้แก่เจ้าของอาคาร และผู้ที่ต้องใช้ชีวิตภายใน
อาคารร่วมกับผู้คนมากมาย ด้วยเทคโนโลยีฆ่าเชื้อ
โรค ที่เรียกว่า ‘PCO+UVGI’ ที่ได้เปิดตัวอย่างเป็นทางการ
แล้วเมื่อปลายเดือนกันยายนที่ผ่านมา ผม
เชื่อว่าเทคโนโลยีดังกล่าวจะกลายเป็น NOW NORMAL
INDOOR AIR QUALITY ของทุกอาคารในยุคนี้

ทุกท่านสามารถติดตามสาระประโยชน์ดีๆมากมาย
ได้จากภายในเล่มเล่มนี้ครับ

Now Normal Indoor Air Quality

โซลูชันใหม่ สำหรับระบบปรับอากาศ
รับมือการระบาดของเชื้อโรค

‘ทรน’ เปิดตัว Trane PCO+UVGI

เทคโนโลยีปรับปรุงคุณภาพอากาศใหม่ล่าสุดจาก ‘ทรน’ โดยคุณพิลลภ เตชะสุวรรณ กรรมการผู้จัดการ ทรน (ประเทศไทย) เมื่อวันที่ 28 กันยายน 2563 ณ โรงแรม Bangkok Marriott Marquis Queen's Park

เพื่อคุณภาพอากาศภายในอาคารที่ดีขึ้น ช่วยธุรกิจโรงแรม และศูนย์การค้า บนพื้นฐานแนวคิดสำคัญของ ‘ทรน’ ที่มุ่งมั่นจะสร้าง **‘Now Normal Indoor Air Quality’** ปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในอาคารให้สะอาด และปลอดภัยต่อสุขภาพมากขึ้น

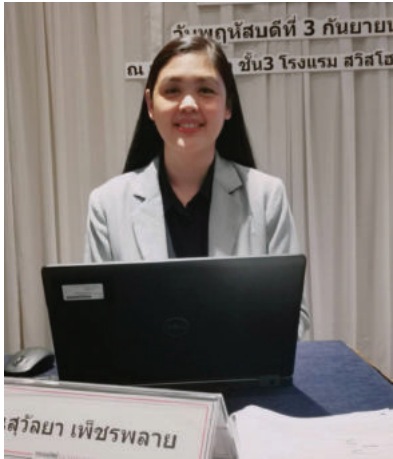
ระบบฟอกอากาศของ ‘ทรน’ ได้ใช้เทคโนโลยี PCO (Photocatalytic Oxidation) และ UVGI (Ultraviolet Germicidal Irradiation) ซึ่งเป็นการรวมเทคโนโลยีขั้นสูงที่ใช้ในการควบคุมการปนเปื้อนในอากาศที่พบได้ทั่วไปเข้าไว้ด้วยกัน เพื่อเพิ่มคุณสมบัติในการกำจัดเชื้อโรคให้กับระบบปรับอากาศ ช่วยปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในอาคาร อาทิ โรงแรม ศูนย์การค้า และอาคารสำนักงาน

เทคโนโลยีดังกล่าวสามารถติดตั้งได้ในระบบส่งลมเย็นขนาดใหญ่ (Airside) หรือในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กด้วยรูปแบบอุปกรณ์ต่อพ่วง (Plug-in) เพื่ออำนวยความสะดวกในการติดตั้งเพิ่มในอาคารที่มีขนาด และวัตถุประสงค์การใช้งานที่ต่างกัน โดยไม่ต้องเปลี่ยนระบบทำความเย็นใหม่ทั้งระบบ ระบบฟอกอากาศดังกล่าวได้ผ่านการทดสอบแล้วว่าประสิทธิภาพในการปรับปรุงคุณภาพอากาศให้มีความปลอดภัยมากขึ้นด้วยประสิทธิภาพในการกำจัดเชื้อไวรัส H1N1 และการปนเปื้อนของจุลินทรีย์ในอากาศ (เช่น แบคทีเรียที่ก่อโรค) ได้มากกว่า 99%

Click to see the VDO ▶▶



Covid-19 กับการเลือกใช้ เทคโนโลยีการ กำจัดเชื้อในอากาศ



‘ทรน’ ได้มีโอกาสเข้าร่วมแบ่งปันความรู้ให้กับวิศวกร และผู้สนใจเข้าร่วมสัมมนาของสมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย ในหัวข้อเรื่อง ‘Covid-19 กับการเลือกใช้เทคโนโลยีการกำจัดเชื้อในอากาศ’ เมื่อวันที่ 3 กันยายน 2563 ณ โรงแรมสวิสโฮเทล เลอคองคอร์ด ถนนรัชดาภิเษก โดย ‘ทรน’ ได้มีการนำเสนอ ‘เทคโนโลยีปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในอาคาร PCO + UVGI’ โดยคุณสุวิลา เพ็ชรพลาย ผู้จัดการแผนกอะไหล่ ทรน (ประเทศไทย)

Photo-Catalytic Oxidation (PCO) + Ultraviolet Germicidal Irradiation (UVGI) เป็นอุปกรณ์ฆ่าเชื้อโรคโดยใช้โฟตอนจากแสงอัลตราไวโอเล็ตมาทำปฏิกิริยา PCO โดยจะสร้างไฮดรอกซิลเรดิคัลขึ้น เพื่อกำจัดเชื้อโรคและแบคทีเรียให้ย่อยสลายไป พร้อมกับมีการลดปริมาณสารระเหยอินทรีย์ (VOCs) ในอากาศ และแสงอัลตราไวโอเล็ต (UVGI) จะทำการกำจัดเชื้อโรคในขณะเดียวกันด้วย

ภายในงาน ‘ทรน’ ยังได้เข้าร่วมออกบูธและได้นำอุปกรณ์ฆ่าเชื้อโรคนี้นำมาเสนอให้กับผู้เข้าร่วมสัมมนาได้สัมผัสอุปกรณ์จริงอีกด้วย



การแข่งขันติดตั้ง เครื่องปรับอากาศ โครงการศุภาลัย



‘ทรน’ สนับสนุนการพัฒนาฝีมือผู้รับเหมางานติดตั้งระบบปรับอากาศภายในโครงการคุณภาพจากบริษัท ศุภาลัย จำกัด (มหาชน) เพื่อส่งมอบเครื่องปรับอากาศที่มีคุณภาพให้แก่ลูกบ้านของศุภาลัย โดยร่วมจัดการแข่งขันติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ‘ทรน’ รุ่น Passio ในกลุ่มผู้รับเหมามา ณ โครงการศุภาลัย เวอเรนต้า รามคำแหง เมื่อวันที่ 18 กันยายนที่ผ่านมา

มั่นใจว่าทุกโครงการของศุภาลัยจะส่งมอบเครื่องปรับอากาศที่มีคุณภาพ พร้อมฝีมือการติดตั้งที่ดีให้แก่คุณ พร้อมบริการหลังการขายที่ไว้วางใจได้จาก ‘ทรน’

TRANE Air Cleaning System

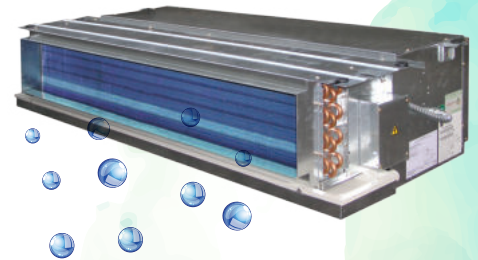
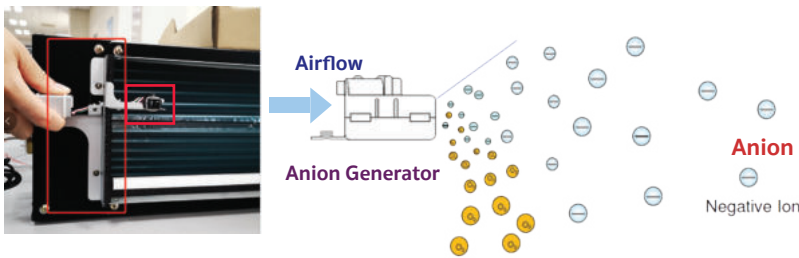
TRANE Air Cleaning System (TACS) ช่วยลดความเสี่ยงจากการแพร่เชื้อ Covid-19

เนื่องจากในปัจจุบันความปลอดภัยด้านสุขอนามัยของผู้ที่อาศัยในอาคารได้เป็นหนึ่งในปัจจัยสำคัญ เทคโนโลยีที่ช่วยทำให้อากาศบริสุทธิ์ยิ่งขึ้นจึงได้ถูกพิจารณาเลือกใช้ เพื่อให้ผู้คนที่อยู่ในอาคารนั้นๆ มั่นใจว่าอากาศภายในอาคารนั้นมีความสะอาดเพียงพอ

Anion

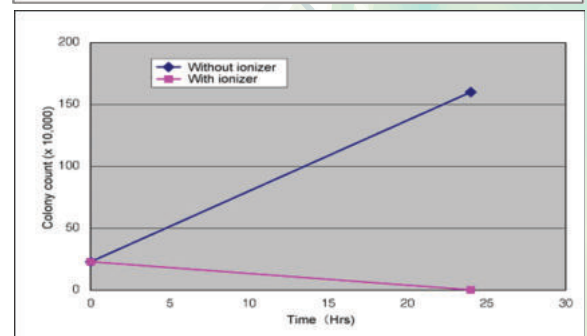
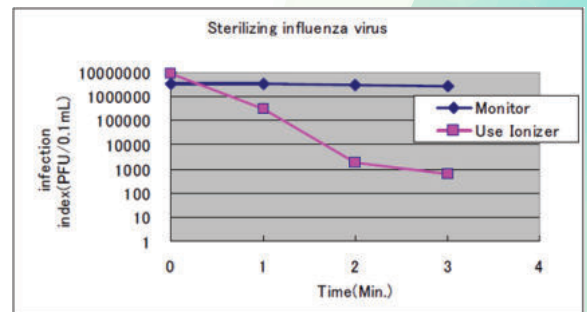
เป็นอีกหนึ่งเทคโนโลยีที่ช่วยทำให้อากาศบริสุทธิ์ ลดความเสี่ยงต่อการแพร่เชื้อโรคต่างๆ เหมาะสำหรับใช้กับเครื่องปรับอากาศขนาด 1-5 Ton เช่น แบบติดตั้งแบบฝังฝ้าแบบฝังฝ้าประดับเพดาน แบบซ่อนในฝ้า หรือแบบตู้ตั้งพื้น

Anion Generator จะถูกติดตั้งที่ supply grille ของชุดแพนคอยล์ และจะปล่อยประจุโดยการสร้างสนามไฟฟ้าที่มีแรงดันสูง เมื่ออากาศไหลผ่านสนามไฟฟ้านี้จะถูกกระตุ้นและคายอิเล็กตรอนออกมา โดยอิเล็กตรอนจะไปจับกับโมเลกุลของอากาศที่ไม่ได้ผ่านสนามไฟฟ้าเกิดเป็นโมเลกุลที่มีประจุลบ (Anion) และถูกปล่อยออกมาตามการไหลของอากาศ







เมื่ออนุภาค Anion ไปสัมผัสกับแบคทีเรีย จะทำลายโครงสร้างโปรตีนของโมเลกุลของเชื้อโรคเหล่านั้น โดยการทำให้โครงสร้างโมเลกุลเปลี่ยนแปลงไป และยับยั้งการเติบโตและลดโอกาสการแพร่เชื้อโรคเหล่านั้น

นอกจากนี้อนุภาคยังช่วยลดปริมาณฝุ่นขนาดเล็ก (PM2.5) ลดปริมาณสารก่อภูมิแพ้ เชื้อรา รวมถึงกลิ่นไม่พึงประสงค์ในห้องอีกด้วย



ประโยชน์ของ ANION

เมื่อใช้ร่วมกับเครื่องปรับอากาศภายในห้อง

-  ยับยั้งและลดโอกาสการแพร่เชื้อแบคทีเรีย
-  ช่วยลดฝุ่นและสลายกลิ่นไม่พึงประสงค์
-  ช่วยลดสารก่ออาการแพ้
-  ส่งผลดีต่อร่างกาย

การล้างทำความสะอาด ท่อคอนเดนเซอร์ในเครื่องชิลเลอร์

เนื่องจากในรูท่อกองแดงของคอนเดนเซอร์จะมีน้ำไหลผ่านตลอดเวลาที่มีการใช้งานเครื่องชิลเลอร์ จึงทำให้เกิดความสกปรก และมีคราบตะกรันภายในท่อท่อด้านใน ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนได้ไม่ดี และทำให้ค่า Approach Temperature สูงขึ้นเรื่อยๆ

ค่า Approach Temperature Condenser สำคัญอย่างไร

ปัญหาค่า Approach Temperature Condenser ที่สูงจากค่าปกติ เนื่องจากค่า Approach Temp. นี้เป็นค่าที่เช็คได้ถึงประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อน ค่า Approach Temperature ที่มีค่าน้อยแสดงให้เห็นถึงว่าการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิที่ดีทำให้ความสามารถในการทำน้ำเย็นได้ดี และเมื่อค่า Approach Temperature มีค่าสูงแสดงให้เห็นถึงว่าการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิที่ไม่ดีทำให้ความสามารถในการทำน้ำเย็นได้ไม่ดี ทำให้เพิ่มภาระของเครื่องชิลเลอร์ในการทำงานที่สูงขึ้น เพื่อที่จะทำความสะอาดให้ได้ตามค่าที่ตั้งไว้

ค่ามาตรฐานของ Approach Temperature โดยปกติจะทำการยึดจากค่าที่ออกมาตอนที่ทำการ Start up เครื่องชิลเลอร์ในครั้งแรกเป็นหลัก แต่ต้องไม่เกิน 7 °F ถ้าเกินถือว่าค่า Approach Temp. อยู่ในเกณฑ์สูง

ปัจจัยที่ทำให้เกิดค่า Approach Temperature ที่สูง ส่วนมากจะมีสาเหตุหลักมาจากคุณภาพของน้ำของ Cooling Tower ที่นำไปแลกเปลี่ยนถ่ายเทความร้อนจากท่อคอนเดนเซอร์ ทำให้มีคราบตะกรันเกาะอยู่ที่ตามผิวท่อคอนเดนเซอร์ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนทำได้ไม่ดีเท่าเดิมจึงทำให้ค่า Approach Temperature ค่อยๆสูงขึ้นตามระยะเวลาที่เครื่องชิลเลอร์ทำงานไปเรื่อยๆ และสาเหตุอื่นๆอาจมาจาก Sensor Error บ้าง



ปัญหาที่จะเกิดกับเครื่องชิลเลอร์ เมื่อมีค่า Approach Temperature สูง

- สิ้นเปลืองพลังงาน เนื่องจากประสิทธิภาพการระบายความร้อน แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จะทำให้เครื่องทำงานหนักเกินความจำเป็น
- มีโอกาส Breakdown จาก Approach Temp. ที่สูงเกินไป
- หากทิ้งไว้นานจะทำให้การทำมาสะอาดยากยิ่งขึ้น และอาจจะทำให้มีค่าใช้จ่ายเพิ่มขึ้นอีกด้วย
- หากเราลด ค่า Approach Temperature ทุกๆได้ 1 °F จะช่วยลดการใช้พลังงานได้ 1.5%

แนวทางแก้ไข

ควรทำการล้างท่อคอนเดนเซอร์ปีละ 1 ครั้ง และหากค่า Approach Temperature สูงเกิน 7 °F แนะนำให้ทำการล้างทันทีก่อนที่จะถึงรอบ 1 ปี

providing insights for today's hvac system designer

Engineers Newsletter

volume 49-3

ASHRAE® Standard 62.1-2019 Update

The latest version of ASHRAE Standard 62.1 was published in late 2019. This *Engineers Newsletter* highlights several addenda that were incorporated into the 2019 version, as well as some that were incorporated into the previous 2016 version.

Since it was first published in 1973, ANSI/ASHRAE Standard 62.1 *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality* has been the basis of most mechanical codes.¹ This standard is under continuous maintenance by an ASHRAE committee, whereby changes are made via a rigorous process of issuing proposed addenda for public review and comment. ASHRAE currently publishes a new version of this standard every three years, incorporating all addenda approved since its last publication.

The 2019 version incorporates 35 addenda which, according to the committee chair, are intended to "achieve clarity, address misinterpretations, and improve equipment and building requirements."² Several of these addenda are discussed in this EN. For the complete list, refer to Appendix O in the standard, which includes a brief description of each and identifies the section(s) impacted.

Section 5: Systems and Equipment

Section 5 of the standard includes general requirements related to the design of the ventilation system and its components.

Maximum indoor dew point. Addendum AE deleted the existing Section 5.9 ("Dehumidification Systems") and replaced it with a new section that

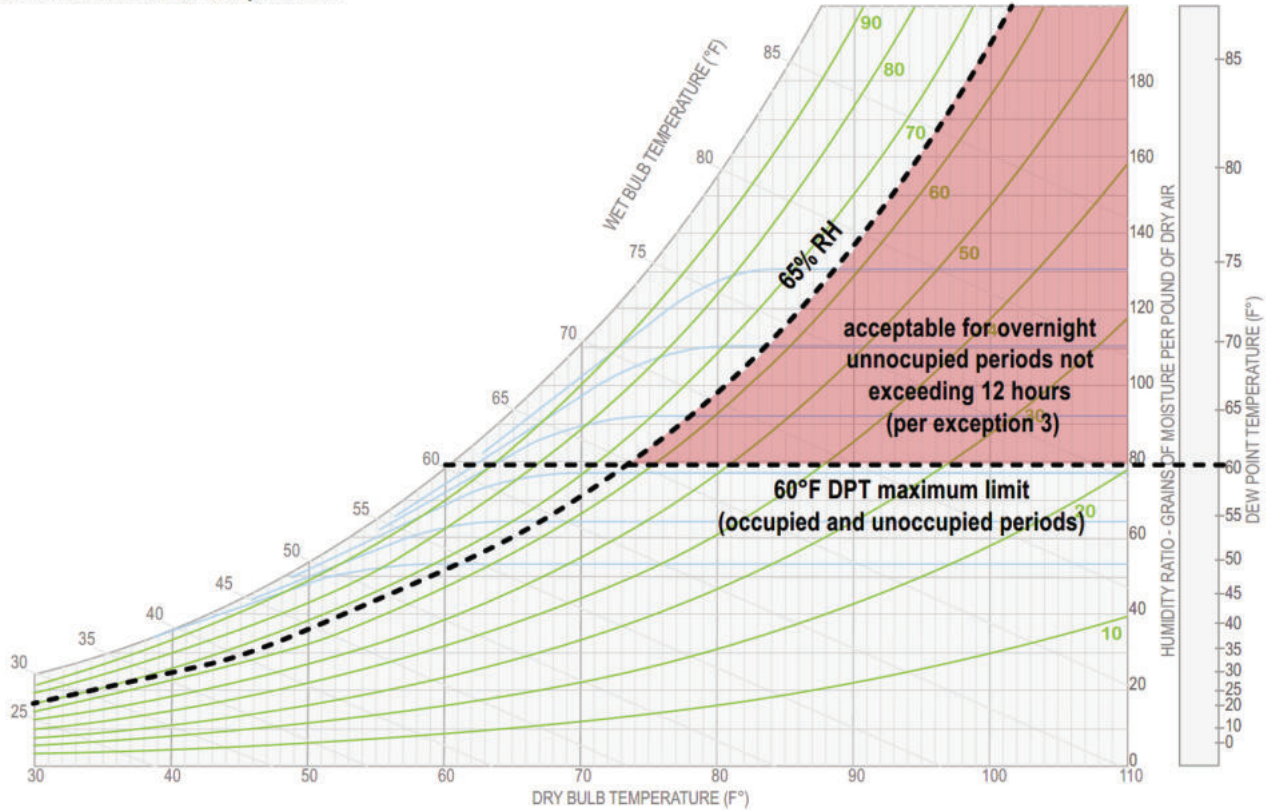
requires that the indoor dew point temperature be no higher than 60°F in any space served by mechanical cooling equipment. The committee's stated intent for this requirement is to "reduce the risk of microbial growth in buildings and their interstitial spaces because it limits the mass of indoor water vapor that can condense or be absorbed into mechanically cooled surfaces."

5.10 Maximum Indoor-Air Dew Point in Mechanically Cooled Buildings.

Buildings or spaces equipped with or served by mechanical cooling equipment shall be provided with dehumidification components and controls that limit the indoor humidity to a maximum dew point of 60°F (15°C) during both occupied and unoccupied hours whenever the outdoor-air dew point is above 60°F (15°C).

Exceptions to 5.10:

- 1** Buildings or spaces that are neither equipped with nor served by mechanical cooling equipment.
- 2** Buildings or spaces equipped with materials, assemblies, coatings, and furnishings that resist microbial growth and that are not damaged by continuously high indoor-air dew points.
- 3** During overnight unoccupied periods not exceeding 12 hours, the 60°F (15°C) dew-point limit shall not apply, provided that indoor relative humidity does not exceed 65 percent at any time during those hours.

Figure 1. Maximum indoor dew point limit


Note that this indoor dew point limit only applies when the outdoor dew point is above 60°F. Whenever it is hot and dry outside, or cool outside, the outdoor dew point will be below this threshold.

Also note that this limit applies during both occupied and unoccupied hours. However, exception 3 exempts overnight periods not exceeding 12 hours, as long as the indoor relative humidity does not exceed 65 percent during that time-frame. In other words, the indoor dew point is allowed to rise above 60°F overnight as long as the indoor relative humidity remains below 65 percent (Figure 1).

Finally, exception 2 exempts spaces constructed with materials that resist microbial growth or damage. Examples listed in the standard include shower rooms, swimming pool enclosures, kitchens, spa rooms, and semi-cooled warehouses.

Air-cleaning devices that generate ozone are prohibited. Addendum AJ added a new section related to the use of devices that generate ozone:

5.7 Ozone Generating Devices. *The use of ozone generating devices shall comply with the following sections.*

Exception to 5.7: *Electronic devices used exclusively for the operation of HVAC equipment and controls.*

5.7.1 Air Cleaning Devices. *Air cleaning devices shall be listed and labeled in accordance with UL 2998.*

5.7.2 Ultraviolet Devices. *Ultraviolet generating devices in supply air or spaces shall not transmit 185 nm wavelengths.*

Filters not required for sensible-only cooling coils. Section 5.9 (“Particulate Matter Removal”) requires a filter (or air cleaner) with a MERV not less than 8 to be “provided upstream of all cooling coils or other devices with wetted surfaces through which air is supplied to an occupiable space.”

Addendum D to the 2013 version added the following exception to clarify that this filter is NOT required upstream of cooling coils that provide only sensible cooling and no dehumidification:

Exception to 5.9: *Cooling coils that are designed, controlled, and operated to provide sensible cooling only.*

Section 6.2: Ventilation Rate Procedure

The Ventilation Rate Procedure (VRP) is one of three procedures—each outlined in Section 6 of the standard—that can be used to determine the minimum outdoor airflow required for each zone, and then to calculate how much outdoor air must be brought in through the intake of the ventilation system.

The latter calculation differs based on the type of ventilation system being designed—a single-zone system, a 100-percent outdoor air system, or a multiple-zone recirculating system. A multiple-zone recirculating system is comprised of an air handler that supplies a mixture of outdoor air and recirculated air to more than one ventilation zone; a common example is a multiple-zone VAV system.

New simplified procedure for calculating E_v . For a multiple-zone recirculating system, the VRP determines the system ventilation efficiency (E_v) in order to calculate the design outdoor air intake flow (V_{ot}). Previous versions of the standard included a table that could be used to lookup a default value for E_v , as well as an appendix with an alternate procedure for calculating E_v .

Addendum F deleted the existing Table 6.2.5.2 (“System Ventilation Efficiency”) and replaced it with a new “simplified procedure” for determining E_v (see inset on page 5). The alternative calculation procedure is also still available and included in Appendix A of the standard.

To compliment this new simplified procedure, Addendum B added a new appendix with a table and simple calculation that is intended for use in assessing the ventilation performance of a multiple-zone recirculating system in an existing building, where some of the data needed to perform the full VRP calculations might be difficult to obtain.

For this simplified procedure, calculation of E_v is simply a function of the occupant diversity ratio (D), which the standard defines as the total population (P_s) in the area served by the system divided by the sum of design zone populations (P_z) for all zones served by the system:

$$D = P_s / \sum \text{all zones } P_z$$

Figure 2 depicts a floor of an example, multiple-story office building. This 23,000-ft² floor plate consists of open-plan office areas (cubicles), private offices along the East and West exposures, and four conference rooms.

The core area includes restrooms, elevators, mechanical space, a janitor closet, and stairwells. This entire floor is served by one multiple-zone recirculating ventilation system.

Table 1 lists the design population (P_z) for each zone, which are used for the breathing-zone ventilation calculations ($V_{bz} = P_z \times R_p + A_z \times R_a$). The sum of these design zone populations is 152. However, in this case, a person is expected to be either in their office (or cubicle) or attending a meeting in one of the conference rooms; not in both zones at the same time. Therefore, the design team estimates that the largest (peak) number of people expected to occupy this floor is 102; this is the design system population (P_s), as defined by the standard.

The occupant diversity ratio is calculated to be 0.67 for the ventilation system serving this example floor plate:

$$D = 102 / 152 = 0.67$$

Figure 2. Occupancy diversity ratio (D) example

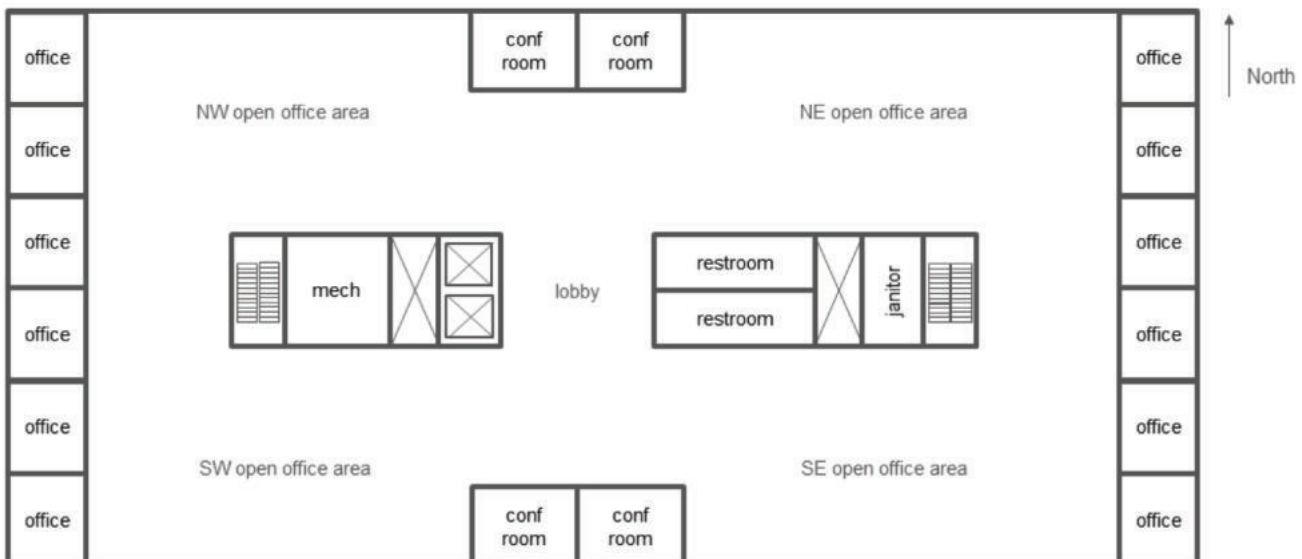


Table 1. Occupancy diversity ratio (D) example

zone	P_z	R_p cfm/p	$P_z \times R_p$ cfm	A_z ft ²	R_a cfm/ft ²	$A_z \times R_a$ cfm	V_{bz} cfm
West private offices	6	5	30	1575	0.06	95	125
East private offices	6	5	30	1575	0.06	95	125
NW open offices	19	5	95	3800	0.06	228	323
SW open offices	19	5	95	3800	0.06	228	323
NE open offices	21	5	105	4200	0.06	252	357
SE open offices	21	5	105	4200	0.06	252	357
North conference rooms	30	5	150	600	0.06	36	186
South conference rooms	30	5	150	600	0.06	36	186
Elevator lobby	0	5	0	600	0.06	36	36
$\Sigma P_z =$	152	$\Sigma P_z \times R_p =$	760		$\Sigma A_z \times R_a =$	1258	
$P_s =$	102						
$D = P_s / \Sigma_{\text{all zones}} P_z =$	102/152	$V_{ou} =$	$D \times \Sigma_{\text{all zones}} (P_z \times R_p) + \Sigma_{\text{all zones}} (A_z \times R_a)$				
$=$	0.67	$=$	$0.67 \times 760 \text{ cfm} + 1258 \text{ cfm} = 1767 \text{ cfm}$				

As mentioned, when using this simplified procedure, the calculation of E_v is a function of only this occupant diversity ratio. If D is greater than or equal to 0.60—which is the case in our example—then E_v is equal to 0.75; but if D is less than 0.60, then E_v is calculated using the equation in the standard (Figure 3).

Finally, this value of system ventilation efficiency (E_v) is used to calculate the design outdoor air intake flow (V_{ot}) for the system (per Section 6.2.4.4), which is 2356 cfm for this example:

$$V_{ot} = V_{ou} / E_v = 1767 \text{ cfm} / 0.75$$

$$= 2356 \text{ cfm}$$

Per Section 6.2.4.3.2, in order to use this simplified procedure, the minimum primary airflow setpoint for each zone (V_{pz-min}) must be no lower than 1.5 times the design zone outdoor airflow ($V_{oz} = V_{bz} / E_z$). To demonstrate, the minimum primary airflow setpoint for the “West private offices” zone in our example must be no lower than 187 cfm in the cooling mode—assuming an $E_{z-cooling}$ of 1.0—and no lower than 233 cfm in the heating mode—assuming an $E_{z-heating}$ of 0.8 (Table 2).

If minimum primary airflow setpoints are below this threshold, then the alternative calculation procedure in Appendix A of the standard should be used.

Figure 3. Calculation of system ventilation efficiency (E_v) using the simplified procedure

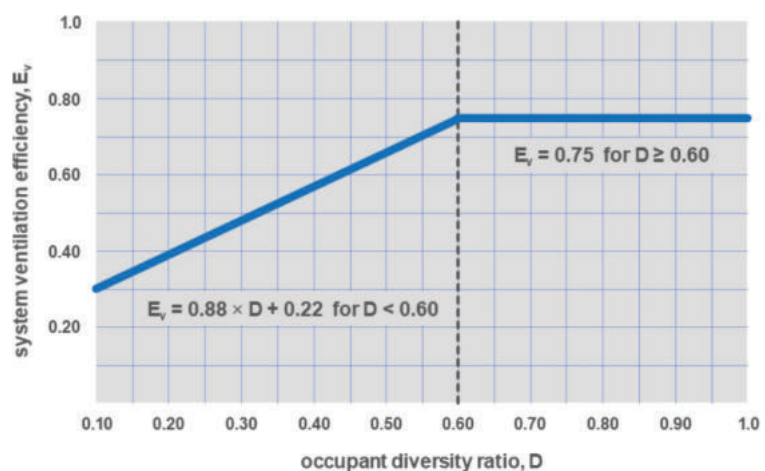


Table 2. Minimum primary airflow setpoints (V_{pz-min})

zone	V_{bz} cfm	$E_{z-cooling}$	$V_{oz-cooling}$ cfm	$V_{pz-min-cooling}$ cfm	$E_{z-heating}$	$V_{oz-heating}$ cfm	$V_{pz-min-heating}$ cfm
West private offices	125	1.0	125	187	0.8	156	233
East private offices	125	1.0	125	187	0.8	156	233
NW open offices	323	1.0	323	485	0.8	404	606
SW open offices	323	1.0	323	485	0.8	404	606
NE open offices	357	1.0	357	536	0.8	446	669
SE open offices	357	1.0	357	536	0.8	446	669
North conference rooms	186	1.0	186	279	0.8	233	349
South conference rooms	186	1.0	186	279	0.8	233	349
Elevator lobby	36	1.0	36	54	0.8	45	68

In the 2019 version of ASHRAE Standard 90.1, Section 6.5.2.1 was revised to correspond with this new minimum primary airflow setpoint requirement.³ This section prevents reheating air that has been previously cooled, unless the zone controls first reduce airflow to prescribed minimum thresholds. Exception 2 used to require airflow be reduced to 20 percent of the zone's design supply airflow (see strike-through text). But this has now been changed to require airflow be reduced to the minimum primary airflow rate required by the simplified procedure in Standard 62.1 (see underlined text)—which, as explained previously, is 1.5 times the design zone outdoor airflow (V_{oz}).

6.5.2.1 Zone Controls. Zone thermostatic control shall prevent reheating ...

Exceptions to 6.5.2.1:

2. Zones with DDC that comply with all of the following:

(a) The airflow rate in dead band between heating and cooling does not exceed the larger of the following:

~~(1) 20 percent of the zone design peak supply airflow~~

(1) The minimum primary airflow rate required to meet the Simplified Procedure ventilation requirements of ASHRAE Standard 62.1 for the zone...

(b) The airflow rate that is reheated, recooled, or mixed shall be less than 50% of the zone design peak supply rate.

(c) The first stage of heating consists of modulating the zone supply air temperature set point up to a maximum set point while the airflow is maintained at the dead band flow rate.

(d) The second stage of heating consists of modulating the airflow rate from the dead band flow rate up to the heating maximum flow rate

Simplified procedure

6.2.4.2 System Ventilation Efficiency. The system ventilation efficiency (E_v) shall be determined in accordance with Section 6.2.4.3 for the Simplified Procedure or Normative Appendix A for the Alternative Procedure.

6.2.4.3 Simplified Procedure

6.2.4.3.1 System Ventilation Efficiency. System ventilation efficiency (E_v) shall be determined in accordance with Equation 6-7 or 6-8.

$$E_v = 0.88 \times D + 0.22 \text{ for } D < 0.60 \text{ (Equation 6-7)}$$

$$E_v = 0.75 \text{ for } D \geq 0.60 \text{ (Equation 6-8)}$$

6.2.4.3.2 Zone Minimum Primary Airflow. For each zone, the minimum primary airflow (V_{pz-min}) shall be determined in accordance with Equation 6-9.

$$V_{pz-min} = V_{oz} \times 1.5 \text{ (Equation 6-9)}$$

6.2.4.4 Outdoor Air Intake. The design outdoor air intake flow (V_{ot}) shall be determined in accordance with Equation 6-10.

$$V_{ot} = V_{ou} / E_v \text{ (Equation 6-10)}$$

Demand-controlled ventilation and occupied standby mode. Section 6.2.6 (“Dynamic Reset”) explicitly permits resetting the outdoor air intake flow (V_{O_2}), or zone ventilation airflow (V_{O_2}), in response to the current population. This energy-saving control strategy is often referred to as demand-controlled ventilation (DCV), and is typically implemented using a carbon dioxide (CO_2) sensor, an occupancy sensor (motion detector), or some other means of counting or estimating the number of people in a zone.

Addenda P and R to the 2013 version clarified requirements for when DCV is implemented, and introduced the term “occupied standby mode” to the standard. According to the definitions in Section 3 of the standard:

- **Occupied mode** refers to when a zone is scheduled to be occupied. This is typically defined by the scheduling function in a building automation system (BAS) or programmable thermostat.
- **Occupied standby mode** refers to when a zone is scheduled to be occupied, but an occupancy sensor located in that zone indicates that no occupants are currently present.

Whenever a zone is in occupied mode, Section 6.2.6.1.2 requires that the outdoor airflow delivered to the breathing zone be no less than the building component of the ventilation rate ($R_a \times A_z$). However, for certain occupancy categories, if an occupancy sensor is installed in the zone, Section 6.2.6.1.4 allows outdoor airflow to be reduced to zero whenever the zone is in occupied standby mode (no occupants present). Table 6-1 in the standard includes a column to indicate which occupancy categories are permitted to implement this “occupied standby mode.”

6.2.6.1 Demand Control Ventilation (DCV). DCV shall be permitted as an optional means of dynamic reset.

Exception to 6.2.6.1: CO_2 -based DCV shall not be applied in zones with indoor

sources of CO_2 other than occupants, or with CO_2 removal mechanisms, such as gaseous air cleaners.

6.2.6.1.1 For DCV zones in the occupied mode, breathing zone outdoor airflow (V_{bz}) shall be reset in response to current population. Current population estimates used in DCV control calculations shall not result in ventilation rates that are less than those required by the actual population during any one-hour time period.

6.2.6.1.2 For DCV zones in the occupied mode, breathing zone outdoor airflow (V_{bz}) shall be not less than the building component ($R_a \times A_z$) for the zone.

6.2.6.1.3 Where CO_2 sensors are used for DCV, the CO_2 sensors shall be certified by the manufacturer to be accurate within ± 75 ppm at concentrations of both 600 and 1000 ppm when measured at sea level at 77°F (25°C). Sensors shall be factory calibrated and certified by the manufacturer to require calibration not more frequently than once every five years. Upon detection of sensor failure, the system shall provide a signal that resets the ventilation system to supply the required minimum quantity of outdoor air (V_{bz}) to the breathing zone for the design zone population (P_z).

6.2.6.1.4 For DCV zones in the occupied standby mode, breathing zone outdoor airflow shall be permitted to be reduced to zero for the occupancy categories indicated “OS” in Table 6-1, provided that airflow is restored to V_{bz} whenever occupancy is detected.

In addition, addendum AL to the 2016 version added new requirements (in Section 6.2.6.1.3) for the **accuracy of carbon dioxide (CO_2) sensors**, when they are used for DCV.

Zone air distribution effectiveness (E_z). Addendum AH expanded Table 6-4 in the standard, which includes default values for zone air

distribution effectiveness (E_z). In addition to changes that improve clarity, this table now includes default values for stratified air systems (such as displacement ventilation or underfloor air distribution systems) and personalized ventilation systems (such as where the ventilation outlet is incorporated into furniture).

This addendum also added a new appendix that includes an alternate procedure for calculating E_z .

Alignment with Standard 170 and FGI guidelines. Most health care facilities are designed and constructed according to guidelines published by the Facility Guidelines Institute (FGI). For outpatient facilities, the FGI guidelines require some types of spaces to comply with ASHRAE/ASHES Standard 170, *Ventilation of Health Care Facilities*.^{4,5} But for other types of outpatient spaces—notably psychiatric, urgent care, physical therapy, imaging, and dental—the FGI guidelines require compliance with local codes, which are typically based on Standard 62.1.

To fill this gap, and to better align with Standard 170 and the FGI guidelines, addendum AF added minimum ventilation rates for these types of outpatient spaces to Table 6-1 in Standard 62.1.

In addition, addendum AS added language to clarify that the ventilation rates from Standard 170 are to be used for any occupancy categories that are included in that standard.

Air cleaning for ozone. Section 6.1.4.3 requires the installation, operation, and maintenance of an air-cleaning device that removes ozone for locations where the outdoor ozone concentration is expected to exceed 0.100 ppm.

Addendum K changed this threshold to align with current classifications defined by the U.S. Environmental Protection Agency (EPA).⁶ As such, air cleaning for ozone is only required in locations classified as “serious” or higher.

Section 6.3: Indoor Air Quality Procedure

The Indoor Air Quality Procedure (IAQP) is another allowable procedure outlined in Section 6 of the standard.

While the ASHRAE committee has been working on a major revision to this procedure for some time, the proposed addendum is still being discussed and did not make it into the 2019 version. A previous EN described the steps required for compliance with the IAQP.⁷

Consideration for contaminant mixtures. The first step in the IAQP is to identify each “contaminant of concern” for the space, both indoor and outdoor sources. Addendum J to the 2013 version added a new requirement to also consider the combined effects that multiple contaminants of concern (called a “contaminant mixture”) have on an individual organ system.

For each contaminant mixture, the design team must calculate the ratio of the concentration of each individual contaminant divided by its concentration limit, and the sum of these ratios shall be no greater than one.⁸

6.3.1 Contaminant Sources. *Each contaminant of concern, for purposes of the design, shall be identified. For each contaminant of concern, indoor sources and outdoor sources shall be identified, and the emission rate for each contaminant of concern from each source shall be determined. Where two or more contaminants of concern target the same organ system, these contaminants shall be considered to be a contaminant mixture.*

6.3.2 Contaminant Concentration. *For each contaminant of concern, a concentration limit and its corresponding exposure period and an appropriate reference to a cognizant authority shall be specified. For each contaminant mixture of concern, the ratio of the concentration of each contaminant to its concentration limit shall be determined, and the sum of these ratios shall be no greater than one.*

Section 6.4: Natural Ventilation Procedure

Addenda L and T resulted in a significant revision to the Natural Ventilation Procedure (NVP), which is the final allowable procedure outlined in Section 6 of the standard.

Users of the NVP can choose between a prescriptive compliance path or an “engineered system” compliance path.

The **prescriptive compliance path** dictates the location and minimum required size of natural ventilation openings, based on the floor area to be ventilated and ceiling height. But any zone designed for natural ventilation must also include a mechanical ventilation system—designed using either the VRP or IAQP—unless the openings are permanently open or are equipped with controls that prevent them from being closed during periods of expected occupancy.

The **engineered system compliance path** offers greater flexibility to design the natural ventilation system, as long as sufficient outdoor airflow—calculated using either the VRP or IAQP—reaches the breathing zone.

Summary

This EN discussed some of the 35 addenda which were incorporated into the 2019 version of ASHRAE Standard 62.1. The complete list can be found in Appendix O of the standard.

To receive e-mail notification of proposed addenda being issued for public review, you can subscribe to the ASHRAE Listserve at www.ashrae.org/technical-resources/free-resources/listserves.

By John Murphy, Trane. To subscribe or view previous issues of the Engineers Newsletter visit trane.com and select the Training & Support from the drop down menu. Send comments to ENL@trane.com.

References

- [1] ANSI/ASHRAE, Standard 62.1-2019, *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta: ASHRAE. 2019.
- [2] “Updated Standard 62.1 Simplifies, Improves Calculations and Procedures.” *HVAC&R Industry Newsletter*. ASHRAE. 31 October 2019.
- [3] ANSI/ASHRAE/IES, Standard 90.1-2019, *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Atlanta: ASHRAE. 2019.
- [4] *Guidelines for Design and Construction of Outpatient Facilities*. Facility Guidelines Institute (FGI). 2018.
- [5] ANSI/ASHRAE/ASHE, Standard 170-2017, *Ventilation of Health Care Facilities*. Atlanta: ASHRAE. 2017.
- [6] “Nonattainment Areas for Criteria Pollutants.” U.S. Environmental Protection Agency. www.epa.gov/green-book
- [7] Stanke, D. “Minimum Outdoor Airflow Using the IAQ Procedure” *Engineers Newsletter*. ADM-APN042-EN. Trane. 2011.
- [8] Trane. *Compliance with the IAQ Procedure of ASHRAE Standard 62.1-2016* white paper. EDU-SLB038-EN. 2019.

CAVITATION

ปรากฏการณ์น้ำกลายเป็นไอ

ในการติดตั้งปั๊มน้ำเพื่อใช้งานนั้น ผู้ใช้งานส่วนใหญ่มักจะพิจารณาเฉพาะค่าอัตราการไหลของน้ำ ความดันของระบบ (Pump Head) และประสิทธิภาพของปั๊ม แต่ละเลยการพิจารณาอีกหนึ่งตัวแปรที่มีความสำคัญต่อการใช้งานปั๊มไม่น้อยเลยคือ ค่าตัวแปรที่ทำให้เกิดปรากฏการณ์คาวิตेशनหรือการกลายเป็นไอของน้ำ การเกิดคาวิตेशनมีสาเหตุมาจากของเหลวมีความดันต่ำกว่าความดันไอของน้ำของมัน เมื่อของเหลวมีความดันต่ำมากๆจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ น้ำที่เกิดคาวิตेशनมีสาเหตุมาจากของเหลวมีความดันต่ำกว่าความดันไอของน้ำของมัน เมื่อของเหลวมีความดันต่ำมากๆจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ น้ำและเมื่อไอเหล่านี้เคลื่อนไปยังตำแหน่งที่มีความดันสูงก็จะกลับตัวเป็นของเหลว ขณะที่ไอเหล่านี้เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวจะเกิดความดันฉับ เนื่องจากเคลื่อนที่ของของเหลวสูงมาก โดยความดันนี้จะไปกระทำกับวัตถุที่อยู่ใกล้ๆ และส่งผลให้เกิดปัญหาต่างๆตามมา เช่น การกัดกร่อนใบพัดของปั๊ม การสั่นสะเทือนของปั๊ม อัตราการไหลของน้ำลดลง ส่งผลให้ลดประสิทธิภาพการทำงานโดยรวมของปั๊ม การเกิดคาวิตेशनของปั๊ม มักจะเกิดที่ท่อด้านดูดใกล้ๆกับปั๊ม บริเวณใบพัดของปั๊ม บริเวณที่ของเหลวไหลด้วยความเร็วสูง หรือบริเวณที่มีสิ่งกีดขวางการไหลมากๆเช่น วาล์วควบคุม ขณะที่หรือวาล์วมากๆ

ในปั๊มน้ำตัวแปรที่จะพิจารณาเพื่อป้องกันการเกิดคาวิตेशनคือ ค่าหัวดูดสุทธิที่เป็นบวก (Net Positive Suction Head, NPSH) โดยค่า NPSH มีสองค่าคือ

1. ค่าหัวดูดสุทธิที่เป็นบวกที่ต้องการ (Net Positive Suction Head Required, NPSHR) เป็นค่า NPSHR ที่ถูกกำหนดโดยปั๊มที่สภาวะการทำงานนั้นๆ
2. ค่าหัวดูดสุทธิที่เป็นบวกที่มีอยู่ (Net Positive Suction Head Available, NPSHA) เป็นค่า NPSHA ที่เกิดขึ้นจากการใช้งานจริง

เพื่อเป็นการป้องกันการเกิดคาวิตेशनในการติดตั้งปั๊มน้ำจะต้องให้ค่า NPSHA มีค่าสูงกว่า NPSHR ในการคำนวณหาค่า NPSHA สามารถคำนวณได้ตามสมการด้านล่าง

$$NPSHA \geq NPSHR$$

$$NPSHA = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \Delta z - h_L - \frac{P_v}{\rho g}$$

- NPSHA คือ ค่าหัวดูดสุทธิที่เป็นบวกที่มีอยู่ (m)
- P_{atm} คือ ความดันบรรยากาศ (Pa)
- ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ (Kg/m^3)
- g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ($9.81 m/s^2$)
- Δz คือ ความสูงแตกต่างระหว่างระดับผิวของน้ำกับปั๊ม (m)
- P_v คือ การสูญเสียความดันในท่อและอุปกรณ์ในท่อดูด (m)
- h_L คือ ความดันของน้ำในตำแหน่งที่พิจารณา (Pa)

ตัวอย่าง

ปั๊มน้ำจำเป็นต้องติดตั้งเหนือที่เก็บน้ำจกคำนวณหาระยะติดตั้งปั๊มเหนือผิวน้ำได้สูงสุดเท่าไร โดยไม่เกิดคาวิตेशन โดยน้ำที่ดูดมีอุณหภูมิ 30 °C อัตราการไหลของน้ำ 37.85 ลิตรต่อวินาที ระบบมีการสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานของท่อและอุปกรณ์ 1.5 เมตร ท่อด้านดูดมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 มิลลิเมตร ปั๊มมีค่า NPSHR 2.7 เมตร ความดันบรรยากาศ 101.325 กิโลปาสกาล

Temp., T °C	Sat. press., P _{sat} kPa	Specific volume, m ³ /kg	
		Sat. liquid, v _f	Sat. vapor, v _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00
5	0.8725	0.001000	147.03
10	1.2281	0.001000	106.32
15	1.7057	0.001001	77.885
20	2.3392	0.001002	57.762
25	3.1698	0.001003	43.340
30	4.2469	0.001004	32.879
35	5.6291	0.001006	25.205
40	7.3851	0.001008	19.515
45	9.5953	0.001010	15.251

กำหนดให้
 อัตราการไหล 37.85 ลิตรต่อวินาที
 ค่าหัวดูดสุทธิที่เป็นบวกที่ต้องการ (NPSHR) 2.7 เมตร
 อุณหภูมิของน้ำ 30 องศาเซลเซียส
 ความดันสูญเสียในท่อและอุปกรณ์ (h_L) 1.5 เมตร
 ความดันบรรยากาศเท่ากับ (P_{atm}) 101.325 กิโลปาสกาล
 ความดันไอของน้ำที่อุณหภูมิ 30 °C (P_v) 4.246 กิโลปาสกาล

จากสมการ
$$NPSHA = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \Delta z - h_L - \frac{P_v}{\rho g}$$

เพื่อป้องกันการเกิดปรากฏการณ์น้ำกลายเป็นไอ (Cavitation)
$$NPSHA \geq NPSHR$$

แทนค่าในสมการจะได้
$$\frac{P_{atm}}{\rho g} - \Delta z - h_L - \frac{P_v}{\rho g} \geq NPSHR$$

$$\Delta z \leq \frac{P_{atm}}{\rho g} - h_L - \frac{P_v}{\rho g} - NPSHR$$

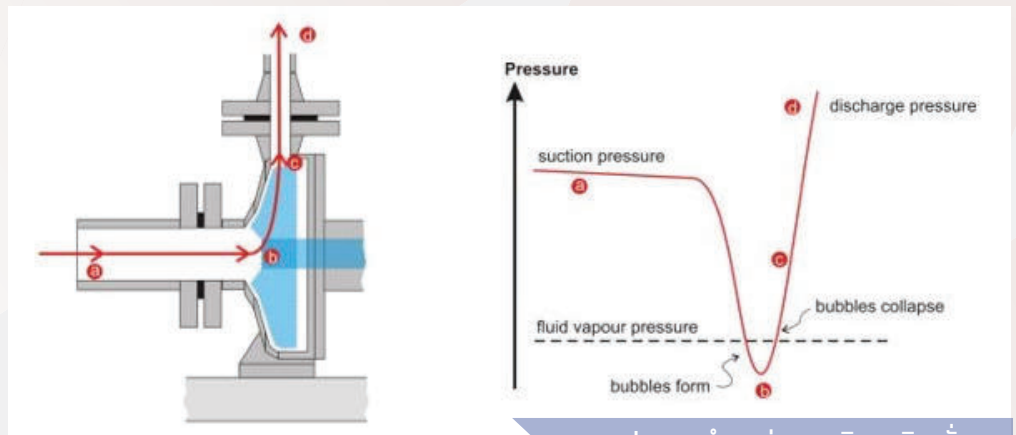
$$\Delta z \leq \frac{101.325 \times 10^3}{10^3 \times 9.81} - 1.5 - \frac{4.246 \times 10^3}{10^3 \times 9.81} - 2.7$$

$$\Delta z (Z_s - Z_1) \leq 5.69 \text{ m}$$



ตัวอย่างปั๊มที่ใช้ในงาน

ดังนั้นจากตัวอย่างการคำนวณที่แสดงให้เห็้นนั้น ทำให้ทราบว่าเพื่อป้องกันปรากฏการณ์น้ำกลายเป็นไอ (Cavitation) นั้น ควรติดตั้งปั๊มน้ำเหนือผิวน้ำสูงสุดไม่เกิน 5.69 เมตร



รูปแสดงตำแหน่งการเกิดคาวิตیشن

ย้ายมาตรการเข้มพัฒนา ป้องกัน COVID-19

จากกรณีที่พบนักท่องเที่ยวหญิงชาวฝรั่งเศสได้รับการยืนยันว่าติดเชื้อ COVID-19 เมื่อวันที่ 22 ตุลาคม 2563 ที่ผ่านมา โดยตรวจพบการติดเชื้อหลังจากพ้นระยะเวลากักตัวใน ASQ แล้ว ซึ่งนักท่องเที่ยวหญิงชาวฝรั่งเศสได้เดินทางมาถึงประเทศไทยในวันที่ 30 กันยายน 2563 และได้เข้ากักกันตนเองใน ASQ พร้อมตรวจหาเชื้อ COVID-19 แต่ไม่พบเชื้อ ซึ่งจากการสอบสวนสถานที่กักกันโรคจังหวัดสมุทรปราการ ซึ่งเป็นที่ผู้ป่วยเข้าพักระหว่างวันที่ 30 กันยายน - 15 ตุลาคม 2563 พบเชื้อ COVID-19 ที่พื้นผิวอุปกรณ์ออกกำลังกายในห้องฟิตเนส จึงมีความเสี่ยงจากการที่ผู้ถูกกักกันไม่ครบ 14 วัน ออกมาแพร่เชื้อในห้องฟิตเนส

ซึ่งความเสี่ยงจากการติดเชื้อ COVID-19 ยังคงเป็นสิ่งที่เราทุกคนต้องให้ความสำคัญและเฝ้าระวังอยู่ตลอดเวลา จึงขอแนะนำมาตรการคุมเข้มฟิตเนส ที่ผู้ให้บริการและผู้ใช้บริการต้องปฏิบัติตาม

ผู้ให้บริการ

- มีจุดลงทะเบียนคัดกรองผู้เข้าใช้บริการ
- พนักงาน และเทรนเนอร์ต้องสวมหน้ากากอนามัยหรือหน้ากากผ้าตลอดเวลา
- เว้นระยะห่างอย่างน้อย 1-2 เมตร
- จำกัดจำนวนผู้ให้บริการไม่ให้แออัด
- หมั่นทำความสะอาดอุปกรณ์ เครื่องออกกำลังกาย บริเวณที่นั่งและส่วนที่เป็นจุดเสี่ยงที่มีการสัมผัสซ้ำ ทั้งก่อนและหลังใช้งาน

ผู้ใช้บริการ

- ต้องลงทะเบียนผ่านแอปพลิเคชัน 'ไทยชนะ'
- สวมหน้ากากอนามัยหรือหน้ากากผ้าเมื่อเข้าใช้บริการ (ช่วงขณะที่ออกกำลังกายสามารถถอดออกได้)
- ก่อนเล่นให้เช็ดทำความสะอาดอุปกรณ์ต่างๆ ด้วยผ้า และน้ำยาทำความสะอาดที่ทางฟิตเนสเตรียมไว้ให้ แต่เพื่อความมั่นใจ ควรพกสเปรย์แอลกอฮอล์เข้มข้น 70% ไปด้วย เช็ดทิ้งไว้ 30 วินาที จนเริ่มแห้ง แล้วค่อยเช็ดตามด้วยผ้า และอย่าลืมเช็ดทำความสะอาดอีกครั้ง หลังเล่นเสร็จ
- ควรเพิ่มระยะห่างในการใช้อุปกรณ์ออกกำลังกาย
- หลีกเลี่ยงการพูดคุยระยะใกล้ชิดกัน
- ล้างมือบ่อยๆ ไม่ใช่สัมผัสใบหน้า ตา ปาก จมูก
- หลีกเลี่ยงการอยู่บริเวณที่มีผู้ให้บริการจำนวนมาก



ที่มา : กรมอนามัย, สำนักข่าวอินโฟเควสท์

