



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมความปลอดภัย)

ปริญญา

วิศวกรรมความปลอดภัย

โครงการสหวิทยาการระดับบัณฑิตศึกษา

สาขา

ภาควิชา

เรื่อง การตรวจสอบและออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการเคลือบกาว
ชิ้นงานในอุตสาหกรรมยานยนต์

The Inspection and Design of Local Exhaust Ventilation from Adhesive
Coating Process In Automobile Industry

นามผู้วิจัย นางสาววิไล เสงวิวัฒน์ชัย

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์นันทยา หาญสุกัลักษณ์, Ph.D.)

ประธานสาขาวิชา

(รองศาสตราจารย์พิรุณ ชาญเศรษฐิกุล, Ph.D.)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์กัญญา ชีระกุล, D.Agr.)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ เดือน พ.ศ.

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

การตรวจสอบและออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการเคลือบกาว
ชิ้นงานในอุตสาหกรรมยานยนต์

The Inspection and Design of Local Exhaust Ventilation from Adhesive
Coating Process In Automobile Industry

โดย

นางสาววิไล เสงวิวัฒน์ชัย

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมความปลอดภัย)

พ.ศ. 2552

วิไล เสงวิวัฒน์ชัย 2552: การตรวจสอบและออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้
ในกระบวนการเคลือบกาวชิ้นงานในอุตสาหกรรมยานยนต์ ปรินญาวิศวกรรมศาสตร
มหาบัณฑิต (วิศวกรรมความปลอดภัย) สาขาวิชาวิศวกรรมความปลอดภัย
โครงการสหวิทยาการระดับบัณฑิตศึกษา อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก:
ผู้ช่วยศาสตราจารย์นันทยา หาญศุภลักษณ์, Ph.D. 229 หน้า

งานวิจัยนี้มุ่งศึกษาหาสาเหตุที่ทำให้พนักงานที่ปฏิบัติงานในกระบวนการเคลือบกาว
(พ่นกาวและทากาว) ในอาคารของโรงงานที่ผลิตชิ้นส่วนรถยนต์ มีอาการเวียนศีรษะ ปวดศีรษะ
ระคายเคืองการหายใจ และคลื่นไส้ ด้วยการวิเคราะห์ความเข้มข้นไอสารระเหยทุกจุดที่พนักงาน
ปฏิบัติงานด้วยเครื่อง Gas Chromatography และตรวจสอบระบบระบายอากาศโดยพบว่าความ
เข้มข้นของสารอินทรีย์ระเหยง่าย ไซลีน โทลูอิน และเมทิลไอโซบิวทิลคีโตน มีค่าต่ำกว่าค่าที่
กำหนดโดยกฎหมายและมาตรฐาน OSHA เมื่อตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ใน
ทั้งสองพื้นที่พบว่าทุกระบบระบายอากาศที่ใช้บริเวณกระบวนการพ่นกาวและกระบวนการทากาว
ไม่เป็นไปตามมาตรฐาน ACGIH โดยจากการออกแบบและประเมินค่าใช้จ่ายพบว่าระบบระบาย
อากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในการพ่นกาว ควรปรับปรุงพัฒนาให้เป็นชนิดแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียง
หลังและติดตั้งมอเตอร์ขนาด 2 hp (1.492 kW) และการทากาวควรปรับปรุงระบบการวางท่อ
และเปลี่ยนหัวดูดอากาศให้เป็นชนิดปิดล้อม ซึ่งจะเกิดค่าใช้จ่ายต่ำสุด

Wilai Hengwiwattanachai 2009: The Inspection and Design of Local Exhaust Ventilation from Adhesive Coating Process in Automobile Industry. Master of Engineering (Safety Engineering), Major Field: Safety Engineering, Interdisciplinary Graduate Program. Thesis Advisor: Assistant Professor Nanthiya Hansupalak, Ph.D. 229 pages.

This work aimed to seek the roots of health problems (dizziness, headaches, respiratory irritation, and nausea) which employees, working in the adhesive coating process (comprising manual spraying and painting process) in an automobile plant, faced daily. The workplace was in a building; a closed room was situated therein. The painting process was carried out in the closed room whereas the spraying outside the room. At each work position, air quality and the local exhaust ventilation system were examined. The results showed lower exposure concentrations of volatile organic solvents (xylene, toluene and methyl isobutyl ketone) than what were stated by Thai regulations and OSHA standard. The local exhaust ventilation system in the adhesive coating process were, however, found not to abide by the ACGIH guidelines and cost comparisons of different designs illustrated that for the manually-spraying workplace, the current fan and its motor should have been replaced by a backward inclined blade fan and a motor of 2 hp (1.492 kW) whereas for the other process, the piping and the hood type should have been change in order to order to reduce the air flow resistance and still maintain the capture velocity.

Student's signature

Thesis Advisor's signature

____ / ____ / ____

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์นันทยา หาญสุภลักษณ์ ประธานกรรมการ
ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้คำปรึกษา คำแนะนำ แนวทาง และการตรวจแก้ไขข้อบกพร่อง
ต่างๆ ตลอดระยะเวลาที่ทำการศึกษาวิจัยอย่างยิ่ง จนกระทั่งวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จเรียบร้อยดี

ขอขอบคุณผู้บังคับบัญชา เพื่อนร่วมงานทุกท่าน ที่ให้ความช่วยเหลือแนะนำ ให้คำปรึกษา
ด้วยดีตลอดมา

ขอกราบขอบพระคุณมารดา ญาติพี่น้อง และเพื่อนๆ วิศวกรรมความปลอดภัย รุ่น 7
ทุกท่าน ที่ให้การสนับสนุนในการศึกษา และเป็นกำลังใจต่อผู้วิจัยด้วยดีตลอดมา

ท้ายสุดนี้ ประโยชน์ได้อันเนื่องมาจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ขอมอบแด่มารดา ครอบครัว
คณาจารย์ และผู้ให้การสนับสนุนทุกท่าน ที่ได้เมตตาสั่งสอน ให้กำลังใจ และช่วยเหลือสนับสนุน
การศึกษามาโดยตลอด

วิไล เสงวิวัฒน์ชัย

มีนาคม 2552

สารบัญ

	หน้า
สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(7)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	2
การตรวจเอกสาร	3
อุปกรณ์และวิธีการ	64
อุปกรณ์	64
วิธีการ	67
ผลและวิจารณ์	76
สรุปและข้อเสนอแนะ	97
สรุป	97
ข้อเสนอแนะ	98
เอกสารและอ้างอิง	99
ภาคผนวก	101
ภาคผนวก ก การคำนวณที่เกี่ยวข้องกับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของ กระบวนการพ่นกาวที่ใช้ในปัจจุบัน	102
ภาคผนวก ข การคำนวณที่เกี่ยวข้องกับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของ กระบวนการทากาวที่ใช้ในปัจจุบัน	142
ภาคผนวก ค ขั้นตอนการออกแบบปรับปรุงและการคำนวณระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาวที่ได้ะจุดที่ 1	188
ภาคผนวก ง ขั้นตอนการออกแบบปรับปรุงและการคำนวณระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ของกระบวนการทากาวที่ได้ะจุดที่ 1 2 และ 4	193
ประวัติการศึกษา และการทำงาน	229

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	สมบัติทางกายภาพ เคมี และความเป็นอันตรายของสารอินทรีย์ไฮโดรคาร์บอน โทลูอินและ MIBK	5
2	คำแนะนำของความเร็วด้านหน้า	17
3	ค่าความเร็วจับยึดที่จำแนกตามลักษณะการแพร่กระจายของสารปนเปื้อน	23
4	ความเร็วลมต่ำสุดของอากาศในท่อ (V_{duct})	30
5	ค่าคงที่สำหรับวัสดุที่ใช้ทำท่อ	32
6	เปรียบเทียบข้อดีข้อเสียของการสมดุลความดันทั้งสองวิธี	39
7	เปรียบเทียบข้อดี – ข้อเสีย ของพัดลมชนิดแรงเหวี่ยง	50
8	ค่าประสิทธิภาพเชิงกลของพัดลมโดยประมาณสำหรับพัดลมชนิดต่างๆ	55
9	พลังงานที่ใช้ในการเคลื่อนอากาศผ่านอุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ	58
10	แสดงความเข้มข้นของสาร ไฮโดรคาร์บอน โทลูอิน และ MIBK ที่วัดตามจุดต่าง ๆ	77
11	สรุปผลการสัมภาษณ์พนักงานที่ปฏิบัติงานในกระบวนการพ่นกาว	78
12	สรุปผลการสัมภาษณ์พนักงานที่ปฏิบัติงานในกระบวนการทากาว	79
13	แสดงผลการตรวจสอบของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 1 - 8	82
14	เปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว (8 โต๊ะพ่นกาว) ทั้งที่วัดได้จริงจากระบบปัจจุบันกับที่ได้ตามมาตรฐาน ACGIH	84
15	แสดงผลการตรวจสอบของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4	86
16	เปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว (โต๊ะทากาว) ที่วัดได้จริงจากระบบปัจจุบันกับที่ได้ตามมาตรฐาน ACGIH	88

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่		หน้า
17	ค่าพารามิเตอร์ที่ได้จากการคำนวณออกแบบงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ และค่าใช้จ่ายของกระบวนการพ่นกว ที่โต๊ะพ่นกวจุดที่ 1	91
18	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อนำอากาศของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 1	96
19	ความเร็วจับยึดและอัตราการไหลของอากาศในท่อของหัวดูด 1 2 และ 4 สำหรับระบบระบายอากาศ ชุดที่ 1	96
20	ค่าพารามิเตอร์ที่ได้จากการคำนวณการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ของโต๊ะทากาวชุดที่ 1	97

ตารางผนวกที่

ก1	แสดงขั้นตอนการคำนวณหาค่า Q และค่า BHP ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่	103
ก2	ค่าความเร็วด้านหน้าที่ได้จากการตรวจวัดจริงของกระบวนการพ่นกว	104
ก3	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกว ที่โต๊ะจุดที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	106
ก4	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกว ที่โต๊ะจุดที่ 2 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	115
ก5	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกว ที่โต๊ะจุดที่ 3 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	119
ก6	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกว ที่โต๊ะจุดที่ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	123
ก7	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกว ที่โต๊ะจุดที่ 5 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	127
ก8	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกว ที่โต๊ะจุดที่ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	131

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางผนวกที่		หน้า
ก9	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 7 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	135
ก10	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะหมายเลข 8 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	139
ข1	ขั้นตอนการคำนวณหาค่า Q และค่า BHP ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่	144
ข2	ค่าความเร็วจับยึดที่ได้จากการตรวจวัด และค่าอัตราการไหลของอากาศของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4	146
ข3	การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ B-D, C-D	147
ข4	การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ D-E, A-E	150
ข5	การคำนวณค่าต่าง ๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ E-F, G-H	152
ข6	ค่าความเร็วจับยึดที่ได้จากการตรวจวัด และค่าอัตราการไหลของอากาศของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6	177
ข7	การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาวที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-D, B-D	178
ข8	การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาวที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วง ท่อ D-E, C-E	181
ข9	การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาวที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วง ท่อ E-F, G-H	184
ค1	การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ A-B, C-D	190
ง1	ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ของกระบวนการทากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ B-D, C-D	195

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางผนวกที่	หน้า
ง2 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ D-E, A-E	197
ง3 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ ช่วงท่อ E-F, G-H	200
ง4 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ B-D, C-D	204
ง5 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ D-E, A-E	206
ง6 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ E-F, G-H	209
ง7 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 3 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ B-D, C-D	212
ง8 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 3 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ D-E, A-E	214
ง9 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 3 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ E-F, G-H	217

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางผนวกที่	หน้า
ง10 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ B-D, C-D	221
ง11 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ D-E, A-E	223
ง12 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศ เฉพาะที่ ของกระบวนการตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH ช่วงท่อ E-F, G-H	226

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	ลูกยางกันสะเทือนที่ประกอบเข้ากับส่วนประกอบของรถยนต์ทำจากยางที่ยึดติดกับโลหะด้วยกาว	3
2	ส่วนประกอบหลักของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ที่ประกอบด้วย หัวดูด ระบบท่อ เครื่องแยกสารปนเปื้อน พัดลม และปล่องระบาย	9
3	การวัดค่า(ก) ความดันสถิต(SP) (ข) ความดันรวม(TP) และ (ค) ความดันจลน์ (VP) โดยใช้มาโนมิเตอร์รูปตัวยู	10
4	การเปลี่ยนแปลงความดันสถิต(SP) และความดันจลน์(VP) ที่เนื่องมาจากการไหลของอากาศไหลผ่านท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่หน้าตัด โดยที่ความดันรวม(TP) ของอากาศในท่อยังมีค่าคงที่	12
5	กฎการอนุรักษ์มวลสำหรับการไหลของอากาศผ่านระบบท่อที่ 3 ตำแหน่ง โดย Q คืออัตราการไหลเชิงปริมาตร	14
6	ลักษณะการทำงานของหัวดูดอากาศชนิดปิดล้อม	16
7	ลักษณะการทำงานของหัวดูดภายนอก	18
8	ตัวอย่าง Canopy หรือ Receiving Hood	19
9	Capturing Hood ชนิดต่าง ๆ	20
10	ระบบระบายอากาศแบบผลัก – ดึง เป็นการติดตั้งพัดลมและหัวดูดอากาศในทิศตรงข้ามกัน	21
11	รูปแบบของความเร็วที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของหัวดูดอากาศ	22
12	อัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าหัวดูดอากาศชนิดต่างๆ	25
13	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าหัวดูดอากาศ	27
14	แฟกเตอร์การสูญเสียของท่อเหลี่ยมหน้าตัดวงกลม	34
15	แฟกเตอร์การสูญเสียของท่อเหลี่ยมหน้าตัดสี่เหลี่ยม	35
16	การสูญเสียความดันจลน์ของอากาศเมื่อไหลผ่านท่อแยก	36
17	การต่อท่อแยกเข้ากับท่อหลัก	36
18	การต่อท่อแยกเข้ากับท่อหลักในลักษณะสมมาตร	37
19	ส่วนประกอบหลักของพัดลมแรงเหวี่ยง	45

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
20	พัฒนแรงเหวี่ยงรูปต่าง ๆ	45
21	(ก) ล้อพัฒนและ(ข) เส้นโค้งสมรรถนะของพัฒนแรงเหวี่ยง แบบซี่ใบพัดหน้าตรง	46
22	(ก) ล้อพัฒนและ(ข) เส้นโค้งสมรรถนะของพัฒนแรงเหวี่ยง แบบซี่ใบพัดโค้งหน้า	48
23	(ก) ล้อพัฒนและ(ข) เส้นโค้งสมรรถนะของพัฒนแรงเหวี่ยง แบบซี่ใบพัดเอียงหลัง	49
24	ลักษณะของพัฒนที่ไหลตามแนวแกน (ก) พัฒนแบบใบพัดแกน (ข) พัฒนแบบใบพัดแกนที่ติดตั้งอยู่ในท่อ และ(ค) พัฒนแบบ ใบพัดแกนชนิดมีกริป	51
25	การแบ่งพื้นที่ของหน้าส่วนหัวคูดอกเป็นพื้นที่ย่อยและกำหนด จุดศูนย์กลางของพื้นที่ย่อยเป็นจุดวัดความเร็วลม	60
26	แสดงเครื่องมือ Testo 435	64
27	แสดงเครื่องมือท่อพีทอต type S	64
28	แสดงเครื่องมือวัดความดันสถิต มาโนมิเตอร์	65
29	แสดงปั๊มเก็บตัวอย่างอากาศ	65
30	แสดงหลอดเก็บตัวอย่างอากาศ	66
31	แสดงเครื่องมือ Gas Chromatography	66
32	แผนผังตำแหน่งจุดปฏิบัติงานของพนักงานที่ทำงานในกระบวนการ เคลือบแก้ว ในอาคารแห่งหนึ่ง โดยการทากาวทำในห้องปิด และ การพ่นกาวทำในบริเวณที่อยู่นอกห้องปิดนี้	67
33	ตัวอย่างภาพ (ก) ด้านหน้า และ (ข) ด้านข้างหัวคูดอากาศชนิดปิดล้อม ที่ใช้ในจุดปฏิบัติงานสำหรับกระบวนการพ่นกาว	68
34	ตัวอย่างภาพ (ก) ด้านหน้า และ (ข) ด้านข้างหัวคูดอากาศชนิดภายนอก ที่ใช้ในจุดปฏิบัติงานสำหรับกระบวนการทากาว ลมเย็นเป่าบริเวณ ด้านหลังพนักงานไปยังด้านหัวคูดอากาศ	68

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
35	ตำแหน่งที่ใช้เก็บตัวอย่างอากาศ ซึ่งเป็นตำแหน่งเดียวกับที่พนักงานยื่นปฏิบัติงานพ่นกาว (▲) และทากาว (●)	69
36	การแบ่งพื้นที่ของด้านหน้าหัวคู่อากาศชนิดปิดล้อม ขนาดกว้าง 3.8 ฟุต ยาว 4.67 ฟุต ที่ใช้ที่โต๊ะปฏิบัติงานสำหรับการพ่นกาวโดยได้แบ่งเป็น 16 ช่อง ที่มีขนาดกว้าง 11.4 นิ้ว และ ยาว 14.01 นิ้ว วงกลมแสดงตำแหน่งที่วัดความเร็วลม	70
37	การแบ่งพื้นที่ของด้านหน้าหัวคู่อากาศชนิดภายนอก ขนาดกว้าง 1.94 ฟุต ยาว 1.38 ฟุต ที่โต๊ะปฏิบัติงานสำหรับการพ่นกาวโดยได้แบ่งเป็น 16 ช่อง ที่มีขนาดกว้าง 5.82 นิ้ว และยาว 4.14 นิ้ว วงกลมแสดงตำแหน่งที่วัดความเร็วลม	71
38	การแบ่งพื้นที่หน้าตัดของท่อสี่เหลี่ยม ที่ใช้เป็นท่อนำอากาศที่ใช้ในกระบวนการทากาว โดยในที่นี้ได้แบ่งพื้นที่หน้าตัดของท่อขนาดกว้าง 18.6 นิ้ว ยาว 18.2 นิ้ว ได้แบ่งเป็น 16 ช่อง สัญลักษณ์(○) แสดงจุดวัดความดันสถิตและความดันรวม	72
39	ขั้นตอนการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ที่ครอบคลุมหัวคู่อากาศ ระบบการวางท่อ และกำลังขับของพัดลม	75
40	แนวทางการพิจารณาการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว	93
41	ระบบการวางท่อปัจจุบันของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ชุดที่ 1	94
42	การปรับปรุงระบบการวางท่อของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ชุดที่	95

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่

ก1	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1	105
ก2	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 2	114
ก3	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 3	118
ก4	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 4	122
ก5	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 5	126
ก6	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 6	130
ก7	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 7	134
ก8	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 8	138
ข1	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4	145
ข2	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะหมายเลข 3 5 และ 6	175
ค1	ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1	189
ง1	การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการ ทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1	194
ง2	การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการ ทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2	203

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่

ง3	การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการ ตากาวที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4	220
----	---	-----

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A	=	พื้นที่หน้าตัดของท่อดูดอากาศ (ft ²)
BHP	=	แรงม้าเบรก
cfm	=	ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที
fpm	=	ฟุตต่อนาที
F _h	=	แฟกเตอร์ความดันสูญเสียเมื่ออากาศไหลเข้าสู่ท่อดูดอากาศ
FTP	=	ความดันรวมของพัดลม (in.wg)
h _e	=	ความดันสูญเสียที่ทางเข้าหัวดูด (in.wg)
H _f	=	แฟกเตอร์ความเสียดทาน
h _L	=	ความดันสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน (in.wg)
in.wg	=	นิ้วน้ำ
ME	=	เป็นค่าประสิทธิภาพเชิงกลของพัดลมใช้ค่าระหว่าง 0.70 ถึง 0.75
Q	=	อัตราการไหลของอากาศ (cfm)
Q _{Total}	=	อัตราการไหลของอากาศรวมทั้งหมด (cfm)
SP	=	ความดันสถิต (in.wg)
TP	=	ความดันรวม (in.wg)
V	=	ความเร็วของอากาศ (fpm)
V _{capture}	=	ความเร็วจับยึด (fpm)
V _{face}	=	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (fpm)
VP	=	ความดันจลน์ (in.wg)
VP _d	=	ความดันเนื่องจากความเร็วที่ท่อ (in.wg)
VP _h	=	ความดันเนื่องจากความเร็วที่ฮูด (in.wg)

การตรวจสอบและออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการ เคลือบการขึ้นงานในอุตสาหกรรมยานยนต์

The Inspection and Design of Local Exhaust Ventilation from Adhesive Coating Process In Automobile Industry

คำนำ

ลูกยางกันสะเทือนในรถยนต์ เป็นชิ้นส่วนในการประกอบรถยนต์เพื่อช่วยป้องกันการสะเทือนในรถยนต์ ผลิตด้วยการให้เหล็กยึดติดกับยางด้วยกาว ซึ่งกระบวนการเคลือบกาวนี้ประกอบด้วย 2 วิธี คือ การทาการด้วยแปรงและการพ่นกาวสำหรับชิ้นงานที่มีรูปร่างซับซ้อน และอย่างง่าย ตามลำดับ ในการเคลือบกาวนิยมใช้สารอินทรีย์ระเหยง่าย ได้แก่ ไซลีน โทลูอิน และเมทิลไอโซบิวทิลคีโตน (MIBK) เนื่องจากสามสารนี้เป็นสารที่ระเหยง่าย ความเป็นอันตรายต่อสุขภาพ คือ ไซลีนก่อให้เกิดการระคายเคืองการหายใจและแผลสเปกโทรโทลูอินทำให้ปวดศีรษะและเวียน และ MIBK ทำให้เกิดการเจ็บคอ ไอและคลื่นไส้ โดยค่าความเข้มข้นไอระเหยของไซลีน และโทลูอินในที่ทำงานต้องมีค่าไม่เกิน 100 ppm และ 200 ppm ตามลำดับ และ MIBK ไม่เกิน 50 ppm

แม้ทางโรงงานทำชิ้นส่วนรถยนต์นี้ได้ติดตั้งระบบระบายอากาศเฉพาะที่ขึ้นในทุกจุดที่พนักงานขึ้นปฏิบัติงาน แต่ผู้ปฏิบัติงานในพื้นที่ดังกล่าวได้ร้องเรียนปัญหาด้านสุขภาพ คือ มีอาการเวียนศีรษะ ปวดศีรษะ ระคายเคืองการหายใจ และคลื่นไส้ เกิดขึ้นในขณะที่ทำงานในกระบวนการเคลือบกาวและหลังจากที่ทำงานเสร็จแล้ว ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมุ่งตรวจสอบความเข้มข้นของสารเคมีระเหยง่ายในกระบวนการทาการและพ่นกาว และตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการเคลือบกาวที่ใช้ทั้งสองกระบวนการ เพื่อหาสาเหตุของอาการป่วยและทำให้สุขภาพของพนักงานดีขึ้น

วัตถุประสงค์

1. เพื่อประเมินคุณภาพของอากาศบริเวณกระบวนการเคลือบกาวชิ้นงาน ในอุตสาหกรรมการผลิตชิ้นส่วนยานยนต์
2. เพื่อตรวจสอบวิเคราะห์ระบบระบายอากาศเฉพาะที่บริเวณกระบวนการเคลือบกาวชิ้นงาน
3. เพื่อออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ และเพิ่มประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการเคลือบกาว

ขอบเขตงานวิจัย

1. ตัวทำละลายที่ใช้ในกระบวนการเคลือบกาวมี 3 สาร คือ ไซลีน โทลูอิน และ เมทิลไอโซบิวทิลคีโตน (MIBK) ดังนั้นคุณภาพอากาศประเมินจากการวัดความเข้มข้นของสาร 3 ชนิดนี้ ณ จุดปฏิบัติงานของพนักงาน
2. กระบวนการเคลือบกาวที่สนใจนี้ ประกอบด้วย 2 วิธี คือ การพ่นกาวและการทา

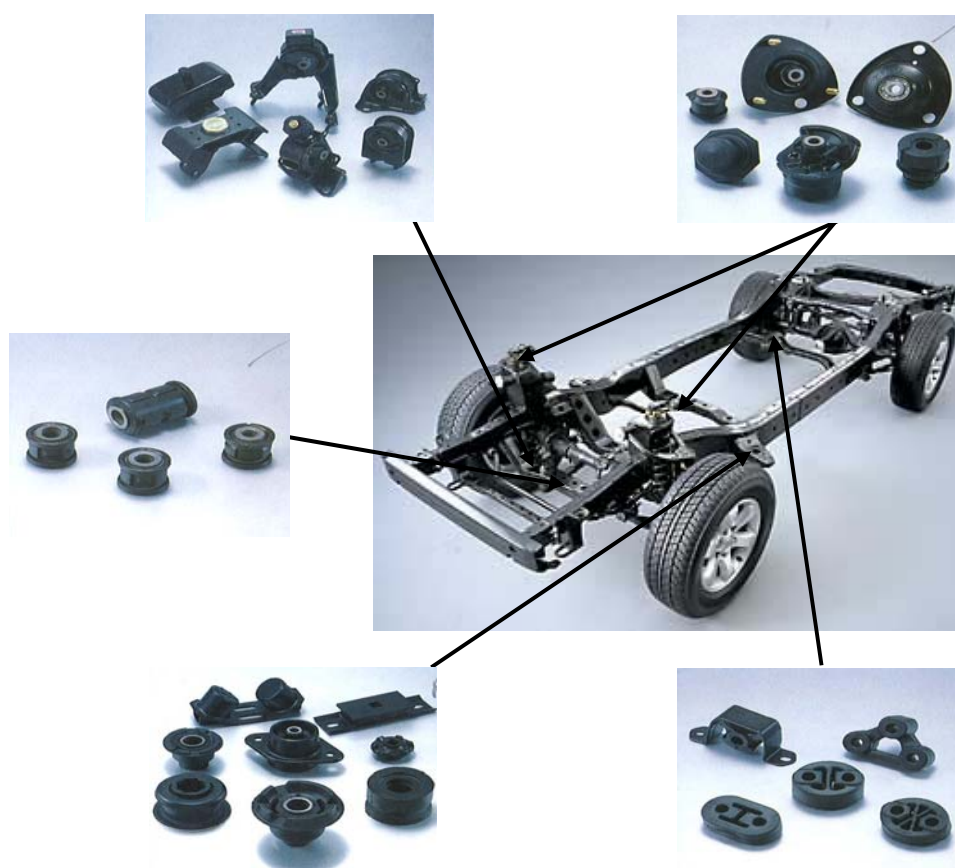
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทราบข้อมูลปริมาณสารอินทรีย์ระเหยง่าย ในพื้นที่ปฏิบัติงานของกระบวนการเคลือบกาว
2. ทราบถึงประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการเคลือบกาว
3. เพื่อเป็นข้อมูลเสนอแนะแนวทางในการปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่และเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการเคลือบกาว

การตรวจเอกสาร

1. ชิ้นส่วนประกอบรถยนต์

ลูกยางกันสะเทือน คือ ชิ้นส่วนประกอบรถยนต์ที่มีรูปร่าง ลักษณะหลายรูปแบบตามลักษณะที่ประกอบเข้ากับส่วนต่างๆ ของรถยนต์ เพื่อป้องกันการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในรถยนต์ ดังแสดงในภาพที่ 1 ซึ่งชิ้นส่วนลูกยางกันสะเทือนเกิดจากยางประกบกับโลหะ โดยมีกาวยึดวัสดุ 2 ชนิดให้ติดกัน โดยกาวที่ใช้ในการยึดติดมี 2 ชนิด คือ กาวชั้นที่ 1 (กาวเทา) ทำหน้าที่ยึดระหว่างโลหะกับกาวชั้นที่ 2 ให้ติดกัน และกาวชั้นที่ 2 (กาวดำ) ทำหน้าที่ยึดระหว่างกาวชั้นที่ 1 กับยางให้ติดกัน โดยการเคลือบกาวที่ชิ้นงานจะเคลือบกาวที่ละชั้นด้วยวิธีการที่แตกต่างกันไปตามลักษณะรูปร่างของชิ้นงาน โดยวิธีในการเคลือบกาวที่ศึกษามี 2 วิธี



ภาพที่ 1 ลูกยางกันสะเทือนที่เป็นส่วนประกอบของรถยนต์ทำจากยางที่ยึดติดกับโลหะด้วยกาว

1.1 การเคลือบกาวด้วยการทา โดยผู้ปฏิบัติงานจะใช้แปรงทากาวที่ขึ้นงาน ซึ่งลักษณะของขึ้นงานที่เคลือบกาวโดยวิธีนี้จะมีรูปร่างที่ซับซ้อน ยากต่อการเคลือบกาวด้วยวิธีการอื่น จากนั้นเมื่อทากาวที่ขึ้นงานเสร็จแล้วจะนำขึ้นงานเข้าสู่ตู้อบเพื่ออบกาวให้แห้ง

1.2 การเคลือบกาวด้วยการพ่น เป็นการเคลือบกาวอีกวิธีหนึ่ง ซึ่งใช้กับขึ้นงานที่มีรูปร่างไม่ซับซ้อนมาก โดยลักษณะการทำงาน คือ การพ่นกาวออกจากปืนลมไปยังขึ้นงานที่วางเรียงบนถาด เมื่อพ่นกาวเสร็จเรียบร้อยแล้วจะนำขึ้นงานเข้าสู่ตู้อบซึ่งมีสายพานลำเลียง เป็นตัวพาขึ้นงานให้เคลื่อนที่ผ่านตู้อบ เพื่ออบกาวให้แห้ง

กาวที่ใช้มีส่วนผสมของสารอินทรีย์ โดยกาวเทามีส่วนผสมของสารเคมีเมทิลไอโซบิวทิลคีโตน (MIBK) เป็นส่วนประกอบหลักและใช้สาร MIBK เป็นตัวทำละลายเพื่อเตรียมใช้พ่นและทา และกาวคำมีส่วนผสมของสารเคมีไซลีนเป็นส่วนประกอบหลัก และใช้โทลูอินเป็นตัวทำละลาย เมื่อมีการใช้กาวในการเคลือบกาวที่ขึ้นงาน

2. ข้อมูลทางกายภาพและความเป็นอันตรายของสารอินทรีย์ระเหยง่าย

สารละลาย ไซลีน โทลูอิน เป็นตัวทำละลายอะโรมาติก และ MIBK เป็นตัวทำละลายอะลิฟาติก ทั้ง 3 สารมีคุณสมบัติทางกายภาพ เคมี ดังตารางที่ 1 โดยจะเห็นว่าสารเคมี MIBK มีความเป็นอันตรายมากที่สุด จากค่าความเป็นพิษ LD_{50} ซึ่งสอดคล้องกับอาการที่ได้รับสารเคมี MIBK ทำให้เกิดอาการทั้งทางหายใจ ผิวหนัง ทางการกิน และถูกตา โดยที่กล่าวคือ กดประสาท ทำลายชั้นไขมัน ผิวหนังลอก กล้ามเนื้อทำงานไม่ประสานกัน กระจุกตาไหม้ ในขณะที่ผู้ที่ได้รับ ไซลีน และ โทลูอิน จะมีอันตรายต่อสุขภาพในทุกๆ ด้านที่ใกล้เคียงกัน คือ ระคายเคืองระบบทางเดินหายใจ ระคายเคืองที่ผิวหนัง ระคายเคืองตา และตารางที่กล่าวค่าความเข้มข้น TLV-TWA เป็นความเข้มข้นเฉลี่ยการทำงาน 8 ชั่วโมงที่ทำงานได้โดยไม่ได้รับอันตราย โดยกำหนดสาร ไซลีน โทลูอิน และ MIBK มีค่าดังนี้คือ 100 50 และ 50 ppm ตามลำดับ ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับที่ประกาศกระทรวงมหาดไทย (2522) เรื่องความปลอดภัยในการทำงานเกี่ยวกับภาวะแวดล้อม (สารเคมี) กำหนดให้ค่าความเข้มข้นของ ไซลีน และ โทลูอิน ตลอดระยะเวลาการทำงานตามปกติ 8 ชั่วโมงต่ำกว่า 100 และ 200 ppm ตามลำดับ แต่ประกาศกระทรวงมหาดไทยไม่ได้กำหนดค่าความเข้มข้นขึ้นตัวของ MIBK ในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยจึงได้เลือกใช้ค่า TLV-TWA ของ MIBK ที่กำหนดโดย OSHA (1910) ไว้ด้วย โดยกำหนดให้ค่าความเข้มข้นของ MIBK ในสถานที่ทำงานต้องต่ำกว่า 50 ppm

ตารางที่ 1 สมบัติทางกายภาพ เคมี และความเป็นอันตรายของสารอินทรีย์ ไชลีน โทลูอิน และ MIBK

คุณสมบัติ	สารอินทรีย์ระเหยง่าย		
	ไชลีน	โทลูอิน	MIBK
1. ทางกายภาพ	ของเหลว ใสไม่มีสี กลิ่นหอมหวาน	ของเหลว ใสไม่มีสี กลิ่นหอมหวาน	ของเหลว ใสไม่มีสี กลิ่นหอมหวาน
- สถานะ			
2. ทางเคมี			
- น้ำหนักโมเลกุล	106.16	92.13	100.16
- จุดเดือด (°C)	138.3	110.16	116.1
- จุดหลอมเหลว (°C)	30	-126	-84
- ความถ่วงจำเพาะ	0.87	0.87	0.8015
- ความหนาแน่น	3.7	3.2	3.5
- ความหนืด (MPa.sec)	0.62 – 0.81	0.59	0.61
- ความดันไอ (mm.Hg)	6.72 ที่ 21°C	22 ที่ 20°C	15 ที่ 20°C
3. การเกิดอ็อกซิไดซ์และระเบิด			
- จุดวาบไฟ (°C)	26.1	6	16.1
- จุดลุกติดไฟได้เอง (°C)	572	535	458
- ค่าขีดจำกัดล่างการระเบิด	1	1.2	1.2
- ค่าขีดจำกัดบนการระเบิด	7.1	7.1	8
4. ความเป็นพิษ			
- ความเป็นพิษ (LD ₅₀), mg/Kg	4,000	5,000	2,080
- ความเป็นพิษ (LC ₅₀) ^a , mg/m ³	21,700/4	5,320/-	23,300/-
- TLV-TWA, ppm	100	50	50
- TLV-STEL, ppm	150	150	75

ตารางที่ 1 (ต่อ)

คุณสมบัติ	สารอินทรีย์ระเหยง่าย		
	ไซลีน	โทลูอิน	MIBK
5. ความเป็นอันตรายต่อสุขภาพ - ทางหายใจ	ระคายเคืองระบบทางเดินหายใจ และหายใจติดขัด	ระคายเคืองระบบทางเดินหายใจ ปวดศีรษะ วิงเวียนศีรษะ คลื่นไส้และมึนงง	ระคายเคืองระบบทางเดินหายใจและทำให้เนื้อเยื่อหลอดคอประสาทส่วนกลางเกิดอาการเซื่องซึม เจ็บคอ ไอ คลื่นไส้หมดสติ
- ทางผิวหนัง	ระคายเคือง เกิดแผล แสบไหม้ ผิวหนังอักเสบ	ระคายเคือง เกิดผื่นแดง	ระคายเคือง ทำลายชั้นไขมันของผิวหนัง ทำให้ผิวหนังแห้งและลอกผิวหนังอักเสบ
- ทางการกิน	จับน้ำลายออกมา มาก มีเหงื่อออก คลื่นไส้ อาเจียน ท้องร่วง ปวดท้อง เบื่ออาหาร	ระคายเคือง ปวดท้อง ปวดศีรษะ วิงเวียน มึนงง	ระคายเคือง เกิดแผลบริเวณปาก คอ ช่องท้อง ทำให้ปวดท้อง กล้ามเนื้อทำงานไม่ประสานกัน
- ถูกตา	ระคายเคือง เกิดแผลไหม้	ระคายเคือง ทำให้ตาแดง	ระคายเคือง กระจกตาไหม้ ตาแดง

แหล่งที่มา กรมควบคุมมลพิษ (2544)

หมายเหตุ: ^a XXX/Y หมายถึง ความเข้มข้นของสาร XXX mg/m³ ที่ทำให้ 50 % ของประชากรหนูดายภายใน Y ชั่วโมง

3. การตรวจวัดมลพิษอากาศในสถานประกอบการ

การตรวจประเมินระดับความเข้มข้นของสารเคมีที่อยู่ในรูปอนุภาค พุ่ม มิสต์ ก๊าซ และไอรระเหย จะใช้รูปแบบการเก็บตัวอย่างอากาศ ซึ่งอาจจะเป็นตำแหน่งตัวบุคคลที่ปฏิบัติงานอยู่ Personal Sampling หรือบริเวณพื้นที่ทำงาน (จุดเก็บตัวอย่างจะกระจายไปทั่วบริเวณพื้นที่ทำงาน) แล้วส่งตัวอย่างอากาศให้แก่ห้องปฏิบัติการเพื่อวิเคราะห์ระดับความเข้มข้นของสารเคมีที่ และประเมินความอันตรายใช้เกณฑ์มาตรฐานความปลอดภัย เพื่อให้ทราบระดับความเสี่ยงต่อสุขภาพผู้ปฏิบัติงาน และยังเป็น การประเมินระบบควบคุมที่มีอยู่ด้วย

จากที่ได้กล่าวข้างต้นเกี่ยวกับวิธีการเก็บตัวอย่างที่มี 2 รูปแบบ คือ ตัวบุคคล และที่บริเวณพื้นที่ทำงาน แบบแรกนั้นใช้การตรวจวัดที่ตัวบุคคล เพื่อทราบปริมาณสารระเหยอินทรีย์ที่พนักงานได้รับในระหว่างการปฏิบัติงาน โดยหาความเข้มข้นของสารระเหยอินทรีย์ในระดับการหายใจของพนักงาน นอกจากนี้การตรวจวัดที่ตัวบุคคลยังสามารถใช้ในการประเมินการได้รับสารทั้งจากการหายใจและทางผิวหนังด้วย ซึ่งการตรวจวัดที่ตัวบุคคลเป็นการเก็บตัวอย่างคุณภาพอากาศระหว่างช่วงออกถึงศีรษะ ในขณะที่แบบหลังใช้ประเมินความเข้มข้นของสารพิษในที่ทำงานซึ่งจะใช้วิธีนี้ก็ต่อเมื่อเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงกระบวนการผลิต และการทดสอบการปนเปื้อนในพื้นที่ปฏิบัติงาน

การเก็บตัวอย่างอากาศที่ตัวบุคคลที่ปฏิบัติงานอยู่และวิธีการวิเคราะห์ความเข้มข้นเป็นไปตามวิธีของ NIOSH (The National Institute of Occupational and Health) และ OSHA (Occupational Safety and Health Administration) ของประเทศสหรัฐอเมริกา โดยการเก็บตัวอย่างอากาศที่คนได้รับสัมผัสนั้น มักจะเก็บอากาศที่บริเวณที่คนงานหายใจเข้าไป ซึ่งเป็นอากาศในบริเวณระหว่างช่วงอกถึงศีรษะ เครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บตัวอย่าง จะเป็นปั๊มเก็บตัวอย่างขนาดเล็กที่ไว้ดูดอากาศ โดยผ่านกระดวยกรอง หรือตัวกลางที่ดูดซับสารมลพิษได้โดยติดตั้งปั๊มไว้ที่ตัวคนงาน ระยะเวลาการเก็บตัวอย่างเท่ากับเวลาที่คนปฏิบัติงาน คือ 8 ชั่วโมง จากนั้นจึงนำตัวอย่างอากาศไปวิเคราะห์เพื่อหาปริมาณสารมลพิษต่อไป (นพภาพร และคณะ, 2547)

สำหรับการเก็บตัวอย่างอากาศที่บริเวณพื้นที่ทำงาน เป็นไปตามวิธีของ NIOSH (The National Institute of Occupational and Health) และ OSHA (Occupational Safety and Health Administration) ของประเทศสหรัฐอเมริกา โดยวิธีการวิเคราะห์

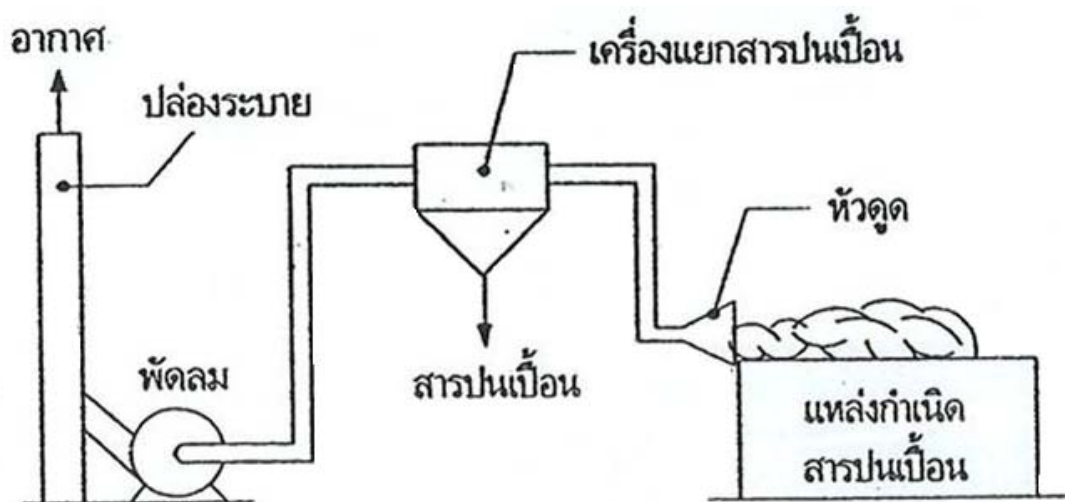
4. ระบบระบายอากาศ

4.1 ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ (Local Exhaust Systems)

ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ เป็นการออกแบบเพื่อรวบรวมสารปนเปื้อนที่แหล่งกำเนิด หรือในกระบวนการผลิต ก่อนที่สารจะฟุ้งกระจายหรือระเหยขึ้นสู่อากาศในระดับหายใจของผู้ปฏิบัติงาน ดังนั้นระบบระบายอากาศเฉพาะที่จึงเป็นวิธีการควบคุมสารปนเปื้อนที่แหล่งกำเนิดที่มีประสิทธิภาพสูง และประหยัดพลังงานมากกว่าระบบระบายอากาศแบบทั่วไป เช่น การใช้พัดลมเป่าในพื้นที่ทำงาน เป็นต้น เพราะมีอัตราการไหลออกสู่ภายนอกต่ำ เนื่องจากโดยทั่วไปปริมาณสารพิษมีมาก ดังนั้นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ควรดักจับสารพิษก่อนที่จะปล่อยอากาศออกสู่บรรยากาศ (พรพิมล, 2543)

ระบบระบายอากาศเฉพาะที่นี้จะนำมาใช้ในการควบคุมสารมลพิษ เมื่อแหล่งกำเนิดสารพิษอยู่ใกล้กับบริเวณที่คนงานหายใจ มีสารพิษออกมาจากแหล่งกำเนิดที่อยู่กับที่ในปริมาณมาก และสารพิษกระจายเกิดได้ง่าย ไม่มีวิธีการควบคุมอื่นที่มีประสิทธิภาพดีกว่า และมีผลการประเมินเบื้องต้นเกี่ยวกับความเป็นพิษ หรือความเป็นอันตรายของสารเคมีต่อพนักงานและทรัพย์สิน ซึ่งเป็นข้อดีของการติดตั้งระบบระบายอากาศเฉพาะที่ รวมถึงมีผลทำให้ผลผลิตสูงมีความปลอดภัย ในสถานที่ทำงาน และพนักงานมีสุขภาพอนามัยดีขึ้น

ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ประกอบด้วย 5 ส่วนประกอบหลัก (ดังภาพที่ 2) โดยมีรายละเอียดส่วนต่างๆ เป็นดังต่อไปนี้ หัวดูดอากาศ (Hood) ถือได้ว่าเป็นหัวใจของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ โดยหน้าที่ของหัวดูดอากาศ คือ ดึงสารปนเปื้อนซึ่งเกิดขึ้นที่แหล่งกำเนิดให้เข้าสู่ระบบท่อในทิศทางมุ่งหน้าเข้าสู่หัวดูด ส่วนระบบท่อ (Duct system) จะเป็นช่องทางในการลำเลียงอากาศปนเปื้อนไปยังเครื่องแยกสารปนเปื้อน หรือเครื่องทำความสะอาดอากาศ (Air cleaner) โดยจะมีอยู่หลายรูปแบบ เช่น เครื่องดักฝุ่นแบบผ้ากรอง (Fabric duct collector) หรือไซโคลนดักฝุ่น (Cyclone duct collector) เป็นต้น สารปนเปื้อนจะถูกแยกออกจากอากาศภายในอุปกรณ์ดังกล่าวนี้ หลังจากนั้นอากาศที่ปราศจากสารปนเปื้อนจะไหลออกสู่บรรยากาศ โดยผ่านพัดลม (Fan) และปล่องระบาย (Exhaust stack) อย่างไรก็ตามอากาศปนเปื้อนที่ระบายออกมาต้องไม่ก่อให้เกิดผลกระทบต่อคนงานหรือชุมชนใกล้เคียง (ฉัตรชัย, 2550)



ภาพที่ 2 ส่วนประกอบหลักของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ที่ประกอบด้วย หัวดูด ระบบท่อ เครื่องแยกสารปนเปื้อน พัดลม และปล่องระบาย

ที่มา: นัตรชัย (2550)

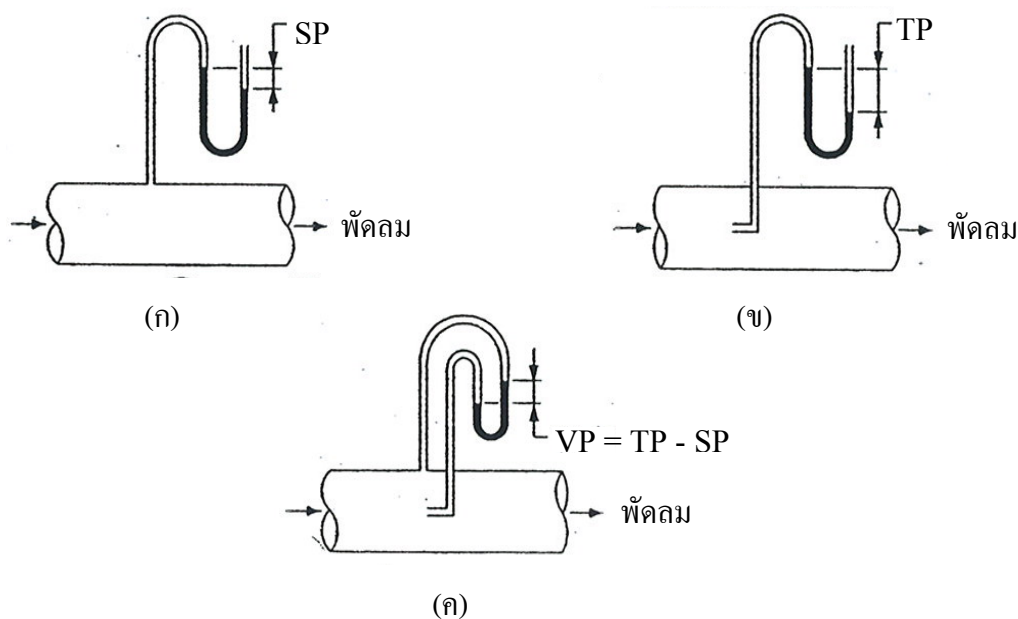
4.2 ความดันของอากาศ

การที่อากาศจะเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งนั้น จำเป็นต้องมีความแตกต่างของความดันระหว่างสองจุดนั้น โดยอากาศจะเคลื่อนที่จากจุดที่มีความดันสูงไปยังจุดที่มีความดันต่ำกว่า จุดที่มีความดันต่ำกว่าในระบบซึ่งมักเรียกว่า ความดันลบ (Negative press) หรือแรงดูด (Suction) จะถูกสร้างขึ้นโดยพัดลม การทำงานของพัดลมจะทำให้อากาศเกิดการเคลื่อนที่จากบริเวณหัวดูดผ่านเข้าสู่ระบบท่อมายังพัดลม จะเห็นได้ว่าพลังงานที่ป้อนให้กับพัดลมจะถูกเปลี่ยนไปเป็นพลังงานที่ทำให้อากาศเกิดการเคลื่อนที่

ด้วยเหตุที่ปริมาณของพลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบ (อากาศ) ผ่านทางพัดลมจะมีค่าเท่ากับพลังงานที่ต้องใช้ในการดึงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้เข้าไปในหัวดูดรวมกับพลังงานที่ต้องใช้เพื่อเอาชนะแรงต้านทานการไหลในระบบท่อ ดังนั้นแนวคิดของการให้ความดันแสดงถึงระดับพลังงานของระบบจึงเป็นสิ่งสำคัญ เนื่องจากความดันเป็นสิ่งที่สามารถวัดค่าได้ง่ายจึงเป็นการสะดวกที่จะใช้ความดันเป็นตัวอธิบายการทำงานของระบบระบายอากาศ ซึ่งความดันที่เกี่ยวข้องกับระบบระบายอากาศ มีดังนี้

4.2.1 ความดันสถิต (Static pressure, SP)

ความดันสถิตจะทำให้อากาศในระบบเริ่มเคลื่อนที่ด้วยความเร็วเริ่มต้นค่าหนึ่ง ซึ่งต้องมากพอที่จะเอาชนะแรงต้านทานการไหลในระบบที่เกิดจากความเสียดทานและความปั่นป่วนของการไหล หรือกล่าวได้ว่าความดันสถิตของอากาศในระบบระบายอากาศจะเป็นความดันที่พยายามทำให้ผิวท่อที่ด้านดูดของพัดลม(ทางเข้า) เกิดการยุบตัว ในขณะที่พยายามที่จะดันผิวท่อที่ด้านส่งของพัดลม (ทางออก) ให้เกิดการพองตัวออก โดยปกติค่าความดันสถิตสามารถวัดได้โดยติดตั้งมาโนมิเตอร์รูปตัวยู (U – tube manometer) ที่ผิวท่อใกล้ทางเข้าพัดลม ดังรูปที่ 3 ก และทางออกพัดลม ค่าของความดันสถิต คือ ความแตกต่างของระดับของเหลวในหลอดรูปตัวยู โดยมีค่าเป็นลบที่ทางเข้าพัดลมและเป็นบวกที่ทางออกพัดลม



ภาพที่ 3 การวัดค่า (ก) ความดันสถิต (SP) (ข) ความดันรวม (TP) และ (ค) ความดันจลน์ (VP) ที่ทางเข้าพัดลมโดยติดตั้งมาโนมิเตอร์รูปตัวยู ใกล้บริเวณทางเข้าพัดลม

ที่มา: นัตรชัย (2550)

4.2.2 ความดันจลน์ (Velocity pressure, VP)

ความดันจลน์ เป็นความดันซึ่งเกิดจากการเคลื่อนที่ของอากาศด้วยความเร็วค่าหนึ่ง ความดันจลน์จะแสดงให้เห็นถึงระดับพลังงานจลน์ (Kinetic energy) ของระบบ โดยจะแปรผันตามกำลังสองของความเร็วของอากาศ มนุษย์สามารถรับรู้ผลของความดันจลน์ได้อย่างง่ายๆ ด้วยการยื่นมือเข้าปะทะกับกระแสการไหลของอากาศ หากรู้สึกว่ามีแรงปะทะมากแสดงว่าอากาศขณะนั้นมี ความดันจลน์มาก (มีความเร็วมาก) ค่าความดันจลน์สามารถวัดได้โดยอาศัยมาโนมิเตอร์ซึ่งติดตั้งเข้ากับท่อดังรูป 3 ค จุดสังเกตคือ ความดันจะมีค่าเป็นบวกในทิศทางการเคลื่อนไหลของอากาศ เท่านั้น ความดันจลน์ (VP, in.wg) สามารถคำนวณได้จากความเร็วในการไหลของอากาศ (V, fpm) ดังสมการที่ (1)

$$VP = \rho \left(\frac{V}{1,096} \right)^2 \quad (1)$$

โดยที่ ρ = ความหนาแน่นของอากาศ (lbm/ft³) ที่สภาวะมาตรฐาน $\rho = 0.075 \text{ lbm/ft}^3$ และทำให้ค่าความดันจลน์สามารถหาได้จาก สมการที่ (2)

$$VP = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 \quad (2)$$

ความสัมพันธ์ที่ได้ในสมการ (2) มีความสำคัญมาก เนื่องจากการสูญเสียความดันในระบบระบายอากาศมักแสดงในเทอมของความดันจลน์ ซึ่งขึ้นกับความเร็วของอากาศในระบบท่อที่จะถูกเลือกขึ้นมาในขั้นตอนของการออกแบบระบบ

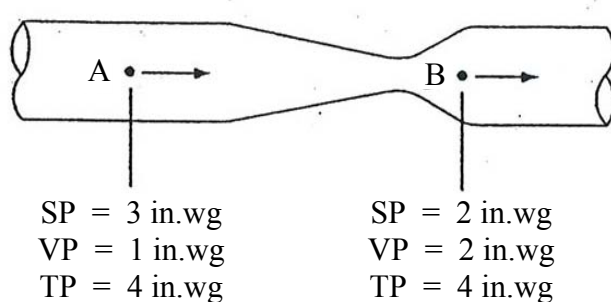
4.2.3 ความดันรวม (Total pressure, TP)

ความดันรวม แสดงถึงพลังงานรวมของระบบโดยเป็นผลรวมระหว่างความดันสถิตและความดันจลน์ (สมการที่ 3) ค่าความดันรวมสามารถวัดได้โดยใช้ที่ปลายท่อด้านหนึ่งหันเข้าไปปะทะกับกระแสการไหลของอากาศ ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งต่อเข้ากับมาโนมิเตอร์ ดังรูปที่ 3 ข มาโนมิเตอร์นี้จะแสดงผลของทั้งความดันจลน์ในทิศทางการไหลของอากาศและความดันสถิต

$$TP = SP + VP \quad (3)$$

ขอให้สังเกตว่า ค่าความดันรวมสามารถเป็นได้ทั้งค่าบวกและค่าลบ และโดยปกติแล้วความดันรวมของอากาศที่ไหลในระบบจะลดลงอย่างต่อเนื่อง ซึ่งเป็นผลมาจากความต้านทานที่เกิดขึ้นในระบบ

ด้วยเหตุที่ผลรวมของความดันสถิตและความดันจลน์มีค่าเท่ากับความดันรวมของระบบ ดังนั้นหากความดันสถิตที่บริเวณใดในระบบเกิดการเปลี่ยนแปลงก็จะส่งผลให้ความดันจลน์ในบริเวณนั้นเปลี่ยนแปลงไปด้วยเช่นกัน ความสัมพันธ์ที่กล่าวมานี้เป็นตามสมการเบอร์นูลลี (Bernoulli's equation) ซึ่งกล่าวไว้ว่า “หากไม่เกิดความสูญเสีย (พลังงาน) ใดๆ ในระบบ ความดันรวม (พลังงานรวม) ของจุดใดๆ ในระบบจะมีค่าเท่ากัน” นั่นคือ ผลรวมของความดันจลน์และความดันสถิตจะมีค่าคงที่ตลอดช่วงการไหลพิจารณาดังภาพที่ 4



ภาพที่ 4 การเปลี่ยนแปลงความดันสถิต (SP) และความดันจลน์ (VP) ที่เนื่องมาจากการไหลของอากาศ ไหลผ่านท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่หน้าตัด โดยที่ความดันรวม (TP) ของอากาศในท่อยังคงมีค่าคงที่

ที่มา: ฉัตรชัย (2550)

ภาพที่ 4 แสดงการไหลของอากาศที่ผ่านท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่หน้าตัด หากความดันรวมของอากาศในท่อยังคงไม่เกิดการสูญเสียใดๆ มีค่าเป็น 4 in.wg จะพบว่าความดันจลน์ของอากาศที่จุด B จะมีค่าเพิ่มขึ้นจากจุด A ในขณะที่ความดันสถิตที่จุด B จะมีค่าลดลง ทั้งนี้ก็เนื่องจากอากาศที่ไหลผ่านจุด B ถูกบังคับให้ไหลผ่านด้วยความเร็วสูงขึ้น (พื้นที่หน้าตัดลดลง) หลังจากที่ยังคงไหลผ่านจุด B ไปแล้วความเร็วจะค่อยๆ ลดลง (พื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้น) ส่งผลให้

ความดันสถิตเพิ่มขึ้น โดยจะเรียกความดันสถิตที่เพิ่มขึ้นนี้ว่า ความดันสถิตที่ได้คืน (Statistic pressure regain) ซึ่งมีความสำคัญต่อระบบระบายอากาศ เพราะค่าการสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเสียดทานในระบบท่อ ความปั่นป่วนในการไหล และจากสาเหตุอื่นจะแปรผันโดยตรงกับค่าแรงดันจลน์

4.3 กฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์พลังงาน

การไหลของอากาศในระบบระบายอากาศสามารถอธิบายได้โดยอาศัยกฎพื้นฐาน 2 ข้อ กล่าวคือ กฎการอนุรักษ์มวล (Conservation of mass) และกฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of energy) แต่ก่อนอื่นขอกล่าวถึงสมมติฐานบางประการที่ถูกนำมาใช้ในการอธิบายกฎทั้งสองนี้ ซึ่งได้แก่

- ไม่คิดผลของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับอากาศในระบบ
- พิจารณาให้อากาศเป็นสารที่อัดตัวไม่ได้ (Incompressible substance) หรือมีความหนาแน่นคงที่
- พิจารณาให้อากาศเป็นอากาศแห้ง
- ไม่คิดผลของมวลและปริมาตรของสารปนเปื้อนในอากาศ

ในทางปฏิบัติหากอุณหภูมิของอากาศในท่อมักแตกต่างจากอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมมาก ย่อมส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้นได้ ซึ่งอาจทำให้อุณหภูมิของอากาศในท่อเปลี่ยนแปลง ลักษณะนี้จะส่งผลกระทบต่ออัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศด้วย ในกรณีที่มีการสูญเสียความดัน (Pressure loss) ของอากาศจากจุดเริ่มต้นของระบบถึงพัดลมมีค่ามากกว่า 20 in.wg ความหนาแน่นของอากาศจะเปลี่ยนแปลงประมาณ 5% ซึ่งทำให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรเปลี่ยนแปลงไปด้วยเช่นกัน ในทำนองเดียวกันหากอากาศมีความชื้นหรือมีไอน้ำปะปนอยู่ (ไม่ใช่อากาศแห้ง) รวมถึงความเข้มข้นของสารปนเปื้อนในอากาศมีมาก ความหนาแน่นของอากาศก็จะมีค่าลดลง

4.3.1 กฎการอนุรักษ์มวล

เมื่อการไหลของอากาศในระบบระบายอากาศเป็นไปตามสมมติฐานข้างต้น โดยที่ความหนาแน่นของอากาศมีค่าคงที่รวมถึงการไหลของอากาศอยู่ภายใต้ภาวะคงตัว (Steady state) จะพบว่าอัตราการไหลเชิงมวล หรืออัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเข้าและออกจากระบบท่อ จะมีค่าเท่ากัน หรืออัตราการไหลมีค่าคงที่ ซึ่งที่กล่าวมานี้ก็คือใจความของกฎการอนุรักษ์มวล

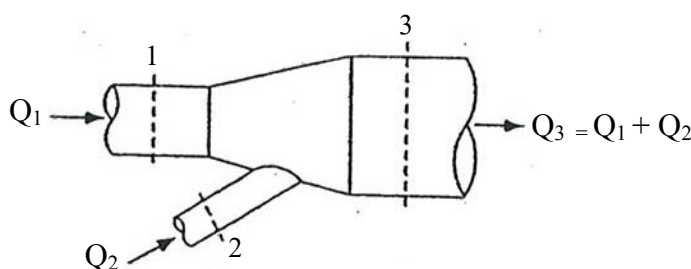
หากพิจารณาการไหลของอากาศผ่านระบบท่อในภาพที่ 5 ตามกฎการอนุรักษ์มวลจะพบว่า

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4)$$

โดย $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลโดยมวล ตัวห้อย 1 2 และ 3 บ่งบอกตำแหน่งในท่อ (ดูภาพที่ 5)

ในกรณีที่อากาศมีความหนาแน่นคงที่ กฎการอนุรักษ์มวลข้างต้นสามารถลดรูปลงได้โดยอาศัยความสัมพันธ์ $\dot{m} = \rho Q$ โดย ρ และ Q คือ ความหนาแน่นของอากาศและอัตราการไหลเชิงปริมาตรตามลำดับ ซึ่งในที่นี้ $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$ ดังนั้น จึงเขียนกฎการอนุรักษ์มวลได้เป็น

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 \quad (5)$$



ภาพที่ 5 กฎการอนุรักษ์มวลสำหรับการไหลของอากาศผ่านระบบท่อที่จุด 1 2 และ 3 โดย Q คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตร

ที่มา: ฉัตรชัย (2550)

4.3.2 กฎการอนุรักษ์พลังงาน

สำหรับการไหลของอากาศจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง ระดับของพลังงานรวมต้องมีค่าคงที่ ซึ่งเป็นใจความของกฎการอนุรักษ์พลังงาน ดังนั้นหากพิจารณาความดันรวม (TP) ที่จุดที่ 1 และจุดที่ 2 จะได้โดยอาศัยสมการที่ (6)

$$TP_1 = TP_2 + h_L \quad (6)$$

แต่ $TP = SP + VP$ ดังนั้น ได้สมการที่ (7)

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 + h_L \quad (7)$$

เมื่อ h_L คือ พลังงานที่สูญเสีย (Energy loss) ในรูปของความดันอันเนื่องจากการไหลของอากาศจากจุด 1 ไปยังจุด 2

จากสมการที่ (7) ทำให้สามารถสรุปได้ว่า ความดันรวมของระบบหรือพลังงานรวมจะลดลงอย่างต่อเนื่องตามทิศทางการไหล ความดันส่วนที่ลดลงนี้จะแปรเปลี่ยนไปเป็นพลังงานในรูปอื่น ซึ่งก็คือการสูญเสียพลังงานในรูปของความดัน หรือ h_L การสูญเสียพลังงานในรูปของความดันนี้สามารถเกิดขึ้นได้หลายที่ในระบบระบายอากาศเฉพาะจุด

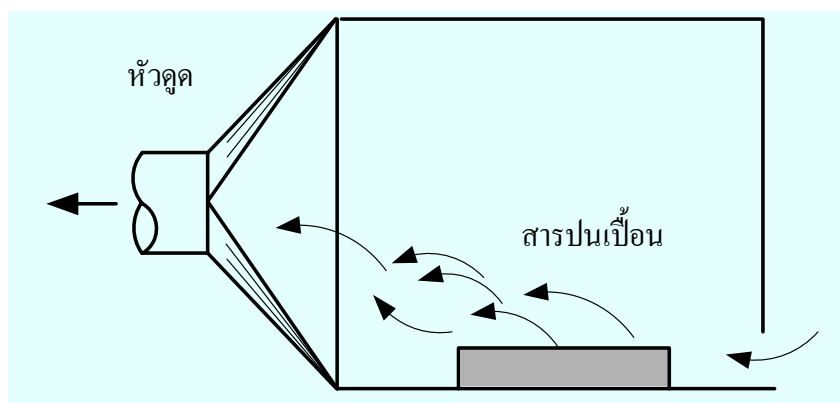
4.4 องค์ประกอบของระบบระบายอากาศเฉพาะที่

4.4.1 หัวดูดอากาศ (Hood)

หัวดูดอากาศเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการรวบรวมสารปนเปื้อนให้เข้าสู่ระบบระบายอากาศในอัตราที่ต้องการ รูปร่างของหัวดูดอากาศ แบ่งออกเป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ คือ

1) หัวดูดอากาศปิดล้อม (Enclosing Hood) หมายถึง หัวดูดอากาศที่ปิดครอบแหล่งกำเนิดของสารปนเปื้อนหรือกระบวนการผลิตที่ทำให้เกิดสารปนเปื้อนไว้ทั้งหมดหรือบางส่วน ลักษณะการทำงานของหัวดูดอากาศปิดล้อม ดังตัวอย่างแสดงในภาพที่ 6 ซึ่งลักษณะของหัวดูดอากาศจะทำให้สารปนเปื้อนสะสมอยู่ภายในหัวดูดอากาศ มีประสิทธิภาพในการควบคุมสูง ปริมาณ

ลมที่พาสารปนเปื้อนออกจากแหล่งกำเนิดเข้าสู่ระบบระบายอากาศมีไม่มาก ทำให้ยากต่อการนำสารปนเปื้อนเข้าสู่ระบบเนื่องจากไม่ถูกรบกวนด้วยกระแสลมหน้าหัวดูดอากาศ ทำให้มีประสิทธิภาพในการกำจัดสูง อย่างไรก็ตามความเร็วด้านหน้าหัวดูดอากาศ (Face Velocity) ควรออกแบบให้ได้ตามที่กำหนดไว้ เพราะถ้าความเร็วต่ำเกินไปสารปนเปื้อนที่เกิดจากแหล่งกำเนิดอาจออกมาจากช่องเปิดของหัวดูดอากาศ และเข้ามาปนเปื้อนในบริเวณพื้นที่ทำงานได้ ทั้งนี้หากกระบวนการผลิตไม่มีข้อจำกัดในเรื่องการติดตั้งหรือไม่ขัดขวางการทำงานควรพิจารณาเลือกใช้หัวดูดอากาศประเภทนี้



ภาพที่ 6 ลักษณะการทำงานของหัวดูดอากาศชนิดปิดล้อม

ที่มา: ฉัตรชัย (2550)

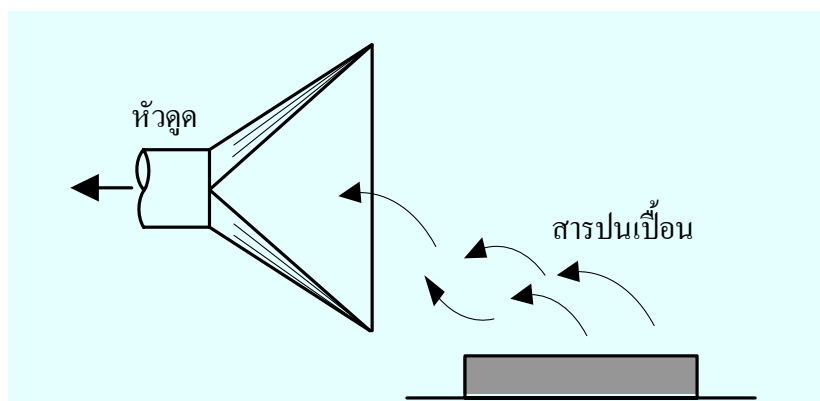
สิ่งที่สำคัญที่สุดประการหนึ่งในการพิจารณาออกแบบท่อดูดอากาศประเภทนี้ คือ ความเร็วลมที่ผ่านช่องเปิดของหัวดูดอากาศเข้าสู่ตัวท่อดูดอากาศที่เรียกว่า “ความเร็วด้านหน้าหัวดูดอากาศ” (Face Velocity) ตัวอย่างของความเร็วด้านหน้าหัวดูดอากาศที่แนะนำให้ใช้สำหรับการควบคุมมลพิษจากหัวดูดอากาศซึ่งใช้กับกิจกรรมประเภทต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 คำแนะนำของความเร็วด้านหน้า

ลักษณะงาน	ความเร็วด้านหน้า , fpm
คอกกั้นสำหรับงานเชื่อม	150 (0.75 m/s)
ห้องพ่นสี	100 - 200 (0.5 – 1.0 m/s)
หัวดูดในห้องทดลอง	100 - 150 (1.0 – 0.75 m/s)
สายพานลำเลียงวัสดุ	150 - 200 (0.75 – 1.0 m/s)
ถังเก็บวัสดุ (Bin) หรือกรวยเก็บวัสดุ (Hopper)	150 (0.75 m/s)
เครื่องผสม (Mixer)	100 - 200 (0.5 – 1.0 m/s)
เตาหลอมโลหะ (รวมไอเสียจากการเผาไหม้ด้วย)	150 - 250 (0.75 – 1.25 m/s)

ที่มา: ฉัตรชัย (2550)

2) หัวดูดอากาศภายนอก (Exterior Hood) หมายถึง หัวดูดอากาศที่ติดตั้งอยู่ในตำแหน่งที่ใกล้กับแหล่งของสารปนเปื้อนโดยสารปนเปื้อนจะถูกดึงให้เข้าหัวดูดโดยอาศัยความเร็วของอากาศซึ่งไหลผ่านหัวดูดในปริมาณที่เหมาะสม ด้วยเหตุที่การแพร่กระจายของสารปนเปื้อนเกิดขึ้นภายนอกหัวดูด จึงส่งผลให้ปริมาณของอากาศที่ใช้ในการดึงสารปนเปื้อนให้เข้าหัวดูดมีค่อนข้างมากเมื่อเทียบกับหัวดูดปิดล้อม นั้นหมายความว่าต้องใช้พลังงานมากกว่าด้วย นอกจากนี้ตำแหน่งติดตั้งของหัวดูดภายนอกก็ไม่สามารถอยู่ห่างจากแหล่งกำเนิดสารปนเปื้อนเป็นระยะทางมากๆ ได้ ถึงแม้จะมีข้อเสียดังที่กล่าวไว้ หัวดูดชนิดนี้ก็ยังถูกนำมาใช้งานในอุตสาหกรรมหลายประเภทโดยลักษณะการทำงานของหัวดูดภายนอกแสดงดังภาพที่ 7



ภาพที่ 7 ลักษณะการทำงานของhoodภายนอก

ที่มา: นัตรชัย (2550)

แบ่งประเภทhoodอากาศภายนอกออกได้เป็น 3 ประเภท คือ

2.1) Canopy หรือ Receiving Hood เป็นhoodอากาศ ที่ลักษณะการปล่อยสารปนเปื้อนจากแหล่งกำเนิดมีความเร็วต้นสูงและมีทิศทางการเคลื่อนที่ไปในทิศทางใดทิศทางหนึ่ง โดยจะติดตั้งในทิศทางการเคลื่อนที่ของสารปนเปื้อน โดยหันช่องเปิดของhoodอากาศ รับสารปนเปื้อนเข้าสู่hoodอากาศ ทำให้สารปนเปื้อนที่เกิดขึ้นถูกดูดเข้าสู่hoodอากาศได้ดีขึ้น มีการรองรับสารปนเปื้อนที่เคลื่อนที่เข้าใกล้ในระยะที่แรงดูดของพัดลมส่งผ่านhoodอากาศ สามารถดูดอากาศและสารปนเปื้อนเข้าไปได้ นิยมใช้ในกระบวนการผลิตที่มีความร้อนและสารปนเปื้อนลอยขึ้นสู่ระยะที่hoodอากาศสามารถดูดได้โดยไม่ต้องใช้พลังงานมาก รวมถึงผู้ปฏิบัติงานไม่ได้ทำงานในบริเวณที่เป็นทางผ่านของสารจากแหล่งไปยังhoodอากาศ เช่น บริเวณเตาหลอม หม้อน้ำหรือต้ม เป็นต้น hoodอากาศแบบนี้ เป็นท่อที่ใช้ประโยชน์ได้น้อย เนื่องจากความเร็วลมจะลดลงเป็นสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสองของระยะทางระหว่างhoodอากาศแบบ Canopy และแหล่งของสารมลพิษ และต้องใช้ปริมาณอากาศจำนวนมาก อีกทั้งยังอาจถูกรบกวนโดยการเคลื่อนไหวยของอากาศในห้อง และผู้ปฏิบัติงานจะต้องทำงานอยู่ใต้hoodอากาศระหว่างจุดที่ปล่อยสารมลพิษ และท่อดูดอากาศ ทำให้สารปนเปื้อนจากแหล่งกำเนิดสามารถผ่านไปยังระบบการหายใจของผู้ปฏิบัติงานได้ง่าย hoodอากาศประเภทนี้มี 2 ชนิด คือ

2.1.1) High Canopy เป็นท่อที่มีการออกแบบและติดตั้งให้อยู่ในระดับสูงเพื่อไม่ให้กีดขวางการทำงาน

2.1.2) Low Canopy เป็นท่อที่มีระยะห่างระหว่างแหล่งสารปนเปื้อนกับท่อดูดอากาศน้อยกว่าความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางของแหล่งสารปนเปื้อนหรือน้อยกว่า 3 ฟุต



ภาพที่ 8 ตัวอย่าง Canopy หรือ Receiving Hood

ที่มา: วันทนีย์ (2549)

2.2) Capturing Hood เป็นหัวดูดที่ส่งแรงดูดออกไปเพื่อนำสารปนเปื้อนและอากาศเข้าสู่หัวดูดอากาศ ใช้กับแหล่งกำเนิดที่สารปนเปื้อนอยู่นอกหัวดูด โดยส่วนที่มีการปล่อยสารปนเปื้อนอยู่ในตำแหน่งที่ห่างออกไปนอกหัวดูดอากาศ ทั้งนี้หัวดูดอากาศประเภทนี้จะต้องมีแรงดูดมากพอที่จะทำให้สารปนเปื้อนที่ปล่อยออกมาเคลื่อนที่เข้าสู่หัวดูดอากาศ ซึ่งความเร็วบริเวณที่สารปนเปื้อนถูกปล่อยออกมา เรียกว่า ความเร็วจับ (Capture Velocity) โดยค่าความเร็วจับจะต้องได้ตามที่กำหนดไว้เพื่อลดปริมาณลมที่ใช้ในการดูดจับสารปนเปื้อนเข้าสู่หัวดูดอากาศ และต้องพยายามลดระยะห่างระหว่างจุดที่สารปนเปื้อนถูกปล่อยออกมาและหัวดูดอากาศให้สั้นที่สุดในการติดตั้งเมื่อต่อหัวดูดอากาศ เข้าไปที่พัดลมดูดอากาศแล้ว อากาศจะถูกดูดเข้ามาจากทุกทิศทางไปที่ช่องเปิดของหัวดูดอากาศ ลักษณะของหัวดูดอากาศ ประเภทนี้มี 4 ชนิด คือ

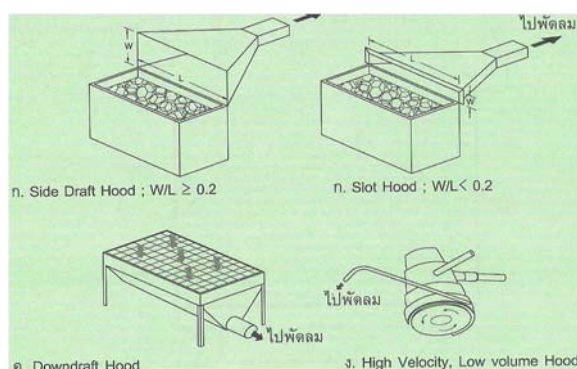
2.2.1) หัวดูดอากาศแบบดูดด้านข้าง (Side Draft) เป็นท่อที่มี การออกแบบการติดตั้งอยู่ด้านข้างของแหล่งสารปนเปื้อน ใช้ในกระบวนการดูดสารปนเปื้อนจำพวก ก๊าซหรือไอระเหย ซึ่งลอยขึ้นจากแหล่งกำเนิดอย่างช้าๆ และถูกดูดเข้าสู่ระบบก่อนที่จะลอยขึ้นสู่ บรรยากาศรอบๆ หรือระดับหายใจของผู้ปฏิบัติงาน เช่น ถังชุบโลหะ หรือในกระบวนการผลิตที่ ผู้ปฏิบัติงานจะต้องมีการยืนใกล้ชิดกับแหล่งสารปนเปื้อน

2.2.2) หัวดูดอากาศแบบช่องแคบ (Slot Hood) เป็นท่อที่มีสัดส่วน ของด้านกว้าง (W) ต่อด้านยาว (L) น้อยกว่า 0.2

2.2.3) หัวดูดอากาศแบบดูดลง (Downward Hood) เป็นท่อที่ติดตั้งอยู่ บริเวณด้านล่างของแหล่งสารปนเปื้อนเพื่อรองรับและดูดสารปนเปื้อนเข้าสู่ระบบ ใช้กับสารปนเปื้อนที่เป็นอนุภาคและมีแนวโน้มตกลงสู่ด้านล่าง

2.2.4) Low Volume , High Velocity Hood เป็นหัวดูดที่ดูดอากาศเข้าไปในปริมาณน้อยแต่ด้วยความเร็วสูง ใช้ในการดูดสารปนเปื้อนที่เกิดจากแหล่งกำเนิดขนาดเล็ก และเคลื่อนตัวโดยใช้ความเร็ว

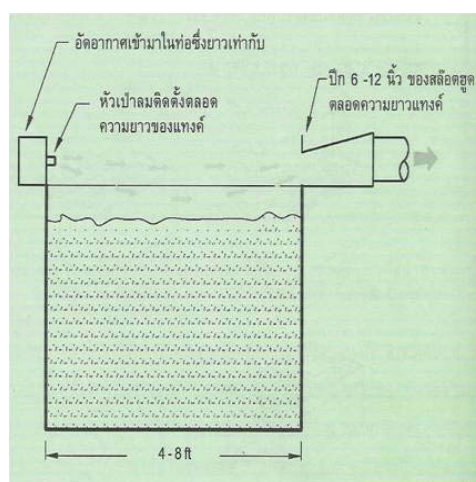
ตัวอย่างหัวดูดอากาศชนิด Capturing Hood ดังแสดงในภาพที่ 9 โดย L และ W คือ ความยาวและความกว้างของช่องเปิดของหัวดูดอากาศตามลำดับ



ภาพที่ 9 Capturing Hood ชนิดต่างๆ

ที่มา: วันทนีย์ (2549)

2.3) ระบบผลัก-ดึง (Push-Pull System) เป็นหัวดูดอากาศที่อาศัยหลักการเป่าและการดูดของพัดลม ดังแสดงในภาพที่ 10 อากาศจากด้านตรงข้ามกับหัวดูดอากาศจะถูกเป่าออกมาเพื่อส่งสารปนเปื้อนให้เคลื่อนที่เข้าใกล้หัวดูดอากาศในระยะเวลาที่หัวดูดอากาศสามารถดูดสารปนเปื้อนเข้าสู่ระบบได้อย่างมีประสิทธิภาพและใช้พลังงานน้อย การเป่าอากาศเพื่อส่งสารปนเปื้อนเข้าสู่หัวดูดอากาศ คือ ด้วยพลังงานที่ใช้เท่ากันสามารถควบคุมทิศทางของลำอากาศที่เป่าออกไปได้ในระยะทางที่ไกลกว่าการดูด กล่าวคือหลักการดูดและเป่าจะใช้พลังงานน้อยกว่าการดูดเพียงอย่างเดียว และมีประสิทธิภาพในการนำสารปนเปื้อนเข้าสู่ระบบได้ดีกว่า



ภาพที่ 10 ระบบระบายอากาศแบบผลัก-ดึง เป็นการติดตั้งพัดลมและหัวดูดอากาศในทิศตรงข้ามกัน

ที่มา: วันทนีย์ (2549)

รูปแบบความเร็วที่เกี่ยวข้องกับหัวดูดอากาศ

เนื่องจากหัวดูดอากาศมีลักษณะแตกต่างกันมากมาย ดังนั้น การทราบถึงรูปแบบและนิยามของความเร็วของอากาศที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของหัวดูดอากาศจึงเป็นสิ่งสำคัญดังแสดงในภาพที่ 11 ซึ่งความเร็วแต่ละรูปแบบจะมีนิยามดังต่อไปนี้

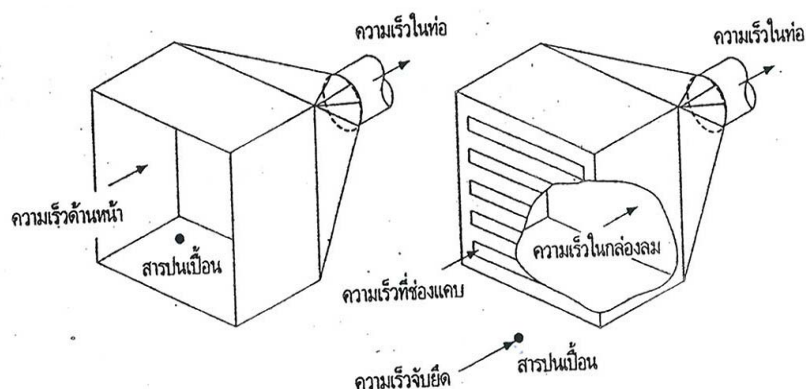
ความเร็วด้านหน้าหัวดูดอากาศ (Face Velocity : V_{face}) คือ ความเร็วของอากาศที่ช่องเปิดของหัวดูดอากาศที่มีค่ามากพอสำหรับการดึงสารปนเปื้อนที่อยู่ภายในหัวดูดอากาศปิดล้อมให้เข้าสู่ระบบท่อได้ โดยความเร็วด้านหน้าี้จะมีความสำคัญต่อการออกแบบหัวดูดอากาศปิดล้อม

ความเร็วจับยึด (Capture Velocity : V_{capture}) คือ ความเร็วของอากาศที่จุดใดๆ ที่บริเวณด้านหน้าหัวดูดอากาศหรือบริเวณช่องเปิดของหัวดูดอากาศซึ่งมีค่ามากพอสำหรับดึงสารปนเปื้อน ซึ่งอยู่ภายนอกหัวดูดอากาศให้เข้าสู่ระบบได้ โดยความเร็วจับยึดจะมีความสำคัญต่อการออกแบบหัวดูดอากาศภายนอก

ความเร็วที่ช่องแคบ (Slot Velocity: V_s) คือ ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ (Slot) โดยช่องแคบจะมีลักษณะเป็นช่องเปิดปากเรียบที่มีอัตราส่วนของความกว้างต่อความยาวหรืออัตราส่วนด้าน (Aspect Ratio) ของช่องแคบน้อยกว่าหรือเท่ากับ 0.2 สำหรับวัตถุประสงค์ของการใช้หัวดูดอากาศแบบช่องแคบนี้ก็เพื่อต้องการให้อากาศที่ไหลผ่านด้านหน้าของหัวดูดอากาศมีการกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอ (Uniform Distribution)

ความเร็วในกล่องลม (Plenum Velocity) คือ ความเร็วของอากาศภายในกล่องลม โดยทั่วไปแล้ว ค่าสูงสุดของความเร็วในกล่องลมสำหรับหัวดูดอากาศที่มีการติดตั้งช่องแคบควรมีค่าเป็นครึ่งหนึ่ง (หรือน้อยกว่า) ของความเร็วที่ช่องแคบ ทั้งนี้ก็เพื่อให้เกิดการกระจายตัวของอากาศที่ดี

ความเร็วในท่อ (Duct Velocity : V_d) คือ ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านหน้าตัดท่อในกรณีที่มีสารปนเปื้อนในรูปของอนุภาคของแข็ง (ฝุ่น) ปะปนมากับอากาศ ความเร็วในท่อต้องมีค่าเท่ากับหรือมากกว่าความเร็วต่ำสุดที่ต้องการสำหรับการพาสารปนเปื้อนให้ไหลไปพร้อมกับอากาศได้โดยไม่เกิดการตกค้างในระบบ



ภาพที่ 11 รูปแบบของความเร็วที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของหัวดูดอากาศ

ที่มา: นัตรชัย (2550)

วันที่ (2549) การออกแบบหัวดูดอากาศ ต้องคำนึงถึงรูปร่าง ขนาด จุดที่ตั้ง และอัตราการไหลของอากาศเข้าสู่หัวดูดอากาศ โดยปัจจัยที่ต้องพิจารณาในการออกแบบ ได้แก่

1) ความเร็วจับยึดขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของอากาศเข้าสู่หัวดูดอากาศ และรูปร่างของหัวดูดอากาศ ค่าความเร็วจับยึดสำหรับการเคลื่อนที่ของสารปนเปื้อนจากแหล่งกำเนิดแต่ละชนิดแสดงดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 ค่าความเร็วจับยึดที่จำแนกตามลักษณะการแพร่กระจายของสารปนเปื้อน

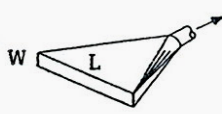
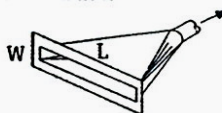
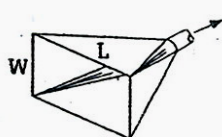
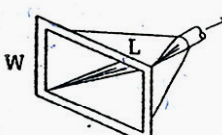
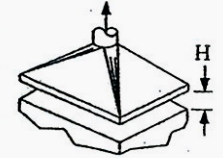
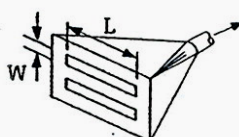
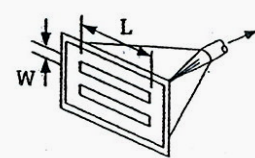
ลักษณะการแพร่กระจายของ สารปนเปื้อน	ตัวอย่าง	ค่าความเร็วจับยึด	
		m/s	fpm
1. แพร่กระจายโดยธรรมชาติสู่ อากาศภายนอกที่อยู่นิ่ง	การระเหยของไอจากถังชุบ	0.25-0.5	50-100
2. แพร่กระจายด้วยความเร็วต่ำ สู่อากาศภายนอกที่เคลื่อนที่ เล็กน้อย	การเติมวัสดุเป็นช่วง การขนถ่าย วัสดุที่ความเร็วต่ำ การเชื่อมและ การชุบโลหะ	0.5-1.0	100-200
3. แพร่กระจายด้วยการถูก กระตุ้นให้เข้าสู่บริเวณที่อากาศ เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง	การพ่นสีในคอกกั้น การเติมวัสดุ ลงถัง การจ่ายวัสดุออก การไม่	1.0-2.5	200-500
4. แพร่กระจายด้วยความเร็ว เริ่มต้นสูงเข้าสู่บริเวณที่อากาศ เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงมาก	การบด การตกของวัสดุจากที่สูง กระทบวัตถุแข็ง	2.5-10.0	500-2000
ปัจจัยที่ใช้ในการพิจารณาเลือกใช้งานของช่วงความเร็วลมที่จุดใดๆ			
เลือกความเร็วจับยึดช่วงต่ำ		เลือกความเร็วจับยึดช่วงสูง	
1. กระแสอากาศในห้องต่ำหรือง่ายต่อการดูด	1. กระแสอากาศในห้องถูกรบกวนมาก		
2. สารปนเปื้อนไม่มีพิษ หรือมีพิษน้อย	2. สารปนเปื้อนมีปริมาณสูง		
3. ใช้งานเป็นช่วงๆ ผลผลิตต่ำ	3. ผลผลิตสูง ใช้งานมาก		
4. ท่อดูดอากาศใหญ่ มวลอากาศเคลื่อนที่มาก	4. ท่อดูดอากาศ ขนาดเล็กควบคุมเฉพาะจุด		

ที่มา: ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)

2) อัตราการไหลของอากาศเข้าห้องดูดอากาศ (Hood Flow Rate, Q) มีค่าแตกต่างกันขึ้นอยู่กับชนิดของหัวดูดอากาศ ดังนี้

2.1) หัวดูดอากาศภายนอก ค่าอัตราการไหลของอากาศเข้าหัวดูดอากาศ คำนวณจากรูปทรงเรขาคณิตของหัวดูดอากาศ ได้แก่ ขอบเขตของปีกหัวดูดอากาศ (Flange) หรือ แผ่นกั้นด้านข้างของหัวดูดอากาศ (Baffles) หรือผนังที่อยู่ใกล้กับหัวดูดอากาศ โดยจุดกำเนิดของสารปนเปื้อน (X) อยู่บนพื้นผิวของรูปทรงเรขาคณิตนั้น ภาพที่ 12 ได้แสดงการหาอัตราการไหลของอากาศสำหรับห้องดูดอากาศชนิดต่างๆ

2.2) หัวดูดอากาศปิดล้อม ค่าอัตราการไหลของอากาศเข้าหัวดูดอากาศ คำนวณจากความเร็วลมที่พื้นที่หน้าตัดของช่องเปิดของห้องดูดอากาศ หรือ ความเร็วด้านหน้า คูณกับพื้นที่หน้าตัดของช่องเปิดห้องดูดอากาศ (A)

ชนิดของหัวดูด	อัตราส่วนด้าน, W/L	อัตราการไหลของอากาศ
ช่องแคบ (slot) 	0.2 หรือน้อยกว่า	$Q = 3.7LVX$
ช่องแคบ มีหน้าแปลน 	0.2 หรือน้อยกว่า	$Q = 2.6LVX$
ปากเรียบ (plain opening) 	0.2 หรือมากกว่า (ทั้งหน้าตัดวงกลมและสี่เหลี่ยม)	$Q = V(10X^2 + A)$ เมื่อ $A = WL$ (สี่เหลี่ยม) $A = \frac{\pi}{4} D^2$ (วงกลม)
ปากเรียบ มีหน้าแปลน 	0.2 หรือมากกว่า (ทั้งหน้าตัดวงกลมและสี่เหลี่ยม)	$Q = 0.75V(10X^2 + A)$ เมื่อ $A = WL$ (สี่เหลี่ยม) $A = \frac{\pi}{4} D^2$ (วงกลม)
ฝาครอบ (canopy) 	ตามความเหมาะสมของงาน	$Q = 1.4PVH$ เมื่อ $P =$ ความยาวเส้นขอบหัวดูด $H =$ ความสูงของหัวดูดเหนือ แหล่งกำเนิดสารปนเปื้อน
ช่องแคบหลายช่อง (multiple slot) 	0.2 หรือมากกว่า	$Q = V(10X^2 + A)$
ช่องแคบหลายช่อง มีหน้าแปลน 	0.2 หรือมากกว่า	$Q = 0.75V(10X^2 + A)$

ภาพที่ 12 อัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าท่อดูดอากาศชนิดต่างๆ

ที่มา: นิตรชัย (2550)

3) ผลกระทบจากปีกและแผ่นกั้น (Effects of Flanges and Baffles) ปีก (Flange) คือ แผ่นวัสดุที่ติดอยู่ที่ขอบด้านหน้าของหัวดูดอากาศ เพื่อป้องกันไม่ให้ลมจากด้านหลังของหัวดูดอากาศเคลื่อนที่เข้าไป และแผ่นกั้น (Baffle) คือ แผ่นวัสดุที่ติดตั้งไว้เพื่อป้องกันไม่ให้อากาศทางด้านข้างและด้านหน้าของหัวดูดอากาศที่ไม่ปนเปื้อนเคลื่อนที่เข้าไป

4) การกระจายตัวของอากาศ (Air Distribution) การควบคุมให้อากาศที่ถูกดูดเข้ามาในหัวดูดอากาศกระจายตัวโดยการเพิ่มช่องแคบ (Slot) เข้าไปที่ด้านหน้าของหัวดูดอากาศ โดยที่ ช่องต้องมีอัตราความกว้างต่อความยาว (W/L) = 0.2 หรือน้อยกว่า โดยทั่วไปหน้าที่หลักของ slot คือทำให้อากาศเคลื่อนที่เข้าและกระจายตัวอย่างเป็นระเบียบ

5) ผลกระทบจากตำแหน่งที่พนักงานอยู่ (Worker Position Effect) วัตถุประสงค์ของการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ คือ ควบคุมการฟุ้งกระจายของสารปนเปื้อนเข้าสู่อากาศ ดังนั้นระบบระบายอากาศจึงถูกออกแบบมาเพื่อติดตั้งในจุดที่ใกล้กับแหล่งกำเนิดของสารปนเปื้อนมากที่สุด และควรคำนึงถึงจุดที่คนงานต้องยืนทำงานอย่างปลอดภัยด้วย

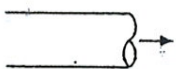
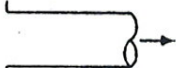
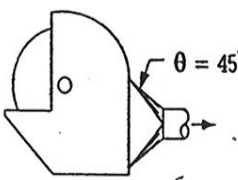
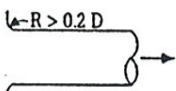
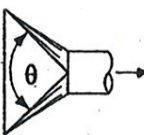
ความดันสูญเสียที่หัวดูดอากาศ

การสูญเสียความดันที่ท่อดูดอากาศเกิดขึ้นจากสาเหตุ 2 ประการ ได้แก่

1) ความดันสูญเสียเนื่องจากความเร่ง (Acceleration loss) อากาศจะต้องถูกเร่งจากสภาพที่มีการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วต่ำไว้ทิศทางที่แน่นอนซึ่งเป็นสภาพที่เป็นอยู่โดยทั่วไปภายในสถานประกอบการ ให้มีความเร็วเพิ่มขึ้นจนเท่ากับความเร็วลมในท่อที่กำหนดไว้ หากว่าอากาศในห้องไม่มีการเคลื่อนไหว ความดันเนื่องจากความเร็วหรือพลังงานจลน์ของอากาศจะเป็นศูนย์ และถ้าอากาศดังกล่าวเคลื่อนที่เข้ามาอยู่ในระบบระบายอากาศมันจะมีความดันเนื่องจากความเร็วซึ่งจะมาก หรือน้อยขึ้นอยู่กับความเร็วลมในท่อ ดังนั้นจะเห็นได้ว่า การทำให้อากาศเกิดความเร่งดังกล่าวข้างต้นจะต้องใช้พลังงานไปเท่ากับ 1 ความดันเนื่องจากความเร็ว

2) ความดันสูญเสียจากการที่อากาศไหลผ่านเข้าสู่หัวดูดอากาศ ในขณะที่อากาศถูกเร่งให้มีความเร็วและไหลเข้าสู่หัวดูดอากาศของระบบระบายอากาศนั้น รูปลักษณะของหัวดูดอากาศจะทำให้เกิดการไหลวนของอากาศซึ่งการไหลวนของอากาศนี้จะเปลี่ยนความดัน

เนื่องจากความเร็วให้กลายเป็นความร้อน และด้วยเหตุนี้พลังงานที่เป็นประโยชน์เพื่อใช้ในการเคลื่อนที่ของอากาศส่วนหนึ่งจะสูญหายไปจากระบบระบายอากาศ การสูญเสียความดันที่ทางเข้าหัวดูดอากาศนั้นขึ้นอยู่กับรูปร่างของหัวดูดอากาศ ดังแสดงในภาพที่ 13

ลักษณะทางเข้าของหัวดูด	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าหัวดูด (h_e)								
ปากเรียบ ไม่มีหน้าแปลน (unflanged) 	$0.93VP_d$ ($F_h = 0.93$)								
ปากเรียบ มีหน้าแปลน (flanged) 	$0.49VP_d$ ($F_h = 0.49$)								
ล้อหินเจียรไน (grinding hood) 	$0.65VP_d$ (ต่อท่อดูดโดยไม่ใช้กรวย, $F_h = 0.65$)								
	$0.40VP_d$ (ต่อท่อดูดโดยใช้กรวย, $F_h = 0.40$)								
ปากกระฉัง (bell mouth) 	$0.04VP_d$ ($F_h = 0.04$)								
ช่องแคบ (slot) 	$1.78VP_s$ ($F_h = 1.78$)								
กรวย (cone) 	แฟกเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้า (F_h)								
	θ (องศา)	15	30	45	60	90	120	150	180
	หน้าตัดวงกลม	0.15	0.08	0.06	0.08	0.15	0.26	0.40	0.50
	หน้าตัดสี่เหลี่ยม	0.25	0.16	0.15	0.17	0.25	0.35	0.48	0.50
หมายเหตุ : มุม 180° หมายถึง การต่อท่อดูดโดยไม่ใช้กรวย									

ภาพที่ 13 การสูญเสียความดันที่ทางเข้าหัวดูดอากาศ

ที่มา: นัตรชัย (2550)

ความดันสูญเสียจากการที่อากาศไหลผ่านเข้าสู่หัวดูดอากาศ (Hood Entry Loss, h_e) คำนวณได้จากสมการที่ (8)

$$h_e = F_h \times VP \quad (8)$$

เมื่อ F_h คือ แฟกเตอร์ความดันสูญเสียเมื่ออากาศไหลเข้าสู่หัวดูดอากาศ (ไม่มีหน่วย)

ความดันสถิตของหัวดูดอากาศ

ความดันสถิตของหัวดูดอากาศ (Hood Static Pressure) เพื่อที่จะให้หัวดูดอากาศสามารถทำงานได้สมบูรณ์ไว้นั้น พัดลมที่ใช้งานจะต้องสามารถสร้างแรงดูดหรือความดันสถิตขึ้นในท่อ ตรงส่วนที่ใกล้กับหัวดูดอากาศให้มากพอที่จะเอาชนะความดันสูญเสียเนื่องจากความเร่ง และความดันสูญเสียเมื่ออากาศไหลเข้าสู่หัวดูดอากาศได้และในขณะเดียวกันยังสามารถทำให้อากาศในปริมาณที่กำหนดเคลื่อนที่เข้าสู่หัวดูดอากาศนั้นได้ด้วย ความดันนี้สามารถวัดได้โดยตรงด้วยการใช้manoมิเตอร์น้ำและคำนวณได้ (ฉัตรชัย, 2550)

ในกรณีหัวดูดอย่างง่ายซึ่งความเร็วที่ด้านหน้าหัวดูดมีค่าไม่เกิน 1,000 fpm ความดันสถิตของหัวดูดอากาศคำนวณได้จากสมการที่ (9)

$$SP_h = h_{ed} + VP_d \quad (9)$$

เมื่อ SP_h คือ ความดันสถิตของหัวดูด หน่วยเป็น in.wg และ h_{ed} คือ ความดันสูญเสียที่ทางเข้าหัวดูดอากาศ หน่วยเป็น in.wg และ VP_d คือ ความดันจลน์ของอากาศในท่อ หน่วยเป็น in.wg

ในกรณีที่ใช้หัวดูดอากาศผสม ซึ่งหมายถึง หัวดูดอากาศที่มีจุดที่ทำให้เกิดการสูญเสียความดันที่ปากทางเข้ามากกว่าหนึ่งจุด การหาความดันสูญเสียที่หัวดูดอากาศจำเป็นต้องพิจารณาทีละจุด จากนั้นจึงนำค่าการสูญเสียความดันที่หาได้มารวมกันเป็นความดันสูญเสียรวมที่

หัวดูดอากาศ ตัวอย่างของหัวดูดผสม ได้แก่ หัวดูดแบบช่องแคบทั้งที่เป็นช่องแคบช่องเดียวและช่องแคบหลายช่อง (Multiple slot hood) หัวดูดอากาศลักษณะนี้นิยมนำไปใช้กับหลายประเภท เช่น งานชุบผิวโลหะ เป็นต้น

การไหลของของอากาศเข้าสู่หัวดูดอากาศจะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงาน หรือสูญเสียความดัน 2 ช่วง ช่วงแรกจะเกิดจากการที่อากาศภายนอกถูกเร่งให้มีความเร็วสูงขึ้น เท่ากับความเร็วที่ช่องแคบ ($h_{es} = F_h \times VP_s$) ส่วนช่วงที่ 2 เกิดจากการที่อากาศในกล่องลมถูกเร่งให้ไหลผ่านส่วนที่เป็นกรวยเข้าสู่ท่อจนมีความเร็วสูงเท่ากับความเร็วในท่อ ($h_{ed} = F_h \times VP_d$) ซึ่งสามารถหาความดันสถิตของหัวดูดผสม ได้ดังสมการที่ (10)

$$SP_h = h_{es} + h_{ed} + VP_d \quad (10)$$

ความดันสถิตของหัวดูดผสมตามสมการ (10) จะใช้กรณีที่ความเร็วของอากาศในท่อกว้างกว่าความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ ($V_d > V_s$) เท่านั้น ซึ่งพบได้บ่อย จะเห็นว่าการสูญเสียความดันอันเนื่องจากการเร่งให้อากาศมีความเร็วเพิ่มขึ้นเท่ากับความเร็วในท่อ (VP_d)

ในกรณีที่ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบมีค่ามากกว่าความเร็วของอากาศในท่อ ($V_s > V_d$) ความดันสถิตของหัวดูดผสมจะหาได้จากสมการที่ (11)

$$SP_h = h_{es} + h_{ed} + VP_s \quad (11)$$

เมื่อ VP_s คือ ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ หน่วยเป็น in.wg

4.4.2 ท่อนำอากาศ (Duct)

ท่อนำอากาศ เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการนำอากาศและส่งต่ออากาศที่รวบรวมโดยหัวดูดอากาศ ผ่านต่อไปเพื่อเข้าสู่ระบบกำจัดสารมลพิษหรือระบายออกสู่ภายนอก ท่อที่ใช้ในระบบระบายอากาศเฉพาะจุดมักเป็นท่อตัดหน้ากลม (Round duct) เนื่องจากทำให้การกระจายความเร็วเป็นไปอย่างสม่ำเสมอทั่วทั้งหน้าตัด ซึ่งส่งผลให้ไม่เกิดการตกค้างของสารปนเปื้อนในระบบท่อรวมทั้งยังทนทานต่อความดันสถิตของอากาศได้สูงกว่าท่อนำอากาศสี่เหลี่ยม

ระบบท่อโดยทั่วไปมี 2 ประเภท คือ ระบบแทปเปอร์ (Tapered System) เป็นระบบที่ท่อนำอากาศหลักมีขนาดใหญ่ขึ้นเรื่อยๆ เพื่อรองรับอากาศจากท่อสาขาและความเร็วลมต่ำสุดภายในท่อไว้ และระบบปลั๊นัม (Plenum System) ซึ่งเป็นระบบที่ท่อหลักมีขนาดใหญ่และความเร็วลมในท่อหลักต่ำ อนุภาคและกระแสน้ำอากาศจึงตกสะสมอยู่ในท่อหลัก โดยท่อหลักจะทำหน้าที่เป็นเส้นทางนำอากาศจากท่อสาขาต่างๆ ไปยังพัดลมหรืออุปกรณ์ทำความสะอาดที่มีความดันสูญเสียต่ำ จึงทำให้พลังงานที่ต้องการสำหรับระบบต่ำ และช่วยให้เกิดความสมดุลในทุกท่อ เนื่องจากการไหลของอากาศในท่อนำอากาศก่อให้เกิดแรงเสียดทานซึ่งมีผลต่อการลดลงของความดันรวม จึงต้องมีการคำนวณปริมาณอากาศต่อวินาทีที่สามารถกำจัดสารปนเปื้อนออกจากพื้นที่การทำงาน เพื่อจะได้จัดทำขนาดของพัดลมและมอเตอร์ที่เหมาะสม ใช้กำลังไฟฟ้าน้อย และให้ความเร็วลมที่ใช้เหมาะสมที่ไม่ทำให้สารปนเปื้อนติดค้างตามท่อ ตารางที่ 4 แสดงความเร็วลมต่ำสุดในท่อที่ควรใช้กับสารปนเปื้อนชนิดต่างๆ

ตารางที่ 4 ความเร็วลมต่ำสุดของอากาศในท่อ (V_{duct})

ชนิดของสารปนเปื้อน	V_{duct} , fpm	ตัวอย่าง
ไอ ก๊าซ และควัน	1,000 – 2,000 (5 – 10 m/s)	ไอ ก๊าซ และควัน ที่เกิดจากกระบวนการทางอุตสาหกรรมทุกรูปแบบ
ไอลิย	2,000 – 2,500 (10 – 13 m/s)	ไอร้อนที่เกิดจากกระบวนการเชื่อม
ฝุ่นละเอียดมากและเบา	2,500 – 3,000 (13 – 15 m/s)	ผงแป้ง หรือผงฝ้าย (Cotton lint)
ฝุ่นแห้ง	3,000 – 3,500 (15 – 20 m/s)	ฝุ่นยางละเอียด ฝุ่นสบู่ จี๊เลื้อยเบา ฝุ่นฝ้าย (Cotton duct) หรือผงปอ (Jute lint)
ฝุ่น ใน อุตสาหกรรมทั่วไป	3,500 – 4,000 (18 – 20 m/s)	ฝุ่นจากการเจียรระไน ฝุ่นของเมล็ดกาแฟ ฝุ่นจากการขนถ่ายวัสดุ ฝุ่นจากการตัดอิฐ ฝุ่นจากการหล่อโลหะ ฝุ่นหินปูน ฝุ่นดิน หรือผงซิลิกา
ฝุ่นขนาดใหญ่ (ฝุ่นหนัก)	4,000 – 4,500 (20 – 23 m/s)	จี๊เลื้อย (เปียกและหนัก) ฝุ่นจากการขัดโลหะ ฝุ่นจากการเป่าทราย (Sand blast) ฝุ่นไม้ ฝุ่นจากการเจาะหรือคว้านเหล็กหล่อ หรือฝุ่นตะกั่ว

ตารางที่ 4 (ต่อ)

ชนิดของสารปนเปื้อน	V_{duct} , fpm	ตัวอย่าง
ฝุ่นหนักและชื้น	4,500 ขึ้นไป (23 m/s ขึ้นไป)	ฝุ่นตะกั่วที่มีตะกั่วติดมาด้วย ผงปูนซีเมนต์ที่ชื้นและผงยิปซัมที่ชื้น

ที่มา: นัตรชัย (2550)

ท่อนำอากาศในระบบระบายอากาศเฉพาะที่มีหลายชนิดขึ้นอยู่กับวัสดุที่นำมาทำท่อ เช่น เหล็กเคลือบสังกะสี เหล็กดำ พีวีซี เหล็กสแตนเลส หรืออะลูมิเนียม อีกทั้งในระบบท่อนำอากาศมีขนาดความยาวในแต่ละช่วงท่อต่างกัน รวมถึงมี ท่อลด ท่อขยาย ท่อเลี้ยว ท่อแยก แตกต่างกันตามตำแหน่งที่ติดตั้ง ซึ่งความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นในท่อลักษณะดังกล่าวนี้ทั้งหมดนี้ต้องนำมาพิจารณาทั้งหมด

ความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน

เนื่องจากอากาศเป็นของไหลที่มีความหนืด ดังนั้นการไหลของอากาศผ่านระบบท่อจึงต้องมีความต้านทานเกิดขึ้นเสมอ โดยความต้านทานนี้จะอยู่ในรูปของความฝืดหรือความเสียดทานระหว่างอากาศและผิวด้านในของท่อ ความต้านทานที่เกิดขึ้นนี้จะทำให้พลังงานของอากาศที่ไหลในท่อซึ่งอยู่ในรูปความดันสถิตมีค่าลดลง ด้วยเหตุนี้จึงต้องป้อนพลังงานให้แก่อากาศในระบบท่อเพื่อเอาชนะความต้านทานดังกล่าวซึ่งทำได้โดยอาศัยพัดลม โดยทั่วไประบบระบายอากาศที่ถูกออกแบบให้มีความต้านทานในระบบท่อน้อยจะใช้พัดลมที่มีขนาดเล็กกว่าระบบที่มีความต้านทานมาก (นัตรชัย, 2550)

ค่าการสูญเสียสามารถหาได้จากสมการ Darcy Weisbach ดังสมการที่ (12)

$$h_L = H_f \times L \times VP \quad (12)$$

เมื่อ h_L คือ ความดันสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน หน่วยเป็น in.wg และ L คือ ความยาวของท่อ หน่วยเป็น ft และ VP คือ ความดันจลน์ของอากาศในท่อ หน่วยเป็น in.wg และ H_f คือ แฟกเตอร์ความเสียดทาน

ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศที่ภาวะมาตรฐานซึ่งไหลผ่านท่อที่ทำจากวัสดุชนิดต่างๆ สามารถหาได้จากสมการที่ (13)

$$H_f = \frac{12f}{D} = \frac{aV^b}{Q^c} \quad (13)$$

เมื่อ D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ หน่วยเป็น ft และ a b และ c คือ ค่าคงที่ซึ่งแปรเปลี่ยนไปตามชนิดของวัสดุที่นำมาทำท่อ โดยสามารถดูได้จากตารางที่ 5

ตารางที่ 5 ค่าคงที่สำหรับวัสดุที่ใช้ทำท่อ

วัสดุที่ใช้ทำท่อ	a	b	c
เหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี (Galvanized sheet steel)	0.0307	0.533	0.612
อะลูมิเนียม (Aluminium) เหล็กสแตนเลส (Stainless steel) เหล็กดำ (Black iron) และพีวีซี (PVC)	0.0425	0.465	0.602
ท่อפל็กซ์ (ท่ออ่อน)	0.0189	0.604	0.639

ที่มา: วันทนีย์ (2549)

ในกรณีที่เป็นท่อเหลี่ยม ยังคงหาค่าการสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเสียดทานในท่อโดยอาศัยแผนภาพ หรือตารางท่อกลมได้ เพียงแต่ต้องหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent diameter : D_{eqv}) ของท่อนำตัดสี่เหลี่ยมก่อนซึ่งทำได้โดยอาศัยสมการที่ (14)

$$D_{eqv} = \frac{1.3(A \times B)^{0.625}}{(A + B)^{0.25}} \quad (14)$$

เมื่อ D_{eqv} คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าสำหรับท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมขนาด $A \times B$ นิ้ว

ความดันสูญเสียเนื่องจากความปั่นป่วนในการไหล

การสูญเสียความดันลักษณะนี้เกิดจากอากาศภายในท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วและทิศทาง เช่น การไหลผ่านท่อเลี้ยว (Elbow) การไหลผ่านท่อแยก (Branch) หรือการไหลของอากาศผ่านท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัด (ท่อลดหรือท่อขยาย) เป็นต้น (ฉัตรชัย, 2550)

การสูญเสียความดันเนื่องจากความปั่นป่วนในการไหลสามารถแสดงได้ด้วยแฟกเตอร์การสูญเสีย (Loss Factor: F) ซึ่งค่าการสูญเสียความดันในกรณีนี้จะหาได้โดยการคูณแฟกเตอร์การสูญเสียเข้ากับความดันจลน์ของอากาศในท่อ ดังสมการที่ (15)

$$h_L = F \times VP \quad (15)$$

สำหรับค่าของแฟกเตอร์การสูญเสียจะมีค่าแตกต่างกันตามลักษณะการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์ต่างๆ โดยมีรายละเอียด ดังนี้

แฟกเตอร์ความดันสูญเสียจากการที่อากาศไหลเข้าสู่ท่อเลี้ยว

ท่อเลี้ยวหรือท่อที่มีลักษณะโค้งจะทำให้อากาศที่ไหลเกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางซึ่งย่อมส่งผลให้เกิดการสูญเสียความดัน โดยกระแสอากาศที่ไหลผ่านท่อเลี้ยวจะเกิดการบิดเป็นเกลียวหรือกั่นหอยและถูกเหวี่ยงไปกระทบที่บริเวณขอบนอกของท่อ ส่งผลให้อากาศมีความเร็วเพิ่มขึ้นซึ่งก็ทำให้ความเสียดทานที่เกิดกับอากาศเพิ่มขึ้นตามไปด้วย

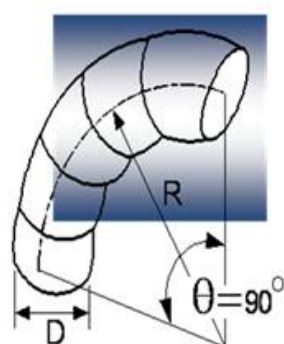
สำหรับท่อเลี้ยวที่มีหน้าตัดวงกลม (Round Elbow) ค่าการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อเลี้ยวนี้จะขึ้นอยู่กับ

1) ความเร็วของอากาศในท่อและรัศมีมีความโค้งของท่อเลี้ยวเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (R/D)

2) โครงสร้างของท่อเลี้ยวด้วย เช่น ท่อเลี้ยวผิวเรียบ ท่อเลี้ยวที่ประกอบด้วยชิ้นส่วนหลายชิ้น (3-5 ชิ้น) รวมถึงมุมโค้งของท่อเลี้ยว

แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว 90 องศา ซึ่งมีหน้าตัดวงกลม ซึ่งแฟกเตอร์การสูญเสียจะมีค่าลดลง หากอัตราส่วน R/D เพิ่มมากขึ้น และในกรณีที่อัตราส่วน R/D มีค่าเท่ากัน ท่อเลี้ยวที่ประกอบด้วยชิ้นส่วนน้อยชิ้น จะมีแฟกเตอร์การสูญเสียมากกว่า เมื่อเทียบกับท่อเลี้ยวที่ประกอบด้วยชิ้นส่วนมากขึ้นกว่า หรือท่อเลี้ยวผิวเรียบ

ค่าแฟกเตอร์การสูญเสียของท่อเลี้ยวที่มีมุมโค้งเป็น 60 องศา จะมีแฟกเตอร์การสูญเสียเป็น 2 ใน 3 ของท่อเลี้ยว 90 องศา (0.67 เท่า) หรือท่อเลี้ยว 45 องศา จะมีแฟกเตอร์การสูญเสียเป็นครึ่งหนึ่งของท่อเลี้ยว 90 องศา (0.5 เท่า) ค่าแฟกเตอร์ดังแสดงในภาพที่ 14



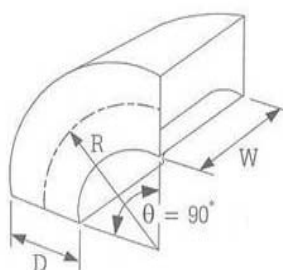
ท่อเลี้ยว 60 องศา → 0.67F
 ท่อเลี้ยว 45 องศา → 0.50F
 ท่อเลี้ยว 30 องศา → 0.33F

R/D	แฟกเตอร์การสูญเสีย (Loss factor, F)					
	0.50	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
ผิวเรียบ	0.71	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12
5-ชิ้น	--	0.46	0.33	0.24	0.19	0.17
4-ชิ้น	--	0.50	0.37	0.27	0.24	0.23
3-ชิ้น	0.90	0.54	0.42	0.34	0.33	0.33

ภาพที่ 14 แฟกเตอร์การสูญเสียของท่อเลี้ยวหน้าตัดวงกลม

ที่มา: นัตรชัย (2550)

สำหรับท่อเลี้ยวหน้าตัดสี่เหลี่ยม (Rectangular Elbow) ค่าแฟกเตอร์การสูญเสียจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของรัศมีความโค้งกับขนาดความยาวด้านของหน้าตัดในแนวรัศมี (R/D) และยังขึ้นอยู่กับอัตราส่วนด้านของหน้าตัด (W/D) ในทางปฏิบัติควรหลีกเลี่ยงการใช้ท่อเลี้ยวหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่มีอัตราส่วน W/D และ R/D น้อยกว่า 1 ค่าแฟกเตอร์ดังแสดงในภาพที่ 15



R/D	แฟกเตอร์การสูญเสีย (loss factor : F)					
	อัตราส่วนด้าน, W/D					
	0.25	0.50	1.00	2.00	3.00	4.00
0	1.50	1.32	1.15	1.05	0.92	0.86
0.5	1.36	1.21	1.05	0.95	0.84	0.79
1.0	0.45	0.28	0.21	0.21	0.20	0.19
1.5	0.28	0.18	0.13	0.13	0.12	0.12
2.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10
3.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10

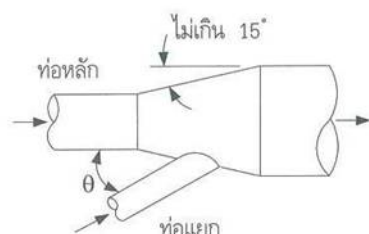
ภาพที่ 15 แฟกเตอร์การสูญเสียของท่อสี่เหลี่ยมคดโค้ง

ที่มา: นิตรชัย (2550)

แฟกเตอร์ความดันสูญเสียจากการที่อากาศไหลเข้าสู่ท่อแยก

ระบบระบายอากาศขนาดใหญ่ที่มีความซับซ้อนมากมักประกอบด้วยท่อดูดอากาศจำนวนมากซึ่งเชื่อมต่อเข้ากับท่อหลัก (Main Duct) ด้วยท่อแยก (ท่อสาขา) โดยอากาศจากท่อแยกจะถูกดูดไปรวมกับอากาศในท่อหลัก ส่งผลให้เกิดความปั่นป่วนในการไหลอันเนื่องมาจากความแตกต่างระหว่างความเร็วของอากาศทั้งสองกระแส (ท่อหลักและท่อแยก) ซึ่งโดยทั่วไปแล้วการสูญเสียความดันของอากาศมักพิจารณาให้เกิดขึ้นเฉพาะที่ท่อแยกเท่านั้น

การสูญเสียความดันที่ท่อแยกนี้จะมีค่ามากหรือน้อยก็ขึ้นอยู่กับมุมเชื่อมต่อระหว่างท่อแยกกับท่อรวมต่อเชื่อมดังกล่าวนี้นี้ควรอยู่ในช่วง 30 - 45 องศา หากมุมเชื่อมต่อมีค่าน้อยกว่าที่กำหนดนี้จะส่งผลให้การสูญเสียความดันมีค่าน้อยตามไปด้วย สำหรับค่าการสูญเสียความดันของอากาศเมื่อไหลผ่านท่อแยกที่มุมเชื่อมต่อค่าต่างๆ โดยความดันจลน์ (VP) ที่ดังแสดงในภาพที่ 16 จะเป็นการสูญเสียความดันจลน์ของอากาศเมื่อไหลผ่านท่อแยก

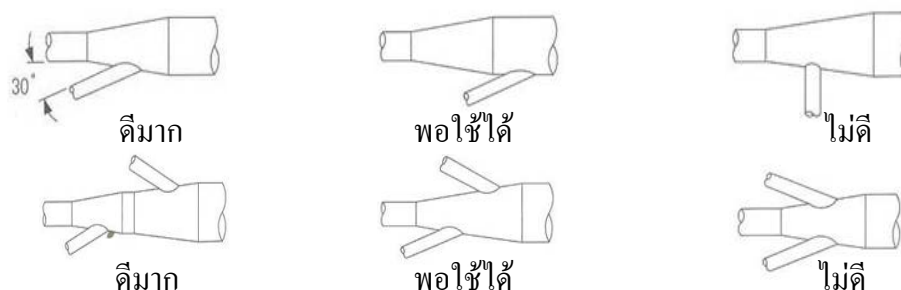


θ	การสูญเสียความดัน
10°	0.06VP
15°	0.09VP
20°	0.12VP
25°	0.15VP
30°	0.18VP
35°	0.21VP
40°	0.25VP
45°	0.28VP
50°	0.32VP
60°	0.44VP
90°	1.00VP

ภาพที่ 16 การสูญเสียความดันจลน์ของอากาศเมื่อไหลผ่านท่อแยก

ที่มา: นัตรชัย (2550)

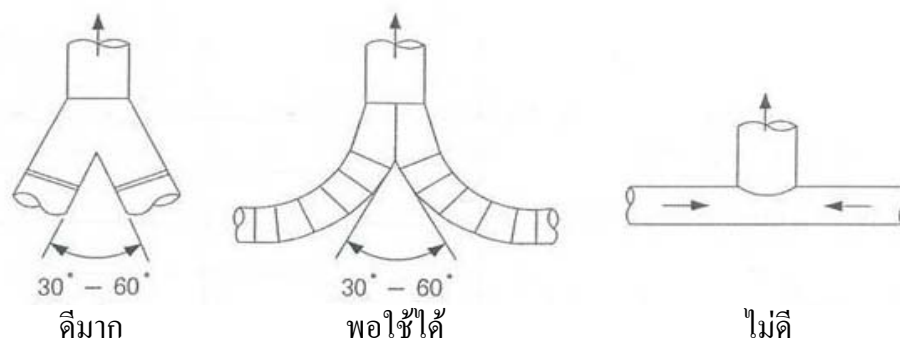
ท่อแยกควรเชื่อมต่อเข้ากับท่อหลักในจุดที่เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อหลักค่อยๆ เพิ่มขึ้นหรือขยายขึ้นที่ละน้อย โดยมุมขยายสูงสุดไม่ควรมีค่าเกิน 15 องศา ทั้งนี้เพื่อรักษาระดับความเร็วของอากาศในท่อให้คงที่ รวมถึงให้มีความปั่นป่วนในการไหลเกิดขึ้นน้อยที่สุดด้วย หากไม่ทำก็จะทำให้ความเร็วของอากาศในท่อหลักมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดความเสียดทานและมีความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มขึ้น การต่อท่อแยกเข้ากับท่อหลักหลายลักษณะทั้งการเชื่อมต่อที่ดีและไม่ดีซึ่งสามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบท่อได้ดังแสดงในภาพที่ 17



ภาพที่ 17 การต่อท่อแยกเข้ากับท่อหลัก

ที่มา: นัตรชัย (2550)

ในกรณีที่อากาศจากท่อแยกจำนวนสองท่อไหลเข้าท่อหลักในทิศทางสมมาตรกัน มุมรวมของท่อแยกควรมีค่าอยู่ระหว่าง $30 - 60$ องศา โดยการต่อท่อแยกภาพแบบนี้เข้ากับท่อหลัก ทั้งลักษณะที่ดีและไม่ดีได้ดังแสดงในภาพที่ 18



ภาพที่ 18 การต่อท่อแยกเข้ากับท่อหลักในลักษณะสมมาตร

ที่มา: นัตรชัย (2550)

การกระจายการไหลของอากาศ

นัตรชัย (2550) โดยทั่วไประบบระบายอากาศเฉพาะจุดสามารถแบ่งออกได้ 2 ชนิด คือ ระบบอย่างง่ายซึ่งมีหัวดูดเพียงจุดเดียว (Single hood system) และระบบที่ซับซ้อนที่มีหัวดูดหลายจุด (Multi hood system) โดยระบบทั้ง 2 ก็จะมีขั้นตอนการออกแบบที่คล้ายคลึงกัน แต่ในกรณีของระบบที่มีหัวดูดหลายจุด ต้องมีการพิจารณาการกระจายการไหลของอากาศ (Distribution of air flow) ในระบบด้วย โดยปริมาณอากาศที่ถูกดูดผ่านหัวดูดทุกจุดต้องเป็นไปตามข้อกำหนด ลักษณะนี้จะทำให้ขั้นตอนการออกแบบมีความยุ่งยากมากกว่ากรณีของระบบระบายอากาศซึ่งมีหัวดูดเพียงจุดเดียว

ก่อนการออกแบบระบบที่มีการใช้หัวดูดหลายจุดต้องทบทวนถึงคุณลักษณะของสารปนเปื้อนที่จะถูกดูดผ่านหัวดูดแต่ละจุด โดยหากระบบระบายอากาศถูกนำไปใช้กับสารปนเปื้อนต่างชนิดในแต่ละหัวดูด เราจำเป็นต้องตรวจสอบว่าการผสมกันที่จุดรวมของสารปนเปื้อนเหล่านี้ จะก่อให้เกิดปฏิกิริยาเคมีหรือไม่ ซึ่งอาจส่งผลให้เกิดการกัดกร่อน ติดไฟ หรือเกิดการระเบิดขึ้นได้

การที่จะออกแบบระบบระบายอากาศที่มีหัวดูดหลายจุดให้ทำงานอย่างสมบูรณ์นั้น ผู้ออกแบบต้องพิจารณา ค่าความดันสถิตของท่อทั้ง 2 เส้น จะเชื่อมต่อกันที่จุดเชื่อมต่อด้วย กล่าวคือ ความดันสถิตของอากาศ (หรือความต้านทานในการไหล) ในแต่ละท่อแยกซึ่งวิ่งมาพบกันที่จุดเชื่อมต่อต้องมีค่าเท่ากัน ความดันสถิตหรือแรงดูดของอากาศที่เชื่อมต่อนี้จะแสดงถึงพลังงานที่ใช้ในการดึงอากาศในปริมาณที่ต้องการจากหัวดูดให้ไหลเข้าเข้าสู่ระบบท่อได้ สำหรับตัวแปรที่ใช้ในการควบคุมปริมาณอากาศซึ่งไหลในท่อแยกแต่ละเส้นก็คือ ความต้านทานในระบบท่อนั้นเอง โดยอากาศจะพยายามไหลในท่อที่มีความต้านทานน้อยเสมอ ตัวอย่างเช่น เมื่อเปรียบเทียบท่อ 2 เส้นที่มีความยาวเท่ากันแต่มีเส้นผ่านศูนย์กลางต่างกัน จะพบว่าท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่า (ท่อใหญ่) จะมีปริมาณของอากาศที่ไหลผ่านมากกว่า หรือเมื่อเปรียบเทียบท่อสองเส้นที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากันแต่มีความยาวต่างกัน ก็จะพบว่า ท่อที่สั้นกว่าจะมีปริมาณของอากาศไหลผ่านมากกว่า เนื่องจากท่อที่มีขนาดใหญ่และสั้นจะมีความต้านทานการไหลน้อยกว่า

หากความดันสถิตและความต้านทานในแต่ละท่อแยกที่จุดเชื่อมต่อมีค่าไม่เท่ากัน อากาศที่ไหลผ่านท่อแยกเหล่านี้อาจมีปริมาณที่ไม่ถูกต้องตามที่ได้ออกแบบไว้ (มากเกินไปหรือน้อยเกินไป) ซึ่งส่งผลให้ระบบระบายอากาศไม่สามารถทำงานได้ตามที่ต้องการ กล่าวคือ ความสามารถในการดัดแปรเปลี่ยนของหัวดูดในท่อแยกที่มีความต้านทานต่ำจะมากกว่าที่ออกแบบไว้ ในขณะที่หัวดูดในท่อแยกที่มีความต้านทานสูงจะมีความสามารถในการดัดแปรเปลี่ยนน้อยกว่าที่ออกแบบไว้ ดังนั้นจำเป็นต้องมีการปรับความดันสถิตหรือความต้านทานในแต่ละท่อแยกให้มีค่าเท่ากันหรือให้มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งในที่นี้เรียกว่า การสมดุลความดัน (Pressure balance) ซึ่งทำได้ 2 วิธี คือ สมดุลความดันด้วยการออกแบบ และ สมดุลความดันด้วยแผ่นกั้น

การสมดุลความดันทั้ง 2 วิธี มีจุดมุ่งหมายเดียวกัน คือ พยายามให้อากาศไหลผ่านแต่ละหัวดูดมีปริมาณที่ถูกต้องและรักษาระดับความเร็วของอากาศในท่อแยกและท่อหลักให้ได้ตามที่กำหนด (ความเร็วต่ำสุดของอากาศ) วิธีสมดุลด้วยการออกแบบ จะอาศัยการเพิ่มหรือลดขนาดของท่อแยก เพื่อทำให้ความต้านทานในการไหลของระบบท่อเปลี่ยนแปลง (ส่วนใหญ่จะลดขนาดของท่อแยกเพื่อให้ความต้านทานในการไหลเพิ่มขึ้น) รวมถึงการเพิ่มปริมาณการไหลของอากาศที่ผ่านหัวดูดบางจุดซึ่งจะกล่าวในรายละเอียดต่อไป ส่วนการสมดุลด้วยแผ่นกั้นจะทำได้โดยการติดตั้งอุปกรณ์จำกัดการไหลของอากาศไว้ที่ท่อแยก โดยอุปกรณ์การจำกัดการไหลของอากาศที่นิยมใช้กัน ได้แก่ วาล์วแผ่นกั้น (Blast gate) หรือแดมเปอร์ (Damper) สำหรับข้อดีและข้อเสียของการสมดุลความดันทั้ง 2 วิธี สามารถดูได้จากตารางที่ 6 รายละเอียดวิธีการสมดุลทั้งสองวิธีเป็นดังนี้

ตารางที่ 6 เปรียบเทียบข้อดีและข้อเสียของการสมดุลความดันทั้ง 2 วิธี

สมดุลความดันด้วยการออกแบบ	สมดุลความดันด้วยแผ่นกัน
1. ผู้ใช้งานไม่สามารถเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศได้ตามใจชอบ	1. อัตราการไหลของอากาศเปลี่ยนแปลงได้ง่ายด้วยการปรับแผ่นกัน ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นนี้อาจส่งผลกระทบต่อกระบวนการได้
2. มีความยืดหยุ่นน้อยกว่า การเปลี่ยนแปลงหรือเพิ่มเติมระบบจะทำได้ยากเพราะระบบท่อถูกออกแบบให้ใช้กับงานเฉพาะเท่านั้น	2. มีความยืดหยุ่นสูงสำหรับการเปลี่ยนแปลงหรือการเพิ่มเติมระบบในอนาคต
3. การเลือกอัตราการไหลของอากาศสำหรับกระบวนการหรืออุปกรณ์ใหม่อาจไม่ถูกต้องในกรณีนี้ต้องมีการปรับปรุงแก้ไขบางส่วน of ท่อ (ปรับเปลี่ยนขนาดของท่อ)	3. การปรับแก้อัตราการไหลของอากาศซึ่งถูกประเมินมาอย่างไม่เหมาะสมในขั้นตอนของการออกแบบจะกระทำได้ง่าย
4. ไม่มีปัญหาในเรื่องการกัดเซาะหรือการสะสมตัวของสารปนเปื้อน	4. แผ่นกันที่ถูกปิดบางส่วนอาจทำให้เกิดปัญหาการกัดเซาะของสารปนเปื้อนที่เป็นอนุภาคของแข็ง (เช่น ฝุ่น) หรืออาจทำให้เกิดการสะสมตัวของสารปนเปื้อนที่แผ่นกันได้
5. ท่อจะไม่เกิดการอุดตันหากความเร็วของอากาศเหมาะสมกับชนิดของสารปนเปื้อน	5. ท่ออาจเกิดการอุดตันได้ หากการปรับแผ่นกันเป็นไปอย่างไม่เหมาะสม
6. อัตราการไหลของอากาศโดยรวมอาจมากกว่าอัตราการไหลที่ออกแบบ ซึ่งเป็นผลจากอากาศที่ถูกเพิ่มเข้ามาในระบบระหว่างการสมดุลความดัน	6. การสมดุลความดันอาจเกิดขึ้นได้ที่อัตราการไหลของอากาศที่ออกแบบ แต่พลังงานที่ต้องป้อนให้กับอากาศจะมากกว่าในกรณีสมดุลความดันด้วยการออกแบบ
7. ระบบต้องได้รับการติดตั้งตามที่ได้ออกแบบมาอย่างเคร่งครัด โดยแบบร่างที่ใช้ต้องมีรายละเอียดของสิ่งกีดขวางอย่างสมบูรณ์และความยาวของท่อแต่ละช่วงต้องถูกกำหนดมาอย่างชัดเจน	7. ระบบที่ติดตั้งจริงอาจคลาดเคลื่อนไปจากแบบร่างได้อย่างเล็กน้อย ซึ่งเป็นผลมาจากสิ่งกีดขวางที่พบขณะดำเนินการติดตั้ง

1) การสมดุลความดันด้วยการออกแบบ

การสมดุลความดันวิธีนี้จะอาศัยการปรับอัตราการไหลของอากาศหรือการปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ จนกระทั่งความดันสถิตในแต่ละท่อแยกที่จุดเชื่อมต่อมีใกล้เคียงกัน โดยทั่วไปมักเรียกการสมดุลความดันวิธีนี้ว่า วิธีสมดุลความดันสถิต (Static pressure balance method) จะเห็นว่าการสมดุลความดันวิธีนี้จะกระทำโดยไม่ต้องใช้แผ่นกัน

โดยปกติแล้วความดันสถิต (ความต้านทานในการไหล) ของท่อซึ่งวิ่งมาพบกันที่จุดเชื่อมต่อมักจะมีค่าต่างกัน (คำนวณจากท่อที่เลือกมาในเบื้องต้น) กล่าวคือ ท่อเส้นหนึ่งจะมีความดันสถิตมาก (SP_{larger}) ส่วนอีกเส้นหนึ่งจะมีความดันสถิตน้อย ($SP_{smaller}$) โดยอัตราส่วนระหว่างความดันสถิตในท่อทั้ง 2 ที่กล่าวข้างต้น หรือ $SP_{larger}/SP_{smaller}$ จะถูกนำไปใช้เป็นเกณฑ์ในการตัดสินใจว่า จะต้องมีการสมดุลความดันหรือไม่และการสมดุลความดันจะกระทำในลักษณะใด กล่าวคือ

1.1) ในกรณีที่ $SP_{larger}/SP_{smaller}$ มีค่าน้อยกว่า 1.05 ระบบจะปรับสมดุลความดันเองโดยไม่ต้องทำสมดุลแต่อย่างใด (ถือว่าระบบอยู่ในภาวะสมดุลแล้ว)

1.2) ในกรณีที่ $SP_{larger}/SP_{smaller}$ มีค่าอยู่ระหว่าง 1.05 ถึง 1.20 ต้องทำการสมดุลความดันโดยการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศในท่อแยกที่มีความดันสถิตน้อยกว่า (ความต้านทานน้อยกว่า) ทั้งนี้เนื่องจากความต้านทานในการไหลหรือการสูญเสียความดันจะแปรผันตามกำลังสองของความเร็วที่ไหลผ่านท่อ ดังนั้นการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศจึงทำให้ความเร็วเพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลให้ความต้านทานในการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นด้วย โดยเราจะใช้ความดันสถิตในท่อแยกที่มีความต้านทานมากกว่าเป็นหลัก (SP_{larger}) ซึ่งอาจเรียกว่าเป็น ความดันสถิตควบคุม (Governing static pressure) ก็ได้ สำหรับอัตราการไหลของอากาศที่เพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นอัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (Corrected volume flow rate) สามารถหาได้จากสมการที่ (16)

$$Q_{correct} = Q_{design} \sqrt{\frac{SP_{larger}}{SP_{smaller}}} \quad (16)$$

โดยที่ $Q_{\text{correct}} =$ อัตราการไหลที่ปรับแก้ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อแยกที่มีความต้านทานน้อยกว่า (ค่าใหม่), cfm และ $Q_{\text{design}} =$ อัตราการไหลของอากาศในท่อแยกที่มีความต้านทานน้อยกว่า (ค่าเดิมก่อนการปรับแก้), cfm

1.3) ในกรณีที่ $SP_{\text{larger}}/SP_{\text{smaller}}$ มีค่ามากกว่า 1.20 ต้องทำการสมดุลความดันด้วยการลดขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแยกที่มีความดันสถิตต่ำกว่า แต่การทำลักษณะนี้จะเกิดความยุ่งยากและใช้เวลาจำนวนมาก อย่างไรก็ตามเรายังสามารถเพิ่มความดันสถิตหรือความต้านทานในท่อได้ด้วยการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศในท่อนั้น โดยปริมาณอากาศที่เพิ่มขึ้นสามารถหาได้จากสมการ (16) วิธีนี้จะทำให้ปริมาณอากาศที่ไหลผ่านหัวดูดมีมากเกินไปกว่าความต้องการที่แท้จริง ซึ่งส่งผลให้พัดลมที่ใช้ในระบบมีขนาดใหญ่ขึ้น

1.4) สำหรับกรณีที่ $SP_{\text{larger}}/SP_{\text{smaller}}$ มีค่าอยู่ระหว่าง 1.05 ถึง 1.20 เมื่อได้เพิ่มอัตราการไหลของอากาศโดยใช้สมการ (16) แล้วให้คำนวณค่าความสูญเสียความดันในท่อแยกช่วงดังกล่าวใหม่อีกครั้ง โดยใช้อัตราการไหลที่ได้จากการปรับแก้ จากนั้นให้ตรวจสอบความแตกต่างของความดันสถิตในท่อแยกทั้ง 2 อีกครั้ง ทั้งนี้เพื่อให้เกิดความมั่นใจว่า $SP_{\text{larger}}/SP_{\text{smaller}}$ มีค่าน้อยกว่า 1.05 ซึ่งถือได้ว่าเป็นภาวะที่เกิดความสมดุลแล้ว

2) การสมดุลความดันด้วยแผ่นกั้น

การสมดุลความดันด้วยวิธีนี้จะทำได้โดยการปรับแผ่นกั้นหรือแดมเปอร์ ซึ่งติดตั้งที่ท่อแยก โดยการสมดุลความดันจะทำหลังการที่ระบบได้ถูกติดตั้งเรียบร้อยแล้ว ทั้งนี้เพื่อให้อากาศไหลผ่านหัวดูดแต่ละจุดมีปริมาณถูกต้อง โดยทั่วไปควรติดตั้งแผ่นกั้นหรือแดมเปอร์ในตำแหน่งกึ่งกลางของท่อในแนวตั้งระหว่างหัวดูดและจุดเชื่อมต่อ

การปรับแก้เมื่อความเร็วของอากาศเปลี่ยนแปลง

การเปลี่ยนแปลงความเร็วของอากาศในระบบท่อสามารถเกิดขึ้นได้หลายจุดในระบบระบายอากาศ ซึ่งเป็นผลมาจากข้อกำหนดของขนาดท่อที่มีขายอยู่ในท้องตลาด หรือจากการทำสมดุลความดันในการออกแบบระบบ ในกรณีของระบบระบายอากาศที่ถูกออกแบบมาเป็นอย่างดีหรือมีการต่อท่อและอุปกรณ์อย่างเหมาะสม ความเร็วของอากาศในระบบที่เพิ่มขึ้นหรือลดลง

เพียงเล็กน้อยก็จะถูกชดเชยโดยอัตโนมัติ แต่ในกรณีของระบบที่ออกแบบมาไม่ดีหรือมีการต่อท่อและอุปกรณ์อย่างไม่ถูกต้อง การชดเชยความเร็วดังกล่าวอาจไม่เพียงพอ ดังนั้นผู้ออกแบบระบบระบายอากาศจึงควรมีความรู้เกี่ยวกับการสูญเสียพลังงาน (Energy loss) และการได้รับพลังงานกลับคืน (Energy regain) ซึ่งอาจเกิดขึ้นได้ในระบบ โดยความรู้ดังกล่าวนี้จะช่วยให้การออกแบบระบบระบายอากาศเป็นไปอย่างเหมาะสม

เมื่อพิจารณาท่อแยกจะพบว่าอาจเป็นไปได้ที่ความเร็วสุดท้ายของอากาศที่ไหลออกจากท่อหลัก จะมีค่ามากกว่าความเร็วค่าที่มากกว่าของอากาศที่ไหลเข้ามาจากท่อแยก 2 ท่อ หากความแตกต่างของความเร็วข้างต้นมีมากก็จะส่งผลให้ความแตกต่างของความดันจลน์มีมากด้วยเช่นกัน โดยหากความแตกต่างระหว่างความดันจลน์ของอากาศในท่อหลักและความดันจลน์ลัพธ์ (Resultant velocity pressure) ของท่อแยกทั้งสองมีค่ามากกว่า 0.1 in.wg เราจำเป็นต้องปรับแก้ความดันสถิต (การสูญเสียความดัน) ในท่อหลัก สำหรับการหาค่าความดันจลน์ลัพธ์ของท่อแยกทั้งสอง ดังภาพที่ 5 พลังงานของอากาศที่ไหลเข้าสู่ท่อแยกทั้งสองจะเป็นผลคูณระหว่างอัตราการไหลและความดันรวมของอากาศ หรือเขียนได้เป็น $Q \times TP = Q \times (VP + SP)$ และเมื่อประยุกต์กฎการอนุรักษ์พลังงาน (ผลรวมของพลังงานในระบบมีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานที่ออกจากระบบ) เข้ากับท่อแยกจะได้ ดังสมการที่ (17)

$$Q_1 \times (SP_1 + VP_1) + Q_2 \times (SP_2 + VP_2) = Q_3 \times (SP_3 + VP_3) + h_L \quad (17)$$

โดยที่ h_L หมายถึง การสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นทั้งหมดซึ่งจะมีค่าเป็น $(F_1 \times Q_1 \times VP_1) + (F_2 \times Q_2 \times VP_2)$ ในที่นี้ $F_1 = 0$ เนื่องจากได้กำหนดให้การสูญเสียพลังงาน (ความดัน) เกิดขึ้นในท่อแยกเท่านั้น

สมมติว่ามีการสมดุลความดันที่จุดเชื่อมต่อโดยผลการสูญเสียความดัน (h_L) ได้ถูกรวมไว้ด้วยแล้วเราจะพบว่า $SP_1 = SP_2$ และ $Q_3 = Q_1 + Q_2$ (ตามกฎการอนุรักษ์มวลเมื่อความหนาแน่นของอากาศไม่เปลี่ยนแปลง) ลักษณะเช่นนี้อาจทำให้ความดันสถิตเกิดการเปลี่ยนแปลงอันเนื่องมาจากที่อากาศถูกเร่งให้ไหลเร็วขึ้นหรือถูกหน่วงให้ไหลช้าลง โดยผลกระทบดังกล่าวจะแสดงได้ด้วยสมการต่อไปนี้

$$SP_3 + VP_3 = SP_1 + \left(\frac{Q_1}{Q_3} \right) VP_1 + \left(\frac{Q_2}{Q_3} \right) VP_2 \quad (18)$$

สองเทอมสุดท้ายทางขวามือของสมการ (18) จะนิยามว่าเป็นความดันจลน์
ลัพท์ของอากาศที่จุดเชื่อมต่อซึ่งเขียนแทนด้วย VP_r นั่นคือ

$$VP_r = \left(\frac{Q_1}{Q_3} \right) VP_1 + \left(\frac{Q_2}{Q_3} \right) VP_2 \quad (19)$$

เมื่อ Q_1 และ Q_2 คือ อัตราการไหลของอากาศที่จุด 1 และจุด 2 ตามลำดับ
ส่วน Q_3 คือ อัตราการไหลของอากาศที่ออกจากจุดเชื่อมต่อ (เข้าท่อหลัก)

ข้อควรระวังในการใช้สมการ (19) ก็คือ ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงอัตรา
การไหลของอากาศในท่อแยกท่อใดท่อนึงอันเนื่องจากการสมดุลความดัน ความดันจลน์และอัตรา
การไหลของอากาศที่นำมาแทนค่าจะต้องเป็นค่าที่ถูกปรับแก้แล้วเท่านั้น

ในกรณีที่ VP_3 มีค่าน้อยกว่า VP_r อากาศที่ท่อหลักจะถูกหน่วงให้มีความเร็ว
ต่ำลงในขณะที่ความสติดจะเพิ่มขึ้น แต่ในกรณีที่ VP_3 มีค่ามากกว่า VP_r อากาศที่ท่อหลักจะถูกเร่ง
ให้มีความเร็วเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดการสูญเสียพลังงานในรูปแบบของความดันสติดซึ่งมีค่าเท่ากับ
ผลต่างระหว่าง VP_3 และ VP_r ความดันสติดที่สูญเสียไปนี้ถือเป็นสิ่งที่จำเป็นในการเพิ่มพลังงานจลน์
ของอากาศจาก VP_r ไปเป็น VP_3 สำหรับค่าความดันสติดของอากาศที่ถูกปรับแก้สามารถหาได้จาก

$$SP_3 = SP_1 - (VP_3 - VP_r) \quad (20)$$

เมื่อ SP_3 = ความดันสติดของอากาศที่ไหลออกจากท่อหลัก (จุด 3) และ
 SP_1 = ความดันสติดของอากาศที่ท่อแยก 1 ซึ่งมีค่าเท่ากับค่าความดันสติดของอากาศที่ท่อแยก 2
และ VP_3 = ความดันจลน์ของอากาศที่ท่อหลัก (จุด 3)

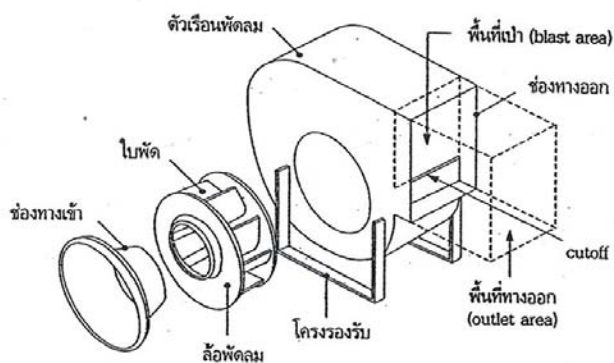
4.4.3 พัดลม (Fan)

พัดลม ทำหน้าที่ในการดูดอากาศ ทำให้เกิดการไหลของอากาศผ่านไปในระบบระบายอากาศ เนื่องจากการไหลของอากาศในระบบระบายอากาศจะมีความสัมพันธ์กับความต้านทานในระบบอันเกิดจากความเสียดทานกับปริมาณอากาศที่ไหลผ่านระบบ แต่การที่อากาศจะเอาชนะความต้านในระบบและไหลได้ในปริมาณที่ต้องการ อากาศจำเป็นต้องได้รับพลังงานจากภายนอก ในรูปของความดันซึ่งเกิดจากการทำงานของพัดลม พัดลมที่ใช้สำหรับระบบระบายอากาศจะมีหลายชนิด โดยสามารถแบ่งออกเป็น 2 กลุ่มใหญ่ๆ ตามทิศทางการไหลของอากาศผ่านพัดลมคือ

1) พัดลมแรงเหวี่ยง

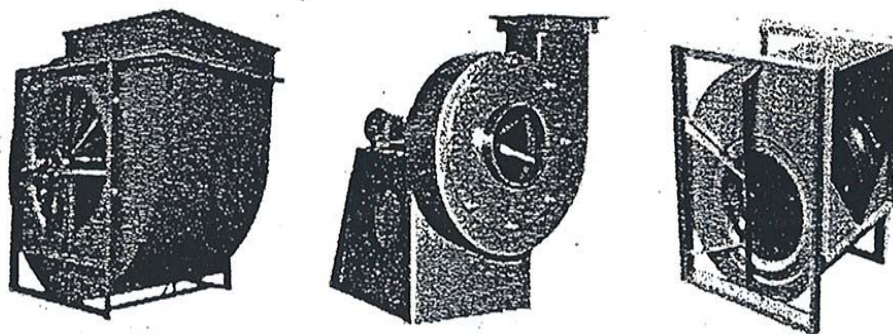
การลำเลียงอากาศของพัดลมแรงเหวี่ยง (บางครั้งอาจถูกเรียกว่า พัดลมหอยโข่ง) จะอาศัยกลไกของแรงเหวี่ยงซึ่งเกิดจากการหมุนของใบพัด (Blades) ที่ติดตั้งอยู่บนล้อพัดลม (Fan wheel) การหมุนของล้อพัดลมจะเกิดจากต้นกำลังขับเคลื่อนจากภายนอก เช่น มอเตอร์ไฟฟ้า อากาศจากภายนอกจะถูกดึงเข้าสู่พัดลมในแนวแกนหมุน และถูกเร่งให้มีความเร็วสูงขึ้น จากนั้นอากาศจะถูกเหวี่ยงออกไปปะทะกับตัวเรือนพัดลม (Fan housing) ที่มีลักษณะคล้ายกันหอยและไหลออกจากพัดลมในแนวรัศมีของใบพัด (แนวตั้งฉากกับล้อพัดลม) ซึ่งพลังงานจลน์ของอากาศจะถูกเปลี่ยนพลังงานในรูปของความดันในช่องทางออกของพัดลม

ภาพที่ 19 และ ภาพที่ 20 แสดงส่วนประกอบหลักและรูปแบบของพัดลมแรงเหวี่ยงที่ใช้ในระบบระบายอากาศตามลำดับ หากพิจารณาภาพที่ 21 จะพบว่าที่ช่องทางออกจะติดตั้งแผ่นโลหะซึ่งถูกม้วนปลายคล้ายกันหอยขนาดเล็กยื่นเลยเข้ามาในตัวเรือนของพัดลม โดยเราจะเรียกแผ่นโลหะดังกล่าวนี้ว่า Cutoff จุดประสงค์ของการติดตั้ง Cutoff ก็เพื่อป้องกันการไหลกลับของอากาศบริเวณช่องทางออกเข้าสู่ล้อพัดลม โดยหากว่าอากาศสามารถไหลกลับเข้าสู่ล้อพัดลมได้ก็จะส่งผลให้อากาศลำเลียงอากาศได้น้อยลง โดยปกติ Cutoff จะยื่นเลยมาในตัวเรือนพัดลม (บริเวณช่องทางออก) เป็นระยะประมาณ 20 -30% ของความสูงช่องทางออก



ภาพที่ 19 ส่วนประกอบหลักของพัดลมแรงเหวี่ยง

ที่มา: นัตรชัย (2550)



ภาพที่ 20 พัดลมแรงเหวี่ยงรูปต่างๆ

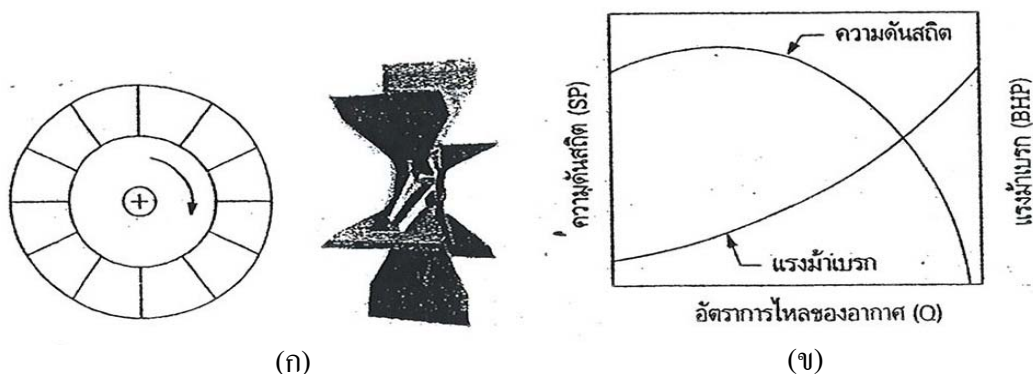
ที่มา: นัตรชัย (2550)

เมื่อเทียบกับพัดลมไหลตามแนวแกน พัดลมแรงเหวี่ยงจะลำเลียงอากาศได้ในปริมาณที่น้อยกว่า แต่สามารถสร้างความดันสถิตได้สูงกว่า ด้วยเหตุนี้พัดลมแรงเหวี่ยงจึงถูกนำมาใช้ในระบบระบายอากาศเฉพาะจุดมากกว่าพัดลมไหลตามแนวแกน นอกจากนี้ยังเกิดเสียงดังน้อยกว่าขณะทำงาน และมีต้นทุนในการติดตั้งต่ำกว่า รวมถึงค่าใช้จ่ายในระหว่างใช้งานก็ต่ำกว่าด้วย ถึงแม้ว่าพัดลมแรงเหวี่ยงจะจัดการกับปัญหาในเรื่องความไม่แน่นอน หรือการแกว่งตัวของอัตราไหลของอากาศได้ดีกว่าพัดลมไหลตามแนวแกน แต่โดยปกติมักจะมีประสิทธิภาพในการทำงานต่ำกว่า

โดยทั่วไปพัลลมแรงเหวี่ยงยังสามารถแบ่งย่อยได้อีก 3 แบบใหญ่ๆ ตามรูปร่างและลักษณะการจัดวางใบพัด คือ

1.1) พัลลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดหน้าตรง

พัลลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดหน้าตรงจะมีลักษณะของล้อพัลลม ดังภาพที่ 21 ก พัลลมแบบนี้มักนำไปใช้กับระบบซึ่งต้องการอากาศในปริมาณน้อยถึงปานกลางที่ความดันสถิตสูงๆ จะเห็นได้ว่าใบพัดของพัลลมแบบนี้จะมีลักษณะแบนเอียงตามแนวรัศมี ซึ่งช่วยไม่ให้เกิดการสะสมของฝุ่นที่ผิวใบพัด ด้วยเหตุนี้พัลลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดหน้าตรงจึงถูกนำไปใช้กับงานที่มีฝุ่นวนมากไหลปะปนมากับอากาศ นอกจากนี้ การที่ช่องว่างระหว่างใบพัดมีมาก ก็จะช่วยให้พัลลมสามารถทำงานที่อัตราการไหลของอากาศน้อยๆ ได้โดยปราศจากการสั่น โดยทั่วไปเราสามารถสร้างให้ใบพัดมีความหนาเป็นพิเศษได้ เพื่อช่วยให้ทนต่อการขัดสี และความเสียหายจากการกระแทกของฝุ่นที่ปะปนมากับอากาศ สำหรับจุดอ่อนของพัลลมแบบนี้ ได้แก่ ประสิทธิภาพการทำงาน ที่มีค่าต่ำที่สุดในบรรดาพัลลมที่ใช้สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะจุด อย่างไรก็ตาม พัลลมแบบนี้ก็มักถูกนำมาใช้เสมอในกรณีที่อากาศมีฝุ่นไหลปะปนมาด้วยซึ่งพัลลมแบบอื่นไม่สามารถนำมาใช้งานได้



ภาพที่ 21 (ก) ล้อพัลลมและ (ข) เส้นโค้งสมรรถนะของพัลลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดหน้าตรง

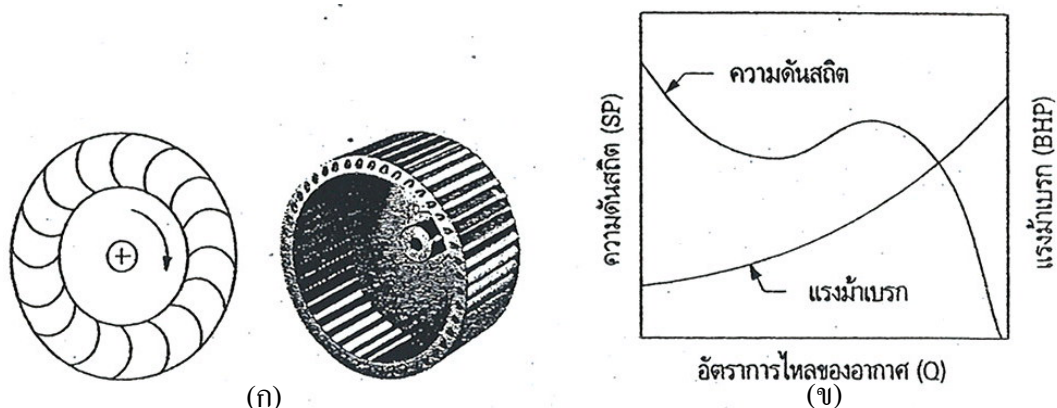
ที่มา: ฉัตรชัย (2550)

หากพิจารณาเส้นโค้งความดันสถิตของพัดลมแบบนี้จากภาพที่ 21 ข จะพบว่า ควรเลือกจุดใช้งานของพัดลมให้อยู่บริเวณด้านขวาของค่าความดันสูงสุดซึ่งจะช่วยไม่ให้ อัตราการไหลของอากาศแกว่งตัว เนื่องจากเส้นโค้งความดันสถิตที่ด้านซ้ายของค่าความดันสูงสุด จะมีความชันค่อนข้างน้อย ดังนั้น อัตราการไหลของอากาศจึงเปลี่ยนแปลงอย่างมาก เมื่อความดันสถิตของพัดลมเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย ส่วนเส้นโค้งแรงม้าเบรกจะมีลักษณะเกือบเป็นเส้นตรง ตลอดช่วงการทำงานของพัดลมซึ่งหมายความว่าพลังงานที่ต้องป้อนพลังงานให้แก่พัดลมจะแปรผันตามอัตราการไหลของอากาศที่พัดลมต้องลำเลียง

1.2) พัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดโค้งหน้า

พัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดโค้งหน้าจะมีลักษณะของล้อพัดลม ดังภาพที่ 22 ก จะเห็นว่า ล้อพัดลมของพัดลมแบบนี้จะมีลักษณะคล้ายกรงกระรอก (Squirrel cages) โดยใบพัดจะมีรูปร่างคล้ายถ้วยซึ่งจะช่วยเร่งอากาศให้มีความเร็วสูงและปล่อยออกจากตัวเรือนพัดลมด้วยความเร็วที่สูงกว่าความเร็วของอากาศที่ปลายใบพัด (tip speed) ลักษณะนี้ทำให้ความเร็วรอบในการหมุนของล้อพัดลมแบบนี้ไม่สูงมากนัก ด้วยเหตุที่ระดับเสียงซึ่งเกิดจากการทำงานของพัดลมจะสัมพันธ์กับความเร็วในการหมุนของล้อพัดลม ดังนั้น พัดลมชนิดนี้จึงมีระดับเสียงที่เกิดขึ้นจากการทำงานต่ำกว่าพัดลมแบบอื่น อย่างไรก็ตาม การที่ใบพัดมีลักษณะโค้งเอียงไปด้านหน้าจึงมีโอกาที่ฝุ่นซึ่งปะปนมากับอากาศสามารถสะสมตัวอยู่ที่ผิวหน้าใบพัดได้ ดังนั้นจึงไม่ควรนำพัดลมแบบนี้ไปใช้กับของระบบที่อากาศมีการปนเปื้อนของฝุ่น นอกจากนี้ยังไม่ควรนำไปใช้กับระบบระบายอากาศเฉพาะจุดซึ่งต้องการความดันสถิตสูง (แรงดูดมาก) โดยมากแล้ว เรานิยมนำพัดลมแบบนี้ไปใช้ในระบบจ่ายอากาศ หรือ อากาศเติมในระบบระบายอากาศแบบเจือจางเท่านั้น

โดยปกติพัดลมแบบนี้จะเหมาะสำหรับระบบซึ่งต้องการอากาศ ในปริมาณน้อยถึงปานกลางที่ความดันสถิตต่ำๆ ซึ่งภาพที่ 22 ข จะแสดงลักษณะของเส้นโค้งสมรรถนะ สำหรับพัดลมแบบนี้จะพบว่า ความดันสถิตมีค่าลดลงอยู่ช่วงหนึ่งในย่านอัตราการไหลต่ำ ซึ่งเป็นผลมาจากลักษณะของการออกแบบใบพัดเอง ดังแสดงด้วยการเว้าลงของเส้นโค้งความดันสถิต ซึ่งถือเป็นช่วงที่การทำงานของพัดลมไม่มีเสถียรภาพ (Unstable) ซึ่งมีโอกาสที่ความดันสถิตจะเกิดการแกว่งตัว ดังนั้น จึงไม่ควรนำพัดลมไปใช้งานในช่วงนี้ เพราะจะมีประสิทธิภาพต่ำ



ภาพที่ 22 (ก) ล้อพัดลมและ (ข) เส้นโค้งสมรรถนะของพัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดโค้งหน้า

ที่มา: นัตรชัย (2550)

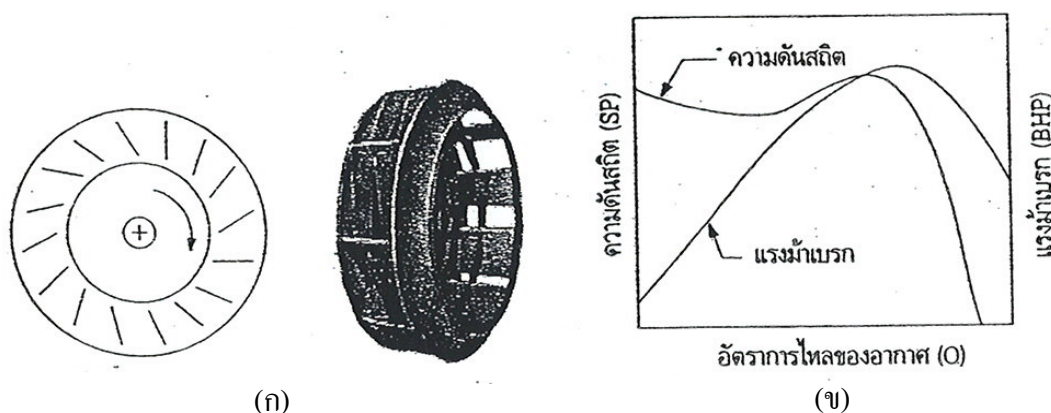
เมื่อพิจารณาเส้นโค้งแรงม้าเบรกจะพบว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น พลังงานที่พัดลมต้องการก็จะเพิ่มขึ้นเช่นกัน ถ้าระบบมีความต้านทานต่อการไหลจริงต่ำกว่าที่คำนวณได้ (ความดันสถิตต่ำกว่า) พัดลมจะทำงานที่อัตราการไหลสูงกว่าความต้องการจริงของระบบ (ถ้าเสียงอากาศได้มากกว่า) ซึ่งส่งผลให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงาน สิ่งทีกล่าวนี้อาจเป็นข้อเสียของพัดลมแบบนี้

1.3) พัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลัง

พัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลังจะมีการจัดวางใบพัดในลักษณะแบนตรงในทิศทางเอียงตรงข้ามกับทิศทางการหมุนของล้อพัดลมดังแสดงในภาพที่ 23 ก พัดลมแบบนี้จะมีประสิทธิภาพมากกว่าพัดลมแบบซี่ใบพัดโค้งหน้า ดังนั้น จึงถูกนำไปใช้กับระบบที่ต้องการอากาศปริมาณมาก การที่พัดลมชนิดนี้มีประสิทธิภาพสูงก็เนื่องมาจากการออกแบบใบพัดที่ทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของความดันเมื่อล้อพัดลมหมุน อย่างไรก็ตามความเร็วของอากาศที่ออกจากพัดลมจะค่อนข้างต่ำ ในบางกรณีความเร็วของอากาศที่ต่ำนี้อาจถือเป็นข้อด้อยสำหรับพัดลมขนาดใหญ่ ซึ่งต้องการความเร็วรอบในการหมุนสูง เพื่อให้อากาศไหลออกด้วยความเร็วสูง โดยผลของการที่ล้อพัดลมหมุนด้วยความเร็วสูงคือ จะเกิดการเค้นมากที่ล้อพัดลม ด้วยเหตุนี้จึงมีความจำเป็นที่ต้องออกแบบให้โครงสร้างของล้อพัดลมมีขนาดใหญ่ มีเพลายึดทอดกำลังจากภายนอกที่แข็งแรง

รวมถึงแบริ่ง (bearing) ที่ใช้ก็ต้องมีความทนทานเป็นพิเศษ ส่งผลให้ต้นทุนหรือราคาของพัดลมสูงขึ้นตามไปด้วย

หากสังเกตจากรูปร่างเส้นโค้งแรงม้าแบริ่งของพัดลมแบบนี้ ดังแสดงในภาพที่ 23 ข จะพบว่าเส้นโค้งแรงม้าแบริ่ง จะไม่ชันมากที่อัตราการไหลสูงเหมือนพัดลม 2 แบบแรก กล่าวคือ แรงม้าแบริ่งจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้น จนกระทั่งมีค่าสูงสุด จากนั้นแรงม้าแบริ่งจะลดลง เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ลักษณะเช่นนี้ จึงช่วยให้พัดลมแบบนี้ ไม่มีโอกาสที่จะทำงานเกินภาระ (Over load) ที่กล่าวมานี้ถือเป็นข้อดีที่ทำให้พัดลมแบบนี้ มักถูกเลือกให้ใช้กับระบบระบายอากาศในกรณีที่ไม่มั่นใจในความถูกต้องของความดันตกในระบบ (หรือความต้านทานการไหล) ที่คำนวณได้หรือในกรณีที่ระบบมีการแกว่งตัวของความดัน ข้อดีอีกอย่างหนึ่งของพัดลมแบบนี้ คือ เมื่ออัตราการไหลของอากาศเปลี่ยนแปลง ความดันของอากาศจะไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก อย่างไรก็ตามพัดลมแบบนี้ไม่เหมาะกับการนำไปใช้ในระบบที่ต้องการอัตราการไหลต่ำ เนื่องจากจุดที่พัดลมทำงาน อาจตกอยู่ในช่วงที่ไม่มีเสถียรภาพได้ ซึ่งพัดลมแรงเหวี่ยงแต่ละชนิดมีข้อดี - ข้อเสีย มีความแตกต่างกัน ดังแสดงในตารางที่ 7



ภาพที่ 23 (ก) ล้อพัดลมและ (ข) เส้นโค้งสมรรถนะของพัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลัง

ที่มา: นัตรชัย (2550)

ตารางที่ 7 เปรียบเทียบข้อดี - ข้อเสีย ของพัดลมชนิดแรงเหวี่ยง

ชนิดพัดลมแรงเหวี่ยง	ข้อดี	ข้อเสีย
แบบซี่ใบพัดหน้าตรง (Radial blade)	ใบพัดแบนมีระยะห่างกัน ใช้กับระบบฝุ่นหรืออนุภาค	มีประสิทธิภาพต่ำสุด โครงสร้างหนัก ราคาแพง
แบบซี่ใบพัดโค้งหน้า (Forward curved blade)	ดูดอากาศปริมาณมาก เสียงดังไม่มากใช้ในระบบ จ่ายอากาศในระบบระบาย อากาศแบบเจือจาง	ใช้พลังงานมาก
แบบซี่ใบพัดเอียงหลัง (Backward inclined blade)	มีประสิทธิภาพมาก หาก กำลังสถิตต่ำกว่าที่คำนวณไว้ พลังงานที่ใช้จะไม่เพิ่มขึ้น	ราคาแพง

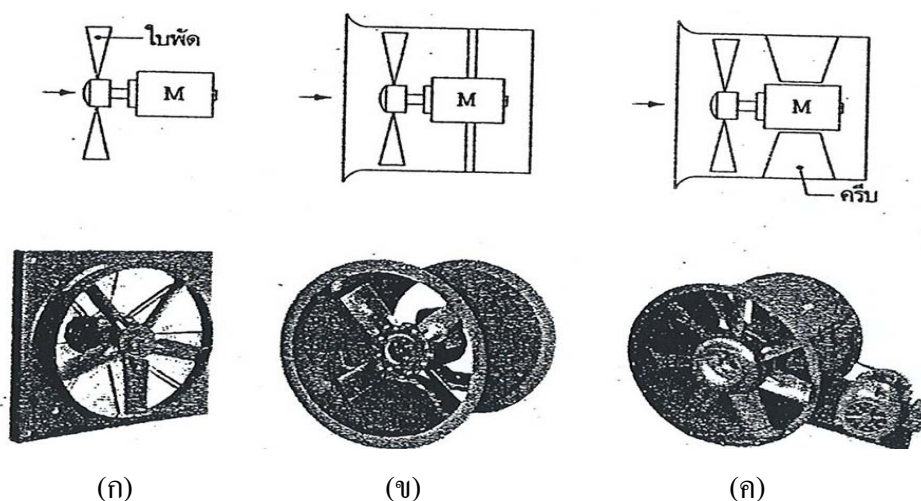
ที่มา: วันทนีย์ (2549)

2) พัดลมไหลตามแนวแกน

สำหรับพัดลมไหลตามแนวแกน แนวการไหลเข้าและออกจากพัดลมจะขนานกับแกนเพลลาของใบพัด จุดเด่นของพัดลมแบบนี้ คือ สามารถลำเลียงอากาศได้ในปริมาณมาก ราคาถูก กะทัดรัด และมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง ส่วนจุดด้อยที่สำคัญของพัดลมชนิดนี้ คือ ต้องทำงานด้วยความเร็วรอบในการหมุนสูงส่งผลให้เกิดเสียงดังมากขณะทำงาน สร้างความดันสถิตได้ค่อนข้างต่ำ นอกจากนี้ยังไม่เหมาะสมที่จะนำไปใช้กับระบบที่อากาศมีการปนเปื้อนของฝุ่น โดยปกติพัดลมแบบนี้มีลักษณะโครงสร้างหลายรูปแบบซึ่งมีความเหมาะสมกับงานในลักษณะที่แตกต่างกัน

รูปแบบแรกก็คือ พัดลมแบบใบแฉก (Propeller) ซึ่งมีลักษณะดังภาพที่ 24 ก โดยใบพัดซึ่งมีลักษณะเป็นแฉกจะหมุนอิสระบนแกนเพลลา พัดลมแบบนี้จะสร้างความดันสถิตได้ต่ำกว่า 1 in.wg โดยจำนวนของใบพัดจะมีตั้งแต่ 2 ใบขึ้นไป พัดลมแบบนี้มักถูกนำไปเพื่อการดึงอากาศเข้าสู่อาคารและระบายอากาศออกจากตัวอาคาร (สำหรับระบบระบายอากาศแบบเจือจาง) ซึ่งจะทำให้ได้โดยการติดตั้งไว้ที่ผนังหรือหลังคาของอาคาร ในบางกรณีสามารถนำพัดลมแบบนี้ไปใช้

กับระบบระบายอากาศเฉพาะจุดของกระบวนการที่มีความร้อนซึ่งไม่ต้องการความเร็วในการกระจายปนเปื้อนที่สูงมากนัก เช่น กระบวนการเชื่อมโลหะ (ควันที่เกิดจากการเชื่อม) หรือกระบวนการชุบโลหะ (ไอโลหะ) แต่ก็มีข้อจำกัดที่ระบบท่อไม่ต้องยาวมากนัก เนื่องจากพัดลมแบบนี้มีความสามารถในการสร้างความดันสถิต (แรงดูด) ได้ไม่มากนัก



ภาพที่ 24 ลักษณะของพัดลมที่ไหลตามแนวแกน (ก) พัดลมแบบใบพัดแกน (ข) พัดลมแบบใบพัดแกนที่ติดตั้งอยู่ในท่อ และ (ค) พัดลมแบบใบพัดแกนชนิดมีกรวย

ที่มา: นัตรชัย (2550)

รูปแบบที่สองจะเป็นพัดลมแบบใบแกนที่ติดตั้งอยู่ในท่อ (Tube axial fan or Duct fan) ดังแสดงในภาพที่ 24 ข จะเห็นได้ว่าใบพัดจะติดตั้งอยู่ในตัวเรือนทรงกระบอก (คล้ายท่อสั้น) พัดลมแบบนี้สามารถสร้างความดันสถิตได้ปานกลาง (ต่ำกว่า 2 in.wg) ส่วนรูปแบบสุดท้าย จะเป็นพัดลมแบบใบแกน ชนิดมีกรวย หรือแผ่นปรับทิศทางของอากาศ (Vane axial Fan) ซึ่งแสดงดังภาพที่ 24 ค โดยแผ่นปรับทิศทางลมนี้ จะติดตั้งอยู่ที่ทางออกของพัดลม ซึ่งช่วยให้อากาศที่ไหลผ่านใบพัด มีลักษณะตรงไม่หมุนวน เหมือนพัดลมสองแบบแรก เมื่อเปรียบเทียบกับพัดลมไหลตามแนวแกนสองแบบแรกแล้ว พัดลมแบบนี้ จะมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงที่สุด และสามารถสร้างความดันสถิตได้สูงกว่า

การเลือกใช้พัดลม

การเลือกใช้พัดลมที่จะกล่าวในที่นี้ ไม่เพียงจะเกี่ยวข้องกับการจัดหาพัดลมให้เหมาะสมกับความต้องการของระบบ (อัตราการไหลและความดันสถิต) ที่ได้ออกแบบไว้เท่านั้น แต่ยังเกี่ยวข้องกับการติดตั้งอุณหภูมิของอากาศในระบบ คุณลักษณะของกระแสการไหลของอากาศ รวมถึงลักษณะการจัดวาง หรือการติดตั้งชุดต้นกำลังขับ โดยก่อนที่จะทำการเลือกใช้พัดลม เราต้องทราบข้อมูลพื้นฐานบางอย่างเสียก่อน ซึ่งข้อมูลเหล่านี้จะมีส่วนช่วยให้การตัดสินใจเลือกใช้พัดลมเป็นไปอย่างถูกต้องและรวดเร็ว ดังจะกล่าวในรายละเอียดต่อไปนี้

- 1) อัตราการไหลของอากาศที่ระบบต้องการ (Q) ซึ่งแสดงในหน่วย cfm จะเป็นตัวกำหนดความสามารถของพัดลม ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อขนาดและชนิดของพัดลมที่ใช้
- 2) ความดันที่ระบบต้องการ โดยอาจแทนด้วยความดันสถิตของพัดลม (FSP) หรือความดันรวมของพัดลม (FTP) ก็ได้ ซึ่งแสดงในหน่วย in.wg ที่ภาวะมาตรฐานอากาศในกรณีที่มีความดันดังกล่าวนี้ ไม่ใช่ความดันที่ภาวะมาตรฐานอากาศ เราจำเป็นต้องปรับแก้ค่าความหนาแน่นของอากาศเสียก่อน
- 3) ชนิดของสารปนเปื้อน ที่ปะปนมากับกระแสการไหลของอากาศ ซึ่งเป็นตัวกำหนดชนิดของพัดลมที่ใช้ หากสารปนเปื้อนเป็นควัน หรือฝุ่นปริมาณเล็กน้อย เราสามารถใช้พัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลัง หรือพัดลมไหลตามแนวแกนได้ แต่หากสารปนเปื้อนเป็นฝุ่นเบา หรือละอองไอน้ำที่มีความชื้น พัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลังหรือแบบซี่ใบพัดหน้าตรงจะเหมาะสมในการใช้งานมากกว่า แต่ในกรณีที่สารปนเปื้อนมีลักษณะเป็นฝุ่น ซึ่งมีปริมาณหรือความเข้มข้นมาก เราควรใช้พัดลมแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดหน้าตรง
- 4) คุณลักษณะของสารปนเปื้อน ซึ่งเป็นตัวกำหนดชนิดของวัสดุที่นำมาสร้างพัดลม เช่น ถ้าสารปนเปื้อนมีความสามารถในการกัดกร่อนสูง พัดลมที่ใช้ควรสร้างจากโลหะผสม หรือ เหล็กแอสแตนเลส ซึ่งวัสดุทั้ง 2 ชนิดนี้ จะมีราคาค่อนข้างสูง ในบางกรณีอาจใช้พัดลมที่ทำจากไฟเบอร์กลาส หรือพลาสติกเสริมแรงก็ได้ ซึ่งมีราคาถูกกว่า นอกจากนี้ยังอาจใช้วัสดุเคลือบผิวเพื่อป้องกันการกัดกร่อนก็ได้ ซึ่งถือเป็นวิธีที่นิยมกันอย่างกว้างขวาง

5) อุณหภูมิของอากาศ ซึ่งเป็นตัวกำหนดชนิดของวัสดุที่นำมาสร้างพัฒม กล่าวคือ อากาศที่มีอุณหภูมิสูง จะส่งผลต่อความแข็งแรงต่อตัวพัฒมขณะทำงาน ดังนั้นการเลือก วัสดุที่นำมาทำเป็นส่วนประกอบของพัฒม จึงเป็นสิ่งที่ต้องให้ความสำคัญ

6) พื้นที่สำหรับการติดตั้งพัฒม ซึ่งเป็นตัวกำหนดขนาดหรือมิติ (Dimension) ของพัฒมที่ใช้รวมถึงความยากง่ายในการซ่อมแซม หากไม่มีการพิจารณาพื้นที่สำหรับติดตั้งพัฒม แล้ว อาจพบว่าพัฒมที่ได้ถูกเลือก ซึ่งคิดว่ามีประสิทธิภาพสูงสุดอาจไม่สามารถติดตั้งในบริเวณที่ต้องการได้ (ขนาดใหญ่เกินไป) หรือตำแหน่งช่องทางเข้าและออกของอากาศไม่เหมาะสม

7) ลักษณะของต้นกำลัง ที่ใช้ขับพัฒมโดยทั่วไปมักใช้มอเตอร์ไฟฟ้า โดยหากเป็นพัฒมขนาดเล็กผู้ผลิตมักติดมอเตอร์มาพร้อมกับพัฒม แต่หากเป็นพัฒมขนาดใหญ่ มอเตอร์ กับพัฒมจะแยกส่วนกัน โดยมอเตอร์สามารถถ่ายทอดกำลังขับพัฒมโดยตรง (Direct Drive) ซึ่งเป็นระบบที่ไม่ซับซ้อน แต่ความเร็วรอบของพัฒมจะเท่ากับความเร็วรอบของมอเตอร์ หรือสามารถถ่ายทอดกำลังขับให้พัฒมโดยทางอ้อมผ่านสายพานส่งกำลัง (Belt Drive) ซึ่งจะมี ความยุ่งยากกว่า แต่จะเหมาะสมกับระบบที่อาจมีการเปลี่ยนแปลงความต้องการของระบบ (อัตรา การไหลและความดัน) อันเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงกระบวนการ หรือการออกแบบหัวดูดใหม่

8) ข้อกำหนดเกี่ยวกับระดับเสียงที่เกิดจากการทำงานของพัฒม ซึ่งเป็น ตัวกำหนดชนิดของพัฒม หรือความเร็วรอบในการทำงานของพัฒม รวมถึงความจำเป็นในการใช้ อุปกรณ์ลดเสียงดังของพัฒม

ข้อมูลทั้ง 8 ประเภข้างต้น ใช้กำหนดชนิดของพัฒม วัสดุที่ใช้ทำพัฒม รวมถึงลักษณะของต้นกำลัง ที่ใช้ขับพัฒม ส่วนที่เหลือก็คือ ขนาดของพัฒม (Fan Size) ซึ่งหมายถึง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อพัฒม และมิติของล้อพัฒม รวมถึงขนาดของต้นกำลังขับ (แรงม้า เบรค) สิ่งเหล่านี้สามารถหา หรือเลือกได้จากพิคัสสมรรถนะของพัฒม (Fan Rating) ซึ่งกล่าวคือ แคตตาล็อกสำหรับการเลือกพัฒมจากผู้ผลิตนั่นเอง โดยการเลือกพัฒมจะอาศัยข้อมูลที่สำคัญ 2 ตัว ได้แก่ อัตราการไหลของอากาศ (Q) และความดันสถิตของพัฒม (FSP)

ในการคำนวณกำลังแรงของพัฒมจะใช้ค่าความดันสถิตของพัฒม (Fan Static Pressure, FSP) มีหน่วยเป็น in.wg หรือความดันรวมของพัฒม (Fan Total Pressure, FTP) มีหน่วย เป็น in.wg

ค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (21)

$$FSP = SP_{outlet} - SP_{inlet} - VP_{inlet} \quad (21)$$

โดย SP_{inlet} และ SP_{outlet} คือ ความดันสถิต (SP) ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ที่ทางเข้าและทางออก ตามลำดับ และ VP_{inlet} คือ ความดันจลน์ (VP) ที่ทางเข้าของระบบระบายอากาศเฉพาะที่

เนื่องจาก SP_{inlet} เป็นความดันสถิตที่คำนวณมาจากท่อ ข้องอ ฯลฯ ที่อยู่ก่อนทางเข้าของพัดลมจึงมีลักษณะของสูญญากาศจึงทำให้ค่านี้ติดลบเสมอ ส่วนค่า SP_{outlet} คำนวณจากส่วนท่อที่ต่อจากพัดลมจะมีค่าเป็นบวกเสมอ ดังนั้น $SP_{outlet} - SP_{inlet}$ มีค่าเป็นบวกเสมอ ส่วน VP_{inlet} ก็มีค่าเป็นบวกเช่นกัน

สำหรับความดันรวมของพัดลม (Fan Total Pressure: FTP) มีหน่วยเป็น in.wg เป็นความดันรวมของอากาศที่เพิ่ม เมื่ออากาศไหลผ่านพัดลม คำนวณได้จากสมการที่ (22)

$$FTP = TP_{outlet} - TP_{inlet} \quad (22)$$

โดย TP_{inlet} และ TP_{outlet} คือ ความดันรวม (TP) ที่ทางเข้าและทางออกของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ กำลังม้าของพัดลม (Brake Horse Power, BHP) คำนวณได้จากสมการที่ (23) มีหน่วยเป็น hp ซึ่งสามารถเปลี่ยนเป็น kW ได้โดยคูณด้วย 746

$$BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} \quad (23)$$

ค่า ME (Mechanical Efficiency) เป็นค่าประสิทธิภาพเชิงกลของพัดลม สามารถหาได้จากผู้ผลิต แต่ถ้าผู้ผลิตไม่ได้ให้ค่า ME อาจประมาณค่าได้จากตารางที่ 8

ตารางที่ 8 ค่าประสิทธิภาพเชิงกลของพัดลม โดยประมาณสำหรับพัดลมชนิดต่างๆ

ชนิดพัดลม	ค่าประสิทธิภาพเชิงกลของพัดลม (ME)
แบบซี่ใบพัดหน้าตรง (Radial Blade Fans)	0.65
แบบซี่ใบพัดโค้งหน้า (Forward Curve Blade Fans) และ แบบซี่ใบพัดเอียงหลัง (Backward Inclined Blade Fans)	0.70
แบบไหลตามแนวแกน (Axial Fan)	0.75

ที่มา: วันทนีย์ (2549)

4.4.4 อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ (Air-Cleaning Device)

อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ ทำหน้าที่กรองหรือดักสารปนเปื้อนในอากาศจากระบบออกก่อนปล่อยอากาศสู่ภายนอก อุปกรณ์ดังกล่าวมีหลายชนิดให้เลือกใช้ตามความเหมาะสม และข้อกำหนดสำหรับการทำความสะอาดอากาศ การเลือกใช้อุปกรณ์ทำความสะอาดขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการ เช่น ระดับความสะอาดของอากาศที่ต้องการหลังจากขจัดสารปนเปื้อนออก ปริมาณคุณลักษณะของสารปนเปื้อน และสภาพของอากาศในระบบนอกจากนั้นยังต้องพิจารณาในเรื่องความปลอดภัยจากการเกิดเพลิงไหม้และการระเบิดด้วย อุปกรณ์การทำความสะอาดแบ่งออกเป็นสองกลุ่มใหญ่ๆ คือ อุปกรณ์การทำความสะอาดอากาศสำหรับสารปนเปื้อนที่เป็นอนุภาค และอุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศสำหรับสารปนเปื้อนที่เป็นก๊าซและไอระเหย อุปกรณ์ทำความสะอาดมี 2 ชนิด คือ อุปกรณ์ทำความสะอาดสำหรับสารปนเปื้อนที่เป็นอนุภาค และอุปกรณ์ดักสารปนเปื้อนในสถานะก๊าซ ดังรายละเอียดต่อไปนี้

1) อุปกรณ์ทำความสะอาดสำหรับสารปนเปื้อนที่เป็นอนุภาค

อุปกรณ์ประเภทนี้แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ อุปกรณ์กรองอากาศ (Air Filter) และอุปกรณ์ดักฝุ่น (Dust collectors) อุปกรณ์กรองอากาศใช้ในกรณีที่มีความเข้มข้นของฝุ่นในอากาศต่ำ เช่น ระบบระบายอากาศและทำความเย็นภายในอาคาร เครื่องปรับอากาศ และเครื่องฟอกอากาศ ซึ่งความเข้มข้นของฝุ่นไม่เกิน 2 มิลลิกรัมต่อลูกบาศก์เมตร ซึ่งโดยทั่วไปมีค่าโดยประมาณ 0.2

มิลลิกรัมต่อลูกบาศก์เมตร และที่ความเข้มข้นฝุ่นในบรรยากาศในเมือง มีค่าประมาณ 87 ไมโครกรัมต่อลูกบาศก์เมตร (วันพี, 2549)

ในขณะที่อุปกรณ์ดันฝุ่นถูกออกแบบมาเพื่อใช้ในกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมซึ่งมีฝุ่นปริมาณมากเกิดขึ้น กล่าวคือความเข้มข้นของสารปนเปื้อนอาจสูงถึง 230 - 230,000 มิลลิกรัมต่อลูกบาศก์เมตร ดังนั้น อุปกรณ์ดันฝุ่นจะต้องสามารถจัดการกับฝุ่นที่มีความเข้มข้นสูงกว่าอุปกรณ์กรองอากาศถึง 100 - 20,000 เท่า

ในปัจจุบันอุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศขนาดเล็กและราคาถูก ถูกผลิตออกมาเพื่อการค้ามากมาย หลักการเลือกและการใช้งานของอุปกรณ์เหล่านี้เหมือนอุปกรณ์ขนาดใหญ่ทุกประการ อย่างไรก็ตาม เนื่องจากความต้องการของตลาดซึ่งเน้นที่ขนาดเล็ก ราคาถูก หาซื้อและติดตั้งได้ง่าย อุปกรณ์ที่มีในตลาดจึงเป็นประเภทที่ถูกออกแบบมาสำหรับงานเบาและโครงสร้างขนาดเล็ก จุดเด่นของอุปกรณ์เหล่านี้ในด้านการประหยัด คือ การหมุนเวียนอากาศกลับเข้ามาในระบบอีกซึ่งอาจไม่เหมาะสมในบางกรณี การนำมาใช้ต้องคำนึงถึงความปลอดภัยต่อสุขภาพ การเกิดเพลิงไหม้และการระเบิด เช่นเดียวกับระบบทำความสะอาดอากาศขนาดใหญ่

การเลือกอุปกรณ์ดักฝุ่น

อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศมีหลายแบบแตกต่างกันตามหลักการในการทำงาน อีกทั้งแตกต่างกันในเรื่องของประสิทธิภาพ ราคาอุปกรณ์และค่าติดตั้ง ค่าใช้จ่ายในการทำงานของเครื่องและค่าบำรุงรักษา พื้นที่สำหรับติดตั้ง การวางรูปแบบและวัสดุที่ใช้ในการทำอุปกรณ์ ดังนั้นในการเลือกอุปกรณ์เหล่านี้ควรขอคำแนะนำหรือปรึกษาผู้ผลิตด้วย และปัจจัยทั่วไปที่ควรพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์ในการทำความสะอาด มีดังนี้

ก. ความเข้มข้นของขนาดของสารปนเปื้อน สารปนเปื้อนในระบบระบายอากาศอาจมีความเข้มข้นและขนาดอนุภาคแตกต่างกันมาก เช่น มีความเข้มข้นตั้งแต่น้อยกว่า 230 มิลลิกรัมต่อลูกบาศก์เมตร ถึงมากกว่า 230 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร และอนุภาคอาจมีขนาด 0.5-100 ไมโครเมตรหรือใหญ่กว่า หากสารปนเปื้อนมีขนาดแตกต่างกันมากอาจต้องใช้อุปกรณ์ดักหรือกรองมากกว่าหนึ่งชนิด

ข. ประสิทธิภาพที่ต้องการ ในปัจจุบันยังไม่มีมาตรฐานซึ่งเป็นที่ยอมรับ สำหรับการทดสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์ดักฝุ่น จึงไม่สามารถเปรียบเทียบการทำงานของอุปกรณ์สองชนิดได้อย่างแม่นยำโดยการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของอุปกรณ์ที่ผู้ผลิตอ้าง การวัดการทำงานของอุปกรณ์เพียงอย่างเดียวที่วัดได้จริง คือ อัตราการปล่อยสารปนเปื้อนออกจากระบบซึ่งมีหน่วยวัดคือ มิลลิกรัมต่อลูกบาศก์เมตร ดังนั้น ในการเลือกจึงต้องคำนึงถึงคุณลักษณะต่างๆ ของอุปกรณ์ และต้องชั่งน้ำหนักระหว่างสิ่งเหล่านั้น เนื่องจากในอุปกรณ์หนึ่งอาจมีทั้งคุณลักษณะที่พึงประสงค์และไม่พึงประสงค์อยู่ด้วยกัน เช่น ประสิทธิภาพสูง ราคาแพงแต่ใช้พลังงานต่ำ เช่น high voltage electrostatic precipitators หรือ ประสิทธิภาพสูง ราคาปานกลาง เช่น bag house และ wet collectors หรือ เครื่องมือพื้นฐาน ราคาถูก เช่น Cyclone ถ้าเลือกสองประเภทแรกอาจต้องพิจารณาใช้เครื่องมือพื้นฐานควบคู่ไปด้วย เพื่อลดภาระของอุปกรณ์

2) อุปกรณ์ดักสารปนเปื้อนในสถานะก๊าซ

สารในสถานะก๊าซและไอระเหย เทคนิคที่ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อควบคุมสารปนเปื้อนเหล่านี้และนิยมใช้อย่างกว้างขวาง คือ การดูดซับ (Adsorption) การดูดซึม (Absorption) และการเผาด้วยความร้อนสูง (การทำปฏิกิริยาออกซิเดชัน)

2.1) การดูดซับ (Adsorption) เป็นกระบวนการซึ่งก๊าซหรือไอระเหยยึดเกาะอยู่บนพื้นผิวของวัสดุที่เป็นของแข็งและมีรูพรุนจำนวนมาก แรงยึดระหว่างโมเลกุลของสารและวัสดุดูดซับไม่แข็งแรงนัก คือ แรงแวนเดอร์วาลส์ การดูดซับเป็นกระบวนการทางกายภาพ ไม่มีปฏิกิริยาทางเคมีเกิดขึ้น โดยทั่วไปจึงเป็นกระบวนการที่สามารถย้อนกลับได้ สารที่นิยมใช้ในการดูดซับ ได้แก่ activated carbon, activated alumina, silica gel, fuller's earth และ molecular sieve

2.2) การดูดซึม (Absorption) เป็นกระบวนการถ่ายเทมวลสารจากอากาศสู่ของเหลวโดยสารที่ถูกดูดซึมนั้นจะถูกยึดจับไว้ในสารดูดซึม สารดูดซึมแยกสารปนเปื้อนออกจากอากาศโดยการละลายหรือโดยการทำปฏิกิริยาทางเคมีในขณะที่สัมผัสกับสารปนเปื้อนในอากาศ อุปกรณ์ดักสารปนเปื้อนชนิดนี้จึงถูกออกแบบเพื่อให้อากาศสัมผัสกับสารดูดซึม

2.3) การเผาไหม้ (Incineration) และออกซิเดชัน (Oxidation) อธิบายถึงกระบวนการเผาไหม้ การเผาไหม้เป็นกระบวนการทางเคมีซึ่งออกซิเจนทำปฏิกิริยากับสารต่างๆ และปล่อยความร้อนและแสงสว่างออกมา ในกระบวนการดังกล่าวสารระเหยอินทรีย์และอนุภาคอินทรีย์ทั้งหลายถูกเปลี่ยนเป็นคาร์บอนไดออกไซด์และไอน้ำ เป็นวิธีที่มีประสิทธิภาพมากในการ

กำจัดสารระเหยอินทรีย์ อุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมก๊าซโดยการเผาไหม้แบ่งออกเป็น 3 ประเภท คือ Thermal oxidizer Direct combustor และ Catalytic oxidizer

ความดันสูญเสียเนื่องจากการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์ทำความสะอาด

อุปกรณ์ทำความสะอาดทำหน้าที่กรองหรือขจัดสารปนเปื้อนในอากาศ ซึ่งท่อดูดอากาศดูดออกจากแหล่ง เพื่อให้อากาศมีคุณภาพในระดับที่ยอมรับได้ก่อนปล่อยออกสู่สิ่งแวดล้อมภายนอก ระบบต้องใช้พลังงานผลักดันให้อากาศเคลื่อนที่ผ่านอุปกรณ์นี้ด้วย ซึ่งพลังงานที่ต้องการนี้ขึ้น กับชนิดของอุปกรณ์ทำความสะอาด ดังตารางที่ 9 แสดงค่าพลังงานโดยประมาณที่ต้องการสำหรับอุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศชนิดต่างๆ ในหน่วย Pa

ตารางที่ 9 พลังงานที่ใช้ในการเคลื่อนอากาศผ่านอุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ

อุปกรณ์	พลังงาน (Pa)
Bag Filter	700 – 2,000
Cyclone	250 – 1,500
Electrostatic Precipitator	125 - 250
Scrubber	
- Packed tower	250 - 750
- Wet centrifugal or venture collector	500 – 1,500
Carbon adsorber	250 - 2500

ที่มา: วันทนีย์ (2549)

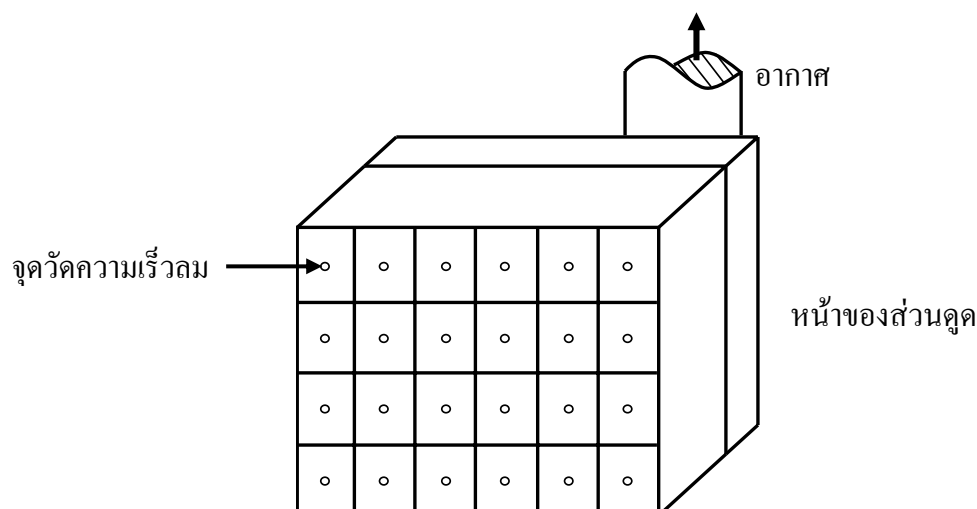
4.4.5 ปล่องระบายอากาศ (Stack)

ปล่องระบายอากาศ (Stack) เป็นส่วนสุดท้ายของระบบระบายอากาศเป็นทางออกของอากาศที่ผ่านการกำจัดสารปนเปื้อนออกแล้ว โดยวัตถุประสงค์ของการนำปล่องระบายอากาศมาใช้ก็เพื่อนำอากาศสะอาด (หรืออากาศปนเปื้อน) ที่ถูกดูดเข้าสู่ระบบระบายอากาศเฉพาะจุดออกไปทิ้งภายนอกตัวอาคาร หรือโรงงาน โดยอากาศที่ปล่อยออกจากปล่องระบายอากาศต้องสามารถแพร่กระจายไปได้ระยะทางมากพอที่จะไม่ก่อให้เกิดความรำคาญและส่งผลกระทบต่อผู้คนหรือสิ่งแวดล้อมในบริเวณใกล้เคียง (จัตรชัย, 2550)

5. การตรวจวัดความเร็วลมที่หัวดูดอากาศและความเร็วลมในท่อนำอากาศของระบายอากาศเฉพาะที่

5.1 การวัดความเร็วลมที่หัวดูดอากาศ

กำหนดจุดวัดที่บริเวณต่างๆ ที่หน้าของส่วนดูด (Hood face) หรือที่หน้าแผงของเครื่องเป่าอากาศ (Supply Air) ทั้งนี้โดยการแบ่งพื้นที่ของหน้าส่วนดูดหรือหน้าแผงของเครื่องเป่าอากาศออกเป็นพื้นที่ย่อย ซึ่งกระทำได้โดยการใช้ไม้บรรทัดหรือเทปที่กำหนดส่วนต่างๆ ของด้านกว้างและด้านยาวของส่วนดูด ความยาวของส่วนต่างๆ หรือระหว่างจุดศูนย์กลางของพื้นที่ย่อยแสดงตามภาพที่ 25



ภาพที่ 25 การแบ่งพื้นที่ของหน้าส่วนหัวคูดออกเป็นพื้นที่ย่อยและกำหนดจุดศูนย์กลางของพื้นที่ย่อยเป็นจุดวัดความเร็วลม

5.2 การวัดความเร็วลมในท่อ

แม้ว่าการตรวจวัดความเร็วลมหน้าหัวคูดอากาศ จะสามารถประมาณอัตราการไหลของอากาศเข้าสู่ระบบการทดสอบเป็นระยะๆ ได้ แต่ไม่สามารถบอกอัตราการไหลของอากาศภายในท่อได้อย่างแม่นยำเทียบเท่ากับค่าที่ได้จากการตรวจวัดความเร็วภายในท่อ โดยปกติเมื่อระบบระบายอากาศได้ถูกติดตั้งเรียบร้อยแล้ว จะมีการเจาะเพื่อทำช่องไว้ที่ท่อระบายอากาศ ทั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อที่จะใช้เป็นช่องสำหรับตรวจวัดความเร็วลมในท่อระบายอากาศ ในกรณีที่ไม่มีเตรียมช่องดังกล่าวไว้ ผู้ที่ทำการตรวจวัดหรือผู้ที่เกี่ยวข้องจะต้องเจาะท่อระบายอากาศเพื่อทำช่องดังกล่าว ตำแหน่งของช่องที่ท่อระบายอากาศสำหรับตรวจวัดความเร็วลมสามารถกำหนดได้ดังนี้

- 1) เมื่อพิจารณาดำเนินการของส่วนคูดเป็นหลัก ตำแหน่งของช่องเพื่อตรวจวัดความเร็วลมต้องอยู่ห่างจากส่วนคูดเป็นระยะทาง 3 ถึง 6 เท่า ของความยาวเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อตรง

2) เมื่อพิจารณาตำแหน่งการเปลี่ยนทิศทางของท่อระบายอากาศเป็นหลัก กรณีนี้ ตำแหน่งของช่องที่ท่อระบายอากาศเพื่อใช้ตรวจวัดความเร็วลมต้องอยู่ห่างจากตำแหน่งการเปลี่ยน ทิศทางของท่อ เช่น ที่รอยโค้งไปทางต้นลม (Upstream of Air) เป็นระยะทาง 2-3 เท่าของเส้นผ่าน ศูนย์กลางของท่อระบายอากาศ

วิธีการตรวจวัดความเร็วในท่อนำอากาศ ทำได้ดังนี้

- 1) เปิดช่องที่ได้เจาะไว้เพื่อใช้สำหรับตรวจวัดความเร็วลมในท่อระบายอากาศ
- 2) ดำเนินการตรวจวัดความเร็วลม โดยการเสียบส่วนรับการเคลื่อนไหวนำอากาศ (Sensor) เข้าไปในช่องและใช้ส่วนรับการเคลื่อนไหวนำอากาศนี้อยู่ในตำแหน่งที่สัมผัสกับทิศทาง เคลื่อนไหวนำอากาศได้เต็มที่ที่สุด ทั้งนี้โดยพิจารณาตัวเลขที่ค่อนข้างคงที่
- 3) ในกรณีที่ท่อระบายอากาศมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 3-6 นิ้ว ค่าความเร็วลมที่ได้จาก การวัดตามแนวขวางของท่อควรมีจำนวน 6 ค่า ทั้งนี้โดยการกำหนดจุดวัด 6 จุดห่างกันด้วย ระยะทางที่เหมาะสม
- 4) นำค่าความเร็วลมที่ได้ (6 หรือ 10 ค่า) มาหาค่าเฉลี่ยเพื่อเป็นตัวแทนของค่าความเร็ว ลมในท่อระบายอากาศ
- 5) หลังจากตรวจวัดความเร็วลมในท่อระบายอากาศเรียบร้อยแล้วจะต้องปิดช่องที่ใช้ ตรวจวัดนี้ให้สนิทเหมือนเดิม

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

รุ่งทิพย์ (2539) ได้ศึกษาประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ สำหรับงานเชื่อมโลหะ ด้วยไฟฟ้า โดยทำการศึกษาความเร็วลมหน้าท่อดูด (Face velocity) 3 ระดับ 50 150 และ 200 ฟุต ต่อนาที ท่อดูด (Hood) ออกแบบสร้างและทดลอง 4 ชนิด ได้แก่ ท่อดูดไม่ติดปีก, ท่อดูดติดปีก 90 องศา ท่อดูดติดปีก 60 องศา ท่อดูดติดปีก 45 องศา โดยเก็บข้อมูลเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการดูดเก็บ ปริมาณฟุ้งโลหะ ที่ระดับหายใจในสภาวะต่างๆ ผลการทดสอบ พบว่า ความเร็วลมหน้าท่อดูด

200 ฟุตต่อนาที มีปริมาณฟุมโลหะที่ระดับหายใจต่ำที่สุด และที่ความเร็วหน้าท่อดูด 50 ฟุตต่อนาที มีปริมาณฟุมโลหะ สูงสุดอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ($P < 0.001$) และจากการเปรียบเทียบตามชนิดของท่อดูด พบว่า ท่อดูดที่ติดปีก 90 องศา จะมีปริมาณฟุมโลหะที่ระดับหายใจต่ำที่สุด ส่วนท่อดูดที่ไม่ติดปีก จะมีปริมาณฟุมโลหะสูงสุด ที่ความเร็วลมหน้าท่อดูด 50 ฟุตต่อนาที แต่เมื่อมีการเพิ่มความเร็วหน้าท่อดูดเป็น 150 และ 200 ฟุตต่อนาที ท่อดูดที่ติดปีก 60 องศา หรือ 45 องศา จะมีปริมาณฟุมโลหะต่ำสุด ส่วนท่อดูดที่ไม่ติดปีก จะมีปริมาณฟุมโลหะสูงที่สุดอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ($P < 0.001$)

พฤกษ์ ศิริรัตนเศรษฐ์ (2546) ได้ศึกษาปริมาณสารอินทรีย์ระเหยที่เกิดขึ้นในอุตสาหกรรม การพิมพ์พลาสติก โดยพบว่าปัจจัยที่ส่งผลต่อปริมาณการเกิดสารอินทรีย์ระเหยที่เกิดขึ้นในโรงงาน คือ จำนวนสีที่ใช้พิมพ์ จำนวนเครื่องจักร และขนาดพื้นที่ของโรงงาน ตามลำดับ โดยที่ขนาดของพื้นที่โรงงานมีผลกระทบน้อยมาก ในโรงงานที่ใช้สีพิมพ์มากกว่า 2 สี และเครื่องจักรมากกว่า 1 เครื่อง พบว่าจะทำให้ปริมาณสารอินทรีย์มีค่าเกินกว่ามาตรฐานในการทำงาน ส่วนโรงงานที่ใช้สีพิมพ์น้อยกว่า 2 สี และเครื่องจักรน้อยกว่า 2 เครื่อง มีค่าความเข้มข้นของสารระเหยอินทรีย์ไม่เกินมาตรฐาน จากผลการทดลองสามารถสรุปได้ว่าโรงงานที่ใช้สีพิมพ์มากกว่า 2 สี และเครื่องจักรมากกว่า 1 เครื่อง จะต้องมีการบำบัดมลพิษทางอากาศ

สุรชาติ (2547) ได้ศึกษาประสิทธิภาพของการระบายก๊าซอันตรายในห้องปฏิบัติการเคมี โดยศึกษาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการประเมินประสิทธิภาพ เช่น ความดันสถิต ความดันเนื่องจากความเร็ว อัตราการไหล ความเร็วของอากาศในท่อ ผลการวิเคราะห์พบว่า ระบบท่อที่มีการใช้งานอยู่ต้องการพัดลมที่มีกำลังขับ 1 BHP และสามารถสร้างความเร็วในการจับอนุภาคที่ 150 fpm ณ ที่ท่อดูดอากาศจับ ในสภาวะดังกล่าวระบบระบายอากาศสามารถทำงานได้อย่างเพียงพอ เมื่อเปรียบเทียบกับระบบพัดลมที่ติดตั้งอยู่ ณ ปัจจุบัน ซึ่งมีขนาด 2.7 BHP และสามารถสร้างความเร็วในการจับอนุภาคที่ 267 fpm ณ ที่ท่อดูดอากาศจับ พบว่า ระบบพัดลมดังกล่าวมีการออกแบบเกินความจำเป็น และมีขนาดใหญ่เกินมาตรฐานตามทฤษฎีอยู่ 170 % ถึงแม้ว่าการออกแบบเกินความจำเป็นนี้ไม่มีปัญหาในแง่การระบายก๊าซอันตราย แต่ระบบจะใช้พลังงานไฟฟ้าเกินความจำเป็น อีกทั้งยังอาจก่อให้เกิดปัญหาต่อการสมดุลการไหลของอากาศในกรณีในห้องปฏิบัติการนั้นมีการปรับอากาศด้วย

ปิยมาส (2550) ได้ศึกษาประสิทธิภาพระบบระบายอากาศเฉพาะที่บริเวณที่มีการบัดกรีด้วย ลวดตะกั่วในอุตสาหกรรมผลิตชิ้นส่วนอุปกรณ์ไฟฟ้ายานยนต์ โดยการประเมินคุณภาพของอากาศ และศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ (เฉพาะจุดที่พนักงานได้ ร้องเรียน) โดยปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพของอากาศคือ ความเร็วในการจับอนุภาคที่หน้าระบบ ระบายอากาศและกำลังขับของพัดลม จากการวัดและวิเคราะห์พบว่า ความเข้มข้นของตะกั่วในพื้นที่ ทำงานและใกล้เคียง มีค่าต่ำกว่าค่าความเข้มข้นเฉลี่ยตลอดระยะเวลาทำงานปกติ (8 ชั่วโมงต่อวัน) นอกจากนี้ยังพบว่าความเร็วในการจับอนุภาคที่หน้าระบบระบายอากาศและขนาดกำลังขับพัดลม ณ สภาวะที่ใช้งาน มีค่า 257 fpm และ 0.4 hp ตามลำดับ ซึ่งสูงกว่าที่มาตรฐาน ACGIH ได้กำหนดไว้ สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ในงานบัดกรี นั่นคือ ระบบระบายอากาศทำงานดี และสามารถที่จะควบคุมปริมาณของตะกั่วได้ตลอดระยะเวลาการทำงาน

อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

1. เครื่องวัดความเร็วลมมัลติฟังก์ชัน ยี่ห้อ Testo รุ่น Testo 435 ประเทศเยอรมัน ดังแสดงในภาพที่ 26



ภาพที่ 26 เครื่องมือ Testo 435

2. เครื่องมือวัดความดันเนื่องจากความเร็วลม ท่อพีท็อต Type S ดังแสดงในภาพที่ 27



ภาพที่ 27 เครื่องมือท่อพีท็อต Type S

3. เครื่องมือวัดความดันสถิต Manometer รุ่น APX Instrument Metoring Consol XC-572
ประเทศสหรัฐอเมริกา ดังแสดงในภาพที่ 28



ภาพที่ 28 เครื่องมือวัดความดันสถิต Manometer

4. ปัมป์เก็บตัวอย่างอากาศ รุ่น GIL AIR-3 ประเทศสหรัฐอเมริกา ดังแสดงในภาพที่ 29



ภาพที่ 29 ปัมป์เก็บตัวอย่างอากาศ

5. หลอดเก็บตัวอย่างอากาศ Charcoal Tube ดังแสดงในภาพที่ 30



ภาพที่ 30 หลอดเก็บตัวอย่างอากาศ

6. เครื่องมือวิเคราะห์คุณภาพอากาศ (Gas Chromatography) รุ่น Chrompack CP 9000 ดังแสดงในภาพที่ 31

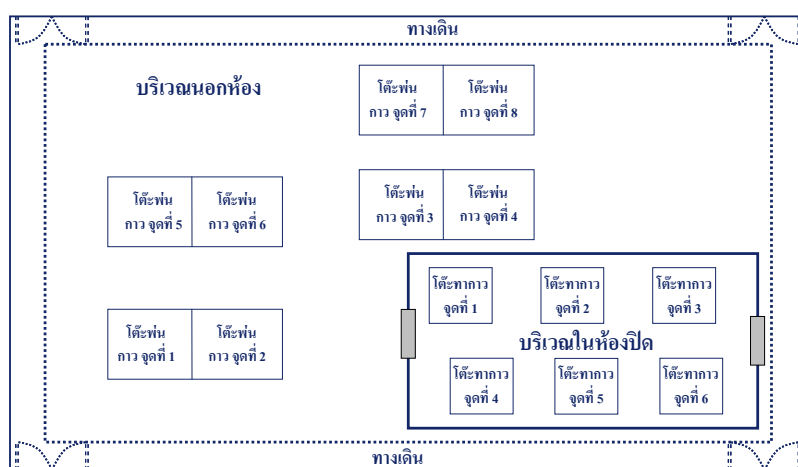


ภาพที่ 31 เครื่องมือ Gas Chromatography

วิธีการ

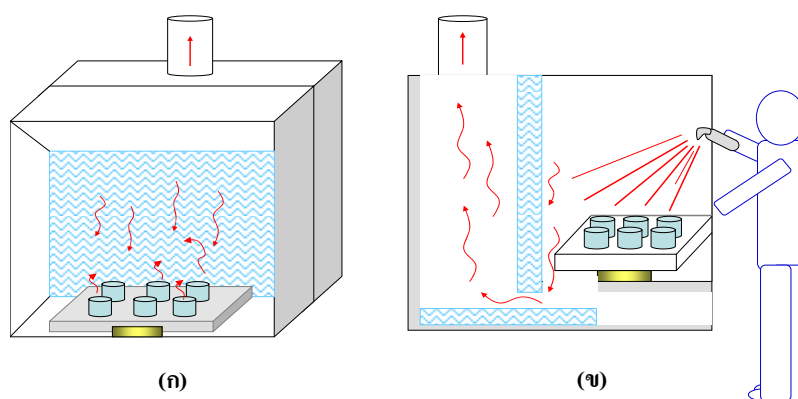
กระบวนการที่ศึกษาในงานวิจัยนี้ คือ บริเวณกระบวนการเคลือบกาว ที่อยู่ในอาคารโรงงานที่มีกำแพงเป็นผนังอาคารและมีประตูขนาดใหญ่ 4 บานที่เปิดโล่งตลอดเวลาขณะทำงาน โดยกระจายอยู่รอบตัวอาคารแห่งนี้ ภายในอาคารมีห้องปิด ที่มีประตูทางเข้า-ออก 2 ทาง ที่ปิดตลอดเวลาการทำงานจำนวน 1 ห้อง กระบวนการเคลือบกาวในอาคารแห่งนี้ (ดังภาพที่ 32) ประกอบไปด้วย 2 บริเวณ คือ บริเวณนอกห้องใช้สำหรับกระบวนการพ่นกาว และในห้องปิด ใช้สำหรับกระบวนการทา กาว ในกระบวนการพ่นกาวมีโต๊ะปฏิบัติงานตั้งอยู่ทั้งหมด 8 จุด โดยจุดที่ 1 3 5 และ 7 เป็นจุดที่มีการพ่นกาวสีเทา และโต๊ะปฏิบัติงานสำหรับจุดที่ 2 4 6 และ 8 เป็นจุดที่มีการพ่นกาวสีดำ ซึ่งแต่ละโต๊ะจะมีระบบระบายอากาศเฉพาะที่ 1 ชุด นอกจากนี้ เนื่องจากประตูใหญ่ 4 บาน ที่เปิดโล่งตลอดเวลา ทำให้บริเวณนอกห้องนี้มีการระบายอากาศแบบธรรมชาติร่วมด้วย

กระบวนการทา กาว ที่ตั้งอยู่ในห้องปิดในอาคารแห่งนี้ ประกอบด้วยจุดปฏิบัติงานทั้งหมด 6 จุด โดยจุดที่ 1 2 และ 4 จะเป็นการใช้ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ร่วมกัน 1 ชุด โดยมีหัวดูดอากาศ 3 หัว สำหรับแต่ละจุดที่มีท่ออากาศเดียวกัน และใช้พัดลม 1 ตัว (ในที่นี้เรียกว่าระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 1) และจุดที่ 3 5 และ 6 จะเป็นการใช้ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ร่วมกัน 1 ชุด (ในที่นี้เรียกว่าระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 2) เช่นกัน ซึ่งกระบวนการทา กาวจะอยู่ในห้องที่ไม่มีลมพัดผ่านเข้าและออก มีเพียงท่อแอร์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5 นิ้ว จำนวน 6 ท่อ ที่เป่าลมเย็นออกมายังผู้ปฏิบัติงานเท่านั้น



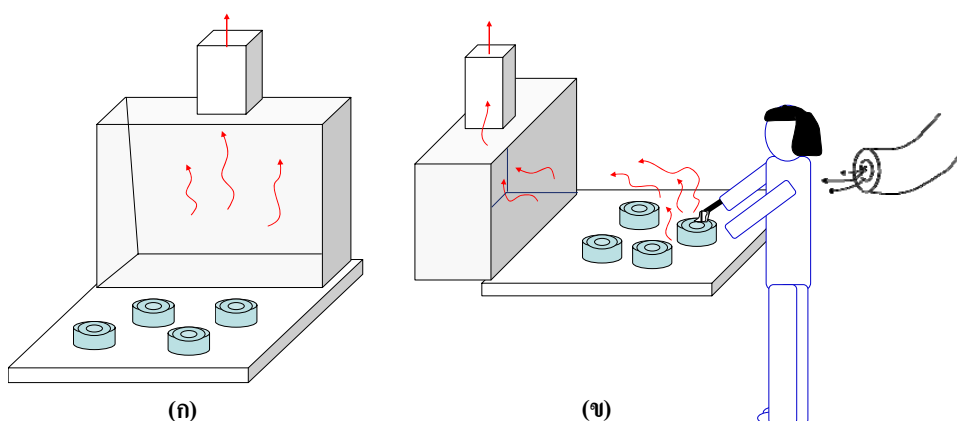
ภาพที่ 32 แผนผังตำแหน่งจุดปฏิบัติงานของพนักงานที่ทำงานในกระบวนการเคลือบกาวในอาคาร

แห่งหนึ่ง โดยการตากวทำในห้องปิด และการพ่นกวทำในบริเวณที่อยู่นอกห้องปิดนี้ แต่ละจุดที่พนักงานปฏิบัติงานในกระบวนการพ่นกว ลักษณะของหัวคูอากาศเป็นชนิดปิดล้อม และเป็นการยื่นปฏิบัติงาน (ภาพที่ 33) โดยพนักงานยืนด้านหน้าหัวคู และพ่นกวไปยังชิ้นงานที่วางเรียงอยู่บนถาด



ภาพที่ 33 ตัวอย่างภาพ (ก) ด้านหน้า และ (ข) ด้านข้างหัวคูอากาศชนิดปิดล้อมที่ใช้ในจุดปฏิบัติงานสำหรับกระบวนการพ่นกว

แต่ละจุดที่พนักงานปฏิบัติงานในกระบวนการตากว ลักษณะของหัวคูอากาศเป็นชนิดภายนอก และเป็นการยื่นปฏิบัติงาน (ภาพที่ 34) โดยพนักงานยืนด้านหน้าหัวคู และตากวไปยังชิ้นงานที่วางเรียงอยู่บนโต๊ะปฏิบัติงาน

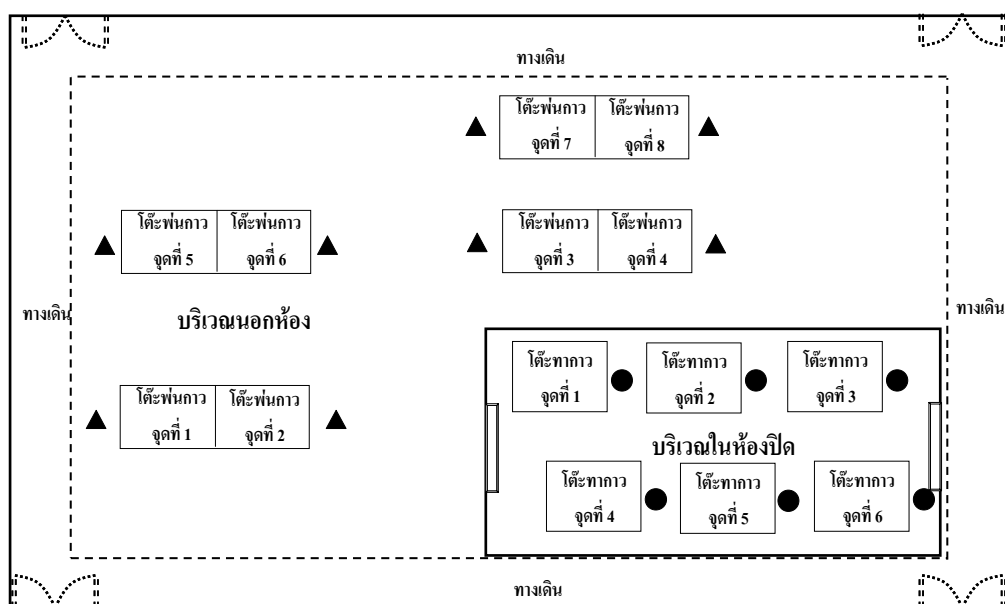


ภาพที่ 34 ตัวอย่างภาพ (ก) ด้านหน้า และ (ข) ด้านข้างหัวคูอากาศชนิดภายนอกที่ใช้ในจุดปฏิบัติงานสำหรับกระบวนการตากว ลมเย็นจากท่อเป่าบริเวณด้านหลังพนักงานไปยังด้านหัวคูอากาศ

การตรวจวัดความเข้มข้นของสารอินทรีย์ระเหยง่ายในพื้นที่ทำงาน

ความเข้มข้นของสารระเหยง่ายวัดจากตัวอย่างอากาศที่เก็บจากบริเวณที่ผู้ปฏิบัติงานได้รับสัมผัสด้วยเครื่อง Gas Chromatography จุดวัดความเข้มข้นคือตำแหน่งที่พนักงานยืนปฏิบัติงานอยู่จริงและกำลังทำงาน โดยสูงจากพื้นดิน 150 cm ตัวอย่างอากาศที่เก็บจึงเป็นอากาศในบริเวณระหว่างช่วงอกถึงศีรษะ เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้เก็บตัวอย่างสาร ไซลีน โทลูอิน เป็นไปตามวิธีของ NIOSH Method หมายเลข 1501 และของสาร MIBK เป็นไปตามวิธีของ NIOSH Method หมายเลข 1300 หลอดเก็บตัวอย่างอากาศ Charcoal tube ติดไว้บริเวณปกคอเสื้อใกล้ที่พนักงานหายใจเข้าไปต่อเข้ากับปั๊มดูดอากาศซึ่งติดตั้งบริเวณเอวของพนักงาน อัตราการดูดอากาศที่ใช้เท่ากับ 0.20 ลิตรต่อนาที ระยะเวลาการเก็บตัวอย่างอากาศ คือ 4 ชั่วโมง ขณะเก็บตัวอย่างอากาศนี้ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ได้เปิดใช้งานตามปกติ

บริเวณจุดเก็บตัวอย่างอากาศที่ผู้ปฏิบัติงานแสดงในภาพที่ 35 ในระบบการพ่นกาว ความเข้มข้นของ MIBK จะวัดที่โต๊ะปฏิบัติงานพ่นกาวที่ 1 3 5 และ 7 ในขณะที่ความเข้มข้นของ ไซลีน และโทลูอิน จะวัดที่โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 2 4 6 และ 8 สำหรับกระบวนการทากาว ความเข้มข้นของสาร 3 ชนิด จะวัดทุกจุดปฏิบัติงาน

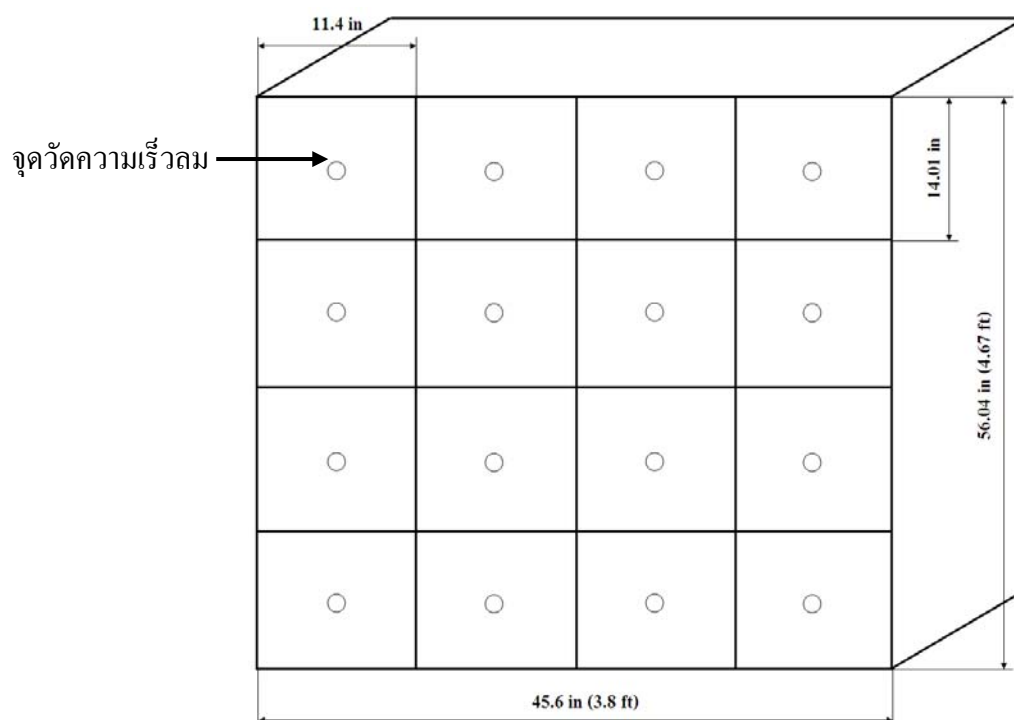


ภาพที่ 35 ตำแหน่งที่ใช้เก็บตัวอย่างอากาศ ซึ่งเป็นตำแหน่งเดียวกับที่พนักงานยืนปฏิบัติงานพ่นกาว (▲) และทากาว (●)

การตรวจวัดความเร็วลมและความดันของระบายอากาศเฉพาะที่

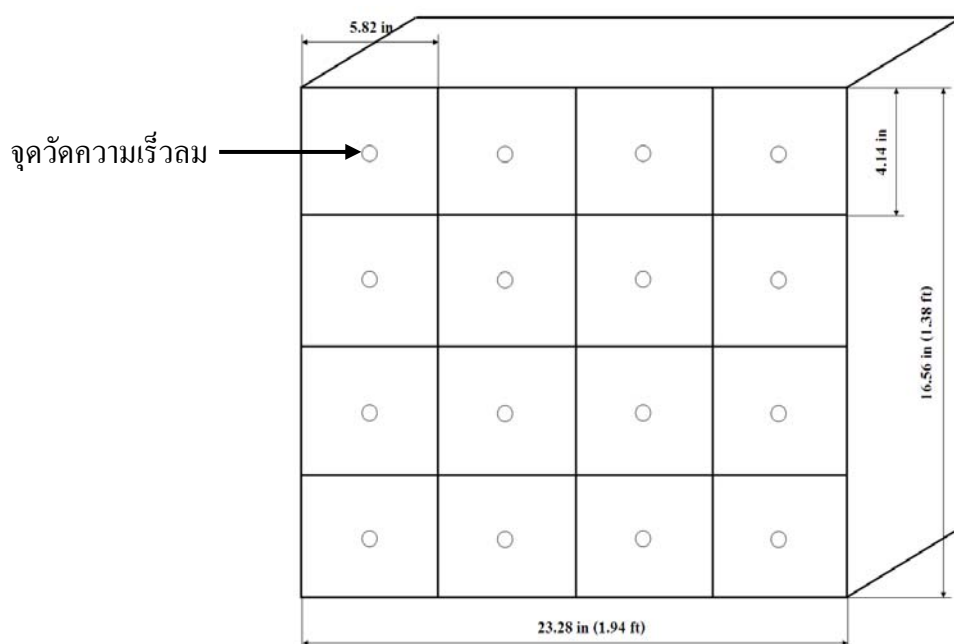
การตรวจวัดความเร็วลม

สำหรับหัวดูดปิดล้อม ที่ใช้กระบวนการพ่นกาว ซึ่งในที่นี้ใช้มีขนาดกว้าง 3.8 ฟุต ยาว 4.67 ฟุต การวัดความเร็วลมด้านหน้าของหัวดูด (Face Velocity) ทำได้โดยการแบ่งพื้นที่หน้าหัวดูดอากาศออกเป็นช่องเล็กๆ จำนวน 16 ช่อง ที่มีขนาดกว้าง 11.4 นิ้ว และยาว 14.01 นิ้ว ดังแสดงในภาพที่ 36 จากนั้นวัดความเร็วลมด้วยเครื่องมือวัดความเร็วลม ณ จุดศูนย์กลางของพื้นที่ย่อยในแต่ละช่อง (แสดงด้วยสัญลักษณ์วงกลม) แล้วนำมาคำนวณหาค่าเฉลี่ยของความเร็วลมหน้าหัวดูด



ภาพที่ 36 การแบ่งพื้นที่ของด้านหน้าหัวดูดอากาศชนิดปิดล้อม ขนาดกว้าง 3.8 ฟุต ยาว 4.67 ฟุต ที่ใช้เพื่อปฏิบัติงานสำหรับการพ่นกาวโดยได้แบ่งเป็น 16 ช่อง ที่มีขนาดกว้าง 11.4 นิ้ว และยาว 14.01 นิ้ว วงกลมแสดงตำแหน่งที่วัดความเร็วลม

สำหรับหัวดูดภายนอก ที่ใช้กระบวนการทากาว ซึ่งในที่นี้ใช้มีขนาดกว้าง 1.94 ฟุต ยาว 1.38 ฟุต การวัดความเร็วจับยึดของหัวดูด (Capture Velocity) ทำได้โดยการแบ่งพื้นที่หน้าหัวดูดอากาศออกเป็นช่องเล็กๆ จำนวน 16 ช่อง ที่มีขนาด กว้าง 5.82 นิ้ว และยาว 4.14 นิ้ว ดังแสดงในภาพที่ 37 จากนั้นวัดความเร็วลมด้วยเครื่องมือวัดความเร็วลม ณ จุดศูนย์กลางของพื้นที่ย่อยในแต่ละช่อง (แสดงด้วยสัญลักษณ์วงกลม) แล้วนำมาคำนวณหาค่าเฉลี่ยของความเร็วลมจับยึด



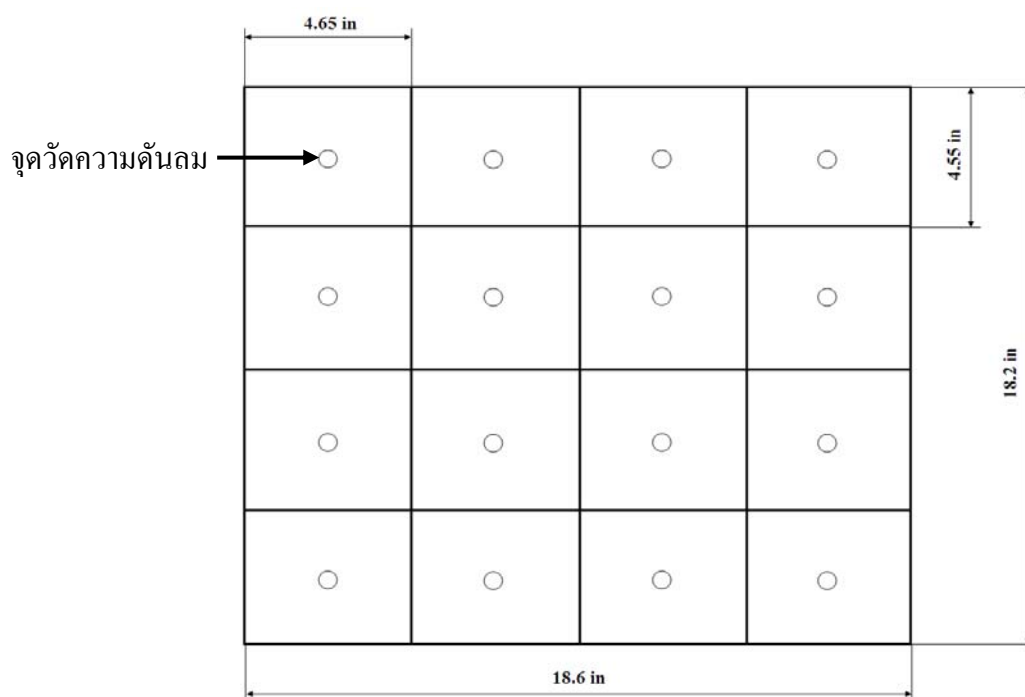
ภาพที่ 37 การแบ่งพื้นที่ของด้านหน้าหัวดูดอากาศชนิดภายนอก ขนาดกว้าง 1.94 ฟุต ยาว 1.38 ฟุต ที่โต๊ะปฏิบัติงาน สำหรับการพ่นกาวโดยได้แบ่งเป็น 16 ช่อง ที่มีขนาดกว้าง 5.82 นิ้ว และยาว 4.14 นิ้ว วงกลมแสดงตำแหน่งที่วัดความเร็วลม

การตรวจวัดความดันในท่อ

เนื่องจากถูกจำกัดด้วยขนาดพื้นที่ทำงาน จึงทำให้ผู้วิจัยไม่สามารถวัดความดันในท่อของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาวได้ (ทั้งก่อนเข้าและที่ทางออกของพัดลม) แต่ผู้วิจัยสามารถวัดความดันสถิตและความดันรวมในท่อนำอากาศที่ทางเข้าและทางออกของพัดลมของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาวได้ โดยระบบระบายอากาศเฉพาะที่ทั้งสองชุดของกระบวนการนี้ได้ใช้ท่อนำอากาศขนาดเท่ากันและมีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้า คือ

กว้าง 18.2 นิ้ว ยาว 18.6 นิ้ว การวัดความดันในท่อทำได้โดยการแบ่งพื้นที่ของหน้าตัดท่อออกเป็นช่องเล็กๆ จำนวน 16 ช่อง ที่มีขนาด 4.65×4.55 นิ้ว (แสดงในภาพที่ 38)

ตำแหน่งที่เจาะรูท่อนำอากาศเพื่อวัดความดันบริเวณทางเข้าและออกจากพัดลม อยู่ห่างกัน 0.6 เมตรในแนวดิ่ง โดยเจาะเพียง 1 รู ที่ผนังท่อนำอากาศที่อยู่ใกล้ทางเข้าพัดลมและเจาะเพิ่มอีก 1 รู ที่ผนังท่อที่อยู่ใกล้ทางออกของพัดลมมากที่สุด จากนั้นใช้เครื่องมือวัดความดันท่อพีทोट Type S สอดเข้าไปในท่อนำอากาศ แล้วทำการต่อปลายของท่อนี้เข้ากับเครื่องมือวัดความดันมาโนมิเตอร์ เพื่อวัดค่าความดันรวมและความดันสถิตที่ทุกตำแหน่ง (วงกลมในภาพที่ 38) แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย ซึ่งผลต่างของค่าทั้งสองเท่ากับค่าความดันจลน์



ภาพที่ 38 การแบ่งพื้นที่หน้าตัดของท่อสี่เหลี่ยม ที่ใช้เป็นท่อนำอากาศที่ใช้ในกระบวนการตากาว โดยในที่นี้ได้แบ่งพื้นที่หน้าตัดของท่อขนาดกว้าง 18.6 นิ้ว ยาว 18.2 นิ้ว ได้แบ่งเป็น 16 ช่อง สัญลักษณ์ (○) แสดงจุดวัดความดันสถิตและความดันรวม

การตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาวและทา กาว

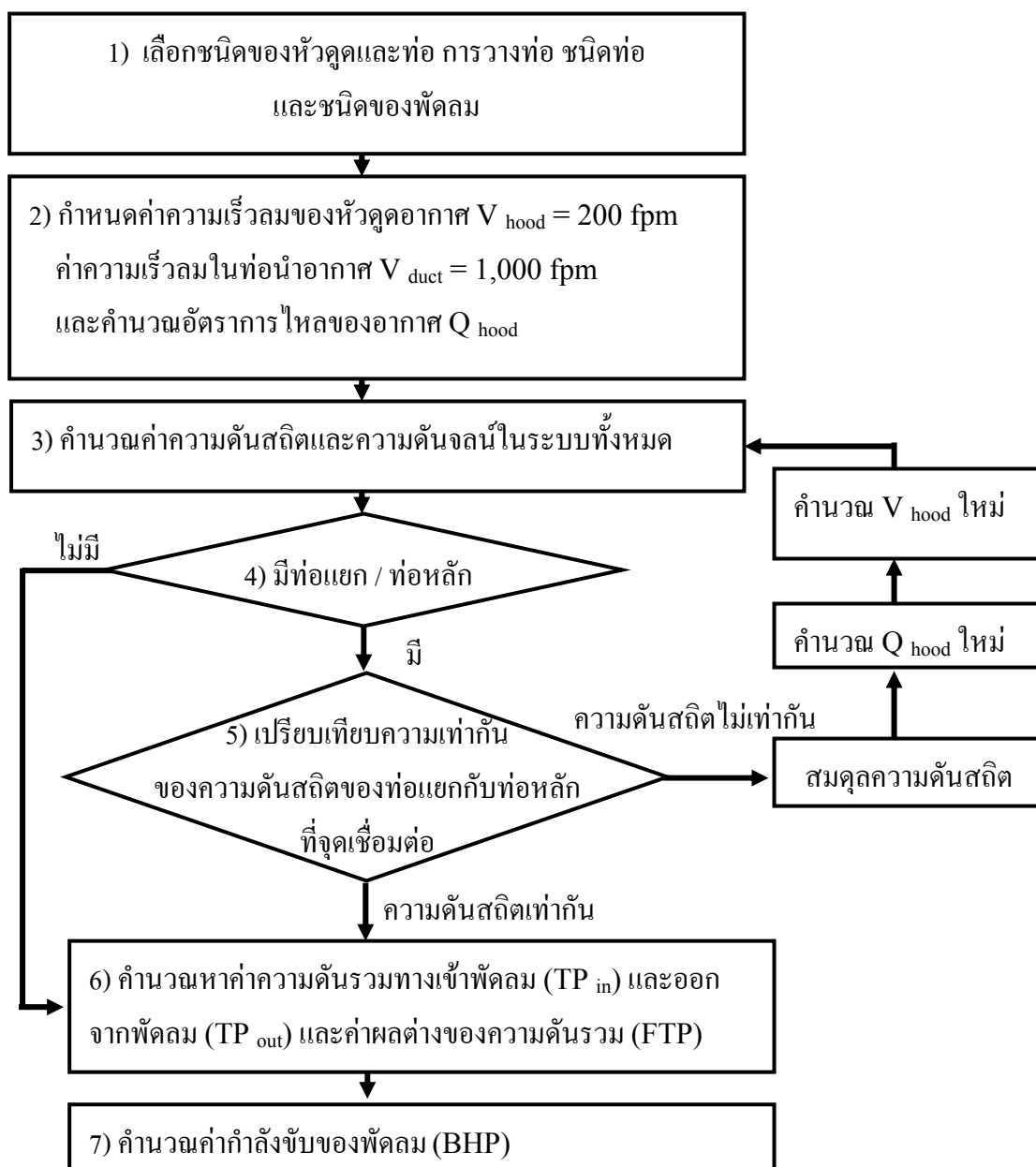
การประเมินประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ทั้งกระบวนการพ่นกาว และกระบวนการทา กาว การตรวจสอบจะครอบคลุมหัวดูดอากาศ ท่อนำอากาศ อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ และพัดลม โดยสามารถแบ่งเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรกพิจารณาลักษณะภายนอกของระบบระบายอากาศในที่นี้หมายถึง ชนิดหัวดูดอากาศ การวางระบบท่อ ชนิดของอุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ และชนิดของพัดลม ส่วนที่ 2 เป็นการเปรียบเทียบความเร็วลมที่วัดได้ คือ ความเร็วด้านหน้าของหัวดูดชนิดปิดล้อม (สำหรับกระบวนการพ่นกาว) และความเร็วจับยึดของหัวดูดอากาศชนิดภายนอก (สำหรับกระบวนการทา กาว) กับค่าความเร็วลมที่กำหนดโดย ACGIH (American Conference of Government Industrial Hygienists, 2001) สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้กับก๊าซ ไอระเหย ซึ่ง ACGIH ได้กำหนดไว้ให้ค่าความเร็วทั้ง 2 ชนิด มีค่าเป็น 200 fpm และส่วนที่ 3 เป็นการเปรียบเทียบกำลังขับของพัดลม สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการพ่นกาว จะเป็นการเปรียบเทียบกำลังขับพัดลมที่อ่านได้จากฉลากที่ติดที่ตัวพัดลม กับกำลังขับที่คำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Government Industrial Hygienists, 2001) ที่เป็นที่ยอมรับ โดยใช้ข้อมูลจากระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่มีใช้ในปัจจุบัน ยกเว้นค่าความเร็วด้านหน้าหัวดูดที่ ACGIH ได้กำหนดเป็น 200 fpm สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการทา กาว จะเป็นการเปรียบเทียบกำลังขับพัดลมที่ได้จากการวัดความดันสถิต และความดันรวม กับค่ากำลังขับพัดลมที่ได้จากการคำนวณตาม ACGIH (American Conference of Government Industrial Hygienists, 2001) โดยใช้ข้อมูลจากระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่มีใช้ในปัจจุบัน ยกเว้นค่าความเร็วจับยึดที่ ACGIH ได้กำหนดเป็น 200 fpm

การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาวและทา กาว

ในที่นี้การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ทั้งกระบวนการพ่นกาวและทา กาว ได้ใช้มาตรฐาน ACGIH (American Conference of Government Industrial Hygienists, 2001)

ขั้นตอนการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ เป็นดังภาพที่ 39 โดยขั้นตอนการออกแบบเริ่มต้นจากการกำหนดชนิดของหัวดูดและท่อ การวางท่อ ชนิดของพัดลม และค่าพารามิเตอร์ตามมาตรฐาน ACGIH ที่เกี่ยวข้องได้แก่ ความเร็วลมหน้าหัวดูดอากาศ (V_{hood}) และความเร็วลมในท่อ

(V_{duct}) ให้เหมาะสมกับชนิดของสารปนเปื้อน จากนั้นนำมาคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศที่เข้าหัวดูด และขนาดของท่อนำอากาศ ซึ่งพิจารณาได้จากแคลคูลัสท่อจากผู้ผลิต นำมาคำนวณหาค่าความดันสถิตและความดันจลน์ในระบบทั้งหมด กรณีมีการเชื่อมต่อของท่อแยกต่างๆ เข้ากับท่อหลัก จะต้องทำการตรวจสอบว่าค่าความดันสถิตที่จุดเชื่อมต่อมีค่าเท่ากันหรือไม่ กรณีที่พบว่าบริเวณที่ท่อทั้ง 2 ที่มาเชื่อมต่อกันมีความดันสถิตไม่เท่ากัน ต้องทำการสมดุลความดันสถิตของท่อแยกที่มาต่อเข้ากับท่อหลักให้มีค่าเท่ากันก่อน ส่งผลให้ความเร็วจับยึด และอัตราการไหลสุดท้ายของบางหัวดูดมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อได้ค่าต่างๆ แล้วให้นำไปคำนวณหาความดันรวมของพัดลม ซึ่งนำไปใช้หาค่ากำลังขับของพัดลมที่เหมาะสม ซึ่งเป็นลำดับสุดท้ายของการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ การเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายที่เกิดจากการออกแบบต่างๆ ทำได้โดยผู้วิจัยได้ติดต่อขอราคาจากบริษัท ไทยสุมิคอล จำกัด ทางโทรศัพท์



ภาพที่ 39 ขั้นตอนการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ที่ครอบคลุมหัวดูดอากาศ ระบบ
การวางท่อ และกำลังขับของพัดลม

ผลและวิจารณ์

1. ผลการตรวจวัดความเข้มข้นของสารเคมีระเหยง่ายบริเวณพื้นที่ปฏิบัติงานของกระบวนการเคลือบแก้ว

จากการที่พนักงานได้มีการร้องเรียนที่มีปัญหาอาการทางด้านสุขภาพของการปฏิบัติงานในกระบวนการเคลือบแก้วนั้น ทางโรงงานได้มีการติดตั้งระบบระบายอากาศเฉพาะที่ขึ้น และผู้วิจัยได้ดำเนินการตรวจวัดความเข้มข้นของสารเคมีทั้ง 3 ชนิดในทั้ง 2 กระบวนการ ในขณะที่ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ยังทำงานอยู่ ณ ตำแหน่งที่พนักงานปฏิบัติงานจริง และสูงจากระดับพื้นดิน 150 เซนติเมตร ผลการตรวจวัดความเข้มข้นของสารอินทรีย์ระเหยง่ายทั้ง 3 ชนิด เป็นดังในตารางที่ 10 โดยพบว่าทุกจุดที่มีการพ่นแก้วและทาแก้วนั้น ค่าความเข้มข้นของสารไซลีน โทลูอิน และ MIBK มีค่าต่ำกว่ามาตรฐานอย่างมาก ที่กำหนดโดยประเทศไทยและมาตรฐานของ OSHA ทั้งสิ้น โดยมาตรฐานของประกาศกระทรวงมหาดไทย เรื่อง ความปลอดภัยในการทำงานเกี่ยวกับภาวะแวดล้อม (สารเคมี) ได้กำหนดค่ามาตรฐานความปลอดภัยในการทำงานเกี่ยวกับภาวะแวดล้อมในสารเคมี ไซลีน โดยกำหนดค่าไม่เกิน 100 ppm และสารโทลูอินกำหนดค่าไม่เกิน 200 ppm (ราชกิจจานุเบกษา, 2520) และ OSHA กำหนดค่า MIBK ไม่เกิน 50 ppm (OSHA PELs Reported, 1910) ดังนั้นจึงถือได้ว่าพื้นที่ปฏิบัติงานกระบวนการเคลือบแก้วสำหรับการพ่นแก้วและทาแก้วถือว่าปลอดภัย

ถึงแม้ว่าค่าความเข้มข้นของสารเคมีที่วัดได้จะมีค่าต่ำ แต่พนักงานยังมีการร้องเรียนเกี่ยวกับปัญหาด้านสุขภาพของพนักงาน ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้เข้าไปทำการสัมภาษณ์พนักงานที่ปฏิบัติงานในกระบวนการพ่นแก้ว และทาแก้ว โดยพบว่ากระบวนการทั้งสองยังคงก่อให้เกิดปัญหาด้านสุขภาพแก่พนักงานอยู่ เช่น ระบายเคืองที่ระบบทางเดินหายใจ และเวียนศีรษะ เป็นต้น ดังแสดงในตารางที่ 10 และตารางที่ 11 ตามลำดับ นอกจากนี้ยังพบว่าบางพื้นที่ก่อให้เกิดอาการเหล่านั้นที่รุนแรงหนักขึ้น คือ โต๊ะพ่นแก้วจุดที่ 1 และโต๊ะทาแก้วจุดที่ 1 และ 6

ตารางที่ 10 แสดงความเข้มข้นของสารไซลีน โทลูอิน และ MIBK ที่วัดตามจุดต่างๆ

จุดที่ทำการตรวจวัด	ความเข้มข้นที่วัดได้ (ppm)		
	ไซลีน ¹	โทลูอิน ¹	MIBK ²
บริเวณกระบวนการพ่นกาว			
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 1	-	-	3.46
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 2	2.89	7.73	-
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 3	-	-	1.27
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 4	5.91	11.9	-
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 5	-	-	10.9
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 6	1.75	4.99	-
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 7	-	-	6.23
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 8	3.68	8.16	-
บริเวณกระบวนการทากาว			
โต๊ะทากาวจุดที่ 1	2.08	5.56	1.67
โต๊ะทากาวจุดที่ 2	0.82	2.47	1.65
โต๊ะทากาวจุดที่ 3	0.35	1.67	1.67
โต๊ะทากาวจุดที่ 4	2.98	13.5	3.18
โต๊ะทากาวจุดที่ 5	1.56	3.15	0.3
โต๊ะทากาวจุดที่ 6	2.06	5.16	1.07

- หมายเหตุ 1. ประกาศกระทรวงมหาดไทย (2522) เรื่องความปลอดภัยในการทำงานเกี่ยวกับภาวะแวดล้อม (สารเคมี) กำหนดให้ค่าความเข้มข้นของไซลีน ตลอดระยะเวลาการทำงานตามปกติต่ำกว่า 100 ppm และความเข้มข้นของโทลูอินต้องต่ำกว่า 200 ppm
2. OSHA (1910) กำหนดให้ค่าความเข้มข้นของ MIBK ในสถานที่ทำงานต้องต่ำกว่า 50 ppm

ตารางที่ 11 สรุปผลการสัมภาษณ์พนักงานที่ปฏิบัติงานในกระบวนการฟ่นกาว

ลำดับ	เพศ	อายุ (ปี)	น้ำหนัก (กก.)	อายุงาน (ปี)	อาการด้านสุขภาพ		
					ไซลีน	โทลูอิน	MIBK
1	ชาย	21	55	2 ปี	ระคายเคือง การหายใจ	ระคายเคืองการ การหายใจ ปวด ศีรษะ วิงเวียน ศีรษะ มึนงง	ระคายเคืองการ หายใจ เจ็บคอ ไอ
2	ชาย	28	60	2 ปี	-	มึนงง	ไอ
3	ชาย	31	58	1 ปี	-	-	เจ็บคอ
4	ชาย	23	53	3 ปี	หายใจติดขัด	วิงเวียนศีรษะ คลื่นไส้	คลื่นไส้ เจ็บคอ ไอ อาเจียน
5	ชาย	24	65	1 ปี	-		เจ็บคอ ไอ เบื่อ อาหาร
6	ชาย	25	55	2 ปี	หายใจติดขัด	ปวดศีรษะ วิงเวียนศีรษะ คลื่นไส้ มึนงง	คลื่นไส้ เชื้องซึม เจ็บคอ
7	ชาย	34	80	1 ปี	-	ปวดศีรษะ	
8	ชาย	28	65	3 ปี	-	ปวดศีรษะ วิงเวียนศีรษะ	เจ็บคอ

ตารางที่ 12 สรุปผลการสัมภาษณ์พนักงานที่ปฏิบัติงานในกระบวนการทากาว

ลำดับ	เพศ	อายุ (ปี)	น้ำหนัก (กก.)	อายุ งาน (ปี)	อาการด้านสุขภาพ		
					ไซลีน	โทลูอิน	MIBK
1	หญิง	23	49	2 ปี	หายใจติดขัด	วิงเวียนศีรษะ	เจ็บคอ
2	หญิง	19	53	5 เดือน	-	คลื่นไส้	คลื่นไส้ เจ็บคอ เบื่ออาหาร
3	หญิง	24	62	2 ปี	ระคายเคือง การหายใจ	ระคายเคืองการ หายใจ ปวดศีรษะ วิงเวียนศีรษะ มึน งง	ระคายเคืองการ หายใจ เจ็บคอ
4	หญิง	25	50	1 ปี	หายใจติดขัด	-	เจ็บคอ เบื่ออาหาร
5	หญิง	18	48	7 เดือน	-	-	เจ็บคอ
6	หญิง	25	52	6 เดือน	-	-	เจ็บคอ เบื่ออาหาร
7	หญิง	28	54	3 ปี	ระคายเคือง การหายใจ หายใจติดขัด	ระคายเคืองการ หายใจ ปวดศีรษะ วิงเวียนศีรษะ คลื่นไส้ มึนงง	ระคายเคืองการ หายใจ คลื่นไส้ เซื่องซึม เจ็บคอ ไอ อ่อนเพลีย เหนื่อยง่าย
8	หญิง	29	59	1 ปี	-	ปวดศีรษะ	เจ็บคอ เบื่ออาหาร

นอกจากนี้จากตารางที่ 11 และ 12 พบว่าผู้ที่ปฏิบัติงานทุกคน จะมีอาการสุขภาพที่มีสาเหตุจากสาร MIBK ทั้งสิ้น กล่าวคือ เจ็บคอ และไอ ซึ่งอาการเหล่านี้จะไม่พบ เมื่อพนักงานสัมผัสสารไซลีน และโทลูอิน นอกจากนี้ยังพบอีกว่าอายุงานของพนักงานก่อให้เกิดปัญหาสุขภาพจากการได้รับสารเคมีทั้ง 3 ชนิดมากขึ้น โดยที่พนักงานที่มีอายุงาน 2 ปีขึ้นไป จะเกิดอาการจากการได้รับและสัมผัสสารเคมีไซลีน โทลูอิน และ MIBK ทั้ง 3 ชนิดร่วมกัน หรือ 2 ชนิดร่วมกัน คือ อาการระคายเคืองการหายใจ ปวดศีรษะ วิงเวียนศีรษะ เจ็บคอ และไอ ในขณะที่มีอายุงานไม่ถึง 1 ปี จะมีอาการสุขภาพเพียงอย่างเดียวหรือ 2 อย่าง เช่น โทลูอิน หรือ MIBK อย่างไรก็ตามผู้ปฏิบัติงานทุกคนจะเริ่มมีอาการด้านสุขภาพที่จุดปฏิบัติงานไปแล้ว 2 – 3 ชั่วโมง และอาการดังกล่าวจะหายไปถ้าพนักงานได้หยุดพัก 1 หรือ 2 วัน ดังนั้นในช่วงสัปดาห์ของการทำงาน ผู้ปฏิบัติงานจะยังมีการเหล่านี้อยู่แต่ยังคงสามารถปฏิบัติงานได้

จากการสอบถามแพทย์ผู้ผ่านการอบรมด้านอาชีวเวชศาสตร์ และตรวจสอบเอกสารข้อมูลความปลอดภัยของตัวทำละลายอินทรีย์ทั้ง 3 ชนิด พบว่าการระคายเคืองการหายใจ ปวดศีรษะ วิงเวียนศีรษะ ไอ เจ็บคอ เป็นอาการของผู้ที่มีสารเคมีทั้ง 3 ชนิดอยู่ในร่างกาย ถ้าหลีกเลี่ยงการสัมผัสตัวทำละลายอินทรีย์นานพอ ร่างกายจะสามารถขับออกมาทางเหงื่อหรือปัสสาวะได้ (ประสงค์และไมตรี, 2544) และพนักงานจะมีอาการดีขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับข้อมูลที่ได้รับจากการสัมภาษณ์ข้างต้น

จากผลการตรวจสอบในขณะที่ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ทำงาน ความเข้มข้นทุกจุดที่วัดได้มีค่าต่ำ บ่งบอกถึงคุณภาพของอากาศ ณ จุดปฏิบัติงานที่ยอมรับได้สำหรับการทำงาน 8 ชั่วโมง ซึ่งตรงข้ามกับผลการสัมภาษณ์พนักงานที่บ่งบอกว่าปัญหาด้านสุขภาพยังคงมี นั่นแสดงว่าพนักงานยังคงได้รับสารเคมีทั้ง 3 ชนิดนี้อยู่ขณะทำงาน ซึ่งอาจจะมีสาเหตุมาจากระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ดังนั้นขั้นตอนต่อไปเป็นการตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ติดตั้งที่จุดทำงานทุกจุด

2. การตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการพ่นกาว และทาขาว

2.1 ตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการพ่นกาว

ในกระบวนการพ่นกาว มีโต๊ะปฏิบัติงานทั้งหมด 8 จุด คือ จุดที่ 1 3 5 และ 7 เป็นจุดที่พ่นกาวสีเทา และโต๊ะที่ 2 4 6 และ 8 เป็นจุดที่พ่นกาวสีดำ ซึ่งแต่ละโต๊ะจะมีระบบระบายอากาศเฉพาะที่ 1 ชุด จึงทำให้มีหัวดูด 8 ตัว และพัดลมทั้งหมด 8 ตัว สำหรับการตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว จะตรวจสอบทั้งกระบวนการของระบบระบายอากาศ โดยครอบคลุมหัวดูดอากาศ อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ ท่อนำอากาศ พัดลม และการวางระบบท่อ ผลการตรวจสอบดังแสดงในตารางที่ 13 โดยที่ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาวทั้ง 8 จุดปฏิบัติงานเป็นชนิดเดียวกันทุกประการ

หัวดูดอากาศ (Hood) ที่ใช้ทั้ง 8 โต๊ะปฏิบัติงานล้วนเป็นหัวดูดชนิดปิดล้อม ซึ่งมีความเหมาะสมเพราะติดตั้งครอบแหล่งกำเนิดสารปนเปื้อนเอาไว้ เพื่อให้สารปนเปื้อนถูกกักเอาไว้ภายในหัวดูด และต้องการปริมาณอากาศค่อนข้างน้อยซึ่งทำให้ใช้พลังงานน้อยด้วย ส่วนลักษณะของหัวดูดแบบปิดล้อม ก็มีความเหมาะสมสะดวกต่อการปฏิบัติงานของพนักงานในการยกถาดชิ้นงานในหัวดูด การยื่นพ่นกาว และการยกถาดชิ้นงานออก

อุปกรณ์ทำความสะอาด (Air cleaning device) ที่ใช้ทั้ง 8 โต๊ะปฏิบัติงานเป็นชนิด Wet Scrubber ซึ่งมีความเหมาะสม เพราะเป็นระบบที่ให้อากาศสกปรกสัมผัสกับน้ำเพื่อช่วยในการกำจัดการฟุ้งกระจายของกาวที่ถูกพ่นออกมา

ท่อนำอากาศ (Ducts) ที่ใช้ทั้ง 8 โต๊ะปฏิบัติงาน บริเวณทางเข้าพัดลมเป็นท่อเหล็กดำ และออกจากพัดลมเป็นเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี ซึ่งเหมาะสมและสามารถใช้งานได้กับไอระเหย ทั้ง 3 ชนิด ที่ไม่กัดกร่อน ท่อนำอากาศบริเวณทางเข้าพัดลมเป็นท่อที่มีหน้าตัดวงกลมทำให้การกระจายความเร็วภายในท่อเป็นไปอย่างสม่ำเสมอทั่วหน้าตัด จึงเป็นรูปแบบท่อที่เหมาะสม ในขณะที่ท่อนำอากาศที่ออกจากพัดลมมีลักษณะหน้าตัดแบบสี่เหลี่ยม ทำให้การกระจายความเร็วลมในท่อไม่ดีก่อให้เกิดการตกค้างของสารเคมีในท่อ หรือทำให้ต้องใช้กำลังขับพัดลมสูงขึ้นและมีการทำความสะอาดบ่อยครั้ง จึงไม่เหมาะสม ควรเปลี่ยน

ชนิดของพัดลม (Fan) ที่ติดตั้งทั้ง 8 โต๊ะปฏิบัติงาน เป็นแบบไหลตามแนวแกน ซึ่งไม่เหมาะสมกับชนิดของสารปนเปื้อนที่มีความชื้นปน เพราะระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในปัจจุบันจะติดตั้งหลังมาน้ำ ทำให้สารระเหยที่ถูกดูดเข้าไปมีความชื้นปนอยู่

ตารางที่ 13 แสดงผลการตรวจสอบของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว
ที่โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 1 – 8

พารามิเตอร์	ระบบปัจจุบัน
ชนิดของหัวดูด (Hood)	- หัวดูดแบบปิดล้อมที่มีการติดตั้งในปัจจุบัน ขนาดกว้าง × ยาว เท่ากับ 4.67 ฟุต × 3.8 ฟุต มีความเหมาะสมและสะดวกต่อการปฏิบัติงานของพนักงาน เช่น การยกถาดชิ้นงานในหัวดูด การยื่นพ่นกาว และ การยกถาดชิ้นงานออก
ท่อนำอากาศ (Ducts)	- ประเภทของท่อนำอากาศที่ใช้บริเวณทางเข้าพัดลมเป็นท่อเหล็กดำ และออกจากพัดลมใช้เป็นเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี ซึ่งเหมาะสมและสามารถใช้งานได้กับไอระเหยทั้ง 3 ชนิดที่ไม่กัดกร่อน - รูปแบบของท่อที่ใช้ ท่อนำอากาศบริเวณทางเข้าพัดลมเป็นท่อที่มีหน้าตัดวงกลมทำให้การกระจายความเร็วภายในท่อเป็นไปอย่างสม่ำเสมอทั่วหน้าตัด และท่อนำอากาศออกจากพัดลม มีลักษณะหน้าตัดแบบสี่เหลี่ยม ทำให้การกระจายความเร็วลมในท่อไม่ดี ก่อให้เกิดการตกค้างของสารเคมีในท่อ หรือทำให้ต้องใช้กำลังขับพัดลมสูงขึ้น และมีการทำความสะอาดท่อบ่อยครั้ง - ขนาดของท่อนำอากาศบริเวณทางเข้าพัดลม มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 20.26 นิ้ว และออกจากพัดลมมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 16.43 นิ้ว
อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ (Air cleaning device)	- เป็นชนิด Wet Scrubber ซึ่งมีความเหมาะสม โดยการไหลของน้ำเกิดจากการเคลื่อนที่โดยใช้ปั๊ม การให้อากาศสกปรกสัมผัสกับน้ำ ก็เพื่อช่วยในการกำจัดการฟุ้งกระจายของกาว
พัดลม (Fan)	- พัดลมชนิดไหลตามแนวแกน ขนาด 1 hp อาจมีความไม่เหมาะสมกับชนิดของสารปนเปื้อนที่มีความชื้นปน

ตารางที่ 13 (ต่อ)

พารามิเตอร์	ระบบปัจจุบัน
การวางระบบท่อ	- การวางระบบท่อ ตำแหน่งการวางท่อดูดอากาศ ท่อนำอากาศ อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศและพัดลม พบว่ามีลักษณะการวางระบบท่อและอุปกรณ์ต่างๆ มีความเหมาะสมเนื่องจากเป็นแบบหัวดูดเดี่ยว

หมายเหตุ ที่โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 1-8 ให้ผลการตรวจสอบเหมือนกันทุกประการ

ค่าความเร็วด้านหน้าหัวดูดอากาศของระบบระบายอากาศทั้ง 8 โต๊ะ เป็นดังแสดงในตารางที่ 14 โดยพบว่าค่าความเร็วที่ได้มีค่าต่ำกว่ามาตรฐาน ACGIH (American Conference of Government Industrial Hygienists, 2001) ที่ได้แนะนำว่าควรเท่ากับ 200 fpm ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้พนักงานได้รับสัมผัสสารและเกิดปัญหาด้านสุขภาพดังกล่าว และจากการประเมินอย่างหยาบที่หน้างานไม่พบรอยรั่วที่ท่อนำอากาศบริเวณทางเข้าพัดลม นั้นแสดงว่าค่าความเร็วลมที่ต่ำนี้ไม่ได้เกิดจากท่อนำอากาศรั่ว แต่เป็นการยืนยันว่าระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่เป็นอยู่ในปัจจุบันไม่เป็นไปตามมาตรฐาน ACGIH

นอกจากนี้เมื่อคำนวณตามวิธีของ ACGIH โดยใช้ความเร็วลมด้านหน้า 200 fpm ขนาดของท่อ รวมทั้งการวางท่อ ชนิดหัวดูดอากาศ อุปกรณ์ทำความสะอาดอากาศ และชนิดพัดลม ยังคงเป็นไปตามที่ใช้ในปัจจุบัน พบว่ากำลังขับพัดลมของโต๊ะพ่นกาวทั้ง 8 จุด มีค่าอยู่ระหว่าง 1.18 – 1.44 hp (0.88 – 1.07 kW) ซึ่งสูงกว่าค่ากำลังขับของพัดลมที่อ่านได้จากตัวมอเตอร์ด้านข้างของพัดลม (1 hp หรือ 0.75 kW) บ่งบอกว่าขนาดของมอเตอร์ที่ใช้ในปัจจุบันมีขนาดเล็กเกินไป ไม่สามารถทำให้เกิดความเร็วลมด้านหน้าที่เท่ากับ 200 fpm ได้ และจากการคำนวณโดยใช้ท่อในระบบปัจจุบันนี้ที่ความเร็วลมด้านหน้า 200 fpm พบว่าทำให้ค่าความเร็วลมในท่อสูงกว่า 1,000 fpm จึงเป็นสาเหตุให้กำลังขับพัดลมสูงขึ้น ดังนั้นอาจเป็นไปได้ว่าการเพิ่มขนาดของท่อจะช่วยลดการสูญเสียของพลังงานและทำให้กำลังขับของพัดลมลดลงได้ โดยที่ยังคงรักษาความเร็วลมด้านหน้าให้เท่ากับ 200 fpm

ตารางที่ 14 เปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการ
 ฟั่นกาว (8 โต๊ะฟั่นกาว) ทั้งที่วัดได้จริงจากระบบปัจจุบันกับที่ได้ตามมาตรฐาน
 ACGIH (American Conference of Government Industrial Hygienists, 2001)

โต๊ะฟั่นกาว	ความเร็วด้านหน้า (V_{face} , fpm)		กำลังขับของพัดลม (BHP , hp)	
	ที่วัดได้จริง	มาตรฐาน ¹	ที่ใช้ในปัจจุบัน ²	มาตรฐาน ^{1,3}
		ACGIH		ACGIH
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 1	42.7	200	1	1.29
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 2	59.1	200	1	1.29
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 3	73.8	200	1	1.39
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 4	57.5	200	1	1.39
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 5	63.0	200	1	1.40
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 6	77.2	200	1	1.43
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 7	50.8	200	1	1.44
โต๊ะฟั่นกาวจุดที่ 8	66.9	200	1	1.18

หมายเหตุ : ¹ มาจาก ACGIH (2001)

² กำลังขับของพัดลมที่แสดง ได้จากฉลากด้านข้างของมอเตอร์พัดลม

³ กำลังขับของพัดลมที่คำนวณโดยใช้ความเร็วด้านหน้า 200 fpm ตามที่ ACGIH
 แนะนำสำหรับลักษณะการทำงานของหัวดูดปิดล้อมแบบห้องพ่นสี

2.2 ผลการตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการทากาว

ในกระบวนการทากาว มีโต๊ะปฏิบัติงานทั้งหมด 6 จุด คือ จุดที่ 1 – 6 โดยใช้คนในการ
 ทากาว ซึ่งโต๊ะปฏิบัติงานทั้ง 6 จุด จะมีหัวดูดอากาศทั้งหมด 6 หัว โดยที่โต๊ะปฏิบัติงานที่ 1 2 และ 4
 จะเป็นการใช้ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ร่วมกัน 1 ชุด ที่มีการใช้พัดลม 1 ตัว (เป็นระบบระบาย
 อากาศชุดที่ 1) และโต๊ะปฏิบัติงาน 3 5 และ 6 ก็จะมีการใช้ระบบระบายอากาศร่วมกันเป็นอีก 1 ชุด
 และมีการใช้พัดลม 1 ตัว (เป็นระบบระบายอากาศชุดที่ 2) สำหรับการตรวจสอบระบบระบายอากาศ
 เฉพาะที่ของกระบวนการทากาว จะตรวจสอบทั้งกระบวนการของระบบระบายอากาศ

โดยครอบคลุมหัวดูดอากาศ ท่อนำอากาศ พัดลม และการวางระบบท่อ ผลการตรวจสอบดังแสดงในตารางที่ 15 โดยที่ระบบระบายอากาศทั้ง 2 ชุด เหมือนกันทุกประการ ยกเว้นความยาวของท่อ

หัวดูดอากาศ (Hood) ที่ใช้ทั้ง 6 โต๊ะปฏิบัติงาน พบว่าเป็นหัวดูดชนิดภายนอก ทำให้ต้องใช้อัตราการไหลของอากาศมากในการดึงสารปนเปื้อนเข้าสู่หัวดูดอากาศ

ท่อนำอากาศ (Ducts) ที่ใช้ของระบบระบายอากาศทั้ง 2 ชุด บริเวณทางเข้าและออกจากพัดลมล้วนเป็นแบบเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี ซึ่งเหมาะสมและสามารถใช้งานได้กับไอระเหยทั้ง 3 ชนิด ที่ไม่กัดกร่อน ท่อนำอากาศทั้งบริเวณทางเข้าและออกจากพัดลม เป็นท่อที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยม ทำให้การกระจายความเร็วลมในท่อไม่ดีก่อให้เกิดการตกค้างของสารเคมีในท่อ หรือทำให้ต้องใช้กำลังขับพัดลมสูงขึ้น และมีการทำความสะอาดท่อบ่อยครั้ง จึงไม่เหมาะสม ควรเปลี่ยน

ชนิดของพัดลม (Fan) ที่ติดตั้งที่ระบบระบายอากาศทั้ง 2 ชุด ในปัจจุบันเป็นแบบแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลัง ซึ่งมีความเหมาะสมสามารถลำเลียงอากาศในปริมาณมาก และมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง

การวางระบบท่อ พบว่ามุมเชื่อมต่อระหว่างท่อแยกกับท่อหลักทำมุม 90 องศา และท่อแยกที่ต่อเข้ากับท่อหลักในลักษณะสมมาตร มุมรวมของท่อแยกเท่ากับ 180 องศา ส่งผลให้เกิดความต้านทานและความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 15 แสดงผลการตรวจสอบของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากาว
ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4

พารามิเตอร์	ระบบปัจจุบัน
ชนิดของhood (Hood)	- ลักษณะของhoodอากาศ เป็นhoodชนิดภายนอกแบบ Side draft Hood ขนาดกว้าง × ยาว เท่ากับ 1.94 ฟุต × 1.38 ฟุต ซึ่งลักษณะของhoodภายนอกทำให้ต้องใช้อัตราการไหลของอากาศมากในการดึงสารปนเปื้อนเข้าสู่hood
ท่อนำอากาศ (Ducts)	- ชนิดของท่อนำอากาศที่ใช้บริเวณทางเข้าและออกจากพัดลม ล้วนเป็นท่อที่ทำจากเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี ซึ่งเหมาะสมสามารถใช้งานได้กับไอระเหยทั้ง 3 ชนิด ที่ไม่กัดกร่อน - รูปแบบหน้าตัดของท่อที่ใช้บริเวณทางเข้าและออกจากพัดลม เป็นท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยม ซึ่งทำให้การกระจายความเร็วลมในท่อไม่ดี ก่อให้เกิดการตกค้างของสารเคมีในท่อ หรือทำให้ต้องใช้กำลังขับพัดลมสูงขึ้น และมีการทำความสะอาดบ่อยครั้ง - ขนาดของท่อนำอากาศหลังhood เท่ากับ 11.37 นิ้ว ท่อนำอากาศบริเวณทางเข้าและออกจากพัดลม มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 20.11 นิ้ว
พัดลม (Fan)	- พัดลมชนิดแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลัง ขนาด 2 hp ซึ่งมีความเหมาะสมสามารถลำเลียงอากาศในปริมาณมาก และมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง
การวางระบบท่อ	- การวางระบบท่อ พบว่า มีรูปแบบการวางท่อที่ไม่เหมาะสม คือ ท่อแยก (C-D) ต่อเข้ากับท่อหลักในลักษณะมุมเชื่อมต่อ 90 องศา ซึ่งเป็นการเชื่อมต่อที่ไม่ดี และท่อแยก D-E กับท่อแยก A-E ต่อเข้ากับท่อหลักในลักษณะสมมาตรที่มีมุมรวมของท่อแยกทั้งสอง เท่ากับ 180 องศา ซึ่งเป็นมุมมองรวมของท่อแยกที่ไม่ดี ส่งผลให้เกิดความต้านทานและความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มขึ้น

หมายเหตุ ระบบระบายอากาศที่โต๊ะตากาว 3 5 และ 6 ให้ผลการตรวจสอบเหมือนกันทุกประการ

ในการตรวจสอบค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ทำได้โดยการเปรียบเทียบค่าความเร็วจับยึด และกำลังขับของพัดลมที่วัดได้จริงกับค่าที่คำนวณตามมาตรฐาน ACGIH ดังแสดงในตาราง 16 โดยพบว่าค่าความเร็วจับยึดของหัวดูด ทั้ง 6 โถ๊ะ ต่ำกว่า 200 fpm ซึ่งเป็นคำแนะนำของ ACGIH สำหรับการทำงานของหัวดูดภายนอกที่ใช้กับการแพร่กระจายของสารปนเปื้อนด้วยความเร็วต่ำสู่อากาศภายนอกที่เคลื่อนที่เล็กน้อย ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้พนักงานได้รับสัมผัสสารและเกิดปัญหาด้านสุขภาพดังกล่าว

ค่ากำลังขับพัดลมที่วัดได้จริง หมายถึง ค่ากำลังขับพัดลมที่อ่านได้จากค่า FTP ซึ่งหาได้จากค่าความดันสถิตและความดันรวมที่วัดได้จริง โดยพบว่าค่ากำลังขับพัดลมที่วัดได้จริงนี้ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 1 และ 2 มีค่าเป็น 1.62 hp (1.028 kW) และ 1.32 hp (984 W) ตามลำดับ ค่าทั้งสองนี้มีค่าต่ำกว่าค่ากำลังขับพัดลมที่อ่านได้จากฉลากมอเตอร์พัดลม (2 hp)

สำหรับค่ากำลังขับพัดลมที่คำนวณตามวิธีของ ACGIH (ACGIH, 2001) โดยใช้ข้อมูลจากระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน ยกเว้นค่าความเร็วลมจับยึดที่เปลี่ยนเป็น 200 fpm ตามที่ ACGIH ได้กำหนด นอกจากนี้ ACGIH (2001) ได้แนะนำให้ทำสมดุลความดันสถิตของจุดเชื่อมต่อของท่อแยกกับท่อหลักต่างๆ เพื่อรักษาความสามารถในการดึงสารปนเปื้อนของหัวดูดให้เป็นไปตามที่ออกแบบไว้ ผลการทำสมดุลได้ว่าอัตราการไหลของอากาศที่หัวดูดมีค่าสูง ทำให้ความเร็วจับยึดของหัวดูดอากาศหมายเลข 2 3 4 และ 5 มีค่าสูงกว่า 200 fpm ที่ได้กำหนดไว้ก่อนการทำสมดุล และค่ากำลังขับของพัดลมที่ได้มีค่าเท่ากับ 1,300 hp (969.8 kW) และ 1,268.30 hp (946.2 kW) ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 1 และ 2 ตามลำดับ ซึ่งในตลาดเชิงพาณิชย์ไม่สามารถหาซื้อได้ และค่ากำลังขับพัดลมที่สูงมากเกินไปพบว่ามีสาเหตุจากการใช้หัวดูดภายนอกและระบบการวางท่อ ซึ่งได้กล่าวโดยละเอียดในหัวข้อการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่

ตารางที่ 16 เปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการ
ทากาว (โต๊ะทากาว) ที่วัดได้จริงจากระบบปัจจุบันกับที่ได้ตามมาตรฐาน ACGIH
(American Conference of Government Industrial Hygienists, 2001)

พารามิเตอร์	ระบบระบายอากาศ ชุดที่ 1 ⁽⁴⁾		ระบบระบายอากาศ ชุดที่ 2 ⁽⁴⁾	
	ค่าที่วัดได้	จำนวน มาตรฐาน ACGIH ⁽⁵⁾	ค่าที่วัดได้	จำนวน มาตรฐาน ACGIH ⁽⁵⁾
อัตราการไหลของ อากาศที่หัวดูด (Q, cfm)	Q ₁ = 1,177.19 ⁽¹⁾ Q ₂ = 1,658.61 ⁽¹⁾ Q ₄ = 1,481.50 ⁽¹⁾ Q _{Total} = 4,317.3 ⁽¹⁾	14,055 18,271 17,944 50,270	Q ₃ = 1,177.19 ⁽¹⁾ Q ₅ = 1,383.81 ⁽¹⁾ Q ₆ = 1,080.91 ⁽¹⁾ Q _{Total} = 3,641.91 ⁽¹⁾	17,456 18,271 14,055 49,782
ความเร็วจับยึด (V _{capture} , fpm)	V ₁ = 16.8 ⁽²⁾ V ₂ = 23.6 ⁽²⁾ V ₄ = 21.1 ⁽²⁾	200 260 255	V ₃ = 16.8 ⁽²⁾ V ₅ = 19.7 ⁽²⁾ V ₆ = 15.4 ⁽²⁾	248 260 200
ความดันสถิตที่ทางเข้า (SP _{inlet} , in.wg)	- 0.74 ⁽³⁾	- 96.94	- 0.5 ⁽³⁾	- 95.5644
ความดันจลน์ที่ทางเข้า (VP _{inlet} , in.wg)	0.39 ⁽¹⁾	28.5288	0.1 ⁽¹⁾	27.9772
ความดันรวมที่ทางเข้า (TP _{inlet} , in.wg)	- 0.35 ⁽³⁾	- 68.4112	- 0.4 ⁽³⁾	- 67.5873
ความดันสถิตที่ ทางออก (SP _{outlet} , in.wg)	+ 0.39 ⁽³⁾	18.1336	+ 0.35 ⁽³⁾	17.7883
ความดันจลน์ที่ทางออก (VP _{outlet} , in.wg)	0.33 ⁽¹⁾	28.5288	0.26 ⁽¹⁾	27.9772
ความดันรวมที่ทางออก (TP _{outlet} , in.wg)	0.72 ⁽³⁾	46.6624	0.61 ⁽³⁾	45.7654
ความดันรวมของพัดลม (FTP, in.wg)	1.69 ⁽¹⁾	115.0736	1.61 ⁽¹⁾	113.3527

ตารางที่ 16 (ต่อ)

พารามิเตอร์	ระบบระบายอากาศ ชุดที่ 1 ⁽⁴⁾		ระบบระบายอากาศ ชุดที่ 2 ⁽⁴⁾	
	ค่าที่วัดได้	คำนวณ	ค่าที่วัดได้	คำนวณ
		มาตรฐาน ACGIH ⁽⁵⁾		มาตรฐาน ACGIH ⁽⁵⁾
กำลังขับของพัดลม (BHP, hp)	1.62 ⁽⁶⁾	1,300	1.32 ⁽⁶⁾	1,268.30

- หมายเหตุ
- (1) ค่าที่คำนวณตามสมการที่แนะนำในมาตรฐาน ACGIH
 - (2) ได้จากการวัดจริง โดยที่ตัวห้อย 1-6 ระบุหมายเลขหัวดูดอากาศของโต๊ะปฏิบัติงาน
 - (3) ที่ได้จากการวัดจริง
 - (4) ระบบระบายอากาศชุดที่ 1 และ 2 ครอบคลุมหัวดูดอากาศที่ใช้กับโต๊ะทากาว ที่ 1 2 4 และ 3 5 6 ตามลำดับ
 - (5) คำนวณโดยเริ่มจากกำหนดให้ความเร็วจับยึดของแต่ละหัวดูดเป็น 200 fpm และความเร็วม ในท่อ 1,000 fpm ตามที่ ACGIH แนะนำ โดยลักษณะการวางระบบท่อยังเหมือนเดิม จากนั้นสมดุลความดันสถิตของท่อแยกที่มาต่อกันตามจุดต่างๆ ให้มีค่าเท่ากัน ส่งผลให้ความเร็วจับยึด และอัตราการไหลสุดท้ายของบางหัวดูดมีค่าเพิ่มขึ้น
 - (6) ได้จากการแทนค่า TP และ SP ของทางเข้าและออกจากพัดลม ที่ได้จากการวัดลงในสมการที่ 22 และ 23

3. การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ใช้ในกระบวนการพ่นกาวและทากาว

3.1 การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ กระบวนการพ่นกาว

จากการตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของหัวข้อก่อนหน้านี ที่ระบุไว้ว่าระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1-8 ไม่ได้ออกแบบตามมาตรฐาน ACGIH โดยพบว่าค่าความเร็วมด้านหน้าหัวดูดต่ำกว่าค่าที่กำหนดโดยมาตรฐาน ACGIH (200 fpm)

ที่ได้แนะนำสำหรับลักษณะการทำงานของหัวดูดปิดล้อมแบบห้องพันสี รูปแบบของท่อนำอากาศที่อยู่หลังออกจากพัดลมมีลักษณะหน้าตัดแบบสี่เหลี่ยม ทำให้การกระจายความเร็วลมในท่อไม่ดี ทำให้มีผลต่อแรงเสียดทานที่จะเพิ่มในอนาคต และเสียค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาเพิ่ม และชนิดของพัดลมแบบไหลตามแนวแกนที่ไม่เหมาะสมกับสารปนเปื้อนที่มีความชื้นปน

ในหัวข้อนี้ได้แสดงการปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของโต๊ะพันกาว จุดที่ 1 ให้เป็นไปตาม ACGIH เท่านั้น ซึ่งสามารถใช้เป็นแนวทางการปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของโต๊ะพันกาวจุดที่ 2-8 ได้ เพราะระบบระบายอากาศเฉพาะที่จุดที่ 1-8 มีองค์ประกอบเหมือนกันทุกประการ ยกเว้น ความยาวของท่อนำอากาศ และมุมเลี้ยวที่ต่างกันเล็กน้อย สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่เกี่ยวข้องกับก๊าซ ไอระเหย มาตรฐาน ACGIH ได้กำหนดให้ความเร็วด้านหน้าหัวดูดและความเร็วลมในท่อกำหนดเป็น 200 และ 1,000 fpm ตามลำดับ นอกจากนี้พัดลมที่เหมาะสมควรเป็นพัดลมชนิดแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลัง

จากผลการตรวจสอบพบว่าเพื่อให้ได้ความเร็วลมด้านหน้าหัวดูดตามที่ ACGIH กำหนดกำลังขับพัดลมต้องมีค่า 1.29 hp ซึ่งสูงกว่าขนาดกำลังขับพัดลมที่ใช้ในปัจจุบัน โดยค่ากำลังขับพัดลมนี้อาจลดลงได้ด้วยการเพิ่มขนาดท่อนำอากาศซึ่งช่วยลดค่าความต้านทานการไหลได้ ผู้วิจัยจึงได้ออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของโต๊ะพันกาวไว้ 2 รูปแบบ คือ

รูปแบบที่ 1 เป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ที่มีการเปลี่ยนแปลงเฉพาะชนิดพัดลม และมอเตอร์เท่านั้น

รูปแบบที่ 2 เป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ที่มีการเปลี่ยนแปลงทั้งชนิดพัดลม มอเตอร์ และขนาดของท่อ¹ โดยเลือกใช้ท่อกกลมเป็นท่อนำอากาศเพื่อให้การกระจายลมดีขึ้น

จากนั้นทำการคำนวณหา กำลังขับพัดลมหรือขนาดมอเตอร์สำหรับแต่ละรูปแบบ รวมทั้งประเมินค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงเหล่านี้ด้วย ซึ่งตัวเลขเหล่านี้ได้จากการติดต่อ บริษัท ไทยสุมิคอล จำกัด ทางโทรศัพท์

¹ ขนาดของท่อใหม่นี้ได้จากการกำหนดให้ความเร็วลมหน้าหัวดูด และความเร็วลมในท่อเป็นไปตามที่ ACGIH กำหนด

จากการคำนวณพบว่า เมื่อกำหนดให้ความเร็วหน้าหัวดูดและความเร็วลมในท่อมีค่าเป็น 200 และ 1000 fpm ตามลำดับ ได้ว่าขนาดของท่อนำอากาศที่เป็นท่อกลมต้องมีขนาด 25 นิ้ว ซึ่งมีค่าใหญ่กว่าท่อเดิม (ของเดิมคือ ท่อก่อนเข้าพัดลมเป็นท่อกลมขนาด 20.26 นิ้ว ในขณะที่ท่อทางออกพัดลมเป็นท่อเหลี่ยมมีเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าเป็น 16.43 นิ้ว) ดังนั้นเมื่อคำนวณกำลังขับพัดลม (สรุปไว้ตารางที่ 17) จึงได้ว่าสำหรับรูปแบบที่ 2 ที่มีการเปลี่ยนขนาดท่อใหม่ที่ช่วยลดความต้านทานการไหลและขนาดของกำลังขับพัดลม ค่ากำลังขับพัดลมจึงมีค่าเพียง 1 hp ซึ่งต่ำกว่าค่ากำลังขับพัดลมของรูปแบบที่ 1 ที่ใช้ท่อนำอากาศเดิม (2 hp) (ดูตัวอย่างการคำนวณสำหรับรูปแบบที่ 1 และ 2 ในภาคผนวก ก และ ค ตามลำดับ)

เมื่อเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายของการเปลี่ยนแปลงเหล่านี้ (ตารางที่ 17) พบว่า เมื่อได้รวมค่าใช้จ่ายการทำความสะอาดท่อนำอากาศที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมไว้แล้ว ค่าใช้จ่ายรวมทั้งสิ้นของรูปแบบที่ 1 ยังคงมีค่าต่ำกว่าของรูปแบบที่ 2 ประมาณ 2 เท่า เพราะไม่มีค่าใช้จ่ายเกี่ยวกับการเปลี่ยนเป็นท่อนำอากาศใหม่ ดังนั้นรูปแบบที่ 1 อาจเป็นทางเลือกที่น่าสนใจในการใช้ปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการฟ่นกาว

ตารางที่ 17 ค่าพารามิเตอร์ที่ได้จากการคำนวณออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ และค่าใช้จ่ายของกระบวนการฟ่นกาว ที่โต๊ะฟ่นกาว จุดที่ 1

พารามิเตอร์	ค่าใช้จ่ายครอบคลุม ชนิดพัดลม ค่าติดตั้ง และค่ามอเตอร์	
	รูปแบบที่ 1	รูปแบบที่ 2
กำลังขับของพัดลม (BHP, hp)	1.29	0.93
ค่าใช้จ่าย เปลี่ยนพัดลม 1 hp (บาท) (ค่าชนิดของพัดลม และค่าติดตั้ง)	-	48,500
ค่าใช้จ่าย เปลี่ยนพัดลม 2 hp (บาท) (ค่าชนิดพัดลม ค่าติดตั้ง และค่ามอเตอร์)	56,000	-
ค่าใช้จ่ายเปลี่ยนท่อนำอากาศ (บาท)	-	85,000
ค่าทำความสะอาดท่อนำอากาศ (บาท)	20,000	10,000
รวมค่าใช้จ่าย(บาท)	76,000	143,500

3.2 การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว

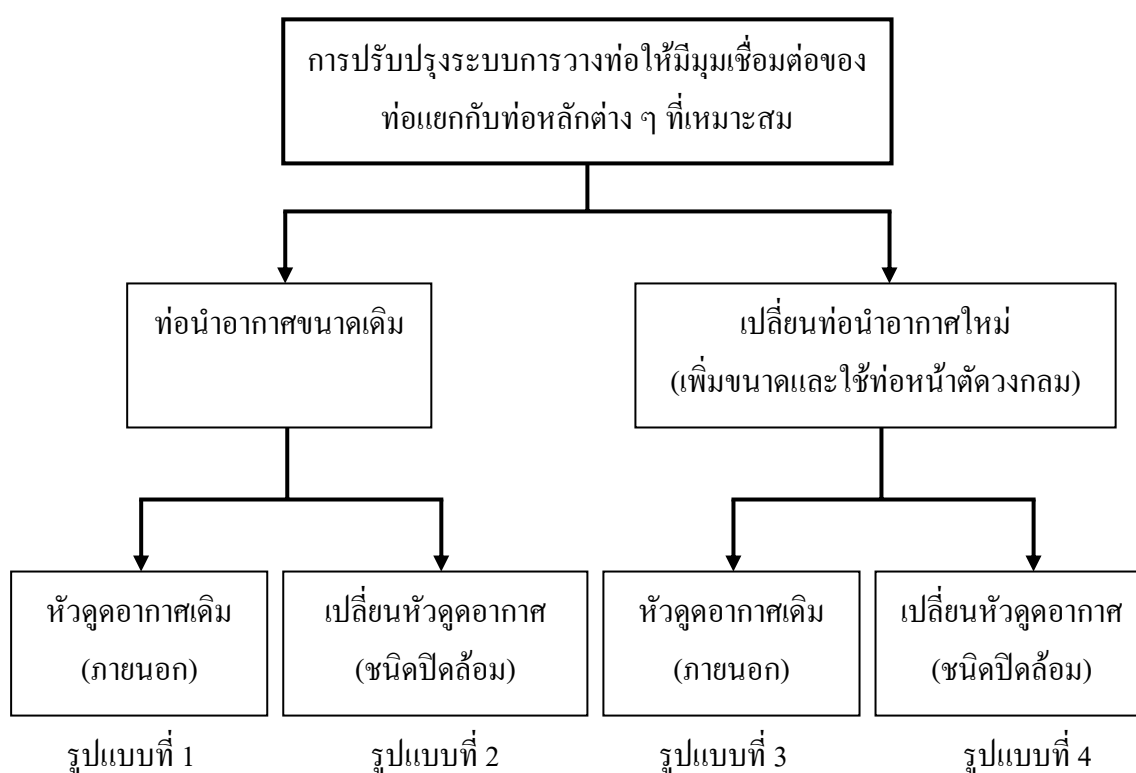
จากการตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในกระบวนการตากว ที่ระบุไว้ว่า ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของโต๊ะตากวชุดที่ 1 และ 2 ไม่ได้ออกแบบตามมาตรฐาน ACGIH เพราะค่าความเร็วลมจับยึดต่ำกว่าค่าที่กำหนดโดยมาตรฐาน ACGIH ที่ได้แนะนำไว้สำหรับการทำงานของหัวดูดภายนอกที่มีการแพร่กระจายของสารปนเปื้อนด้วยความเร็วต่ำสู่อากาศภายนอกที่เคลื่อนที่เล็กน้อย (200 fpm) และการวางระบบท่อที่มีมุมเชื่อมต่อระหว่างท่อแยกกับท่อหลักทำมุม 90° และท่อแยก 2 ท่อที่ต่อเข้ากับท่อหลักในลักษณะสมมาตร มุมรวมของท่อแยกเท่ากับ 180° ส่งผลให้เกิดความต้านทานและความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าท่อนำอากาศบริเวณทางเข้าพัดลมและออกจากพัดลมมีหน้าตัดแบบสี่เหลี่ยม ส่งผลให้การกระจายความเร็วลมในท่อไม่ดีก่อให้เกิดการตกค้างของสารเคมีในท่อ หรือทำให้ต้องใช้กำลังขับพัดลมสูงขึ้น และมีการทำความสะอาดท่อบ่อยครั้ง

ในหัวข้อนี้ได้แสดงการปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ชุดที่ 1 ให้เป็นไปตาม ACGIH เท่านั้น ซึ่งสามารถใช้เป็นแนวทางการปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ชุดที่ 2 ได้ เพราะทั้งสองระบบนี้เหมือนกันทุกประการ ยกเว้น ความยาวของท่อนำอากาศ สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่เกี่ยวข้องกับก๊าซ ไอระเหย มาตรฐาน ACGIH ได้กำหนดให้ความเร็วจับยึดและความเร็วลมในท่อมี่ค่าเป็น 200 และ 1,000 fpm ตามลำดับ ปัญหาใหญ่ที่พบในการตรวจสอบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ข้างต้นเกี่ยวข้องกับขนาดกำลังขับพัดลมที่คำนวณได้มีค่าสูงกว่า 1,000 hp เมื่อต้องการความเร็วจับยึดให้เป็น 200 fpm โดยใช้ข้อมูลอื่นๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่เป็นไปตามระบบที่ใช้ในปัจจุบัน โดยค่ากำลังขับที่สูงนี้คาดว่ามีสาเหตุจากระบบการวางท่อที่ไม่เหมาะสมเป็นสาเหตุหลักและอาจมีอิทธิพลของชนิดหัวดูดอากาศและขนาดของท่อนำอากาศร่วมด้วย ดังนั้นผู้วิจัยได้ออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่เป็น 4 ชนิด ดังแสดงในภาพที่ 40 โดยทั้ง 4 รูปแบบที่จะปรับปรุงการวางท่อให้มีมุมเชื่อมต่อมีค่าน้อยกว่า 90 องศาหรือ 180 องศา โดยรูปแบบที่ 1 เป็นการใช้ท่อนำอากาศและหัวดูดอากาศปัจจุบัน รูปแบบที่ 2 เป็นการใช้ท่อนำอากาศปัจจุบัน แต่เปลี่ยนหัวดูดอากาศเป็นชนิดปิดล้อม รูปแบบที่ 3 เป็นการปรับปรุงการวางท่อให้มีมุมเชื่อมต่อมีค่าน้อยกว่า 90 องศาหรือ 180 องศา โดยเลือกใช้ท่อนำอากาศใหม่ (เพิ่มขนาดและใช้ท่อกลม)¹ แต่หัวดูดอากาศยังคงเป็นระบบปัจจุบัน และรูปแบบที่ 4 เป็นการปรับปรุงการวางท่อให้มีมุมเชื่อมต่อ

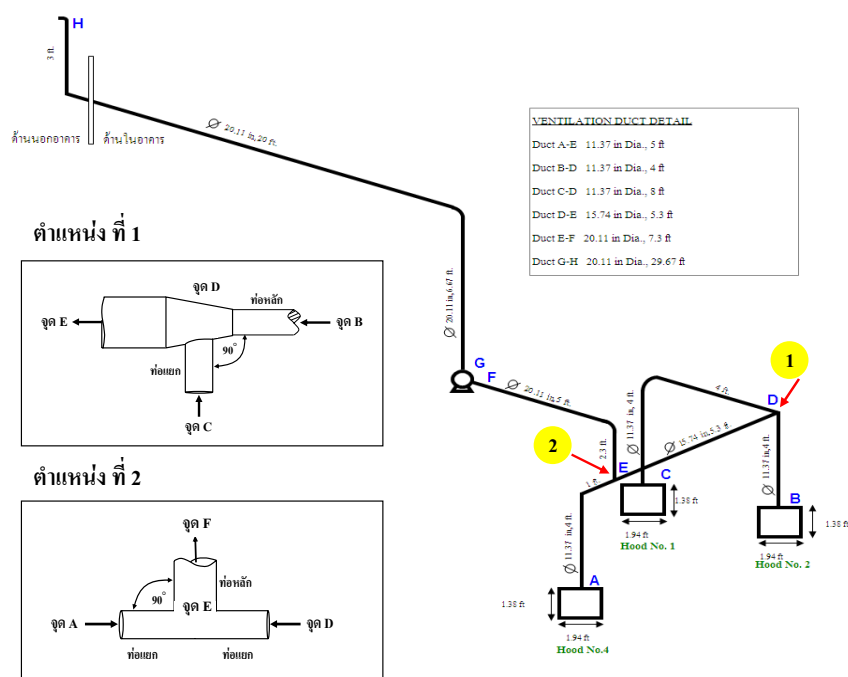
¹ ขนาดของท่อใหม่นี้ได้จากการกำหนดให้ความเร็วลมจับยึดและความเร็วลมในท่อเป็นไปตามที่ ACGIH กำหนด และการปรับสมดุลค่าความดันสถิต (ดูการคำนวณในภาคผนวก ง)

มีค่าน้อยกว่า 90 องศาหรือ 180 องศา โดยเลือกใช้ท่อหน้าอากาศใหม่ (เพิ่มขนาดและใช้ท่อกลม)¹ และเปลี่ยนหัวดูดอากาศเป็นชนิดปิดล้อม

ระบบวางท่อที่ใช้ในระบบระบายอากาศเฉพาะที่สำหรับกระบวนการตากในปัจุบัน เป็นดังแสดงในภาพที่ 41 โดยจะเห็นได้ว่ามุมที่เกิดจากการวางท่อแยกกับท่อหลักที่จุด 1 และจุด 2 มีค่าเป็น 90 องศา และ 180 องศา ตามลำดับ ซึ่งก่อให้เกิดความต้านทานการไหลที่มากและทำให้กำลังขับของพัดลมมีค่าสูง การแก้ไขทำได้โดยลดขนาดของมุมเชื่อมและปรับให้ค่าความดันสถิตที่จุดเชื่อมนี้ของแต่ละท่อมียค่าเท่ากัน โดยใช้สมการที่ 16 ซึ่งผลจากการปรับค่าความดันสถิตให้เท่ากัน คือ อัตราการไหลและค่าความเร็วจับยึดของหัวดูดหมายเลข 2 และ 4 จะมีค่าสูงขึ้น



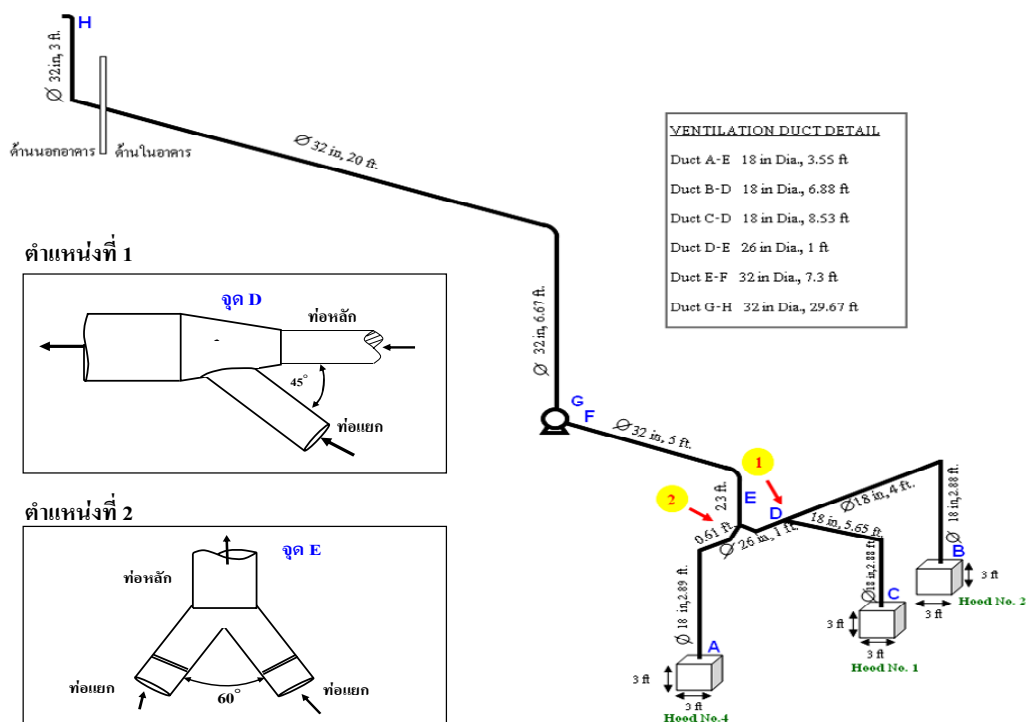
ภาพที่ 40 แนวทางการพิจารณาการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตาก



ภาพที่ 41 ระบบการวางท่อปัจจุบันของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากเหว ชุติ 1

รายละเอียดของการปรับปรุงการวางระบบท่อที่ใช้ในระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในที่กระบวนการตากเหว (แสดงภาพที่ 42) เป็นดังนี้

- 1) ที่จุดเชื่อม D (ดูภาพขยายตำแหน่งที่ 1 ของภาพที่ 42) เนื่องจากไม่สามารถขยับตำแหน่งหัวดูดได้ จึงทำได้เพียงหมุนท่อแยก CD จนกระทั่งทำมุมกับท่อหลัก BD โดยพบว่าสามารถลดขนาดของมุมเหลือเพียง 45 องศาเท่านั้น ซึ่งถือว่าการลดการสูญเสียความดันในระบบได้ในระดับหนึ่ง
- 2) ที่จุดเชื่อม E (ดูภาพขยายตำแหน่งที่ 2 ของภาพที่ 42) ได้ปรับปรุงโดยตัดท่อเดิมทิ้งเล็กน้อยและติดตั้งท่อใหม่เข้าไปบริเวณจุดเชื่อมตำแหน่ง E เพื่อให้มุมระหว่างท่อแยก AE และ DE มีค่าเป็น 60 องศา ซึ่งไม่สามารถลดขนาดมุมได้ต่ำกว่านี้ เพราะข้อจำกัดของพื้นที่ที่ใช้วางท่อ



ภาพที่ 42 การปรับปรุงระบบการวางท่อของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ชุดที่ 1

ตารางที่ 18 สรุปขนาดของท่อนำอากาศที่ใช้ในระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 1 ของทั้ง 4 รูปแบบ ส่วนของท่อนำอากาศต่างๆ ที่แทนด้วยตัวอักษร (เช่น A-E ฯลฯ) สอดคล้องกับที่แสดงในภาพที่ 41 และ 42 โดยที่ทั้ง 4 รูปแบบ ผู้วิจัยได้กำหนดความเร็วจับยึดและความเร็วลมในท่อเริ่มต้นของแต่ละหัวดูด ให้เป็น 200 และ 1,000 fpm ตามลำดับ นอกจากนี้สำหรับรูปแบบที่ 1 และ 2 ขนาดของท่อที่ใช้ในการคำนวณกำลังขับพัดลมเป็นขนาดเดิม (ที่ใช้ในปัจจุบัน) ในขณะที่รูปแบบที่ 3 และ 4 ขนาดของท่อจะมีค่าเพิ่มขึ้นเพื่อให้สอดคล้องกับค่าความเร็วจับยึดและความเร็วลมในท่อที่ได้กำหนดไว้ข้างต้น การทำสมดุลความดันสถิตทำให้ความเร็วจับยึดและอัตราการไหลของอากาศในท่อของหัวดูด 2 และ 4 (ดูภาพที่ 42) เพิ่มขึ้น ดังสรุปไว้ในตารางที่ 19

ตารางที่ 18 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อนำอากาศของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 1

ท่อนำอากาศ	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (นิ้ว)		
	รูปแบบที่ 1 และ 2	รูปแบบที่ 3	รูปแบบที่ 4
ช่วงท่อ A-E	11.37	50	18
ช่วงท่อ C-D	11.37	50	18
ช่วงท่อ B-D	11.37	50	18
ช่วงท่อ D-E	15.74	72	26
ช่วงท่อ E-F	20.11	90	32
ช่วงท่อ G-H	20.11	90	32

การคำนวณกำลังขับพัดลมของรูปแบบที่ 1 – 4 ได้ใช้ขนาดของท่อเป็นดังที่สรุปไว้ในตารางที่ 18 และความเร็วจับยึดและความเร็วลมในท่อ ดังตารางที่ 19 (ตัวอย่างการคำนวณกำลังขับพัดลมแสดงในภาคผนวก ง) ค่าใช้จ่ายที่คาดว่าจะเกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงเหล่านี้ ได้จากการติดต่อ บริษัท ไทยสุมิคอล จำกัด ทางโทรศัพท์

ตารางที่ 19 ความเร็วจับยึดและอัตราการไหลของอากาศในท่อของหัวดูด 1 2 และ 4 สำหรับระบบระบายอากาศชุดที่ 1

รูปแบบระบบระบายอากาศ	ความเร็วจับยึด (fpm)			ความเร็วลมในท่อ (fpm)		
	หัวดูด 1	หัวดูด 2	หัวดูด 4	หัวดูด 1	หัวดูด 2	หัวดูด 4
ก่อนทำสมดุลความดันสถิต						
รูปแบบที่ 1						
รูปแบบที่ 2	200	200	200	1,000	1,000	1,000
รูปแบบที่ 3						
รูปแบบที่ 4						
หลังทำสมดุลความดันสถิต						
รูปแบบที่ 1	200	218	227	18,740.6	20,448.8	21,259
รูปแบบที่ 2	200	217	222	2,400	2,604	2,659
รูปแบบที่ 3	200	218	217	1,031	1,125	1,121
รูปแบบที่ 4	200	217	218	1,019	1,105	1,111

ตารางที่ 20 แสดงกำลังขับพัลลุมสำหรับแต่ละรูปแบบ โดยพบว่ารูปแบบที่ 1 ได้ค่ากำลังขับพัลลุมสูงที่สุด (694.79 hp) ซึ่งสูงเกินจริง และไม่สามารถหาซื้อได้ในเชิงพาณิชย์ โดยมีสาเหตุจากหัวคูเดมหรือหัวคูที่ใช้ในปัจจุบันเป็นชนิดภายนอกและใช้ท่อเดม ทำให้เกิดการสูญเสียความดันในระบบมาก เมื่อเปลี่ยนหัวคูเป็นชนิดปิดล้อมในขณะที่ยังคงใช้ท่อนำอากาศเดม (รูปแบบที่ 2) สามารถลดกำลังขับพัลลุมให้เหลือเพียง 1.5 hp ได้ นอกจากนี้การเปลี่ยนขนาดของท่อนำอากาศให้สอดคล้องกับค่าความเร็วลมจับยึด ความเร็วลมในท่อนำอากาศ และค่าความดันสถิตที่ได้ทำการปรับสมดุล (พื้นที่หน้าตัดของท่อใหม่เป็นวงกลม) สามารถลดค่ากำลังขับพัลลุมได้ โดยพบว่าการใช้หัวคูเดม ค่ากำลังขับพัลลุมมีค่าลดลงเหลือ 1.69 hp ได้ และการใช้หัวคูชนิดปิดล้อม จะลดกำลังขับพัลลุมเหลือเพียง 0.25 hp (รูปแบบที่ 3 และ 4 ตามลำดับ)

สำหรับรูปแบบที่ 3 แม้กำลังขับพัลลุมจะมีค่าต่ำ แต่ขนาดของท่อนำอากาศที่ใหญ่ถึง 50 นิ้ว ทำให้ไม่สามารถติดตั้งในพื้นที่จริงที่มีขนาดเล็กได้ และรูปแบบที่ 1 ที่มีขนาดมอเตอร์ที่ใหญ่มาก ทำให้ไม่สามารถหาซื้อได้ในเชิงพาณิชย์ ดังนั้นเพื่อให้ใช้กับพื้นที่หน้างานได้จริง การเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายจึงทำได้กับรูปแบบที่ 2 และ 4 เท่านั้น โดยพบว่ารูปแบบที่ 2 มีค่าใช้จ่ายรวมที่ต่ำกว่ารูปแบบที่ 4 เป็นเงิน 50,000 บาท โดยมีสาเหตุจากการไม่มีค่าใช้จ่ายของการเปลี่ยนท่อนำอากาศ แม้ว่าต้องใช้มอเตอร์ที่ใหญ่เป็น 2 เท่าก็ตาม (2 hp) ดังนั้นรูปแบบที่ 2 อาจมีความเหมาะสมในการใช้ปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ปัจจุบันของกระบวนการตาก

ตารางที่ 20 ค่าพารามิเตอร์ที่ได้จากการคำนวณการออกแบบปรับปรุงของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของโต๊ะตากาชุดที่ 1

พารามิเตอร์	รูปแบบการปรับปรุงระบบระบายอากาศ			
	รูปแบบที่ 1	รูปแบบที่ 2	รูปแบบที่ 3	รูปแบบที่ 4
	ท่อนำอากาศเดม		ท่อนำอากาศใหม่	
	หัวคูเดม (ภายนอก)	หัวคูใหม่ (ปิดล้อม)	หัวคูเดม (ภายนอก)	หัวคูใหม่ (ปิดล้อม)
กำลังขับของพัลลุม (BHP, hp)	694.79	1.50	1.69	0.25
ค่าใช้จ่าย เปลี่ยนหัวคูอากาศ พร้อมค่าติดตั้ง (บาท)	-	60,000	-	60,000

ตารางที่ 20 (ต่อ)

พารามิเตอร์	รูปแบบการปรับปรุงระบบระบายอากาศ			
	รูปแบบที่ 1	รูปแบบที่ 2	รูปแบบที่ 3	รูปแบบที่ 4
	ท่อนำอากาศเดิม		ท่อนำอากาศใหม่	
	หัวดูดเดิม (ภายนอก)	หัวดูดใหม่ (ปิดล้อม)	หัวดูดเดิม (ภายนอก)	หัวดูดใหม่ (ปิดล้อม)
ค่าใช้จ่ายเปลี่ยนท่อนำอากาศ พร้อมค่าติดตั้ง (บาท)	-	-	104,500	90,000
ค่าใช้จ่ายเปลี่ยนมอเตอร์ พัดลม พร้อมค่าติดตั้ง (บาท)	ไม่สามารถหา ซื้อได้	-	-	-
ค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนการ วางระบบท่อ (บาท)	25,000	25,000	-	-
ค่าทำความสะอาดท่อนำ อากาศ (บาท)	30,000	30,000	15,000	15,000
รวมค่าใช้จ่าย (บาท)	-	115,000	119,500	165,000

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

ความเข้มข้นของสารเคมี ไซลีน โทลูอิน และ MIBK ในจุดปฏิบัติงานของกระบวนการเคลือบแก้ว ที่วัดได้ต่ำกว่าค่าความเข้มข้นเฉลี่ยตลอดระยะเวลาทำงานปกติ ตามประกาศกระทรวงมหาดไทยและมาตรฐานของ OSHA แต่สาเหตุที่แท้จริงที่ทำให้พนักงานมีปัญหาทางสุขภาพ คือ ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในพื้นที่ปฏิบัติงานล้วนไม่เป็นไปตามมาตรฐาน ACGIH ได้แนะนำไว้ สำหรับการทำงานที่เกี่ยวข้องกับควัน ก๊าซ ไอระเหย กล่าวคือค่าความเร็วด้านหน้าของระบบระบายอากาศเฉพาะที่แบบหัวดูดปิดล้อม สำหรับกระบวนการพ่นแก้ว และความเร็วจับยึดของระบบระบายอากาศเฉพาะที่แบบหัวดูดภายนอก สำหรับกระบวนการทาแก้ว ล้วนต่ำกว่าค่ามาตรฐานที่ระบุใน ACGIH ทั้งสิ้น (200 fpm) นอกจากนี้ยังพบว่า สำหรับระบบระบายอากาศเฉพาะที่กระบวนการทาแก้ว มีจุดเชื่อมต่อระหว่างท่อแยกกับท่อหลักทำมุม 90° และท่อแยกสองท่อที่ต่อเข้ากับท่อหลักในลักษณะสมมาตร มุมรวมของท่อแยกเท่ากับ 180° มีผลทำให้ค่ากำลังขับของพัดลมที่คำนวณได้ตามมาตรฐาน ACGIH มีค่าสูงกว่า 1,000 hp ซึ่งไม่สามารถหาซื้อได้ในตลาดทั่วไป ดังนั้นระบบระบายอากาศที่ใช้ในปัจจุบันทั้งหมดต้องได้รับการปรับปรุงต่อไป

จากการออกแบบและประเมินค่าใช้จ่าย พบว่าระบบระบายอากาศเฉพาะที่ที่ใช้ในการพ่นแก้ว ควรเปลี่ยนชนิดพัดลมเป็นชนิดแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลังและติดตั้งมอเตอร์ขนาด 2 hp (1.492 kW) เท่านั้น โดยค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำกว่า เมื่อเทียบกับการปรับปรุงที่ทั้งเปลี่ยนชนิดพัดลมเป็นชนิดแรงเหวี่ยงแบบซี่ใบพัดเอียงหลังขนาด 1 hp (746 kW) และเพิ่มขนาดท่อนำอากาศให้สอดคล้องกับความเร็วลมหน้าหัวดูด 200 fpm สำหรับกระบวนการทาแก้วควรปรับปรุงระบบการวางท่อและเปลี่ยนหัวดูดอากาศให้เป็นชนิดปิดล้อม (สามารถใช้ท่อนำอากาศเดิมได้) เพื่อประหยัดค่าใช้จ่ายและทำงานได้ดี

ข้อเสนอแนะ

1. จากการศึกษาออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ ของกระบวนการพ่นกาว และกระบวนการทากาว ทางโรงงานควรนำไปศึกษาความคุ้มค่าในการปรับปรุงออกแบบระบบระบายอากาศ และควรนำวิธีการที่ผู้วิจัยได้ศึกษาไปปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ บริเวณจุดอื่นในโรงงาน

2. ทางโรงงานควรมีแผนการตรวจและทดสอบประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่เป็นระยะๆ เพื่อเปรียบเทียบของผลการทดสอบกับข้อมูลการตรวจวัดในครั้งแรก เพื่อให้มั่นใจว่าระบบนั้นยังคงทำงานได้อย่างเหมาะสมและมีประสิทธิภาพ

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

กรมควบคุมมลพิษ. 2544. เอกสารข้อมูลความปลอดภัยเคมีภัณฑ์. ศูนย์ข้อมูลวัตถุอันตรายและเคมีภัณฑ์. แหล่งที่มา: [http:// www.msds.pcd.go.th](http://www.msds.pcd.go.th), 10 ตุลาคม 2551.

จันทอง สุนทรภา. 2549. ความปลอดภัยในกระบวนการเคมี. สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, กรุงเทพฯ.

ฉัตรชัย นิยมล. 2550. ระบบกำจัดฝุ่นและการระบายอากาศ. สำนักพิมพ์ ศ.ศ.ท., กรุงเทพฯ.

นพภาพร พานิช และคณะ. 2547. ตำราระบบบำบัดมลพิษอากาศ. กรมโรงงานอุตสาหกรรม, กรุงเทพฯ.

ประสงค์ คุณานุวัฒน์ชัยเดช และไมตรี สุทธจิตต์. 2544. สารอินทรีย์ระเหยและสุขภาพ. ความรู้เกี่ยวกับสารพิษและวัตถุอันตราย. แหล่งที่มา: <http://webdb.dmsc.moph.go.th>, 10 พฤษภาคม 2552.

ปิยมาส สุทธิภักดี. 2550. การศึกษาประสิทธิภาพระบบระบายอากาศเฉพาะที่บริเวณที่มีการบัดกรีด้วยลวดตะกั่วในอุตสาหกรรมผลิตชิ้นส่วนอุปกรณ์ไฟฟ้ายานยนต์. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

พรพิมล กองทิพย์. 2543. สุขศาสตร์อุตสาหกรรม. ภาควิชาอาชีวอนามัยและความปลอดภัย. คณะสาธารณสุขศาสตร์. มหาวิทยาลัยมหิดล, กรุงเทพฯ.

พฤกษ์ ศิริรัตนเศรษฐ์. 2546. การศึกษาปริมาณสารอินทรีย์ระเหยที่เกิดขึ้นในอุตสาหกรรมการพิมพ์พลาสติก. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

ราชกิจจานุเบกษา. 2520. เล่มที่ 94 ตอนที่ 64 , 5-7.

รุ่งทิพย์ กุลตั้งวัฒนา. 2539. การสร้างและศึกษาประสิทธิภาพของการระบายก๊าซอันตรายในห้องปฏิบัติการเคมี. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

วันที พันธุ์ประสิทธิ์. 2549. การระบายอากาศในโรงงานอุตสาหกรรม. ภาควิชาอาชีวอนามัยและความปลอดภัย คณะสาธารณสุขศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล, กรุงเทพฯ.

สุรชาติ สินวรรณ. 2547. การประเมินประสิทธิภาพของการระบายก๊าซอันตรายในห้องปฏิบัติการเคมี. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

Agency Standard for OSHA Listing Represent the OSHA PELs Reported in the 29 CFR 1910.1000 PART 1910, Section 1000

American Conference of Government Industrial Hygienist. 2001. **Industrial Ventilation.** Lansing. Michigan, USA.

Crowl, D.A. and J.F. Louvar. 2002. **Chemical Process Safety Fundamentals with Application.** Second Edition. Prentice Hall, U.S.A.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

การคำนวณที่เกี่ยวข้องกับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่ใช้ในปัจจุบัน

วิธีการประเมินประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว

ลำดับขั้นตอนการคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ (Q) และกำลังขับของพัดลม (BHP) ในระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว แสดงดังตารางผนวกที่ ก1

ตารางผนวกที่ ก1 แสดงขั้นตอนการคำนวณหาค่า Q และ ค่า BHP ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว

1. ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน	2. การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)
1.1 ตรวจวัดความเร็วด้านหน้าหัวดูดอากาศ (V_{face}) เพื่อเปรียบเทียบกับค่าแนะนำตามมาตรฐาน ACGIH	2.1 คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศจากสมการ $Q = V_{face} \times A$ และจากตารางที่ 1 ได้กำหนดค่าความเร็วด้านหน้าที่เหมาะสมกับกระบวนการพ่นกาว มีค่า 100 - 200 fpm แต่ในที่นี้จะใช้ค่า 200 fpm เพื่อมั่นใจว่าจะไม่เกิดการเล็ดลอดของสารอินทรีย์ระเหยสู่ภายนอก
	2.2 กำหนดค่าความเร็วลมต่ำสุดของอากาศในท่อ (V_{duct}) จากตารางที่ 3 ได้กำหนดค่าความเร็วลมของอากาศในท่อที่เหมาะสมกับไอก๊าซ ครัน มีค่า 1,000 - 2,000 fpm แต่ในที่นี้จะใช้ค่า 1,000 fpm
	2.3 คำนวณหาความดันสถิตทั้งหมดก่อนเข้าพัดลมและออกจากพัดลม (SP_{inlet} , SP_{outlet}) และ ความดันจลน์ก่อนเข้าพัดลมและออกจากพัดลม (VP_{inlet} , VP_{outlet}) โดย
	$TP_{inlet} = SP_{inlet} + VP_{inlet}$ $TP_{outlet} = SP_{outlet} + VP_{outlet}$

ตารางผนวกที่ ก1 (ต่อ)

1. ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของ กระบวนการพ่นกาว ที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน	2. การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)
	2.4 คำนวณหากำลังขับของพัดลม (BHP) โดยหาได้จากสมการที่ (22)
	$FTP = TP_{outlet} - TP_{inlet}$ และสมการที่ (23)
	$BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME}$

ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่ใช้ในปัจจุบัน

ค่าความเร็วด้านหน้าที่ได้จากการตรวจวัด และค่าอัตราการไหลของอากาศที่ได้จากการคำนวณ
แสดงดังตารางผนวกที่ ก2

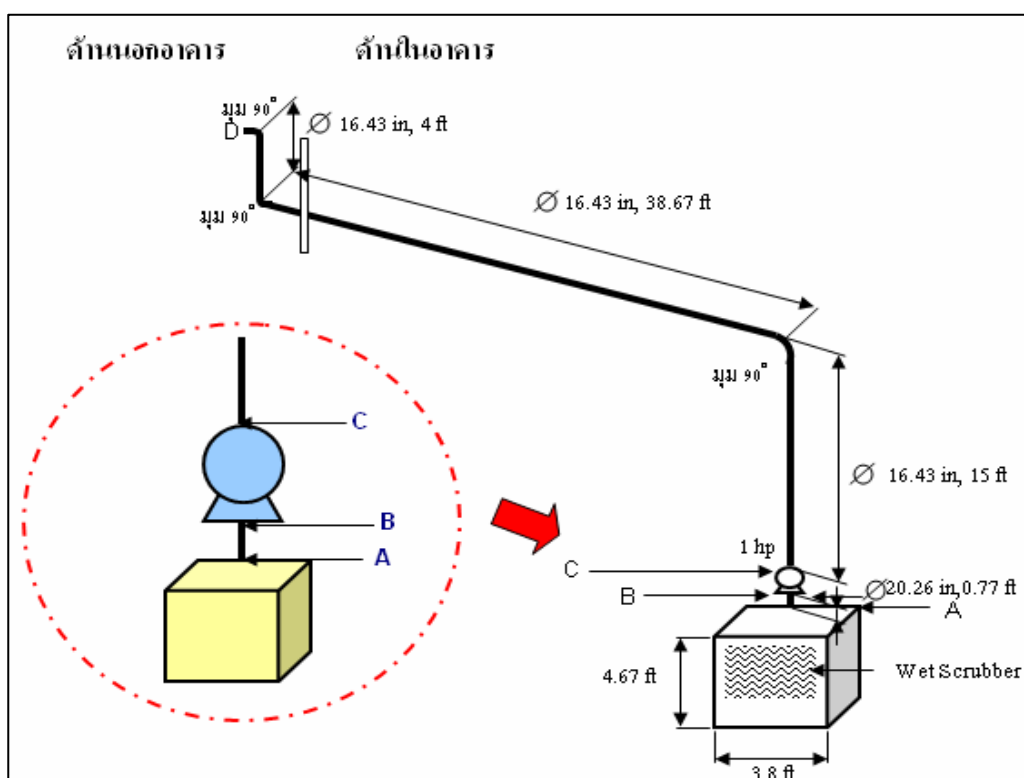
ตารางผนวกที่ ก2 ค่าความเร็วด้านหน้าที่ได้จากการตรวจวัดจริงของกระบวนการพ่นกาว

ชื่อเครื่องจักร	ค่าเฉลี่ย V ที่วัดได้ (fpm)	ขนาดพื้นที่เปิดของหัวดูด A (ft ²)	Q = V x A (cfm)
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 1	42.7	17.746	757.75
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 2	73.8	17.746	1,048.79
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 3	63	17.746	1,309.65
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 4	50.8	17.746	1,020.40
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 5	59.1	17.746	1,118
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 6	57.5	17.746	1,369.99
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 7	77.2	17.746	901.5
โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 8	66.9	17.746	1,187.21

แสดงการคำนวณของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 - 8

โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 1

ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 ที่ใช้ในปัจจุบัน แสดงดังภาพผนวกที่ ก1



ภาพผนวกที่ ก1 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1

จากภาพผนวกที่ ก1 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 ที่ใช้ในปัจจุบัน ลักษณะของตู้ดูดอากาศเป็นแบบหูดูดปิดล้อม (Enclosing Hood) ที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความสะอาดระบบเปียก Wet Scrubber

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีกำลังขับเคลื่อนของพัดลม 1 hp (746 watt)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ก3

ตารางผนวกที่ ก3 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่น
กาวที่โต๊ะจุดที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), fpm		200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)		4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)		3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด A, (ft ²)		17.746	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm		3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		20.26	16.43
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		2.2376	1.584
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm		1,586.15	2,240.66
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _a), in.wg		0.1568	0.3130
12	HOOD SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13		ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity : V _s), fpm	-	-
14		ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15		แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16		แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจาก ความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17		การสูญเสียความดันที่ก่อกวนต่อความดันจลน์ ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18		ความดันสถิตที่ก่อกวน (in.wg)	-	-

ตารางผนวกที่ ก3 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	57.67
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	0.726
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	3
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.33
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	1.056
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)		0.0012	0.3306
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.3306
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.2419	0.3306

วิธีการคำนวณ

1.1 ช่วงท่อ A-B

1.2 ความเร็วด้านหน้าหัวดูดที่ใช้ 200 fpm

1.3 ขนาดความกว้างของหัวดูด 4.67 ft

1.4 ขนาดความยาวของหัวดูด 3.8 ft

1.5 ขนาดพื้นที่หน้าตัดของหัวดูด 17.746 ft^2

1.6 อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อหรือท่อดูดอากาศ (Volume Flow Rate : Q)

$$Q = V \times A = 200 \times 17.746 = 3,549.2 \text{ cfm}$$

1.7 ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)

1.8 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ = 20.26 in

1.9 พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้

$$A = \frac{3.14 \times (20.26)^2}{4} = 322.22 \text{ in}^2, \text{ or } = 2.2376 \text{ ft}^2$$

1.10 หากค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่อดูดอากาศจริง (Actual Duct Velocity: V_d) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{3,549.2}{2.2376} = 1,586.15 \text{ fpm}$$

1.11 หาความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d) สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{1,586.15}{4,005} \right)^2 = 0.1568 \text{ in.wg}$$

1.12 – 1.18 ไม่มีบันทึก เนื่องจากหัวดูดที่ใช้ไม่มีช่องแคบ

1.19 คำนวณหาแฟกเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้าท่อดูดอากาศ (Hood entry loss factor: F_h) หาได้จากภาพที่ 13

$$F_h = 0.50 \text{ หรือ } 0.50 \text{ เท่าของ } VP_d$$

1.20 แฟกเตอร์การสูญเสียเนื่องจากการเร่งเท่ากับ 1 หรือ 1 เท่าของ VP_d

$$1.21 \text{ การสูญเสียที่ทางเข้าต่อความดันจลน์} = 0.50 + 1 = 1.50$$

1.22 การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อ h_e จากสมการที่ 8

$$h_e = 1.50 \times 0.1568 = 0.2353 \text{ in.wg}$$

1.23 ความดันสถิตของท่อดูดอากาศ (SP_h) หาได้จาก

$$\begin{aligned} SP_h &= \text{ความดันสถิตที่กล่องลม} + \text{การสูญเสียความดันที่ทางเข้า} \\ &= 0 + 0.2353 = 0.2353 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

1.24 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 0.77 \text{ ft}$

1.25 แฟกเตอร์ความเสียดทาน H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กดำ (Black iron)

โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0425$, $b = 0.465$, $c = 0.602$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0425 \times (1586.15^{0.465})}{3,549.2^{0.602}} = 0.010$$

1.26 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ

$$LH_f = (0.77) \times (0.010) = 0.007$$

1.27 – 1.28 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีท่อเลี้ยว

1.29 -1.30 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีท่อแยก

1.31 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

1.32 การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ = 0.007

1.33 การสูญเสียความดันของอากาศในท่อ

$$0.007 \times VP_d = 0.007 \times 0.1568 = 0.0012 \text{ in.wg}$$

1.34 ค่าต่อเข้ากับอุปของการสูญเสียความดันที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น 1.0055 in.wg

1.35 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ

$$= SP_h + SP_d = 0.2353 + 0.0012 + 1.005 = 1.2419 \text{ in.wg}$$

1.36 ค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด = - 1.2419 in.wg (แรงดูด)

2.1 ช่วงท่อ C – D (ปล่องระบายอากาศ)

2.2 – 2.5 เป็นช่วงท่อไม่มีท่อดูดอากาศ

2.6 อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อหรือท่อดูดอากาศ (Volume Flow Rate: Q)

$$Q = 3,549.2 \text{ cfm}$$

2.7 ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)

2.8 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้: ท่อที่ใช้เป็นท่อสี่เหลี่ยมขนาด กว้าง × ยาว = 12.4 × 18.4 in
หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent diameter: D_{eqv}) ของท่อน้ำสี่เหลี่ยมก่อนโดยใช้
สมการที่ 14

$$D_{eqv} = \frac{1.3 \times (12.4 \times 18.4)^{0.625}}{(12.4 + 18.4)^{0.25}} = 16.43 \text{ in}$$

2.9 พื้นที่หน้าตัดสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้ = 1.584 ft²

2.10 หากค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่อดูดอากาศจริง (Actual Duct Velocity : V_d) สามารถ
คำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{3549.2}{1.584} = 2,240.66 \text{ fpm}$$

2.11 หาความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d)
สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{2,240.66}{4,005} \right)^2 = 0.3130 \text{ in.wg}$$

2.12 – 2.23 ไม่บันทึก เนื่องจากไม่มีหัวคุดและช่องแคน

2.24 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 15 + 38.67 + 4 = 57.67 \text{ ft}$

2.25 แฟกเตอร์ความเสียหาย H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี (Galvanized sheet steel) โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0307$, $b = 0.533$, $c = 0.612$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0307 \times (2,240.66^{0.533})}{3,549.2^{0.612}} = 0.013$$

2.26 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์

$$LH_f = 57.67 \times 0.013 = 0.726$$

2.27 จำนวนท่อเลี้ยว 90 องศา จำนวน 3 ตัว

2.28 การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว (พื้นที่หน้าตัดสี่เหลี่ยม) : $R/D = 2$, $W/D = 1$
การสูญเสียความดันในท่อเลี้ยว 90 องศา $= 3 \times (F) = 3 \times (0.11) = 0.33$

2.29 - 2.30 ไม่บันทึก เนื่องจากไม่มีท่อแยก

2.31 ไม่บันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

2.32 การสูญเสียความดันในท่อต่อความดันจลน์ $= 0.726 + 0.33 = 1.056$

2.33 การสูญเสียความดันในท่อ

$$1.056 \times VP_d = 1.056 \times 0.3130 = 0.3306 \text{ in.wg}$$

2.34 ไม่มีอุปกรณ์อื่นเพิ่ม

2.35 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ

$$= SP_h + SP_d = 0 + 0.3306 = 0.3306 \text{ in.wg}$$

2.36 ค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด = 0.3306 = + 0.3306 in.wg (แรงส่ง)

คำนวณกำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

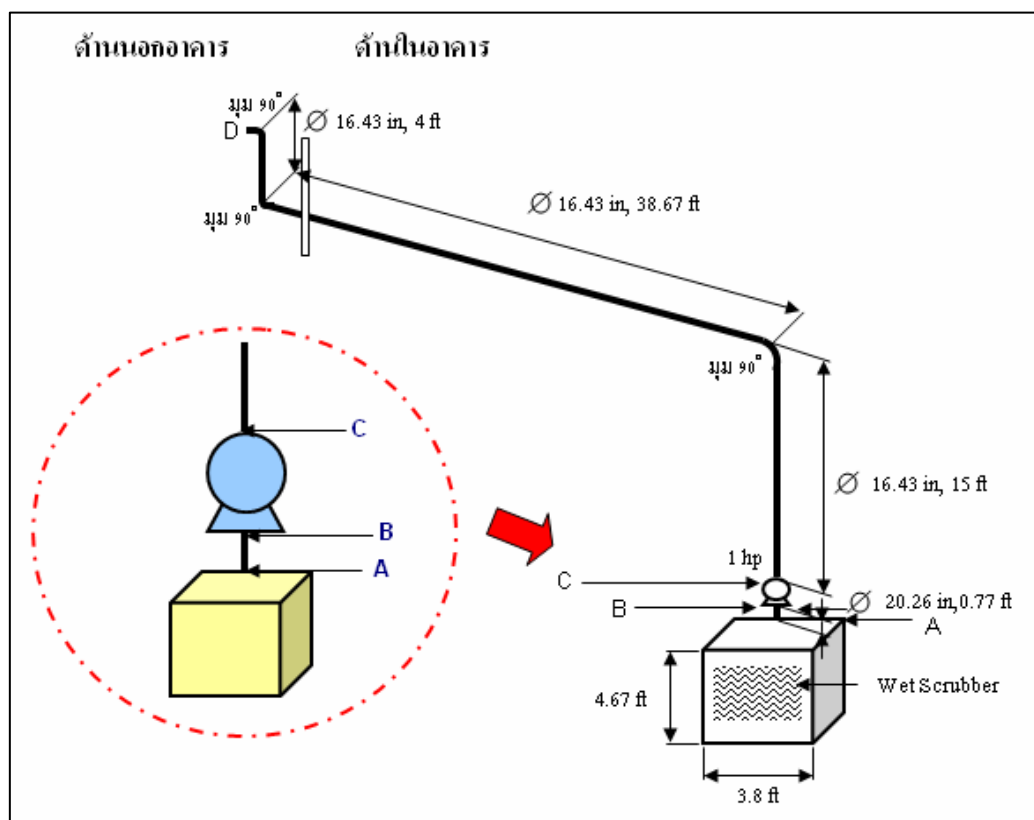
$$\begin{aligned} FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\ &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\ &= (0.3306 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.1568) \\ &= 0.6436 - (-1.0851) = 1.7287 \end{aligned}$$

คำนวณกำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.7287)}{6,356 \times 0.75} = 1.29 \text{ hp} = 962.34 \text{ watt}$$

โต๊ะพ่นกวาดจุดที่ 2

ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกวาด ที่โต๊ะจุดที่ 2 ที่ใช้ในปัจจุบันแสดงดังภาพผนวกที่ ก2



ภาพผนวกที่ ก2 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกวาด ที่โต๊ะจุดที่ 2

จากภาพผนวกที่ ก2 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกวาด ที่โต๊ะจุดที่ 2 ที่ใช้ในปัจจุบัน ลักษณะของตู้ดูดอากาศเป็นแบบหูดูดปิดล้อม (Enclosing Hood) ที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความสะอาดระบบเปียก Wet Scrubber

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีค่ากำลังขับของพัดลม 1 hp (746 watt)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ก 4

ตารางผนวกที่ ก4 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่น
 กาว ที่โต๊ะจุดที่ 2 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
 Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), fpm			200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			17.746	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			20.26	16.43
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			2.2376	1.584
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			1,586.15	2,240.66
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			0.1568	0.3130
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18				ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-

ตารางผนวกที่ ก4 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	57.67
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง, H_f		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	0.726
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	3
28	การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.33
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.007	1.056
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0012	0.3306
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.3306
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.2419	0.3306

วิธีการคำนวณ เหมือนกับกระบวนการพ่นกาว ที่ได้จุดที่ 1

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

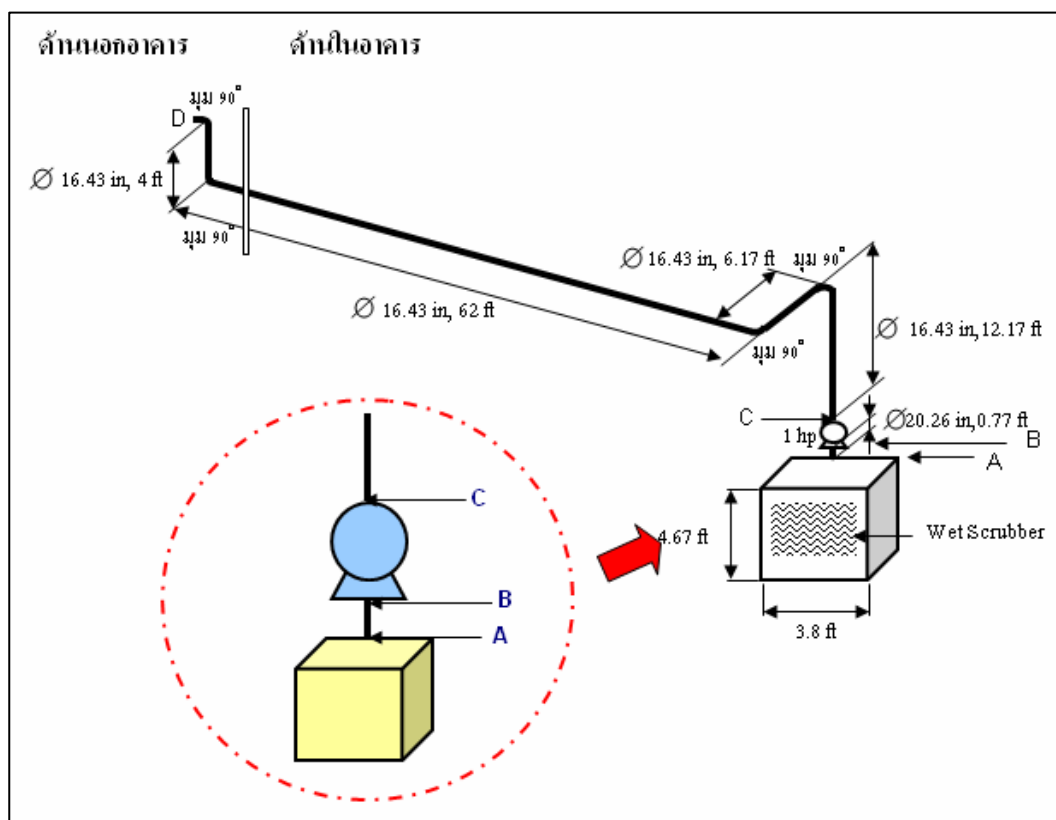
$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.3306 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.1568) \\
 &= 0.6436 - (-1.0851) = 1.7287
 \end{aligned}$$

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.7287)}{6,356 \times 0.75} = 1.29 \text{ hp} = 962.34 \text{ watt}$$

โต๊ะพนกวจุดที่ 3

ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพนกว ที่โต๊ะจุดที่ 3 ที่ใช้ใน
ปัจจุบัน แสดงดังภาพผนวกที่ ก3



ภาพผนวกที่ ก3 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพนกว ที่โต๊ะจุดที่ 3

จากภาพผนวกที่ ก3 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพนกว ที่โต๊ะจุดที่ 3 ที่ใช้ในปัจจุบัน ลักษณะของท่อดูดอากาศเป็นแบบหัวดูดปิดล้อม (Enclosing Hood) ที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความสะอาดระบบเปียก Wet Scrubber

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีค่ากำลังขับของพัดลม 1 hp (746 watt)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ก5

ตารางผนวกที่ ก5 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่น
 กาว ที่โต๊ะจุดที่ 3 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
 Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), fpm			200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			17.746	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			20.26	16.43
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			2.2376	1.584
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			1,586.15	2,240.66
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			0.1568	0.3130
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18				ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-

ตารางผนวกที่ ก5 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	84.34
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง, H_f		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	1.062
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90, 60, 45 องศา		-	4
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.44
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.007	1.502
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0012	0.4702
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น in.wg		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.4702
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg,		-1.2419	0.4702

วิธีการคำนวณ เหมือนกับกระบวนการพ่นกาว ที่ได้จุดที่ 1

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.4702 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.1568) \\
 &= 0.7832 - (-1.0851) = 1.8683
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.8683)}{6,356 \times 0.75} = 1.39 \text{ hp} = 1036.94 \text{ watt} \\
 &= 1.04 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ก 6

ตารางผนวกที่ ก6 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่น
 กาว ที่โต๊ะจุดที่ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
 Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), fpm			200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			17.746	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ D (in)			20.26	16.43
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			2.2376	1.584
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			1,586.15	2,240.66
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			0.1586	0.3130
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18				ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-

ตารางผนวกที่ ก6 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	84.34
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง, (H_f)		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	1.062
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	4
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.44
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.007	1.502
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0012	0.4702
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.4702
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.2419	0.4702

วิธีการคำนวณ เหมือนกับกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.4702 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.1568) \\
 &= 0.7832 - (-1.0851) = 1.8683
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.8683)}{6,356 \times 0.75} = 1.39 \text{ hp} = 1036 \text{ watt} \\
 &= 1.04 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

ตารางผนวกที่ ก7 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	88.84
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง(H_f)		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	1.119
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	4
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.44
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.007	1.559
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0012	0.4880
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.4880
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.2419	+0.4880

วิธีการคำนวณ เหมือนกับกระบวนการพ่นกาวที่โต๊ะหมายเลข 1

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

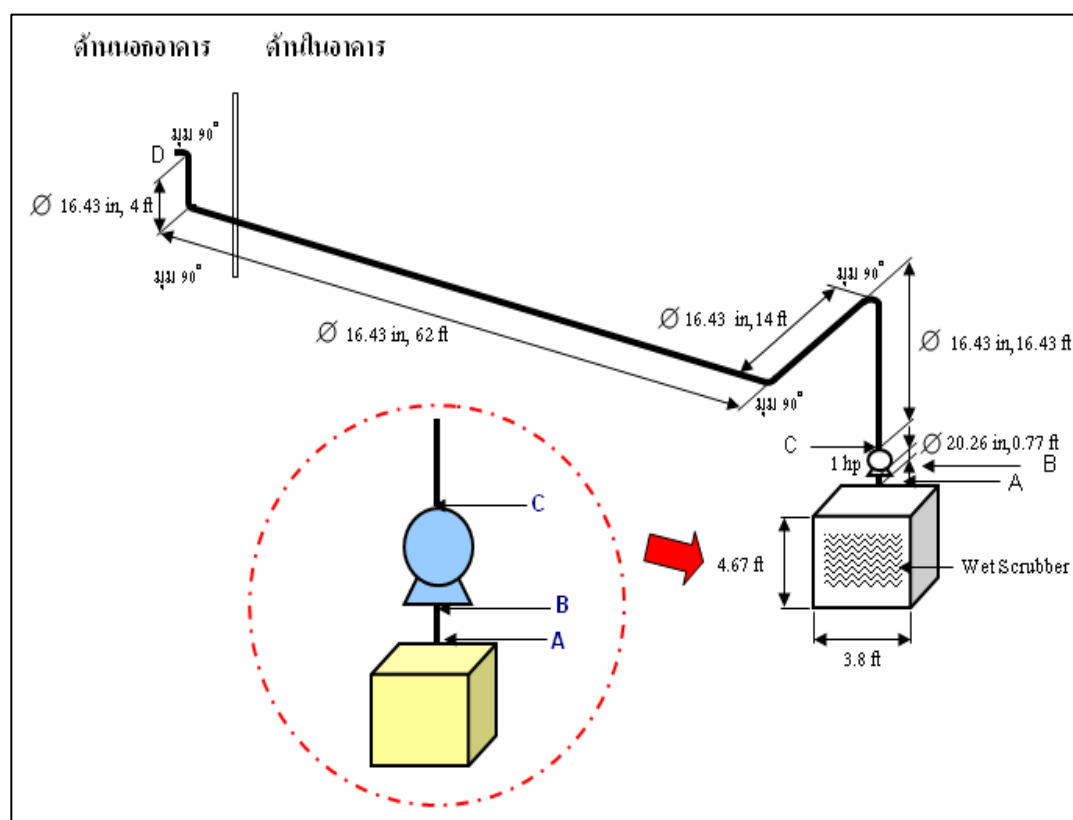
$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.4880 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.1568) \\
 &= 0.8010 - (-1.0851) = 1.8860
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.8860)}{6,356 \times 0.75} = 1.40 \text{ hp} = 1044.4 \text{ watt} \\
 &= 1.04 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

โต๊ะพนกวาจุดที่ 6

ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพนกวา ที่โต๊ะจุดที่ 6 ที่ใช้ในปัจจุบัน แสดงดังภาพผนวกที่ ก6



ภาพผนวกที่ ก6 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพนกวา ที่โต๊ะจุดที่ 6

จากภาพผนวกที่ ก6 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพนกวา ที่โต๊ะจุดที่ 6 ที่ใช้ในปัจจุบัน ลักษณะของท่อดูดอากาศเป็นแบบหัวดูดปิดล้อม (Enclosing Hood) ที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความสะอาดระบบเปียก Wet Scrubber

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีค่ากำลังขับของพัดลม 1 hp (746 watt)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ก8

ตารางผนวกที่ ก8 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่น
กาว ที่โต๊ะจุดที่ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), fpm			200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			17.746	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			20.26	16.43
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			2.2376	1.584
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			1,586.15	2,240.66
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			0.1568	0.3130
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18				ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-

ตารางผนวกที่ ก8 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	96.17
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	1.211
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	4
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.44
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.007	1.651
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0012	0.5169
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.5169
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.2419	+0.5169

วิธีการคำนวณ เหมือนกับกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

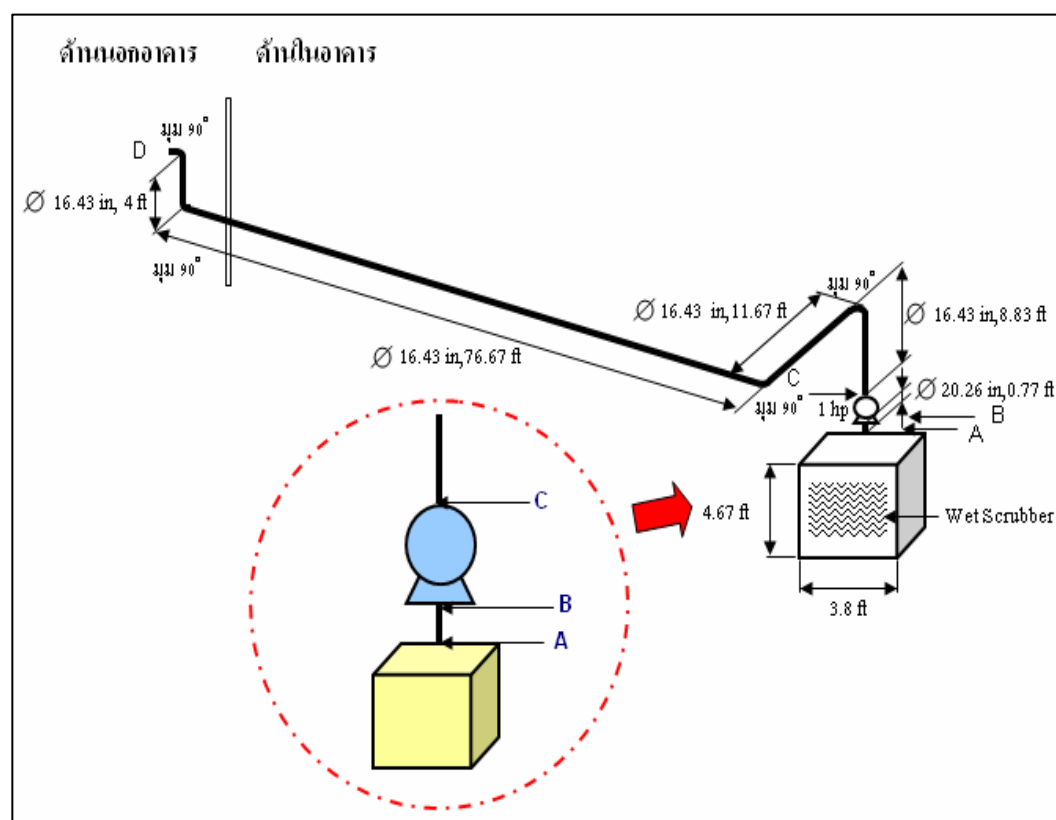
$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.5169 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.1568) \\
 &= 0.8299 - (-1.0851) = 1.9149
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.9149)}{6,356 \times 0.75} = 1.43 \text{ hp} = 1066.8 \text{ watt} \\
 &= 1.07 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

โต๊ะฟนกวจุดที่ 7

ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการฟนกว ที่โต๊ะจุดที่ 7 ที่ใช้
ในปัจจุบัน แสดงดังภาพผนวกที่ ก7



ภาพผนวกที่ ก7 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการฟนกว ที่โต๊ะจุดที่ 7

จากภาพผนวกที่ ก7 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการฟนกว ที่โต๊ะจุดที่ 7 ที่ใช้ในปัจจุบัน ลักษณะของตู้ดูดอากาศเป็นแบบหูดูดปิดล้อม (Enclosing Hood) ที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความสะอาดระบบเปียก Wet Scrubber

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีค่ากำลังขับของพัดลม 1 hp (746 watt)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ก9

ตารางผนวกที่ ก9 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่น
กาว ที่โต๊ะจุดที่ 7 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), fpm		200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)		4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)		3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²		17.746	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm		3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		20.26	16.43
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		2.2376	1.584
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm		1,586.15	2,240.66
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _a), in.wg		0.1568	0.3130
12	HOOD SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13		ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14		ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15		แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16		แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจาก ความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17		การสูญเสียความดันที่ก่อกวนต่อความดันจลน์ ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18		ความดันสถิตที่ก่อกวน (in.wg)	-	-

ตารางผนวกที่ ก9 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	101.17
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	1.274
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	4
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.44
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.007	1.714
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0012	0.5366
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.5366
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.2419	+0.5366

วิธีการคำนวณ เหมือนกับกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

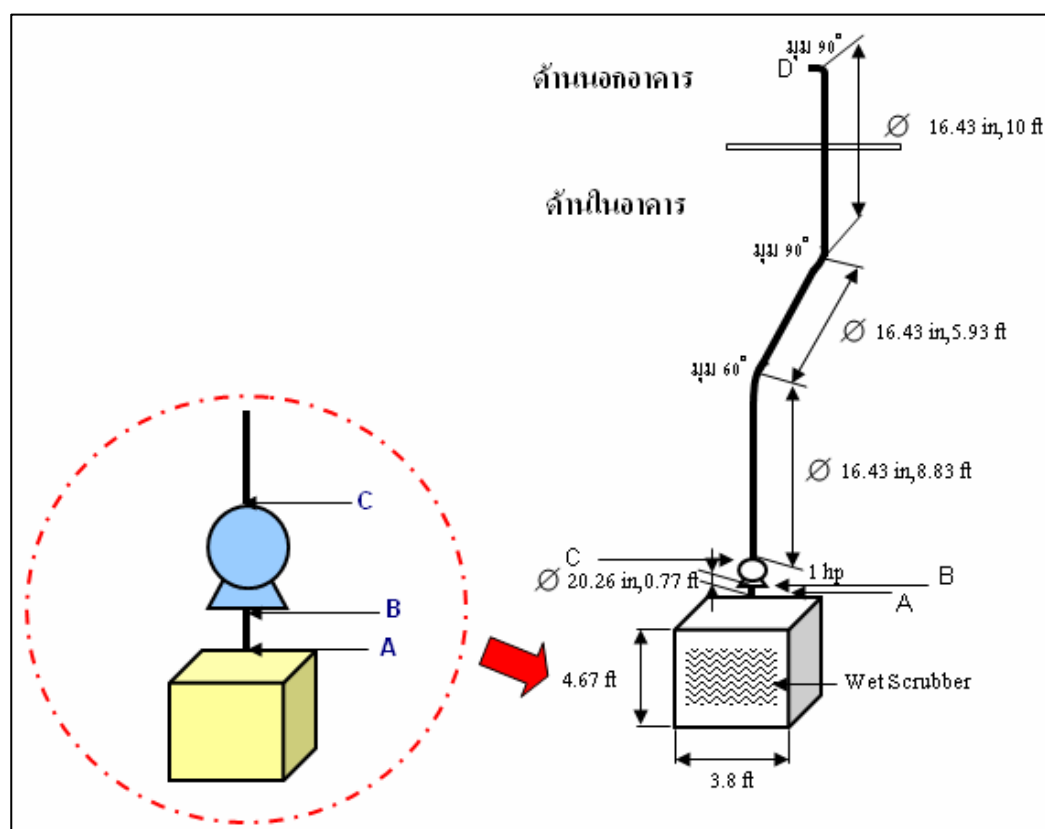
$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.5366 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.5168) \\
 &= 0.8496 - (-1.0851) = 1.9346
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.9346)}{6,356 \times 0.75} = 1.44 \text{ hp} = 1074.24 \text{ watt} \\
 &= 1.07 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

โต๊ะพ่นกวาดจุดที่ 8

ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกวาด ที่โต๊ะจุดที่ 8 ที่ใช้ในปัจุบัน แสดงดังภาพผนวกที่ ก8



ภาพผนวกที่ ก8 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกวาด ที่โต๊ะจุดที่ 8

จากภาพผนวกที่ ก8 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกวาด ที่โต๊ะจุดที่ 8 ที่ใช้ในปัจุบัน ลักษณะของท่อดูดอากาศเป็นแบบหุ้มดูดปิดล้อม (Enclosing Hood) ที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความสะอาดระบบเปียก Wet Scrubber

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีค่ากำลังขับของพัดลม 1 hp (746 watt)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ก10

ตารางผนวกที่ ก10 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่น
 กาว ที่โต๊ะจุดที่ 8 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference
 of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), (fpm)			200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			17.746	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			20.26	16.43
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			2.2376	1.584
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			1,586.15	2,240.66
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			0.1568	0.3130
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18				ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-

ตารางผนวกที่ ก10 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.2353	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.2353	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	24.76
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง(H_f)		0.010	0.013
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.007	0.312
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	3
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.2937
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.007	0.606
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0012	0.1895
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.2419	0.1895
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.2419	+0.1895

วิธีการคำนวณ เหมือนกับกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.1895 + 0.3130) - (-1.2419 + 0.1568) \\
 &= 0.5025 - (-1.0851) = 1.5876
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,549.2 \times (1.5876)}{6,356 \times 0.75} = 1.18 \text{ hp} = 880.28 \text{ watt}$$

ภาคผนวก ข

การคำนวณที่เกี่ยวข้องกับระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากวที่ใช้ในปัจจุบัน

วิธีการประเมินประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว

ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว

1.1 ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 1 ที่ประกอบไปด้วยหัวดูดของโตะตากวจุดที่ 1 2 และ 4

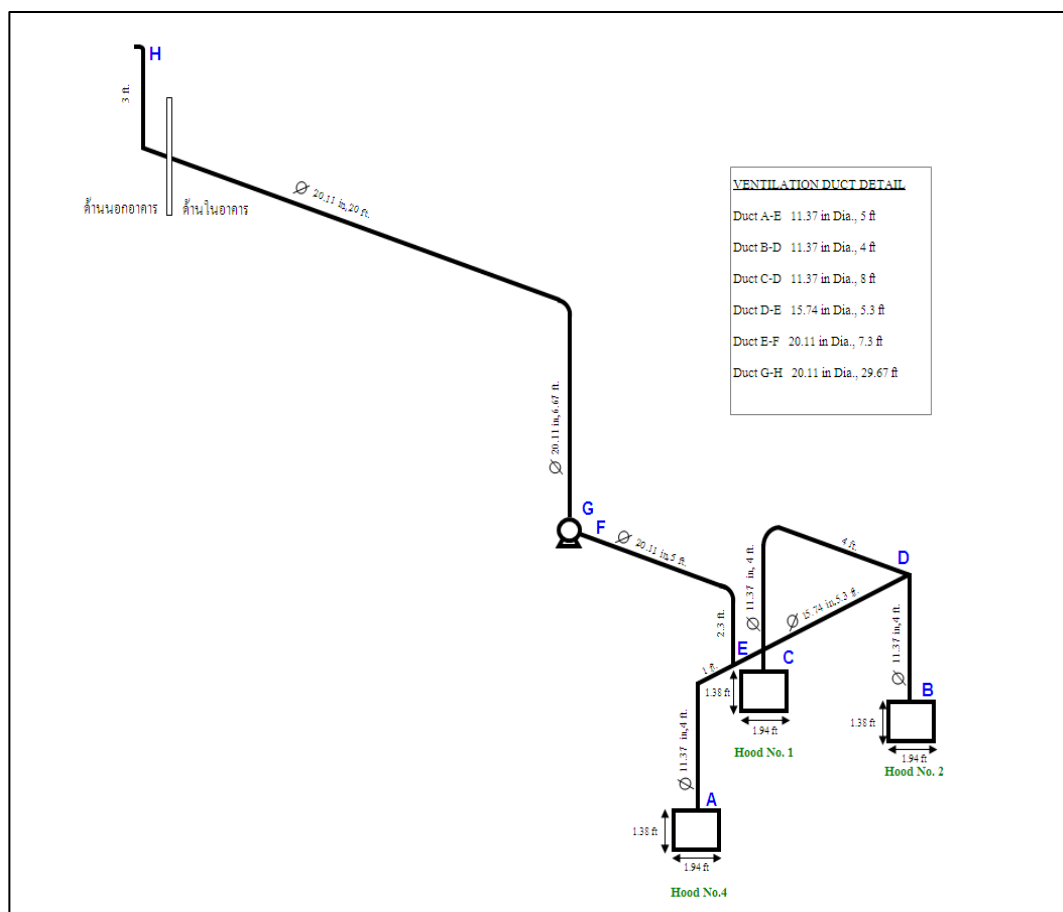
1.2 ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ชุดที่ 2 ที่ประกอบไปด้วยหัวดูดของโตะตากวจุดที่ 3 5 และ 6

ลำดับขั้นตอนการคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ (Q) และกำลังขับของพัดลม (BHP) ในระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของโตะตากวที่ขึ้นงาน แสดงดังตารางผนวกที่ ข1

ตารางผนวกที่ ข1 ขั้นตอนการคำนวณหาค่า Q และ ค่า BHP ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่

1. ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของ กระบวนการทากาว ที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน	2. การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)
1.1 ตรวจวัดความเร็วจับยึด ($V_{capture}$) ที่ ตำแหน่งหน้าท่อดูดอากาศในระยะ 2.6 ft (X) ของโต๊ะทำงานทากาวที่ขึ้นงานด้วยมือ เพื่อ คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ (Q_{hood}) จาก $Q_{hood} = V_{capture, \text{วัดจริง}} (10X^2 + A)$	2.1 คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ จาก สมการ $Q = V(10X^2 + A)$ และจากตารางที่ 2 ได้กำหนดค่าความเร็วจับยึดสำหรับ กระบวนการแพร่กระจายของสารด้วย ความเร็วต่ำสู่อากาศภายนอกที่เคลื่อนที่ เล็กน้อยมีค่า 100 ถึง 200 แต่ในที่นี้จะใช้ค่า 200 fpm เพื่อมั่นใจว่าจะไม่เกิดการเสียด ของสารอินทรีย์ระเหยสู่ภายนอก
	2.2 กำหนดค่าความเร็วลมต่ำสุดของอากาศ ในท่อ (V_{duct}) จากตารางที่ 3 ได้กำหนดค่า ความเร็วลมของอากาศในท่อที่เหมาะสมกับไอ ก๊าซ คาร์บอน มีค่า 1,000 – 2,000 fpm แต่ในที่นี้จะ ใช้ค่า 1,000 fpm
1.2 ตรวจวัดความดันสถิตก่อนเข้าพัดลม และออกจากพัดลม (SP_{inlet} , SP_{outlet}) และ ความดันจลน์ก่อนเข้าพัดลมในช่วงท่อ E - F และออกจากพัดลมในช่วงท่อ G - H (VP_{inlet} , VP_{outlet}) โดย	2.3 คำนวณหาความดันสถิตทั้งหมด ก่อนเข้าพัดลมและออกจากพัดลม (SP_{inlet} , SP_{outlet}) และความดันจลน์ก่อนเข้าพัด ลมและออกจากพัดลม (VP_{inlet} , VP_{outlet}) โดย
$TP_{inlet} = SP_{inlet, \text{วัดจริง}} + VP_{inlet, \text{วัดจริง}}$ $TP_{outlet} = SP_{outlet, \text{วัดจริง}} + VP_{outlet, \text{วัดจริง}}$	$TP_{inlet} = SP_{inlet} + VP_{inlet}$ $TP_{outlet} = SP_{outlet} + VP_{outlet}$
1.3 คำนวณหา กำลังขับของพัดลม (BHP) โดยหาได้จาก สมการที่ (23) $FTP = TP_{outlet} - TP_{inlet}$ และสมการที่ (23) $BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME}$	2.4 คำนวณหา กำลังขับของพัดลม (BHP) โดยหาได้จาก สมการที่ (22) $FTP = TP_{outlet} - TP_{inlet}$ และ สมการที่ (23) $BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME}$

1.1 ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่ติดตั้งที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 แสดงดังภาพผนวกที่ ข1



ภาพผนวกที่ ข1 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4

จากภาพผนวกที่ ข 1 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 ที่ใช้ในปัจุบัน ลักษณะของตู้ดูดอากาศเป็นแบบหัวดูดภายนอกแบบหัวดูดด้านข้าง (Sidedraft Hood) ซึ่งจะมีระบบท่อเป็นท่อรวมก่อนเข้าพัดลม

ค่าความเร็วจับยึดที่ได้จากการตรวจวัด และค่าอัตราการไหลของอากาศ แสดงดังตารางผนวกที่ ข 2

ตารางผนวกที่ ข2 ค่าความเร็วจับยึดที่ได้จากการตรวจวัด และค่าอัตราการไหลของอากาศของ
กระบวนการตากาว ที่โตะจุดที่ 1 2 และ 4

ค่าต่างๆ	ค่าเฉลี่ย V_{capture} ที่วัดได้ (fpm)	ขนาดพื้นที่ของ หัวดูด (กว้าง × ยาว) (ft ²)	ระยะห่างในแนว ศูนย์กลางจาก ด้านหน้าหัวดูด (X) (ft)	อัตราการไหลของ อากาศที่ไหลเข้า หัวดูด $Q = V(10X^2 + A)$ (cfm)
โตะตากาวจุด ที่ 1	16.8	1.38×1.94 = 2.68	2.6	1,177.19
โตะตากาวจุด ที่ 2	23.6	1.38×1.94 = 2.68	2.6	1,658.61
โตะตากาวจุด ที่ 4	21.1	1.38×1.94 = 2.68	2.6	1,481.50
				$Q_{\text{รวม}} = 4,317.3$

1.1 จากตารางผนวกที่ ข 2 $Q_{\text{รวม}}$ เท่ากับ 4,317.3 cfm ซึ่งเป็นผลรวมจากค่า Q ของทั้ง 3 โตะ
ของกระบวนการตากาว

1.2 วัดความดันสถิตและความดันจลน์ในช่วง E-F ก่อนเข้าพัดลมได้เท่ากับ - 0.74 in.wg
(เป็นแรงดูด) และ 0.39 in.wg ตามลำดับ

$$1.3 \text{ คำนวณค่า } TP_{\text{inlet}} = (-0.74) + 0.39 = -0.35 \text{ in.wg}$$

1.4 วัดความดันสถิตและความดันจลน์ในช่วง G-H หลังออกพัดลมได้เท่ากับ
0.39 in.wg (แรงส่ง) และ 0.33 in.wg ตามลำดับ

$$1.5 \text{ คำนวณค่า } TP_{\text{outlet}} = 0.39 + 0.33 = 0.72 \text{ in.wg}$$

$$1.6 \text{ คำนวณค่า } FTP = TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} = 0.72 - (-0.35) = 1.07 \text{ in.wg}$$

1.7 คำนวณกำลังขับของพัดลม BHP ที่ใช้ในระบบ ซึ่งมีค่า ME เท่ากับ 0.70 และตำแหน่งการตรวจวัดจริงของค่าก่อนเข้าพัดลม มีระยะห่างในแนวดิ่ง 0.6 เมตร

$$\text{BHP} = \frac{Q \times (\text{FTP})}{6,356 \times \text{ME}} = \frac{4,317.3 \times (1.07 + 0.6)}{6,356 \times 0.70} = 1.62 \text{ hp} = 1208.52 \text{ watt}$$

$$= 1.2 \text{ kW}$$

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีค่ากำลังขับของพัดลม 2 hp (1.5 kW) ซึ่งสามารถรองรับระบบในปัจจุบัน ได้ที่ต้องการกำลังขับพัดลม 1.62 hp (1.2 kW)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ข 3

ตารางผนวกที่ ข3 การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ B-D , C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	B-D	C-D	B-D
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm	200	200	260
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	1.38	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	1.94	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²	2.6772	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft	2.6	2.6	2.6
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ(Q), cfm	14,055	14,055	18,271
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)	1,000	1,000	1,000
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in	11.37	11.37	11.37
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²	0.75	0.75	0.75

ตารางผนวกที่ ข3 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			B-D	C-D	B-D
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V_d), fpm			18,741	18,741	24,361
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP_d), in.wg			21.8958	21.8958	36.9992
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft^2)	-	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity : V_s), fpm	-	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP_s), in.wg	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
18			การสูญเสียความดันที่กล่อลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
19			ความดันสถิตที่กล่อลม (in.wg)	-	-	-
20			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)			-
21	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ			1	1	1
22	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ(VP_d)			1.35	1.35	1.35
23	ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg			29.5594	29.5594	49.9490
24	ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg			29.5594	29.5594	49.9490
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			4	8	4

ตารางผนวกที่ ข3 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	B-D	C-D	B-D
26	แฟกเตอร์ความเสียหายของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_p)	0.017	0.017	0.016
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.0673	0.1346	0.0659
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา	1	1	1
29	การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.13	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก	-	1	-
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	-	1	-
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ	-	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)	0.1973	1.2646	0.1959
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	4.3204	27.6901	7.2494
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	33.8797	57.2495	57.1984
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-	- 57.2495	- 57.2495
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	- 57.2495	-	- 57.2495
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	18,721	-	-
40	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	-	-	30.4323

ตารางผนวกที่ ข4 การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่
โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ D-E, A-E

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			D-E	A-E	A-E
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm			-	200	255
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			-	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			-	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			-	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft			-	2.6	2.6
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			32,326	14,055	17,944
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000	1,000
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			15.74	11.37	11.37
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			1.44	0.75	0.75
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			22,449	18,741	23,925
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			31.4183	21.8958	35.6872
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-

ตารางผนวกที่ ข4 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			D-E	A-E	A-E
18			การสูญเสียความดันที่กล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
19			ความดันสถิตที่กล่องลม (in.wg)	-	-	-
20			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	-	0.35	0.35
21			แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	-	1	1
22			การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ VP_d	-	1.35	1.35
23			ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	-	29.5594	48.1777
24			ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	-	29.5594	48.1777
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			5.3	5	5
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.011	0.017	0.017
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.0590	0.0841	0.0825
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90° 60° 45° องศา			-	1	1
29	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก			1	1	1
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			1	1	1
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ			-	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)			1.0590	1.2141	1.2125

ตารางผนวกที่ ข4 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	33.2716	26.5847	43.2720
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	0.9860	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	34.2576	56.1440	91.4497
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-91.5071	-	-91.5071
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	-91.5071	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	17,944	-
40	ค่าความดันจลน์ลิฟท์ (in.wg)	30.4323	-	32.9421

ตารางผนวกที่ ข5 การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว
ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ E-F, G-H

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	E-F	G-H
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm	-	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	-	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	-	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²	-	-
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft	-	-
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm	50,270	50,270
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)	1,000	1,000

ตารางผนวกที่ ข5 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		E-F	G-H	
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		20.11	20.11	
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		2.35	2.35	
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm		21,391.65	21,391.65	
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg		28.5288	28.5288	
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s) in.wg	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
18			การสูญเสียความดันที่ก่อล่อลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
19			ความดันสถิตที่ก่อล่อลม (in.wg)	-	-
20			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F _h)		-
21	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		-	-	
22	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP _d)		-	-	
23	ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h _e), in.wg		-	-	
24	ความดันสถิตของหัวดูด (SP _h), in.wg		-	-	
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		7.3	29.67	

ตารางผนวกที่ ข5 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	E-F	G-H
26	แฟกเตอร์ความเสียหายของอากาศ (H_p)	0.008	0.008
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.0604	0.2456
28	จำนวนของข้อเสี้ยว 90 60 45 องศา	1	3
29	การสูญเสียความดันของท่อเสี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.13	0.39
30	จำนวนท่อแยก	-	-
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	-	-
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)	0.1904	0.6356
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	5.4328	18.1336
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	5.4328	18.1336
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-96.9400	18.1336
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	-
40	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	32.9421	-

วิธีการคำนวณ

1.1 ช่วงท่อ B - D

1.2 ความเร็วด้านหน้าหัวดูดที่ใช้ 200 fpm

1.3 ขนาดความกว้างของหัวดูด 1.38 ft

1.4 ขนาดความยาวของหัวดูด 1.94 ft

1.5 ขนาดพื้นที่หน้าตัดของหัวดูด 2.6772 ft²

1.6 ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด 2.6 ft

1.7 อัตราการไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อดูดอากาศ (Volume Flow Rate: Q)

$$Q = V(10X^2 + A) = 200 \times (10 \times (2.6)^2 + 2.68) = 14,055 \text{ cfm}$$

1.8 ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)

1.9 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้

$$\text{ท่อที่ใช้เป็นท่อสี่เหลี่ยม ขนาดกว้าง} \times \text{ยาว} = 10.2 \times 10.6$$

หาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent Diameter: D_{eqv}) ของท่อน้ำสี่เหลี่ยมก่อน โดยอาศัยสมการที่ 14

$$D_{eqv} = \frac{1.3 \times (A \times B)^{0.625}}{(A + B)^{0.25}} = \frac{1.3 \times (10.2 \times 10.6)^{0.625}}{(10.2 + 10.6)^{0.25}} = 11.37 \text{ in}$$

1.10 พื้นที่หน้าตัดสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้

$$A = 10.2 \times 10.6 = 108.12 \text{ in}^2 = 0.75 \text{ ft}^2$$

1.11 หาค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่ออากาศจริง (Actual Duct Velocity: V_d) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{14,055}{0.75} = 18,740.59 \text{ fpm}$$

1.12 หาความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d) สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{18,740.59}{4,005} \right)^2 = 21.8958 \text{ in.wg}$$

1.13 – 1.19 ไม่มีบันทึก เนื่องจากหัวดูดที่ใช้ไม่มีช่องแคบ

1.20 คำนวณหาแฟคเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้าท่ออากาศ (Hood entry loss factor: F_h) หาได้จากภาพที่ 13

$$F_h = 0.35 \text{ หรือ } 0.35 \text{ เท่าของ } VP_d$$

1.21 แฟคเตอร์การสูญเสียเนื่องจากการเร่งเท่ากับ 1 หรือ 1 เท่าของ VP_d

1.22 การสูญเสียที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ $= 0.35 + 1 = 1.35$

1.23 การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อ h_c จากสมการที่ 8

$$h_c = 1.35 \times 21.8958 = 29.5594 \text{ in.wg}$$

1.24 ความดันสถิตของท่อคูอากาศ (SP_h) หาได้จาก

$$\begin{aligned} SP_h &= \text{ความดันสถิตที่กล้อง} + \text{การสูญเสียความดันที่ทางเข้า} \\ &= 0 + 29.5594 = 29.5594 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

1.25 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 5 \text{ ft}$

1.26 แฟกเตอร์ความเสียดทาน H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี (Galvanized sheet steel) โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0307$, $b = 0.533$, $c = 0.612$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0307 \times (18,741^{0.533})}{14,055^{0.612}} = 0.017$$

1.27 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์

$$LH_f = 4 \times 0.017 = 0.0673$$

1.28 จำนวนท่อเลี้ยว 90 องศา จำนวน 1 ตัว

1.29 การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว

$$\text{การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว 90 องศา} = 1 \times (F) = 1 \times 0.13 = 0.13$$

1.30 -1.31 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีท่อแยก

1.32 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

1.33 การสูญเสียความดันในท่อต่อความดันจลน์ $= 0.0673 + 0.13 = 0.1973$

1.34 การสูญเสียความดันในท่อ

$$0.1973 \times VP_d = 0.1973 \times 21.8958 = 4.3204 \text{ in.wg}$$

1.35 ไม่มีบันทึก เนื่องจากท่อช่วงนี้ไม่มีอุปกรณ์อื่นเพิ่มเติม

1.36 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ

$$= SP_h + SP_d = 29.5594 + 4.3204 = 33.8797 \text{ in.wg}$$

1.37 ความดันสถิตสะสม = - 33.8797 in.wg.(แรงดูด)

2.1 ช่วงท่อ C - D

2.2 ความเร็วด้านหน้าหัวดูดที่ใช้ 200 fpm

2.3 ขนาดความกว้างของหัวดูด 1.38 ft

2.4 ขนาดความยาวของหัวดูด 1.94 ft

2.5 ขนาดพื้นที่หน้าตัดของหัวดูด 2.6772 ft^2

2.6 ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด 2.6 ft

2.7 อัตราการไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อดูดอากาศ (Volume Flow Rate : Q)

$$Q = V(10X^2 + A) = 200 \times (10 \times (2.6)^2 + 2.68) = 14,055 \text{ cfm}$$

2.8 ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)

2.9 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ ขนาดกว้าง × ยาว = 10.2 in × 10.6 in

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent Diameter: D_{eqv}) ของท่อน้ำสี่เหลี่ยมก่อน โดยอาศัยสมการที่ 14

$$D_{eqv} = \frac{1.3 \times (10.2 \times 10.6)^{0.625}}{(10.2 + 10.6)^{0.25}} = 11.37 \text{ in}$$

2.10 พื้นที่หน้าตัดสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้

$$A = 10.2 \times 10.6 = 108.12 \text{ in}^2 = 0.75 \text{ ft}^2$$

2.11 หาค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่ออากาศจริง (Actual Duct Velocity: V_d) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{14,055}{0.75} = 18,741 \text{ fpm}$$

2.12 หาความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d) สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{18,740.59}{4,005} \right)^2 = 21.8958 \text{ in.wg}$$

2.13 – 2.19 ไม่มีบันทึก เนื่องจากหัวดูดที่ใช้ไม่มีช่องแคบ

2.20 คำนวณหาแฟคเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้าท่ออากาศ (Hood entry loss factor: F_h) หาได้จากภาพที่ 13

$$F_h = 0.35 \text{ หรือ } 0.35 \text{ เท่าของ } VP_d$$

2.21 แฟกเตอร์การสูญเสียเนื่องจากการเร่งเท่ากับ 1 หรือ 1 เท่าของ VP_d

2.22 การสูญเสียที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ $= 0.35 + 1 = 1.35$

2.23 การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อ h_e จากสมการที่ 8

$$h_e = 1.35 \times 21.8958 = 29.5594 \text{ in.wg}$$

2.24 ความดันสถิตของท่อดูดอากาศ (SP_h) หาได้จาก

$$\begin{aligned} SP_h &= \text{ความดันสถิตที่กล่องลม} + \text{การสูญเสียความดันที่ทางเข้า} \\ &= 0 + 29.5594 = 29.5594 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

2.25 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 8 \text{ ft}$

2.26 แฟกเตอร์ความเสียหาย H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี (Galvanized sheet steel) โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0307$, $b = 0.533$, $c = 0.612$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0307 \times (18,741^{0.533})}{14,055^{0.612}} = 0.017$$

2.27 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์

$$LH_f = 8 \times 0.017 = 0.0673$$

2.28 จำนวนท่อเลี้ยว 90 องศา จำนวน 1 ตัว

2.29 การสูญเสียความดันของท่อเล็ก

$$\text{การสูญเสียความดันของท่อเล็ก 90 องศา} = 1 \times (F) = 1 \times 0.13 = 0.13$$

2.30 จำนวนท่อแยก 90 องศา จำนวน 1 ตัว

$$2.31 \text{ การสูญเสียความดันของท่อแยก การสูญเสียความดันของท่อแยก 90 องศา} = 1$$

2.32 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

$$2.33 \text{ การสูญเสียความดันในท่อต่อความดันจลน์} = 0.1346 + 0.13 + 1 = 1.2646$$

2.34 การสูญเสียความดันในท่อ

$$1.2646 \times VP_d = 1.2646 \times 21.8958 = 27.6901 \text{ in.wg}$$

2.35 ไม่มีบันทึก เนื่องจากท่อช่วงนี้ไม่มีอุปกรณ์อื่นเพิ่มเติม

2.36 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ

$$= SP_h + SP_d = 29.5594 + 27.6901 = 57.2495 \text{ in.wg}$$

$$2.37 \text{ ความดันสถิตสะสม} = -57.2495 \text{ in.wg (แรงดูด)}$$

3. จุดเชื่อมต่อ D

$$\text{ความดันสถิตของอากาศในท่อช่วง B - D, (SP}_{B-D} = 33.8797 \text{ in.wg)}$$

$$\text{ความดันสถิตของอากาศในท่อช่วง C - D, (SP}_{C-D} = 57.2495 \text{ in.wg)}$$

$$\frac{SP_{\text{larger}}}{SP_{\text{smaller}}} = \frac{SPC - D}{SPB - D} = \frac{57.2495}{33.8797} = 1.6898$$

เนื่องจาก $SP_{\text{larger}}/SP_{\text{smaller}} = 1.6898$ ซึ่งมากกว่า 1.20 ดังนั้นจึงต้องเพิ่มความต้านทานในการไหล โดยการปรับลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อช่วง B-D แต่ค่อนข้างยุ่งยากจึงใช้วิธีเพิ่มความต้านทานในการไหล โดยการปรับอัตราการไหลของอากาศในท่อช่วง B-D ให้มากขึ้น

$$Q_{\text{correct}} = Q_{\text{design}} \sqrt{\frac{SP_{\text{larger}}}{SP_{\text{smaller}}}} = 14,055 \sqrt{1.6898} = 18,271 \text{ cfm}$$

4. นำอัตราการไหลที่ปรับแก้หาค่าการสูญเสียความดันในท่อช่วง B-D ใหม่ ได้ค่าความดันสถิตของอากาศ $SP_{B-D} = 57.1984 \text{ in.wg}$ ดังนั้น

$$\frac{SP_{\text{larger}}}{SP_{\text{smaller}}} = \frac{SPC - D}{SPB - D} = \frac{57.2495}{57.1984} = 1.00$$

ค่า $SP_{C-D}/SP_{B-D} = 1.00$ ซึ่งน้อยกว่า 1.05 ความดันสถิตที่เพิ่มขึ้นจะทำให้เกิดความสมดุลความดันที่จุดเชื่อมต่อ D ดังนั้นความดันสถิตสะสมที่จุดเชื่อมต่อ D จะมีค่าเท่ากับความดันสถิตควมคุม = 57.2495 in.wg

5.1 ช่วงท่อ D - E

5.2 – 5.6 เป็นช่วงท่อไม่มีท่อดูดอากาศ

5.7 เป็นช่วงท่อไม่มีท่อดูดอากาศ มีอัตราการไหลของอากาศ (Volume Flow Rate: Q)

$$Q = Q_{C-D} + Q_{B-D} = 14,055 + 18,271 = 32,326 \text{ cfm}$$

5.8 ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)

5.9 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ ขนาดกว้าง × ยาว = 14.2 in × 14.6 in

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent Diameter: D_{eq}) ของท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมก่อน โดยอาศัยสมการที่ 14

$$D_{eq} = \frac{1.3 \times (14.2 \times 14.6)^{0.625}}{(14.2 + 14.6)^{0.25}} = 15.74 \text{ in}$$

5.10 พื้นที่หน้าตัดสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้

$$A = 14.2 \times 14.6 = 207.32 \text{ in}^2 = 1.44 \text{ ft}^2$$

5.11 หาค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่อดูดอากาศจริง (Actual Duct Velocity : V_d) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{32,326}{1.44} = 22,449 \text{ fpm}$$

5.12 หาค่าความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d) สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{22,449}{4,005} \right)^2 = 31.4183 \text{ in.wg}$$

5.13 – 5.24 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีหัวดูดและช่องแคบ

5.25 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 5.3 \text{ ft}$

5.26 แฟกเตอร์ความเสียหาย H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี (Galvanized sheet steel) โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0307$, $b = 0.533$, $c = 0.612$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0307 \times (22,449)^{0.533}}{32,326^{0.612}} = 0.011$$

5.27 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์

$$LH_f = 5.3 \times 0.011 = 0.0590$$

5.28 - 5.29 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีท่อเลี้ยว

5.30 จำนวนท่อแยก 90 องศา จำนวน 1 ตัว

5.31 การสูญเสียความดันของท่อแยก การสูญเสียความดันของท่อแยก 90 องศา = 1

5.32 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

5.33 การสูญเสียความดันในท่อต่อความดันจลน์ = $0.0590 + 1 = 1.0590$

5.34 การสูญเสียความดันในท่อ

$$1.0590 \times VP_d = 1.0590 \times 31.4183 = 33.2716 \text{ in.wg}$$

5.35 ไม่มีบันทึก เนื่องจากท่อช่วงนี้ไม่มีอุปกรณ์อื่นเพิ่มเติม

5.36 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ $SP_d = 33.2716 \text{ in.wg}$

5.37 ความดันสถิตสะสม = - 33.2716 in.wg (แรงดูด)

6. การตรวจสอบค่าความดันจลน์ลัพธ์ (VP_r) ของอากาศที่จุดเชื่อมต่อ D

$$\begin{aligned} VP_r &= \frac{Q(C-D)}{Q(D-E)} VP(C-D) + \frac{Q(B-D)}{Q(D-E)} VP(B-D) \\ &= \left(\frac{14,055}{32,326} \times 21.8958 \right) + \left(\frac{18,271}{32,326} \times 36.9992 \right) = 30.4324 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

$VP_{D-E} > VP_r$ (เนื่องจาก $VP_{D-E} = 31.4183 \text{ in.wg}$) แสดงว่าอากาศในท่อช่วง D-E ถูกเร่งให้มีความเร็วเพิ่มขึ้น

$$VP_{D-E} = VP_r = 31.4183 \text{ in.wg} - 30.4323 \text{ in.wg} = 0.9860 \text{ in.wg}$$

$VP_{D-E} > VP_r = 0.9860 \text{ in.wg}$ ซึ่ง $> 0.10 \text{ in.wg}$ ดังนั้นจึงต้องปรับแก้ค่าความดันสถิตที่ท่อหลักโดยอาศัยสมการ

$$\begin{aligned} SP_{D-E} &= SP_{B-D} - (VP_{D-E} - VP_r) \\ &= (-57.2495) - 0.9860 = -58.2355 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

ดังนั้น ต้องเพิ่มความดันสถิตที่จุดเชื่อมต่อ (ท่อหลัก) อีก 0.9860 in.wg โดยความดันสถิตที่เพิ่มขึ้นนี้ จะถูกนำไปรวมกับการสูญเสียความดันในท่อหลัก เพื่อให้ค่าอากาศมีความเร็วสูงขึ้นนั่นเอง ดังนั้นความดันสถิตของท่อช่วง D-E จึงมีค่า

$$= (-33.2716) + (-0.9860) = -34.2576 \text{ in.wg}$$

และเมื่อนำไปรวมกับความดันสถิตสะสมในท่อที่จุด D = -57.2495 in.wg

$$\text{จะได้ความดันสถิตสะสม} = -(34.2576) + (-57.2495) = -91.5071 \text{ in.wg}$$

7.1 ช่วงท่อ A - E

7.2 ความเร็วด้านหน้าหัวดูดที่ใช้ = 200 fpm

7.3 ขนาดความกว้างของหัวดูด = 1.38 ft

7.4 ขนาดความยาวของหัวดูด = 1.94 ft

$$7.5 \text{ ขนาดพื้นที่หน้าตัดของหัวดูด} = 2.6772 \text{ ft}^2$$

$$7.6 \text{ ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด} = 2.6 \text{ ft}$$

$$7.7 \text{ อัตราการไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อดูดอากาศ (Volume Flow Rate: Q)}$$

$$Q = V(10X^2 + A) = 200 \times (10 \times (2.6)^2 + 2.68) = 14,055 \text{ cfm}$$

$$7.8 \text{ ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)}$$

$$7.9 \text{ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ ขนาดกว้าง} \times \text{ยาว} = 10.2 \text{ in} \times 10.6 \text{ in}$$

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent Diameter: D_{eqv}) ของท่อหน้าสี่เหลี่ยมก่อน
โดยอาศัยสมการที่ 14

$$D_{\text{eqv}} = \frac{1.3 \times (10.2 \times 10.6)^{0.625}}{(10.2 + 10.6)^{0.25}} = 11.37 \text{ in}$$

$$7.10 \text{ พื้นที่หน้าตัดสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้}$$

$$A = 10.2 \times 10.6 = 108.12 \text{ in}^2 = 0.75 \text{ ft}^2$$

7.11 หากค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่อดูดอากาศจริง (Actual Duct Velocity: V_d) สามารถ
คำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{14,055}{0.75} = 18,741 \text{ fpm}$$

7.12 หาความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d) สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{18,740.59}{4,005} \right)^2 = 21.8958 \text{ in.wg}$$

7.13 – 7.19 ไม่มีบันทึก เนื่องจากหัวดูดที่ใช้ไม่มีช่องแคบ

7.20 คำนวณหาแฟกเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้าท่อดูดอากาศ (Hood entry loss factor: F_h) หาได้จากภาพที่ 13

$$F_h = 0.35 \text{ หรือ } 0.35 \text{ เท่าของ } VP_d$$

7.21 แฟกเตอร์การสูญเสียเนื่องจากการเร่งเท่ากับ 1 หรือ 1 เท่าของ VP_d

7.22 การสูญเสียที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ $= 0.35 + 1 = 1.35$

7.23 การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อ h_c จากสมการที่ 8

$$h_c = 1.35 \times 21.8958 = 29.5594 \text{ in.wg}$$

7.24 ความดันสถิตของท่อดูดอากาศ (SP_h) หาได้จาก

$$\begin{aligned} SP_h &= \text{ความดันสถิตที่กล่องลม} + \text{การสูญเสียความดันที่ทางเข้า} \\ &= 0 + 29.5594 = 29.5594 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

7.25 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 5 \text{ ft}$

7.26 แฟกเตอร์ความเสียหาย H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี (Galvanized sheet steel) โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0307$, $b = 0.533$, $c = 0.612$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0307 \times (18,741^{0.533})}{14,055^{0.612}} = 0.017$$

7.27 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์

$$LH_f = 5 \times 0.017 = 0.0841$$

7.28 จำนวนท่อเลี้ยว 90 องศา จำนวน 1 ตัว

7.29 การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว

$$\text{การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว 90 องศา} = 1 \times (F) = 1 \times 0.13 = 0.13$$

7.30 จำนวนท่อแยก 90 องศา จำนวน 1 ตัว

$$7.31 \text{ การสูญเสียความดันของท่อ 90 องศา} = 1 \times 1 = 1$$

7.32 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

$$7.33 \text{ การสูญเสียความดันในท่อต่อความดันจลน์} = 0.0841 + 0.13 + 1 = 1.2141$$

7.34 การสูญเสียความดันในท่อ

$$1.2141 \times VP_d = 1.2141 \times 21.8958 = 26.5874 \text{ in.wg}$$

7.35 ไม่มีบันทึก เนื่องจากท่อช่วงนี้ไม่มีอุปกรณ์อื่นเพิ่มเติม

7.36 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ

$$= SP_h + SP_d = 29.5594 + 26.5874 = 56.1440 \text{ in.wg}$$

$$7.37 \text{ ความดันสถิตสะสม} = -56.1440 \text{ in.wg (แรงดูด)}$$

8. จุดเชื่อมต่อ E

ความดันสถิตของอากาศในท่อช่วง D – E , ($SP_{D-E} = 91.5071 \text{ in.wg}$)

ความดันสถิตของอากาศในท่อช่วง A – E , ($SP_{A-E} = 56.1440 \text{ in.wg}$)

$$\frac{SP_{\text{larger}}}{SP_{\text{smaller}}} = \frac{SP_{D-E}}{SP_{A-E}} = \frac{91.507}{56.1440} = 1.6299$$

เนื่องจาก $SP_{\text{larger}} / SP_{\text{smaller}} = 1.6299$ ซึ่งมากกว่า 1.20 ดังนั้นจึงต้องเพิ่มความต้านทานในการไหล โดยการปรับลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อช่วง A-E แต่ค่อนข้างยุ่งยาก จึงใช้วิธีเพิ่มความต้านทานในการไหล โดยการปรับอัตราการไหลของอากาศในท่อช่วง A-E ให้มากขึ้น

$$Q_{\text{correct}} = Q_{\text{design}} \sqrt{\frac{SP_{\text{larger}}}{SP_{\text{smaller}}}} = 14,055 \sqrt{1.6299} = 17,944 \text{ cfm}$$

9. นำอัตราการไหลที่ปรับแก้หาค่าการสูญเสียความดันในท่อช่วง A-E ใหม่ได้ค่าความดันสถิตของอากาศ $SP_{A-E} = 91.4497 \text{ in.wg}$ ดังนั้น

$$\frac{SP_{\text{larger}}}{SP_{\text{smaller}}} = \frac{SP_{D-E}}{SP_{A-E}} = \frac{91.4497}{91.4497} = 1.00$$

ถ้า $SP_{D-E} / SP_{A-E} = 1.00$ ซึ่งน้อยกว่า 1.05 ความดันสถิตที่เพิ่มขึ้นจะทำให้เกิดความสมดุลความดันที่จุดเชื่อมต่อ E ดังนั้นความดันสถิตสะสมที่จุดเชื่อมต่อ E จะมีค่าเท่ากับ ความดันสถิตยกบวกคุม = 91.5071 in.wg

10.1 ช่วงท่อ E-F

10.2 – 10.6 เป็นช่วงท่อไม่มีท่อดูดอากาศ

10.7 เป็นช่วงท่อไม่มีท่อดูดอากาศ มีอัตราการไหลของอากาศ (Volume Flow Rate: Q)

$$Q = Q_{D-E} + Q_{A-E} = 32,326 + 17,944 = 50,270 \text{ cfm}$$

10.8 ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)

10.9 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ ขนาดกว้าง $\times$ ยาว = 18.2 in $\times$ 18.6 in

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent Diameter: D_{eqv}) ของท่อน้ำสี่เหลี่ยมก่อน โดยอาศัยสมการที่ 18

$$D_{eqv} = \frac{1.3 \times (18.2 \times 18.6)^{0.625}}{(18.2 + 18.6)^{0.25}} = 20.11 \text{ in}$$

10.10 พื้นที่หน้าตัดสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้

$$A = 18.2 \times 18.6 = 338.52 \text{ in}^2 = 2.35 \text{ ft}^2$$

10.11 หาค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่อดูดอากาศจริง (Actual Duct Velocity: V_d) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{50,270}{2.35} = 21,391.65 \text{ fpm}$$

10.12 หาความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d) สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{21,391.65}{4,005} \right)^2 = 28.5288 \text{ in.wg}$$

10.13 – 10.24 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีหัวดูดและช่องแคบ

10.25 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 7.3 \text{ ft}$

10.26 แฟกเตอร์ความเสียหาย H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี (Galvanized sheet steel) โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0307$, $b = 0.533$, $c = 0.612$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0307 \times (21,391.65)^{0.533}}{50,270^{0.612}} = 0.008$$

10.27 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์

$$LH_f = 7.3 \times 0.008 = 0.0604$$

10.28 จำนวนท่อเลี้ยว 90 องศา จำนวน 1 ตัว

10.29 การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว

$$\text{การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว 90 องศา} = 1 \times 0.13 = 0.13$$

10.30 - 10.31 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีท่อแยก

10.32 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

$$10.33 \text{ การสูญเสียความดันในท่อต่อความดันจลน์} = 0.0604 + 0.13 = 0.1904$$

10.34 การสูญเสียความดันในท่อ

$$0.1904 \times VP_d = 0.1904 \times 28.5288 = 5.4328 \text{ in.wg}$$

10.35 ไม่มีบันทึก เนื่องจากท่อช่วงนี้ไม่มีอุปกรณ์อื่นเพิ่มเติม

10.36 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ $SP_d = 5.4328 \text{ in.wg}$

10.37 ความดันสถิตสะสม = -5.4382 in.wg (แรงดูด)

11. การตรวจสอบค่าความดันจลน์ลัพท์ (VP_r) ของอากาศที่จุดเชื่อมต่อ E

$$\begin{aligned} VP_r &= \frac{Q(D-E)}{Q(E-F)} VP(D-E) + \frac{Q(A-E)}{Q(E-F)} VP(A-E) \\ &= \left(\frac{32,326}{50,270} \times 31.4183 \right) + \left(\frac{17,944}{50,270} \times 35.6872 \right) = 32.9421 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

$VP_r > VP_{E-F}$ (เนื่องจาก $VP_{E-F} = 28.5288 \text{ in.wg}$) แสดงว่าอากาศไม่ถูกร่งให้มีความเร็วเพิ่มขึ้น ดังนั้นจึงต้องไม่ปรับแก้ค่าความดันสถิตในท่อช่วง E-F นั่นคือ ความดันสถิตของท่อช่วง E-F ยังคงมีค่า -5.4328 in.wg โดยเมื่อนำไปรวมกับความดันสถิตสะสมในท่อที่จุด E = -91.5071 in.wg จะได้ความดันสถิตสะสม $(-5.4328) + (-91.5071) = -96.9400 \text{ in.wg}$

11.1 ช่วงท่อ G-H

11.2 – 11.6 เป็นช่วงท่อไม่มีท่อดูดอากาศ

11.7 เป็นช่วงท่อไม่มีท่อดูดอากาศ มีอัตราการไหลของอากาศ (Volume Flow Rate: Q)

$$Q_{G-H} = Q_{E-F} = 50,270 \text{ cfm}$$

11.8 ความเร็วต่ำสุดของอากาศที่ใช้ในท่อ 1,000 fpm (จากตารางที่ 3)

11.9 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ ขนาดกว้าง $\times$ ยาว = 18.2 in $\times$ 18.6 in

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Equivalent Diameter: D_{eqv}) ของท่อน้ำสี่เหลี่ยม
ก่อน โดยอาศัยสมการที่ 14

$$D_{eqv} = \frac{1.3 \times (18.2 \times 18.6)^{0.625}}{(18.2 + 18.6)^{0.25}} = 20.11 \text{ in}$$

11.10 พื้นที่หน้าตัดสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้

$$A = 18.2 \times 18.6 = 338.52 \text{ in}^2 = 2.35 \text{ ft}^2$$

11.11 หาค่าความเร็วที่เกิดขึ้นในท่อดูดอากาศจริง (Actual Duct Velocity: V_d) สามารถ
คำนวณได้จากสมการ

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{50,270}{2.35} = 21,391.65 \text{ fpm}$$

11.12 หาความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (Duct Velocity Pressure: VP_d)
สามารถคำนวณได้จาก

$$VP_d = \left(\frac{V}{4,005} \right)^2 = \left(\frac{21,391.65}{4,005} \right)^2 = 28.5288 \text{ in.wg}$$

11.13 – 11.24 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีหัวดูดและช่องแคบ

11.25 ความยาวของท่อตรงในช่วงนี้ คือ $L = 6.67 + 20 + 3 = 29.67 \text{ ft}$

11.26 แฟกเตอร์ความเสียหาย H_f จากสมการที่ 13 ในที่นี้ใช้ท่อเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี
(Galvanized sheet steel) โดยจากตารางที่ 4 ค่า $a = 0.0307$, $b = 0.533$, $c = 0.612$

$$H_f = \frac{a \times (v_d)^b}{Q^c} = \frac{0.0307 \times (21,391.65)^{0.533}}{50,270^{0.612}} = 0.008$$

11.27 การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์

$$LH_f = 29.67 \times 0.008 = 0.2456$$

11.28 จำนวนท่อเลี้ยว 90 องศา จำนวน 3 ตัว

11.29 การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว

$$\text{การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยว 90 องศา} = 3 \times 0.13 = 0.39$$

11.30 - 11.31 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีท่อแยก

11.32 ไม่มีบันทึก เนื่องจากไม่มีข้อต่อพิเศษอื่นๆ

11.33 การสูญเสียความดันในท่อต่อความดันจลน์ $= 0.2456 + 0.39 = 0.6356$

10.34 การสูญเสียความดันในท่อ

$$0.6356 \times VP_d = 0.6356 \times 28.5288 = 18.1336 \text{ in.wg}$$

11.35 ไม่มีบันทึก เนื่องจากท่อช่วงนี้ไม่มีอุปกรณ์อื่นเพิ่มเติม

11.36 การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อ $SP_d = 18.1336 \text{ in.wg}$

11.37 ความดันสถิตสะสม $= 18.1336 \text{ in.wg}$ (แรงส่ง)

คำนวณกำลังขับของพัดลม

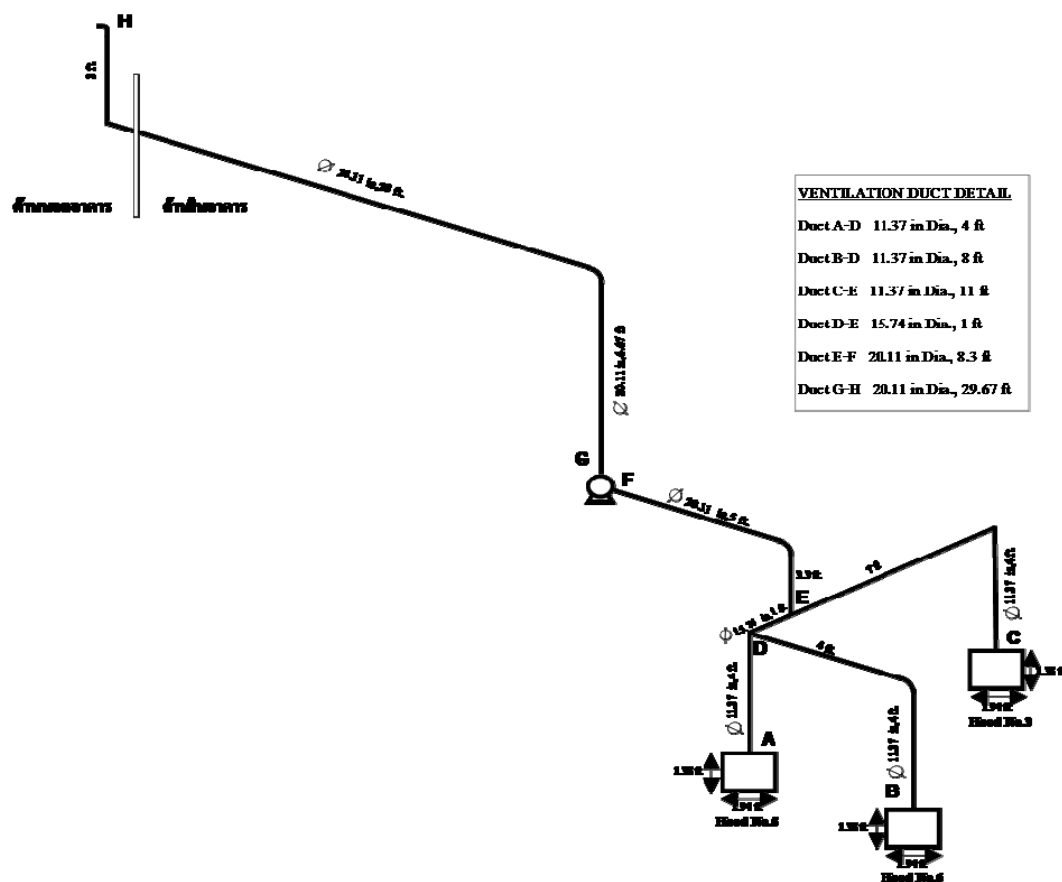
คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อต้านแรงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (18.1336 + 28.5288) - (-96.9400 + 28.5288) \\
 &= 46.6624 - (-68.4112) = 115.0736
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{50,270 \times (115.0736)}{6,356 \times 0.70} = 1,300 \text{ hp} = 969,800 \text{ watt} \\
 &= 969.8 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

1.2 ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว ที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6 แสดง
 ดังภาพผนวกที่ ข 2



ภาพผนวกที่ ข2 ลักษณะของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว ที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6

จากภาพผนวกที่ ข2 ซึ่งเป็นระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว ที่โต๊ะจุดที่ 3 ที่ใช้ในปัจจุบัน ลักษณะของท่อดูดอากาศเป็นแบบหัวดูดภายนอกแบบหัวดูดด้านข้าง (Sidedraft Hood) มีระบบท่อจะเป็นท่อรวมก่อนเข้าพัดลม

ค่าความเร็วจับยึดที่ได้จากการตรวจวัด และค่าอัตราการไหลของอากาศ แสดง
ดังตารางผนวกที่ ข6

ตารางผนวกที่ ข6 ค่าความเร็วจับยึดที่ได้จากการตรวจวัด และค่าอัตราการไหลของอากาศของ
กระบวนการตากาว ที่โตะจุดที่ 3 5 และ 6

ค่าต่างๆ	ค่าเฉลี่ย V_{capture} ที่วัดได้ (fpm)	ขนาดพื้นที่ของ หัวดูด (กว้าง × ยาว) (ft ²)	ระยะห่างในแนว ศูนย์กลางจาก ด้านหน้าหัวดูด (X) (ft)	อัตราการไหลของ อากาศที่ไหลเข้า หัวดูด $Q = V(10X^2 + A)$ (cfm)
โตะตากาวจุด ที่ 3	16.8	1.38 x 1.94 = 2.68	2.6	1,177.19
โตะตากาวจุด ที่ 5	19.7	1.38 x 1.94 = 2.68	2.6	1,383.81
โตะตากาวจุด ที่ 6	15.4	1.38 x 1.94 = 2.68	2.6	1,080.91
				$Q_{\text{รวม}} = 3,641.91$

1.1 จากตารางผนวกที่ ข 5 $Q_{\text{รวม}}$ เท่ากับ 3,641.91 cfm ซึ่งเป็นผลรวมจากค่า Q ของทั้ง 3 โตะ
ของกระบวนการตากาว

1.2 วัดความดันสถิตและความดันจลน์ในช่วง E-F ก่อนเข้าพัดลมได้เท่ากับ -0.5 in.wg
(เป็นแรงดูด) และ 0.10 in.wg ตามลำดับ

$$1.3 \text{ คำนวณค่า } TP_{\text{inlet}} = (-0.5) + 0.1 = -0.4 \text{ in.wg}$$

1.4 วัดความดันสถิตและความดันจลน์ในช่วง G-H หลังออกพัดลมได้เท่ากับ 0.35 in.wg (แรงส่ง) และ 0.26 in.wg ตามลำดับ

$$1.5 \text{ ค่าความดัน } TP_{\text{outlet}} = 0.35 + 0.26 = 0.61 \text{ in.wg}$$

$$1.6 \text{ ค่าความดัน } FTP = TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} = 0.61 - (-0.4) = 1.01 \text{ in.wg}$$

1.7 คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม BHP ที่ใช้ในระบบ ซึ่งมีค่า ME เท่ากับ 0.70 และตำแหน่งการตรวจวัดจริงของค่าก่อนเข้าพัดลม มีระยะห่างในแนวดิ่ง 0.6 เมตร

$$BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{3,641.91 \times (1.01 + 0.6)}{6,356 \times 0.70} = 1.32 \text{ hp} = 984.72 \text{ watt}$$

สำหรับพัดลมที่ใช้ปัจจุบันคือ รุ่น National 2.5 มีค่ากำลังขับของพัดลม 2 hp (1.49 kw) ซึ่งสามารถรองรับระบบในปัจจุบันได้ที่ต้องการกำลังขับพัดลม 1.32 hp (969.8 watt)

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ข 7

ตารางผนวกที่ ข7 การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-D, B-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	A-D	B-D	A-D
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm	200	200	260
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	1.38	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	1.94	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²	2.6772	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft	2.6	2.6	2.6

ตารางผนวกที่ ข7 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-D	B-D	A-D	
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือ ท่อดูดอากาศ (Q), cfm		14,055	14,055	18,271	
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000	1,000	
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		11.37	11.37	11.37	
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		0.75	0.75	0.75	
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm		18,741	18,741	24,361	
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่ แท้จริง (VP _d), in.wg		21.8958	21.8958	36.9992	
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s) in.wg	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่อง แคบ	-	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดัน เนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่าน ช่องแคบ	-	-	-
18			การสูญเสียความดันที่ก่อลงมต่อ ความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่าน ช่องแคบ	-	-	-
19			ความดันสถิตที่ก่อลงม (in.wg)	-	-	-
20	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F _b)		0.35	0.35	0.35	
21	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอัน เนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		1	1	1	
22	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดัน จลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP _d)		1.35	1.35	1.35	

ตารางผนวกที่ ข7 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-D	B-D	A-D
23	HOOD	ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	29.5594	29.5594	49.9490
24		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	29.5594	29.5594	49.9490
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		4	8	4
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.017	0.017	0.016
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.0673	0.1346	0.0659
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		1	1	1
29	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.13	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก		-	1	-
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	1	-
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)		0.1973	1.2646	0.1959
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)		4.3204	27.6901	7.2494
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		-	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		33.8797	57.2495	57.1984
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-	-57.2495	-57.2495

ตารางผนวกที่ ข7 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	A-D	B-D	A-D
38	ค่าความดันสถิตควบคู่ (in.wg)	-57.2495	-	-57.2495
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	18,271	-	-
40	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	-	-	30.4323

ตารางผนวกที่ ข8 การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว
ที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ D-E, C-E

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	C-E	C-E
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm	-	200	248
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	-	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	-	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²	-	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft	-	2.6	2.6
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm	32,326	14,055	17,456
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)	1,000	1,000	1,000
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in	15.74	11.37	11.37
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²	1.44	0.75	0.75
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm	22,449	18,741	23,274.17
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg	31.4183	21.8958	33.7710

ตารางผนวกที่ ข8 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			D-E	C-E	C-E
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft^2)	-	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity : V_s), fpm	-	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP_s), in.wg	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
18			การสูญเสียความดันที่ก่อกวนต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
19			ความดันสถิตที่ก่อกวน (in.wg)	-	-	-
20			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	-	0.35	0.35
21			แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	-	1	1
22			การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	-	1.35	1.35
23			ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	-	29.5594	45.5908
24			ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	-	29.5594	45.5908
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			1	11	11
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.011	0.017	0.017
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.0111	0.1851	0.1820

ตารางผนวกที่ ข8 (ต่อ)

	ช่วงเวลาที่พิจารณา	D-E	C-E	C-E
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา	-	1	1
29	การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	-	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก	1	1	1
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	1	1	1
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ	-	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)	1.0111	1.3151	1.3120
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	31.7680	28.7955	44.3066
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	0.9860	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	32.7541	58.3549	89.8975
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-90.0035	-	-90.0035
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	-90.0035	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	17,456	-
40	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	30.4323	-	32.2433

ตารางผนวกที่ ข9 การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว
 ที่โต๊ะจุดที่ 3 5 และ 6 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of
 Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ E-F , G-H

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			E-F	G-H
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm			-	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			-	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			-	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			-	-
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft			-	-
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			49,872	49,782
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			20.11	20.11
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			2.35	2.35
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			21,183.82	21,183.82
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			27.9772	27.9772
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดัน	-	-
17			เนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ(TSP)	-	-
18			การสูญเสียความดันที่ก่อลงคมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-

ตารางผนวกที่ ข9 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			E-F	G-H
19	HOOD	SLOT	ความดันสถิตที่กล่องลม (in.wg)	-	-
20			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	-	-
21			แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	-	-
22			การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	-	-
23			ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	-	-
24			ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h) in.wg	-	-
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			8.3	29.67
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_p)			0.008	0.008
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.0688	0.2458
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา			1	3
29	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.13	0.39
30	จำนวนท่อแยก			-	-
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	-
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ			-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)			0.1988	0.6358
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)			5.5609	17.7883

ตารางผนวกที่ ข9 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	E-F	G-H
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	5.5609	17.7883
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-95.5644	17.7883
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	-
40	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	32.2433	-

วิธีการคำนวณ เหมือนกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (17.7883 + 27.9772) - (-95.5644 + 27.9772) \\
 &= 45.7654 - (-67.5873) = 113.3527
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned} \text{BHP} &= \frac{Q \times (\text{FTP})}{6,356 \times \text{ME}} = \frac{49,782 \times (113.3527)}{6,356 \times 0.70} = 1,268.30 \text{ hp} = 946151.8 \text{ watt} \\ &= 946.15 \text{ kW} \end{aligned}$$

ภาคผนวก ค

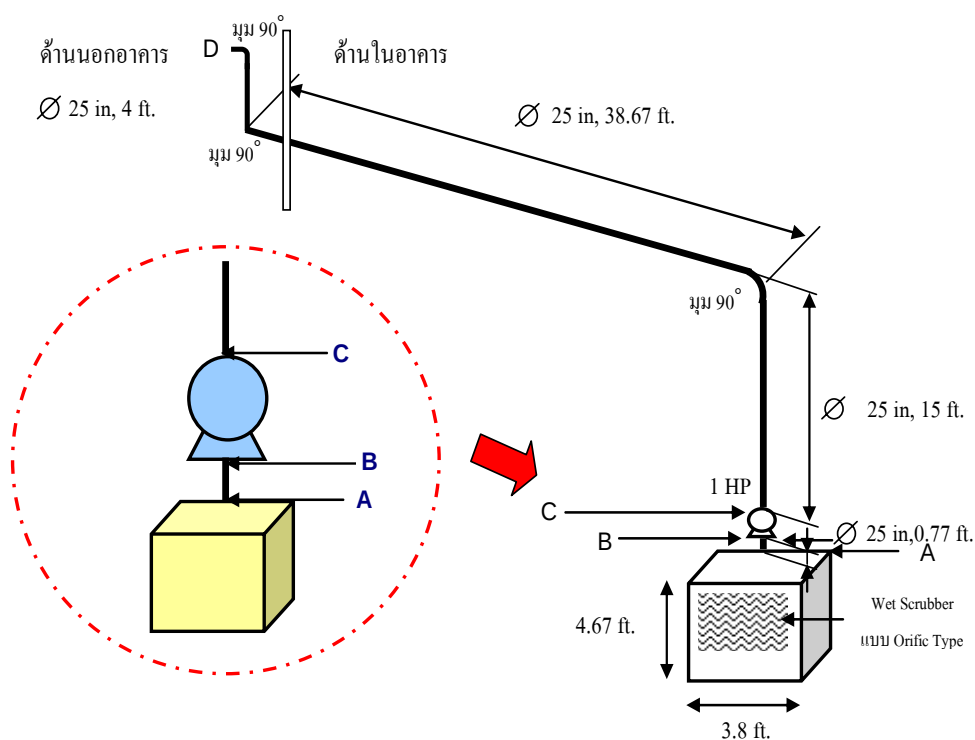
ขั้นตอนการออกแบบปรับปรุงและการคำนวณระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการฟั่นกาวที่ได้ะจุดที่ 1

ขั้นตอนการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว

แนวทางการออกแบบใช้ แนวทางจากมาตรฐานของ ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) โดยทำการออกแบบเพื่อปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1

โต๊ะพ่นกาวจุดที่ 1

การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 แสดงดังภาพผนวกที่ ค1



ภาพผนวกที่ ค1 ลักษณะของ ระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว ที่โต๊ะจุดที่ 1

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ผลการคำนวณค่าต่างๆ แสดงในตารางผนวกที่ ค 1

ตารางผนวกที่ ค1 การคำนวณค่าต่างๆ ของระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการพ่นกาว บริเวณนอกห้องที่โต๊ะจุดที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ A-B, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			A-B	C-D
2	ความเร็วด้านหน้าหัวดูด (V), fpm			200	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			4.67	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			3.8	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			17.746	
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อหรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			3,549.2	3,549.2
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			25	25
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			3.4071	3.4071
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm			1,041.70	1,041.70
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg			0.0677	0.0677
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s) in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อลดลงต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18			ความดันสถิตที่ก่อลดลง (in.wg)	-	-

ตารางผนวกที่ ค1 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		A-B	C-D
19	HOOD	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.5	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.5	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	0.1015	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	0.1015	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		0.77	57.67
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.008	0.008
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.006	0.483
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	3
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.33
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ		0.006	0.813
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg		0.0004	0.0550
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		1.0055	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		1.1074	0.0550
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		-1.1074	+0.0550

คำนวณกำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อต้านแรงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.0550 + 0.0677) - (-1.1074 + 0.0677) \\
 &= 0.1226 - (-1.0398) = 1.162 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

คำนวณกำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\text{BHP} = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times \text{ME}} = \frac{3,549.2 \times (1.1624)}{6,356 \times 0.70} = 0.93 \text{ hp} = 693.78 \text{ watt}$$

ภาคผนวก ง

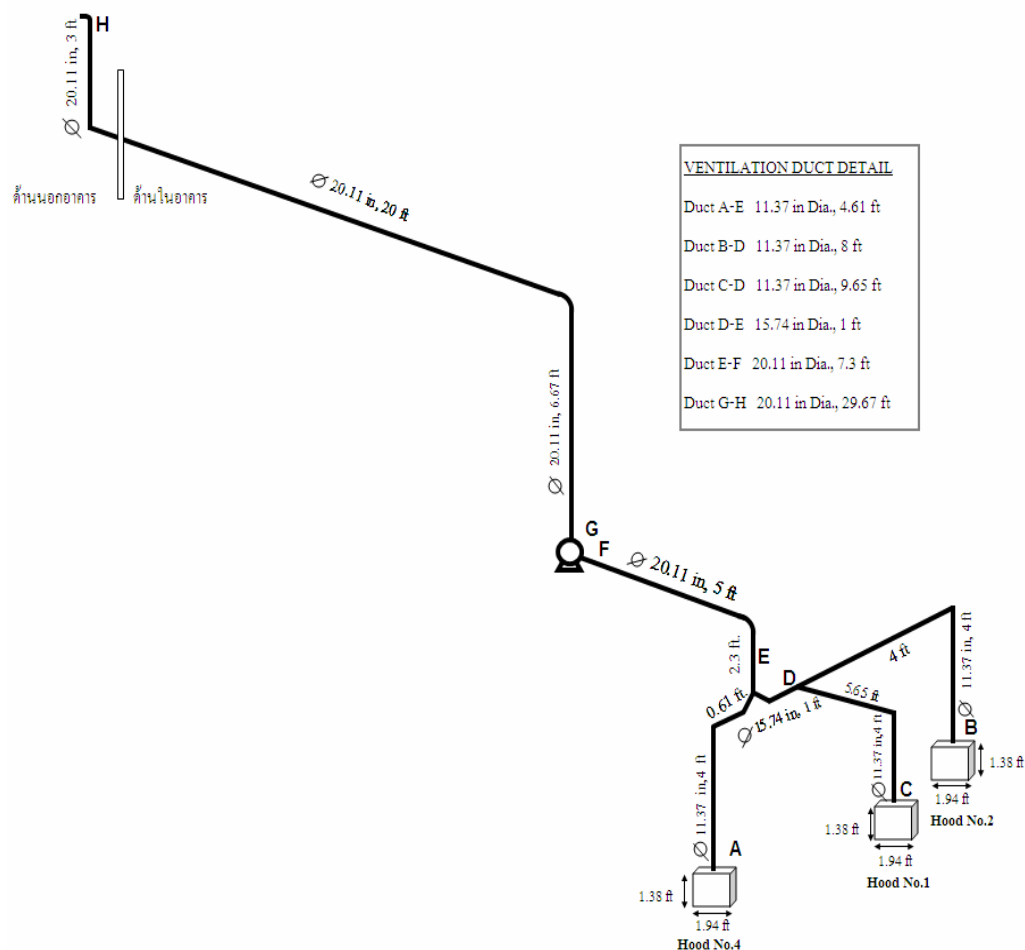
ขั้นตอนการออกแบบปรับปรุงและการคำนวณระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการตากาว ที่ได้จุดที่ 1 2 และ 4

ขั้นตอนการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว

แนวทางการออกแบบใช้แนวทางจากมาตรฐานของ ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) โดยทำการออกแบบเพื่อปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4

โต๊ะทากาวจุดที่ 1 2 และ 4 (แบบหัวคูรวม)

1. การออกแบบปรับปรุงรูปแบบที่ 1 โดยการใช้หัวคูอากาศแบบภายนอก (หัวคูเดิม) และท่อนำอากาศขนาดเท่าเดิม แสดงดังภาพผนวกที่ ง 1



ภาพผนวกที่ ง1 การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1

ตารางผนวกที่ 1 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1 ตามมาตรฐาน
ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)
ช่วงท่อ B-D, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา		B-D	C-D	B-D
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm		200	200	218
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)		1.38	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)		1.94	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²		2.6772	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft		2.6	2.6	2.6
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ(Q), cfm		14,055	14,055	15,337
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000	1,000
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		11.37	11.37	11.37
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		0.75	0.75	0.75
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm		18,740.6	18,740.6	20,448.8
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _a), in.wg		21.8958	21.8958	26.0694
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-

ตารางผนวกที่ 1 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			B-D	C-D	B-D
18	HOOD	SLOT	การสูญเสียความดันที่กล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
19			ความดันสถิตที่กล่องลม (in.wg)	-	-	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	0.35	0.35	0.35	
21		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	1	1	1	
22		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	1.35	1.35	1.35	
23		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้า (h_c), in.wg	29.5594	29.5594	35.1937	
24		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	29.5594	29.5594	35.1937	
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			8	9.65	8
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.017	0.017	0.017
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.1346	0.1624	0.1337
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 องศา			1	1	1
29	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.13	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก			-	1	-
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	0.28	-
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่น			-	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)			0.2646	0.5724	0.2637
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)			5.7943	12.5331	6.8746

ตารางผนวกที่ 1 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	B-D	C-D	B-D
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	35.3537	42.0925	42.0684
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-	- 42.0925	- 42.0925
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	- 42.0925	-	- 42.0925
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	15,337	-	-
40	ค่าความดันจลน์สัมพัทธ์ (in.wg)	-	-	24.0736

ตารางผนวกที่ 2 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ D-E, A-E

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm	-	200	227
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	-	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	-	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²	-	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft	-	2.6	2.6
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm	29,392	14,055	15,944
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)	1,000	1,000	1,000
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in	15.74	11.37	11.37

ตารางผนวกที่ 2 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		D-E	A-E	A-E	
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		1.44	0.75	0.75	
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm		20,411	18,740	21,259	
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg		25.9735	21.8958	28.1764	
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
18			การสูญเสียความดันที่กล่อลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
19			ความดันสถิตที่กล่อลม (in.wg)	-	-	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F _h)		-	0.35	0.35
21	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		-	1	1	
22	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ(VP _d)		-	1.35	1.35	
23	ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h _e), in.wg		-	29.5594	38.0382	
24	ความดันสถิตของหัวดูด(SP _h), in.wg		-	29.5594	29.5594	
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		1	4.61	4.61	

ตารางผนวกที่ 2 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
26	แฟกเตอร์ความเสียหายของอากาศที่ไหลผ่านท่อตรง (H_p)	0.011	0.017	0.017
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.0112	0.0776	0.0768
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา	-	1	1
29	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	-	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก	1	1	1
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.18	0.18	0.18
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ	-	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)	0.1912	0.3876	0.3868
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	4.9665	8.4864	10.8990
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	1.900	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	6.8664	38.0458	48.9372
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	- 48.9588	-	- 48.9588
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	- 48.9588	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	15,944	-
40	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	24.0736	-	26.7482

ตารางผนวกที่ 3 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 1 ตามมาตรฐาน
ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)
ช่วงท่อ E-F, G-H

1	ช่วงท่อที่พิจารณา		E-F	G-H	
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm		-	-	
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)		-	-	
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)		-	-	
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²		-	-	
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft		-	-	
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือ ท่อดูดอากาศ (Q), cfm		45,336	45,336	
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000	
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		20.11	20.11	
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		2.35	2.35	
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm		19,292.1	19,292.1	
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg		23.2035	23.2035	
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s) in.wg	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-

ตารางผนวกที่ 3 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			E-F	G-H
18	HOOD	SLOT	การสูญเสียความดันที่กล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
19			ความดันสถิตที่กล่องลม (in.wg)	-	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)	-	-	
21		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	-	-	
22		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	-	-	
23		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_c), in.wg	-	-	
24			ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	-	-
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			7.3	29.67
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.008	0.008
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.0609	0.2476
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา			1	3
29	การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.13	0.39
30	จำนวนท่อแยก			-	-
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	-
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ			-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)			0.1909	0.6376

ตารางผนวกที่ 33 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	E-F	G-H
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	4.4302	14.7954
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	4.4302	14.7954
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	- 53.3890	14.7954
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	-
40	ค่าความดันจลน์ (in.wg)	36.7482	-

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

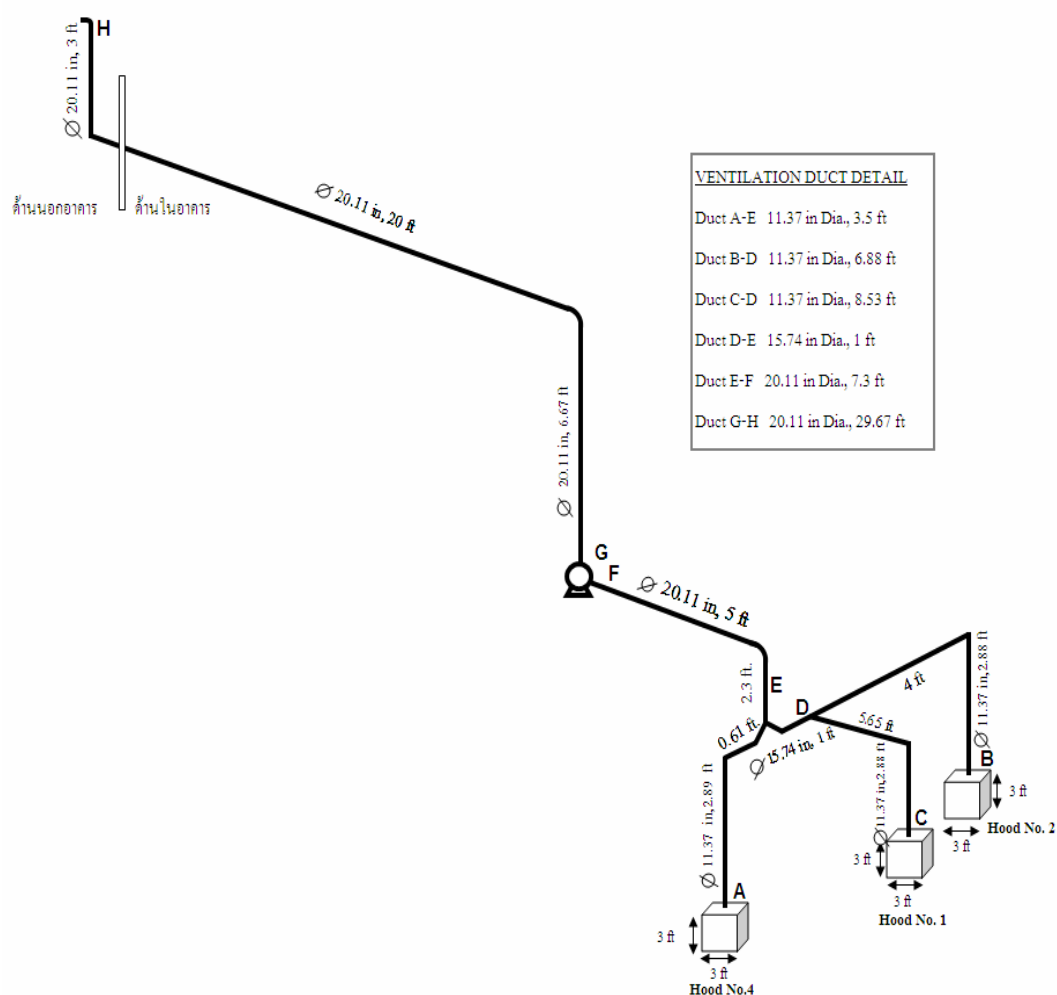
คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (14.7954 + 23.2035) - (-53.3890 + 23.2035) \\
 &= 37.9989 - (-30.1855) = 68.1845
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned} \text{BHP} &= \frac{Q \times (\text{FTP})}{6,356 \times \text{ME}} = \frac{45,336 \times (68.1845)}{6,356 \times 0.70} = 694.79 \text{ hp} = 518,313 \text{ watt} \\ &= 518 \text{ kW} \end{aligned}$$

2. การออกแบบปรับปรุงรูปแบบที่ 2 โดยการใช้หัวดูดอากาศแบบปิดล้อม (หัวดูดใหม่) และท่อนำอากาศขนาดเท่าเดิม แสดงดังภาพผนวกที่ ง 2



ภาพผนวกที่ ง2 การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการตากว
ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)

ตารางผนวกที่ 4 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ B-D, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			B-D	C-D	B-D
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm			200	200	217
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			3	3	3
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			3	3	3
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			9	9	9
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือ ท่อดูดอากาศ (Q), cfm			1,800	1,800	1,953
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			11.37	11.37	11.37
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			0.75	0.75	0.75
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm			2,400	2,400	2,604
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่ แท้จริง (VP _a), in.wg			0.3591	0.3591	0.4227
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่อง แคบ (VP _s), in.wg	-	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่าน ช่องแคบ	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดัน เนื่องจากความเร่งของอากาศ	-	-	-

ตารางผนวกที่ ๔ (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			B-D	C-D	B-D
17	HOOD	SLOT	การสูญเสียความดันที่กล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
18			ความดันสถิตที่กล่องลม in.wg	-	-	-
19		แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)		0.5	0.5	0.5
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		1	1	1
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ(VP_d)		1.5	1.5	1.5
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg		0.5387	0.5387	0.6340
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg		0.5387	0.5387	0.6340
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			6.88	8.53	6.88
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.020	0.020	0.020
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.1362	0.1689	0.1353
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 องศา			1	1	1
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.13	0.13	0.13
29	จำนวนท่อแยก			-	1	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	0.28	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ			-	-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)			0.2662	0.5789	0.2653

ตารางผนวกที่ ๔ (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	B-D	C-D	B-D
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg	0.0956	0.2079	0.1121
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	0.6342	0.7465	0.7462
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-	- 0.7465	- 0.7465
37	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	- 0.7465	-	- 0.7465
38	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	1,953	-	-
39	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	-	-	0.3922

ตารางผนวกที่ ๕ ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ D-E, A-E

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm	-	200	222
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	-	3	3
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	-	3	3
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²	-	9	9
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm	3,753	1,800	1,994
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)	1,000	1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in	15.74	11.37	11.37

ตารางผนวกที่ 5 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		D-E	A-E	A-E
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		1.44	0.75	0.75
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm		2,606	2,400	2,659
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg		0.4234	0.3591	0.4408
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อลงมือต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18			ความดันสถิตที่ก่อลงมือ (in.wg)	-	-
19			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F _h)	-	0.5
20			แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ	-	1
21			การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ VP _d	-	1.5
22			ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h _e), in.wg	-	0.5387
23			ความดันสถิตของหัวดูด (SP _h) in.wg	-	0.5387
24			ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft	1	3.5

ตารางผนวกที่ 5 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
25	แฟกเตอร์ความเสียหายของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_p)	0.013	0.020	0.020
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.0132	0.0693	0.0687
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา	-	1	1
28	การสูญเสียความดันของท่อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	-	0.13	0.13
29	จำนวนท่อแยก	1	1	1
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.18	0.18	0.18
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ	-	-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)	0.1932	0.3793	0.3787
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (VP_d), in.wg	0.0818	0.1362	0.1669
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	0.0818	0.6749	0.8281
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	- 0.8283	-	- 0.8293
37	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	- 0.8283	-
38	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	1,994	-
39	ค่าความดันจลน์ลิฟท์ (in.wg)	0.3922	-	0.4295

ตารางผนวกที่ 6 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 2 ตามมาตรฐาน
ACGIH (American Conference of Governmental Industrial
Hygienists, 2001) ช่วงท่อ E-F, G-H

1	ช่วงท่อที่พิจารณา			E-F	G-H
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm			-	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)			-	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)			-	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²			-	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm			5,747	5,747
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)			1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in			20.11	20.11
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²			2.35	2.35
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm			2,446	2,446
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _a), in.wg			0.3729	0.3729
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s) in.wg	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18			ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-	-
19			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F _b)		-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		-	-

ตารางผนวกที่ 6 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		E-F	G-H
21	HOOD	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)	-	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg	-	-
23		ความดันสถิตของหัวคูด (SP_h) in.wg	-	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		7.3	29.67
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.010	0.010
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.0717	0.2915
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		1	3
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.13	0.39
29	จำนวนท่อแยก		-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)		0.2017	0.6815
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ in.wg		0.0752	0.2541
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		-	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		0.0752	0.2541
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		- 0.9035	0.2541
37	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)		-	-
38	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)		-	-
39	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)		0.4295	-

คำนวณกำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อต้านแรงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.2541 + 0.3729) - (-0.9035 + 0.3729) \\
 &= 0.6270 - (-0.5307) = 1.1577
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{5,747 \times (1.1577)}{6,356 \times 0.70} = 1.50 \text{ hp} = 1,119 \text{ watt} \\
 &= 1.11 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

3. การออกแบบปรับปรุงรูปแบบที่ 3 โดยการใช้หัวดูดอากาศแบบภายนอก (หัวดูดเดิม) แต่เพิ่มขนาดของท่อนำอากาศให้มีขนาดใหญ่กว่าเดิม เนื่องจากต้องทำการเปลี่ยนขนาดท่อนำอากาศหลังหัวดูดอากาศเป็นขนาด 50 นิ้ว และมีการขยายขนาดท่ออื่นๆ ทั้งระบบ ซึ่งหากพิจารณาลักษณะพื้นที่ทำงานจริง จะเป็นการยากที่จะติดตั้งท่อนำอากาศขนาดใหญ่ ตามที่คำนวณได้ เนื่องจากอาจจะไม่สะดวกในการติดตั้งในพื้นที่ปฏิบัติงาน จึงไม่ได้ออกแบบเพราะไม่สามารถออกแบบติดตั้งในห้องทากาวได้

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)

ตารางผนวกที่ 7 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 3 ตามมาตรฐาน
ACGIH (American Conference of Governmental Industrial
Hygienists, 2001) ช่วงท่อ B-D, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา		B-D	C-D	B-D
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm		200	200	218
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)		1.38	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)		1.94	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²		2.6772	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft		2.6	2.6	2.6
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ(Q), cfm		14,055	14,055	15,330
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000	1,000
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		50	50	50
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		13.63	13.63	13.63
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm		1031	1031	1125
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _a), in.wg		0.0663	0.0663	0.0789
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VPs), in.wg	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียผ่านช่องแคบ	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-

ตารางผนวกที่ 7 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			B-D	C-D	B-D	
18	HOOD	SLOT	การสูญเสียความดันที่กล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-	
19			ความดันสถิตที่กล่องลม (in.wg)	-	-	-	
20		แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)			0.35	0.35	0.35
21		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ			1	1	1
22		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)			1.35	1.35	1.35
23		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_c), in.wg			0.0895	0.0895	0.1065
24		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg			0.0895	0.0895	0.1065
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			8	9.65	8	
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.004	0.004	0.004	
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.0287	0.0346	0.0285	
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา			1	1	1	
29	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.13	0.13	0.13	
30	จำนวนท่อแยก			-	1	-	
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	0.28	-	
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่น			-	-	-	
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)			0.1587	0.4446	0.1585	

ตารางผนวกที่ 7 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	B-D	C-D	B-D
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	0.0105	0.0295	0.0125
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SPd), in.wg	0.1	0.1190	0.1190
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-	- 0.1190	- 0.1190
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	- 0.1190	-	- 0.1190
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	15,330	-	-
40	ค่าความดันจลน์ลิฟท์ (in.wg)	-	-	0.0729

ตารางผนวกที่ 8 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 3 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm	-	200	217
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	-	1.38	1.38
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	-	1.94	1.94
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²	-	2.6772	2.6772
6	ระยะห่างในแนวศูนย์กลางจากด้านหน้าหัวดูด (X), ft	-	2.6	2.6
7	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm	29,385	14,055	15,274

ตารางผนวกที่ 8 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		D-E	A-E	A-E	
8	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000	1,000	
9	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		72	50	50	
10	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		28.26	13.63	13.63	
11	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm		1,040	1,031	1,121	
12	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _a), in.wg		0.0674	0.0663	0.0783	
13	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-	-
14			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-	-
15			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
17			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
18			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
19			ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-	-	-
20			แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F _h)		-	0.35
21	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		-	1	1	
22	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อVP _a		-	1.35	1.35	
23	ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h _c), in.wg		-	0.0895	0.1057	

ตารางผนวกที่ ๘ (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		D-E	A-E	A-E
24	HOOD	ความดันสถิตหัวดูด (SP_h), in.wg	-	0.0895	0.1057
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		1	4.61	4.61
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.002	0.004	0.004
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.0023	0.0165	0.0164
28	จำนวนของข้อเลี้ยว 90° 60° 45 องศา		-	1	1
29	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก		1	1	1
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.18	0.18	0.18
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษ		-	-	-
33	การสูญเสียความดันของข้อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)		0.1823	0.3265	0.3264
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)		0.0123	0.0217	0.0256
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		-	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		0.0123	0.1112	0.1313
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg		- 0.1313	-	- 0.1313
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)		-	- 0.1313	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)		-	15,274	-
40	ค่าความดันจลน์ลิฟท์ (in.wg)		0.0729	-	0.0711

ตารางผนวกที่ 9 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	E-F	G-H
20	HOOD	-	-
21		-	-
22		-	-
23		-	-
24		-	-
25	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft	7.3	29.67
26	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)	0.002	0.002
27	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.0128	0.0519
28	จำนวนของข้อเสี้ยว 90 60 45 องศา	1	3
29	การสูญเสียความดันของข้อเสี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	0.13	0.13
30	จำนวนท่อแยก	-	-
31	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)	-	-
32	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ	-	-
33	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)	0.1428	0.4419
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	0.0091	0.0282
35	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-
36	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	0.0091	0.0282

ตารางผนวกที่ 9 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	E-F	G-H
37	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	- 0.1404	0.0282
38	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	-
39	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	-
40	ค่าความดันจลน์ (in.wg)	0.0711	-

คำนวณกำลังขับของพัดลม

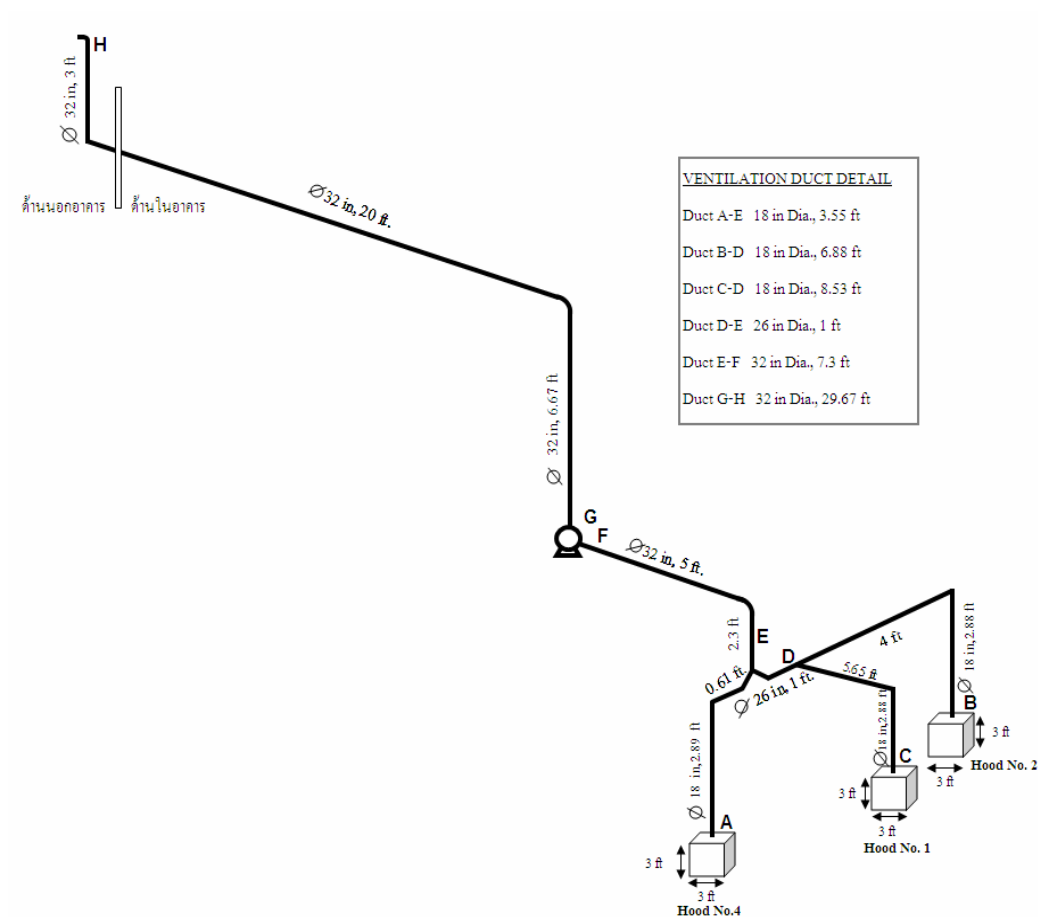
คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อไล่ยุงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.0282 + 0.0638) - (-0.1404 + 0.0638) \\
 &= 0.0920 - (-0.0766) = 0.1686
 \end{aligned}$$

คำนวณค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{44,659 \times (0.1686)}{6,356 \times 0.70} = 1.69 \text{ hp} = 1,260.74 \text{ watt} \\
 &= 1.26 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4. การออกแบบปรับปรุงรูปแบบที่ 4 โดยการใช้หัวดูดอากาศแบบปิดล้อม (หัวดูดใหม่) และเพิ่มขนาดของท่อนำอากาศให้มีขนาดใหญ่กว่าเดิม แสดงดังภาพผนวกที่ ง 3



ภาพผนวกที่ ง3 การออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4

การคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001)

ตารางผนวกที่ 10 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4 ตามมาตรฐาน
ACGIH (American Conference of Governmental Industrial
Hygienists, 2001) ช่วงท่อ B-D, C-D

1	ช่วงท่อที่พิจารณา		B-D	C-D	B-D	
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm		200	200	217	
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)		3	3	3	
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)		3	3	3	
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²		9	9	9	
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือ ท่อดูดอากาศ (Q), cfm		1,800	1,800	1,951	
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000	1,000	
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		18	18	18	
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		1.77	1.77	1.77	
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm		1,019	1,019	1,105	
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่ แท้จริง (VP _a), in.wg		0.0647	0.0647	0.0761	
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่อง แคบ (VP _s), in.wg	-	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่าน ช่องแคบ	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดัน เนื่องจากความเร่งของอากาศที่ ผ่านช่องแคบ	-	-	-

ตารางผนวกที่ 10 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			B-D	C-D	B-D
17	HOOD	SLOT	การสูญเสียความดันที่กล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
18			ความดันสถิตที่กล่องลม (in.wg)	-	-	-
19		แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)		0.5	0.5	0.5
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		1	1	1
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)		1.5	1.5	1.5
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (he), in.wg		0.0971	0.0971	0.1141
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg		0.0971	0.0971	0.1141
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			6.88	8.53	6.88
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.013	0.013	0.012
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.0863	0.170	0.0857
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 องศา			1	1	1
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.13	0.13	0.13
29	จำนวนท่อแยก			-	1	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	0.28	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ			-	-	-

ตารางผนวกที่ 10 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	B-D	C-D	B-D
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)	0.2163	0.5170	0.2157
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)	0.0140	0.0335	0.0164
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	0.1111	0.1306	0.1306
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	-	- 0.1306	- 0.1306
37	ค่าความดันสถิตควบคูม (in.wg)	- 0.1306	-	- 0.1306
38	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	1,951	-	-
39	ค่าความดันจลน์ดัดพี (in.wg)	-	-	0.0707

ตารางผนวกที่ 11 ผลการคำนวณค่าต่าง ๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4 ตามมาตรฐาน ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 2001) ช่วงท่อ D-E, A-E

1	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด V, (fpm)	-	200	218
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)	-	3	3
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)	-	3	3
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด A, (ft ²)	-	9	9
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm	3,751	1,800	1,963

ตารางผนวกที่ 11 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		D-E	A-E	A-E	
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000	1,000	
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		26	18	18	
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		3.69	1.77	1.77	
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _d), fpm		1,018	1,019	1,111	
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _d), in.wg		0.0646	0.0647	0.0770	
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-	-	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-	-	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s), in.wg	-	-	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
16			แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-	-
18				ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-	-
19	แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F _b)		-	0.5	0.5	
20	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		-	1	1	
21	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ(VP _d)		-	1.5	1.5	
22	ค่าความดันสูญเสียทางเข้าท่อ(h _e), in.wg		-	0.0971	0.1155	

ตารางผนวกที่ 11 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา		D-E	A-E	A-E
23	HOOD	ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h), in.wg	-	0.0971	0.1155
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft		1	3.5	3.5
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)		0.008	0.013	0.012
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.008	0.0439	0.0436
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 60 45 องศา		-	1	1
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		-	0.13	0.13
29	จำนวนท่อแยก		1	1	1
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)		0.18	0.18	0.18
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ		-	-	-
32	การสูญเสียความดันของข้อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)		0.1880	0.3539	0.3536
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ (in.wg)		0.0121	0.0229	0.0272
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)		-	-	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg		0.0121	0.12	0.1427
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg,		- 0.1427	-	- 0.1427

ตารางผนวกที่ 11 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	D-E	A-E	A-E
37	ค่าความดันสถิตควบคู่ (in.wg)	-	- 0.1427	-
38	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	1,963	-
39	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	0.0707	-	0.0689

ตารางผนวกที่ 12 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ของการออกแบบปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่
ของกระบวนการทากาว ที่โต๊ะจุดที่ 1 2 และ 4 รูปแบบที่ 4 ตามมาตรฐาน
ACGIH (American Conference of Governmental Industrial
Hygienists, 2001) ช่วงท่อ E-F, G-H

1	ช่วงท่อที่พิจารณา		E-F	G-H
2	ความเร็วจับยึดของหัวดูด (V), fpm		-	-
3	ขนาดความกว้างของหัวดูด (ft)		-	-
4	ขนาดความยาวของหัวดูด (ft)		-	-
5	พื้นที่หน้าตัดของหัวดูด (A), ft ²		-	-
6	อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านท่อ หรือท่อดูดอากาศ (Q), cfm		5,714	5,714
7	ความเร็วต่ำสุดของอากาศในท่อที่ใช้ (fpm)		1,000	1,000
8	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้ (D), in		3,232	3,232
9	พื้นที่หน้าตัดท่อที่ใช้ (A), ft ²		5.58	5.58
10	ความเร็วที่แท้จริงของอากาศในท่อ (V _a), fpm		1,023.64	1,023.64
11	ความดันจลน์ของอากาศในท่อที่ความเร็วที่แท้จริง (VP _a), in.wg		0.0653	0.0653
12	HOOD	SLOT	พื้นที่ช่องแคบ (ft ²)	-
13			ความเร็วของอากาศที่ช่องแคบ (Slot velocity :V _s), fpm	-
14			ความดันจลน์ของอากาศที่ช่องแคบ (VP _s) in.wg	-
15			แฟกเตอร์ความสูญเสียที่ผ่านช่องแคบ	-

ตารางผนวกที่ 12 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา			E-F	G-H
16	HOOD	SLOT	แฟกเตอร์ความสูญเสียความดันเนื่องจากความเร่งของอากาศที่ผ่านช่องแคบ	-	-
17			การสูญเสียความดันที่ก่อล่องลมต่อความดันจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านช่องแคบ	-	-
18			ความดันสถิตที่ก่อล่องลม (in.wg)	-	-
19		แฟกเตอร์การสูญเสียที่เข้าหัวดูด (F_h)		-	-
20		แฟกเตอร์การสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเร่งของอากาศ		-	-
21		การสูญเสียความดันที่ทางเข้าต่อความดันจลน์ของอากาศซึ่งไหลผ่านท่อ (VP_d)		-	-
22		ค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าท่อ (h_e), in.wg		-	-
23		ความดันสถิตของหัวดูด (SP_h) in.wg		-	-
24	ความยาวของท่อในช่วงพิจารณา (L), ft			7.3	29.67
25	แฟกเตอร์ความเสียดทานของอากาศ ที่ไหลผ่านท่อตรง (H_f)			0.006	0.006
26	การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.0452	0.1839
27	จำนวนของข้อเลี้ยว 90 องศา			1	3
28	การสูญเสียความดันของข้อเลี้ยวต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			0.13	0.39
29	จำนวนท่อแยก			-	-
30	การสูญเสียความดันที่ทางเข้าท่อแยกต่อความดันจลน์ของอากาศในท่อ (VP_d)			-	-
31	แฟกเตอร์การสูญเสียความดันของข้อต่อพิเศษอื่นๆ			-	-
32	การสูญเสียความดันของท่อต่อความดันของอากาศในท่อ (VP_d)			0.1752	0.5739
33	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านท่อ in.wg			0.0114	0.0375

ตารางผนวกที่ 12 (ต่อ)

	ช่วงท่อที่พิจารณา	E-F	G-H
34	ค่าของการสูญเสียความดันของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์อื่น (in.wg)	-	-
35	การสูญเสียความดันสถิตทั้งหมดในท่อของส่วนที่กำลังพิจารณา (SP_d), in.wg	0.0114	0.0375
36	ค่าการสูญเสียความดันสถิตของระบบท่อซึ่งเป็นผลรวมของค่าการสูญเสียความดันสถิตทั้งหมด (TSP), in.wg	- 0.1542	0.0375
37	ค่าความดันสถิตควบคุม (in.wg)	-	-
38	อัตราการไหลของอากาศที่ปรับแก้ (cfm)	-	-
39	ค่าความดันจลน์ลัพธ์ (in.wg)	0.0689	-

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม

คำนวณค่าความดันสถิตที่พัดลมต้องสร้างขึ้นเพื่อลำเลียงอากาศในปริมาณที่ต้องการให้ไหลผ่านระบบได้เป็นหลัก (Fan Total Pressure) ได้จากสมการที่ 22

$$\begin{aligned}
 FTP &= TP_{\text{outlet}} - TP_{\text{inlet}} \\
 &= (SP_{\text{outlet}} + VP_{\text{outlet}}) - (SP_{\text{inlet}} + VP_{\text{inlet}}) \\
 &= (0.0375 + 0.0653) - (-0.1542 + 0.0653) \\
 &= 0.1028 - (-0.0889) = 0.1917
 \end{aligned}$$

คำนวณหาค่ากำลังขับของพัดลม (BHP) จากสมการที่ 23

$$BHP = \frac{Q \times (FTP)}{6,356 \times ME} = \frac{5,714 \times (0.1917)}{6,356 \times 0.70} = 0.25 \text{ hp} = 186.5 \text{ watt}$$

ประวัติการศึกษา และการทำงาน

ชื่อ – นามสกุล	นางสาววิไล เสงวิวัฒนชัย
วัน เดือน ปี ที่เกิด	วันที่ 13 มีนาคม 2523
สถานที่เกิด	กรุงเทพมหานครฯ
ประวัติการศึกษา	ปริญญาตรี วิทยาศาสตร์บัณฑิต (สาธารณสุขศาสตร์) มหาวิทยาลัยบูรพา
ตำแหน่งหน้าที่การงานปัจจุบัน	ผู้ช่วยหัวหน้าแผนกความปลอดภัยและอาชีวอนามัย