

การเปรียบเทียบปัจจัยการออกแบบหม้อพักไอเสียที่ส่งผลกระทบต่อระดับเสียงรบกวนและความสามารถระบายไอเสีย

A Comparison of Design Factors of Muffler Affecting on Sound Pressure Level and Exhaust Flow Capability

ศุภชัย หลักคำ¹ และพิเชษฐ์ บุญญาลัย¹

Received: August, 2014; Accepted: April, 2015

บทคัดย่อ

ปัจจุบันเสียงรบกวนจากยานพาหนะถือเป็นปัญหาสิ่งแวดล้อมหนึ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ ดังนั้นการออกแบบหม้อพักไอเสียเพื่อลดระดับเสียงรบกวนควบคู่กับการรักษาสรรณะของเครื่องยนต์เป็นอีกสิ่งหนึ่งที่ต้องคำนึงถึงสำหรับการออกแบบ งานวิจัยนี้ได้เปรียบเทียบปัจจัยการออกแบบหม้อพักไอเสียที่มีอิทธิพลต่อเสียงรบกวน โดยตรวจวัดค่าความดันไอเสียที่สภาวะความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 1,000 rpm ซึ่งเป็นรอบเดินเบา และ 4,000 rpm ซึ่งเป็นรอบที่มีแรงบิดสูงสุดของรถยนต์ทดสอบ เพื่อนำไปกำหนดขอบเขตและเงื่อนไขในการจำลองการไหลไอเสียภายในหม้อพักไอเสียทั้ง 3 แบบ ที่มีใช้อยู่ทั่วไปในปัจจุบัน ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขของโปรแกรมสำเร็จรูป Solid Works และศึกษาพฤติกรรมของการไหลและแนวโน้มในการลดเสียงรบกวนจากค่าความดันแตกต่างภายในหม้อพักไอเสีย อีกทั้งได้ขึ้นรูปหม้อพักไอเสีย 3 แบบดังกล่าว เพื่อทำการตรวจวัดระดับเสียงรบกวนตามมาตรฐาน กรมการขนส่งทางบก

ผลการทดสอบสะท้อนให้เห็นว่า ปัจจัยหลักในการออกแบบคือทิศทางและระยะทางการไหลของท่อไอเสียที่มีอิทธิพลต่อเสียงรบกวน โดยการเปลี่ยนแปลงทิศทางและการเพิ่มระยะทางการไหลจะช่วยลดระดับความดันเสียงได้ดีในสภาวะรอบเครื่องยนต์ 1,000 และ 4,000 rpm อย่างไรก็ดีตามผลการทดสอบดังกล่าวได้ถูกตรวจวัดจากสภาวะการใช้งานที่มีอุปกรณ์บำบัดไอเสียติดตั้งอยู่ด้วย

คำสำคัญ : หม้อพักไอเสีย; ระดับเสียงรบกวน; ความสามารถระบายไอเสีย

¹ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร กรุงเทพมหานคร
E - mail : supachai.i@rmutp.ac.th, pichest.b@rmutp.ac.th

Abstract

Nowadays, the noise of engine combustion is one of environment problem. For this reason, the design considered with noise reduction is included on muffler. Not only reducing the noise pollution, but also maintaining the efficiency of the engine, therefore, this research has emphasized on 3 types of muffler that presently are used. Initiated by data collection, the pressure and the velocity of exhaust in the muffler at 1,000 and 4,000 RPM of engine speed (slow-running and maximum running engine mode respectively) were investigated. The data were applied into the program that called "SolidWorks" in order to study parameters by numerical methods. In this step, the relation between the pressure and the velocity of exhaust were represented. base on standard of The Department of Land Transport, in addition, these muffler models were manufactured and tested.

As a result, there are two major parameters of the muffler. Firstly, the metamorphism of the exhaust gas flow direction pleausrably causes the lower noise at 1,000 RPM of engine speed. Besides. Secondly, an increase of the flow gas distance can diminish noise at 4,000 RPM of engine speed as well. However, this muffler models were tested under the working mode of catalytic device that is standard equipment for automotive vehicles.

Keywords: Muffler; Sound Pressure Level; Exhaust Flow Capability

บทนำ

ปัจจุบันปัญหามลภาวะทางเสียงเป็นหนึ่งในปัญหาสิ่งแวดล้อมที่เกิดขึ้นทั่วโลก สำหรับแนวทางการแก้ไขในแต่ละประเทศ ขึ้นอยู่กับความแตกต่างทางวัฒนธรรม เศรษฐกิจและการเมือง ในขณะที่ปัญหาด้านเสียงรบกวนยังคงเพิ่มขึ้น แม้ในพื้นที่ที่มีการออกกฎข้อบังคับ การประเมิน การลดทอนแหล่งเสียง หรือการป้องกันเสียงรบกวน เช่น ความพยายามที่จะลดเสียงรบกวนจากการจราจร ถึงแม้ในความเป็นจริงรถยนต์ในปัจจุบันจะมีเสียงรบกวนลดลงมาก เมื่อเทียบกับรถยนต์ในอดีตเมื่อ 10 ปีก่อน แต่ปริมาณความหนาแน่นของการจราจรที่นับวันจะเพิ่มมากขึ้น ซึ่งทำให้ผลจากความพยายามที่จะลดเสียงรบกวนลงไม่ประสบผลสำเร็จ ตรงกันข้ามระดับของเสียงรบกวนยังคงเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดความรำคาญและผลเสียต่อสุขภาพ

สำหรับอุปกรณ์ที่ใช้ลดระดับเสียงรบกวนในรถยนต์ คือ หม้อพักไอเสีย ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ถูกติดตั้งอยู่ใกล้กับปลายท่อไอเสีย โดยหม้อพักไอเสียมีหน้าที่ลดอุณหภูมิ แรงดัน และควบคุมการขยายตัว

ของไอเสีย โดยไอเสียที่ผ่านการสันดาปเครื่องยนต์มีความดันสูงประมาณ 3 ถึง 5 kg/cm² และมีอุณหภูมิสูงประมาณ 600 ถึง 800°C ซึ่งแรงดันและความร้อนที่สูงนี้มีผลทำให้ไอเสียเกิดการขยายตัวอย่างรวดเร็วและเกิดเสียงรบกวน ดังนั้นหม้อพักไอเสียจึงต้องถูกออกแบบมาเพื่อแก้ปัญหานี้ โดยทั่วไปหม้อพักไอเสียจะควบคุมการขยายตัวของไอเสียให้เป็นไปแบบช้า ๆ และจะช่วยลดอุณหภูมิไอเสียก่อนระบายออกไปสู่บรรยากาศภายนอก ดังนั้นการออกแบบหม้อพักไอเสียจึงต้องคำนึงถึงแรงดันย้อนกลับซึ่งจะบั่นทอนกำลังหรือสมรรถนะของเครื่องยนต์ เมื่อทำการเร่งเครื่องยนต์จนเกิดไอเสียที่มีแรงดันขนาดมาก ก็จะทำให้แรงดันย้อนกลับเพิ่มขึ้นตามไปด้วย

สำหรับประเทศไทย ในปัจจุบันมาตรฐานระดับเสียงจากยานพาหนะถูกกำหนดโดยกรมการขนส่งทางบก (Department of Land Transport, 2012) ซึ่งกำหนดให้รถยนต์ต้องวัดระดับเสียงรบกวน โดยที่ระยะ 0.5 เมตรจากปลายท่อรถยนต์ต้องไม่เกิน 100 dBA

จากผลการทบทวนวรรณกรรมพบว่าโดยทั่วไปการศึกษาในห้องปฏิบัติการและคำนวณเชิงตัวเลขถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลาย การทำนายผลการปฏิบัติงานทางเสียงด้วยหม้อพักไอเสียแบบ Single-inlet/Double-outlet (Wu, C. J. et al., 2008) เพื่อหาการสูญเสียการแพร่ผ่านของเสียง (TL) โดยใช้ทฤษฎีคลื่นระนาบ ซึ่งเป็นปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อค่า TL และทำการวิเคราะห์เชิงตัวเลขในกรณีต่าง ๆ ของอัตราส่วนความยาวเส้นผ่าศูนย์กลางและผลการคำนวณของ TL เพื่อทำการเปรียบเทียบผลในระดับโหมดชั้นสูงและเปรียบเทียบกับวิธีการอื่นสำหรับการตรวจสอบความถูกต้อง

อีกทั้งการอธิบายด้วยวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข จากการจำลองเพื่อวิเคราะห์ทิศทางการเป็นไปได้สำหรับการออกแบบรูปร่างหม้อพักไอเสีย (Barbieri, R. and Barbieri, N., 2006) โดยมีเป้าหมายคือการหาขนาดที่เหมาะสมในเชิงอคูสติกกับการสูญเสียการส่งผ่าน (TL) ถูกนำไปศึกษาในช่วงความถี่ที่นำสนใจ อีกทั้งปรับปรุงสี่ตัวแปรที่ใช้สำหรับการประเมินผลค่า TL และแก้ไขการคำนวณเชิงตัวเลข (FEM) และเงื่อนไขขอบเขต โดยใช้เอลิเมนต์รูปสามเหลี่ยมเพื่อลดข้อผิดพลาดจากการคำนวณ จากนั้นจึงนำข้อมูลที่ได้ไปสู่วิธีการสร้างแบบจำลองไม่เชิงเส้นเพื่อทำการทดลองกับหม้อพักแบบได้ตรงที่มีการเจาะรูขนาดเล็กเพื่อหาขนาดรูที่เหมาะสมในการแพร่ผ่านของอนุภาคและลดเสียงรบกวน

การวิเคราะห์ด้วยอัลกอริทึมจากทฤษฎีการถ่ายโอนเมทริกมิติเดียว (Panigrahi, S. N. and Munjal, M. L., 2007) ที่มีความยืดหยุ่นทั่วไปและง่ายต่อการขยายไปสู่การใช้ระบบสามมิติ ถูกนำไปวิเคราะห์โดยใช้แบบจำลองทางเรขาคณิตของท่อพักไอเสียชนิดที่แตกต่างกัน และศึกษาการรวมตัวกันภายใต้ปฏิบัติการแพร่ผ่านขององค์ประกอบพอร์และการดูดซึมของเสียงในหม้อพักไอเสีย ดังนั้นอัลกอริทึมนี้สามารถนำไปใช้ร่วมกับการถ่ายโอนเมทริกที่มีการตั้งค่าในโปรแกรมที่ใช้หม้อพักไอเสียในการวิเคราะห์ระบบไอเสียของรถยนต์ได้ทั้งหมด

นอกจากนี้ ระยะทางระหว่างท่อไอเสียและหม้อพักไอเสียถูกศึกษาด้วยวิธีการทดลองและจำลองเชิงตัวเลขภายใต้เงื่อนไขของการกำหนดการเร่งด้วยวิธีเปิดลิ้นคันเร่งปิกัสเสอ (Yasuda, T. et al., 2010) เพื่อเร่งเครื่องยนต์ระหว่าง 1,000 – 6,000 rpm ภายในเวลา 30 วินาที และทำนายลักษณะการไหลภายในท่อไอเสียโดยการคำนวณพลศาสตร์หนึ่งมิติ อีกทั้งทำการทดสอบภายในห้องปฏิบัติการด้านเสียงตามมาตรฐาน JIS D 1616 พบว่าผลของการจำลองอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้และประหยัต้นทุนการทดสอบ

ได้กว่าร้อยละ 90 ของเวลาการดำเนินงานเมื่อเปรียบเทียบกับรูปแบบมาตรฐาน วิธีการดังกล่าวจึงได้ถูกนำเสนอเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพสำหรับการออกแบบและตอบสนองความต้องการอุตสาหกรรม

สำหรับการศึกษาเสียงในช่วงความถี่ต่ำจากเครื่องยนต์ถูกเสนอเพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพด้านการลดเสียงรบกวน ซึ่งทำการศึกษาทางทฤษฎีและทดลองทั้งเชิงความถี่และโดเมนเวลา (Yasuda, T. et al., 2013) พบว่ารอยต่อของหม้อพักไอเสียส่งผลต่อประสิทธิภาพการลดทอนของเสียง ดังนั้นจึงใช้หลักการนี้มาเสนอการเจือจางเสียงความถี่ต่ำและความถี่กลางในเวลาเดียวกัน สมการความถี่ของโครงสร้างนี้มีความคล้ายคลึงกับเสียงอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งมีประโยชน์สำหรับการประเมินผลการปฏิบัติงานการลดทอนเสียงและนำไปสู่การออกแบบย้อนรอยที่มีอิทธิพลต่อโครงสร้างของหม้อพักไอเสีย

นอกจากนี้ยังพบการบูรณาการระหว่างฝั่งขาเข้าและออกของท่อไอเสีย (Munjaj, M. L., 1997) เพื่อการทำนายของการสูญเสียของการส่งผ่านโดยรวม (TL) หรือสูญเสียการแทรกสำหรับการขยายของคลื่นในระนาบ ค่าเหล่านี้จะถูกตรวจสอบในรูปแบบ 3 มิติของการไหล โดยใช้ค่าเฉลี่ย TL จากขาเข้าและขาออก ซึ่งผลการศึกษานี้แสดงให้เห็นว่าอัตราส่วนระหว่างท่อทางเข้าและทางออกที่มีค่ามากหรือน้อยจะส่งผลต่อการออกแบบขนาดปลายท่อไอเสียด้วย

ในทำนองเดียวกันการวิเคราะห์โดเมนเชิงความถี่ถูกนำเสนอสำหรับกระบวนการไหลย้อนกลับ (Munjaj, M. L. et al., 1998) ด้วยสมการสมดุลโมเมนตัมและไอเซนโทรปิก เพื่อนำไปสู่เมทริกการถ่ายโอนและนำมาใช้ในการคาดการณ์ของระดับเสียงรบกวน และจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับการวัดแบบเคลื่อนที่ผ่านสถานีวัดเสียง

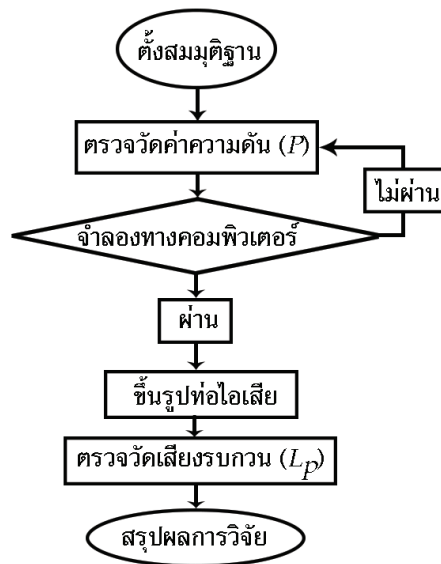
ในขณะที่การศึกษาการแพร่ผ่านของเสียงผ่านการสร้างแบบจำลองที่มีรูปทรงที่มีคุณสมบัติที่ไม่เป็นเนื้อเดียวกัน (Antebas, A. G. et al., 2013) โดยคำนึงถึงการผลิตและการย่อยสลายการไหลของอนุภาคเข้ามาภายในวัสดุดูดซับ ถูกนำไปใช้กับสมการคลื่นสำหรับการแพร่ผ่าน โดยวัสดุดูดซับมีความหนาแน่นซับซ้อนเทียบเท่ากับเสียง เพื่อทำหน้าที่ลดความเร็วของเสียง และรองรับความแปรผันเชิงพื้นที่จากคุณสมบัติเหล่านี้ ฟังก์ชันการประสานขึ้นอยู่กับความหนาแน่นในขั้นตอนการบรรจุของวัสดุดูดซับระหว่างห้องด้านนอกและทางเดินกลางของหม้อพักไอเสีย ซึ่งอาศัยความต้านทานของคูลดิกในท่อรูปทรงทำให้ความดันคูลดิกกระโดดผ่านช่องประตูที่มีความต้านทานในช่วงความเร็วปกติ ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงเชิงพื้นที่ของความต้านทานจะถูกนำมาศึกษารายละเอียดเพื่อประเมินอิทธิพลของคุณสมบัติที่แตกต่างกันและลักษณะการเจาะทะลอมถึงความพรุนที่เชื่อมโยงต่อประสิทธิภาพการลดทอนเสียงในหม้อพักไอเสีย

อย่างไรก็ตามจากการสำรวจวรรณกรรมดังกล่าว ยังไม่พบการศึกษาผลกระทบของการลดเสียงรบกวนที่ส่งผลต่อความสามารถระบายไอเสีย ดังนั้นผู้วิจัยจึงมุ่งเน้นการศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการลดเสียงรบกวนควบคู่ไปกับปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการรักษาความสามารถระบายไอเสีย

วิธีดำเนินการวิจัย

เพื่อให้บรรลุวัตถุประสงค์การวิจัยในครั้งนี้ ทางคณะผู้วิจัยจึงได้กำหนดแนวทางและขอบเขตการทดลองดังรูปที่ 1 โดยนำวิธีการจำลองทางคอมพิวเตอร์ (Simulation Methods) เพื่อใช้ศึกษาพฤติกรรม

การไหลของไอเสียภายในหม้อพักไอเสีย ควบคู่กับการทดลองภาคสนาม (Experimental Works) เพื่อใช้ตรวจวัดระดับเสียงรบกวน และเลือกรถยนต์ Mitsubishi รุ่น Space Wagon เครื่องยนต์เบนซิน ขนาด 2,400 cc ซึ่งเป็นรถยนต์ทดสอบของสาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่มีความสมบูรณ์มาใช้ในการวิจัยในครั้งนี้

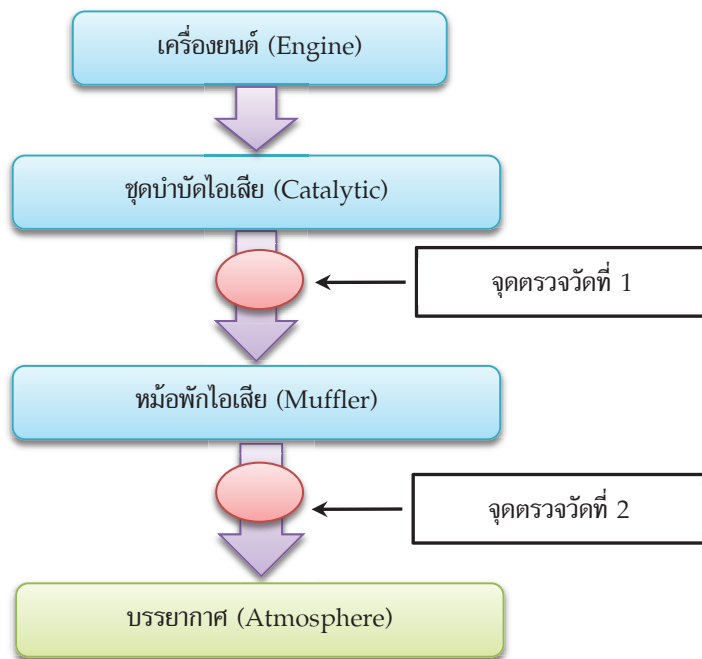


รูปที่ 1 ขั้นตอนการวิจัย

การตั้งสมมุติฐานและตรวจวัดค่าความดัน

จากหลักการทำงานของระบบระบายไอเสีย เครื่องยนต์จะระบายไอเสียผ่านอุปกรณ์บำบัดไอเสีย ซึ่งมีหน้าที่ลดสารพิษที่เป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อม และส่งไอเสียไปยังหม้อพักไอเสียที่ทำหน้าที่ลดเสียงรบกวน ดังนั้นคณะผู้วิจัยจึงทำการตรวจวัดค่าความดันไอเสีย ณ ตำแหน่งหน้าและหลังหม้อพักไอเสีย ดังรูปที่ 2 ที่สภาวะความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,000 rpm ซึ่งเป็นรอบเดินเบา และ 4,000 rpm ซึ่งเป็นรอบแรงบิดสูงสุด โดยเลือกใช้เครื่องมือวัดความดันแบบ Pitot Tube ซึ่งสามารถทนอุณหภูมิสูงของไอเสียได้ดังรูปที่ 3

6 การเปรียบเทียบปัจจัยการออกแบบหม้อพักไอเสียที่ส่งผลกระทบต่อระดับเสียงรบกวนและความสามารถระบายไอเสีย



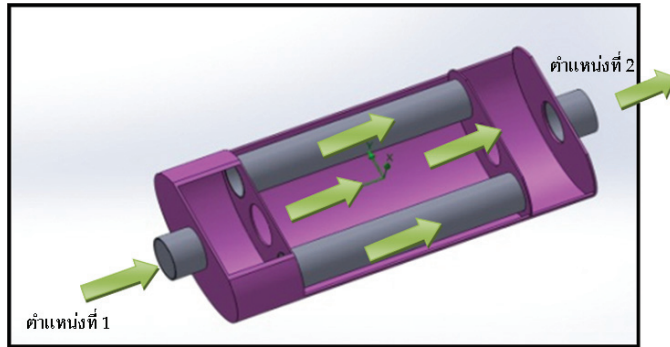
รูปที่ 2 จุดวัดความดัน



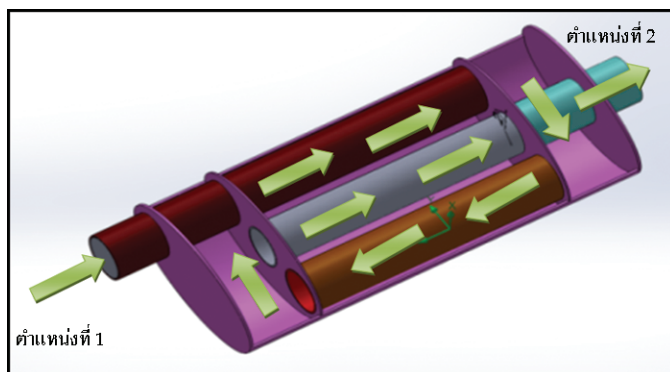
รูปที่ 3 เครื่องวัดความดันแบบ Pitot tube

การจำลองทางคอมพิวเตอร์

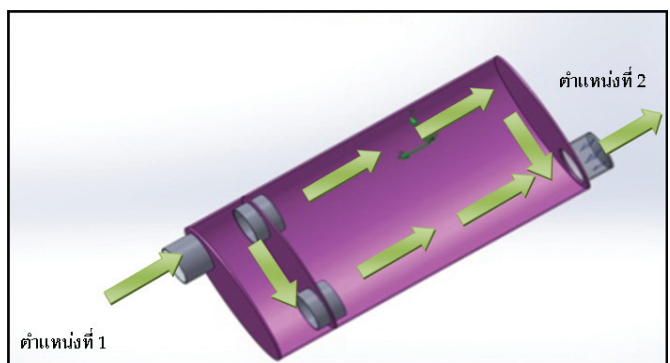
การจำลองทางคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป Solid Works โดยใช้ค่าความดัน ความเร็ว และอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการตรวจวัดมากำหนดสภาวะในการจำลองหม้อพักไอเสีย 3 แบบ ดังรูปที่ 4 ถึง 6 ซึ่งมีใช้อยู่ทั่วไป เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นภายในหม้อพักไอเสีย



รูปที่ 4 หม้อพักแบบไส้ตรง



รูปที่ 5 หม้อพักแบบไส้ย่อน



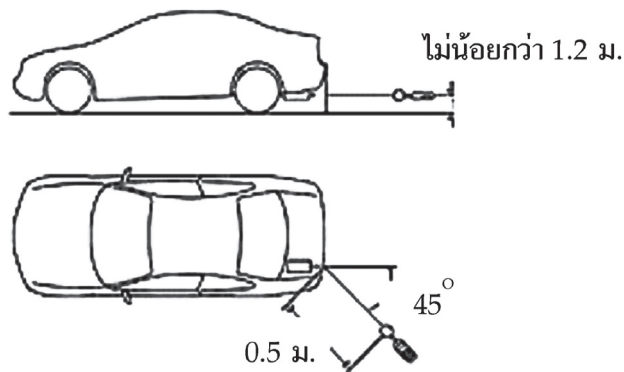
รูปที่ 6 หม้อพักแบบไส้เยื้อง

การขึ้นรูปหม้อพักไอเสียและตรวจวัดเสียงรบกวน

จากแบบจำลองหม้อพักไอเสียที่ได้สร้างขึ้นในโปรแกรมสำเร็จรูป นำมาสู่การขึ้นรูปหม้อพักไอเสียตามแบบจำลองเพื่อใช้ในการทดสอบภาคสนาม (Experimental Works) ซึ่งผลการทดสอบดังกล่าวจะนำไปสู่การยืนยันผลการจำลอง โดยการตรวจวัดเสียงรบกวนที่ออกจากปลายท่อไอเสียด้วยเครื่องวัดระดับเสียงและบันทึกผล โดยมีสภาวะการทดสอบแบ่งตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2 กรณี คือ 1,000 และ 4,000 rpm ซึ่งเป็นรอบเดินเบา และรอบแรงบิดสูงสุด

สำหรับขั้นตอนในการวัดเสียงรบกวนเป็นไปตามประกาศของกรมการขนส่งทางบก (Department of Land Transport, 2012) โดยมีรายละเอียดพอสังเขปดังนี้

1. วัดระดับเสียงของสภาพแวดล้อมในขณะนั้น ต้องไม่เกิน 90 dB
2. ให้จอดรถยนต์ในตำแหน่งเกียร์ว่าง และเดินเครื่องจนกระทั่งถึงอุณหภูมิใช้งานปกติหรือไม่น้อยกว่า 5 นาที
3. กรณีที่ปลายท่อไอเสียยื่นไม่พ้นริมนอกสุดของตัวถังรถยนต์ ให้ตั้งไมโครโฟนอยู่ห่างจากริมนอกสุดของตัวถังรถยนต์ด้านปลายทางออกของท่อไอเสียรถยนต์เป็นระยะทาง 0.5 เมตร และสูงจากพื้นไม่น้อยกว่า 0.2 เมตร โดยให้แกนของไมโครโฟนขนานกับพื้นทำมุม 45 องศากับปลายท่อไอเสีย ดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 ตำแหน่งการตรวจวัดเสียงรถยนต์

ผลและการอภิปรายผลการทดลอง

จากวิธีและขั้นตอนในการดำเนินงานวิจัยในข้างต้น นำมาสู่ผลการทดลองดังต่อไปนี้

ผลการตรวจวัดความดันและความเร็วไอเสีย

การตรวจวัดค่าความดันเพื่อนำไปใช้ในการกำหนดค่าสภาวะ และขอบเขตของการจำลองนั้น ได้เลือกทดสอบหม้อพักไอเสียแบบที่ 1 (แบบไส้ตรง) ซึ่งมีความซับซ้อนทางกายภาพน้อยที่สุด โดยทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,000 และ 4,000 rpm ดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ผลการตรวจวัดความดันและความเร็วไอเสีย

1,000 rpm			
ความดัน (kPa)		ความเร็ว (m/s)	
ทางเข้า	ทางออก	ทางเข้า	ทางออก
101.341	101.328	4.700	4.980
4,000 rpm			
ความดัน (kPa)		ความเร็ว (m/s)	
ทางเข้า	ทางออก	ทางเข้า	ทางออก
101.405	101.348	13.200	13.780

ผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์

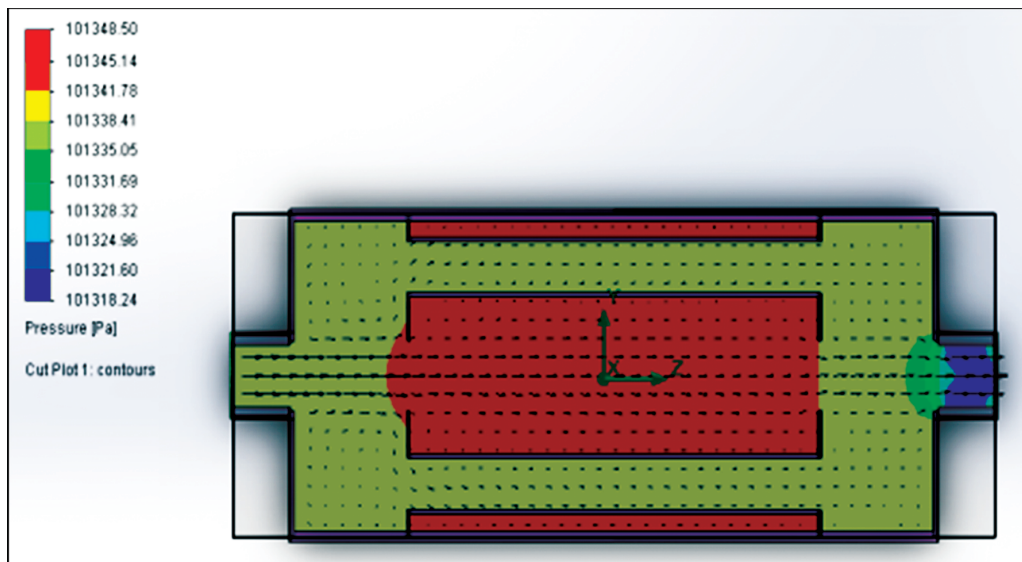
สำหรับผลการจำลองทางคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม Solid Works จะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือการจำลองความดัน และความเร็วการไหลของไอเสีย ซึ่งทั้งสองส่วนนั้นถูกจำลองภายใต้สภาวะความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 1,000 และ 4,000 rpm ดังนี้

1. การจำลองความดัน

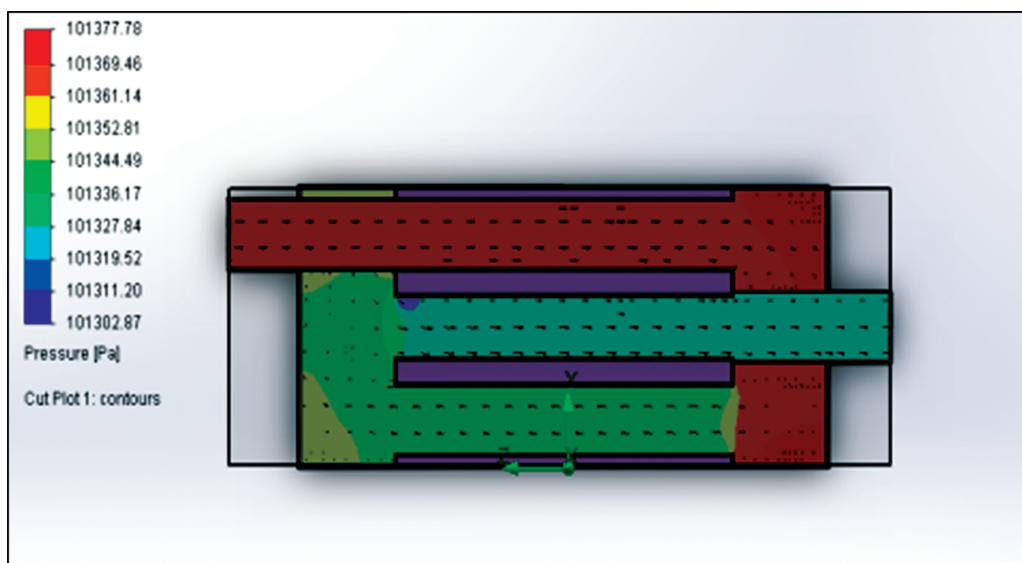
ผลการจำลองความดันในหม้อพักไอเสียทั้ง 3 แบบ โดยกำหนดความดันคงที่ตำแหน่งทางเข้า (ตำแหน่งที่ 1) 101.341 และ 101.405 kPa ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,000 และ 4,000 rpm ซึ่งได้จากการตรวจวัด และวัดความดันของไอเสียที่ไหลผ่านทางออก (ตำแหน่งที่ 2) ดังรูปที่ 8 ถึง 10 นอกจากนี้ยังสามารถนำความดันบริเวณทางออกคำนวณระดับเสียงรบกวนได้จากสมการที่ 1 (Pamanikabud, P., 2552)

$$SPL = 20 \log \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (1)$$

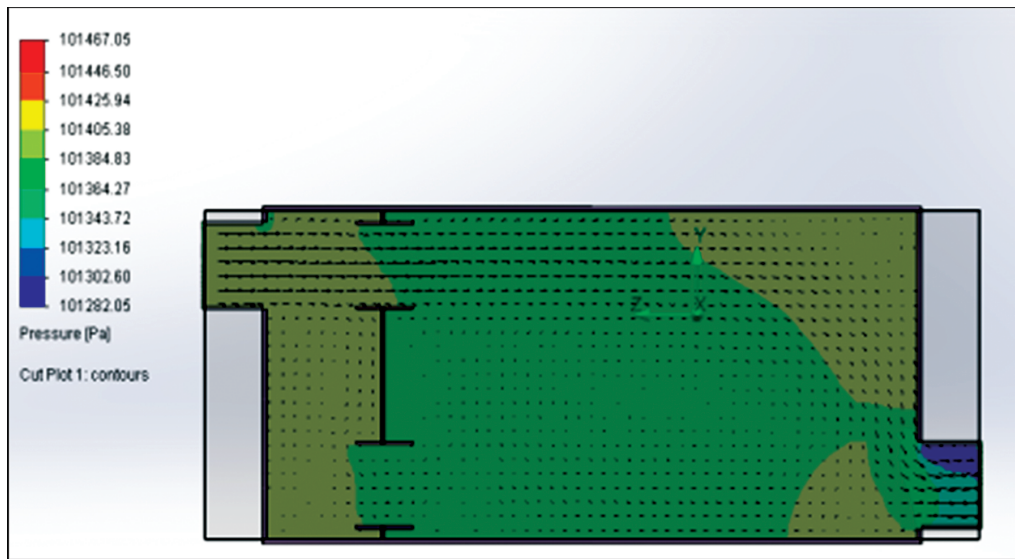
เมื่อ SPL คือ ระดับเสียงรบกวน (dB)
 P คือ ความดัน (kPa)
 P_0 คือ ความดันบรรยากาศ (101.325 kPa)



รูปที่ 8 ความดันไอเสียในหม้อพักแบบไส้ตรง (แบบที่ 1) ที่ 1,000 rpm



รูปที่ 9 ความดันไอเสียในหม้อพักแบบไส้ย่น (แบบที่ 2) ที่ 1,000 rpm



รูปที่ 10 ความดันไอเสียในหม้อพักแบบไส้เยื้อง (แบบที่ 3) ที่ 1,000 rpm

ตารางที่ 2 ความดัน ณ ตำแหน่งทางออก (ตำแหน่งที่ 2) จากการจำลองทางคอมพิวเตอร์

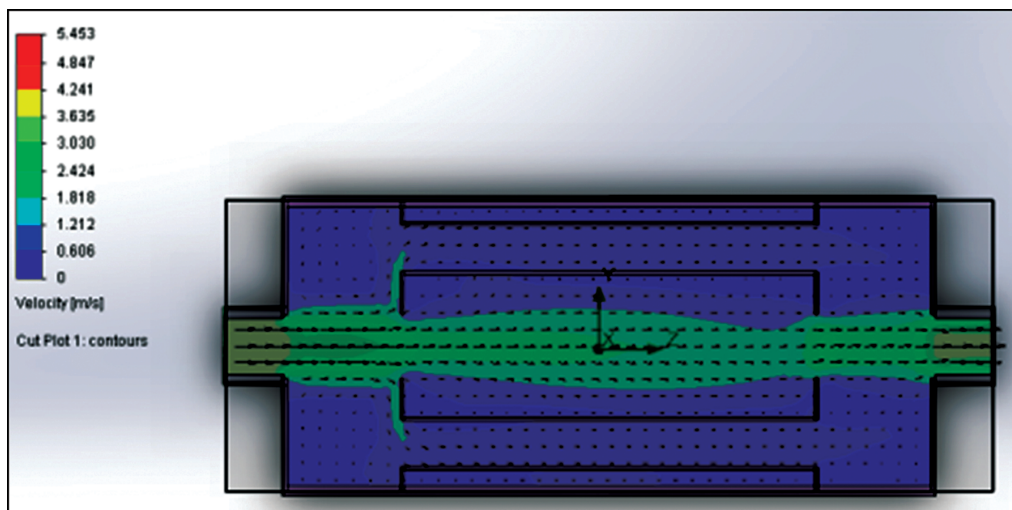
ท่อ แบบ	ความดันสูงสุด P (kPa)	ความดันต่ำสุด P (kPa)	ผลต่างความดัน ΔP^* (kPa)	ระดับเสียง L_w (dB)
ความเร็วรอบ 1,000 rpm				
1	101.33138	101.33126	0.00638	110.07
2	101.32735	101.32731	0.00235	101.40
3	101.32756	101.32749	0.00250	102.14
ความเร็วรอบ 4,000 rpm				
1	101.36030	101.35958	0.03530	124.93
2	101.33726	101.33722	0.01220	115.70
3	101.35057	101.35021	0.02550	122.11

หมายเหตุ: $\Delta P^* =$ ความดันสูงสุด - ความดันบรรยากาศ

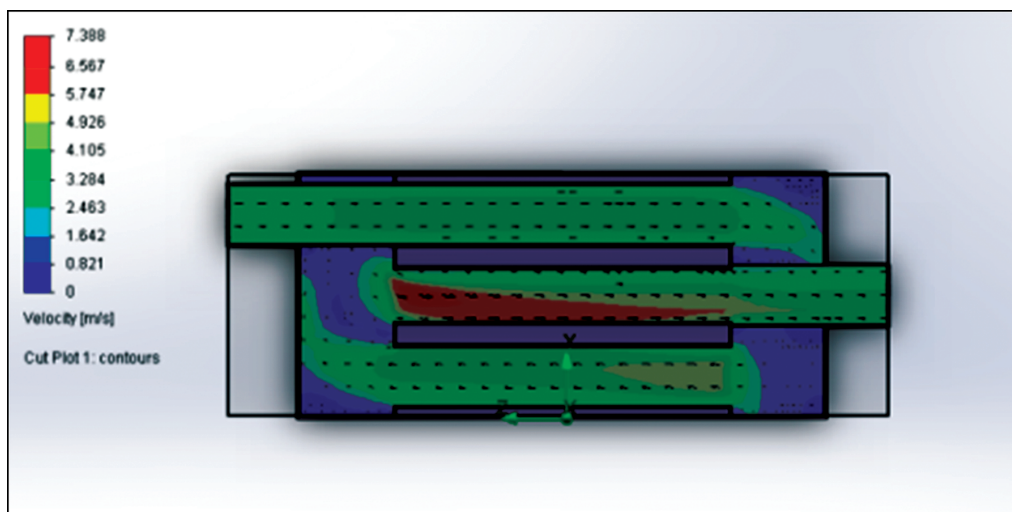
สำหรับการจำลองความดันที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4,000 rpm มีพฤติกรรมคล้ายคลึงกัน ดังนั้นจึงขอนำเสนอเพียงข้อมูลดังตารางที่ 2 โดยไม่แสดงรูปในสภาวะดังกล่าว

ผลการจำลองความเร็ว

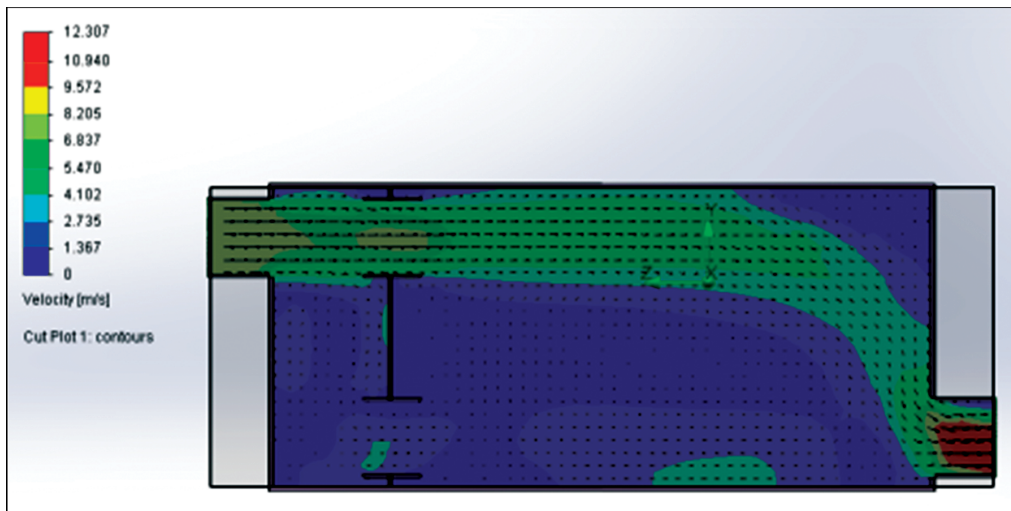
ผลการจำลองความเร็วไอเสียภายในหม้อพักไอเสียทั้ง 3 แบบ ซึ่งใช้เงื่อนไขการจำลองเดียวกันกับการจำลองความดัน โดยกำหนดความเร็วไอเสียที่ 4.7 และ 13.2 m/s ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 1,000 และ 4,000 rpm ณ ตำแหน่งทางเข้าหม้อพักไอเสีย (ตำแหน่งที่ 1) และทำการวัดความเร็วของไอเสียที่ไหลผ่านทางออก (ตำแหน่งที่ 2) อีกทั้งศึกษาพฤติกรรมความเร็วการไหลภายในหม้อพักไอเสีย ดังรูปที่ 11 ถึง 13



รูปที่ 11 ความเร็วไอเสียในหม้อพักแบบไส้ตรง (แบบที่ 1) ที่ 1,000 rpm



รูปที่ 12 ความเร็วไอเสียในหม้อพักแบบไส้ย่น (แบบที่ 2) ที่ 1,000 rpm



รูปที่ 13 ความเร็วไอเสียในหม้อพักแบบไส้เยื้อง (แบบที่ 3) ที่ 1,000 rpm

ตารางที่ 3 ความเร็วและค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์สูงสุดของไอเสียภายในหม้อพักไอเสีย

แบบท่อ	ความเร็วตำแหน่งที่ 1 V (m/s)	ความเร็วตำแหน่งที่ 2 V (m/s)	เรย์โนลด์ส์นับเบอร์ สูงสุด (-)
1,000 rpm			
1	4.874	5.356	14,160
2	4.964	4.707	28,320
3	4.782	6.546	26,746
4,000 rpm			
1	13.543	15.058	20,453
2	13.786	13.121	28,713
3	13.295	14.288	22,026

จากผลการจำลองการไหลของไอเสียพบว่าในหม้อพักไอเสียแบบที่ 1 และ 3 ความเร็วไอเสียในตำแหน่งที่ 2 มากกว่า 1 ในขณะที่การไหลของไอเสียในหม้อพักแบบที่ 2 ความเร็วไอเสียในตำแหน่งที่ 1 มากกว่า 2 ซึ่งค่าดังกล่าวใช้เป็นตัวชี้วัดความสามารถการระบายไอเสีย และมีค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์แสดงดังตารางที่ 3

นอกจากนี้ ผลการจำลองความเร็วไอเสียในสภาวะความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4,000 rpm มีพฤติกรรมที่คล้ายคลึงกัน ดังนั้นจึงขอเสนอเพียงข้อมูลดังตารางที่ 3 โดยไม่แสดงรูปในสภาวะดังกล่าว

ผลการตรวจวัดเสียงรบกวน

การวัดตรวจเสียงรบกวนที่ถูกปล่อยออกจากหม้อพักไอเสียทั้ง 3 แบบ ได้ทำการตรวจวัดระดับความดันเสียงรบกวนและความถี่ของเสียงรบกวนจากสิ่งแวดล้อมก่อน เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการวิเคราะห์โดยเสียงรบกวนสิ่งแวดล้อมที่วัดได้เฉลี่ยคือ 28 dB ที่ความถี่ 86 Hz

จากผลการทดสอบตรวจวัดเสียงรบกวนของปลายท่อไอเสียแบบที่ 1, 2 และ 3 โดยตั้งเครื่องวัดห่างจากปลายท่อ 0.5 เมตร และทำมุม 45 องศา เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลการจำลองและใช้เป็นตัวชี้วัดเสียงที่ออกมาจากปลายท่อไอเสียภายใต้สภาวะความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,000 และ 4,000 rpm และพบว่าเสียงที่ออกมาของท่อแบบที่ 1, 2 และ 3 มีความแตกต่างกัน โดยท่อแบบที่ 1 ซึ่งเป็นท่อไส้ตรงปลดปล่อยระดับเสียงสูงสุด โดยมีอัตราการระบายไอเสียค่อนข้างสูง และลดความดันไอเสียได้น้อยในทางกลับกันพบว่าท่อแบบที่ 2 ซึ่งเป็นท่อไส้ย้อนปลดปล่อยระดับเสียงน้อยที่สุด และมีอัตราการระบายไอเสียได้น้อย อีกทั้งลดความดันไอเสียได้ค่อนข้างมาก ดังแสดงในตารางที่ 4

ตารางที่ 4 เสียงที่ได้จากการตรวจวัด

ท่อแบบ	ระดับเสียงรบกวน L_p (dB)	ความถี่ f (Hz) ตำแหน่งที่ 2	ปริมาตรการไหล Q (m ³ /s)
1,000 rpm			
1	73.09	43	273.812
2	61.48	43	212.344
3	65.40	43	251.460
4,000 rpm			
1	85.41	129	782.878
2	74.61	129	676.148
3	82.71	129	737.616

การเปรียบเทียบระดับเสียงระหว่างการจำลองและการตรวจวัด

เนื่องจากผลที่ได้จากการจำลองนั้นทราบค่าเพียง ณ ตำแหน่งกำเนิดเสียง จึงอาศัยการลดทอนระดับความดันเสียงที่เกิดจากการแพร่ผ่านของเสียงด้วยระยะทาง 0.5 m ซึ่งเป็นระยะเดียวกันกับที่ใช้เครื่องวัดระดับความดันเสียงห่างจากปลายท่อ ถูกลำมาคำนวณด้วยสมการที่ 2 และถูกนำมาทำการเปรียบเทียบระดับความดันเสียง

$$L_p = L_w - 20\log_{10}(r) - 8\text{dB} \quad (2)$$

เมื่อ	L_p	คือ	ระดับความดังเสียง (dB)
	L_w	คือ	ระดับกำลังเสียง (dB)
	r	คือ	ระยะทางแหล่งกำเนิดเสียง (m)

นอกจากนี้เสียงดังกล่าว เป็นระดับความดันเสียงที่ยังไม่ผ่านการถ่วงน้ำหนักแบบ A “A-weighting” ดังสมการที่ 3 (Science and Engineering Encyclopedia, 2012) ซึ่งเป็นรูปแบบเสียงที่ตอบสนองต่อหูมนุษย์ ณ ตำแหน่งปลายท่อไอเสีย (ตำแหน่งที่ 2) ดังนั้นเพื่อให้ผลการจำลองสามารถเปรียบเทียบกับ การตรวจวัดเสียงได้ จึงจำเป็นต้องทำการถ่วงน้ำหนักแบบ A โดยอาศัยสมการที่ 3 โดยใช้ค่าความถี่ที่ได้จากการตรวจวัดมาประกอบการคำนวณ ซึ่งค่าความถี่เสียงที่ตรวจวัดได้นี้อยู่ในช่วงความถี่เดียวกับ งานวิจัยของ Toyoshima (Toyoshima, Y. et al., 2001)

ผลจากการจำลองมีค่าระดับความดันเสียงมากกว่าการตรวจวัดเสมอ โดยที่ความเร็วรอบ เครื่องยนต์ 1,000 rpm อยู่ระหว่าง 5.29 ถึง 11.07% และที่ 4,000 rpm อยู่ระหว่าง 27.78 ถึง 33.91% ดังตารางที่ 5 ซึ่งผลดังกล่าวอาจเกิดจากการสูญเสียความเร็ว และความดันของไอเสียในขณะไหลวนใน ท่อพักไอเสีย โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีการไหลแบบปั่นป่วน

$$W_A = 10 \log \left[\frac{1.562339 f^4}{(f^2 + 107.65265^2)(f^2 + 737.86223^2)} \right] + 10 \log \left[\frac{2.242881 \times 10^{16} f^4}{(f^2 + 20.598997^2)(f^2 + 12,194.22^2)^2} \right] \quad (3)$$

เมื่อ W_A คือ ระดับการถ่วงน้ำหนักแบบ A-weighting (dB)

f คือ ความถี่ของเสียงรบกวน (Hz)

ตารางที่ 5 ผลการเปรียบเทียบเสียงระหว่างการจำลองและการตรวจวัด

ท่อแบบ	ระดับเสียง			
	ตำแหน่งที่ 2 L_w^* (dB)	ตำแหน่งที่ 0.5 m $L_p^{**} = L_w^* - W_A$ (dBA)	ตำแหน่งที่ 0.5 m L_p^{***} (dBA)	ความแตกต่าง (%)
1,000 rpm				
1	110.07	76.96	73.09	5.29
2	101.40	68.29	61.48	11.07
3	102.14	69.03	65.40	5.55
4,000 rpm				
1	124.93	109.14	85.41	27.78
2	115.70	99.91	74.61	33.91
3	122.11	106.32	82.71	28.54

หมายเหตุ * ค่าที่ได้จากการจำลอง ณ ตำแหน่งปลายท่อ (Simulation)

** ค่าที่ได้จากการจำลองและคำนวณเป็นเสียงที่ระยะ 0.5 m (Calculation)

*** ค่าที่ได้จากการตรวจวัดที่ระยะ 0.5 m (Experiment)

สรุปผลการดำเนินการ

สำหรับการศึกษาในครั้งนี้พบว่าปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการลดเสียงรบกวนด้วยหม้อพักไอเสีย คือ การเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลให้เกิดการหักเหจะช่วยลดระดับความดันเสียงได้ดีในสภาวะรอบเครื่องยนต์ 1,000 rpm (รอบเดินเบา) โดยเปรียบเทียบระหว่างหม้อพักไอเสียแบบไส้ตรงและไส้เยื้อง โดยหม้อพักแบบไส้เยื้องมีระยะทางการไหล และการเปลี่ยนแปลงทิศทางมากกว่าหม้อพักไอเสียแบบไส้ตรง ร้อยละ 4 และ 10 และสามารถลดระดับความดันเสียงรบกวนได้สูงสุดร้อยละ 11.75 ในขณะที่สภาวะรอบเครื่องยนต์ 4,000 rpm (รอบแรงบิดสูงสุด) สามารถลดระดับความดันเสียงรบกวนได้เพียงร้อยละ 2.65 จึงสะท้อนให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลสามารถช่วยลดระดับความดันเสียงรบกวนได้ดีในสภาวะรอบเครื่องยนต์ต่ำ ดังตารางที่ 6

ตารางที่ 6 การเปรียบเทียบหม้อพักไอเสียแบบไส้ตรงและไส้เยื้อง

การเปรียบเทียบหม้อพักแบบไส้ตรงและไส้เยื้อง							
ระยะทางการไหลของไอเสีย ภายในหม้อพัก (mm)			การเปลี่ยนแปลงทิศทาง การไหลของไอเสีย ภายในหม้อพัก (degree)			ความแตกต่างระดับ ความดันเสียง (%)	
ไส้ตรง	ไส้เยื้อง	แตกต่าง (%)	ไส้ตรง	ไส้เยื้อง	แตกต่าง (%)	รอบเครื่องยนต์ (rpm)	
						1,000	4,000
460	478	4	180	198	10	11.75	2.65

นอกจากนี้ ระยะทางการไหลเป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ส่งผลกระทบต่อระดับความดันเสียงรบกวน ซึ่งสามารถสรุปได้ว่ารูปแบบหม้อพักไอเสียที่มีการเพิ่มระยะทางการไหลจะช่วยลดระดับความดันเสียงได้ดีที่รอบเครื่องยนต์ 4,000 rpm (รอบแรงบิดสูงสุด) โดยเปรียบเทียบระหว่างหม้อพักไอเสียแบบไส้เยื้องและไส้ย้อน โดยหม้อพักไอเสียแบบไส้ย้อนมีระยะทางการไหล และการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลมากกว่าหม้อพักไอเสียแบบไส้เยื้อง ร้อยละ 191 และ 172 และสามารถลดระดับความดันเสียงรบกวนได้สูงสุดร้อยละ 10.85 ในขณะที่สภาวะรอบเครื่องยนต์ 1,000 rpm (รอบเดินเบา) สามารถลดระดับความดันเสียงรบกวนได้เพียงร้อยละ 6.37 ซึ่งอาจเกิดจากอิทธิพลผสมทั้งระยะทางและทิศทางที่มีการเพิ่มขึ้น จึงสามารถช่วยลดระดับความดันเสียงรบกวนได้ดีที่รอบเครื่องยนต์สูง ดังตารางที่ 7

ตารางที่ 7 การเปรียบเทียบหม้อพักไอเสียระหว่างหม้อพักแบบไส้ตรงและไส้เยื้อง

การเปรียบเทียบหม้อพักแบบไส้ตรงและไส้เยื้อง							
ระยะทางการไหลของไอเสีย ภายในหม้อพัก (mm)			การเปลี่ยนแปลงทิศทาง การไหลของไอเสีย ภายในหม้อพัก (degree)			ความแตกต่างระดับ ความดันเสียง (%)	
ไส้ตรง	ไส้เยื้อง	แตกต่าง (%)	ไส้ตรง	ไส้เยื้อง	แตกต่าง (%)	รอบเครื่องยนต์ (rpm)	
						1,000	4,000
478	1380	191	198	540	172	6.37	10.85

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยมีความยินดีที่จะกล่าวขอบคุณต่อคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้ให้การสนับสนุนทุนวิจัยในครั้งนี้

References

- Antebas, A. G., Denia, F. D., Pedrosa A. M. and Fuenmayor, F. J. (2013). A finite element approach for the acoustic modeling of perforated dissipative mufflers with non-homogeneous properties. *Mathematical and Computer Modeling*. Vol. 57. No. 7-8. pp. 1970-1978
- Barbieri, R. and Barbieri, N. (2006). Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. *Applied Acoustics*. Vol. 67. No. 4. pp. 346-357
- Department of Land Transport. (2012). Notification No.78/2527 about the threshold level of noise caused by power generation car. Access (21 August 2015). Available (http://www.aeb.in.th/home/tsd_view_media.php?media_id=9&cat_id=2)
- Munjal, M. L. (1997). Plane wave analysis of side inlet/outlet chamber mufflers with mean flow. *Applied Acoustics*. Vol. 52. No. 2. pp. 165-175
- Munjal, M. L., Behera, B. K. and Thawani, P. T. (1998). Transfer matrix model for the reverse-flow, three-duct, open end perforated element Mmuffler. *Applied Acoustics*. Vol. 54. No. 3. pp. 229-238
- Pamanikabud, P. (2552). *Traffic noise and modeling of traffic noise*. Bangkok: LTD., Sand Printing.

- Panigrahi, S. N. and Munjal, M. L. (2007). A generalized scheme for analysis of multifarious commercially used mufflers. *Applied Acoustics*. Vol. 68. No. 6. pp. 660-681
- Science and Engineering Encyclopedia. (2012). *Vibration Noise Monitors*. Access (2 April 2015). Available ([http://www.diracdelta.co.uk/science/source/a/w/a weighting / source.html#.VRz7gk39nIU](http://www.diracdelta.co.uk/science/source/a/w/a%20weighting/source.html#.VRz7gk39nIU))
- Toyoshima, Y., Nagai, T. and Hosoya, N. (2001). Exhaust system for engine on passenger car. *Engine Technology*. Vol. 3. No. 2. pp. 90-95
- Wu, C. J., Wang, X. J. and Tang, H. B. (2008). Transmission loss prediction on a single-inlet/ double-outlet cylindrical expansion-chamber muffler by using the modal meshing approach. *Applied Acoustics*. Vol. 69. No. 2. pp. 173-178
- Yasuda, T., Wu C., Nakagawa, N. and Nagamura, K. (2010). Predictions and experimental studies of the tail pipe noise of an automotive muffler using a one dimensional CFD model. *Applied Acoustics*. Vol. 71. No. 8. pp. 701-707
- Yasuda, T., Wu, C., Nakagawa, N. and Nagamura, K. (2013). Studies on an automobile muffler with the acoustic characteristic of low-pass filter and Helmholtz resonator. *Applied Acoustics*. Vol. 74. No. 1. pp. 49-57