بررسی تجربی صدای دمنده‌ی گریز از مرکز و فشار نوسانی روی حلزونی آن

مصطفی محمودی، نادر منتظرین*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر

چکیده

تحقیقات نشان داده‌اند که منبع اصلی صدا در توربوماشین‌ها، نوفه‌ی بسامد عبور پره بوده که به واسطه‌ی برخورد جریان خروجی از روتور با زبانه‌ی خروجی و نوسانات فشار بر روی آن ایجاد می‌گردد. در این مقاله، یک دمنده‌ی گریز از مرکز با تیغه‌های رو به جلو انتخاب شده و صدای ایجادشده توسط آن در کانال خروجی در شرایط مختلف عملکرد آن بررسی شده است. هم‌چنین به‌منظور مطالعه‌ی ارتباط میان نوسانات فشاری حاصل بر روی بدنه‌ی فن و صدای تولیدشده، میزان این نوسانات فشاری در نواحی مختلف حلزونی (از زبانه‌ی خروجی تا نزدیک کانال خروجی) نیز بررسی شده است. نتایج حاصل، صدای قابل توجه در بسامد عبور پره را در تمامی حالت‌های عملکرد فن نشان می‌دهند. هم‌چنین میزان این صدا با افزایش دبی خروجی فن (و متعاقباً شدت‌یافتن جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور و برخوردکننده با زبانه‌ی خروجی فن) زیاد می‌شود. نوسانات فشار روی حلزونی نیز گواه بر ایجاد فشار در بسامد عبور پره بوده‌اند که به واسطه‌ی برخورد جریان جت و دنباله خروجی از فن با بدنه ایجاد می‌گردد. با فاصله‌گرفتن از زبانه‌ی خروجی، از شدت این فشار کاسته شده که به معنای کم‌ترشدن جریان جت و دنباله در آن نواحی است. هم‌چنین در فاصله‌ی ۳۰۰ درجه نسبت به زبانه‌ی خروجی نیز نوسانات فشاری شدید مشاهده گردید که به‌عنوان دومین منبع صدای تونال (به غیر از زبانه‌ی خروجی) شناخته شد.

کلیدواژه‌ها: صدای تونال، نوفه‌ی دوقطبی، بسامد عبور پره، فن گریز از مرکز، صدای آیرودینامیکی، زبانه‌ی خروجی فن.

۱. مقدمه

کاربردهای وسیع توربوماشین‌ها و به‌خصوص فن‌ها در سامانه‌های تهویه مطبوع، سبب گردیده که اهمیت کاهش صدای آنها در کنار مسائلی همچون افزایش توان و بازده قرار گیرد. صدای تولیدشده در فن‌ها، مجموعه‌ی تعداد زیادی موج صوتی هماهنگ (هارمونیک) با دامنه‌ی مشخص است. یک ابزار مفید در مطالعه‌ی نوفه توربوماشین‌ها، نمودار طیف بسامدی صدا بوده که دامنه‌ی موج متناظر با هر بسامد را نشان می‌دهد. صدای تولیدشده توسط جریان سیال که به صدای آیرودینامیکی نیز معروف است توسط آشفتگی (توربولانس)، اثرات ناشی از حرکت صفحات صلب در جریان و نوسانات فشار سیال بر روی صفحات صلب ایجاد می‌شود [۱- ۲]. صدای آیرودینامیکی ایجادشده در فن‌ها دارای سه منشأ اصلی است [۳- ۴]:

نوفه‌ی تک‌قطبی[1]: صدای ایجادشده به دلیل جابجایی حجمی جسم متحرک (پره‌های روتور دوار) بوده و در فن‌های صنعتی سهم چندانی را در توان صوتی کل ندارد.

نوفه‌ی دوقطبی[2]: در اثر نیروهای دائم و غیردائم بر جریان توسط سطوح جامد ایجاد گردیده در بسامد عبور پره (بی‌پی‌اِف[3]) و هماهنگ‌های (هارمونیک‌های) آن حس می‌شود.

نوفه‌ی چهارقطبی[4]: صدای تولیدشده به واسطه‌ی تنش برشی آشفتگی (توربولانس) بوده و مقدار آن در جریان‌های زیرآوایی قابل صرف‌نظر است.

نوفه در فن‌های گریز از مرکز را می‌توان به دو مؤلفه تقسیم کرد؛ قسمت هماهنگ (هارمونیک) که در اثر عکس‌العمل بین جریان هوای خروجی از پروانه و حلزونی فن ایجادشده و به صدا یا نوفه‌ی تونال[5] معروف است، و نوفه‌ی پهن‌باند که در اثر پدیده‌هایی همچون اغتشاش دهانه‌ی ورودی و ریزش گردابه در لبه‌های انتهایی پره‌ی پروانه است [۱]. عامل اصلی تولید نوفه در توربوماشین‌ها،

* نویسنده پاسخگو: mntzrn@aut.ac.ir

[1] Monopole

[2] Dipole

[3] BPF: Blade Passing Frequency

[4] Quadruple

[5] Tonal Noise

نیروهای اعمالی بر روی پره‌ها، بدنه و دهانه است که می‌تواند کاتوره‌ای (رندوم) و یا دوره‌ای باشد. بنابراین، میدان صوتی ایجادشده بدین‌گونه نیز می‌تواند مؤلفه‌های گسسته‌ی مشخص در طیف بسامدی داشته و یا به‌صورت پهن‌باند باشد [۵].

فن قفس‌سنجابی در دسته‌ی دمنده‌های با پره‌ی پیشرو (رو به جلو) قرار داشته و روتور آن به قفس دوار استفاده‌شده برای تمرین سنجاب شبیه است (شکل ۱). با توجه به کاربردهای وسیع فن‌های قفس‌سنجابی در سامانه‌های حرارت مرکزی و تهویه مطبوع، تلاش در جهت افزایش بازده و کاهش صدای ایجادشده توسط این فن‌ها بسیار حائز اهمیت است.

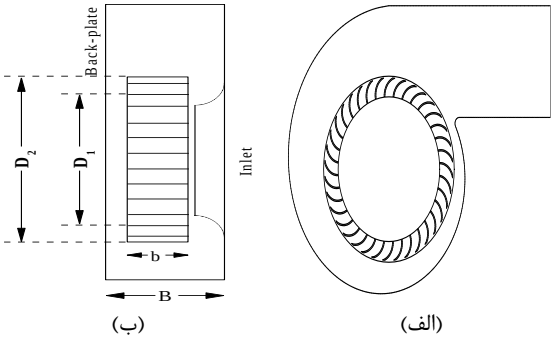
شکل ۱ نمونه‌ای از یک فن قفس‌سنجابی و روتور آن.

تمرکز عمده‌ی مطالعات اولیه‌ی انجام‌گرفته در مورد این فن‌ها معطوف به اثر شبه‌سنج‌های هندسی توربوماشین (نظیر نوع روتور، نوع دهانه‌ی ورودی) بر عملکرد فن و صدای آن است. امروزه با توجه به توسعه ابزارهای آزمایشگاهی و روش‌های نوین داده‌برداری از جریان سیال (میکروفون‌های نوین و روش‌هایی نظیر داده‌برداری با استفاده از لیزر)، تحقیقاتی با این روی‌کرد کم‌تر انجام می‌شود. پاره‌ای از تحقیقات جدید به بررسی منابع تولید نوفه در توربوماشین‌ها و ویژگی‌های نوفه تولیدشده توسط این منابع و اثر آن‌ها بر یکدیگر می‌پردازند. برخی دیگر از تحقیقات با شبیه‌سازی عددی توربوماشین‌ها به شناخت میدان جریان، منابع و نواحی تولید صدا در فن‌ها، بهبود عملکرد و کاهش نوفه تولیدشده در آن‌ها پرداخته‌اند. برای اولین‌بار، ولارده‌سوآرز و همکاران به بررسی ارتباط سرعت جریان و صدای فن‌های قفس‌سنجابی پرداختند [۶]. آن‌ها میدان جریان، فشار (صدا) و ورتیسیته در ورودی و خروجی روتور فن را بهبود بخشیدند و مشاهده کردند که عمده‌ی صدای فن مربوط به بسامد عبور پره است. به‌منظور تکمیل تحقیقات مقاله‌ی قبل، ولارده‌سوآرز و همکاران به مطالعه‌ی الگوی جریان غیردائم خروجی از روتور فن قفس‌سنجابی پرداختند [۷]. نتایج آن‌ها، نیم‌رخ (پروفیل) جت و ویک جریان خروجی از روتور را برای تمام نواحی محیطی نشان می‌داد. آن‌ها دریافتند که نمودار طیف بسامدی سرعت خروجی از پره، پیک مربوط به بسامد عبور پره را نشان می‌هد که با نزدیک‌شدن به زبانه‌ی خروجی این پیک حذف می‌شود. نتایج بالستروس و همکاران در مورد نوسانات فشار بر روی بدنه‌ی یک دمنده‌ی گریز از مرکز با تیغه‌های رو به عقب و با تعداد تیغه‌های بسیار کم‌تر نسبت به فن فقس‌سنجابی، نشان می‌دهد که با دورشدن از نواحی اطراف زبانه‌ی خروجی، نوسانات فشار در بسامد عبور پره کم شده تا نهایتاً در میان مؤلفه‌های پهن‌باند گم می‌شود [۸]. لیو و همکاران برای اولین بار از شبیه‌سازی عددی برای محاسبه‌ی صدای فن گریز از مرکز استفاده نمودند. آن‌ها مشاهده نمودند که افزایش فاصله‌ی بین روتور و زبانه‌ی خروجی و هم‌چنین کج‌شدن زبانه‌ی خروجی منجر به کاهش صدا می‌شود [۹]. یونسی و همکاران [۱۰] با استفاده از الگوریتم مورد استفاده در کار لیو و همکاران [۹] به محاسبه و شبیه‌سازی میدان صوتی فن قفس‌سنجابی پرداختند. آن‌ها در امتداد بدنه، نوسانات فشار را در سه مقطع مختلف؛ در نزدیکی دهانه‌ی ورودی، در میانه‌ی فن و در نزدیکی صفحه‌ی پشتی، پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که در سه مقطع بررسی شده، نواحی میانه‌ی حلزونی بیش‌ترین تأثیر در نوسانات فشار و تولید نوفه دارد. هم‌چنین آن‌ها نشان دادند که عامل اصلی دای فن، تعامل بین روتور و حلزونی بوده که نواحی عمده‌ی آن نیز در نزدیکی زبانه‌ی خروجی است. ولارده‌سوآرز و همکاران به بررسی عددی نوسانات فشار بر روی بدنه‌ی یک فن قفس‌سنجابی با دو دهانه‌ی ورودی و نسبت قطر به پهنای روتور کوچک‌تر از یک پرداختند [۵]. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌داد که صدای ایجادشده در بسامد عبور پره، متناظر با قلّه نوسانات فشار روی بدنه در بسامد عبور پره است. از داده‌های آن‌ها می‌توان نتیجه گرفت که ۹۰ درجه ابتدایی حلزونی دچار نوسانات قابل ملاحظه‌ی فشاری شده و

نواحی عمده‌ی تولید نوفه است. در مجموع مقالات بررسی شده در مورد شناسایی نواحی فعال حلزونی در فن گریز از مرکز مشخص گردید که نواحی اطراف دهانه‌ی خروجی نوسانات فشار زیادی را تحمل می‌کنند که عمده‌ی آن مربوط به بسامد عبور پره است. با دور شدن از زبانه‌ی خروجی و نزدیک‌شدن به نواحی از بدنه با فاصله‌ی بیش‌تر از روتور، میزان نوسانات فشار روی حلزونی کم شده و عمدتاً از نوع پهن‌باند است. بنابراین می‌توان استدلال نمود که نواحی اطراف دهانه‌ی خروجی و نوسانات فشار بر روی آن منشأ اصلی نوفه فن گریز از مرکز است. هدف از تحقیق حاضر بررسی میدان صوتی فن قفس‌سنجابی با یک دهانه‌ی ورودی و نسبت قطر به طور بزرگ‌تر از یک است. در ابتدا تغییرات میزان صدای فن در نقاط مختلف منحنی عملکرد فن ثبت شده و سپس به منظور بررسی ارتباط نوسانات فشاری روی حلزونی با صدا، در نواحی مختلف بدنه، میزان فشار ثبت می‌گردد.

۲. تجهیزات آزمایش‌های تجربی

نمایی از دمنده گریز از مرکز (فن قفس‌سنجابی) مورد استفاده در تحقیق حاضر در شکل ۲ ارائه شده است. ابعاد و اندازه‌های روتور و حلزونی نیز در جدول ۱ درج شده است.



شکل ۱ طرح‌واره‌ای از فن قفس‌سنجابی مورد استفاده در تحقیق، (الف) نمای مقابل، (ب) نمای پشتی.

نیم‌رخ (پروفیل) حلزونی براساس رابطه‌ی ۱ طراحی شده که فرمول معروفی برای فن‌های قفس‌سنجابی می‌باشد [۱۱]:

$$r = r_s \exp\left(\theta \times \tan\left(\alpha_s\right)\right) \qquad (۱)$$

کمیت‌های مورد استفاده در این رابطه، در جدول ۱ معرفی شده‌اند.

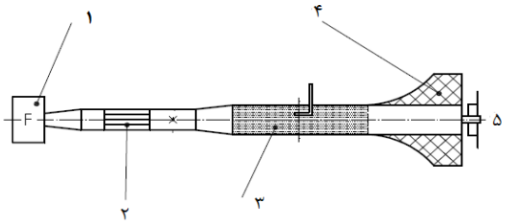
جدول ۱ ابعاد روتور و حلزونی فن قفس‌سنجابی مورد استفاده.

روتور	
قطر ورودی روتور: D_1	۲۸۵(میلی‌متر)
قطر خروجی روتور: D_2	۳۵۰(میلی‌متر)
پهنای روتور: b	۱۶۵(میلی‌متر)
تعداد پره‌ها: Z	۴۳
زاویه‌ی ورودی پره: β_1	۹۰ درجه
زاویه‌ی خروجی پره: β_2	۱۵۵ درجه
سرعت چرخش: N	۷۴۰ (rpm)
حلزونی	
زاویه‌ی شروع حلزونی: θ_s	۳۰°
زاویه‌ی گسترش حلزونی: α_s	۵°
شعاع شروع زبانه‌ی خروجی: r_s	۲۰۰(میلی‌متر)
پهنای حلزونی: B	۲۰۰(میلی‌متر)
شعاع انحنای زبانه‌ی خروجی: r_v	۱۵ (میلی‌متر)
فاصله‌ی زبانه تا روتور: d_s	۲۵ (میلی‌متر)
شعاع دهانه‌ی ورودی: $r_{in\ tip}$	۱۵(میلی‌متر)
قطر دهانه‌ی ورودی: D_{inlet}	۲۹۵(میلی‌متر)

یکی از روش‌های مرسوم برای ثبت میزان صدای تولیدشده توسط یک دمنده‌ی گریز از مرکز، روش استاندارد ایزو ۵۱۳۶ [۱۲] می‌باشد که برای اندازه‌گیری نوفه دمنده در یک کانال مورد استفاده قرار می‌گیرد. از میان چیدمان‌های مختلف پیشنهادی در این استاندارد، ورودی آزاد و خروجی منتهی به یک کانال برای اندازه‌گیری دمنده‌های مورد استفاده در صنعت تهویه مناسب‌تر است [۱۳- ۱۴]. برای اندازه‌گیری بازده فن و رسم منحنی عملکرد آن نیز از استاندارد ایزو ۵۱۰۸ [۱۵] استفاده شده که چیدمان مورد استفاده در آن مطابق استاندارد ثبت صدای ایزو ۵۱۳۶ [۱۲] است (جدول ۲ و اشکال ۳ و ۴).

همان‌گونه‌که در شکل ۳ مشاهده می‌گردد، دهانه‌ی خروجی فن با استفاده از یک اتصال مخروط ناقص به یک لوله‌ی دایروی از جنس پی‌وی‌سی متصل شده است. در انتهای این لوله، جسم گوه‌ای با قرارگیری در دهانه برای کنترل دبی خروجی فن مورد استفاده قرار می‌گیرد. در ناحیه‌ی ۳، برای اندازه‌گیری دبی، فشار خروجی و بازده

فن، فشارسنج لوله‌پیتوت و برای اندازه‌گیری صدای فن، میکروفن قرار می‌گیرد.



شکل ۲ چیدمان در اندازه‌گیری صدا و عملکرد فن قفس‌سنجابی؛ ۱: فن، ۲: یکنواخت‌کننده‌ی جریان، ۳: محل اندازه‌گیری، ۴: ضد پژواک، ۵: تنظیم‌کننده‌ی جریان.

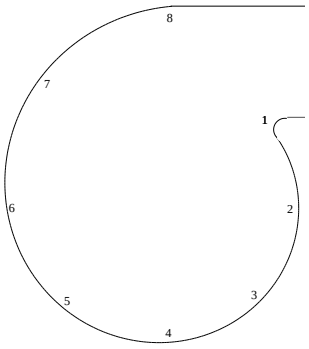
جدول ۲ ابعاد لوله‌ی خروجی فن.

طول ضد پژواک	۲۹۲ (میلی‌متر)
فاصله‌ی میکروفن تا ضد پژواک	۲۰۰ (میلی‌متر)
طول کانال اندازه‌گیری	۴۰۰ (میلی‌متر)
قطر کانال اندازه‌گیری	۲۵ (میلی‌متر)
طول کانال انتقالی	۵۵ (میلی‌متر)

شکل ۳ تصویری از فن متصل به لوله‌های خروجی.

میکروفن مورد استفاده مدل اِم‌پی‌اِی ۲۶۱ از شرکت بی‌اِس‌دبلیواِی با بازه‌ی دینامیک ۱۶ الی ۱۴۶ دسی‌بل و محدوده‌ی بسامدی ۶٫۳ الی ۲۰ کیلوهرتز است. هم‌چنین برای ثبت فشار روی حلزونی نیز، سوراخ‌های روی آن ایجادشده و میکروفن به‌طور مماس روی بدنه‌ی فن آب‌بند می‌شود. میکروفن، داده‌ها را با بسامد ۸ کیلوهرتز جمع‌آوری نموده و با کابل به کامپیوتر جمع‌آوری و تحلیل داده منتقل می‌کند. با اعمال الگوریتم تبدیل سریع فوریه بر روی داده‌ها، نمودار طیف بسامدی حاصل خواهد شد. در مجموع فشار در هشت نقطه‌ی بدنه‌ی فن و در صفحه‌ی میانی آن مطابق شکل ۵ اندازه‌گیری می‌شود.

تغییرات فشار در امتداد بدنه براساس زاویه‌ی نقاط نسبت به نقطه‌ی مرجع (نقطه‌ی ۱) مطابق شکل ۵ ارائه خواهد شد.



شکل ۴ نقاط اندازه‌گیری فشار روی بدنه‌ی فن؛ زاویه‌ی نقاط نسبت به نقطه‌ی یک عبارتند از؛ نقطه‌ی ۱: صفر درجه، نقطه‌ی ۲: ۳۰ درجه، نقطه‌ی ۳: ۷۵ درجه، نقطه‌ی ۴: ۱۲۰ درجه، نقطه‌ی ۵: ۱۶۵ درجه، نقطه‌ی ۶: ۲۱۰ درجه، نقطه‌ی ۷: ۲۵۵ درجه، نقطه‌ی ۸: ۳۰۰ درجه.

۳. تجزیه و تحلیل نتایج

برای بررسی بازه‌ی عملکردی فن، نیاز به محاسبه‌ی ضریب جریان (φ)، ضریب فشار (ψ) و بازده فن (η) است که به‌ترتیب از روابط زیر محاسبه می‌شوند [۹]:

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi^2 D^3 n} \qquad (2)$$

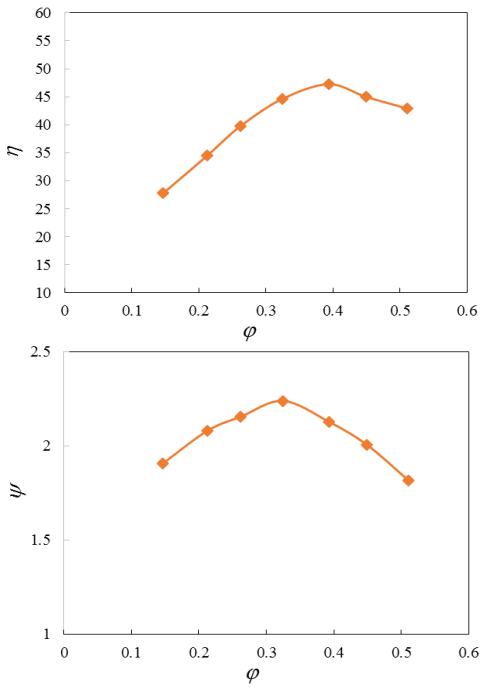
$$\psi = \frac{2\Delta P_t}{\rho \pi^2 n^2 D^2} \qquad (3)$$

$$\eta = \frac{k_p \Delta P_t Q}{PR} \qquad (4)$$

که Q، ΔP، k_p و PR به‌ترتیب دبی حجمی خروجی از فن، افزایش فشار سکون ایجادشده توسط فن، ضریب تراکم‌پذیری تعریف‌شده در استاندارد ایزو ۵۱۰۸ و توان موتور می‌باشند.

شکل ۶ تغییرات بازده و ضریب فشار استاتیک فن در مقابل تغییرات ضریب جریان را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که صحت نتایج این‌گونه آزمایش‌ها در کارهای پیشین نویسندگان به تأیید رسیده است [۱، ۱۱، ۱۶-۱۹]. همان‌گونه که از شکل برمی‌آید، بازده و ضریب فشار با افزایش مقدار دبی از کم‌ترین میزان دبی، رفتاری افزایشی داشته و پس از رسیدن به مقدار بیشینه، روندی کاهشی با دبی نشان می‌دهند. باید توجه داشت نقطه‌ی

بهینه‌ی بازده منطبق بر نقطه‌ی بهینه ضریب فشار نبوده و به ازای ضریب جریان بیش‌تری رخ می‌دهد.



شکل ۵ تغییرات بازده (بالا) و ضریب فشار فن (پایین) با ضریب جریان.

در ادامه تغییرات رفتار صوتی فن و فشار نوسانی روی حلزونی در حالت‌های مختلف عملکرد فن (ضرایب جریان یا دبی‌های مختلف) بررسی خواهد شد. در مطالعه رفتار صوتی دمنده‌ها، دو مؤلفه حائز اهمیت می‌باشد: تراز فشار صدا در بسامد عبور پره (معروف به نوفه‌ی بی‌پی‌اِف یا نوفه‌ی تونال) و تراز فشار صدای کلّی[1] یا صدای کلی فن که تراز صدای ریشه‌ی مربعات[2] تمامی مؤلفه‌های طیف بسامدی فشار صوتی می‌باشد. بسامد عبور پره‌ی فن تحت بررسی، برابر با ۵۳۰ هرتز است.

بسامد و زمان داده‌برداری به‌ترتیب برابر با ۸۰۰۰ هرتز و ۳۳ ثانیه است که در نتیجه بیش‌ترین بسامد قابل تشخیص برابر با ۴۰۰۰ هرتز خواهد بود. بعد از داده‌برداری و اعمال الگوریتم تبدیل سریع فوریه (اِف‌اِف‌تی) بر روی داده‌ها، طیف بسامدی فشار صوتی حاصل شده که تراز فشار صدا هر مؤلفه از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$SPL = 10\log\left(\frac{P_{rms}^{2}}{P_{ref}^{2}}\right) \qquad (5)$$

که SPL تراز فشار صدا، P_{rms} ریشه‌ی متوسط مربعات مؤلفه‌های فشار صوتی و P_{ref} فشار مرجع بوده که برای سیال هوا برابر با ۲۰ میکروپاسکال است. از آنجاکه براساس استاندارد، ثبت فشار صوتی در سطح مقطع آزمون (ناحیه‌ی ۳ در شکل ۳) در سه نقطه‌ی مختلف صورت می‌گیرد، برای گزارش تراز فشار صدا نیاز به متوسط‌گیری مقادیر تراز فشار صدا در این سه نقطه است که با استفاده از رابطه‌ی زیر انجام می‌شود:

$$\overline{SPL} = 10\log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} 10^{0.1SPL_i}\right) \qquad (6)$$

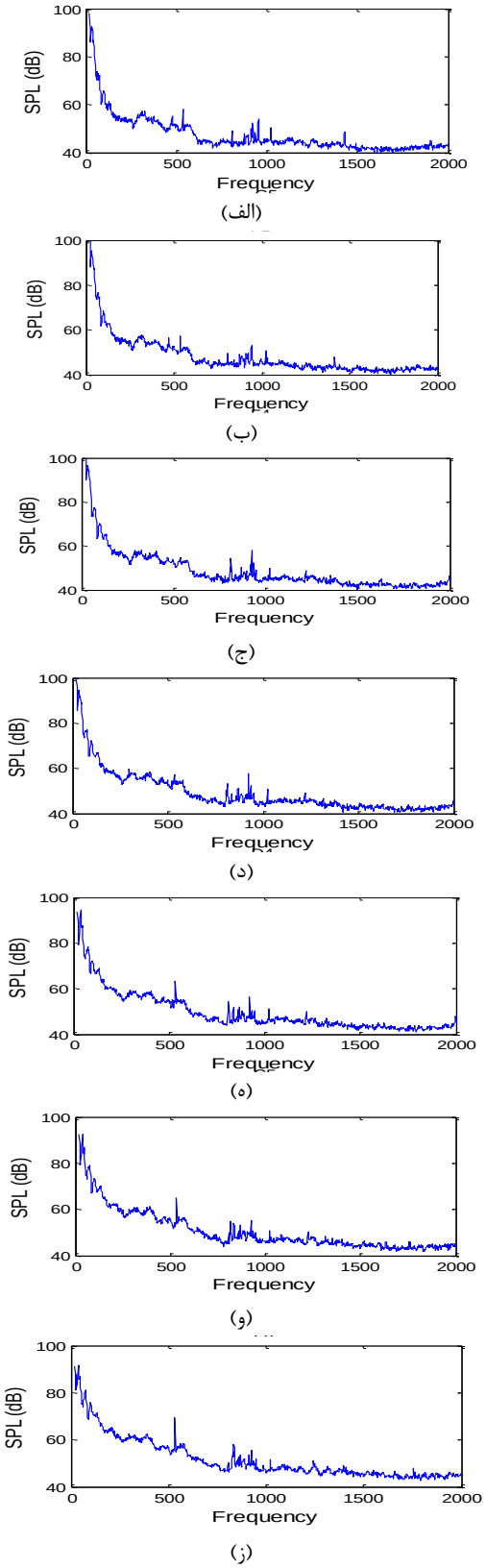
که SPL_i تراز فشار صدا در i-اُمین نقطه و n تعداد نقاط اندازه‌گیری‌شده‌اند.

شکل ۷ طیف بسامدی تراز فشار صدای فن قفس‌سنجابی را به ازای مقادیر مختلف دبی خروجی از کم‌ترین میزان تا حالت خروجی آزاد را نشان می‌دهد. در توضیح این شکل، در ابتدا موارد شاخص مطرح شده و سپس به توصیف هریک از آن‌ها پرداخته می‌شود.

وجود نوفه با تراز بالا در بسامدهای کم، از جمله رخدادهایی است که به ازای تمامی حالت عملکرد فن به چشم می‌خورد. به گفته‌ی محققان، منبع این صدا مواردی از قبیل عدم توازن مکانیکی (نابالانسی) محور فن است که در بسامد چرخش ظاهر می‌گردد [۱۱].

هم‌چنین، وجود صدای شاخص در بسامد عبور پره (۵۳۰ هرتز) نیز از دیگر شاخصه‌های طیف بسامدی صدای فن قفس‌سنجابی است. هرچند این نوفه در نقاط میانی منحنی عملکرد فن (حالت‌های ج و د در شکل ۷) در میان نوفه‌ی پهن‌باند گم می‌شود. منشأ این صدا، برخورد جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور به بدنه است و از آنجا که تکرار آن در هر دور روتور بسته به تعداد پره‌ها می‌باشد، بسامد این صدا در طیف بسامدی تراز فشار صدا برابر با بسامد عبور پره است [۱۱]. همان‌گونه‌که پیش‌تر بیان شد، این صدا تحت عنوان نوفه‌ی تونال نیز شناخته می‌شود. با افزایش فاصله‌ی حلزونی از روتور (دور شدن از زبانه‌ی خروجی فن) جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور یکنواخت‌تر شده، فشار نوسانی کم‌تری به حلزونی واردشده

[1] Total SPL; Total Sound Pressure Level
[2] Root Square

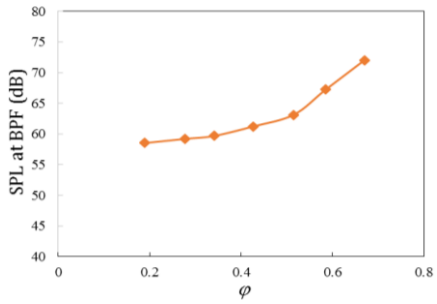


شکل ۶ طیف بسامدی تراز فشار صدای فن قفس‌سنجابی به ازای مقادیر مختلف دبی خروجی (الف) φ=۰٫۱۵، (ب) φ=۰٫۲۱، (ج) φ=۰٫۲۶، (د) φ=۰٫۳۲، (ه) φ=۰٫۳۹، (و) φ=۰٫۴۵، (ز) φ=۰٫۵۱.

و متعاقباً نوفه‌ی تونال ضعیف‌تر خواهد شد. هدف از تحقیق حاضر نیز بررسی تجربی این پدیده بوده که ارائه‌ی نتایج آن بعدتر صورت خواهد پذیرفت.

تراز صدای قابل توجهی در بسامدهای ۸۰۰ الی ۱۰۰۰ هرتز نیز به چشم می‌خورد که طبق تحقیقات ولارده‌سوآرز و همکاران [۲۰] منشأهایی همچون رزونانس ارتعاشات اجزای فن (از جمله حلزونی) داشته و ارتباطی با پدیده‌های آیرودینامیکی ندارد. از جمله پدیده‌های دیگر در شکل ۷، کاهش تراز صدا با افزایش بسامد بوده که نشان‌دهنده‌ی اثر ناچیز پدیده‌های بسامدبالا در فن گریز از مرکز در تولید صدا است.

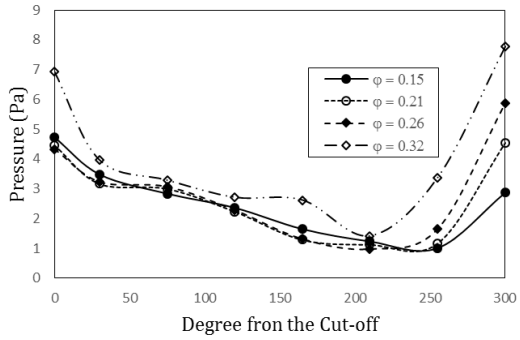
شکل ۸ تغییر نوفه‌ی تونال به‌صورت تابعی از ضریب جریان را نشان می‌دهد. براساس شکل، نوفه‌ی تونال روندی افزاینده با دبی خروجی فن را نشان می‌دهد. توضیح این رفتار بدین‌صورت است که افزایش دبی خروجی به معنی افزایش سرعت جریان خروجی از روتور، شدیدترشدن فشار نوسانی ایجادشده روی بدنه و به‌خصوص ناحیه‌ی زبانه‌ی خروجی و در نتیجه افزایش نوفه‌ی تونال می‌گردد. مطابق شکل ۸ ارتباط افزایش تراز فشار صدا و افزایش ضریب جریان، خطی نمی‌باشد به‌گونه‌ای که با افزایش ضریب جریان از مقدار میانی (حدود ۰٫۴۵)، اثر افزایش دبی بر میزان تراز صدای فن در بسامد عبور پره قوی‌تر می‌شود.



شکل ۷ تغییرات نوفه‌ی تونال در مقابل دبی.

همان‌گونه‌که پیش‌تر بیان شد، به‌منظور بررسی اثرات بدنه فن بر نوفه‌ی تونال و همچنین شناسایی نواحی فعال بدنه در تولید این نوفه، نوسانات فشار در هشت نقطه در امتداد حلزونی (مطابق شکل ۵) اندازه‌گیری شده است. شکل ۹ ارائه‌دهنده‌ی نتایج مذکور می‌باشد. محور افقی این شکل

نشان‌دهنده‌ی فاصله‌ی زاویه‌ای حلزونی از محل زبانه‌ی خروجی است. تغییرات فشار در بسامد عبور پره برای چهار ضریب جریان رسم شده‌اند.



شکل ۸ تغییرات فشار در بسامد عبور پره در امتداد حلزونی به ازای مقادیر مختلف ضریب جریان.

به ازای هر چهار دبی خروجی فن، با حرکت از روی زبانه و دورشدن از آن، روند تغییر فشار یکسانی مشاهده می‌گردد. همان‌گونه‌که انتظار می‌روند، برخورد جریان جت و دنباله خروجی از فن به زبانه باعث ایجاد فشار با بسامد عبور پره می‌گردد. با فاصله گرفتن از زبانه‌ی خروجی، از شدت این فشار کاسته شده که به معنای کم‌ترشدن جریان جت و دنباله در آن نواحی می‌باشد. این روند تا فاصله‌ی ۲۰۰ درجه ادامه دارد. بنابراین در گستره‌ی ۲۰۰ درجه‌ای حلزونی، عمده ناحیه‌ی مؤثر در تولید نوفه‌ی تونال، زبانه‌ی خروجی فن است.

رفتار قابل توجه دیگر در شکل ۹، افزایش فشار در بسامد عبور پره در گذر از گستره‌ی ۲۰۰ درجه‌ای نسبت به زبانه‌ی خروجی فن می‌باشد. همان‌گونه‌که مشاهده می‌شود، میزان فشار در این ناحیه حتی از ناحیه حوالی زبانه‌ی خروجی نیز بیش‌تر است. این رفتار نشان‌دهنده‌ی برخورد جریان جت و دنباله‌ی خروجی از ناحیه‌ی فوقانی روتور (ناحیه‌ی مقابل دهانه‌ی خروجی فن) به ناحیه‌ی فوقانی حلزونی می‌باشد که شدت این برخورد حتی از برخورد جریان خروجی فن با زبانه نیز بیش‌تر است. بنابرین در ارائه‌ی راهکار در طراحی فن‌های کم‌صدا، به غیر از افزایش فاصله‌ی روتور با زبانه‌ی خروجی برای کاهش شدت برخورد جریان با این ناحیه، توجه به ناحیه‌ی فوقانی حلزونی نیز راه‌گشا خواهد بود.

نکته‌ی دیگر در شکل ۹، افزایش فشار در هرنقطه با افزایش ضریب جریان است. میزان این افزایش در ناحیه‌ی زبانه‌ی خروجی و نواحی بین ۲۰۰ الی ۳۰۰ درجه‌ی حلزونی شدیدتر است. برای تفسیر این رفتار، بیان دو نکته لازم است. نکته‌ی نخست آنکه مطابق با انتظار، با افزایش دبی خروجی فن، شدت جت و دنباله‌ی خروجی از روتور بیش‌تر شده که افزایش فشار نوسانی وارد بر بدنه را زیاد می‌کند. نکته دوم، دو ناحیه‌ی یاد شده بیش‌تر در معرض جریان جت و دنباله قرار داشته‌اند (پیش‌تر بیان شد که فشار بیش‌تر این دو ناحیه نسبت بقیه‌ی بخش‌های حلزونی، نشان‌دهنده‌ی خروج عمده‌ی جریان روتور از مقابل این دو ناحیه است) و در نتیجه افزایش این نوع جریان نیز بیش‌تر آن‌ها را تحت تأثیر قرار داده است.

۴. جمع‌بندی

در مقاله‌ی حاضر به بررسی عملکرد و صدای فن قفس‌سنجابی و بررسی ارتباط نوسانات فشار روی حلزونی با این صدا پرداخته شد.

منحنی‌های عملکرد فن (تغییرات ضریب هِد و بازده نسبت به ضریب جریان) نشان‌دهنده‌ی حالت بهینه عملکرد فن به ازای مقادیر متوسط ضریب جریان بوده‌اند.

نمودارهای طیف بسامدی تراز فشار صدا فن، نشان‌دهنده موارد زیر بوده‌اند:

- نوفه ی قابل توجه در بسامدهای پایین (حوالی بسامد چرخش فن) مشاهده می شود که منشأ این نوفه عدم توازن مکانیکی (نابالانسی) محور چرخش فن است.
- صدای قابل توجه در بسامد عبور پره موسوم به نوفه‌ی تونال در تمامی حالت‌های عملکرد فن به چشم می‌خورد.
- مقدار نوفه‌ی تونال با افزایش دبی خروجی فن زیاد می‌شود. افزایش دبی خروجی به معنای شدت‌یافتن جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور و برخوردکننده با زبانه‌ی خروجی فن بوده که افزایش تراز صدای تونال را در پی دارد.
- در اثر پدیده‌های مکانیکی همچون رزونانس ارتعاشات اجزای فن (از جمله حلزونی)، تراز صدای قابل توجهی در بسامدهای ۸۰۰ الی ۱۰۰۰ هرتز ایجاد می‌گردد.

- میزان تراز صدا با بسامدهای بالای ۱۰۰۰ هرتز چندان زیاد نبوده که نشان‌دهنده‌ی سهم ناچیز پدیده‌های آیرودینامیکی بسامد بالا در ایجاد صدا است.

بررسی فشار ایجادشده در بسامد عبور پره بر روی نواحی مختلف بدنه‌ی فن، مشاهدات و نتایج زیر را در پی دارد:

- به ازای تمامی حالت‌های عملکرد فن، برخورد جریان جت و دنباله خروجی از فن با زبانه باعث ایجاد فشار با بسامد عبور پره می‌گردد. با فاصله گرفتن از زبانه‌ی خروجی، از شدت این فشار کاسته شده که به معنای کم‌تر شدن جریان جت و دنباله در آن نواحی است.
- در گستره‌ی فاصله‌ی ۲۰۰ درجه از زبانه، عمده ناحیه‌ی مؤثر در تولید نوفه‌ی تونال، زبانه‌ی خروجی فن است.
- در فاصله‌ی ۳۰۰ درجه نسبت به زبانه (ناحیه‌ی انتهایی حلزونی که به کانال خروجی جریان متصل می‌گردد) مقدار فشار قابل توجه (حتی بیش از فشار روی زبانه) مشاهده می‌شود. علت این رخداد، خروج جریان جت و دنباله با سرعت بالا از روتور و برخورد آن با این ناحیه از حلزونی است. این پدیده مورد توجه محققان پیشین قرار نگرفته است.

بنابراین می‌توان نواحی فعال حلزونی در تولید نوفه‌ی تونال را زبانه‌ی خروجی و ناحیه‌ی فوقانی حلزونی برشمرد.

۵. فهرست منابع

[1] M.H. Hessami Azizi, N. Montazerin, A. Damangir, “A combined noise-laser doppler velocimetry study of the squirrel-cage fan,” Iranian Journal Mechanical Engineering, vol. 6, pp. 5-17, 2005.

[2] T. Suzuki, P.R. Spalart, M.L. Shur, M.K. Strelets, A.K. Travin, “Unsteady Simulations of a Fan/Outlet-Guide-Vane System: Tone–Noise Computation,” AIAA Journal, vol. 56, no. 9, 2018.

[3] W. Neise, “Review of fan noise generation mechanisms and control methods,” in Proceedings of the SFA Symposium on Fan Noise, 1992.

[4] D.A. Russell, J.P. Titlow, Y.-J. Bemmen, “Acoustic monopoles, dipoles, and quadrupoles: An experiment revisited,” American Journal of Physics, vol. 67, no. 8, pp. 660-66, 1999.

[5] S. Velarde-Suárez, R. Ballesteros-Tajadura, J.G. Pérez, B. Pereiras-García, “Relationship between volute pressure fluctuation pattern and tonal noise generation in a squirrel-cage fan,” Applied Acoustics, vol. 70, no. 11-12, pp. 1384–1392, 2009.

[6] S. Velarde-Suárez, C. Santolaria-Morros, R. Ballesteros-Tajadura, “Experimental study on the aeroacoustic behavior of a forward-curved blades centrifugal fan,” ASME Journal of Fluids Engineering, vol. 121, pp. 271-281, 1999.

[7] S. Velarde-Sua´rez, R. Ballesteros-Tajadura, C. Santolaria-Morros, J. Gonza´lez-Per´ez, “Unsteady flow pattern characteristics downstream of a forward-curved blades centrifugal fan,” Journal of Fluids Engineering, vol. 123, no. 2, pp. 265-270, 2001.

[8] R. Ballesteros-Tajadura, S. Velarde-Suárez, J. P Hurtado, C. Santolaria, “Numerical calculation of pressure fluctuations in the volute of a centrifugal fan,” Journal of Fluids Engineering, vol. 128, no. 2, pp. 359-369, 2006.

[9] Q. Liu, D. Qi, Y. Mao, “Numerical calculation of centrifugal fan noise,” Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 220, no. 8, pp. 1167-1177, 2006.

[10] M. Younsi, F. Bakir, S. Kouidri, R. Rey, “3D unsteady flow in a centrifugal fan: Impeller-volute interaction,” Journal of Computational and Applied Mechanics, vol. 8, no. 2, pp. 211–223, 2007.

[11] N. Montazerin, G. Akbari, M. Mahmoodi, “Developments in Turbomachinery Flow, Forward Curved Centrifugal Fans,” Woodhead Publishing, ELSEVIER, 2015.

[12] “Standardization, T.I.O.f., ISO 5136, Acoustics-Determination of sound power radiated into a duct by fans and other air-moving devices-in-duct method, ” 2003.

[13] J. José González, M. Fernández Oro, L. Delgado, D. Méndez, K.M. Argüelles, S. Velarde-Suárez, D. Rodríguez, “Symmetrized dot pattern analysis for the unsteady vibration state in a Sirocco fan unit,” Applied Acoustics, vol. 152, pp. 1-1, 2019.

[14] B. Jiang, H. Liu, B. Li, J. Wang, “Effects of cut volute profile on squirrel cage fan performance and flow field,” Advances in Mechanical Engineering, vol. 10, no. 3, pp. 1-14, 2018.

[15] “Standardization, T.I.O.f., ISO 5801, Industrial fans, Fan performance testing using standardized airways,” 1997.

[16] N. Montazerin, A. Damangir, S. Mirian, “A new concept for squirrel-cage fan inlet.” Proceedings of the Institution of Mechanical

Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 212, pp. 343-349, 1998.

[17] N. Montazerin, A. Damangir, H. Mirzaei, "Inlet induced flow in squirrel-cage fans," Proceedings of Instn Mech. Engrs, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 214, pp. 243-25, 2000.

[18] N. Montazerin, A. Damangir, A. Kazemi Fard, "A study of slip factor and velocity components at the rotor exit of forward-curved squirrel cage fans, using laser Doppler anemometry. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers," Part A: Journal of Power and Energy, vol. 215, pp. 453-46, 2001.

[19] A. Damangir, "Joint impeller/scroll sizing of squirrel cage fans using alternative non-dimensional head and flow rate coefficients," in Department of Mechanical Engineering, Amirkabir University of Technology, 2004, (In Persian).

[20] S. Velarde-Suárez, R. Ballesteros-Tajadura, C. Santolaria-Morros, B. Pereiras-García, "Reduction of aerodynamic tonal noise of a forward-curved centrifugal fan by modification of volute tongue geometry," Applied Acoustics, vol. 69, no. 3, pp. 225-232, 2008.

Journal of Acoustical Engineering Society of Iran, Vol. 7, No. 1, 2019

Experimental investigation on sound of a centrifugal blower and fluctuating pressure on its volute

M. Mahmoodi, N. Montazerin*
Department of Mechanical Engineering, Amirkabir University of Technology

Abstract

The Research has shown that the primary sound source in centrifugal turbomachines is the blade passing frequency noise, which is caused by due to impac rotor exit flow with the volute and the wild pressure fluctuations. In this paper, a centrifugal blower with forward facing blades has been selected and the sound created by it in the output channel has been investigated in different operating conditions. Also, to study the relationship between the pressure fluctuations on the volute and the radiated sound, the amplitude of the pressure fluctuations in different volutes areas (from the cutt-off to the near-outlet channel) has been investigated. The results show remarkable noise at the blade passing frequency in all fan state modes. It also increases by increasing the fan outlet flow. The pressure fluctuations on the volute are also evidence of pressure in the blade passing frequency. The intensity of this pressure is reduced far from the volute tongue, which means that the flow of jet in those areas is lower. Also, at 300 degrees from the cut-off, a strong pressure fluctuation was observed that is the second primary source of the tonal sound (other than the cut-off).

Keywords: Tonal sound, Dipole noise, Blade passing frequency, Centrifugal fan, Aerodynamic sound, Volute tongue.

pp. 10-18 (In Persian)

* Corresponding author E-mail: mntzm@aut.ac.ir