



Design, Fabrication, and Evaluation of a Microturbine Based on an Automotive Turbocharger for Distributed Power Generation

Abbas Zandilak¹ , Sadegh TAbajamaat² , Milad Bastani³ , Saeedreza Zadsirjan⁴ ,
Behrad karimi⁵

¹. Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran. Email: aeroabbas@aut.ac.ir

². **Corresponding author**. Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran. Email: sadegh@aut.ac.ir

³. Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran. Email: milad.bastani@aut.ac.ir

⁴. Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran. Email: zadsirjan@gmail.com

⁵. Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran. Email: karimi98@aut.ac.ir

ARTICLE INFO

Article type

Research Article

Article history

Received: 2026.02.04

Received in revised form: 2026.03.17

Accepted: 2026.03.27

Available online: 2026.03.29

Keywords

Microturbine

Automotive turbocharger

Distributed power generation

Modular combustion chamber

ABSTRACT

This study presents the design, fabrication, and experimental evaluation of a cost-effective micro gas turbine platform based on an automotive turbocharger for distributed-power and advanced combustion research [3], [4]. The thermodynamic cycle was modeled in GasTurb and optimized through a uniform random-search procedure to minimize specific fuel consumption while maintaining a nominal shaft-power target near 100 kW. The optimized solution yielded a pressure ratio of 5, a corrected air mass flow rate of 0.618 kg/s, a predicted shaft power of 110.93 kW, and a specific fuel consumption of 0.3356 kg/kW·h, providing the basis for selection of a Holset HX55 turbocharger. The experimental system integrated the compressor-turbine assembly with a modular combustion chamber, an independent lubrication unit, a blower-based starting system, and a multi-sensor data-acquisition architecture. Propane-fueled tests were conducted through start-up, transient acceleration, imposed fuel-flow disturbance, and steady-state operation [7]. The rig achieved a maximum measured air mass flow rate of 0.35 kg/s and a peak combustion-chamber thermal power of approximately 225 kW. During steady operation, the compressor isentropic efficiency stabilized at about 70%, while the compressor discharge temperature increased from 332 to 369 K as the system moved to the higher-load condition. The asymptotic convergence of calculated turbine and compressor powers at steady state supported the expected single-shaft power balance. The modular combustor also remained stable through the imposed transient disturbance. The results demonstrate that an appropriately selected and integrated automotive turbocharger can provide a technically robust and economically attractive high-flow test platform, with clear potential for future investigations of biofuels, hydrogen, recuperated cycles, and distributed-generation concepts [1], [2], [6], [8], [9].

Introduction

Distributed power generation has attracted increasing attention because localized generation can reduce dependence on extensive transmission infrastructure while improving system flexibility and energy-security options [3]. Micro gas turbines are particularly attractive for such applications because their compact turbomachinery, continuous-combustion architecture, and potential fuel flexibility permit integration into small and medium-scale power systems [3], [4], [9]. Nevertheless, the acquisition or development of dedicated microturbine turbomachinery remains a major obstacle for experimental research, particularly when high-pressure and high-mass-flow combustion testing is required [4].

Automotive turbochargers provide a potentially economical alternative because the compressor, radial turbine, shaft, bearings, and housing are already integrated into a compact high-speed rotating assembly [4]. Their conversion into microturbine platforms, however, is not straightforward [4]. A successful system requires thermodynamic matching between compressor and turbine, a combustion chamber capable of stable operation over the accessible pressure and mass-flow range, reliable lubrication, an appropriate starting mechanism, and sufficiently accurate instrumentation to characterize both transient and steady operating states [4,7,9].

Cite This Paper:

Zandilak, Abbas., TAbajamaat, Sadegh., Bastani, Milad., Zadsirjan, Saeedreza., & karimi, Behrad. (2026). Design, Fabrication, and Evaluation of a Microturbine Based on an Automotive Turbocharger for Distributed Power Generation. *Fuel and Combustion*, 19(1), 133-156. <http://doi.org/10.22034/jfnc.2026.587997.1462> (In Persian)

© The author(s) retain the copyright.

Publisher: [Iranian Combustion Institute \(ICI\)](http://www.jfnc.ir).

ارجاع دهی به این مقاله:



Fuel flexibility further increases the research value of such a platform [6, 9]. Previous experimental work on a 30 kW microturbine demonstrated that biodiesel and diesel/biodiesel blends could be operated without major deterioration of thermal performance relative to diesel, although differences in fuel consumption and exhaust-emission behavior were observed [1]. Furthermore, studies on bioethanol, biodiesel, and renewable fuels have demonstrated their viability and environmental merits in substituting fossil energy carriers [2], [5], [8], while extensive gas turbine trials have highlighted clean combustion characteristics with reduced NO_x emissions [6], [9]. This illustrates the importance of experimentally accessible microturbine facilities for assessing fuels with substantially different physicochemical and combustion characteristics [1,9].

The present work therefore addresses the need for an experimentally validated, comparatively low-cost, medium-scale platform capable of reaching pressure and mass-flow conditions relevant to practical microturbine combustion [3,4]. The main contribution is not limited to the use of an automotive turbocharger itself, but comprises the thermodynamic selection, mechanical and combustion-system integration, development of supporting subsystems, and experimental evaluation of the complete assembly. Particular emphasis is placed on a modular combustion-chamber architecture intended to facilitate future changes in air distribution and fuel-injection configuration without reconstruction of the complete combustor.

Methodology

Thermodynamic Design and Turbocharger Selection

The system design was initiated using GasTurb to establish the thermodynamic operating requirements before hardware selection. The preliminary design point assumed ambient conditions of approximately 288 K and 101.325 kPa, a corrected air mass flow rate of 0.5 kg/s, a compressor pressure ratio of 4, and a combustion-chamber outlet temperature of 1200 K. The initial calculation produced a predicted shaft power of 82.45 kW with a specific fuel consumption of 0.3814 kg/kW·h.

To obtain a more suitable operating point, a uniform random-search optimization was subsequently performed. Pressure ratio and corrected air mass flow rate were treated as design variables over ranges of 2–5 and 0.05–1.5 kg/s, respectively, while shaft power was constrained to the required power class and specific fuel consumption was minimized. Because the zero-dimensional cycle calculations were computationally inexpensive and the design space contained only two primary variables, 100,000 evaluations were distributed over the permissible design domain.

The resulting optimum corresponded to a pressure ratio of 5 and a corrected mass flow rate of 0.618 kg/s. GasTurb predicted a shaft power of 110.94 kW and a specific fuel consumption of 0.3356 kg/kW·h at this point. These requirements were subsequently compared with available commercial turbocharger compressor characteristics. Considering both thermodynamic compatibility and hardware availability, a Holset HX55 automotive turbocharger was selected as the core rotating assembly.

Combustion Chamber and Auxiliary Systems

A dedicated modular combustion chamber was developed to interface the selected turbocharger with the experimental facility. The liner architecture was divided into replaceable sections, allowing the distribution and effective area of the primary, secondary, and dilution-air passages to be modified without manufacturing an entirely new combustor. The configuration permits more than 120 possible air-distribution arrangements, providing substantial flexibility for future combustion-development programs and reducing the cost associated with iterative liner modification.

An independent lubrication circuit was developed because operation as a microturbine subjects the turbocharger to thermal and operational conditions different from its original automotive duty [4]. The subsystem incorporated an oil pump, cooling arrangement, pressure monitoring, and dedicated supply and return lines to maintain reliable lubrication of the high-speed rotating assembly.

Starting was achieved without mechanically coupling a conventional electric starter directly to the rotor. Instead, three industrial blower units were employed to establish the initial airflow and accelerate the turbocharger. Once the rotor reached approximately 20% of its nominal operating speed and stable combustion became self-sustaining, the external starting airflow could be removed.

A dedicated data-acquisition architecture was also implemented using temperature and pressure instrumentation distributed throughout the system [7]. The recorded measurements were post-processed to calculate thermodynamic quantities including compressor work, turbine work, combustion thermal power, air mass flow, pressure ratio, and compressor isentropic efficiency.

Experimental Procedure

Propane was employed during the experimental campaign. Testing was organized into an initial start-up phase followed by operation at a higher fuel-flow and pressure condition. The fuel mass flow rate was approximately 0.00425 kg/s during the starting phase and was subsequently increased to approximately 0.00642 kg/s during the main operating phase.

The starting system first established sufficient compressor airflow to support controlled ignition and an initial combustion-chamber pressure of approximately 1.5 bar. Fuel flow was then progressively increased as the turbocharger accelerated toward self-sustained operation. During the second stage, the chamber pressure was increased toward approximately 2 bar, allowing the system response at greater airflow, pressure ratio, and combustion power to be evaluated.

The experimental sequence was deliberately retained long enough to examine both transient and steady behavior. In addition, a short manual adjustment of the fuel-control valve during the test generated an imposed disturbance, enabling the coupled response of the combustor, turbine, compressor, pressure ratio, and air mass flow to be examined.

Results and Discussion

Start-Up and Transient Response

The start-up measurements revealed a distinct thermal transient during approximately the first 20–60 s of operation. During this period, fuel was already supplied to the combustor whereas mechanical rotor inertia prevented the compressor from immediately reaching the airflow associated with the eventual operating condition. Consequently, the temporarily reduced air supply produced a richer combustion state and elevated turbine inlet and outlet temperatures.

As rotor speed increased, the compressor delivered progressively more air, the temporary fuel-rich condition diminished, and the temperature response decreased toward stable values. After approximately 60 s, the principal measured quantities approached a substantially more stable operating regime. The observed progression from external starting to self-sustained operation therefore demonstrated successful aerodynamic and combustion coupling between the automotive turbocharger and the purpose-built combustor.

Response to Fuel-Flow Disturbance

A particularly informative system response occurred during the approximately 360–380 s interval, when the fuel-control setting was momentarily adjusted. The resulting fuel-flow increase was immediately reflected in greater combustion thermal input and increased turbine work. Rotor acceleration subsequently shifted the compressor toward a higher-flow operating condition.

During this response, the measured air mass flow reached approximately 0.35 kg/s, representing the maximum value recorded during the experimental campaign. The pressure ratio increased simultaneously, demonstrating the expected coupling between increased turbine power, shaft acceleration, compressor pressure rise, and compressor throughput.

Importantly, the modular combustion chamber accommodated this transient without the destructive instabilities that would prevent continuation of the test. After the temporary disturbance was removed, the dependent thermodynamic variables converged again toward stable operating values. This behavior supports the suitability of the developed combustor and supporting hardware for controlled studies involving varying fuel-flow conditions.

Steady-State Thermodynamic Performance

At the higher operating condition, the compressor outlet temperature increased from approximately 332 K to 369 K, consistent with the simultaneous increase in compression work, pressure ratio, and airflow. The maximum combustion-chamber thermal power calculated from the measured fuel flow reached approximately 225 kW.

The compressor isentropic efficiency stabilized at approximately 70% during the steady portion of the experiment. This result is particularly significant because the compressor was originally developed for automotive turbocharging rather than as a dedicated microturbine compressor. The measured behavior indicates that appropriate thermodynamic matching and operating-point selection can enable commercially available automotive turbomachinery to function effectively in an experimental microturbine environment.

The compressor and turbine power histories provide an additional consistency check. During the transient phases, the difference between turbine power and compressor demand drove rotor acceleration or deceleration. As steady conditions were approached, however, the calculated turbine- and compressor-power curves converged asymptotically. This behavior is consistent with the mechanical power balance expected for the single-shaft rotating assembly when no substantial external mechanical load is imposed.

Collectively, the stable 0.35 kg/s airflow, approximately 70% compressor isentropic efficiency, 225 kW peak combustion thermal power, and steady-state turbine–compressor power convergence demonstrate that the developed system reproduced the principal aerothermodynamic behavior required of an experimental microturbine platform. The results also show that the data-acquisition and post-processing framework produced physically consistent responses across sensors based on different measurement principles.

Conclusions

A complete micro gas turbine research platform was successfully developed by integrating a commercially available Holset HX55 automotive turbocharger with a purpose-built modular combustion chamber, lubrication system, blower-based starter, fuel system, and data-acquisition architecture. Thermodynamic optimization provided a rational basis for component selection rather than relying solely on turbocharger availability, with the optimized GasTurb cycle predicting approximately 110.93 kW of shaft power and 0.3356 kg/kW·h specific fuel consumption.

Experimental testing with propane confirmed stable operation through start-up, transient acceleration, externally imposed fuel-flow variation, and steady operating conditions. The system reached a maximum measured air mass flow rate of approximately 350 g/s, a peak combustion thermal power of approximately 225 kW, and a steady compressor isentropic efficiency of approximately 70%. Convergence of turbine and compressor power under steady conditions further supported the thermodynamic consistency of the measured data and the expected mechanical balance of the single-shaft assembly.

The principal value of the developed configuration is its combination of comparatively accessible hardware, high airflow capability, modular combustor geometry, and experimentally demonstrated stability. The platform therefore provides a practical basis for future high-pressure combustion research without requiring purpose-built turbomachinery for every development iteration. Nevertheless, the intrinsic limitations of using components originally designed for automotive rather than continuous microturbine service must be recognized, particularly with respect to long-duration operation and off-design behavior.

Future development should consequently focus on long-duration endurance testing, incorporation of exhaust-gas heat recuperation, closed-loop fuel and speed control, and adaptation of the modular liner and fuel-injection system for biofuels and hydrogen. These developments would allow the present platform to progress from a proof-of-concept experimental microturbine toward a more versatile facility for investigating fuel-flexible distributed-generation and advanced combustion technologies.

Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge Amirkabir University of Technology (Tehran Polytechnic) for providing the laboratory facilities and technical infrastructure required for this research. The authors also extend their appreciation to the colleagues and technical staff of the Faculty of Aerospace Engineering for their assistance during the fabrication, integration, instrumentation, and experimental testing of the microturbine system.

Funding

This research received no specific grant from any funding agency in the public, commercial, or not-for-profit sectors. The research was conducted at Amirkabir University of Technology (Tehran Polytechnic), Tehran, Iran, using the laboratory facilities and technical resources available within the Faculty of Aerospace Engineering.

CRedit Author Statement

Abbas Zandilak: Conceptualization, Methodology, Investigation, Data curation, Formal analysis, Visualization, Writing – original draft. Sadegh Tabejamaat: Conceptualization, Supervision, Methodology, Resources, Validation, Project administration, Writing – review and editing. Milad Bastani: Methodology, Software, Thermodynamic analysis, Formal analysis, Validation, Writing – review and editing. Saeedreza Zadsirjan: Investigation, System integration, Experimental setup, Data acquisition, Validation, Writing – review and editing. Behrad Karimi: Investigation, Experimental support, Data acquisition, Formal analysis, Visualization, Writing – review and editing. All authors have read and agreed to the final version of the manuscript.

Conflict of Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Declaration of Generative AI and AI-Assisted Technologies in the Writing Process

During the preparation of this manuscript, the authors used ChatGPT (OpenAI) solely for English translation and language-related assistance, including improvement of grammar, syntax, readability, and academic English expression. The tool was not used for generating scientific content, conducting analyses, interpreting results, or formulating scientific conclusions. All technical content, data, analyses, interpretations, and conclusions presented in this manuscript are entirely the work of the authors. The authors carefully reviewed and edited all AI-assisted language modifications and take full responsibility for the accuracy, integrity, and final content of the manuscript.

References

- [1] M. A. R. Nascimento, E. S. Lora, P. S. P. Corrêa, R. V. Andrade, M. A. Rendon, O. J. Venturini, and G. A. S. Ramirez, "Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: Modelling and experimental evaluation," *Energy*, vol. 33, no. 2, pp. 233–240, Feb. 2008, doi: 10.1016/j.energy.2007.07.014.
- [2] F. Rosillo-Calle and A. Walter, "Global market for bioethanol: historical trends and future prospects," *Energy for Sustainable Development*, vol. 10, no. 1, pp. 20–32, Mar. 2006, doi: 10.1016/S0973-0826(08)60506-4.
- [3] A. Canova, G. Chicco, G. Genon, and P. Mancarella, "Emission characterization and evaluation of natural gas-fueled cogeneration microturbines and internal combustion engines," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 10, pp. 2900–2909, Oct. 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2008.03.005.
- [4] J. Peirs, D. Reynaerts, and F. Verplaetsen, "A microturbine for electric power generation," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 113, no. 1, pp. 86–93, Feb. 2004, doi: 10.1016/j.sna.2004.01.003.
- [5] M. Lapuerta, O. Armas, and J. M. Herreros, "Emissions from a diesel-bioethanol blend in an automotive diesel engine," *Fuel*, vol. 87, no. 1, pp. 25–31, Jan. 2008, doi: 10.1016/j.fuel.2007.04.007.
- [6] M. Moliere, M. Vierling, M. Aboujaib, P. Patil, A. Eranki, A. Campbell, R. Trivedi, A. Nainani, S. Roy, and N. Pandey, "Gas Turbines in Alternative Fuel Applications: Bio-Ethanol Field Test," in *Proc. ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air*, Orlando, FL, USA, 2009, Paper no. GT2009-59047, doi: 10.1115/GT2009-59047.
- [7] J. C. Ho, K. J. Chua, and S. K. Chou, "Performance study of a microturbine system for cogeneration application," *Renewable Energy*, vol. 29, no. 7, pp. 1121–1133, Jun. 2004, doi: 10.1016/j.renene.2003.12.005.
- [8] A. Demirbas, "The importance of bioethanol and biodiesel from biomass," *Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, vol. 3, no. 2, pp. 177–185, Mar. 2008, doi: 10.1080/15567240600815117.
- [9] M. Molière, "The fuel flexibility of gas turbines: A review and retrospective outlook," *Energies*, vol. 16, no. 9, Art. no. 3962, May 2023, doi: 10.3390/en16093962.



طراحی، ساخت و ارزیابی عملکرد میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر به منظور تولید توان

عباس زندی لک^۱، صادق تابع جماعت^۲، میلاد باستانی^۳، سعید رضا زادسیرجان^۴، بهراد کریمی^۵

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، aeroabbas@aut.ac.ir

^۲ نویسنده مسئول، استاد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، sadegh@aut.ac.ir

^۳ دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، milad.bastani@aut.ac.ir

^۴ دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، zadsirjan@gmail.com

^۵ دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، karimi98@aut.ac.ir

اطلاعات مقاله	چکیده
نوع مقاله	در این پژوهش، طراحی، ساخت و ارزیابی عملی یک میکروتوربین گازی بر مبنای توربوشارژر خودرویی با هدف توسعه سامانه‌ای کم‌هزینه، قابل اتکا و کارآمد برای تولید توان پراکنده انجام شد. ابتدا با استفاده از نرم‌افزار GASTurb، سیکل ترمودینامیکی سیستم طراحی و بهینه‌سازی شد. سپس با انتخاب یک توربوشارژر مناسب از برند Holset، اجزای کلیدی شامل کمپرسور، توربین، محفظه احتراق، مازول روغن‌کاری، سیستم استارت و سامانه داده‌برداری طراحی و یکپارچه‌سازی شدند. نتایج آزمون عملکردی نشان داد که توان محفظه احتراق تا ۲۲۵ کیلووات، و دبی جرمی هوا تا ۳۵۰ گرم بر ثانیه افزایش یافته و راندمان ایزنتروپیک کمپرسور در حالت پایدار در حدود ۷۰ درصد حفظ شده است. همگرایی توان کمپرسور و توربین و تطابق نتایج تجربی با مدل‌سازی نرم‌افزاری، مؤید صحت طراحی و کارایی بالای سیستم است. اگرچه برخی محدودیت‌ها ناشی از استفاده از تجهیزات طراحی نشده به این منظور وجود دارد، اما مزایای قابل توجهی همچون کاهش شدید هزینه‌ها، سادگی پیاده‌سازی و امکان انجام آزمون احتراق در رژیم پر فشار و دبی جرمی هوای بالا (نزدیک به میکروتوربین‌های تجاری)، این رویکرد را به گزینه‌ای جذاب و قابل توسعه در حوزه توان پراکنده بدل می‌سازد.
تاریخچه مقاله	
تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۱۱/۱۵	
تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۱۲/۲۶	
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۵/۱۰/۰۶	
تاریخ انتشار: ۱۴۰۵/۱۰/۰۹	
کلیدواژه‌ها:	
میکروتوربین	
محفظه احتراق	
توربوشارژر	
تولید توان پراکنده	

مقدمه

تولید توان پراکنده^۱ یکی از مفاهیم کلیدی در تحولات اخیر صنعت انرژی است. این رویکرد، که به استفاده از منابع تولید توان در مقیاس کوچک در نزدیک مصرف‌کنندگان اشاره دارد، به‌ویژه با افزایش نیاز به انرژی‌های تجدیدپذیر و کاهش تلفات انتقال انرژی اهمیت بیشتری یافته است. سادوسکایا و همکاران در [۱] به بررسی تلفات توان در شبکه‌های انتقال و توزیع^۲ پرداخته و مدل‌هایی برای پیش‌بینی این تلفات براساس داده‌های تجربی و عوامل مختلف کشورها ارائه کرده است. نتایج مقاله نشان می‌دهند که تلفات توان در شبکه‌های انتقال و توزیع معمولاً بین ۴ تا ۱۵ درصد از کل تولید انرژی است. این تلفات شامل دو نوع تلفات فنی (که از تجهیزات مانند خطوط انتقال و ترانسفورماتورها ناشی می‌شوند) و تلفات غیر فنی (مانند سرقت انرژی)

^۱ Distributed power generation

^۲ Transmission and distribution

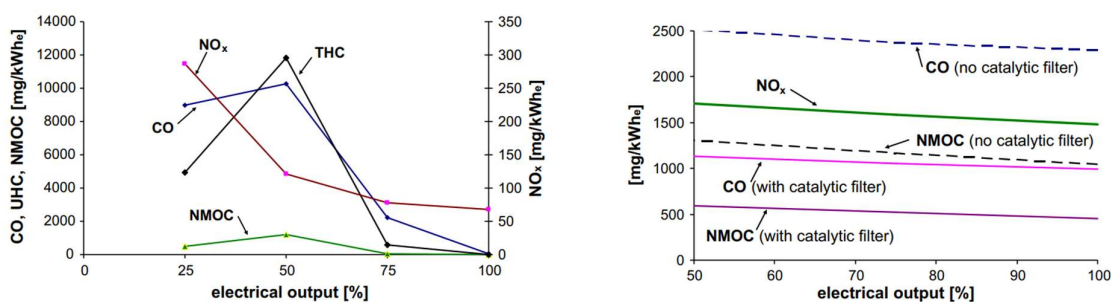
Cite This Paper:

Zandilak, Abbas., TAbecjamaat, Sadegh., Bastani, Milad., Zadsirjan, Saeedreza., & karimi, Behrad. (2026). Design, Fabrication, and Evaluation of a Microturbine Based on an Automotive Turbocharger for Distributed Power Generation. *Fuel and Combustion*, 19(1), 133-156. <http://doi.org/10.22034/jfnc.2026.587997.1462> (In Persian)
© The author(s) retain the copyright. Publisher: Iranian Combustion Institute (ICI).

ارجاع‌دهی به این مقاله:



می‌شوند [۱]. همچنین به این نکته اشاره می‌کند که تلفات توان به عوامل مختلفی مانند GDP^۱ سرانه، شاخص فساد، سطح شهرنشینی، دمای محیط و سازمان‌دهی شبکه بستگی دارد. در کشورهای توسعه‌یافته با GDP بالا، تلفات توان معمولاً کمتر است، در حالی که در کشورهای با درآمد پایین و فساد بالا، این تلفات به مراتب بیشتر است. بنابراین کاهش اتلافات شبکه توزیع و انتقال که به نوعی با کاهش گستردگی شبکه و حرکت به سمت سیاست‌های تولیدتوان پراکنده امکان‌پذیر است در شرایط ناطزاری انرژی کنونی کشور پاسخی راه‌گشا است. تولید توان پراکنده علاوه بر کاهش وابستگی به شبکه‌های سراسری، مزایای بسیاری از جمله افزایش امنیت تأمین انرژی، کاهش فشار بر زیرساخت‌های شبکه و کمک به پایداری بیشتر سیستم‌های برق را به همراه دارد. با این حال، یکی از چالش‌های عمده در این زمینه، هزینه‌های بالا و پیچیدگی‌های فنی مرتبط با طراحی و ساخت سیستم‌های تولید توان پراکنده است. میکروتوربین‌ها به عنوان یکی از راه‌حل‌های نوین در تولید توان پراکنده، به دلیل ابعاد کوچک، کارایی بالا و قابلیت‌های انعطاف‌پذیرشان مورد توجه هستند [۲]. میکروتوربین‌ها به عنوان یکی از اجزای سیستم‌های تولید توان پراکنده دارای مزایای زیادی هستند که آن‌ها را به گزینه‌ای مناسب برای کاربردهای مختلف تبدیل می‌کنند. اولاً، این فناوری با کارایی بالای خود در تولید برق و حرارت، باعث کاهش مصرف سوخت و افزایش بهره‌وری انرژی می‌شود. علاوه بر این، میکروتوربین‌ها به دلیل اندازه کوچک و وزن کم خود، برای نصب در فضاهای محدود و در شرایط مختلف بسیار مناسب هستند [۲]. از دیگر مزایای این سیستم‌ها می‌توان به کاهش قابل‌توجه آلاینده‌ها به ویژه در مورد آلاینده NOX اشاره کرد. میکروتوربین‌ها آلاینده‌های کمتری نسبت به موتورهای درون‌سوز تولید می‌کنند و به همین دلیل نقش مهمی در کاهش آلودگی هوا ایفا می‌کنند [۳].



شکل ۱- مقایسه شاخص‌های آلاینده‌گی میکروتوربین با موتور احتراق داخلی-چپ: میکروتوربین، راست: موتور احتراق داخلی [۳]

در نمودار شکل ۱ دیده می‌شود که در توان‌های خروجی الکتریکی بیشتر از ۸۰ درصد، که میکروتوربین و سامانه‌های توربینی عمدتاً در این محدوده کار می‌کنند، سطوح انتشار آلاینده‌های مختلف در میکروتوربین نسبت به موتور احتراق پایین تر است. همچنین این سیستم‌ها به دلیل قابلیت استفاده از انواع مختلف سوخت‌ها، از جمله گاز طبیعی و بیوگاز، انعطاف‌پذیری بالایی دارند. مولیر و همکاران در [۴] به بررسی انعطاف‌پذیری سوخت در میکروتوربین‌ها و مقایسه آن با موتورهای احتراق داخلی پرداخته‌اند. در این مقاله، میکروتوربین‌ها به دلیل طراحی خاص خود که شامل احتراق جریان پیوسته با هوای اضافی زیاد است، توانایی سوزاندن انواع مختلف سوخت‌ها از جمله سوخت‌های با انرژی پایین^۲ را دارند. این ویژگی به میکروتوربین‌ها انعطاف‌پذیری بالایی در انتخاب سوخت می‌دهد، به طوری که می‌توانند از سوخت‌های گازی و مایع مختلف مانند LPG، گاز زیستی و حتی هیدروژن استفاده کنند. همچنین میکروتوربین‌ها در استفاده از سوخت‌های آلوده یا مشکل‌دار مانند گازهای کک و گازهای

¹ Gross domestic product

² Low british thermal unit

تولیدی از فرایندهای صنعتی نیز کارآیی خوبی دارند. در مقابل، موتورهای احتراق داخلی به طور کلی به سوخت‌هایی با ویژگی‌های خاص نیاز دارند و معمولاً تنها قادر به استفاده از سوخت‌های خاصی مانند دیزل یا گاز طبیعی هستند. این موتورها برای هر نوع سوخت نیاز به تغییرات ویژه‌ای در سیستم‌های تزریق سوخت و تنظیمات احتراق دارند. موتورهای دیزل، در مقایسه با میکروتوربین‌ها، از نظر انعطاف‌پذیری سوختی محدودتر هستند و برای سوزاندن سوخت‌هایی با ویژگی‌های خاص نیاز به تجهیزات پیچیده‌تری دارند. از آنجایی که میکروتوربین‌ها قادر به پاسخ‌دهی سریع به تغییرات بار هستند، می‌توانند برای تأمین نیازهای مختلف انرژی در شبکه‌های توزیع و مصرف‌کنندگان مختلف استفاده شوند. این ویژگی به ویژه در مواقع اضطراری بسیار مفید است. بر اساس نتایج ساها و همکاران در [۵]، می‌توان گفت که میکروتوربین‌ها توانایی حضور در سیستم‌های تولید توان پراکنده با شرایط بارگذاری متغیر را دارند و به‌خوبی با تغییرات بار تطبیق پیدا می‌کنند. تحقیقات [۵] نشان می‌دهد که میکروتوربین‌ها قادرند به سرعت و با دقت به تغییرات بار واکنش نشان دهند، به‌ویژه هنگامی که یک کنترل‌کننده سرعت به سیستم اضافه می‌شود که این موضوع موجب می‌شود زمان تأخیر در پاسخ به تغییرات بار کاهش یابد و سرعت میکروتوربین به‌طور مؤثری ثابت بماند. همچنین، نتایج شبیه‌سازی نشان‌دهنده توانایی میکروتوربین در پیگیری بار در حالت‌های جزیره‌ای و متصل به شبکه هستند، که این امر نشان می‌دهد میکروتوربین‌ها به‌خوبی می‌توانند در محیط‌های با بار متغیر عمل کنند و نیازهای انرژی را به‌طور مؤثر تأمین کنند. بنابراین، میکروتوربین‌ها گزینه‌ای مناسب برای سیستم‌های تولید توان پراکنده با شرایط بارگذاری متغیر هستند.

از طرفی، استفاده از توربوشارژرهای خودرویی در طراحی میکروتوربین‌ها این امکان را می‌دهد که هزینه‌های ساخت و طراحی به طور قابل توجهی کاهش یابد. توربوشارژرها که برای عملکرد در دماهای بالا و فشارهای شدید در موتورهای احتراقی طراحی شده‌اند، از قابلیت اطمینان بسیار بالایی برخوردارند. این ویژگی نه تنها موجب افزایش کارایی سیستم می‌شود، بلکه نیاز به نگهداری و تعمیرات پیچیده و هزینه‌بر را نیز کاهش می‌دهد. کالین راجرز در [۶] تأیید می‌کند که استفاده از توربوشارژرها به عنوان مبنای ساخت میکروتوربین‌ها می‌تواند یک گزینه مناسب و اقتصادی باشد. این تبدیل به دلیل شباهت‌های طراحی میان توربوشارژرهای کوچک و میکروتوربین‌های معمولی جذاب است، به‌ویژه اینکه توربوشارژرها به صورت انبوه تولید می‌شوند و این امر باعث کاهش هزینه‌های ساخت میکروتوربین‌ها می‌شود. علاوه بر این، پیشرفت‌های فناوری در توربوشارژرها که به نیازهای محیطی مانند بهبود کارایی گازهای خروجی موتور احتراق داخلی و کاهش مصرف سوخت خودروها پاسخ می‌دهد، این تبدیل را قابل توجه می‌کند.

در این بخش از مقاله، به بررسی پیشینه تحقیقات انجام شده در زمینه طراحی، ساخت و بهینه‌سازی میکروتوربین‌های مبتنی بر توربوشارژر پرداخته می‌شود و چالش‌ها و دستاوردهای مهم این حوزه مورد تحلیل قرار می‌گیرد. در سال ۲۰۰۳، کائوسوکه ایسومورا و همکارانش [۷] از دانشگاه توهوکو و شرکت صنایع سنگین ایشیکاوا-اجیما-هاریمای ژاپن، به تحقیق و توسعه میکروتوربین‌های گازی پرداختند. این تیم با همکاری یکدیگر، به دنبال این موضوع بودند که اجزای مختلف میکروتوربین را آزمایش کرده و امکان‌سنجی اجرای چرخه تولید توان در مقیاس میکرو را بررسی کنند. در این تحقیق، آن‌ها یک توربوشارژر برای آزمایش عملکرد کمپرسور و بلبرینگ‌ها طراحی، ساخته و آزمایش‌های عملکردی آن را آغاز کردند. کنار این پروژه، توسعه محفظه احتراق نیز به منظور طراحی و آزمایش کارایی احتراق در مقیاس میکرو در دستور کار قرار گرفت. نتایج این تحقیق نشان داد که محفظه احتراق موجود، با استفاده از هیدروژن و متان به عنوان سوخت، قادر به دستیابی به بازده احتراق ۹۹/۹٪ بودند. همچنین، در این تحقیق مشخص شد که استفاده از توربوشارژر می‌تواند به توسعه موفق توربین‌های گاز میکرو مقیاس کمک کند و این پروژه گام‌های مهمی در جهت تحقق این فناوری برداشت. نتایج به‌دست‌آمده از این مطالعات، نشان‌دهنده پتانسیل بالای استفاده از توربین‌های گاز میکرو مقیاس در کاربردهایی مانند تولید انرژی برای ربات‌های خودمختار و منابع انرژی قابل حمل بوده است.

در سال ۲۰۱۳، آقای سیلوا و همکارانش [۸] به بررسی توسعه میکروتوربین‌های گازی مبتنی بر توربوشارژر پرداختند. هدف اصلی این تحقیق، ارزیابی عملکرد و امکان‌سنجی استفاده از توربوشارژر به عنوان مبنای طراحی میکروتوربین‌ها بود. در این راستا، آن‌ها به طراحی و بهینه‌سازی اجزای مختلف از جمله محفظه احتراق با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی و تجربی پرداخته و

نتایج حاکی از این بود که توربوشارژرها به دلیل اندازه کوچک، ساختار ساده و کارایی بالا، گزینه‌ای مناسب برای ساخت میکروتوربین‌های کارآمد به شمار می‌روند. همچنین، این مطالعه نشان داد که استفاده از توربوشارژر می‌تواند به افزایش بازده حرارتی و کاهش تلفات انرژی در این سیستم‌ها کمک کند. این تحقیق در نهایت تأکید کرد که توربوشارژرها پتانسیل زیادی برای کاربرد در سیستم‌های کوچک و قابل حمل دارند و می‌توانند راه‌حلی مؤثر برای تولید توان با آلایندگی پایین ارائه دهند. در سال ۲۰۱۱، کالین راجرز و همکارانش [۱۰] از مؤسسه ITC در سن دیگو، مطالعه‌ای برای بررسی امکان تبدیل توربوشارژرها به میکروتوربین‌های گازی کم‌هزینه انجام دادند. آن‌ها شباهت‌های ساختاری بین توربوشارژرها و میکروتوربین‌ها را تحلیل کرده و به بهبود عملکرد از طریق طراحی محفظه احتراق مناسب، استفاده از ریکوپراتورها و سیستم‌های کنترلی کارآمد پرداختند. نتایج نشان داد که توربوشارژرها به دلیل هزینه پایین و تولید انبوه گزینه‌ای مناسب برای ساخت میکروتوربین‌های گازی هستند، ولی برای رقابت با میکروتوربین‌های تجاری، نیاز به بهبودهای طراحی دارند. این مطالعه تأیید کرد که توربوشارژرها می‌توانند به عنوان یک روش اقتصادی برای توسعه میکروتوربین‌های گازی در کاربردهای کوچک و خودروهای هیبریدی استفاده شوند.

در سال ۲۰۱۰، ویلیام ویسر و همکارانش [۱۱] از شرکت Micro Turbine Technology (MTT) در هلند، مطالعه‌ای برای توسعه یک میکروتوربین ۳ کیلوواتی جهت استفاده در تولید همزمان برق و حرارت (CHP) انجام دادند. هدف آن‌ها طراحی سیستمی کم‌هزینه، قابل اطمینان و با نگهداری آسان برای استفاده در منازل و کسب‌وکارهای کوچک بود. آن‌ها از فناوری توربوشارژرهای تجاری برای طراحی میکروتوربینی با راندمان حرارتی ۱۶٪ استفاده کردند. آزمایش‌ها نشان داد که این سیستم توان خروجی ۲/۷ کیلووات و راندمان الکتریکی ۱۲.۲٪ در سرعت ۲۴۰,۰۰۰ دور در دقیقه دارد. نتایج تحقیق نشان داد که استفاده از فناوری توربوشارژر گزینه‌ای مناسب برای میکروتوربین‌های کوچک است، اما برای دستیابی به راندمان بالای ۲۰٪، نیاز به بهینه‌سازی اجزا و کاهش تلفات وجود دارد.

همچنین نتایج پژوهش‌های متعدد دیگری نیز مانند مراجع [۱۲]، [۱۳]، [۱۴]، [۱۵] و [۱۶] حاکی از این است توربوشارژرهای خودرویی ضمن اثبات توانایی خود در کارکرد با ساعت کاری بالا، دوام بالا، راندمان بالا و هزینه به شدت کمتر تر از طراحی و تولید قطعات میکروتوربین، دارای پتانسیل بالایی برای حضور سیستم‌های تولید توان پراکنده و حرکت به سمت کاهش آلایندگی و امنیت انرژی در حوزه‌های خرد و کلان است.

با وجود توسعه روزافزون سیستم‌های تولید توان پراکنده و اهمیت گذار به سمت منابع انرژی پاک، بررسی جامع پیشینه تحقیق نشان می‌دهد که یک خلأ پژوهشی بنیادین در توسعه و پیاده‌سازی تجربی سیستم‌های مقیاس متوسط کم‌هزینه با قابلیت انعطاف‌پذیری سوختی وجود دارد. غالب پژوهش‌های آکادمیک پیشین، یا به مدل‌سازی‌های صرفاً تئوریک محدود شده‌اند و یا در فاز تجربی، در مقیاس‌های توانی بسیار پایین (نظیر پژوهش‌های ۳ کیلوواتی) باقی مانده‌اند. از سوی دیگر، پیچیدگی‌های ساخت و هزینه‌های گزاف طراحی توربوماشینری در میکروتوربین‌های تجاری، انجام تحقیقات توسعه‌ای و تجربی—به‌ویژه برای آزمون سازگاری محفظه‌های احتراق با سوخت‌های زیستی و جایگزین—را در فضای آکادمیک و صنعتی به شدت محدود ساخته است. هدف از این پژوهش، پاسخ به این شکاف علمی از طریق طراحی، ساخت و ارزیابی تجربی یک پلتفرم آزمایشگاهی و نیمه‌صنعتی مقرون‌به‌صرفه بر مبنای توربوشارژر خودرویی است. نوآوری اصلی این مطالعه در یکپارچه‌سازی و اعتبارسنجی سیستمی است که با کسری از هزینه‌های تولید متداول، به رژیم‌های عملکردی پرفشار و دبی جرمی بالا (بیش از ۳۵۰ گرم بر ثانیه) دست یافته و بستر سخت‌افزاری و آکادمیک لازم برای توسعه و ارزیابی سامانه‌های سازگار با سوخت‌های در فشار بالا را فراهم آورده است. دستیابی به توان حرارتی ۲۲۵ کیلووات در محفظه احتراق و حفظ راندمان ایزنتروپیک ۷۰ درصدی کمپرسور در حالت پایدار، که قابلیت نزدیک به نمونه‌های تجاری پیشرفته و پر هزینه را دارد، نشان از موفقیت این رویکرد اقتصادی است. علاوه بر کاهش بی‌سابقه هزینه‌های توسعه، ابداع زیرسیستم‌های مستقری همچون ماژول استارت مبتنی بر درنده‌های صنعتی و سیستم روان‌کاری سفارشی، چالش‌های دینامیکی کاربرد توربوشارژرها را برطرف ساخته است. در نهایت، انطباق و همگرایی

مطلوب داده‌های تجربی با تحلیل‌های تئوریک ترمودینامیکی، این پلتفرم را به عنوان یک بستر آزمایشگاهی معتبر، تکرارپذیر و به‌شدت اقتصادی برای ارزیابی عملکرد سیستم‌های توان پراکنده و پیشبرد فناوری احتراق پاک معرفی می‌کند.

مطالعه و طراحی سیکل ترمودینامیکی و انتخاب توربوشارژر

انتخاب توربوشارژر به‌عنوان بخش اصلی میکروتوربین، یکی از مهم‌ترین مراحل طراحی این سیستم محسوب می‌شود. در این پروژه، با توجه به ویژگی‌های فنی مناسب و همچنین دسترسی سریع به مجموعه کامل قطعات و لوازم تعمیراتی، از توربوشارژرهای خودرویی استفاده شد. معیار اصلی در این گزینش، انطباق عملکرد توربوشارژر با نیازهای ترمودینامیکی میکروتوربین بود. توربوشارژرهای خودرویی متداول عموماً در بازه‌ای از نسبت فشار ۱/۵ تا ۴ کار می‌کنند و دبی هوای عبوری از آن‌ها بسته به نوع و اندازه، در محدوده ۰/۰۵ تا ۱ کیلوگرم بر ثانیه قرار می‌گیرد. مهم‌ترین راهنما در انتخاب توربوشارژر برای این پروژه، توان خروجی مدنظر بود که حدود ۱۰۰ کیلووات تعیین شد و به‌عنوان شاخص اصلی، گزینه‌های ممکن را محدود و فرایند انتخاب را هدایت کرد.

در پژوهش حاضر، از نرم‌افزار تخصصی GasTurb برای مدل‌سازی ترمودینامیکی، بهینه‌سازی سیکل بریتون و استخراج الزامات عملکردی سامانه میکروتوربین پیش از مراحل ساخت و یکپارچه‌سازی استفاده شده است. این ابزار محاسباتی امکان طراحی دقیق نقطه کار، تحلیل حساسیت پارامتریک و برآورد کمیت‌های کلیدی نظیر نسبت فشار بهینه کمپرسور، دبی جرمی هوای موردنیاز و دمای ورودی به توربین را با هدف کمینه‌سازی مصرف سوخت ویژه و دستیابی به توان خروجی هدف فراهم می‌آورد. همچنین، مشخصات استخراج‌شده از این شبیه‌سازی ترمودینامیکی به‌عنوان مبنای بالادستی برای تطبیق با نقشه‌های عملکردی کمپرسور و گزینش مناسب‌ترین مدل توربوشارژر تجاری به کار گرفته شده است.

به منظور استخراج بهترین عملکرد، فرایند بهینه‌سازی سیستم بر پایه یک الگوریتم تصادفی^۱ تعریف شد. در این فرایند، تابع هدف بر روی کمینه‌سازی مصرف سوخت ویژه^۲ تنظیم شد، در حالی که متغیرهای طراحی شامل نسبت فشار (در بازه مجاز ۲ تا ۵) و دبی هوای عبوری (در بازه ۰/۰۵ تا ۱/۵ کیلوگرم بر ثانیه) در نظر گرفته شدند. همچنین، دستیابی به توان خروجی محور در محدوده ۱۰۰ کیلووات به‌عنوان قید اصلی^۳ مسئله اعمال شد. با پیاده‌سازی این چارچوب بهینه‌سازی، توربوشارژرهای موجود در بازار مورد ارزیابی قرار گرفتند تا گزینه‌ای که بهترین تطابق ترمودینامیکی را با کمترین مصرف سوخت ویژه دارد، شناسایی و انتخاب شود.

نرم‌افزار GASTurb برای آغاز فرایند بهینه‌سازی یا اعمال تغییرات جزئی، به یک نقطه اولیه (یا نقطه طراحی) نیاز دارد که باید با اندکی آزمون و خطا و در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی توربوشارژرهای خودرویی تعریف شود که مشخصات مربوط به این نقطه در جدول ۱ آورده شده است. در این سناریو، فرض بر آن است که ساختار توربین گاز به‌صورت مولد گاز تک‌محور با توربین آزاد در نظر گرفته شده است. شکل ۲ نمونه‌ای از این نوع توربین گاز را نشان می‌دهد.

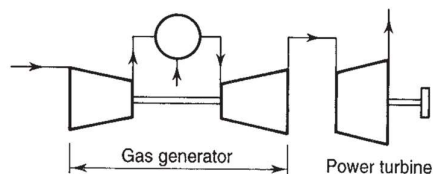


Figure 2- scheme of gas turbine with free turbine [17]

شکل ۲- شمای توربین گاز با توربین آزاد [۱۷]

¹ Random Optimization

² SFC: specific fuel consumption

³ constraint

Table 1-input for design point in gasturb software

جدول ۱- مشخصات طراحی ورودی نرم افزار gasturb

parameter	quantity	unit
ambient temperature	288	kelvin
ambient pressure	101.325	Kpa
corrected mass flow rate	0.5	kg/s
Pressure ratio	4	-
combustion chamber outlet temperature	1200	kelvin
fuel	natural gas	-
fuel heating value	49.7365	MJ/kg
ratio combustion chamber pressure	0.97	-
efficiency overall mechanical	0.98	-
compressore efficiency	0.82	-
turbine efficiency	0.85	-
power turbine efficiency	0.89	-

بعد از انجام محاسبات اولیه با توجه به مقادیر اولیه ورودی به عنوان نقطه طراحی، خروجی‌های ترمودینامیکی مهم نظیر مصرف سوخت ویژه و توان تحویلی و... توسط gasturb محاسبه می‌شود که نتایج حاصل از نقطه طراحی ذکر شده در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲- خروجی ترمودینامیکی حاصل از محاسبات نقطه طراحی

Table 2-Thermodynamics result of design point calculation

parameter	quantity	unit
Shaft power delivered	82.45	kW
specific fuel consumption	0.3814	kg/kW.h

همان‌طور که ملاحظه می‌شود، توان خروجی به دست آمده در محدوده قابل قبول پژوهش حاضر قرار دارد و هدف اولیه برای دستیابی به حدود ۱۰۰ کیلووات در محدوده قابل قبولی (به عنوان یک حدس اولیه نزدیک برای استحصال توان ۱۰۰ کیلووات در مرحله بهینه‌سازی) تامین شده است که در مرحله بهینه‌سازی مقدار ۱۰۰ کیلووات با انحراف بسیار دقیق‌تری حاصل خواهد شد. در گام بعدی، با دنبال کردن یک الگوریتم تصادفی بهینه‌سازی، سعی شده است ضمن پاسخ‌گویی به نیاز توانی، بهترین نسبت فشار و دبی هوای عبوری برای دستیابی به کم‌ترین مقدار مصرف سوخت ویژه تعیین شود. پارامترهای بهینه‌سازی و هدف در جدول مشخص شده است.

جدول ۳- جدول پارامترهای بهینه‌سازی و پارامتر هدف

Table 3-optimization parameters and target parameter table

optimization	lower limit	upper limit	unit	target parameter
pressure ratio	2	5	-	minimizing Specific fuel consumption
corrected massflow rate	0.05	1.5	kg/s	
shaft power delivered	50	130	kW	

در مدل‌سازی‌های سیکل ترمودینامیکی صفر-بعدی، به دلیل استفاده از جداول درونیابی برای محاسبه خواص سیال و اتکا به نقشه‌های عملکردی توربوماشین‌ها، فضای طراحی اغلب دارای ناپیوستگی و کمینه‌های محلی متعدد است. به همین دلیل، روش‌های کلاسیک بهینه‌سازی مبتنی بر گرادیان، به دلیل وابستگی به مشتقات پیوسته ریاضی و احتمال گیرافتادن در کمینه‌های

محلی، برای این دسته از مسائل کارایی مناسبی ندارند. از سوی دیگر، با توجه به ابعاد محدود فضای طراحی در این پژوهش (تنها دو متغیر نسبت فشار و دبی جرمی) و هزینه محاسباتی بسیار پایین کدهای ترمودینامیکی، استفاده از الگوریتم‌های پیچیده فراابتکاری (نظیر الگوریتم ژنتیک) توجیه محاسباتی مضاعفی ایجاد نمی‌کند. بر این اساس، در این پژوهش از رویکرد جستجوی تصادفی یکنواخت استفاده شد. با توزیع یکصد هزار ارزیابی محاسباتی در کل فضای مجاز طراحی، امکان پیمایش جامع و شناسایی نقطه بهینه مطلق بدون تداخل با ناپیوستگی‌های مدل فراهم شد. با این روش، ترکیب بهینه نسبت فشار و دبی جرمی، ضمن انطباق با محدوده عملیاتی توربوشارژرهای خودرویی، برای دستیابی به کمترین میزان مصرف سوخت ویژه و تأمین توان خروجی مورد نظر تعیین شد.

نتایج مهم این فرایند در جدول ۴- آمده است.

جدول ۴- مشخصات سیکل ترمودینامیکی بهینه سازی شده

Table 4-optimized thermodynamic cycle specifications

	parameter	quantity	unit
optimized cycle specifications	ratio pressure	5	-
	fuel heating value	49.73648	MJ/kg
	combustion chamber outlet temperature	1200	kelvin
	corrected massflowrate	0.617949	kg/s
optimized cycle result	power delivered shaft	110.9305	kW
	specific fuel consumption	0.335572	kg/kW·h

این مقادیر نشان می‌دهد که ضمن انطباق با محدوده عملکردی توربوشارژرهای خودرویی و دستیابی به حدود ۱۰۰ کیلووات، مصرف سوخت ویژه در کمینه‌ترین مقدار ممکن قرار دارد. بنابراین، در این مرحله، ویژگی‌ها و توانایی‌های عملکردی توربوشارژر مورد نیاز، شناسایی شده است. گفتنی است توربوشارژرهای موجود در بازار خودرویی، بر اساس فشار و دبی هوای خروجی طبقه‌بندی می‌شوند و در بازار ایران برندهای متعددی در حوزه‌ی توربوشارژر حضور دارند هستند؛ از جمله garret, holset, schwitzer, mitsubishi, ABB و ... که هرکدام از این برندها ویژگی‌ها و مزایای خاص خود را دارند، اما برند Holset به دلیل تنوع گسترده محصولات، حضور پررنگ‌تر در بازار ایران و پشتیبانی مناسب در زمینه قطعات و خدمات، دسترسی بیشتری را برای مصرف‌کنندگان فراهم کرده است. بنابراین استفاده از توربوشارژرهای برند مطرح holset منطقی است. برای انتخاب مدل توربوشارژر از این برند و منطبق با خروجی‌های ترمودینامیکی حاصل از بهینه‌سازی ترمودینامیکی کاتالوگ‌های شرکت یاد شده بسیار کمک کننده‌اند. نمونه این داده‌های موجود در این مراجع در شکل ۳ آورده شده است.

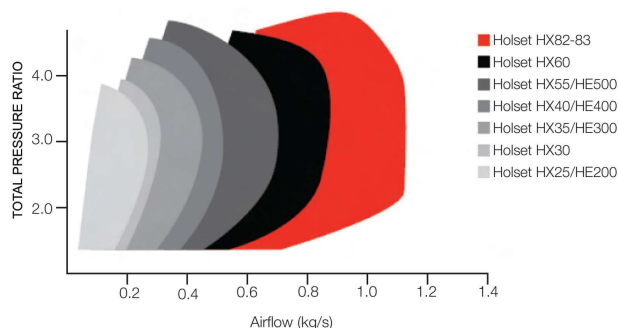


Figure 3-performance map of bestseller turbochargers of holset [18]

شکل ۳- نمودار عملکردی مدل‌های پر فروش توربوشارژر holset [۱۸]

با توجه به مقادیر محاسبه در مسیر بهینه سازی ترمودینامیکی موجود در جدول ۳ و نمودار عملکردی شکل ۳ و همچنین موجودی و در دسترس بودن قطعات، مدل holset-hx55 برگزیده شد. شایان ذکر است که دستیابی به دقیقاً مقادیر محاسبه در توربوشاژرهای خودرویی متداول از پیش ساخته شده تقریباً امکان پذیر نیست و باید اندکی انحراف از مقادیر محاسبه شده را پذیرفت. مشخصات توربوشاژر holset-hx55 در آورده شده است.

طراحی محفظه احتراق

نخستین گام در طراحی محفظه احتراق، ترجمه‌ی پارامترهای ترمودینامیکی استخراج شده از تحلیل سیکل نظیر نرم افزار GasTurb به ابعاد هندسی مرجع است. بر اساس شرایط نقطه کارکرد طراحی کمپرسور، پارامترهای ورودی شامل فشار کل $P_{03} = 5 \text{ bar}$ ، دمای کل $T_{03} = 456 \text{ K}$ ، دبی جرمی کل هوا $\dot{m}_3 = 0.617 \text{ kg/s}$ و دمای ورودی به توربین 1200 K تعیین شده‌اند.

تعیین مساحت و قطر مرجع A_{ref}^1 و D_{ref}^2

محاسبه سطح مرجع از طریق دو الزام مجزا صورت می‌پذیرد. در الزام نخست، مساحت مرجع [۱۹] به گونه‌ای تعیین می‌شود که افت فشار آیرودینامیکی در محدوده‌ی مجاز محفظه‌های نوع قوطی معادل $\Delta P_{3-4}/P_{03} = 0.07$ و $\Delta P_{3-4}/q_{ref}$ ۳۷ باقی بماند. معادله‌ی حاکم بر این رابطه به صورت زیر است:

$$A_{ref} = \left[\frac{R_a}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \right)^2 \frac{\Delta P_{3-4}/q_{ref}}{\Delta P_{3-4}/P_{03}} \right]^{0.5} \quad (۱)$$

با جایگذاری مقادیر ورودی و ثابت گازها: ($R_a = 287 \text{ J/kg.K}$)

$$A_{ref} = \left[\frac{287}{2} \left(\frac{0.617 \sqrt{456}}{500,000} \right)^2 \frac{37}{0.07} \right]^{0.5} = A_{ref} = 0.007162 \text{ m}^2 \Rightarrow D_{ref} = 0.0954 \text{ m} = 3.755 \text{ in}$$

در الزام دوم بنابر پیشنهاد [۱۹]، به منظور تضمین راندمان احتراقی فراتر از ۹۹ درصد، پارامتر بارگذاری احتراقی (θ) باید حداقل برابر با 7.3×10^7 باشد. فرمول این پارامتر عبارت است از:

$$\theta = \frac{P_{03}^{1.75} \cdot A_{ref} \cdot D_{ref}^{1.75} \cdot \exp(T_{03}/300)}{\dot{m}_3} \quad (۲)$$

با جایگذاری مقادیر:

$$7.3 \times 10^7 = \frac{(500,000)^{1.75} \cdot A_{ref} \cdot D_{ref}^{1.75} \cdot \exp(456/300)}{0.617}$$

با حل این معادله، الزامات راندمان احتراقی مقادیر زیر را ایجاد می‌کند:

$$A_{ref} = 0.02272 \text{ m}^2 \Rightarrow D_{ref} = 0.1701 \text{ m}$$

با توجه به دو کران محاسبه شده (۹۵ میلی‌متر بر اساس افت فشار و ۱۷۰ میلی‌متر براساس حد بالای راندمان)، انتخاب نهایی قطر مرجع نیازمند ایجاد یک مصالحه دقیق میان پایداری آیرودینامیکی و محدودیت‌های ساخت بود. بر این اساس، قطر مرجع معادل $D_{ref} = 150 \text{ mm}$ (تقریباً ۶ اینچ) به عنوان یک حد واسط مهندسی انتخاب شد. این انتخاب نه تنها امکان استفاده از

¹ Area of refrence

² Diameter of refrence

لوله‌های ۶ اینچ صنعتی استاندارد و در دسترس در بازار داخلی را فراهم می‌آورد که به کاهش چشمگیر هزینه‌ها و ساده‌سازی ساخت می‌انجامد، بلکه از منظر تحلیل بارگذاری محفظ نیز در محدوده‌ای کاملاً ایمن قرار می‌گیرد. برای اثبات این مدعا، از پارامتر بارگذاری محفظه احتراق (Ω) براساس فرمول‌بندی ارائه‌شده توسط والش و فلچر [۲۰] استفاده می‌شود. این شاخص، معیاری کلیدی برای تعیین فاصله‌ی نقطه‌کاری از شرایط بحرانی و افت راندمان است و به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\Omega = \frac{\dot{m}_3}{P_{03}^{1.8} \cdot V_{comb} \cdot \exp(T_{03}/300)} \quad (۳)$$

در این رابطه، P_{03} برحسب بار (bar) و V_{comb} (حجم مفید لاینر) بر حسب متر مکعب (m^3) قرار می‌گیرند. با انتخاب قطر مرجع ۱۵۰ میلی‌متر، مساحت مرجع $A_{ref} = 0.01767 m^2$ خواهد بود. با در نظر طول کل لاینر $L = 0.3 m$ (که در ادامه اثبات شده است)، حجم احتراقی برابر با $V_{comb} = 0.00371 m^3$ محاسبه می‌شود. با جایگذاری شرایط ترمودینامیکی نقطه طراحی $\dot{m}_3 = 0.617 kg/s$ ، $P_{03} = 5 bar$ و $T_{03} = 456 K$ ، مقدار پارامتر بارگذاری به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\Omega = \frac{0.617}{18.12 \cdot 0.00371 \cdot 4.572} \approx 2.01 \left[\frac{kg}{s \cdot m^3 \cdot bar^{1.8}} \right]$$

مقدار به‌دست‌آمده ($\Omega \approx 2.01$) با توجه به مفاهیم موجود در [۲۰] به‌وضوح نشان‌دهنده‌ی یک طراحی محافظه‌کارانه و بسیار پایدار است؛ چراکه مقادیر بحرانی این پارامتر برای وقوع ناپایداری حرارتی و واماندگی شعله معمولاً در محدوده‌های بسیار بالاتر فراتر از $\Omega = 15 - 20$ رخ می‌دهد. در نتیجه، اثبات می‌شود که تقلیل قطر مرجع به لوله‌ی استاندارد ۶ اینچی، نه تنها باعث بحرانی شدن پارامتر بارگذاری نمی‌شود، بلکه به‌دلیل قرارگیری در حاشیه اطمینان وسیع، راندمان احتراقی بالایی را در کنار کاهش پیچیدگی‌های ساخت و تأمین ایمنی در شرایط تست آزمایشگاهی تضمین می‌نماید.

قطر لاینر و مساحت حلقوی $A_{annulus}$ و D_{liner}

جهت تأمین سرعت بهینه در فضای حلقوی، مساحت لاینر با استفاده از رابطه تجربی زیر محاسبه می‌شود [۲۱]:

$$A_{liner} = A_{ref} \times 0.7 \quad (۴)$$

با جایگذاری قطر مرجع انتخابی:

$$A_{liner} = \left(\frac{\pi \cdot (0.15)^2}{4} \right) \times 0.7 = 0.01237 m^2, D_{liner} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.01237}{\pi}} \approx 0.101 m \approx 4 \text{ inches}$$

تقسیم‌بندی طولی نواحی لاینر: (L/D)

طول کل لاینر $L_{total} = 30 cm$ معادل $12.2 in$ در نظر گرفته شده است. تفکیک طولی این هندسه بر اساس ضریبی از قطر لاینر به‌صورت زیر مدل می‌شود [۲۱]:

منطقه اولیه: (L_{pz})

$$L_{pz} = (2/3 \text{ to } 3/4) \cdot D_{liner} = 2.66 \text{ to } 3 \text{ inches}$$

منطقه ثانویه: (L_{secz})

$$L_{iz} = 0.5 \cdot D_{liner} = 2 \text{ inches}$$

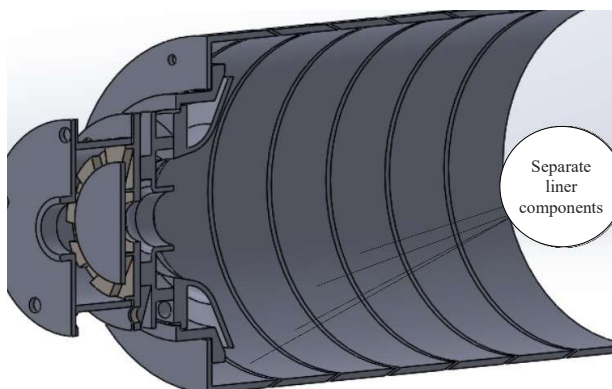
منطقه رقیق سازی: (L_{dz})

$$L_{dz} = (1.5 \text{ to } 1.8) \cdot D_{liner} = 6 \text{ to } 7.2 \text{ inches}$$

نوآوری لاینر ماژولار و مدیریت جریان هوای خنک کاری و لاینر

معضل اساسی در طراحی‌های سنتی محفظه احتراق، الزام به بازطراحی فیزیکی و ساخت مجدد کل محفظه به منظور اصلاح الگوی توزیع هوا است. در معماری نوین لاینر ماژولار، هندسه‌ی لاینر به بخش‌های قابل تفکیک شکسته شده است. این تفکیک پذیری اجازه داد تا با جایگذاری ماژول‌های مختلف، بیش از ۱۲۰ آرایش متفاوت از سوراخ‌های هوادهی به صورت تجربی و بدون تحمیل هزینه‌ی ساخت مجدد بررسی شود. با محاسبه و تنظیم دقیق مساحت حفره‌ها (A_h) در فرمول حفره‌های هوادهی، جریان هوای اولیه، ثانویه و رقیق سازی تنظیم شد.

همان گونه که در شکل ۴ از ساختار لاینر ماژولار مشاهده می‌شود، این معماری علاوه بر انعطاف پذیری در تغییر آرایش سوراخ‌های هوادهی، دو مزیت مکانیکی و عملیاتی را نیز به سامانه می‌افزاید. نخست، بخش‌های حلقوی تشکیل دهنده‌ی لاینر به گونه‌ای طراحی شده‌اند که قابلیت جابه‌جایی طولی (محوری) و فاصله‌دهی بسیار دقیق نسبت به یکدیگر را دارا می‌باشند. این ویژگی منحصربه‌فرد، به طراح اجازه می‌دهد تا حجم هر یک از نواحی سه‌گانه احتراق (اولیه، میانی و رقیق سازی) و متناسب با آن، زمان اقامت جریان را به صورت دینامیک و با دقت میلی متری کالبره نماید.



شکل ۴- نمای برشی لاینر ماژولار

Figure 4- cutsection view of modular liner

دومین مزیت کلیدی این ساختار، ارتقای تاب‌آوری سامانه در برابر خرابی و کاهش هزینه‌های توسعه است. با توجه به ماهیت تست‌های تجربی و احتمال بروز تنش‌های حرارتی شدید یا شکل‌گیری نقاط داغ موضعی، همواره خطر آسیب به دیواره‌ی لاینر وجود دارد. در این معماری، در صورت بروز هرگونه سوختگی موضعی، ذوب‌شدگی و یا تغییر شکل حرارتی در لاینر، نیازی به اسقاط و ساخت مجدد کل محفظه احتراق نخواهد بود؛ بلکه تنها بخش آسیب‌دیده با قطعه‌ی جدید و سالم تعویض می‌شود. این سطح از تعویض پذیری مستقل قطعات، علاوه بر تسریع چشمگیر فرآیند تعمیر و بازسازی، هزینه‌ها و زمان فاز توسعه‌ی آزمایشگاهی را به شدت کاهش داده و بستر ایمنی را برای انجام تست‌های پرفشار در مرزهای عملیاتی فراهم آورد.

سامانه‌های پشتیبان برای سامانه میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر

در یک میکروتوربین که از توربوشارژر خودرویی بهره می‌برد، به دلیل افزایش دما و فشار کاری نسبت به حالت طراحی اصلی، سیستم روانکاری اهمیت حیاتی پیدا می‌کند. در این پروژ، یک ماژول روغن کاری مستقل برای حفظ عملکرد پایدار یاتاقان‌ها و

محور اصلی طراحی و اجرا شد. این ماژول شامل پمپ روغن، خنک‌کننده (رادیاتور)، اتصالات ورودی و خروجی و سیستم کنترل فشار است. هدف از این طراحی، ایجاد یک لایه پایدار از روغن برای جلوگیری از تماس مستقیم فلز به فلز، کاهش اصطکاک، و تخلیه موثر گرمای تجمع‌یافته در قطعات چرخان است. در آزمون‌های تجربی، مشخص شد که فشار روغن باید در محدوده $1/5$ تا ۲ بار حفظ شود تا سیستم عملکرد پایدار و بدون خرابی داشته باشد. همچنین طراحی پاییپینگ به گونه‌ای اصلاح شد که روغن به سرعت تخلیه شود و از تجمع حرارت با نشتی در مسیر جلوگیری شود. این سیستم روانکاری در کنار خنک‌سازی مؤثر، نقش کلیدی در جلوگیری از سایش، ارتعاشات و توقف‌های پیاپی دستگاه ایفا کرده و یکی از عوامل اصلی در موفقیت عملکرد پیوسته میکروتوربین محسوب می‌شود.



Figure 5- oil module for microturbine based on turbocharger system

شکل ۵- ماژول روغن کاری سیستم میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر

در شکل ۵ اجزای اصلی سیستم روغن کاری از جمله پمپ روغن، نمایشگر فشار، سنسور دما و مسیر پاییپینگ مشاهده می‌شود. این سیستم به گونه‌ای طراحی شده است که فشار روغن در محدوده ۳ تا ۴ بار حفظ شود تا روانکاری مناسب یاتاقان‌ها و دفع حرارت از مجموعه محور تضمین شود. طراحی مستقل ماژول و امکان کنترل پارامترهای کلیدی مانند دما و فشار، پایداری عملکرد توربوشارژر را در شرایط خارج از طراحی اولیه تضمین می‌کند.

ماژول استارت وظیفه دارد پیش از آغاز احتراق، روتور میکروتوربین را تا سرعت کافی به چرخش درآورد. با توجه به حساسیت بالا در دینامیک دوار و تعادل جرمی سیستم، استفاده از موتورهای الکتریکی با اتصال مستقیم کنار گذاشته شد. در این پروژه، راهکار جایگزین با استفاده از مجموعه‌ای از موتورهای دمنده طراحی و اجرا شد. این سیستم با بهره‌گیری از سه موتور دمنده صنعتی، توان لازم برای تأمین دبی هوای موردنیاز برای استارت را فراهم می‌کند. پس از رسیدن به حدود ۲۰ درصد از دور نامی، فرآیند احتراق پایدار شده و سیستم به وضعیت خودنگهدار می‌رسد و ماژول استارت از مدار خارج می‌شود. این روش، با هزینه کم‌تر و بدون نیاز به تغییرات پیچیده در ساختار توربین، امکان استارت ایمن و پایدار میکروتوربین را فراهم ساخته است.

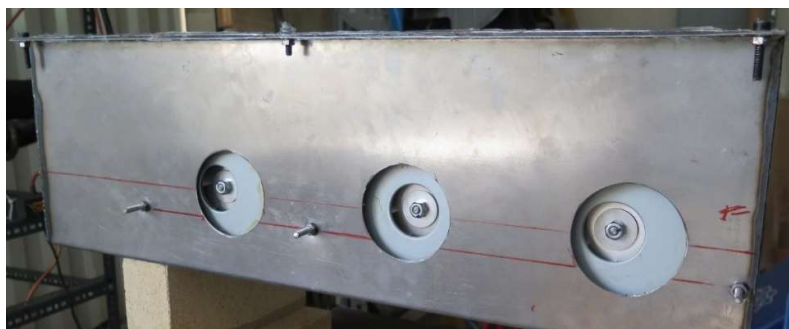


Figure 6-air blower of starter unit for microturbine based on turbocharger system

شکل ۶- دمنده راه اندازی سیستم میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر

Figure 5-precision instruments and precisions

Precision instruments	Precision
thermocouple	± 2.2 Cel or 0.75%
Pressure transmitter	± 0.27 % of full span
rotameter	4 nl/m

[illegible]

شکل ۷- نحوه چینش نهایی سیستم میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر

در شکل ۷، نحوه آرایش و ارتباط اجزای اصلی میکروتوربین شامل کمپرسور، توربین، محفظه احتراق، مازول روغن کاری، واحد استارت، و سیستم حسگرها نمایش داده شده است. همان طور که دیده می شود، سیستم داده برداری با استفاده از ترموکوپل ها (TC)، سنسورهای فشار (PS) و سنسور اختلاف فشار (DPS) در نقاط کلیدی نصب شده اند تا امکان پایش لحظه ای عملکرد فراهم شود. سیستم روغن کاری نیز شامل یمپ، مخزن، خنک کننده و مسیر برگشت روغن است که در تعامل با کل مجموعه،

وظیفه روانکاری و خنک کاری را بر عهده دارد. این چینش، نمایی کامل از یکپارچه سازی زیرسیستم ها در طراحی و پیاده سازی نهایی را ارائه می دهد.

روابط و نحوه محاسبه ویژگی های سیستم

برای ارزیابی دقیق عملکرد میکروتوربین طراحی شده، استفاده از معادلات بنیادی ترمودینامیکی و اصول توربومشین ها الزامی است. در این بخش، روابط کلیدی برای محاسبه توان اجزای اصلی شامل کمپرسور، توربین و محفظه احتراق و همچنین راندمان کمپرسور و راندمان حرارتی محفظه احتراق ارائه شده است. همچنین دبی جرمی هوای ورودی به عنوان یکی از پارامترهای حیاتی در تحلیل چرخه ترمودینامیکی مورد محاسبه قرار می گیرد. هدف از این محاسبات، دستیابی به یک درک کمی و دقیق از رفتار اجزای سیستم در شرایط کاری مختلف است. این معادلات نه تنها صحت طراحی انجام شده را بررسی می کنند، بلکه بستری برای تحلیل حساسیت و بهینه سازی عملکرد میکروتوربین فراهم می آورند. نتایج حاصل از این بخش، پایه ای برای تصمیم گیری های فنی و اصلاحات احتمالی در مراحل بعدی طراحی خواهد بود.

برای انجام محاسبات دقیق خواص ترمودینامیکی گازهای درگیر در چرخه، به ویژه ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (CP)، از مدل شناخته شده NASA 7-coefficient polynomial استفاده شده است. این روش، یکی از دقیق ترین و معتبرترین مدل های ارائه شده توسط سازمان ناسا برای تخمین خواص ترمودینامیکی مواد در گستره وسیعی از دماهاست [۲۲]. این مدل با استفاده از هفت ضریب چندجمله ای، امکان محاسبه دقیق پارامترهایی مانند ظرفیت گرمایی ویژه، آنتالپی و آنترپی را به صورت تابعی از دما فراهم می کند. ضرایب مذکور برای هر ماده، بر اساس داده های تجربی و تحلیل های طیف سنجی دقیق استخراج شده و در منابع معتبر علمی مانند گزارش های رسمی NASA Lewis Research Center منتشر شده اند. به کارگیری این مدل در تحلیل های ترمودینامیکی میکروتوربین، دقت محاسبات را به طور چشمگیری افزایش داده و باعث تطابق بهتر نتایج شبیه سازی با رفتار واقعی سیستم شده است. از آنجایی که تغییرات دمایی گسترده ای در مسیر جریان گازهای ورودی و خروجی کمپرسور، محفظه احتراق و توربین وجود دارد، استفاده از مدلی با این سطح از دقت، برای پیش بینی خواص گازها و تحلیل انرژی کاملاً ضروری است.

برای محاسبه دبی جرمی هوای ورودی به سیستم، از داده های اندازه گیری شده توسط ماژول ورودی (intake) استفاده شده است. در این ماژول، با استفاده از سنسور فشار تفاضلی و فرض قرار گرفتن سیستم در محدوده جریان تراکم ناپذیر، فشار دینامی به صورت اختلاف فشار استاتیک و سکون تعریف می شود.

$$P_0 = P_{Static} + P_{Dynamic} \quad (5)$$

برای محاسبه سرعت جریان در نقطه مورد نظر داریم:

$$P_{Dynamic} = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (6)$$

همچنین به منظوره محاسبه دبی جرمی هوای عبوری با توجه به سرعت محاسبه شده در سطح مقطع مشخص داریم:

$$\dot{m}_{air} = \rho AV \quad (7)$$

برای محاسبه توان تولیدی یا مصرفی در اجزای اصلی میکروتوربین، از رابطه پایه تغییر آنتالپی استفاده می شود. این رابطه بر اساس دبی جرمی، ظرفیت گرمایی ویژه و اختلاف دمای ورودی و خروجی تعریف می شود و قابل اعمال به کمپرسور، توربین و محفظه احتراق است.

$$W = \dot{m}_{air} (c_{p1} \cdot T_1 - c_{p2} \cdot T_2) \quad (8)$$

برای ارزیابی عملکرد کمپرسور در سیستم میکروتوربین، از راندمان ایزنتروپیک به عنوان معیار اصلی استفاده می شود. این راندمان، نسبت بین کار ایده آل (ایزنتروپیک) و کار واقعی کمپرسور را نشان می دهد و بیانگر میزان نزدیکی عملکرد واقعی

کمپرسور به حالت ایده‌آل است. کار ایزنتروپیک، با فرض فرآیند تراکم برگشت پذیر و بدون اتلاف، بر اساس نسبت فشار ورودی به خروجی کمپرسور و دمای ورودی محاسبه می‌شود. دمای خروجی ایزنتروپیک از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (9)$$

هم چنین در ادامه برای محاسبه راندمان ایزنتروپیک کمپرسور خواهیم داشت:

$$\eta = \frac{W_{isentropic}}{W_{Real}} \quad (10)$$

پرواضح است که برای محاسبه کار ایزنتروپیک از دمای ایزنتروپیک خروجی و برای محاسبه کار واقعی از دمای خروجی حقیقی کمپرسور که توسط ترموکوپل‌ها اندازه گیری شده است استفاده می‌شود.

راندمان حرارتی محفظه احتراق نشان‌دهنده‌ی میزان تبدیل انرژی شیمیایی سوخت به انرژی حرارتی مؤثر در جریان گاز خروجی است. به عبارت ساده‌تر، این راندمان مشخص می‌کند چه درصدی از انرژی آزاد شده از احتراق، به افزایش دمای جریان هوا اختصاص پیدا کرده و در فرآیند کاری سیستم قابل بهره‌برداری است. راندمان حرارتی به صورت نسبت بین افزایش آنتالپی جریان عبوری از محفظه احتراق و انرژی گرمایی ورودی از سوخت تعریف می‌شود:

$$\eta_{thermal\ of\ CC} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot c_p \cdot \Delta T}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV} \quad (11)$$

سوخت مورد استفاده

در پژوهش حاضر، از گاز پروپان (C_3H_8) به عنوان سوخت اصلی در محفظه احتراق استفاده شده است. انتخاب این سوخت بر مبنای مجموعه‌ای از مزایای فنی، اقتصادی و عملیاتی صورت گرفته است که آن را به گزینه‌ای مناسب برای سیستم‌های تولید توان کوچک مقیاس مانند میکروتوربین‌ها تبدیل می‌کند. پروپان به دلیل ارزش حرارتی بالای خود، امکان تأمین انرژی حرارتی قابل توجهی را در واحد حجم فراهم می‌کند. ارزش حرارتی پایین این سوخت حدود $46.4\ MJ/kg$ است که آن را در زمره سوخت‌های با بازده بالا قرار می‌دهد. از سوی دیگر، فشار بخار پایین‌تر پروپان نسبت به سایر هیدروکربن‌های سبک، کنترل دقیق‌تر جریان سوخت، احتراق ایمن‌تر و کاهش احتمال نشت و بخارهای خطرناک را ممکن می‌سازد. از منظر ایمنی، پروپان دارای نقطه اشتعال نسبتاً بالا و محدوده احتراق کنترل شده‌ای است که آن را برای استفاده در سیستم‌های بدون کنترل پیچیده احتراق، مانند تست‌های اولیه و نیمه‌صنعتی، مناسب می‌کند. پروپان همچنین به صورت گسترده در بازار در دسترس بوده و زیرساخت حمل‌ونقل و توزیع آن در بسیاری از مناطق فراهم است. قیمت مناسب، ذخیره‌سازی آسان، و تطبیق پذیری با تجهیزات گازسوز رایج از دیگر مزایای این سوخت است. این ویژگی‌ها باعث شده که در کاربردهای قابل حمل، آزمایشگاهی، ژنراتورهای کوچک و سیستم‌های اضطراری به طور گسترده استفاده شود. در مجموع، پروپان به عنوان سوختی مقرون به صرفه، تمیز، با ارزش حرارتی بالا و ویژگی‌های ایمنی مناسب، گزینه‌ای ایده‌آل برای بهره‌برداری در میکروتوربین‌های سبک و آزمایشگاهی به شمار می‌آید.

Table 6-properties of propane fuel

جدول ۶-ویژگی‌های سوخت پروپان

propertie	amount	unit
chemical formula	C_3H_8	—
lower heating value	46.4	MJ/kg
higher heating value	50.3	MJ/kg
density at 15 celsius	493	kg/m ³
vapor pressure at 15 celsius	~8.4	bar
boiling point	-42	°C
flash point	-104	°C
auto ignition	~470	°C
flammability	2.1-9.5	Vol-%
stoichiometric ratio	15.7:1	air/fuel

هدف و طرح آزمون

هدف از اجرای آزمایش، ارزیابی عملی عملکرد میکروتوربین طراحی شده و سنجش تطابق آن با مدل سازی ترمودینامیکی و مفروضات طراحی است. این آزمایش با تمرکز بر بررسی رفتار سیستم در شرایط واقعی و استخراج داده های تجربی انجام شده و اهداف آن به صورت زیر تعریف می شوند:

۱. بررسی توان تولیدی و بازده اجزای اصلی شامل کمپرسور، توربین و محفظه احتراق
 ۲. تحلیل دمای کاری و پایداری حرارتی سیستم در شرایط عملیاتی
 ۳. اثبات قابلیت خودپایداری و خودتأمینی میکروتوربین پس از شروع احتراق
 ۴. بررسی رفتار سیستم در مرحله گذار از استارت به عملکرد پایدار
- طرح آزمون شامل دو مرحله متوالی طراحی شده است که هر کدام نقش مشخصی در آماده سازی و ارزیابی عملکرد سیستم دارند:
۱. مرحله اول: راه اندازی اولیه و تثبیت فشار پایه در این مرحله، از مائول استارت برای به حرکت درآوردن شفت میکروتوربین استفاده می شود تا جریان هوای کافی از کمپرسور عبور کرده و شرایط اولیه برای شروع فرآیند احتراق فراهم شود. هدف این بخش، دستیابی به فشار اولیه در محفظه احتراق در حدود ۱/۵ بار است؛ فشاری که امکان تزریق پایدار سوخت و آغاز احتراق کنترل شده را فراهم می سازد. در ابتدای این مرحله، سیستم هنوز در وضعیت غیرخودپایدار بوده و انرژی لازم برای گردش از منبع خارجی تأمین می شود که با افزایش تزریق سوخت سیستم به حالت خودپایداری می رسد و استارتر خاموش می شود.
 ۲. مرحله دوم: تزریق سوخت، افزایش فشار و گذار به سطحی بالاتر از لحاظ توان محفظه، دبی جرمی عبوری هوا و نسبت فشار پس از تثبیت فشار اولیه، دبی سوخت پروپان به صورت تدریجی افزایش می یابد تا فشار محفظه احتراق به حدود ۲ بار برسد.

تحلیل تجربی عملکرد آیرودینامیکی و دینامیک گذرای میکروتوربین

بررسی سری زمانی داده ها در شکل ۷، یک پیک حرارتی کاملاً مشهود را در بازه زمانی ۲۰ تا ۶۰ ثانیه در دماهای ورودی و خروجی توربین و نشان می دهد. این پدیده که در موتورهای توربین گاز به تأخیر دورگیری روتور^۱ موسوم است، ناشی از عدم تطابق لحظه ای دبی جرمی است. در این بازه، درحالی که سوخت با نرخ ثابت ($\dot{m}_f = 0.00425 \text{ kg/s}$) وارد محفظه می شود، اینرسی مکانیکی روتور مانع از رسیدن فوری کمپرسور به دور نامی می شود. در نتیجه، دبی جرمی هوای ورودی ($\dot{m}_a$) در مقادیر پایین قرار داشته و نسبت هم آری محلی (ϕ) به شدت به سمت مخلوط غنی میل می کند:

$$\phi = \frac{(\dot{m}_f/\dot{m}_a)_{actual}}{(\dot{m}_f/\dot{m}_a)_{stoich}} \quad (12)$$

این افزایش کسر سوخت به هوا، موجب جهش نرخ آزادسازی گرما ($\dot{Q}_{comb}$) و ایجاد پیک دمایی می شود. با جذب این آنتالپی توسط توربین، گشتاور تولیدی بر گشتاور مقاوم کمپرسور غلبه کرده ($\tau_t > \tau_c$) و روتور شتاب می گیرد. افزایش دور شفت، منجر به مکش تصاعدی هوا، رقیق شدن مجدد مخلوط کاهش ϕ و در نهایت افت دما و پایداری شدن سیستم پس از ثانیه ۶۰ می شود.

¹ Spool-up Lag

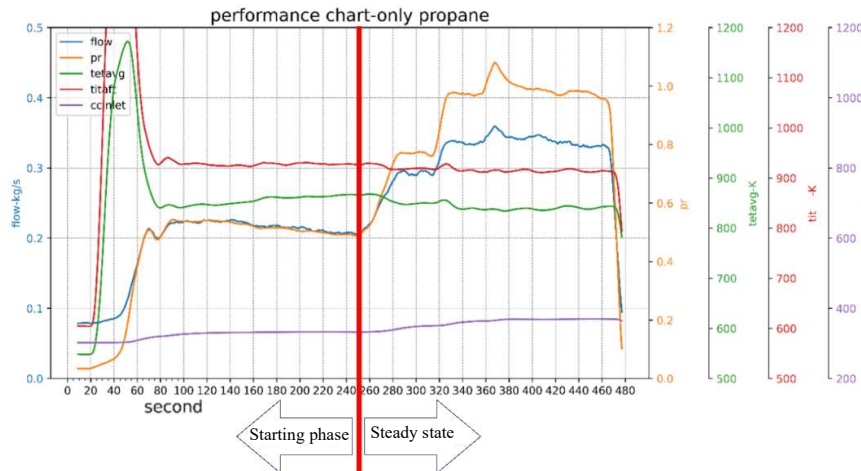


Figure 8-microturbine based on turbocharger performance graph based on directly measured data

شکل ۸- نمودار عملکردی سیستم میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر بر اساس داده‌های مستقیم اندازه‌گیری شده

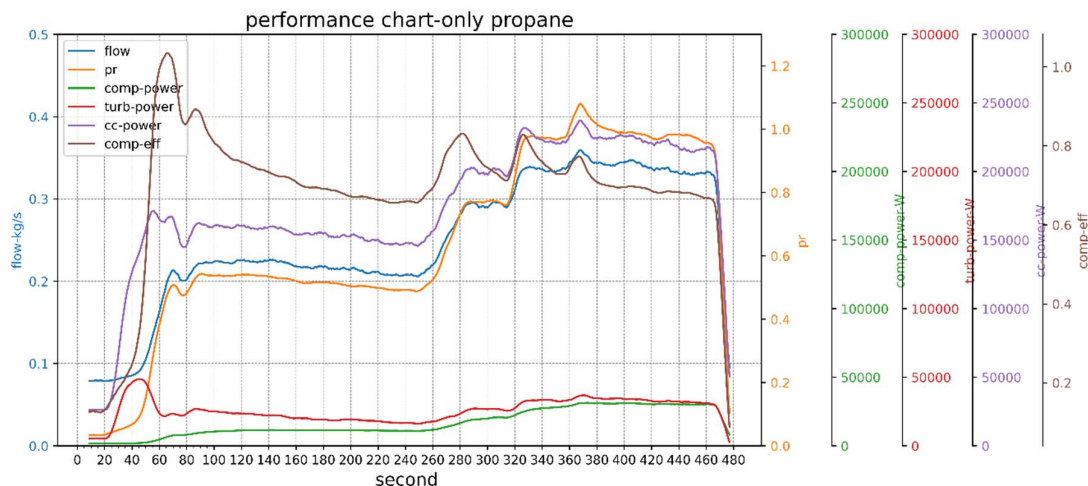
پاسخ دینامیکی سیستم به اغتشاش مصنوعی

یکی از نکات برجسته در تحلیل نمودار عملکردی (شکل ۸)، ثبت دقیق واکنش سیستم در بازه زمانی ۳۶۰ تا ۳۸۰ ثانیه است. در این نقطه، به منظور تنظیم مجدد فشار سوخت، اپراتور اقدام به تغییر لحظه‌ای شیر کنترل نمود که این عمل به مثابه اعمال یک اغتشاش مصنوعی پله‌ای به سیستم است. رهگیری تغییرات در این بازه ۲۰ ثانیه‌ای، کوپلینگ دقیق متغیرهای ترمودینامیکی و آیرودینامیکی را با دقت ثانیه به اثبات می‌رساند:

۱. تحریک اولیه: با تنظیم شیر، دبی سوخت به صورت لحظه‌ای افزایش یافته و توان حرارتی محفظه احتراق مستقیماً پیک می‌زند.

۲. پاسخ مکانیکی: بلافاصله و با کمترین تأخیر فاز، توان توربین ($\dot{W}_t$) به دلیل افزایش دمای گازهای ورودی جهش می‌کند.

۳. فیدبک آیرودینامیکی: شتاب‌گیری روتور ناشی از کار مازاد توربین، باعث می‌شود کمپرسور به نقطه کاری بالاتری انتقال پیدا کند. در این لحظه، دبی جرمی هوای عبوری به بیشینه مطلق خود یعنی ۳۵۰ g/s (۰.۳۵ kg/s) صعود کرده و هم‌زمان نسبت فشار (PR) نیز پیک می‌زند. ثبت این زنجیره علت و معلولی، علاوه بر تأیید پاسخ فرکانسی بالای ابزار دقیق، نشان‌دهنده پایداری عالی محفظه احتراق مجهز به لاینر مازولار است؛ چراکه محفظه احتراق بدون بروز ناپایداری، خفگی یا پس‌زدگی شعله، با موفقیت اغتشاش را هضم کرده و در توان بالاتر به تعادل جدید رسید. اما مشخصاً بعد از گذشت زمان و کاهش مجدد فشار سوخت همگرایی تمامی متغیرهای وابسته سیستم میکروتوربین به مقادیر ثابت مشهود است.



شکل ۹- نمودار عملکردی سیستم میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر بر اساس داده‌های محاسبه شده

Figure 9- microturbine based on turbocharger performance graph based on calculated data

تحلیل موازنه توان و ترمودینامیک پایا

با عبور از فازهای گذرا و رسیدن سیستم به شرایط پایا، داده‌های کمی زیر، کارایی منطبق بر اصول ترمودینامیکی سامانه را تصدیق می‌کنند:

- همگرایی توان توربوماشین: مطابق شکل ۸، منحنی‌های توان مصرفی کمپرسور ($\dot{W}_c$) و توان تولیدی توربین ($\dot{W}_t$) در انتهای تست کاملاً بر روی یکدیگر منطبق می‌شوند. این همگرایی مجانبی، اثبات‌کننده‌ی برقراری معادله بالانس توان روتور تک‌محوره ($\dot{W}_t \cdot \eta_{mech} = \dot{W}_c$) بوده و دقت کالیبراسیون سنسورها را تأیید می‌کند.
- شاخص‌های حرارتی و آیرودینامیکی: در مرحله دوم آزمون، دمای خروجی کمپرسور در پاسخ به افزایش کار تراکم، از ۳۳۲ K به ۳۶۹ K ارتقا یافت. هم‌زمان، توان حرارتی تولیدشده در محفظه احتراق به رکورد قابل توجه ۲۲۵ kW رسید.
- راندمان و ظرفیت تنفس: سیستم موفق شد دبی جرمی 350 g/s را به‌صورت پایدار از خود عبور دهد که این رقم، قرابت معناداری با ظرفیت تنفس میکروتوربین‌های پیشرفته تجاری نظیر Capstone C65 [۲۴] با دبی 400 g/s دارد. افزون بر این، محاسبات نشان می‌دهد که راندمان ایزنتروپیک کمپرسور ($\eta_{is,c}$) در فاز پایا بر روی عدد مطلوب ۷۰٪ تثبیت شده است؛ دستاوردی که نشان‌دهنده انطباق عالی نقطه کارکرد ترمودینامیکی با جزایر راندمان در نقشه کمپرسور توربوشارژر است.

یکپارچگی شبکه داده‌برداری

در نهایت، بررسی ریخت‌شناسی نمودارها نشان می‌دهد که رفتار هندسی سیگنال‌های استخراج‌شده از سنسورهای با مکانیزم‌های فیزیکی کاملاً متفاوت (ترموکوپل‌های دمایی و ترانس‌دیوسرهای فشاری)، از الگوی تغییرات کاملاً هم‌راستا و منطبق بر معادلات ترمودینامیک پیروی می‌کنند. این تطابق هندسی بی‌نقص، مهر تأییدی بر فیلترینگ صحیح نویزها، هم‌زمانی دقیق لاگ‌ها و اعتبار داده‌های تجربی استخراج‌شده در این پژوهش است.

در مجموع، تحلیل داده‌های حاصل از آزمون تجربی نشان داد که سیستم از منظر ترمودینامیکی و عملکردی، مطابق بسیار مطلوبی با پیش‌بینی‌های طراحی دارد. همگرایی توان مصرفی کمپرسور و توان تولیدی توربین در حالت پایا، تثبیت راندمان ایزنتروپیک کمپرسور در محدوده ۷۰ درصد، عبور پایدار دبی جرمی ۳۵۰ گرم بر ثانیه و ثبت توان حرارتی ۲۲۵ کیلووات در محفظه احتراق، همگی مؤید کارایی بالای این سامانه هستند. واکنش پایدار محفظه احتراق ماژولار به اغتشاشات فشار سوخت و

توانایی عبور ایمن از فاز گذرای راه اندازی بدون بروز ناپایداری های مخرب، اثبات می کند که میکروتوربین مبتنی بر توربوشارژر نه تنها یک بستر آزمایشگاهی مقرون به صرفه است، بلکه از منظر فنی، قابلیت مطالعه به منظور توسعه فناوری های تولید توان پراکنده و ارزیابی سوخت های جایگزین در رژیم پرفشار را داراست.

نتیجه گیری

در این پژوهش، طراحی، ساخت و ارزیابی عملی یک میکروتوربین بر مبنای توربوشارژر خودروی با هدف توسعه ی بستی کم هزینه، قابل اطمینان و کارآمد برای تولید مطالعه سیستم های تولید توان پراکنده و ارزیابی سوخت های جایگزین صورت پذیرفت. نتایج حاصل از آزمون های تجربی فشار بالا و تحلیل های ترمودینامیکی نشان داد که عملکرد سیستم در شرایط کاری واقعی، هم راستا با پیش بینی های تئوریک و مدل سازی های سیکل بوده است.

در این میان، محفظه ی احتراق به عنوان حساس ترین و پیچیده ترین جزء، نقشی کلیدی ایفا نمود. تلفیق موفقیت آمیز اهداف کلان پروژه با جزئیات دقیق آیرودینامیکی، دستاوردهای زیر را به همراه داشته است:

- توسعه معماری لاینر ماژولار: طراحی محفظه با ساختار لاینر ماژولار، انعطاف پذیری لازم برای اجرای بیش از ۱۲۰ پیکربندی مختلف هوارسانی را بدون نیاز به ساخت مجدد فراهم آورد. این رویکرد، امکان تنظیم دقیق نسبت هم ارزی در نواحی سه گانه ی احتراق و لنگراندازی پایدار شعله را محقق ساخت.
- کارایی توربوماشینی و ترمودینامیکی: عملکرد سیستم با ثبت دبی جرمی ۳۵۰ گرم بر ثانیه و توان حرارتی لحظه ای ۲۲۵ کیلووات در محفظه ی احتراق، کارایی سامانه را به اثبات رساند. علاوه بر این، حفظ راندمان ایزنتروپیک کمپرسور در محدوده ۷۰ درصد و هم گرایی دقیق توان کمپرسور و توربین در وضعیت پایا، تأییدی بر تعادل توان در ساختار تک محوره و عملکرد بدون اغتشاش روتور است.

توجه اقتصادی و توسعه ی بستر پژوهشی: استفاده از توربوشارژر تجاری نه تنها موجب کاهش چشم گیر هزینه های توسعه ی تست استند فشار بالا شد، بلکه نشان داد این تجهیزات با توجه به دوام آیرودینامیکی، می توانند اجزایی توانمند برای مطالعه آتی توسعه ی میکروتوربین ها باشند.

با در نظر گرفتن این نتایج، سیستم طراحی شده پتانسیل بالایی برای مطالعه سوخت های جایگزین در رژیم فشار بالا و مطالعه های گوناگون در زمینه میکروتوربین در مقیاس محلی داراست. اگرچه عملکرد کلی سیستم رضایت بخش بوده، اما باید برخی محدودیت ها و کاستی های ذاتی ناشی از استفاده از اجزای غیر تخصصی را نیز مدنظر قرار داد.

References

- [1] K. Sadoyskaia, D. Bogdanov, S. Honkapuro, and C. Breyer, "Power transmission and distribution losses – A model based on available empirical data and future trends for all countries globally," *International Journal of Electrical Power and Energy Systems*, vol. 107, pp. 98–109, May 2019, doi: 10.1016/j.ijepes.2018.11.012.
- [2] M. S. Ismail, M. Moghavvemi, and T. M. I. Mahlia, "Current utilization of microturbines as a part of a hybrid system in distributed generation technology," 2013, *Elsevier Ltd.* doi: 10.1016/j.rser.2012.12.006.
- [3] A. Canova, G. Chicco, G. Genon, and P. Mancarella, "Emission characterization and evaluation of natural gas-fueled cogeneration microturbines and internal combustion engines," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 10, pp. 2900–2909, Oct. 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2008.03.005.
- [4] M. Molière, "The Fuel Flexibility of Gas Turbines: A Review and Retrospective Outlook," May 01, 2023, *MDPI*. doi: 10.3390/en16093962.
- [5] A. K. Saha, S. Chowdhury, S. P. Chowdhury, and P. A. Crossley, "Modeling and performance analysis of a microturbine as a distributed energy resource," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 24, no. 2, pp. 529–538, 2009, doi: 10.1109/TEC.2009.2016123.
- [6] C. Rodgers, "'LOW COST' MICROTURBINES VIA THE TURBOCHARGER ROUTE," 2011. [Online]. Available: <http://asme.org/terms>

- [7] K. Isomura *et al.*, “DEVELOPMENT OF MICRO-TURBO CHARGER AND MICRO-COMBUSTOR AS FEASIBILITY STUDIES OF THREE-DIMENSIONAL GAS TURBINE AT MICRO-SCALE,” 2003. [Online]. Available: <http://www.asme.org/about-asme/terms-of-use>
- [8] R. E. P. Silva and P. T. Lacava, “Preliminary Design of a Combustion Chamber for Microturbine Based in an Automotive Turbocharger,” in *Proceedings of the 20th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2009)*, Gramado, Brazil: ABCM, 2009, pp. 1–10. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/267334902_Preliminary_Design_of_a_Combustion_Chamber_for_Microturbine_Based_in_an_Automotive_Turbocharger
- [9] ramon eduardo pereira silva, “preliminary design of a combustion chamber for microturbine based in automotive turbocharger,” *international congress of mechanical engineering*, May 2013.
- [10] C. Rodgers, ““LOW COST” MICROTURBINES VIA THE TURBOCHARGER ROUTE,” 2011. [Online]. Available: <http://asme.org/terms>
- [11] W. Visser, S. Shakariyants, and M. Oostveen Micro Turbine Technology MTT bv, “GT2010-22007 DEVELOPMENT OF A 3KW MICRO TURBINE FOR CHP APPLICATIONS,” Power for Land, 2010. [Online]. Available: <http://www.asme.org/abo>
- [12] C. Kalathakis, N. Aretakis, and K. Mathioudakis, “Solar hybrid micro gas turbine based on turbocharger,” *Applied System Innovation*, vol. 1, no. 3, pp. 1–14, Sep. 2018, doi: 10.3390/asi1030027.
- [13] U. Butt and M. Faizan, “Development of an LPG fueled micro gas turbine using automobile turbocharger.”
- [14] K. A. Al-attab and Z. A. Zainal, “Turbine startup methods for externally fired micro gas turbine (EFMGT) system using biomass fuels,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1336–1341, 2010, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.08.022.
- [15] M. Fikri, M. Ridzuan, and H. Salleh, “Preliminary study of Low-Cost Micro Gas Turbine,” in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Institute of Physics Publishing, Dec. 2016. doi: 10.1088/1757-899X/160/1/012036.
- [16] D. V. Pinto, C. R. Altafini, D. A. Gonçalves, and G. D. Telli, “Comparative analysis of vehicle turbochargers in energy microgeneration for different compoundings,” *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 43, no. 1, Jan. 2021, doi: 10.1007/s40430-020-02752-1.
- [17] Saravanamuttoo and cohen, *Gas turbine theory*. Pearson, 2017.
- [18] inc cummins, “cummin.turbocharger,” 2025. Accessed: Mar. 01, 2025. [Online]. Available: <https://www.cummins.com/components/turbochargers>
- [19] A. H. Lefebvre and D. R. Ballal, *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*, 3rd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2010.
- [20] P. P. Walsh and P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, 2nd ed. Blackwell Science Ltd., 2004. doi: 10.1002/9780470774533.
- [21] Talita Mitsue Onose Araujo Cunha and Ramon Eduardo Pereira Silva, “DIMENSIONING-OF-A-COMBUSTION-CHAMBER-FO...E-BASED-ON-AUTOMOTIVE-TURBOCHARGER,” *17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*, Sep. 2018.
- [22] A. A. Oliva and A. Jemcov, “Method for Efficient Evaluation of Temperature Using the NASA Polynomials,” *AIAA Journal*, vol. 62, no. 1, pp. 405–408, 2024.
- [23] Capstone Green Energy, “C65 Microturbine – Digester Gas Data Sheet,” 2021, *Van Nuys, California, USA*. [Online]. Available: <https://www.capstonegreenenergy.com>
- [24] Capstone Green Energy, “C65 Microturbine – Digester Gas Data Sheet,” 2021, *Van Nuys, California, USA*. [Online]. Available: <https://www.capstonegreenenergy.com>