



دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه:

برای دریافت درجه کارشناسی ارشد (M.Eng) مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

عنوان:

بررسی عددی تأثیر متغیرهای مختلف در عملکرد ورتکس تیوب

استاد راهنما:

دکتر محرم جعفری

استاد مشاور:

دکتر محمد تقی شروانی تبار

پژوهشگر:

محمد محسن منتی پور

۸۸۹۴۲۱۱۱۰

شهریور ۹۱

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

تقدیم به

همه عزیزانم

تقدیر و تشکر

از پدر و مادر بزرگوار و خداکارم نهایت تشکر را دارم. آن‌ها که مهم‌ترین انسان‌ها و بزرگ‌ترین معلمان زندگی ام بوده‌اند. حمایت‌ها و پشتیبانی بی‌دریغشان بزرگ‌ترین سرمایه زندگی ام بوده و محبت مینایمتمان برایم قابل جبران نیست.

از همسر عزیزم که پشتیبان من بوده و به من انگیزه داده، کمال تشکر و قدردانی را دارم.

از خواهر و برادر مهربانم که در همه مراحل یار و یاور من بوده‌اند، نهایت تشکر و سپاس را دارم.

لازم می‌دانم از کلیه زحماتی که اساتید محجربارت کرده‌اند، تشکر و سپاس را دارم. همچنین از اساتید محجربارت کرده‌اند، تشکر و سپاس را دارم. همچنین از اساتید محجربارت کرده‌اند، تشکر و سپاس را دارم. همچنین از اساتید محجربارت کرده‌اند، تشکر و سپاس را دارم.

بهترین تشکر را تقدیم به استاد ارجمند، جناب آقای دکتر محرم جعفری که زحمت راهنمایی این پایان‌نامه را بر عهده داشتند و در طول این دوره تحصیلی با صبر و

حوصله همواره راه‌نمایم بوده‌اند. همچنین از استاد بزرگوار، جناب آقای دکتر محمدتقی شروانی‌تبار، که زحمت مشاوره این پایان‌نامه را بر عهده داشتند، سپاسگزار می‌

باشم. از جناب آقای دکتر سید اسماعیل رضوی داور محجربارت این پایان‌نامه نهایت قدردانی را دارم.

از دوستانم در خوابگاه فخر نیز تشکر می‌کنم. خاطرات شیرین با آن‌ها بودن و کمک‌ها و لطف بی‌دریغشان همیشه در یادم خواهد ماند.

همچنین از دوستان عزیزم آقایان مهندس حسین رحمانی، فراز میرسلطانی، انشین وطن‌خواه، ایمان خلیلی، مجتبی پورخلیل، محمود علیایی و حسین خادم که در طول

دوره کارشناسی ارشد یار و یاور من بوده‌اند سپاسگزارم.

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
	فصل ۱
	مقدمه و پیشینه پژوهش
۱۲	۱-۱. تاریخچه.....
۱۳	۲-۱. آشنایی با لوله گردابه.....
۱۳	۳-۱. اجزاء لوله گردابه.....
۱۴	۴-۱. اساس کار لوله گردابه.....
۱۵	۱-۴-۱. جدایش دما.....
۱۹	۵-۱. انواع لوله گردابه.....
۱۹	۱-۵-۱. لوله گردابه جریان مخالف.....
۲۰	۲-۵-۱. لوله گردابه جریان موافق.....
۲۰	۶-۱. کاربردهای لوله گردابه.....
۲۲	۷-۱. مزایای لوله گردابه.....
۲۲	۸-۱. معایب لوله گردابه.....
۲۳	۹-۱. پارامترهای مهم در لوله گردابه.....
۲۳	۱-۹-۱. نسبت جرمی هوای سرد.....
۲۳	۲-۹-۱. افت دمایی هوای سرد.....
۲۴	۳-۹-۱. نسبت قطر.....
۲۴	۴-۹-۱. بازده آیزنتروپیک.....
۲۵	۵-۹-۱. ضریب عملکرد.....
۲۵	۱۰-۱. بررسی ترمودینامیکی لوله گردابه.....
۲۶	۱-۱۰-۲. قانون اول ترمودینامیک [۶].....
۲۷	۳-۱۰-۳. قانون دوم ترمودینامیک.....
۲۹	۱۱-۱. بازده ورتکس تیوب.....
۳۰	۱-۱۱-۱. بازده گرمایی ورتکس تیوب.....
۳۲	۲-۱۱-۲. بازده انبساط آیزنتروپیک کامل.....
۳۳	۱۲-۱. پیشینه پژوهش.....

فصل ۲

مواد و روشها

۴۰. ۱-۲. تعریف هندسه لوله گردابه به عنوان میدان محاسباتی.....
۴۲. ۲-۲. شبکه بندی هندسه لوله گردابه.....
۴۳. ۳-۲. شرایط مرزی.....
۴۳. ۱-۳-۲. شرط مرزی دیواره.....
۴۴. ۲-۳-۲. شرط مرزی ورودی.....
۴۴. ۳-۳-۲. شرط مرزی خروجی گرم.....
۴۴. ۴-۳-۲. شرط مرزی خروجی سرد.....
۴۵. ۴-۲. خطوط جریان.....
۴۶. ۵-۲. مدل سازی ریاضی.....
۴۷. ۶-۲. مدل آشفتگی مورد استفاده در این پژوهش.....

فصل ۳

۴۹. مقدمه.....
۴۹. ۱-۳. استقلال شبکه.....
۵۱. ۲-۳. اعتباردهی.....
۵۲. ۱-۲-۳. نسبت طول به قطر L/D
۵۵. ۲-۲-۳. نسبت قطر (β)
۶۰. ۳-۳. فشار ورودی (P_i)
۶۳. ۴-۳. قطر نازل (d_N)
۶۵. ۵-۳. تعداد نازل (N)
۶۷. ۶-۳. محل نازل ورودی (Z_N)
۶۹. ۷-۳. دمای ورودی (T_i)
۷۳. ۸-۳. نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات برای کارهای آتی.....
۷۴. ۹-۳. مروری بر کارهای انجام شده در این مطالعه و نتیجه گیری.....
۷۵. ۱۰-۳. پیشنهادات برای کارهای آتی.....
۷۶. منابع و مراجع.....

فهرست علائم و اختصارات

Q_h	آهنگ گرمایش
Q_c	آهنگ سرمایش
W	انرژی مکانیکی
η_{is}	بازده آیزنتروپیک
COP_c	ضریب عملکرد سرمایش
COP_h	ضریب عملکرد گرمایش
h	آنتالپی
\dot{H}	شار آنتالپی
\dot{S}	آهنگ تولید آنتروپی
V	سرعت
C	سرعت صوت در هوا
M	عدد ماخ
R	ثابت جهانی گازها
ρ	چگالی
γ	نسبت گرمای ویژه
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت
μ	لزجت
K	انرژی جنبشی
ε	آهنگ اتلاف آشفتگی
ω	آهنگ اتلاف مخصوص
K	رسانش

τ_{ij} تانسور تنش
δ_{ij} تانسور واحد
D قطر لوله گردابه
d_N قطر نازل ورودی
d_c قطر خروجی سرد
β نسبت قطر
L طول لوله گردابه
Z_N موقعیت مکانی نازل ورودی نسبت به خروجی سرد
e نسبت جرمی هوای سرد
M دبی جرمی
P فشار
T دما
ΔT افت دمایی هوا



فهرست زیرنویس ها

a اتمسفر
c خروجی سرد
eff مؤثر
h خروجی گرم
i ورودی
is آیزنتروپیک
t آشفته

نام: محمد محسن	نام خانوادگی: منتی پور
عنوان پایان نامه: بررسی عددی تأثیر متغیرهای مختلف در عملکرد ورتکس تیوب	
استاد راهنما: دکتر محرم جعفری	استاد مشاور: دکتر محمد تقی شروانی تبار
مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد	رشته: مهندسی مکانیک
دانشکده: فنی مهندسی مکانیک	تاریخ فارغ التحصیلی: شهریور ۱۳۹۱
مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد	گرایش: تبدیل انرژی
دانشگاه: تبریز	تعداد صفحات: ۷۶
کلید واژه‌ها: لوله گردابی، نرم افزار CFX، نرم افزار Gambit، بازده آیزنتروپیک، جریان آشفته، جریان تراکم پذیر، مدل استاندارد $K - \epsilon$	
<p>چکیده:</p> <p>لوله گردابی به طور همزمان هوای سرد و گرم تولید می کند. این وسیله نسبت به سیستم های تهویه مطبوع و تبرید متداول مزایای زیادی از جمله ساده بودن، عدم وجود قطعات متحرک، سبک بودن، هزینه کم و عدم آلودگی محیط زیست دارد.</p> <p>هدف این پژوهش، بررسی عددی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد لوله گردابی در نرم افزار CFX می باشد. بدین منظور، تأثیر فشار و دمای هوای ورودی، تعداد نازل های هوای ورودی، نسبت طول لوله به قطر داخلی آن، نسبت قطر نازل به قطر لوله و محل قرارگیری نازل های هوای ورودی را بر اختلاف دمای هوای ورودی و هوای خروجی سرد و همچنین بازده آیزنتروپیک بررسی می کنیم.</p> <p>مدلسازی و شبکه بندی لوله گردابی در نرم افزار Gambit انجام می شود. شبکه بندی مورد استفاده ترکیبی از شبکه های با سازمان و بی سازمان است.</p> <p>سیال مورد مطالعه در این پژوهش هوا بوده و جریان درون لوله گردابی آشفته و تراکم پذیر است.</p> <p>در این مطالعه از مدل آشفتگی استاندارد $K - \epsilon$ استفاده می شود. برای گسسته سازی معادلات حاکم از طرح High Resolution که یک روش جدید در نرم افزار CFX می باشد، استفاده می شود.</p>	

فصل ۱

مقدمه و پیشینه پژوهش

۱-۱. تاریخچه

در سال ۱۹۲۸ یک دانشجوی فرانسوی رشته فیزیک به نام جورج رنک^۱ مشغول آزمایش کردن یک پمپ گرد بادی^۲ بود که ناگهان متوجه این موضوع شد که از یک طرف پمپ، هوای گرم و از طرف دیگر آن هوای سرد خارج می شود. جورج با دیدن این موضوع آزمایش خود را فراموش کرد و به بررسی این پدیده پرداخت. واکنش های اولیه مجامع علمی و مهندسی در مورد این اختراع باعث دلسردی وی گردید و نظریه لوله گردابه برای سالها در هاله ای از ابهام باقی ماند. بعد از آن در سال ۱۹۴۵ یک فیزیک دان آلمانی به نام رادولف هیلش^۳ با ارائه مقاله ای، مطالعه در زمینه لوله گردابه را آغاز کرد. بعد از آن تا به امروز کارهای تحقیقاتی زیادی به صورت عددی و تجربی در رابطه با لوله گردابه انجام شده است. به منظور احترام به این دو نفر این وسیله به لوله گردابه رنک^۴، لوله گردابه هیلش^۵ و یا لوله گردابه رنک- هیلش^۶ معروف است. [۲۱]

-
1. George Ranque
 2. Vortex – Type Pumps
 3. Rudolph Hilsch
 4. RVT
 5. HVT
 6. RHVT

۲-۱. آشنایی با لوله گردابه

لوله گردابه یک وسیله ساده بدون قطعه متحرک است که می تواند از هوای فشرده ورودی، دو جریان هوای سرد و گرم تولید کند. این وسیله می تواند جریان هوای فشار بالا را به دو جریان فشار پایین با دماهای متفاوت تبدیل کند. یک نمونه لوله گردابه در شکل ۱-۱ دیده می شود.



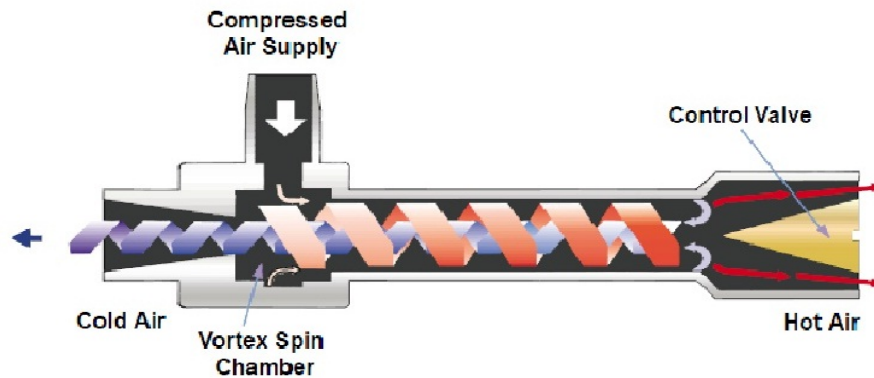
شکل ۱-۱. لوله گردابه [۴]

۳-۱. اجزاء لوله گردابه

همانطور که در شکل ۱-۲ دیده می شود، اجزاء لوله گردابه به شرح زیر است :

نازل های ورودی هوای فشرده^۱، شیر مخروطی در خروجی گرم^۲، خروجی هوای گرم^۳،
خروجی هوای سرد^۴، اریفیس^۵، محفظه چرخش^۶، لوله اصلی^۱

-
1. inlet nozzle
 2. Hot air exhaust control valve
 3. Hot outlet
 1. cold outlet
 2. Orifice
 3. Vortex Chamber



شکل ۱-۲. اجزای لوله گردابه [۴]

۴-۱. اساس کار لوله گردابه

هوای فشرده از نازل های ورودی، وارد محفظه چرخش می شود. جریان شروع به چرخش کرده و وارد لوله اصلی می شود. این جریان چرخشی از نزدیک دیواره لوله اصلی به طرف شیر مخروطی حرکت می کند. مقداری از هوا که گرم شده از طریق شیر مخروطی خارج می شود و بقیه هوا به علت برخورد با شیر، برمی گردد. جریان برگشتی به صورت چرخشی ولی در نزدیکی مرکز لوله حرکت می کند. این جریان پس از رسیدن به اریفیس که در طرف سرد قرار دارد، شدیداً سرد شده و از طرف سرد لوله گردابه خارج می شود.

در ابتدا هوای ورودی از نازل در اثر انبساط ناگهانی کمی سرد می شود. سپس وقتی در پیرامون لوله شروع به چرخش می کند در اثر تماس با لوله عایق کاری شده و همچنین تماس با جریان هوای مرکز لوله، گرم می شود و مقداری از آن از طرف گرم خارج می شود. مقداری از هوای برگشتی از شیر مخروطی، در اثر برخورد با دیواره اریفیس برمی گردد که به این پدیده

4. Main tube

چرخش مجدد^۱ می گویند. بقیه آن از طرف سرد لوله گردابه خارج می شود. به این طریق از یک هوای ورودی فشرده دو جریان هوا با دماهای متفاوت، یکی گرم و دیگری سرد تولید می شود.

۱-۴-۱. جدایش دما^۲

جدایش دما در لوله گردابه با در نظر گرفتن دو عامل مطالعه می شود :

کاهش دما، افزایش دما

کاهش دما در لوله گردابه به عنوان ترکیب اثرهای انبساط ناگهانی نزدیک ورودی ، انرژی منتقل شده به بیرون به علت اصطکاک داخلی و آشفستگی ، چرخش ثانویه در نظر گرفت می شود.

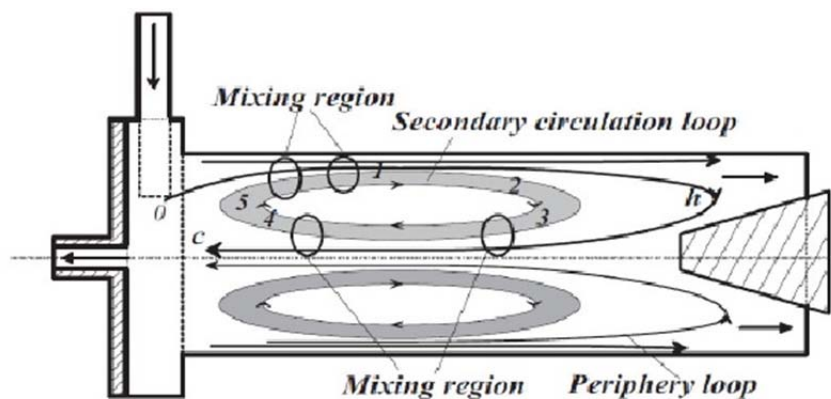
افزایش دما می تواند به علت تراکم در پیرامون، انرژی منتقل شده به علت اصطکاک بین لایه های آشفته ، اصطکاک بین جریان هوا و دیواره و چرخش ثانویه در نظر گرفته شود. [۵]

۱-۴-۱-۱. چرخش مجدد

این پدیده وقتی اتفاق می افتد که هوای برگشتی از شیر مخروطی بیشتر از هوای سرد خروجی از اریفیس باشد. یعنی در این شرایط ، قسمتی از هوای برگشتی از شیر مخروطی دوباره به سمت انتهای گرم برمی گردد. این پدیده به وضوح در شکل ۱-۳ نشان داده شده

-
1. re - circulation
 2. temperature seperation

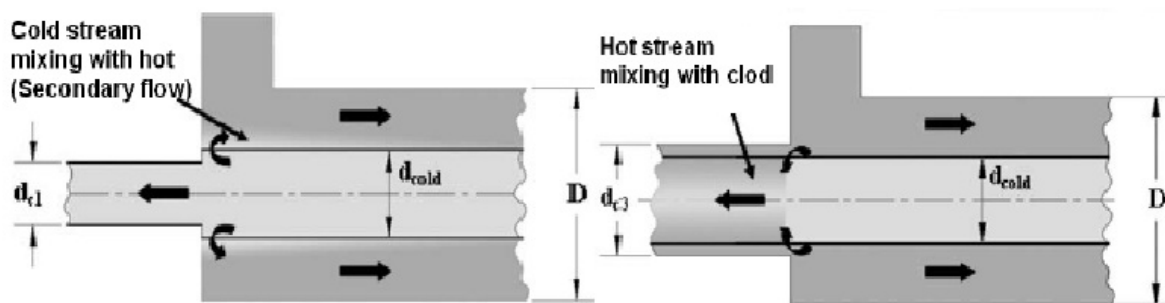
است.



شکل ۱-۳. چرخش مجدد

چرخش مجدد وقتی شکل می گیرد که قطر اریفیس به اندازه کافی کوچک باشد. با افزایش قطر اریفیس، چرخش مجدد ضعیف شده و به طور کامل از بین می رود. این موضوع در شکل ۱-۴ دیده می شود. با توجه به آزمایش های انجام شده، یک محدوده ای برای نسبت قطر اریفیس به قطر لوله اصلی بدست آمده که در این محدوده، چرخش مجدد خواهیم داشت. این محدوده به صورت زیر تعریف می شود:

$$0.323 < \frac{d_c}{D} < 0.58 \quad (1-1)$$



شکل ۱-۴. تأثیر قطر اریفیس در چرخش مجدد

۲-۱-۴-۱. گرادیان فشار

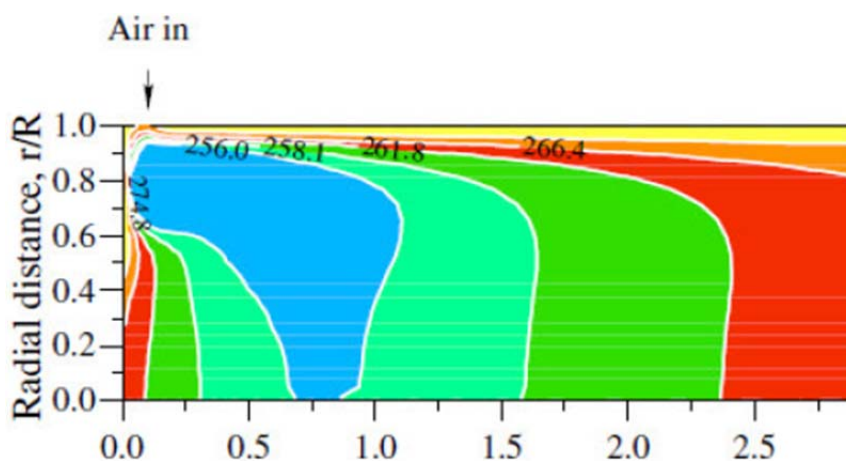
تراکم و انبساط به عنوان عوامل اصلی برای جدایش در لوله گردابه توسط رنک بیان شده اند.

شکل ۱-۵ کانتور دما در نزدیکی نازل ورودی را نشان می دهد. در این شکل کاملاً مشخص است که به علت انبساط ناگهانی، دما کاهش یافته است. این کاهش دما به علت انبساط ناگهانی بطور تقریبی توسط روابط زیر محاسبه می شود:

$$P_1^{\gamma-1} T_1^{-\gamma} = P_2^{\gamma-1} T_2^{-\gamma} \quad (۲-۱)$$

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \quad (۳-۱)$$

که P, T, V به ترتیب، حجم مخصوص، دما و فشار هستند و γ نسبت گرمای ویژه جریان هوا می باشد.



شکل ۱-۵. کانتور دما نزدیک نازل ورودی

چون توزیع دما در لوله توسط تراکم و انبساط سیال عامل فراهم می شود، بنابراین تراکم پذیری سیال عامل برای جدایش دما در لوله گردابه ضروری است.

۳-۱-۴-۱. لزجت و آشفتگی

لزجت و آشفتگی به عنوان دلایلی بر جدایش دما در لوله گردابه در نظر گرفته می شوند. سرعت مماسی لایه پیرامون کمتر از لایه درونی در ورودی لوله گردابه است، در نتیجه یک گرداب آزاد تشکیل می شود. در این فرآیند، انرژی جنبشی از لایه داخلی به لایه خارجی توسط اصطکاک داخلی انتقال می یابد. به این ترتیب افزایش دما به علت انتقال انرژی به جریان پیرامون اتفاق می افتد.

اصطکاک بین دیواره لوله و جریان هوا، انرژی جنبشی را به انرژی حرارتی تبدیل می کند که باعث افزایش دما می شود. تغییر دما به علت اصطکاک بین جریان هوا و دیواره توسط رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{Q} = F_D V = m C_p \Delta T \quad (۴-۱)$$

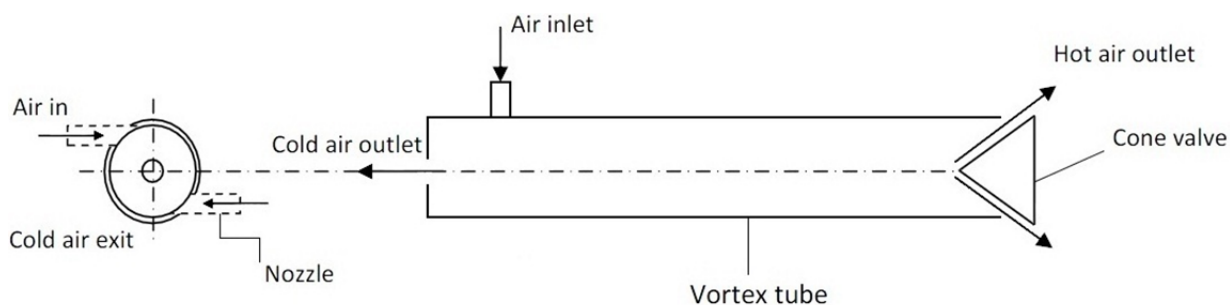
که در این رابطه F_D نیروی درگ، C_p گرمای ویژه هوا در فشار ثابت، V سرعت و ΔT تغییر دمای جریان هوا می باشند.

۵-۱. انواع لوله گردابه

لوله گردابه ها با توجه به جهت خروج هوای سرد و گرم به دو نوع جریان مخالف^۱ و جریان موافق^۲ تقسیم می شوند.

۱-۵-۱. لوله گردابه جریان مخالف

در این نوع لوله گردابه، جریان هوای فشرده از نازل ورودی وارد محفظه چرخش می شود. سپس در لوله اصلی شروع به چرخش می کند. در یک انتهای لوله شیر مخروطی قرار دارد که مقداری از هوا از اطراف شیر خارج شده و مابقی هوا توسط شیر برگشت داده می شود و از خروجی سرد (اریفیس) که در طرف مقابل خروجی گرم قرار دارد، خارج می شود. یک نمونه از لوله گردابه جریان مخالف در شکل ۱-۶ نشان داده شده است.

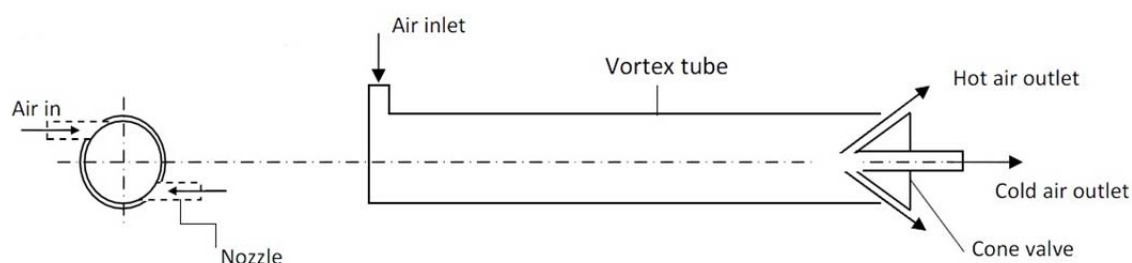


شکل ۱-۶. لوله گردابه جریان مخالف

1. counter flow
2. uni flow

۲-۵-۱. لوله گردابه جریان موافق

اساس کار لوله گردابه جریان موافق دقیقاً شبیه نوع جریان مخالف است، با این تفاوت که در جریان موافق، هوای سرد و هوای گرم از یک طرف لوله گردابه خارج می شوند. شکل ۷-۱ یک لوله گردابه جریان موافق را نشان می دهد.



شکل ۷-۱. لوله گردابه جریان موافق

۶-۱. کاربردهای لوله گردابه

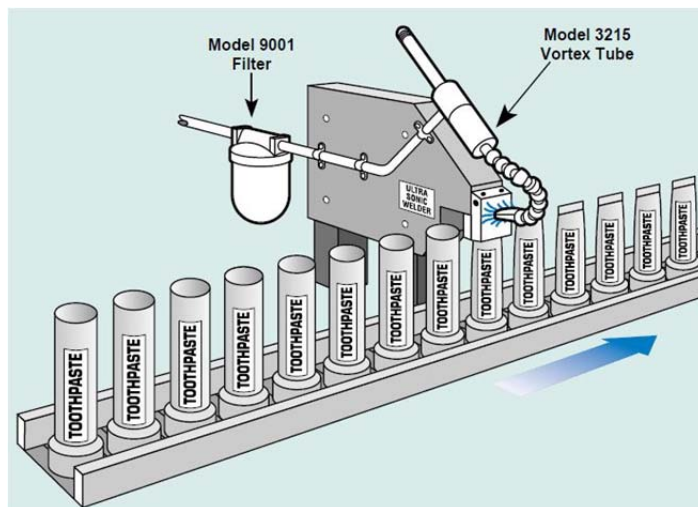
لوله گردابه کاربردهای متفاوتی دارد که چند نمونه از آن به طور خلاصه در زیر آمده است:

[۴۳]

- خنک نمودن سریع مواد مذاب خروجی از کوره
- خنک کاری مدارهای حساس الکترونیکی و تابلوهای فشار قوی برق
- خنک نگه داشتن نازل سوخت پاش کوره های بزرگ برای جلوگیری از ذوب شدن
- خنک نگه داشتن واشرها و حرارتی و قالبها
- خنک کننده موضعی برای ماشین های ابزار
- تهویه هواپیما

- تولید هوای سرد و گرم مورد نیاز مراکز صنعتی با استفاده از خطوط هوای فشرده
- خنک کاری سریع قطعات بسته بندی شده

در زمینه بسته بندی و تولید بعضی از محصولات، خنک کاری سریع قطعات بزرگترین شرط سلامت بسته بندی می باشد. به عنوان مثال در اتصال اولتراسونیک تیوب های خمیر دندان و سایر محصولات مشابه، محل مورد اتصال می بایستی در کمترین زمان ممکن خنک گردد تا درزبندی تیوب به نحو احسن صورت پذیرد، لذا با بکارگیری یک ورتکس تیوب در مجاورت دستگاه و هدایت کردن خروجی هوای سرد به محل مورد نظر می توان این معضل را حل کرد. شکل ۱-۸ نمونه های کاربردی ورتکس تیوب را در خنک کاری محصولات در حین فرایند تولید و بسته بندی نشان می دهد.



شکل ۱-۸. خنک کاری محل جوشکاری اولتراسونیک توسط ورتکس تیوب

۷-۱. مزایای لوله گردابه

- عدم انتشار گازهای گلخانه ای به دلیل عدم استفاده از مبردها
- عدم نیاز به انرژی حرارتی، مکانیکی و یا فرآیند شیمیایی
- هزینه نگهداری پایین به دلیل نداشتن قسمت های متحرک
- دوام بالا (قطعات این دستگاه عمدتاً از استیل ضد زنگ می باشند)
- کوچک ، کم حجم و سبک بودن
- ارزان بودن
- قابلیت تولید هوای سرد به صورت آبی
- قابلیت تغذیه با هر نوع هوای فشرده
- قابلیت تنظیم دمای هوا [۴۳]

۸-۱. معایب لوله گردابه

پایین بودن راندمان تبرید، نیاز به هوای فشرده، آلودگی صوتی [۴۳]

۹-۱. پارامترهای مهم در لوله گردابه

۱-۹-۱. نسبت جرمی هوای سرد^۱

این پارامتر عبارت است از نسبت دبی هوای سرد خروجی از اریفیس به دبی هوای ورودی به لوله گردابه که توسط رابطه زیر بیان می شود:

$$e = M_c / M_i \quad (5-1)$$

در کارهای تجربی، این پارامتر توسط شیر مخروطی که در طرف گرم قرار دارد کنترل می شود.

در شبیه سازی عددی این پارامتر با تغییر فشار خروجی گرم (P_h)، تغییر می کند. به این صورت که با افزایش فشار خروجی گرم، دبی خروجی از طرف گرم کمتر شده، در نتیجه دبی جرمی برگشتی از طرف گرم بیشتر شده و e نیز افزایش می یابد.

۲-۹-۱. افت دمایی هوای سرد^۲

عبارت است از اختلاف دمای هوای ورودی و هوای خروجی سرد که توسط رابطه زیر بیان می شود:

-
1. cold mass fraction
 1. Cold air temperature drop

$$\Delta T_c = T_i - T_c \quad (6-1)$$

۳-۹-۱. نسبت قطر^۱

بصورت نسبت قطر خروجی سرد (اریفیس) به قطر لوله اصلی (تیوب) تعریف می شود :

$$\beta = d_c / D \quad (7-1)$$

۴-۹-۱. بازده آیزنتروپیک^۲

با در نظر گرفتن فرآیند انبساط آدیاباتیک برای جریان ورودی، بازده سرمایش لوله گردابه عبارت است از :

$$\eta_{is} = \frac{T_i - T_c}{T_i \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (8-1)$$

در این رابطه η_{is} ، P_i ، P_a و γ به ترتیب بازده آیزنتروپیک، فشار ورودی، فشار اتمسفر و نسبت گرمای ویژه هوا می باشند.

-
2. diameter ratio
 3. Isentropic efficiency

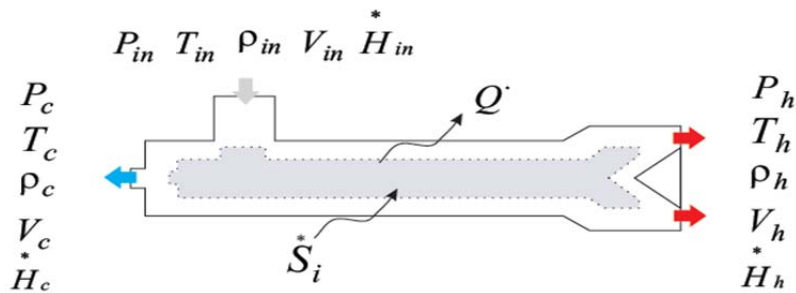
۵-۹-۱. ضریب عملکرد^۱

$$COP = \frac{Q_c}{W} \Rightarrow COP = \frac{\mu_c C_p (T_i - T_c)}{(\frac{\gamma}{\gamma-1}) RT_i [(\frac{P_i}{P_c})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1]} \quad (9-1)$$

که در این رابطه Q_c آهنگ سرمایش و W انرژی مکانیکی صرف شده جهت سرمایش به ازای واحد هوای ورودی به لوله گردابه می باشند.

۱۰-۱. بررسی ترمودینامیکی لوله گردابه

در شکل ۹-۱ حجم کنترلی برای بررسی ترمودینامیکی لوله گردابه در نظر گرفته شده است.



شکل ۹-۱. حجم کنترل برای بررسی ترمودینامیکی لوله گردابه

1. Coefficient of Performance

در این حجم کنترل یک مرز ورودی و دو مرز خروجی در نظر گرفته شده که مشخصه های گاز در این سه مرز با پارامترهای زیر مشخص می شود :

$$A_i : P_i, T_i, \rho_i, V_i, \dot{H}_i$$

در جریان پایا، بقای جرم بین جریان ورودی (\dot{m}_i)، جریان خروجی سرد (\dot{m}_c) و جریان خروجی گرم (\dot{m}_h) از رابطه زیر بدست می آید :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_h + \dot{m}_c \quad (10-1)$$

که (\dot{m}_c) دبی جریان جرمی در خروجی سرد و (\dot{m}_h) دبی جریان جرمی در خروجی گرم می باشند.

$$\Rightarrow \dot{m}_i = (1-e)\dot{m}_i + e\dot{m}_i \quad \begin{aligned} \dot{m}_i &= \dot{m}_h + \dot{m}_c \\ e &= \dot{m}_c / \dot{m}_i \end{aligned} \quad (11-1)$$

۲-۱۰-۱. قانون اول ترمودینامیک [۶]

با به کاربردن قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل ۹-۱ داریم:

$$0 = \dot{m}_i [C_p T_i - (1-e)C_p T_h - eC_p T_c] \quad \text{الف (۱۲-۱)}$$

$$T_i - (1-e)T_h - eT_c = 0 \quad \text{ب (۱۲-۱)}$$

با در نظر گرفتن اختلاف دماهای زیر، داریم:

$$\begin{aligned}
 T_{in} &= (1-e)T_h + eT_c \\
 e\Delta T_c &= (e-1)\Delta T_h \\
 \Delta T_h &= e\Delta T_{hc} \\
 \Delta T_c &= (e-1)\Delta T_{hc}
 \end{aligned}
 \Rightarrow
 \begin{aligned}
 \Delta T_h &= T_h - T_{in} \\
 \Delta T_c &= T_c - T_{in} \\
 \Delta T_{hc} &= T_h - T_c
 \end{aligned}
 \quad (12-1)$$

که این روابط دمای ورودی و خروجی را به صورت تابعی از نسبت دبی گاز در خروجی سرد بیان می کند.

۳-۱۰-۱. قانون دوم ترمودینامیک

مهمترین عوامل بازگشت ناپذیری در ورتکس تیوب عبارتند از:

- جریان حرارتی با اختلاف دمای بالا
- جریان جرمی با اختلاف فشار بالا
- اتلاف لزج^۱

با کاربرد قانون دوم ترمودینامیک برای ورتکس تیوبی با $\dot{Q} = 0$ روابط زیر به دست

می آیند: [۶]

$$\begin{aligned}
 0 &= \dot{S}_{in} - \dot{S}_h - \dot{S}_c + \dot{S}_i \Rightarrow \dot{S}_i = \dot{S}_c + \dot{S}_h - \dot{S}_{in} \\
 \Rightarrow \dot{S}_i &= \dot{m}_i [(1-e)(S_h - S_{in}) + e(S_c - S_{in})]
 \end{aligned}
 \quad (13-1)$$

با فرض گاز ایده آل رابطه آنتروپی ویژه به شکل زیر بدست می آید :

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - R_m \frac{dP}{P}
 \quad (14-1)$$

1. Viscous dissipation

با انتگرال گیری از معادله ۱-۱۴ بین حالت ۱ و ۲ رابطه زیر حاصل می شود :

$$S_2 - S_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R_m \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (15-1)$$

با جایگذاری معادله ۱-۱۵ در معادله ۱-۱۳ و فرض $P_h = P_c = P_a$ (که فشار محیط می باشد) خواهیم داشت :

$$\dot{S}_i = \dot{m}_{in} [(1-e)(S_h - S_{in}) + e(S_c - S_{in})] \quad (16-1)$$

$$= \dot{m}_i [(1-e)(C_p \ln \frac{T_h}{T_i} - R_m \ln \frac{P_h}{P_i}) + e(C_p \ln \frac{T_c}{T_i} - R_m \ln \frac{P_c}{P_i})]$$

$$\dot{S}_i = \dot{m}_i R_m \left[\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_h^{1-e} T_c^e}{T_i} - \ln \frac{P_h^{1-e} P_c^e}{P_i} \right] = \dot{m}_i R_m \left[\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_h^{1-e} T_c^e}{T_i} + \ln \frac{P_a}{P_i} \right] \geq 0$$

که در این روابط داریم :

$$\Gamma = \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{R_m}{C_p}$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

از معادله ۱-۱۶ داریم :

$$\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_h^{1-e} T_c^e}{T_i} - \ln \frac{P_a}{P_i} \geq 0 \Rightarrow T_h^{1-e} T_c^e = T_{sm} \geq T_{in} \left(\frac{P_a}{P_i} \right)^\Gamma \quad (17-1)$$

که در این رابطه T_{sm} دمایی است که بعد از فرآیند انبساط آیزنتروپیک از حالت T_i, P_i به فشار P_a می رسد.

اگر فرآیند بازگشت پذیر باشد معادله ۱-۱۷ به رابطه زیر تبدیل می شود :

$$T_h^{1-e} T_c^e = \dot{T}_{sm} = T_i \left(\frac{P_a}{P_i} \right)^\Gamma \quad (18-1)$$

در حالتی که فرایند بازگشت ناپذیر باشد از معادله ۱-۱۶ آهنگ تولید آنتروپی به صورت زیر بدست می آید:

$$\dot{S}_i = \dot{m}_i R_m \left[\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{T_h^{1-e} T_c^e}{T_i} + \ln \frac{P_a}{P_i} \right] = \dot{m}_i R_m \left[\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{\dot{T}_{sm}}{T_i} + \ln \frac{P_i}{P_a} \right] \quad (19-1)$$

باتعریف رابطه زیر و استفاده از Θ_{ir} به عنوان تولید آنتروپی بی بعد در فرآیند بازگشت ناپذیر، داریم [۷]:

$$\frac{1}{\Gamma} \ln \frac{\dot{T}_{sm}}{T_i} + \ln \frac{P_{in}}{P_a} = \frac{\dot{S}_i}{\dot{m}_{in} R_{in}} = \Theta_{ir} \geq 0 \quad (20-1)$$

۱۱-۱. بازده ورتکس تیوب

تعریف عبارتی برای بازده لوله گردابه به عنوان یک سیستم خنک کننده محققان را سردرگم کرده است.

فقط فلتون^۱ [۸] تعریفی در مورد بازده لوله گردابه همانند یک خنک کننده ارائه کرده که کافی نیست. در این بخش تعریف هایی که می توان از بازده لوله گردابه بیان کرد، توضیح داده شده است.

1. Fulton

۱-۱۱-۱. بازده گرمایی ورتکس تیوب

لوله گردابه نه تنها به عنوان خنک کننده بلکه به صورت یک گرم کننده نیز استفاده می شود. بنابراین تعریف بازده بایستی برای هر دو حالت بررسی شود، زیرا برای کاربردهای مختلف بازده های متفاوتی استفاده می گردد. ضریب عملکرد برای یک خنک کننده معمولی به صورت توان خنک کاری کسب شده توسط سیستم (\dot{Q}_c) تقسیم بر کار ورودی به سیستم (W)، تعریف می شود. بنابراین ضریب عملکرد به صورت یک خنک کننده با (COP_C) نمادگذاری و به شکل زیر بیان می شود: [۸]

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_c}{W} \quad (۲۱-۱)$$

در لوله گردابه توان خنک کاری را می توان بصورت ظرفیت خنک کاری در خروجی سرد محاسبه کرد. (به عبارت دیگر مقدار گرمایی که برای گرم کردن گاز خروجی سرد لازم است تا دمای آن به دمای ورودی برسد).

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_p (T_{in} - T_c) \quad (۲۲-۱)$$

در سیستم های خنک کننده متداول، یک کمپرسور وجود دارد. بنابراین نیروی کار، توان ورودی به کمپرسور می باشد. اما در لوله گردابه، معمولاً یک منبع گاز تراکم به کار می رود به این دلیل تعریف توان ورودی مشکل است. با شباهت کار استفاده شده برای تراکم گاز از فشار خروجی تا فشار ورودی با یک فرایند تراکمی همدمای بازگشت پذیر نتیجه می گیریم. [۸۰]

$$W = \dot{m}_{in} R_m T_{in} \ln\left(\frac{P_{in}}{P_c}\right) \quad (۲۳-۱)$$

بنابراین رابطه ضریب عملکرد را می توان به صورت زیر نوشت :

$$COP_C = \frac{1}{\Gamma} \frac{e(T_{in} - T_C)}{T_{in} \ln \frac{P_{in}}{P_C}} \quad (24-1)$$

برای پمپ حرارتی ضریب عملکرد به صورت توان گرمایی تقسیم بر توان کار ورودی بیان می شود. برای لوله گردابه توان گرمایی را می توان به صورت ظرفیت گرمایش درخروجی گاز گرم در نظر گرفت.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_p (T_h - T_{in}) \quad (25-1)$$

توان (کار) ورودی به لوله گردابه مانند بالا که برای حالت خنک کننده بیان شد به کار می رود. بنابراین ضریب عملکرد لوله گردابه در حالت یک پمپ حرارتی به صورت COP_h نمادگذاری می شود و به شکل زیر بیان می گردد :

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_h}{W} = \frac{1}{\Gamma} \frac{(1-e)(T_h - T_i)}{T_i \ln \frac{P_i}{P_C}} \quad (26-1)$$

علاوه بر روابط اشاره شده روابط دیگری نیز برای تعریف ضریب عملکرد لوله گردابه به کار برده شده است که از این جمله می توان به روابطی که توسط بهرا^۱ به دست آمده اشاره کرد. بهرا ضریب عملکرد ورتکس تیوب را هم به صورت یک پمپ حرارتی و هم به صورت یک سیستم خنک کننده به دست آورده که متفاوت با رابطه بالاست که در زیر به این روابط اشاره شده است. [۲۰]

1. Behera

$$COP_h = \frac{\dot{m}_h h_h}{\dot{m}_i h_i} = (1-e) \frac{h_h}{h_i} \quad (27-1)$$

$$COP_c = \frac{\dot{m}_c h_c}{\dot{m}_i h_i} = e \frac{h_h}{h_i} \quad (28-1)$$

۲-۱۱-۱. بازده انبساط آیزنتروپیک کامل

در بخش ۱-۱۰ فرایند لوله گردابه را به صورت انبساط آیزنتروپیک بررسی کردیم. در این حالت بازده آیزنتروپیک از رابطه زیر به دست می آید:

$$\eta_{is} = \frac{T_i - T_c}{T_i - T_s} \quad (29-1)$$

برای یک انبساط آیزنتروپیک، دمای خروجی عبارتست از:

$$T_s = T_i \left(\frac{P_c}{P_i} \right) \quad (30-1)$$

۱۲-۱. پیشینه پژوهش

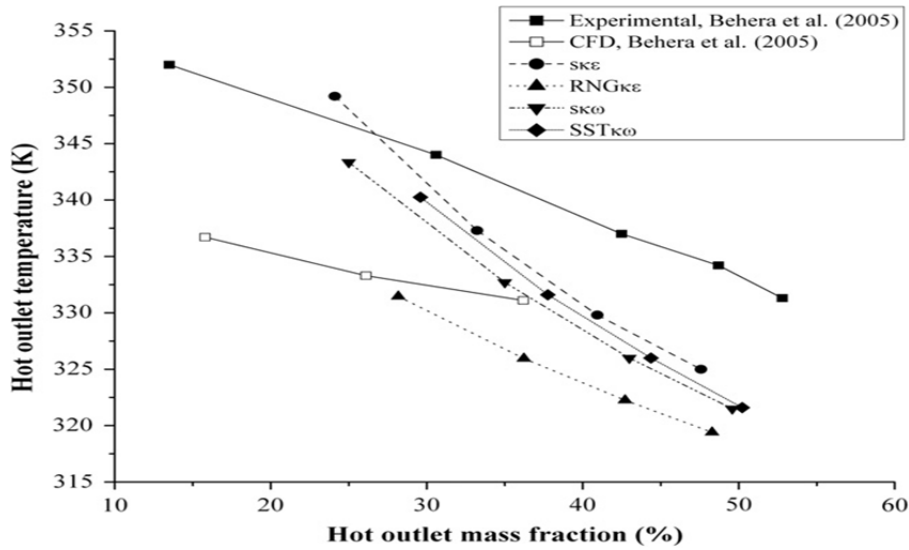
دیوتا و سین هاما هاپاترا^۲ [۹] در سال ۲۰۰۹ به مقایسه مدل های آشفتگی مختلفی در پیش بینی جدایش دما در لوله گردابه پرداخته اند. آنها مدل های آشفتگی RANS متفاوت را برای این کار مقایسه کردند. مدل هایی که در این پژوهش با هم مقایسه شده عبارتند از:

استاندارد $k - \varepsilon$ ، $k - \omega$ ، استاندارد $RNG k - \varepsilon$ ، استاندارد $SST k - \omega$ ، $k - \omega$

هدف دیوتا و سین هاما هاپاترا در این پژوهش انتخاب یک مدل آشفتگی مناسب برای شبیه سازی جریان در لوله گردابه و بهینه سازی هزینه محاسباتی می باشد. نتایج هر کدام از این مدل ها که به نتایج تجربی نزدیک تر باشد به عنوان مدل آشفتگی مناسب انتخاب می شود. در این پژوهش، معادلات ناویر-استوکس تراکم پذیر همراه با معادلات پیوستگی و انرژی به منظور شبیه سازی جریان در لوله گردابه به صورت عددی حل شده اند.

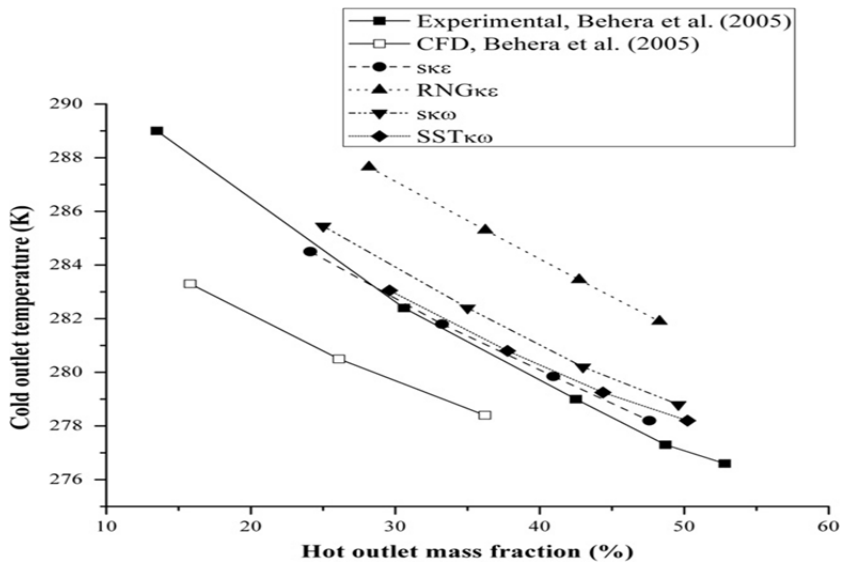
شکل ۱-۱۰ تغییر در دمای خروجی گرم با کسر جرمی خروجی گرم را نشان می دهد. مشاهده می شود که دمای خروجی گرم که توسط دو مدل استاندارد $k - \varepsilon$ و استاندارد $k - \omega$ پیش بینی شده است، به نتایج تجربی خیلی نزدیکتر است. همچنین از بین این دو مدل، استاندارد $k - \varepsilon$ بهتر است.

-
1. Dutta
 2. Sinhamahapatra



شکل ۱۰-۱. دمای خروجی گرم در کسر جرمی های مختلف خروجی گرم

شکل ۱۱-۱ دمای خروجی سرد را در کسر جرمی های مختلف خروجی گرم نشان می دهد. مشاهده می شود که دو مدل استاندارد $k-\epsilon$ و استاندارد $k-\omega$ از دو مدل دیگر بهترند و نتایج آنها به نتایج تجربی نزدیکتر است. و باز هم نتیجه مدل استاندارد $k-\epsilon$ بهتر از نتیجه مدل استاندارد $k-\omega$ است.



شکل ۱۱-۱. دمای خروجی سرد در کسر جرمی های مختلف خروجی گرم

در این پژوهش از چهار مدل آشفتگی مختلف استفاده شد که نتایج زیر بدست آمد :

- کاهش دما و فشار استاتیکی در مسیر شعاعی زمانی که از مدل استاندارد $k - \varepsilon$ استفاده شده بود کمتر از حالتی بود که از مدل RNG $k - \varepsilon$ استفاده شده بود.
- مقدار انحراف دمای خروجی سرد و گرم بیان می کند که مدل های استاندارد $k - \varepsilon$ ، استاندارد $k - \omega$ و $SST k - \omega$ برای طراحی مناسب ترند.
- هیچ یک از مدل های آشفتگی نمی توانند شدت جریان چرخشی آشفتگی در داخل لوله گردابه را به طور کامل پیش بینی کنند.

دینجر^۱ ، باشکایا^۲ ، اویسال^۳ و اوزگول^۴ [۱۰] به بررسی وضعیت ، قطر (۵،۶،۷،۸ میلی متر) و زاویه (30° - 180°) مربوط به شیر متحرکی که در قسمت خروجی گرم قرار گرفته، برای تعیین بهترین عملکرد به صورت تجربی پرداخته اند. همچنین اثرات فشار ورودی (200 - 420 KPa) و تعداد نازل ها (۲،۴،۶) مورد مطالعه قرار گرفته است. قطر داخلی لوله گردابه مورد استفاده 9mm است. نسبت طول لوله گردابه به قطر آن ($\frac{L}{D}$) ، ۱۵ می باشد. چهار وضعیت مختلف شیر مخروطی بررسی شده است.

پیشینه اختلاف دمای جریان سرد و گرم برای قطر 5mm شیر ، زاویه رأس 30° و 60° ، چهار عدد نازل به دست آمده است.

ولیپور و نیازی [۱۱] آزمایشهایی برای بررسی تأثیر انحنای لوله اصلی بر عملکرد لوله گردابه انجام دادند. آنها سه لوله گردابه (نوع A لوله گردابه مستقیم، نوع B لوله گردابه با زاویه انحنای ۶۰ درجه و نوع C لوله گردابه با زاویه انحنای ۱۱۰ درجه) را بررسی کردند. نتایج نشان می دهد که انحنای در لوله اصلی بسته به فشار ورودی و نسبت جرمی هوای سرد اثرات مختلفی

1. Dincer
2. Baskaya
3. Uysal
4. Ucgul

بر عملکرد لوله گردابه دارد. مشخص است که بیشینه اختلاف دما ($\Delta T_{c,max}$) متعلق به لوله گردابه مستقیم نوع A است. در صورتی که بیشینه ظرفیت تبرید ($\dot{Q}_{c,max}$) متعلق به لوله گردابه خمیده نوع C می باشد.

در این کار تجربی یک لوله گردابه با زوایای انحنای متفاوت ساخته شده و بررسی شده است. نتایج به صورت زیر می باشند:

- عملکرد لوله گردابه به پارامتر بدون بعد $\frac{R}{D}$ وابسته است، که شعاع انحنا و D

قطر لوله گردابه می باشند.

- بیشینه اختلاف دما ($\Delta T_{c,max}$) متعلق به لوله گردابه مستقیم نوع A است، در حالی

که بیشینه ظرفیت تبرید ($\dot{Q}_{c,max}$) متعلق به لوله گردابه منحنی نوع C می باشد.

- جریان های چرخش ثانویه که در جریان داخلی درون لوله منحنی اتفاق می افتد، ممکن است به جدایش انرژی در لوله گردابه کمک کند.

سعیدی و ولیپور [۱۲] تحقیقات تجربی به منظور طبقه بندی پارامترهای مؤثر بر کارایی لوله گردابه انجام داده اند. پارامترهای مؤثر به دو نوع مختلف تقسیم می شوند :

هندسی ، ترموفیزیکی

آزمایشی به منظور بررسی اثر پارامترهای هندسی مانند نسبت قطر به طول لوله اصلی و نسبت قطر خروجی سرد انجام شده است. برای L/D هفت مقدار مختلف ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ و برای β مقادیر ۰/۲، ۰/۳، ۰/۴، ۰/۵، ۰/۶ و ۰/۷ در نظر گرفته شده است. پارامترهای ترموفیزیکی که مطالعه شده اند عبارتند از : فشار گاز ورودی، نوع گاز ، نسبت جرمی گاز سرد و رطوبت گاز ورودی.

برای فشار پنج فشار مختلف ۱، ۱/۵، ۲، ۲/۵ و ۳ بار در نظر گرفته شد. سه نوع گاز اکسیژن ($\gamma=1.39$)، هوا ($\gamma=1.4$) و هلیوم ($\gamma=1.667$) بررسی شد. برای نسبت جرمی گاز سرد پنج مقدار مختلف ۰/۵، ۰/۶، ۰/۷، ۰/۸ و ۰/۹ در نظر گرفته شد. اثرات این پارامترها بر روی اختلاف دمای سرد و بازده بحث و ارائه شده است.

نتایج این بررسی ها به صورت زیر است:

- با افزایش فشار ورودی اختلاف دمای هوای سرد افزایش می یابد. ضمناً در یک فشار ورودی خاص (۲/۵ بار) بازده بهینه خواهیم داشت.
 - با وجود رطوبت در هوای ورودی، کاهش جدایش دما را خواهیم داشت.
 - با افزایش گرمای ویژه (γ) مقدار افت دمایی خروجی سرد افزایش می یابد.
- اسمیت ایاسما^۱ و پروم ونگ^۲ [۱۳] یک مدل ریاضی برای شبیه سازی جدایش دمایی در لوله گردابه ارائه دادند. رویکرد حجم محدود ناهمجا^۳ با مدل آشفتگی استاندارد $k - \varepsilon$ و مدل تنش جبری^۴ (ASM) برای انجام محاسبات استفاده شده است. همچنین طرح های عددی بالادست مرتبه دو^۵ و QUICK با طرح های بالادست مرتبه یک^۶ و هیبرید^۷ مقایسه شده اند. محاسبات نشان می دهد که اختلاف های نتایج بدست آمده با استفاده از طرح^۸ های مختلف، بحرانی می باشد. به علاوه نتایج پیش بینی شده توسط هر دو مدل آشفتگی به طور کلی تطابق خوبی با اندازه گیری ها دارد، اما مدل تنش جبری سازش بهتری بین نتایج عددی و داده های تجربی دارد.
- شمس الدینی و حسین زهد [۱۴] اثر تعداد نازل را روی جریان و توان سرمایشی لوله گردابه به صورت عددی مطالعه کرده و برای این کار از یک مدل سه بعدی استفاده کرده اند. در این بررسی مشاهده شده است که با افزایش تعداد نازل ها توان سرمایشی به طور مشخص افزایش و دمای خروجی سرد کاهش می یابد. با فرض جریان ورودی ثابت برای هر نازل، اثرات تعداد نازل (۲، ۴، ۶، ۸) بر روی میدان جریان، توان سرمایشی و دمای خروجی سرد مطالعه

-
1. Smith Eiamsa
 2. Promvong
 3. Staggered
 4. Algebraic Stress Model
 5. Second Order Up Wind
 6. First Order Up Wind
 7. Hybrid
 8. Scheme

شده است. در لوله گردابه با ۸ نازل توان سرمایشی ۷/۸٪ نسبت به لوله گردابه با دو نازل افزایش یافته است.

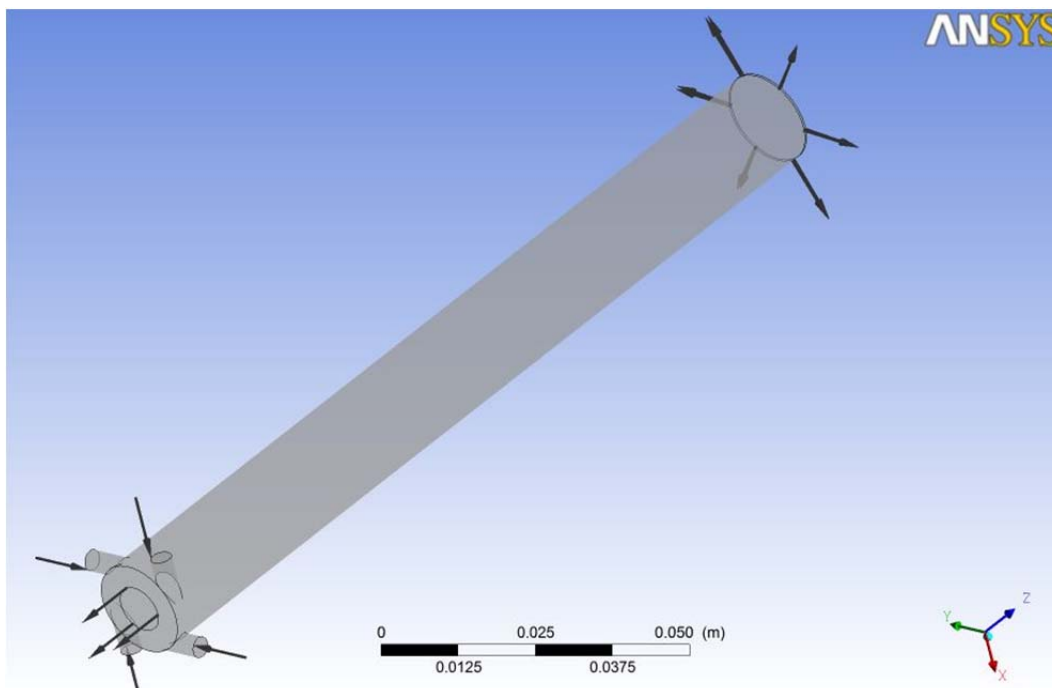
فصل ۲

مواد و روشها

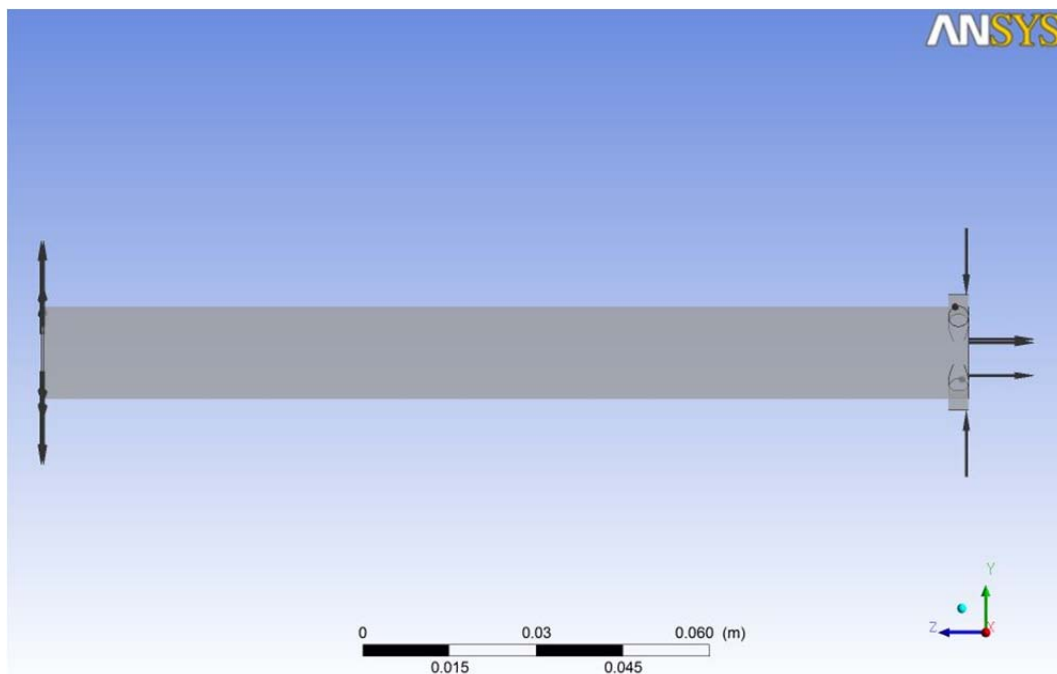
۱-۲. تعریف هندسه لوله گردابه به عنوان میدان محاسباتی

هندسه لوله گردابه ای که در این پژوهش بررسی می شود شامل نازل با مقطع دایروی (d_n) ، لوله اصلی به قطر D و طول L ، یک اریفیس در طرف سرد (خروجی سرد) به قطر d_c و شیر مخروطی در طرف گرم است. البته در این شبیه سازی به جای شیر مخروطی از یک صفحه تخت استفاده شده است.

در این پژوهش می خواهیم اثر تغییر فشار و دمای هوای ورودی، تعداد نازل های ورودی، نسبت L/D ، نسبت d_c/D و محل قرار گیری نازل ورودی (Z_N) را روی عملکرد لوله گردابه بررسی کنیم. هندسه مورد مطالعه در این پژوهش مشابه شکل های ۱-۲ و ۲-۲ می باشد که توسط نرم افزار Gambit رسم شده است و تصاویر آن را در نرم افزار CFX مشاهده می کنید.



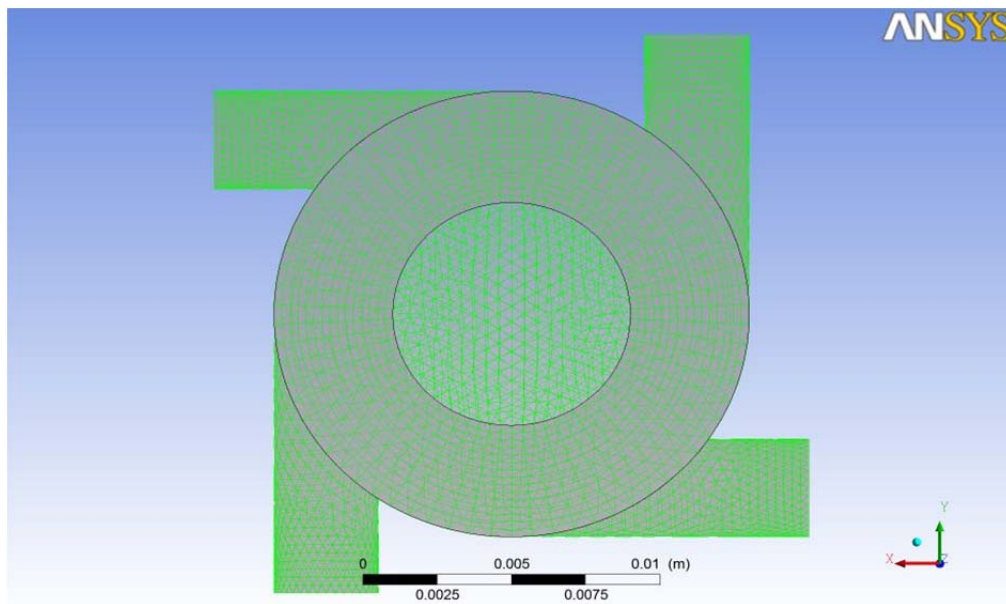
شکل ۲-۱. هندسه مورد مطالعه



شکل ۲-۲. هندسه مورد مطالعه از نمای جانبی

۲-۲. شبکه بندی هندسه لوله گردابه

شبکه بندی لوله گردابه در این پژوهش توسط نرم افزار Gambit انجام شده است. شبکه بندی مورد استفاده به صورت ترکیبی از شبکه با سازمان^۱ و بی سازمان^۲ است که المان های آن از نوع مربعی و مثلثی می باشند. نمایی از این شبکه بندی در شکل ۲-۳ مشاهده می شود. همانطور که در شکل مشاهده می شود، قسمت مرکزی لوله گردابه دارای شبکه بندی بی سازمان است که المان های آن مثلثی می باشند ولی قسمت پیرامون لوله گردابه دارای شبکه بندی با سازمان و به صورت شبکه O-Grid می باشد. پس از تولید هندسه و شبکه بندی آن، شرایط مرزی را در این نرم افزار تعیین کرده و این فایل را برای محاسبات به نرم افزار CFX انتقال می دهیم.



شکل ۲-۳. شبکه بندی لوله گردابه

1. Structure
2. unstructure

۳-۲. شرایط مرزی

در هر حل عددی تنها یک قسمت از دامنه فیزیکی و یا یک سیستم واقعی می تواند مورد بررسی قرار گیرد. لذا بخش هایی از این سیستم یا دامنه که از محیط دیگر جدا می شود، به عنوان مرزهای فرضی در نظر گرفته می شوند، که در آن ها بایستی مقادیر فیزیکی مشخصی تعیین شوند. علاوه بر این، دیواره ها که در معرض جریان هستند نمایانگر مرزهای واقعی دامنه فیزیکی هستند. رفتارهای عددی برای شرایط مرزی نیازمند توجه خاصی است به طوری که یک شرط نامناسب می تواند موجب شبیه سازی با دقت پایین برای یک سیستم واقعی گردد. از طرفی پایداری^۱ و سرعت همگرایی^۲ یک طرح می تواند تحت تاثیر این امر قرار گیرد. انواع شرایط مرزی که در لوله گردابه با آنها مواجه می شویم عبارتند از:

شرط مرزی دیواره لوله گردابه، شرط مرزی ورودی نازل، شرط مرزی خروجی گرم، شرط مرزی خروجی سرد

۳-۲-۱. شرط مرزی دیواره

دیواره لوله گردابه به صورت کاملاً عایق کاری شده در نظر گرفته می شود. همچنین دیواره تقریباً صاف و بدون زبری می باشد.

-
1. Stability
 2. Convergence rate

۲-۳-۲. شرط مرزی ورودی

شرط مرزی ورودی فشار می باشد که بر حسب بار و به صورت فشار نسبی در نرم افزار وارد می شود. البته در ورودی باید دما را نیز تعیین کرد. این مقادیر در جدول ۱-۲ نشان داده شده اند.

جدول ۱-۲. شرایط ورودی

مشخصات نرم افزاری	واحد	نوع شرط مرزی
Total Pressure(Relative)	P_i (bar)	فشار ورودی
Total Temperature	T_i (k)	دمای ورودی

۲-۳-۳. شرط مرزی خروجی گرم

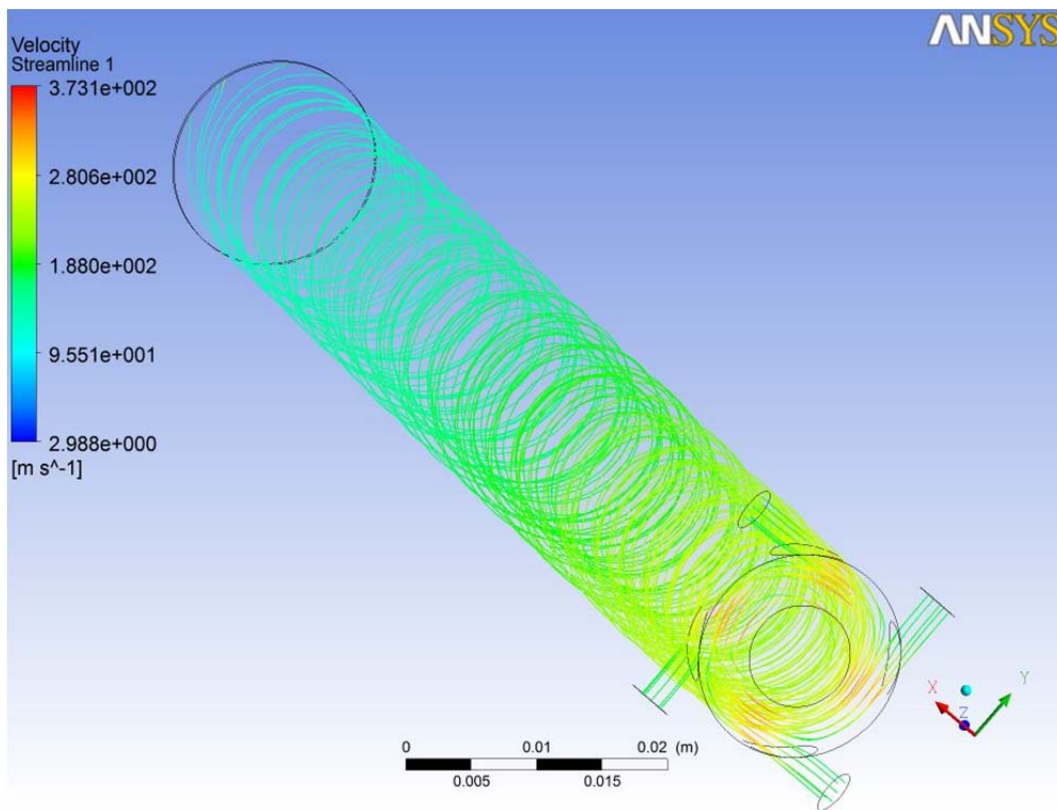
در خروجی گرم فشار نسبی مشخص شده است که مقدار آن (bar) 0.367 در نظر گرفته می شود.

۲-۳-۴. شرط مرزی خروجی سرد

در خروجی سرد نیز فشار نسبی مشخص شده است که مقدار آن صفر بار در نظر گرفته می شود.

۴-۲. خطوط جریان

در شکل ۴-۲ خطوط جریان در لوله گردابی نشان داده شده است. با توجه به این شکل مشاهده می شود که جریان به صورت مماسی وارد لوله گردابی شده و در پیرامون لوله به شکل چرخشی به سمت خروجی گرم حرکت می کند.



شکل ۴-۲. خطوط جریان در لوله گردابی

۵-۲. مدل سازی ریاضی

جریان، تراکم پذیر و آشفته فرض شده است. بنابراین معادلات حاکم بر جریان سیال در لوله گردابه، معادله پیوستگی (۷-۲)، معادله ممنتوم (۸-۲) و معادله انرژی (۱۰-۲) می باشند: [۱۴]

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (7-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (8-2)$$

در رابطه بالا δ_{ij} تانسور واحد می باشد و عبارت $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ به تنش های رینولدز معروف است و به صورت رابطه زیر تعریف می شود:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \delta_{ij} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \quad (9-2)$$

رابطه (۹-۲) به رابطه بوسینسک معروف است. رابطه بوسینسک بر پایه این اصل بنا نهاده شده است که مؤلفه های تنش های رینولدز متناسب با گرادیان های سرعت متوسط می باشند. μ_t در این رابطه لزجت آشفته می باشد. μ_t در مدل های آشفتهگی مختلف تابعی از متغیرهای مختلفی است. مثلاً در روش استاندارد $K-\varepsilon$ ، تابعی از انرژی جنبشی آشفته (K) و آهنگ اتلاف آشفتهگی (ε) می باشد.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[u_i \rho \left(h + \frac{1}{2} u_j u_j \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[K_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] \quad (10-2)$$

اولین عبارت سمت چپ معادله انرژی، انتقال حرارت جابجایی را بیان می کند. عبارتهای اول و دوم در سمت راست این معادله به ترتیب بیانگر انتقال حرارت هدایت و اتلاف لزج

هستند.

در این رابطه K_{eff} رسانش مؤثر است که توسط رابطه زیر بیان می شود :

$$K_{eff} = K + \frac{C_P \mu_t}{Pr_t} \quad (11-2)$$

و همچنین $(\tau_{ij})_{eff}$ تانسور تنش می باشد و با رابطه زیر تعریف می شود :

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (12-2)$$

μ_{eff} لزجت مؤثر می باشد و برای آن رابطه زیر را داریم :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (13-2)$$

۶-۲. مدل آشفتگی مورد استفاده در این پژوهش

مدل های آشفتگی مختلفی از جمله مدل استاندارد $K - \varepsilon$ ، استاندارد $K - \omega$ ، $RNG K - \varepsilon$ ، $SST K - \omega$ و غیره وجود دارند. با توجه به مطالعه کارهای پیشین و دقتی که مدل استاندارد $K - \varepsilon$ در پیش بینی جوابها دارد، مدل استفاده شده در این پژوهش نیز همین مدل می باشد.

فصل ۳

نتایج و بحث

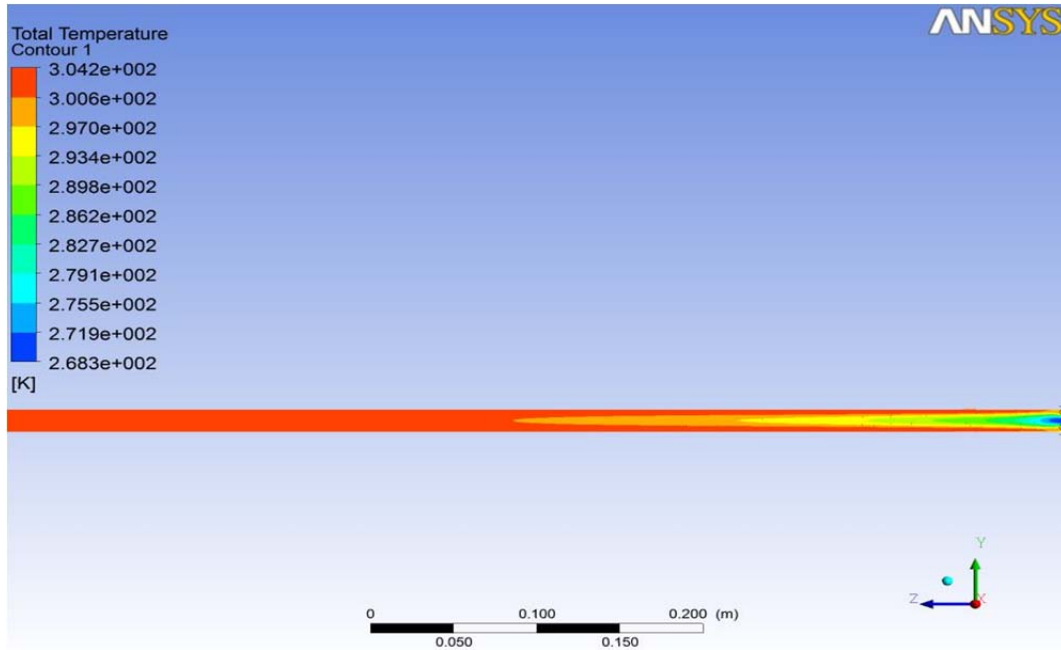
مقدمه

هدف این پژوهش بررسی تغییر بعضی متغیرهای مؤثر در عملکرد لوله گردابه می باشد. متغیرهای مورد بررسی نسبت طول به قطر لوله گردابه (L/D)، قطر خروجی سرد به قطر لوله اصلی (d_c/D)، فاصله نازل از خروجی سرد (Z_n)، قطر نازل (d_N)، فشار ورودی (P_i) و دمای ورودی (T_i) می باشند.

از آنجا که پارامترهای مهم برای تعیین عملکرد بهینه لوله گردابه، اختلاف دمای هوای خروجی سرد با دمای هوای ورودی (ΔT_c) و بازده آیزنتروپیک (η_{is}) می باشند، لذا در ادامه اثر تغییر متغیرهای بالا روی این دو پارامتر بررسی شده است.

۳-۱. استقلال شبکه

در کارهای عددی استقلال جواب ها از شبکه، موضوع مهمی است و شبکه بهینه می تواند سرعت انجام محاسبات را بهینه کند. با مطالعه استقلال شبکه می توان خطاهای درشتی شبکه را برطرف کرد، بنابراین در ابتدا این موضوع را بررسی خواهیم کرد. در ادامه تعداد شبکه بهینه برای این شبیه سازی مشخص می شود.

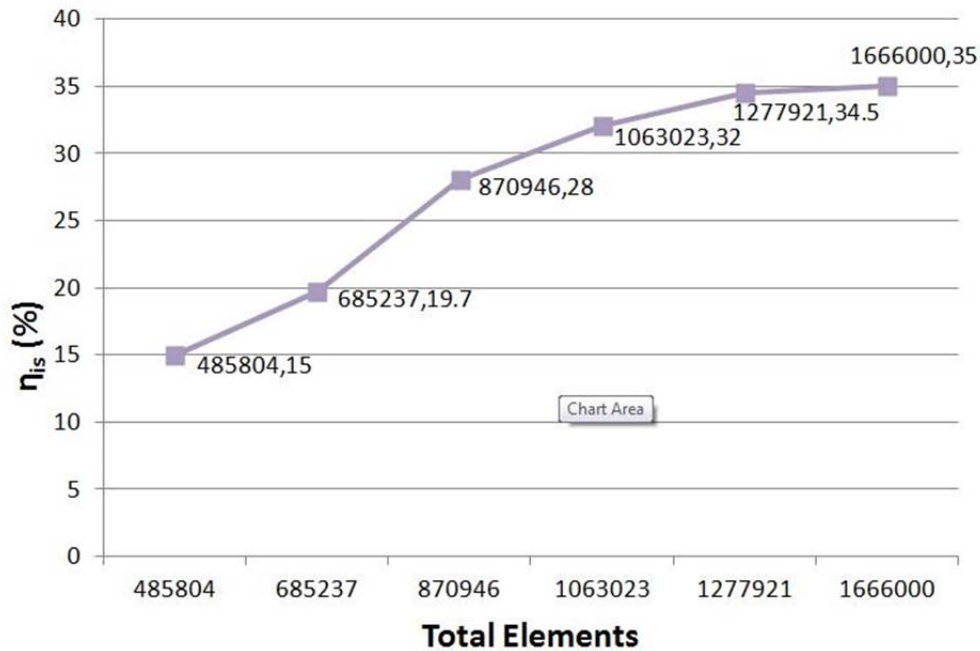


شکل ۳-۱. کانتور دما برای ۱۲۷۷۹۲۱ شبکه

با توجه به کانتور دمایی شکل ۳-۱، مشاهده می شود که در این تعداد شبکه دقت جواب بسیار خوب است.

البته بعد از تعداد ۴۸۵۸۰۴ شبکه تقریباً کانتورها انتظارات را برآورده می کنند ولی هرچه تعداد شبکه بیشتر می شود، دقت جواب ها بهتر می گردد.

در شکل ۳-۲ اثر تغییر تعداد شبکه روی بازده آیزنتروپیک (η_{is}) برای حالت $L/D=40$ نشان داده شده است. مشاهده می شود که با افزایش تعداد شبکه، بازده نیز افزایش می یابد. ولی با افزایش تعداد شبکه به بیش از ۱۲۷۷۹۲۱، تغییر محسوسی در بازده بوجود نمی آید و با توجه به این مطلب که هرچه تعداد المانهای شبکه افزایش یابد، مدت زمان حل مسئله نیز افزایش می یابد بنابراین تعداد ۱۲۷۷۹۲۱ شبکه مبنای کار قرار می گیرد.



شکل ۳-۲. استقلال از شبکه

۲-۳. اعتباردهی

برای اعتبار دهی به نتایجی که در این کار عددی توسط نرم افزار CFX بدست آمده است، این نتایج با کار ولی پور و سعیدی که به صورت تجربی انجام شده است مقایسه می شوند. با توجه به اینکه در این کار تجربی اثر تغییر L/D و β روی اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی سرد (ΔT_c) و همچنین بازده آیزنتروپیک (η_{is}) بررسی شده است، ما نیز در این قسمت این دو مورد را بررسی خواهیم کرد.

۱-۲-۳. نسبت طول به قطر L/D

برای بررسی این موضوع پنج مقدار متفاوت برای L/D در نظر گرفتیم که جزئیات این مقادیر در جدول شماره ۱-۳ آمده است. سایر پارامترهای هندسی در جدول شماره ۲-۳ نشان داده شده است. ولی پور و سعیدی به این نتیجه رسیدند که محدوده مناسب برای L/D با توجه به کار تجربی صورت گرفته $20 < L/D < 55.5$ می باشد. بنابراین در این مطالعه نیز تغییرات L/D در همین محدوده در نظر گرفته شده است.

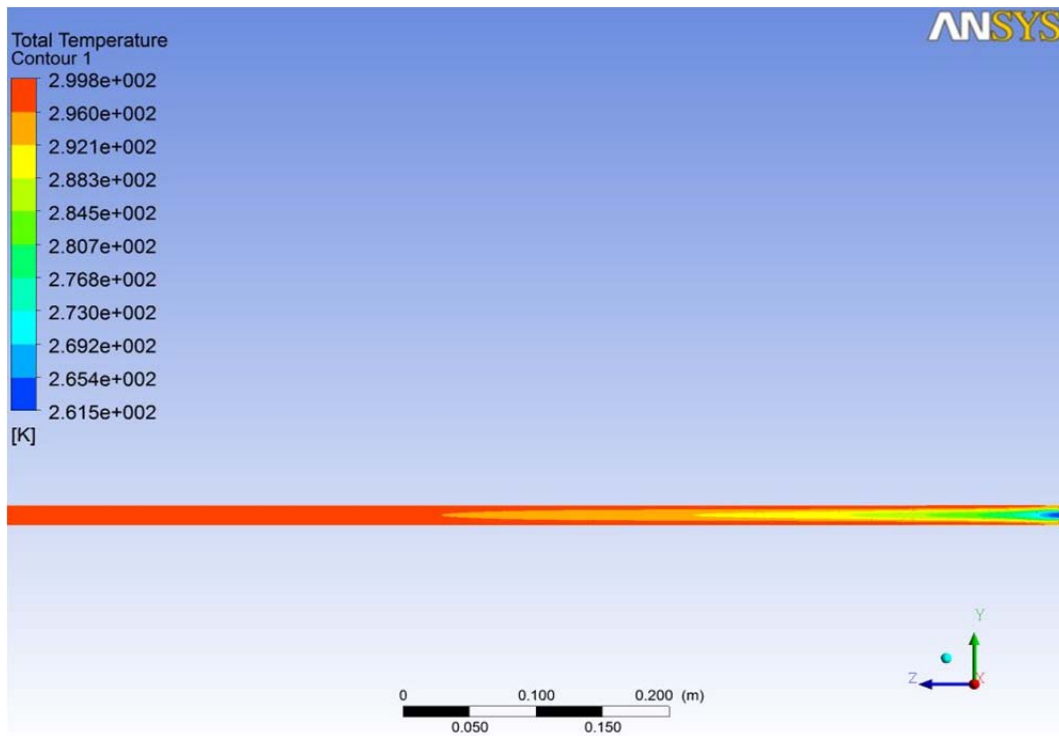
جدول ۱-۳. اثر تغییر L/D روی ΔT_c و η_{is}

	L/D	T_c (K)	T_h (K)	ΔT_c (K)	η_{is} (%)
۱	۱۰	۲۸۴	۳۲۰	۱۴	۱۵
۲	۲۰	۲۷۷	۳۱۸	۲۱	۲۳
۳	۳۰	۲۶۸	۳۰۵	۳۰	۳۲/۸
۴	۴۰	۲۶۶	۳۰۵	۳۲	۳۵
۵	۵۰	۲۶۱/۵	۳۰۰	۳۶/۵	۴۰

جدول ۲-۳. پارامترهای ثابت لوله گردابه در این مرحله

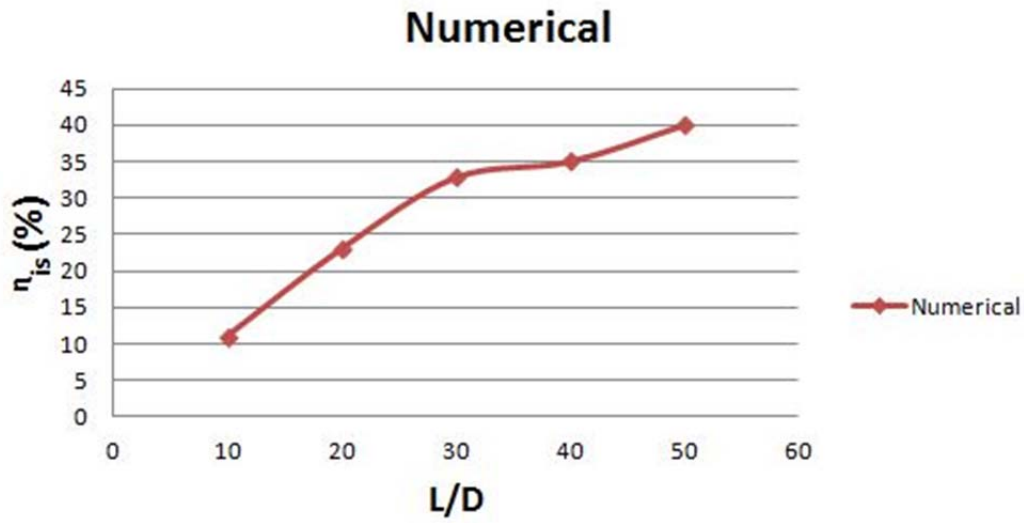
Z_N	D (mm)	d_N (mm)	d_c (mm)	N	T_i (K)	P_i (bar)	P_c (bar)	P_h (bar)
0	۱۸	۳/۵	۹	۴	۲۹۸	۳	0	۰/۳۶۷

در شکل ۳-۹ کانتور دما مربوط به $L/D=50$ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود در قسمت خروجی سرد دما (K) $۲۶۱/۵$ و در خروجی گرم (K) $۲۹۹/۸$ می باشد.

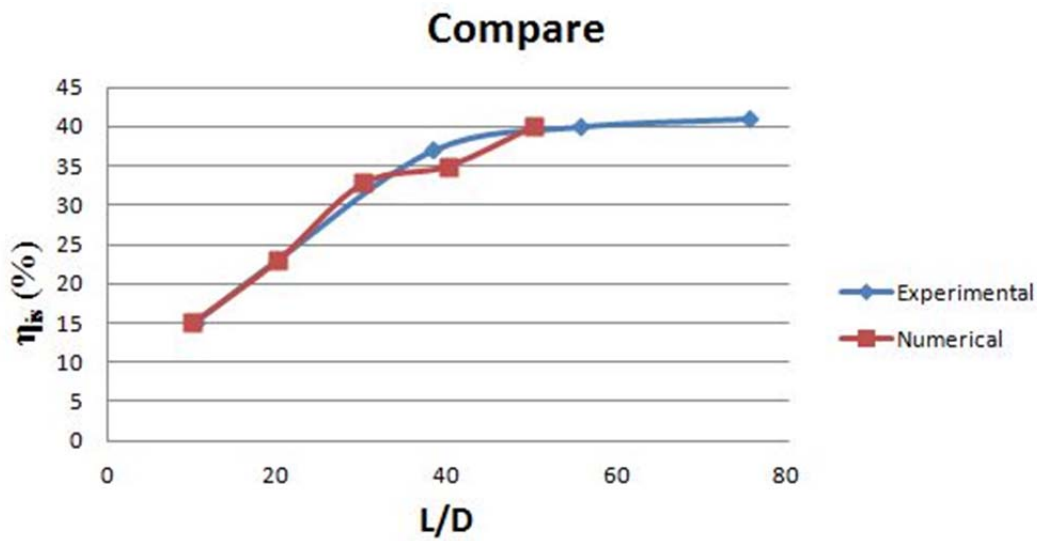


شکل ۳-۳. کانتور دما برای حالت $L/D=50$

با مقایسه نتایج عددی و تجربی که در شکل ۳-۴ نشان داده شده است می توان مشاهده کرد که نتایج کار عددی تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد. با توجه به این شکل مشاهده می شود که با افزایش L/D ، بازده افزایش می یابد.



شکل ۳-۴. تغییرات L/D در حالت عددی



شکل ۳-۵. مقایسه نتایج عددی و تجربی

۲-۲-۳. نسبت قطر (β)

برای بررسی این مورد تغییرات β را در پنج حالت مختلف در نظر گرفتیم. جزئیات تغییرات β در جدول ۳-۳ آورده شده است. سایر پارامترهایی که در این قسمت ثابت نگه داشته شده اند، در جدول ۳-۴ مشاهده می شوند.

جدول ۳-۳. اثر تغییر β روی ΔT_c و η_{is}

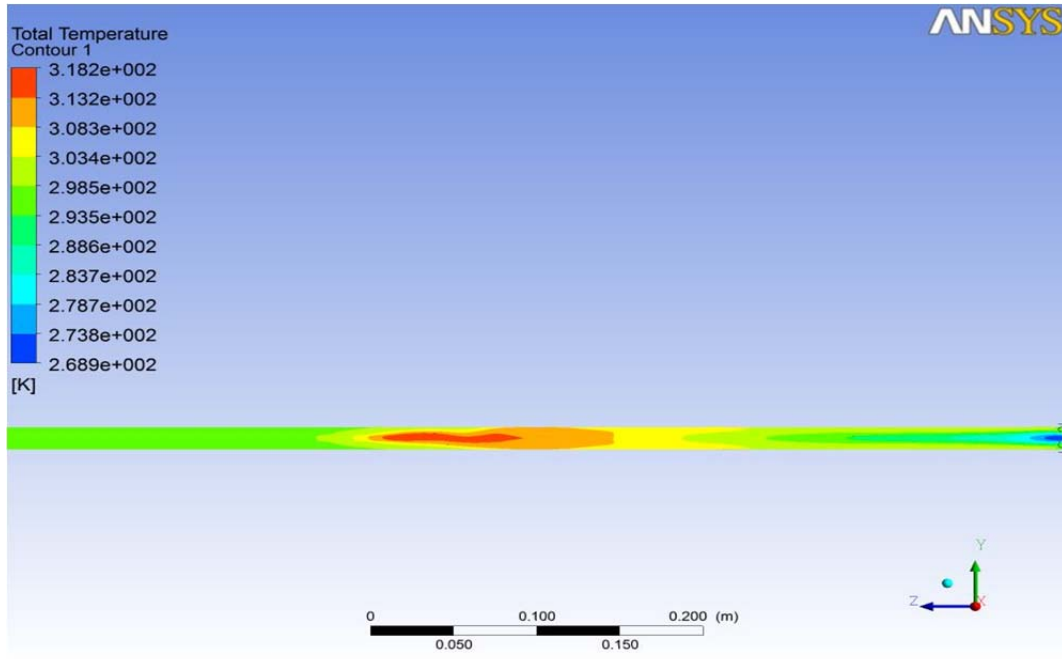
	β	T_c (K)	T_h (K)	ΔT_c (K)	η_{is} (%)
۱	۰/۳	۲۸۵/۵	۳۱۵	۱۲/۵	۱۴
۲	۰/۴	۲۷۳	۳۱۰/۶	۲۵	۲۷
۳	۰/۵	۲۶۶	۳۰۵	۳۲	۳۵
۴	۰/۶	۲۷۰	۳۰۶	۲۸	۳۱
۵	۰/۷	۲۸۵	۳۱۴	۱۳	۱۴

جدول ۳-۴. پارامترهای ثابت لوله گردابه در این مرحله

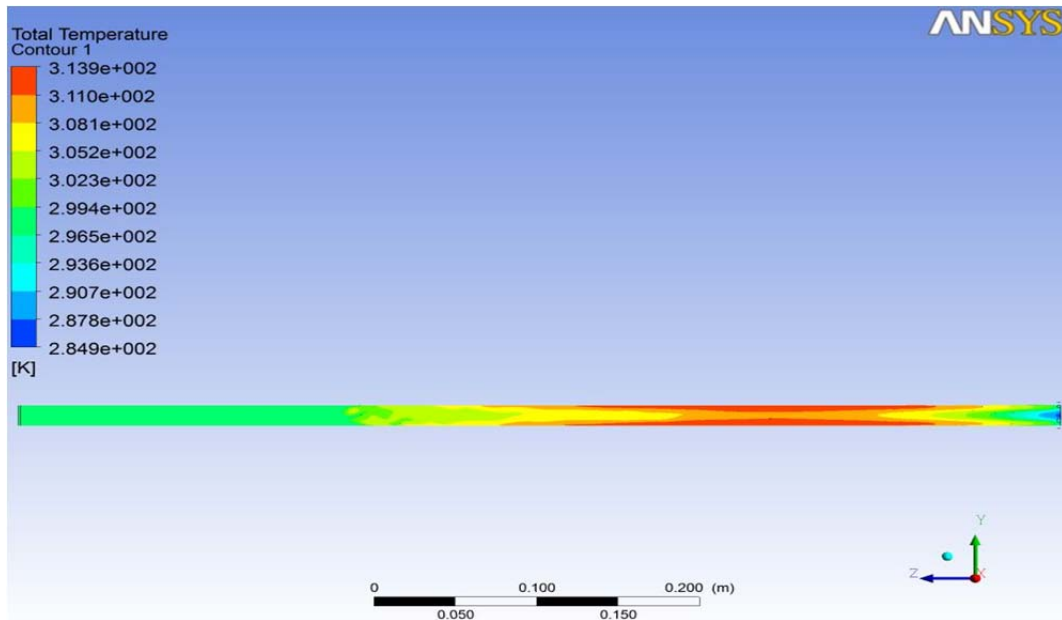
Z_N (mm)	D (mm)	L/D	d_N (mm)	N	T_i (K)	P_i (bar)	P_c (bar)	P_h (bar)
0	۱۸	۴۰	۳/۵	۴	۲۹۸	۳	0	۰/۳۶۷

در شکل های ۳-۶ و ۳-۷ کانتورهای دما مربوط به حالت های $\beta=0.3$ و $\beta=0.7$ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ها مشاهده می شود، کانتور دما در این دو حالت غیرواقعی می باشند. با توجه به مطالب گفته شده در فصل اول راجع به چرخش مجدد و اینکه در حالت $0.58 < \beta < 0.323$ چرخش مجدد بوجود می آید و خارج از این محدوده این اتفاق به خوبی اتفاق نمی افتد، در این شکل ها این موضوع به وضوح دیده می شود که با توجه به مقادیر β برای این کانتورها که خارج از محدوده بالا می باشند، جدایش دما به خوبی صورت

نمی گیرد.



شکل ۳-۶. کانتور دما مربوط به حالت $\beta=0.3$



شکل ۳-۷. کانتور دما مربوط به حالت $\beta=0.7$

در شکل های ۳-۸ و ۳-۹ کانتور دما برای حالت های $\beta=0.4$ و $\beta=0.5$ نشان داده شده است. از آنجایی که این مقادیر β در محدوده مناسب برای ایجاد چرخش مجدد می باشند، انتظار می رود که در این حالت ها جدایش دما به خوبی صورت گیرد که این انتظار با توجه به کانتورها، برآورده می شود.

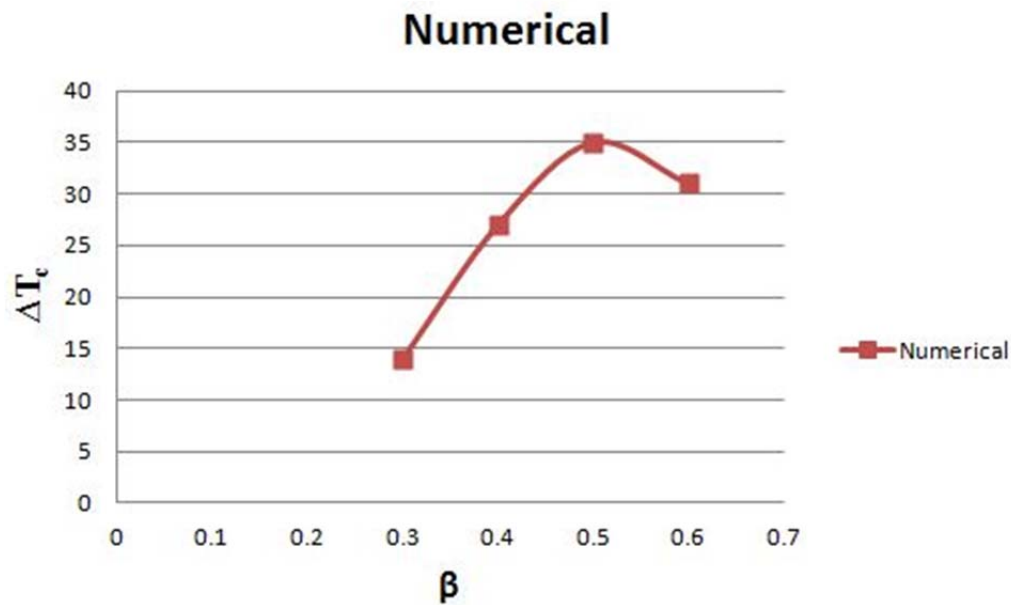


شکل ۳-۸. کانتور دما برای حالت $\beta=0.4$



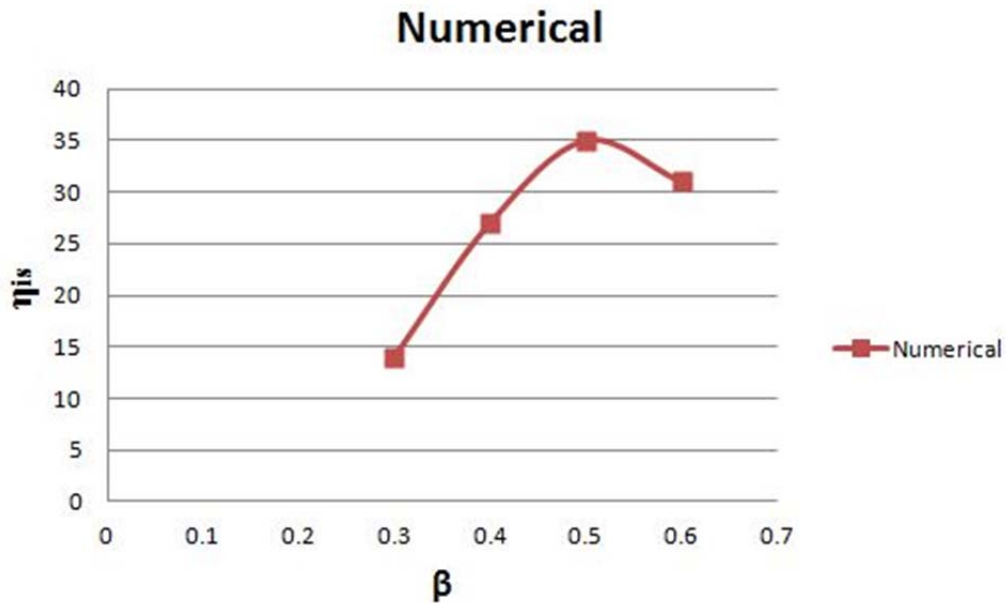
شکل ۳-۹. کانتور دما برای حالت $\beta=0.5$

اثر تغییر β روی ΔT_C در شکل ۳-۱۰ نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده می شود که برای $\beta < 0.5$ افزایش β باعث افزایش اختلاف دمای هوای سرد (ΔT_C) و برای $\beta > 0.5$ افزایش β باعث کاهش اختلاف دمای هوای سرد (ΔT_C) می شود.



شکل ۳-۱۰. تغییرات β روی ΔT_C در حالت عددی

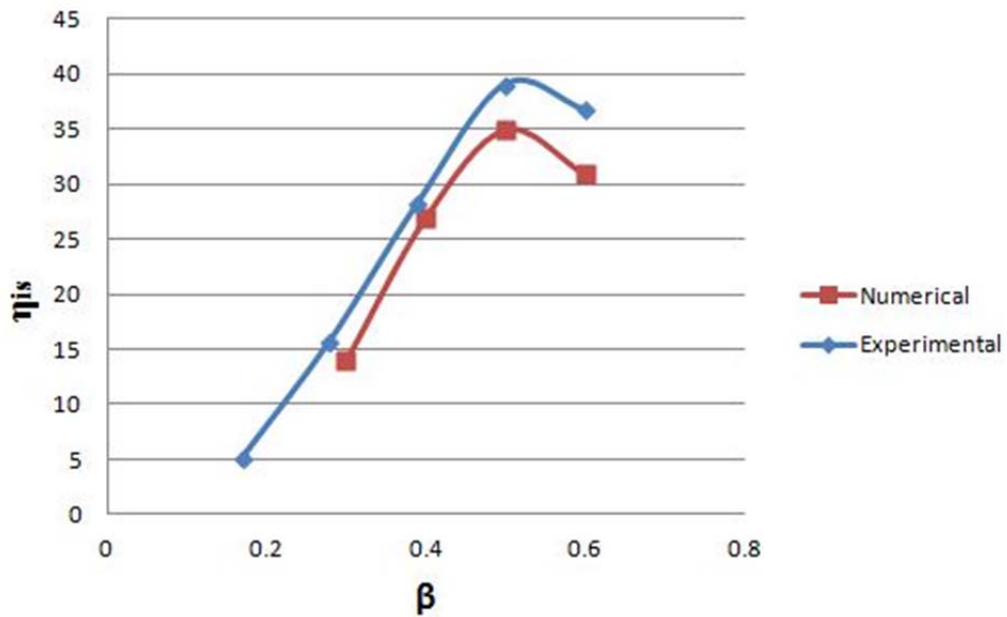
اثر تغییر β بر روی η_{is} در شکل ۳-۱۱ نشان داده شده است. با توجه به شکل مشاهده می شود که برای $\beta < 0.5$ افزایش β باعث افزایش بازده آیزنتروپیک و برای $\beta > 0.5$ افزایش β باعث کاهش بازده آیزنتروپیک می شود.



شکل ۳-۱۱. اثر تغییر β روی بازده در حالت عددی

بنابراین با توجه به بررسی های فوق نتیجه می گیریم که مقدار بهینه β برای اختلاف دمای هوای سرد بیشینه و بازده بیشینه، مقدار $\beta = 0.5$ می باشد.

برای اعتباردهی به این نتایج در شکل ۳-۱۲ نتایج عددی با نتایج تجربی ولی پور و سعیدی مقایسه شده اند. می توان مشاهده کرد که نتایج عددی بدست آمده توسط نرم افزار CFX به نتایج تجربی نزدیک است.



شکل ۳-۱۲. مقایسه نتایج عددی و تجربی

۳-۳. فشار ورودی (P_i)

برای بررسی این مورد تغییرات فشار ورودی را در پنج حالت مختلف در نظر گرفتیم که جزئیات این کار در جدول ۳-۵ قابل مشاهده است. سایر پارامترهایی که در این قسمت ثابت نگه داشته شده اند، در جدول ۳-۶ مشاهده می شوند.

جدول ۳-۵. اثر تغییر Z_N روی ΔT_c و η_{is}

	P_i (bar)	T_i (K)	T_c (K)	T_h (K)	ΔT_c (K)	η_{is} (%)
۱	۱	۲۹۸	۲۸۲	۲۹۸	۱۶	۳۰
۲	۲	۲۹۸	۲۶۹	۳۰۵	۲۹	۳۸
۳	۳	۲۹۸	۲۶۳	۳۰۵	۳۵	۳۷
۴	۴	۲۹۸	۲۶۰	۳۰۴/۵	۳۸	۳۶
۵	۵	۲۹۸	۲۶۹	۳۰۵	۲۹	۲۵/۵

جدول ۳-۶. پارامترهای ثابت لوله گردابه در این مرحله

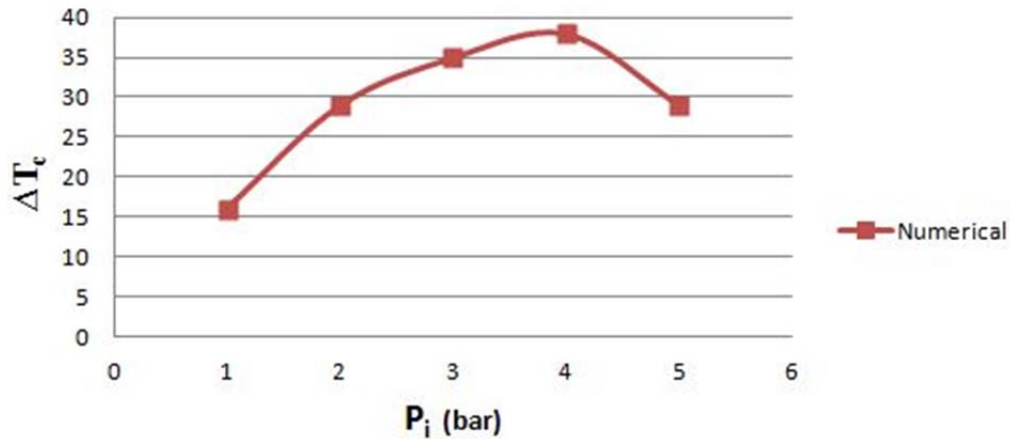
Z_N	D (mm)	L/D	N	T_i (K)	P_c (bar)	P_h (bar)
0	۱۸	۴۰	۴	۲۹۸	0	۰/۳۶۷

در شکل ۳-۱۳ کانتور دما مربوط به حالت فشار ورودی ۲ بار را نشان می دهد. در این شکل مشاهده می شود که جدایش دما به بهترین شکل صورت می گیرد و بالاترین بازده نیز مربوط به این فشار می باشد.



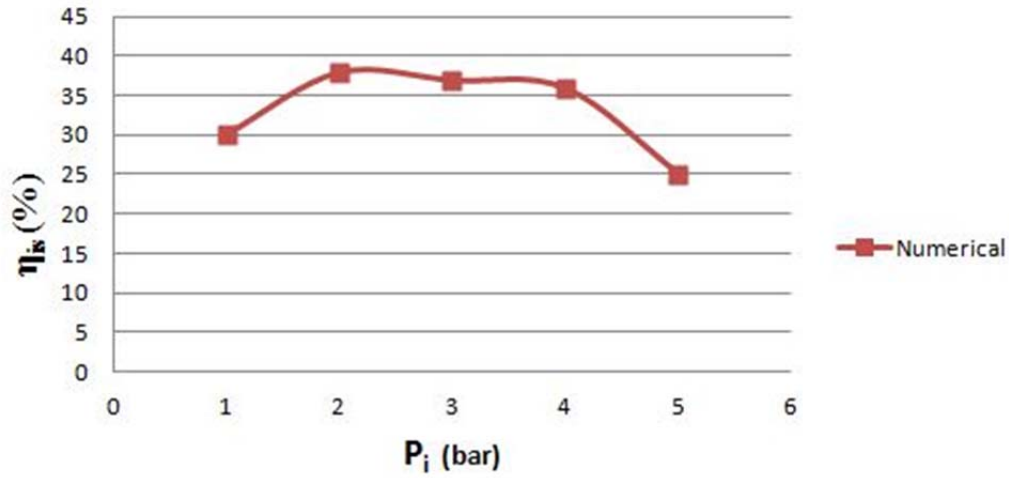
شکل ۳-۱۳. کانتور دما مربوط به فشار ورودی ۲ بار

شکل ۳-۱۴ اثر تغییر فشار بر روی ΔT_c را نشان می دهد. می توان مشاهده کرد که با افزایش فشار، ΔT_c افزایش می یابد.



شکل ۳-۱۴. اثر تغییر فشار روی ΔT_c

شکل ۳-۱۵ اثر تغییر فشار بر روی η_{is} را نشان می دهد. مشاهده می شود که با افزایش فشار تا ۲ bar، بازده آیزنتروپیک افزایش می یابد ولی بعد از این مقدار، افزایش فشار باعث کاهش بازده می شود. دلیل این امر این است که وقتی فشار از ۲ bar بیشتر می شود، سرعت جریان در خروجی نازل ورودی، افزایش یافته که این مسئله موجب بوجود آمدن شوک در جریان می شود [۲۱]. بنابراین جدایش انرژی کاهش می یابد و در نتیجه بازده آیزنتروپیک کاهش می یابد.



شکل ۳-۱۵. اثر تغییر فشار ورودی روی بازده آیزنتروپیک

۴-۳. قطر نازل (d_N)

برای بررسی این مورد تغییرات قطر نازل را در چهار مرحله در نظر گرفتیم. جزئیات این کار در جدول ۳-۷ قابل مشاهده است. سایر پارامترهایی که در این قسمت ثابت نگه داشته شده اند، در جدول ۳-۸ مشاهده می شوند.

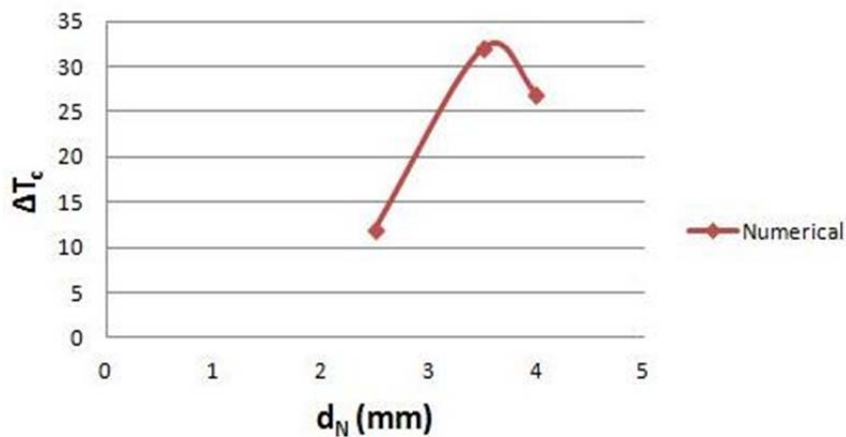
جدول ۳-۷. اثر تغییر d_N روی ΔT_c و η_{is}

	d_N (mm)	T_c (K)	T_h (K)	ΔT_c (K)	η_{is} (%)
۱	۲/۵	۲۸۶		۱۲	۱۳
۲	۳/۵	۲۶۶	۳۰.۵	۳۲	۳۵
۳	۴	۲۷۱	۳۰.۴	۲۷	۲۹/۶

جدول ۳-۸. پارامترهای ثابت لوله گردابه در این مرحله

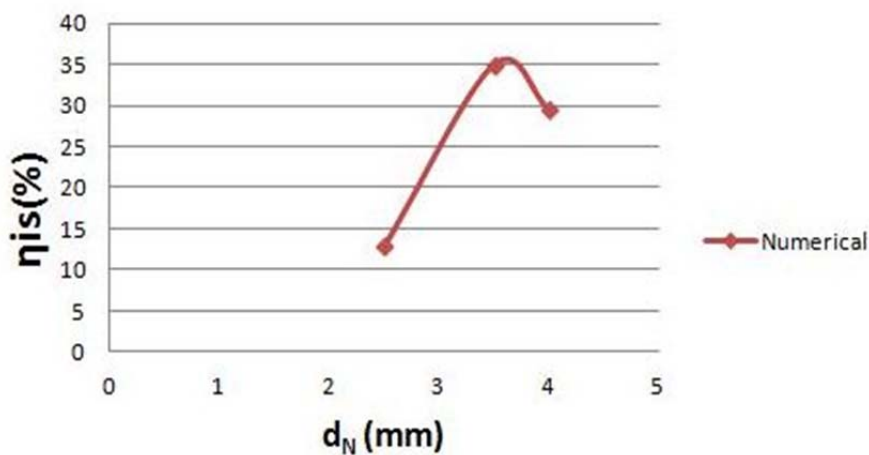
Z_N	D (mm)	L/D	N	T_i (K)	P_i (bar)	P_c (bar)	P_h (bar)
0	۱۸	۴۰	۴	۲۹۸	۲	0	۰/۳۶۷

اثر تغییر قطر نازل (d_N) روی ΔT_c در شکل ۳-۱۶ نشان داده شده است.



شکل ۳-۱۶. اثر تغییر قطر نازل ورودی بر ΔT_c

اثر تغییر قطر نازل (d_N) روی η_{is} در شکل ۳-۱۷ مشاهده می شود.



شکل ۳-۱۷. اثر تغییر قطر نازل ورودی روی بازده

۳-۵. تعداد نازل (N)

برای بررسی این مورد تغییرات تعداد نازل را در سه مرحله در نظر گرفتیم. جزئیات این کار در جدول ۳-۹ قابل مشاهده است. سایر پارامترهایی که در این قسمت ثابت نگه داشته شده اند، در جدول ۳-۱۰ مشاهده می شوند.

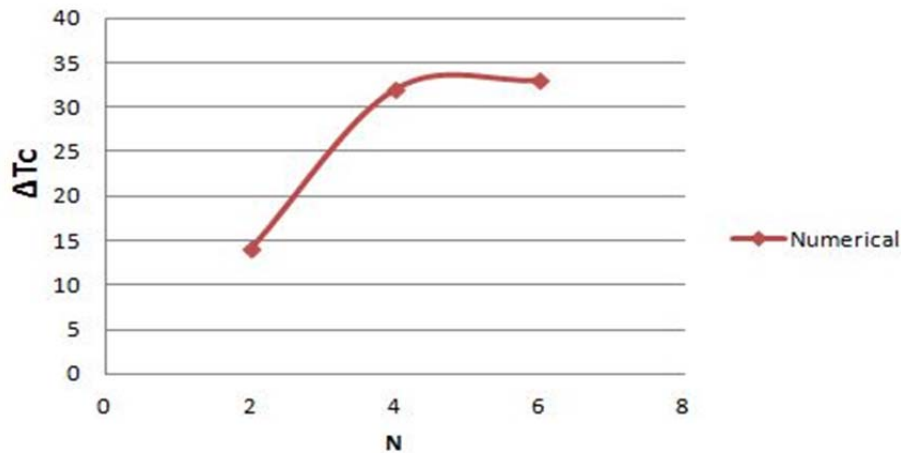
جدول ۳-۹. اثر تغییر N روی ΔT_c و η_{is}

	N	P_i (bar)	T_i (K)	T_c (K)	T_h (K)	ΔT_c (K)	η_{is} (%)
۱	۲	۳	۲۹۸	۲۸۴	۳۰۲	۱۴	۱۵
۲	۴	۳	۲۹۸	۲۶۶	۳۰۵	۳۲	۳۵
۳	۶	۳	۲۹۸	۲۶۴/۷	۳۰۳/۶	۳۳/۳	۳۶/۵

جدول ۳-۱۰. پارامترهای ثابت لوله گردابه در این مرحله

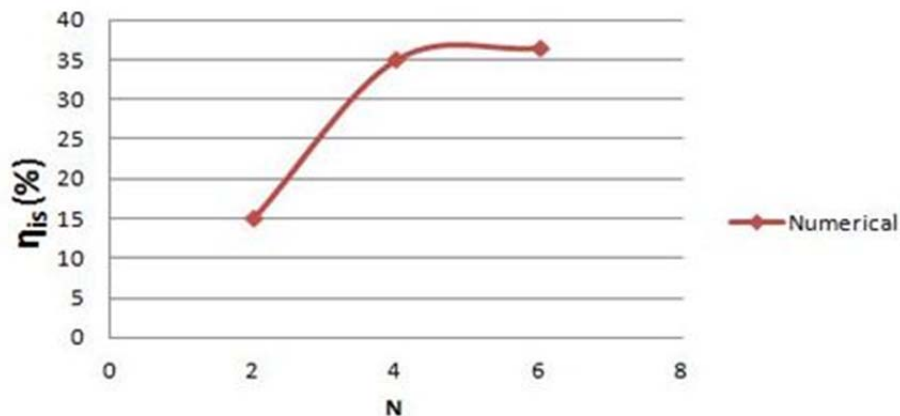
Z_N	D (mm)	L/D	T_i (K)	P_i (bar)	P_c (bar)	P_h (bar)
0	۱۸	۴۰	۲۹۸	۲	0	۰/۳۶۷

اثر تغییر تعداد نازل N روی ΔT_c در شکل ۳-۱۸ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود با افزایش تعداد نازل ورودی، ΔT_c افزایش می یابد.



شکل ۳-۱۸. اثر تغییر تعداد نازل بر ΔT_c

اثر تغییر تعداد نازل N روی η_{is} در شکل ۳-۱۹ مشاهده می شود.



شکل ۳-۱۹. اثر تغییر تعداد نازل ورودی بر بازده

در این شکل می توان دید که با افزایش تعداد نازل، بازده نیز به شدت افزایش می یابد که شدت افزایش بازده از ۲ نازل به ۴ نازل بسیار زیاد است. پس می توان به این نتیجه رسید که لوله گردابه با ۲ نازل مناسب نیست. ولی با توجه به ساخت مشکل تر لوله گردابه با ۶ نازل نسبت به ۴ نازل، و اینکه بازده این دو حالت تفاوت

زیادی ندارند، لوله گردابه با ۴ نازل شرایط بهتری دارد.

۳-۶. محل نازل ورودی (Z_N)

منظور از محل نازل، موقعیت آن نسبت به خروجی سرد می باشد که در این پایان نامه در پنج حالت مختلف که در حالت اول نازل ورودی دقیقاً در انتهای خروجی سرد ($Z_N=0$)، در حالت دوم به فاصله ۱۰ میلی متری و در مراحل بعدی به فاصله های ۲۰، ۳۰ و ۴۰ میلی متری از خروجی سرد قرار دارد. هندسه مربوطه در حالت های مختلف در شکل های زیر قابل مشاهده می باشد. جزئیات این کار در جدول ۳-۱۱ قابل مشاهده است. سایر پارامترهایی که در این قسمت ثابت نگه داشته شده اند، در جدول ۳-۱۲ مشاهده می شوند.

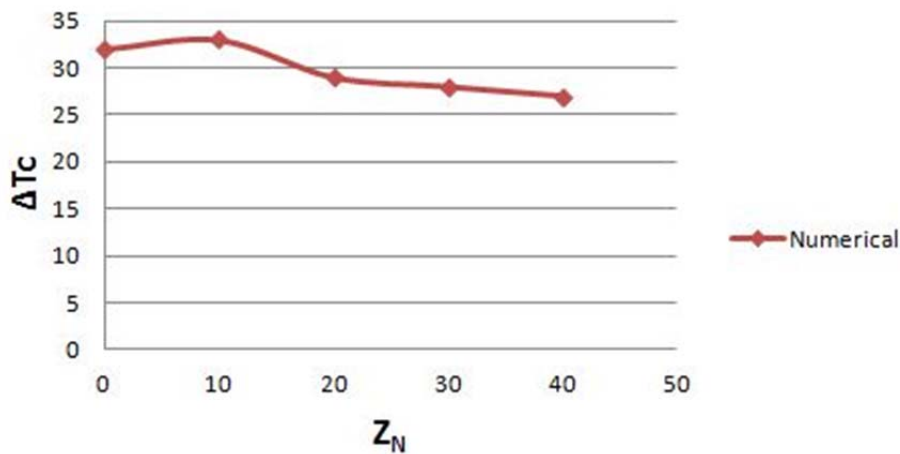
جدول ۳-۱۱. اثر تغییر Z_N روی ΔT_c و η_{is}

	$Z_N(mm)$	$P_i(bar)$	$T_i(K)$	$T_c(K)$	$T_h(K)$	$\Delta T_c(K)$	$\eta_{is}(\%)$
۱	۰	۳	۲۹۸	۲۶۶	۳۰۵	۳۲	۳۵
۲	۱۰	۳	۲۹۸	۲۶۴/۷	۳۰۳	۳۳/۳	۳۶/۵
۳	۲۰	۳	۲۹۸	۲۶۹	۳۰۰	۲۹	۳۱/۷
۴	۳۰	۳	۲۹۸	۲۷۰	۲۹۸	۲۸	۳۰/۶
۵	۴۰	۳	۲۹۸	۲۷۱	۲۹۶	۲۷	۲۹/۶

جدول ۳-۱۲. پارامترهای ثابت لوله گردابه در این مرحله

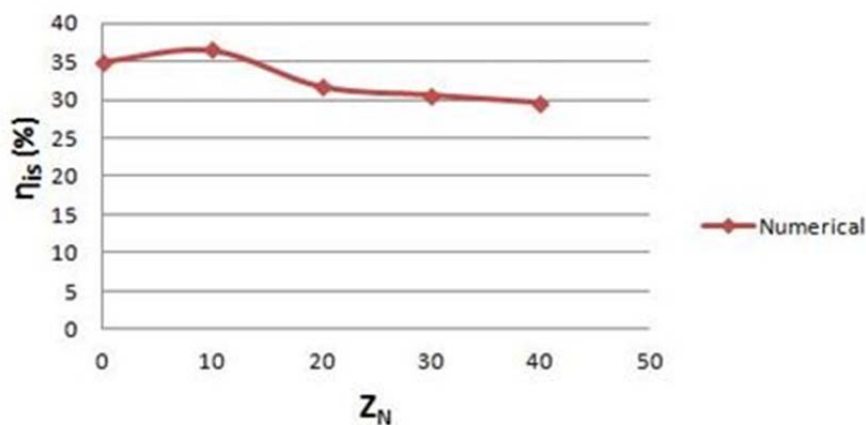
D (mm)	L/D	N	$T_i(K)$	$P_i(bar)$	$P_c(bar)$	$P_h(bar)$
۱۸	۴۰	۴	۲۹۸	۲	۰	۰/۳۶۷

اثر تغییر محل نازل Z_N روی ΔT_c در شکل ۳-۲۰ نشان داده شده است. با توجه به شکل دیده می شود که در حالتی که نازل ورودی در موقعیت ۱۰ میلی متری از خروجی سرد قرار دارد، بیشترین مقدار ΔT_c را دارد.



شکل ۳-۲۰. اثر تغییر موقعیت نازل ورودی بر ΔT_c

اثر تغییر محل نازل Z_N روی η_{is} در شکل ۳-۲۱ مشاهده می شود. دیده می شود که زمانی که نازل در موقعیت ۱۰ میلی متری از خروجی سرد قرار دارد، بالاترین بازده را بدست می دهد.



شکل ۳-۲۱. اثر تغییر موقعیت نازل ورودی بر بازده

۷-۳. دمای ورودی (T_i)

برای بررسی این موضوع دمای ورودی را برای چهار حالت مختلف بررسی کردیم. جزئیات این کار در جدول ۳-۱۳ قابل مشاهده است. سایر پارامترهایی که در این قسمت ثابت نگه داشته شده اند، در جدول ۳-۱۴ مشاهده می شوند.

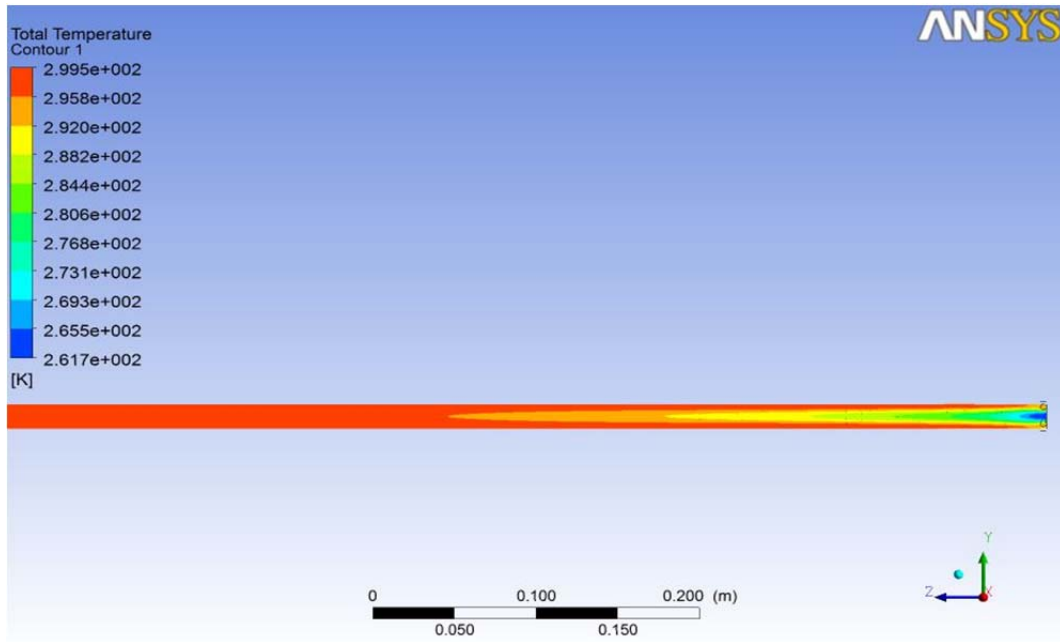
جدول ۳-۱۳. اثر تغییر T_i روی ΔT_c و η_{is}

	T_i (K)	T_c (K)	T_h (K)	ΔT_c (K)	η_{is} (%)
۱	۲۹۳	۲۶۲	۳۰۰	۳۱	۳۴
۲	۲۹۸	۲۶۶	۳۰۵	۳۲	۳۵
۳	۳۰۳	۲۷۰/۷	۳۱۰	۳۲/۳	۳۵/۴

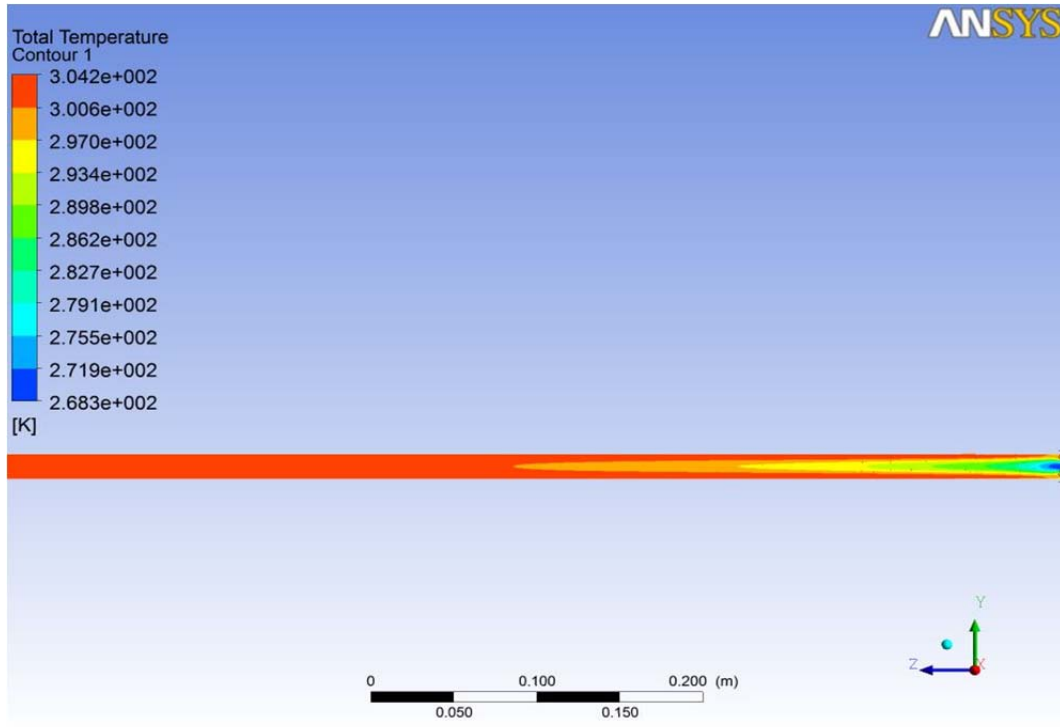
جدول ۳-۱۴. پارامترهای ثابت لوله گردابه در این مرحله

Z_N	D (mm)	L/D	P_i (bar)	P_c (bar)	P_h (bar)
0	۱۸	۴۰	۳	0	۰/۳۶۷

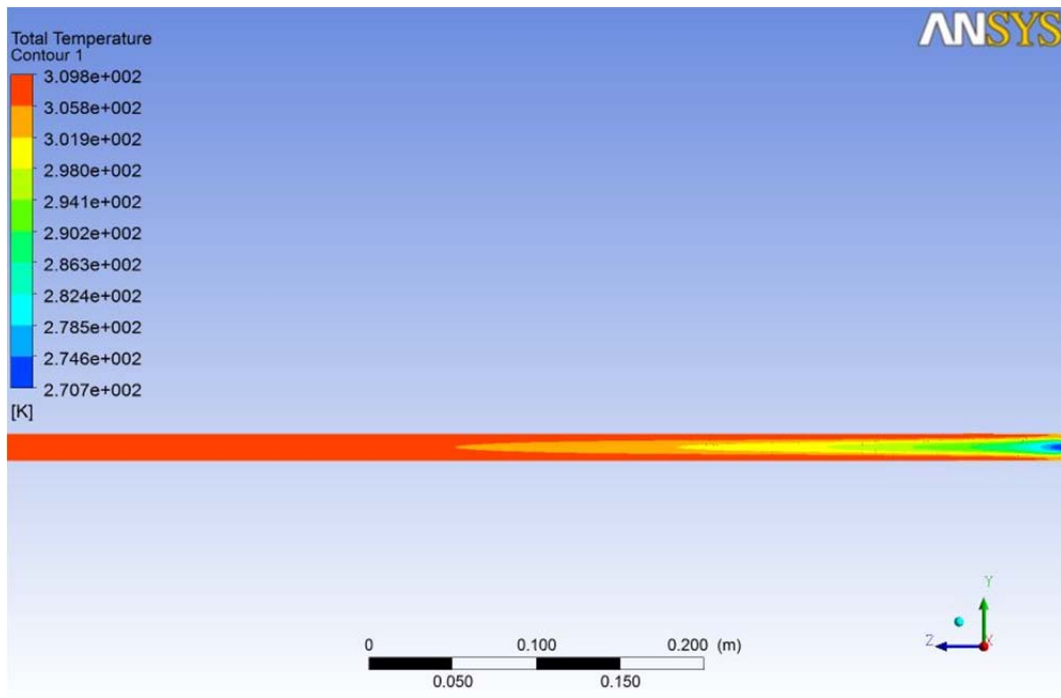
شکل های ۳-۲۲ ، ۳-۲۳ و ۳-۲۴ کانتورهای دما برای هر سه حالت را نشان می دهد. همانطور که انتظار می رود با افزایش دمای ورودی، دمای خروجی گرم و سرد افزایش می یابند.



شکل ۳-۲۲. کانتور دما برای (K) $T=293$

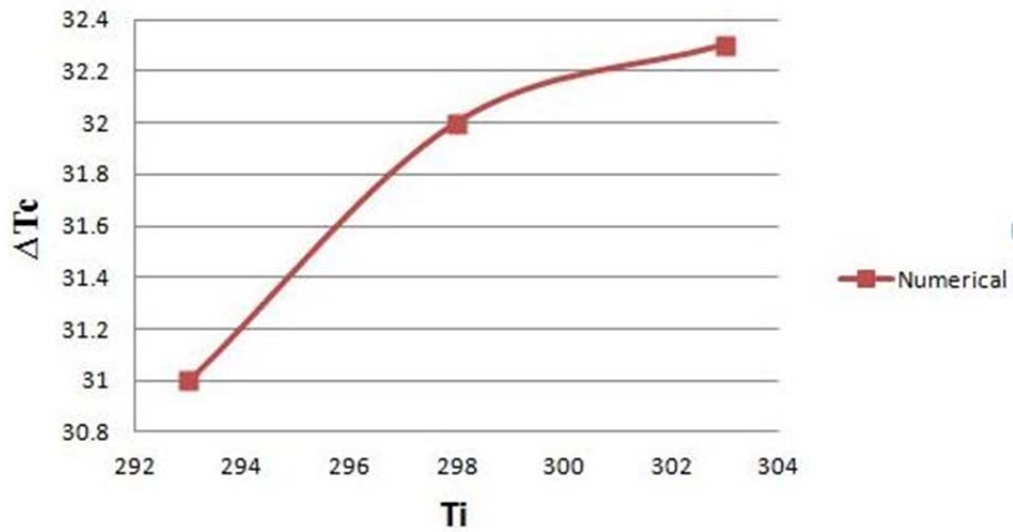


شکل ۳-۲۳. کانتور دما برای (K) $T=298$



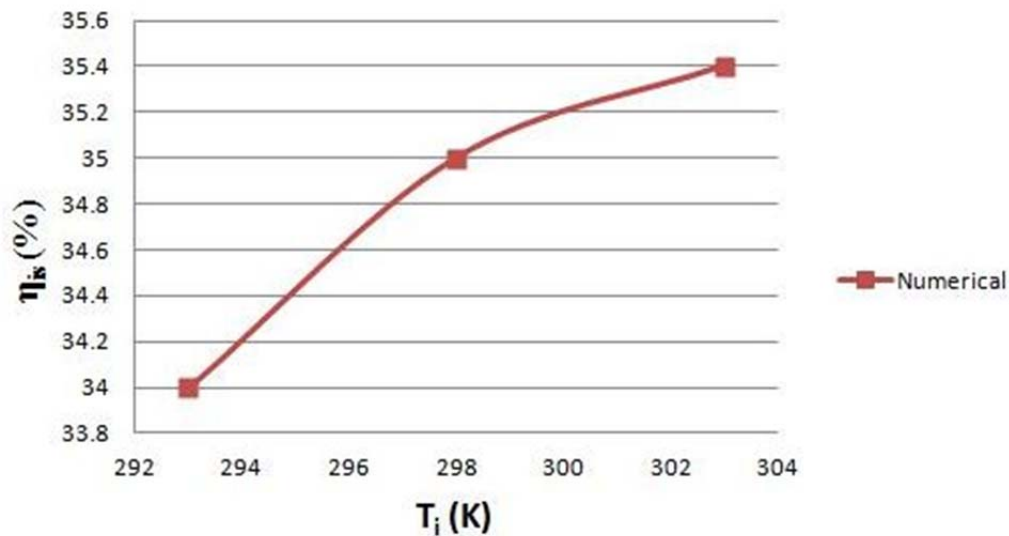
شکل ۳-۲۴. کانتر دما برای $T=303$ (K)

شکل ۳-۲۵ اثر تغییر دمای ورودی بر ΔT_c را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود با افزایش دمای ورودی لوله گردابه، اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی سرد ΔT_c افزایش می یابد. همچنین با توجه به جدول ۳-۱۳ می توان مشاهده کرد که با افزایش دمای ورودی، دمای خروجی گرم نیز افزایش می یابد که این موضوع قابل انتظار بود.



شکل ۳-۲۵. اثر تغییر دمای ورودی بر ΔT_c

شکل ۳-۲۶ اثر تغییر دمای ورودی بر η_{is} را نشان می دهد.



شکل ۳-۲۶. اثر تغییر دمای ورودی بر η_{is}

انتظار می رود که با افزایش دمای ورودی همانطور که ΔT_c افزایش می یابد، بازده نیز

افزایش پیدا کند. در شکل ۳-۲۶ این موضوع قابل مشاهده می باشد و نشان می دهد که با افزایش دمای ورودی، بازده نیز افزایش یافته است.

۳-۸. نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات برای کارهای آتی

همانطور که قبلا نیز اشاره شد، لوله گردابه وسیله ای است که قادر می باشد با استفاده از یک جریان فشرده ورودی، دو جریان گرم و سرد ایجاد کند. در عین سادگی ظاهری، تحلیل عملکرد لوله گردابه از دیدگاههای ترمودینامیک و مکانیک سیالات بسیار پیچیده می باشد و پژوهشگران تا کنون موفق به ارائه تحلیل جامعی از چگونگی فرآیند جدایش انرژی در لوله گردابه و مکانیزمی که قادر به تخمین دقیق فرآیند سرمایش و گرمایش ایجاد شده در لوله گردابه ها باشد، نشده اند. مطالعه جریان لوله گردابه بر اساس دینامیک سیالات تراکم پذیر همراه با اغتشاش، ترمودینامیک و انتقال حرارت صورت میگیرد که باعث پیچیدگی مطالعه و عدم قطعیت در نتایج حاصل شده است.

پارامترهای زیادی در عملکرد لوله گردابه ها تأثیر گذار هستند که تغییر هر یک از این پارامترها منجر به تغییر الگوی جریان، میزان جدایش انرژی و بازده سیستم می شود. دما و فشار ورودی، تعداد و ابعاد نازل های تزریق جریان، قطر خروجی سرد، نسبت طول به قطر لوله گردابه و موقعیت قرار گیری نازل های ورودی از جمله مهمترین پارامترهای تأثیر گذار در عملکرد لوله گردابه هستند.

بررسی چگونگی تأثیر این پارامترها بر روی عملکرد لوله گردابه می تواند کمک بسزایی در طراحی بهینه این وسیله داشته باشد. در این قسمت بطور اجمالی به مرور کارهای انجام شده در این پایان نامه می پردازیم و در نهایت، پیشنهاداتی برای کارهای آتی ارائه خواهد شد.

۳-۹. مروری بر کارهای انجام شده در این مطالعه و نتیجه گیری

هدف از این مطالعه، مدل سازی مناسب لوله گردابه و بررسی اثر تغییر پارامترهای مؤثر بر عملکرد لوله گردابه بود.

مطالعات نشان می دهد که استفاده از مدل آشفتگی استاندارد $k - \epsilon$ در مدل سازی پدیده جدایش انرژی در جریان چرخشی و تراکم پذیر لوله گردابه تطابق بسیار خوبی با نتایج واقعی و تجربی دارد. لذا در این مطالعه نیز از همین مدل آشفتگی استفاده شده و نتایج حاصل نیز تطابق بسیار خوبی با نتایج تجربی نشان می دهند.

برای اعتبار دهی به مدل شبیه سازی شده، نتایج تغییرات طول به قطر لوله گردابه (L/D)، نسبت قطر خروجی سرد به قطر لوله گردابه (β) و فشار ورودی (P_i) را بر اختلاف دمای خروجی سرد و بازده آیزنتروپیک، با یک کار تجربی که توسط ولی پور و سعیدی انجام شده بود مقایسه کرده و مشاهده شد که نتایج مدل سازی با نتایج تجربی مطابقت دارد.

قطر نازل ورودی را برای سه حالت مختلف در نظر گرفته و تأثیر آن را بر عملکرد لوله گردابه بررسی کردیم. مشاهده شد که بهترین قطر برای نازل، $3/5$ میلی متر است.

تعداد نازل ورودی را برای سه حالت تغییر دادیم و مشاهده کردیم که با افزایش تعداد نازل بازده افزایش می یابد.

موقعیت نازل ورودی را نسبت به خروجی سرد برای پنج حالت تغییر دادیم و بررسی نشان داد که هرچه نازل از خروجی سرد فاصله می گیرد، بازده کاهش می یابد.

در نهایت دمای ورودی را تغییر داده و مشاهده کردیم که با افزایش دمای ورودی، بازده افزایش می یابد.

۱۰-۳. پیشنهادات برای کارهای آتی

در این بخش و به عنوان بخش پایانی، چند نمونه از مطالعاتی را که می توان در آینده و در راستای شناخت بیشتر سیستم لوله گردابه و تحلیل پیچیدگی های موجود در شناخت پدیده انجام داد، به اختصار آورده شده است:

۱. ساخت و آزمایش لوله گردابه با تیوب شیشه ای جهت آشکار سازی میدان جریان در داخل لوله گردابه.
۲. ساخت لوله گردابه با نازل های تزریق جریان اضافی در سرتاسر طول تیوب جهت تزریق جریان های اضافی در نقاط دلخواه و ایجاد تغییر در الگوی جریان و نقطه برگشت جریان.
۳. بررسی تاثیر افزایش زبری در مجرای نازل های تزریق جریان بر روی الگوی چرخش جریان و عملکرد لوله گردابه.
۴. بررسی تاثیر ایجاد شیارهای مارپیچ در دیواره داخلی لوله گردابه بر الگوی چرخش و کارایی سیستم.

منابع و مراجع

- [1] M.G. Ranque, *Experiences sur la detente avec production simultanees dun echappement dair chaud et dun echappement dair froid. J. de Physique et de Radium*, 7(4):112–115,1933.
- [2] R. Hilsch, *The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process. Rev. Sci. Instrum.*, 18(2):108–113, 1947.
- [3] L. Khodorkov, N.V. Poshernev, and M.A. Zhidkov. *The vortex tube a universal device and Petroleum Engineering, cleaning, and drying gases and separating gas mixtures. Chemical 415*, 39(7-8):409, July 2003.
- [4] Exair.com, <http://www.exair.com/vortextube/vt page.htm>.
- [5] Yunpeng Xue, Maziar Arjomandi, Richard Kelso, *A critical review of temperature separation in a vortex tube. jornal of Experimental Thermal And Fluid science S0894-1777(10)00122-6*, 2010.
- [6] A.T.A.M. de Waele, P.P. Steijaert, and J. Gijzen, *Thermodynamical aspects of pulse tubes, Cryogenics*, 37:313–324, 1997.
- [7] door Chengming Gao, *Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube, Technische Universiteit Eindhoven.Proefschrift. - ISBN 90-386-2361*, 2005.
- [8] C.D. Fulton. *Ranque's tube, J. ASRE Refrigerating Engng*, 58:473–479, 1950.

- [9] T. Dutta, K.P. Sinhamahapatra, S.S. Bandyopdhyay. *Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. Journal of refrigeration* 33-7 8 3 - 7 9 2, 2010
- [10] K. Dincer, S. Baskaya, B.Z. Uysal, I. Ucgul. *Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet. Journal of refrigeration.* 3 2- 8 7 - 9 4, 2009
- [11] Mohammad Sadegh Valipour, Nima Niazi, *Experimental modeling of a curved Ranque-Hilsch vortex tube refrigerator. Journal of refrigeration.* Xxx-I-8 School of Mechanical Engineering, Semnan University, P.O. Box: 35196-45399, 2011.
- [12] M.H. Saidi, M.S. Valipour, *Experimental modeling of vortex tube refrigerator. Journal of Applied Thermal Engineering.* 23 - 1971 – 1980 Center of Excellence in Energy Conversion, School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, P.O. Box 11365-9567, 2003.
- [13] Smith Eiamsa-ard(a), Pongjet Promvonge(b), *Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. Journal of heat and mass transfer,* 50-821-832, 2007.
- (a) Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand
- (b) Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand
- [14] Rahim Shamsoddini, Alireza Hossein Nezhad. *Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube. Journal of refrigeration,* 3 3 - 7 7 4 - 7 8 2, 2010
- [15] Versteeg, H.K. and Malalsekera, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method.* Longman scientific & Technical.
- [16] *Computational Methods for Fluid Dynamics/Joel H.Ferziger/Milovan Peric.* 3. rev.ed. Berlin; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo: Springer, ISBN 3-540-42074-6, 2002

- [17] S.V.Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington,D.C. 1980.*
- [18] <http://CFD.iut.ac.ir> , *CFD Team Isfahan University of Technology.*
- [19] J.Blazek,*Computational Fluid Dynamics principles and Applications.*
- [20] Upendra Behera and et al, *International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 - 1961–1973, 2005*
- [21] Upendra Behera and et al, *International Journal of Heat and Mass Transfer 48 - 1961–1973, 2005*

Name: Mohammad Mohsen	Surname: Mennati-Pour
Thesis Title: Numerical Analysis of the Effect of Different Parameters on the Vortex Tube Performance	
Supervisor: Dr. Moharam Jafari	Advisor: Dr. Mohammad Taghi Shervani-Tabar
Degree: Master of Engineering Major: Mechanical Engineering Field: Energy Conversion University: Tabriz Faculty: Mechanical Graduation Date: sep 2012 Number of Page: 76	
Key Words: Vortex tube, CFX software, Gambit software, Isentropic efficiency, Turbulent flow, Compressible flow, Standard $K - \epsilon$ model	
Abstract: <p>Vortex tube produces hot and cold air simultaneously. This device has considerable priorities over conventional air condition and refrigerates systems such as simplicity, lack of moving parts, low weights, low cost and lack of environmental pollution.</p> <p>The Goal of this research is the numerical analysis of different parameters on the performance of vortex tube in ANSYS CFX software. For this purpose, the effect of pressure/temperature of the input air, the number of input nozzles, the ratio of the tube length to its inner diameter, the ratio of nozzle diameter to tube diameter and the place of input nozzles on the temperature differences of input and cold output air and also on isentropic efficiency are studied.</p> <p>Modeling and meshing process of the vortex tube is preformed in Gambit software. The proposed meshing is a combination of structure and unstructured mesh.</p> <p>Studied fluid in this research is air and the flow in the vortex tube is turbulent and compressible. The standard $K - \epsilon$ model of turbulence is applied in this study. For discretizing the fundamental equations high resolution scheme which is a novel method in CFX is used.</p>	



University of Tabriz
Mechanical Engineering Faculty
Energy Conversion Field

Thesis
Dissertation for the degree of Master of Engineering in Mechanical
Engineering

Title
**Numerical Analysis of the Effect of Different Parameters on the
Vortex Tube Performance**

Supervisor
Dr. Moharam Jafari

Advisor
Dr. Mohammad Taghi Shervani-Tabar

Researcher
Mohammad Mohsen Mennati-Pour

september 2012