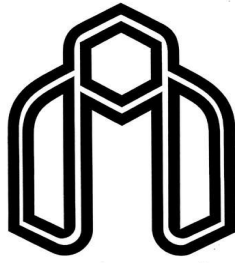


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

بهبود عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی خشک تحت تاثیر بادهای متقاطع
با استفاده از دود خروجی بویلر

دانشجو : مجتبی خاکسار

استاد راهنما :

دکتر محمد حسن کیهانی

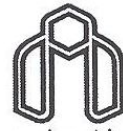
استاد مشاور

دکتر علی عباس نژاد

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

ماه و سال انتشار :

دی ماه 1390



دانشگاه صنعتی شاهرود

مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

بسمه تعالی

شماره :

تاریخ :

ویرایش :

فرم صورتجلسه دفاع پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای مجتبی خاکسار رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بهبود عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی خشک تحت تاثیر بادهای متقاطع با استفاده از دود خروجی بویلر که در تاریخ ۹۰/۱۰/۲۱ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح زیر است :

قبول (با درجه : عالی) امتیاز (۱۹/۶۶) دفاع مجدد مردود

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

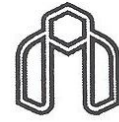
۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	دانشیار	دکتر محمد حسن کیهانی	۱- استاد راهنما
	استادیار	دکتر علی عباس نژاد	۲- استاد مشاور
	استادیار	دکتر پوریا اکبرزاده	۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	استادیار	دکتر محمد محسن شاه مردان	۴- استاد ممتحن
	استادیار	دکتر علی سرشته داری	۵- استاد ممتحن

تأیید رئیس دانشکده :

شماره :
تاریخ :
ویرایش :

بسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۷)

فرم تأییدیه اعضای هیأت داوران حاضر
در جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد (به فارسی)

اعضای هیأت داوران نسخه نهائی پایان نامه آقای مجتبی خاکسار
تحت عنوان : بهبود عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی خشک تحت تاثیر بادهای متقاطع با استفاده از
دود خروجی بویلر
را از نظر فرم و محتوی بررسی نموده و پذیرش آنرا برای تکمیل درجه کارشناسی ارشد پیشنهاد می کنند.

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	اعضای هیأت داوران
	دانشیار	دکتر محمد حسن کیهانی	۱- استاد راهنما
	استادیار	دکتر علی عباس نژاد	۲- استاد مشاور
	استادیار	دکتر پوریا اکبر زاده	۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	استادیار	دکتر محمد محسن شاهمردان	۴- استاد ممتحن
	استادیار	دکتر علی سرشته داری	۵- استاد ممتحن

تقدیم:

بعد از حمد و سپاس فراوان از خداوندی که به من منت نهاد و قدرت
اندیشیدن را به من ارزانی داشت، این کار کوچک را به پدر و مادرم
که همیشه یار و یاورم بودند تقدیم می کنم.

تقدیر و تشکر:

پس از ستایش خداوند یکتا، من وظیفه خود میدانم که از اساتید
ارجمند جناب آقای دکتر محمد حسن کیهانی، دکتر علی عباس نژاد
و مهندس رسول محبی که در انجام این تحقیق مرا یاری کردن
کمال تشکر را داشته باشم.

تعهد نامه

اینجانب مجتبی خاکسار دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بهبود عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی خشک تحت تاثیر بادهای متقاطع با استفاده از دود خروجی بویلر تحت راهنمایی دکتر محمد حسن کیهانی، متعهد می شوم .

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
 - در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
 - مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
 - کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
 - حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
 - در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .
- تاریخ 1390/10/2
امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده:

برج های خنک کن جابجایی طبیعی خشک یکی از متداول ترین برج ها در نیروگاههای موجود در مناطق کم آب می باشند. یکی از مهمترین عواملی که در رابطه با عملکرد این برج ها همواره مورد توجه بوده است اثر شرایط محیطی بویژه وزش باد است که باعث کاهش بازدهی برج ها می گردد و به دلیل ارتفاع و قطر زیاد اثر باد بر سازه برج حائز اهمیت می باشد.

جهت بررسی این اثر می توان از روش های عددی، تجربی و میدانی استفاده نمود. هر کدام از این روشها دارای مزایا و معایب مربوط به خود بوده و مکمل هم می باشند.

در این پایان نامه در ابتدا با مدلسازی یک برج خنک کن، به صورت تجربی تاثیر باد بر عملکرد برج های خنک کن جابجایی طبیعی خشک بررسی شده و توزیع فشار داخلی و خارجی بررسی می گردد. در ادامه اثر تزریق گاز برای جلوگیری از اثر نامطلوب وزش باد مورد ارزیابی قرار گرفته است. همچنین با قرار دادن المان های زبری تاثیر آنها بررسی می شود. در ادامه برج خنک کن جابجایی طبیعی به صورت عددی (به کمک نرم افزار FLUENT) مدل شده و اثر باد بر عملکرد برج بررسی می شود.

در انتها برای بهبود عملکرد برج تحت شرایط وزش باد، استفاده از تزریق دود در داخل برج برای حالت های مختلف حل می شود و همچنین پارامترهای دما، دبی، ارتفاع دودکش و قطر دودکش بررسی می شود. نتایج بدست آمده بیان کننده این مطلب است که تزریق گاز می تواند عاملی جهت بهبود عملکرد آنها تحت شرایط وزش باد باشد. همچنین می تواند باعث کاهش غلظت دود قبل از تخلیه به اتمسفر باشد.

مقالات مستخرج از پایان نامه:

1) محمد حسن کیهانی، رسول محبی، مجتبی خاکسار، (1389)، " بررسی تجربی المانهای زبری در کاهش تاثیر باد بر عملکرد برجهای خنک کن جابجایی خشک"، هیجدهمین همایش سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک ایران، ISME2010-2653، تهران، دانشگاه صنعتی شریف

2) محبی ر، کیهانی م.ح، خاکسار م، (1389)، " بررسی تاثیر المانهای زبری در توزیع فشار خارجی برج های خنک کن"، دومین کنفرانس صنعت نیروگاههای حرارتی، تهران، دانشگاه صنعتی شریف و پژوهشگاه نیرو. PowerPlant 89 – MC-BOP-1992.

3) کیهانی م.ح، عباس نژاد ع، خاکسار م، محبی ر، (1391) " بررسی تجربی تاثیر المانهای زبری در توزیع فشار خارجی برج خنک کن جابجایی طبیعی"، چهاردهمین کنفرانس دینامیک شاره‌ها FD2012، بیرجند، دانشگاه بیرجند.

4) خاکسار م، کیهانی م.ح، عباس نژاد ع، (1391)، " بررسی تجربی اثر تزریق گاز در توزیع فشار داخلی و خارجی برج خنک کن"، بیستمین همایش سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک ایران، ISME2012-1208، شیراز، دانشگاه شیراز.

5) Mohammad Hassan Kayhani, Ali Abbas Nejad, Mojtaba Khaksar, (2012), "Experimental Study of the Flue Gas Injection to Improve the Natural Draft Cooling Tower Performance under Crosswind". **International Conference on Mechanical, Automobile and Robotics Engineering (ICMAR'2012)**, Penang, Malaysia.

فهرست مطالب

شماره صفحه	عنوان
ج	صورت جلسه دفاع
د	تاییده اعضای هیات داوران
ه	تقدیم
و	تقدیر و تشکر
ز	تعهد نامه
ح	چکیده
ط	لیست مقالات مستخرج از پایان نامه
ی	فهرست مطالب
س	فهرست شکلها
ش	فهرست جداول
ت	فهرست علائم

1 فصل اول: مقدمه

2	1-1- برج خنک کن چیست؟
4	1-1-1- سیستم خنک کن تر
4	1-1-2- سیستم خنک کن خشک
7	1-1-3- تقسیم بندی برج های خنک کن
8	1-1-3-1- برج خنک کن جابجایی مکانیکی

11	2-3-1-1- برج خنک کن جابجایی طبیعی
15	2-1- اثر شرایط محیطی
15	1-2-1- دمای محیط
16	2-2-1- رطوبت نسبی
17	3-2-1- سرعت باد

21 فصل دوم: تاریخچه

22	1-2- مروری بر اقدامات انجام گرفته
37	نتیجه گیری
37	هدف از انجام پایان نامه

فصل سوم : تونل باد و اجزای جانبی بکار رفته در آزمایش

40	1-3- آزمایشهای تونل باد
40	2-3- تاریخچه تونل باد
42	3-3- انواع تونل باد
47	4-3- اجزای تونل باد
47	1-4-3- اتاق آزمون
48	2-4-3- دیفیوزر
49	3-4-3- نازل
50	4-4-3- گوشه

51	5-4-3- اتاق آرامش
52	6-4-3- فن
52	5-3- تونل باد ویژه با سرعت کم
53	6-3- تشابه جریان در تونل باد
53	1_6_3 آنالیز ابعادی
55	2-6-3- پارامترهای مهم در جریان سیال
56	3_6_3 تشابه هندسی، سینماتیکی و دینامیکی
58	4_6_3 معادله‌های اساسی حرکت جریان سیال
60	7-3- اجزای جانبی بکار رفته در آزمایش
60	1-7-3- پراب سیم داغ
61	2-7-3- سنسور سیم داغ
63	3-7-3- پراب یک بعدی
64	4-7-3- مکانیزم انتقال دهنده پراب
64	5-7-3- لوله استاتیکی پیتوت و مبدل الکتریکی فشار
66	6-7-3- جمع‌آوری و دریافت داده‌ها
66	7-7-3- نرم‌افزار
68	فصل چهارم : اندازه‌گیری نیروها
69	اندازه‌گیری نیروها
70	1-1- اندازه‌گیری نیرو به روش اندازه‌گیری ممنتوم
76	2-2- اندازه‌گیری نیرو به روش اندازه‌گیری توزیع فشار

81**فصل پنجم: روش انجام آزمایش و بررسی نتایج تجربی**

82

1-5- پارامتر های تشابهی

82

2-5- مشخصات تونل باد

84

3-5- مدل آزمایش

84

1-3-5- مدل برج خنک کن

87

4-5- انجام آزمایش

87

1-4-5- نتایج تجربی حاصل از مدل برج خنک کن

89

2-1-4-5- تغییرات سرعت وزش باد

92

5-5- استفاده از المان های زبری

94

نتیجه گیری

95**فصل ششم : حل معادلات با نرم افزار FLUENT**

96

1-6- فرضیات

96

2-6- معادلات حاکم

98

3-6- مدلسازی جریان

100

1-3-6- فضای فیزیکی و محاسباتی و گرید

103

4-6- شرایط مرزی

103

1-4-6- شرط مرزی سرعت ورودی (Velocity inlet)

104	2-4-6- شرط مرزی فشار ورودی (Pressure inlet)
104	3-4-6- شرط مرزی فشار خروجی (Pressure outlet)
104	4-4-6- شرط مرزی دیوار (Wall)
104	5-4-6- مدل سازی مبدل های حرارتی
106	5-6- ارائه نتایج
108	1-5-6- بدون وزش باد
110	2-5-6- وزش باد
116	3-5-6- راندمان گرمی

123

فصل هفتم : بحث و نتیجه گیری

124	1-7- ارائه راه حل
124	1-1-7- نتایج تجربی تزریق دود در داخل برج
126	2-1-7- نتایج عددی تزریق دود در داخل برج
127	1-2-1-7- تزریق دود بدون وزش باد محیطی
133	2-2-1-7- تزریق دود با وزش باد محیطی
139	نتیجه گیری
141	مراجع
145	چکیده انگلیسی

فهرست شکلها

صفحه	عنوان
2	شکل (1-1) نمونه ای از سیستم خنک کن آب
3	شکل (2-1) سیستم خنک کن یک بار گذر
5	شکل (3-1) سیستم خنک کن خشک مستقیم
7	شکل (4-1) برج خنک کن خشک غیر مستقیم و کندانسور تماس مستقیم
9	شکل (5-1) برج خنک کن مکشی
10	شکل (6-1) برج خنک کن جریان مخالف
10	شکل (7-1) برج خنک کن جریان متقاطع
13	شکل (8-1) برج خنک کن جابجایی طبیعی
14	شکل (9-1): پیشرفت تاریخی برج خنک کن جابجایی طبیعی
18	شکل (10-1) نمایی از برج خنک کن هلر
19	شکل (11-1): مدل المان زبری
20	شکل (12-1) نمایی از توزیع ضریب فشار خارجی
23	شکل (1-2) متلاشی شدن برج خنک کن نیروگاه
25	شکل (2-2) توزیع فشار برجها و مدل‌های آنها
26	شکل (3-2) توزیع فشار برجهای خنک کن
27	شکل (4-2) توزیع فشار داخلی و خارجی برج
28	شکل (5-2) توزیع فشار برای دو برج در آرایش پشت سر هم با فواصل مختلف از هم
29	شکل (6-2) توزیع فشار در گلویی برج نسبت به سرعت جریان باد به سرعت میانگین

30	شکل (7-2): تیروگاه حرارتی با تزریق دود در ارتفاع بالا
31	شکل (8-2): پاسخ برج به هرکدام از پارامترهای مستقل
31	شکل (9-2): اثر دمای دود تزریقی بر روی دبی هوا
33	شکل (10-2): مقایسه بین توزیع فشار بدست آمده در پیرامون برج با نتایج تئوری نیمان
34	شکل (11-2): میزان ضریب فشار در گلوبی
36	شکل (12-2): مقایسه ضریب فشار استاندارد VGB و نتایج عددی
36	شکل (13-2): مقایسه ضریب فشار نتایج عددی و تجربی در گلوگاه برج
37	شکل (14-2): مدل پیشنهادی
42	شکل (1-3): تونل باد ساخت برادران رایت در سال 1901
43	شکل (2-3): محدوده ماخ برای انواع وسایل آیرودینامیکی
44	شکل (3-3): تونل باد مدار باز مکنده
45	شکل (4-3): تونل باد مدار باز دمنده
45	شکل (5-3): تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون بسته
45	شکل (6-3): تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون باز
46	شکل (7-3): نمای شماتیک از تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون باز
46	شکل (8-3): اتاق آزمون نیمه باز
48	شکل (9-3): دیفیوزر تونل باد مدار بسته که در پایین دست فن قرار دارد
49	شکل (10-3): نازل تونل باد شرکت مزدا، ژاپن
50	شکل (11-3): گوشه به ارتفاع 12 متر و پره های راهنما (تونل باد شرکت مزدا)
51	شکل (12-3): اتاق آرامش تونل باد

52	شکل (3-13) لانه زنبوری
52	شکل (3-14) فن به قطر 8 متر (تونل باد شرکت مزدا)
62	شکل (3-15) پراب با سنسور روکش دار و بدون روکش
63	شکل (3-16) پراب مایل SY (فراسنجش صبا WU11)
63	شکل (3-17) پراب لایه مرزی (فراسنجش صبا WP13)
64	شکل (3-18) مکانیزم انتقال دهنده پراب
65	شکل (3-19) لوله استاتیکی پیتوت
72	شکل (4-1) ناحیه دنباله در پشت یک استوانه
76	شکل (4-2) ایجاد اوریفیس بر روی یک ایرفویل برای اندازه‌گیری توزیع فشار استاتیکی روی سطح آن
77	شکل (7-3) استوانه عمود بر جریان
83	شکل (5-1): تغییرات شدت اغتشاشات بر حسب سرعت در مرکز اتاق آزمون
83	شکل (5-2): شماتیک تونل باد دانشگاه صنعتی شاهرود
84	شکل (5-3): نمایی از تجهیزات جانبی تونل باد دانشگاه صنعتی شاهرود
85	شکل (5-4): برج خنک کن نیروگاه اسلام آباد
86	شکل (5-5): مدل های مورد استفاده در آزمایش و لوله های تست
86	شکل (5-6): دمنده مورد استفاده در آزمایش
87	شکل (5-7): آفست گیری انجام گرفته قبل از شروع هر آزمایش
87	شکل (5-8): توزیع فشار خارجی
88	شکل (5-9): توزیع فشار داخلی
88	شکل (5-10): دیاگرام قطبی توزیع فشار خارجی برای رینولدز $Re = 1.1 \times 10^5$

90	شکل (5-11): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر سرعت
90	شکل (5-12): تغییرات قسمت مثبت توزیع فشار خارجی با تغییر سرعت
91	شکل (5-13): تغییرات توزیع فشار داخلی با تغییر سرعت
91	شکل (5-14): منحنی میانگین توزیع فشار بر حسب عدد رینولدز
92	شکل (5-15): شماتیک المانهای زبری به کار رفته در آزمایشات
93	شکل (5-16): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر h/a در استاندارد VGB[28]
93	شکل (5-17): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر h/a در گلوبی
93	شکل (5-18): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر h/a در $z/H=0.25$
94	شکل (5-19): مقایسه متوسط منفی C_p مدل های مختلف
99	شکل (6-1): مدل سه بعدی برج
101	شکل (6-2): نمای کلی از برج خنک کن جابجایی طبیعی و شرایط مرزی
101	شکل (6-3): شبکه فضای محاسباتی
102	شکل (6-4): شبکه تولید شده برای برج و مبدل ها
102	شکل (6-5): شبکه تولید شده برای کف برج و فضای محاسباتی
107	شکل (6-6): نمودار ضریب برا با زمان برای استوانه به قطر 1 متر شبه پایا $Re=10E+7$
107	شکل (6-7): نمودار ضریب برا با زمان برای برج پایا
108	شکل (6-8): بردارهای سرعت در صفحه تقارن (بدون وزش باد)
109	شکل (6-9): بردارهای سرعت در صفحه افقی ارتفاع 12 متری (بدون وزش باد)
109	شکل (6-10): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای حالت جابجایی طبیعی (بدون وزش باد)

110	شکل (6-11): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای سرعت 5m/s
111	شکل (6-12): بردارهای سرعت در صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت 5m/s
111	شکل (6-13): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای سرعت 5m/s
112	شکل (6-14): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه تقارن برای سرعت 5m/s
112	شکل (6-15): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه افقی 12 متری برای سرعت 5m/s
113	شکل (6-16): بردارهای سرعت در صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت 10m/s
114	شکل (6-17): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای سرعت 10m/s
114	شکل (6-18): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای سرعت 10m/s
115	شکل (6-19): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای سرعت 15m/s
116	شکل (6-20): بردارهای سرعت در صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت 15m/s
117	شکل (6-21): تغییرات دبی جرمی در سرعت‌های مختلف باد
117	شکل (6-22): تغییرات راندمان جرمی در سرعت‌های مختلف باد
118	شکل (6-23): نحوی تقسیم بندی رادیاتورهای برج
119	شکل (6-24): تغییرات دبی جرمی رادیاتورها برای سرعت‌های مختلف
119	شکل (6-25): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 1 برای سرعت‌های مختلف
120	شکل (6-26): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 2 برای سرعت‌های مختلف
120	شکل (6-27): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 3 برای سرعت‌های مختلف
121	شکل (6-28): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 4 برای سرعت‌های مختلف
121	شکل (6-29): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 5 برای سرعت‌های مختلف

- 125 شکل (1-7): منحنی بر حسب برای سطح خارجی برای یک رینولدز نمونه
-
- 127 شکل (2-7): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 34m، بدون وزش باد
-
- 128 شکل (3-7): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 34m، بدون وزش باد
-
- 129 شکل (4-7): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه افقی ارتفاع 12 متری و برای قطر 6.4m، بدون وزش باد
-
- 129 شکل (5-7): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای قطر 6.4m، بدون وزش باد
-
- 130 شکل (6-7): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه تقارن برای دبی 530kg/s، بدون وزش باد
-
- 131 شکل (7-7): بازده جرمی برج برای دبی جرمی های مختلف دود تزریقی؛ بدون وزش باد
-
- 131 شکل (8-7): بازده جرمی برج برای ارتفاع مختلف دود تزریقی؛ بدون وزش باد
-
- 132 شکل (9-7): بازده جرمی برج برای دماهای مختلف دود تزریقی؛ بدون وزش باد
-
- 132 شکل (10-7): بازده جرمی برج برای قطرهای مختلف دودکش دود تزریقی؛ بدون وزش باد
-
- 133 شکل (11-7): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 12m؛ باد با سرعت 5m/s
-
- 134 شکل (12-7): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 24m؛ باد با سرعت 5m/s
-
- 134 شکل (13-7): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 100m؛ باد با سرعت 5m/s
-
- 135 شکل (14-7): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 12m؛ باد با سرعت 5m/s
-
- 135 شکل (15-7): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 24m؛ باد با سرعت 5m/s

136 شکل (7-16): کانتور های دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 100m؛ باد با سرعت 5m/s

137 شکل (7-17): بازده گرمی برج برای قطرهای مختلف دودکش دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s

137 شکل (7-18): بازده گرمی برج برای دماهای مختلف دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s

138 شکل (7-19): بازده گرمی برج برای ارتفاع های مختلف دودکش دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s

139 شکل (7-20): بازده گرمی برج برای دبی های مختلف دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s

فهرست جداول

43 جدول (3-1) طبقه بندی انواع تونل باد برحسب سرعت جریان هوا در اتاق آزمون

125 جدول (7-1): متوسط توزیع فشار داخلی

126 جدول (7-2) مدل های بررسی شده برای تزریق دود

فهرست علائم و نشانه ها

a	فاصله زبریها از هم
C_p	ضریب توزیع فشار
g	شتاب گرانش
h	ضخامت زبری
H	ارتفاع مدل
P_θ	فشار میانگین
P	فشار استاتیک جریان ورودی
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
S	نوع زبری
T	دمای جریان سیال
U	سرعت جریان هوا
U_{mean}	سرعت متوسط جریان سیال
ρ	دانسیته هوا
Z	ارتفاع نقطه مورد آزمایش
?	لزجت سینماتیکی
ξ	نسبت ارتفاع نقطه مورد آزمایش به کل ارتفاع مدل
σ	تانسور تنش
β	ضریب انبساط حجمی

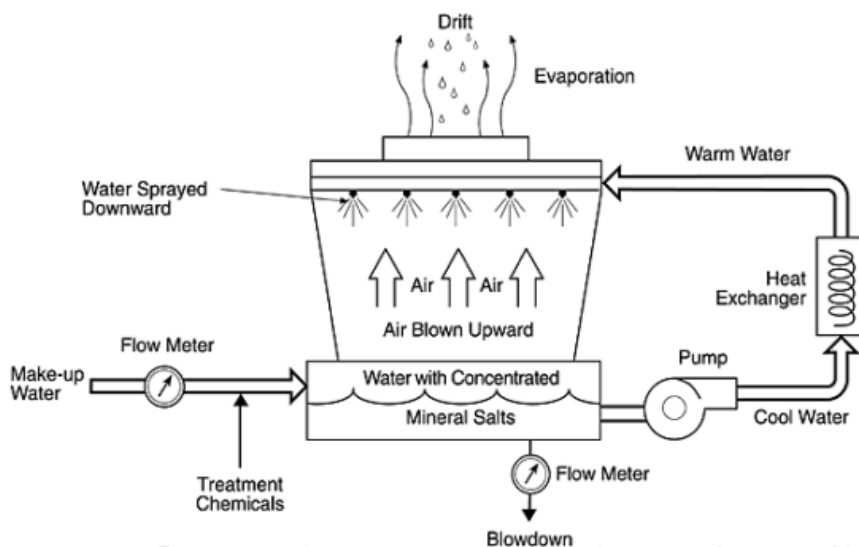
فصل اول

مقدمه

1- معرفی

1-1- برج خنک کن چیست؟

آب سرد مورد نیاز اکثر صنایع از جمله در تهویه هوا، خطوط تولید و نیروگاه ها می باشند. برج خنک کن وسیله ایست که با گرفتن حرارت از جریان آب گرم و انتقال آن به محیط باعث افت دمای آن می شود، که این سیستم ها در نیروگاههای حرارتی از اهمیت ویژه ای برخوردار هستند چراکه انرژی غیر قابل دسترس بخار خروجی از توربین را به طور مستقیم یا بواسطه آب به اتمسفر انتقال می دهند. در فرآیند خنک کن منبع دریافت کننده اصلی حرارت، اتمسفر است که گرما را به طور مستقیم و یا به کمک یک سیال واسطه دریافت می کند.



شکل (1-1) نمونه ای از سیستم خنک کن آب [1]

به طور کلی می توان سیستم های خنک کن نیروگاهی را به سه گروه اصلی زیر تقسیم بندی نمود:

الف - سیستم خنک کن یک بار گذر¹

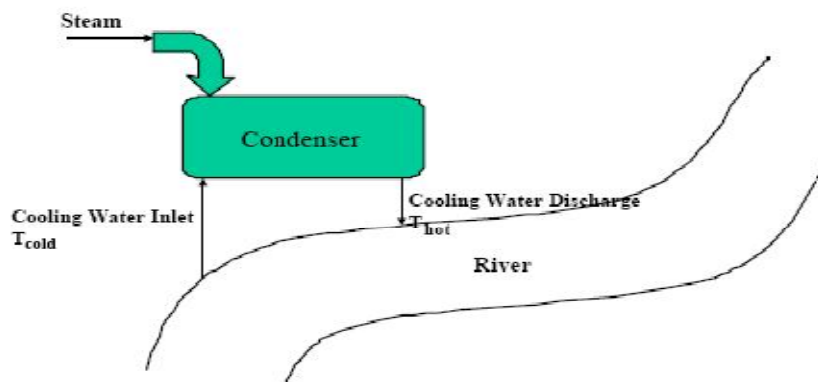
ب - سیستم خنک کن تر²

¹ Once Through Cooling System

² Wet Cooling System

ج - سیستم خنک کن خشک¹

در سیستم خنک کن یک بار گذر، آب از منبع طبیعی همانند رودخانه، دریاچه و یا دریا به درون چگالنده پمپ می شود و در آنجا پس از مبادله حرارت و گرم شدن به منبع اولیه بازگردانده می شود. این نوع سیستم های خنک کن از نظر ترمودینامیکی بالاترین راندمان را دارند. علت بالا بودن راندمان، پایین بودن دمای منبع سرد یا چگالنده بوده که این عمل باعث افزایش راندمان کل سیکل قدرت می گردد. از نکات قابل توجه در این سیستم، توجه به مقدار افزایش دمای منبع و اثرات زیست محیطی است. از جمله محدودیتهای این سیستم این است که حتما بایستی در نزدیکی یک منبع طبیعی آب همانند رودخانه، دریاچه و یا دریا واقع شود. نمای شماتیک این سیستم در شکل (2-1) نشان داده شده است.



شکل (2-1) سیستم خنک کن یک بار گذر [2]

در سیستم های خنک کن تر، آب بعد از عبور از چگالنده وارد وسایل و تجهیزاتی می گردد تا بتواند حرارت جذب شده را با محیط مبادله نماید. در این سیستم ها تبادل حرارت عمدتاً از طریق تبخیر آب صورت می گیرد، لذا بایستی یک منبع آب جهت جبران آب تبخیر شده در دسترس باشد تا میزان آب در گردش سیستم ثابت باقی بماند. در سیستم های خنک کن خشک، وسایل استفاده شده جهت تبادل حرارت بین آب در گردش و محیط از نوع مبدلهای حرارتی فشرده است،

¹ Dry Cooling System

به گونه ای که تبادل حرارت تنها در اثر اختلاف دمای آب و هوای محیط صورت می گیرد. بنابراین در چنین سیستمی نیازی به دسترس بودن یک منبع بزرگ آب نبوده یا به عبارت دیگر مصرف آب چنین سیستمی تقریباً صفر می باشد، اما این سیستم به دمای هوا و دیگر شرایط اقلیمی و محیطی وابستگی بیشتری نسبت به دو سیستم قبل دارد.

1-1-1- سیستم خنک کن تر

از جمله تجهیزات رایج مورد استفاده در سیستم خنک کن تر، برجهای خنک کن تر می باشند. در برجهای خنک کن تر، آب در نتیجه برخورد مستقیم با هوا خنک می شود. فرآیند انتقال حرارت در این حالت شامل دو مرحله زیر است :

الف - انتقال گرمای نهان ناشی از تبخیر بخش کوچکی از آب

ب - انتقال گرمای محسوس ناشی از اختلاف دمای آب و هوا

تقریباً 80% انتقال حرارت ناشی از گرمای نهان و 20% ناشی از گرمای محسوس است. مقدار گرمای قابل جذب توسط هوا در برج به دمای هوا و میزان رطوبت موجود در آن بستگی دارد. تقریباً دمای آب خنک شده در برج به دمای حباب تر هوا نزدیک است اما برابر آن نیست چرا که نمی توان تمام آب را با هوای تازه تماس داد. دمای حباب تر، کمترین دمای نظری است که آب تا آن دما قابل خنک شدن است.

شدت نزدیک شدن به دمای حباب تر به طراحی برج وابسته است. از جمله فاکتورهای مهم در این نزدیکی، زمان تماس آب با هوا، میزان سطح تماس و میزان قطره قطره شدن آب خواهد بود.

1-1-2- سیستم خنک کن خشک

در سیستم خنک کن خشک، بخار یا آب گرم از درون لوله های فین دار می گذرد و عبور طبیعی یا اجباری جریان هوا از روی این لوله ها، گرما را بدون واسطه دریافت می کند.

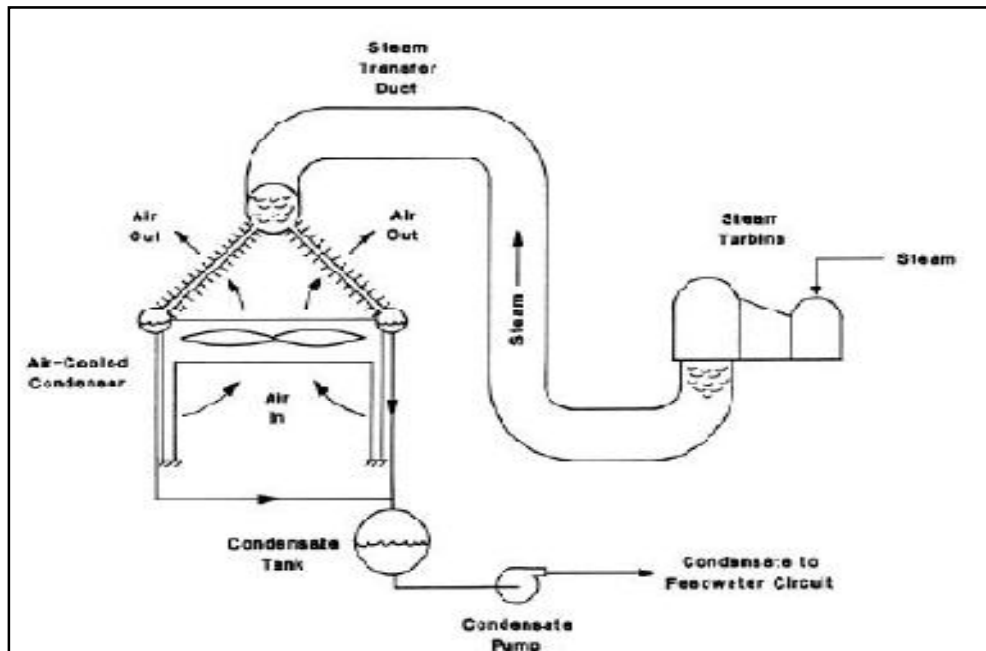
سیستم های خنک کن خشک عمدتاً به دو گروه اصلی زیر تقسیم می شوند:

الف - سیستم های خنک کن خشک مستقیم یا چگالنده هوایی¹

ب - سیستم های خنک کن خشک غیر مستقیم یا هلر²

الف - سیستم های خنک کن خشک مستقیم

در سیستم های خنک کن خشک مستقیم، بخار خروجی از توربین مستقیماً با هوای محیط تبادل حرارت می کند. در این سیستم بخار درون لوله های پره دار که عموماً به فرم A قرار می گیرند، تقطیر شده و با وزش باد از روی پره ها خنک می شود. یک نمونه از این سیستم در شکل (3-1) نشان داده شده است.



شکل (3-1) سیستم خنک کن خشک مستقیم [2]

ب - سیستم های خنک کن خشک غیر مستقیم

در سیستم های خنک کن خشک غیر مستقیم، سیال واسطه ای وجود دارد که حرارت را از بخار خروجی از توربین در چگالنده گرفته و سپس این حرارت را با محیط در برج خنک کن خشک

¹ Air Cooled Condenser

² Heller

مبادله می کند. در این نوع برجها بین آب و هوا تماس غیر مستقیم ایجاد می شود. همچنین این برجها در مناطقی که از لحاظ منابع آبی محدودیت دارند مورد استفاده قرار می گیرند. علت اصلی استفاده از برجهای خنک کن خشک، حذف آب جبرانی سرمایشی است. این برجها تنها هوای تمیز و گرم را به محیط اطراف تخلیه کرده و هیچ اثر معکوسی بر محیط زیست اطراف خود ایجاد نمی کنند.

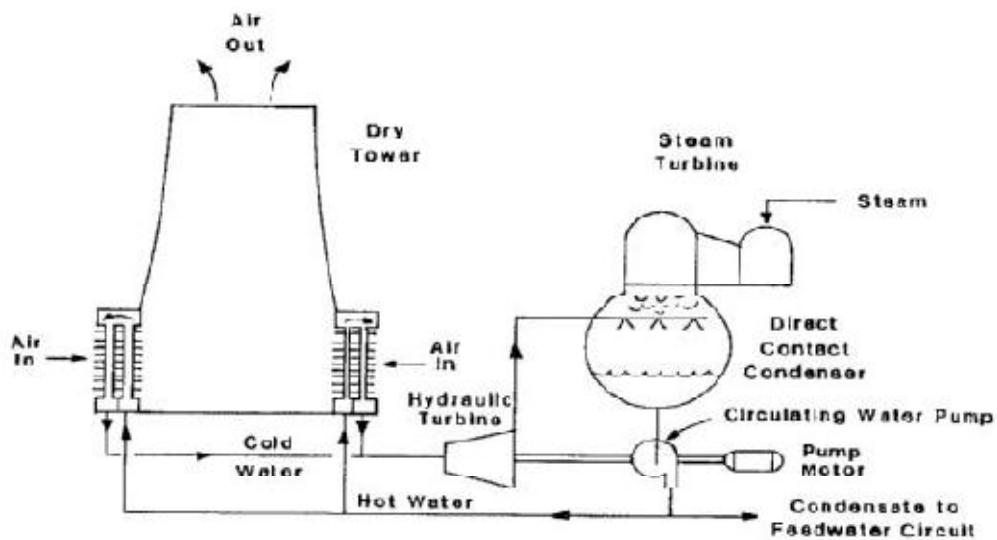
سیستم خنک کن خشک غیر مستقیم اولین بار در سال 1956 توسط لازلو هلر¹ پروفیسور دانشگاه فنی بوداپست مجارستان در کنفرانس جهانی نیرو در وین مطرح گردید و بدین جهت این برجها به نام هلر مشهور شدند.

در این سیستم بخار خروجی از توربین توسط آب عبوری از برج که دبی جرمی آن حدوداً 40 تا 50 برابر دبی بخار خروجی از توربین است، تقطیر می شود. عمل میعان در درون یک چگالنده پاششی صورت می گیرد. آب واسطه که حرارت بخار خروجی از توربین را گرفته و گرم شده است، به کمک تعدادی مبدل حرارتی فشرده، حرارت جذب شده را با محیط مبادله می کند.

مبدلهای حرارتی بکار رفته در این سیستم نوع خاصی از مبدلهای حرارتی فشرده با پره های صفحه ای مشهور به فورگو² می باشد. این مبدلها در اطراف یک برج بلند چیده می شوند. برج براساس مکش طبیعی کار کرده و باعث ایجاد جریان (عبور هوای محیط) از روی مبدلها می شود. شکل (1-4) یک نمونه از این برجها را نشان می دهد.

¹ Lazlo Heller

² Forgo Type



شکل (4-1) برج خنک کن خشک غیر مستقیم و کندانسور تماس مستقیم [2]

استفاده از این سیستم در جهان دارای سابقه کاری متجاوز از 40 سال می باشد که با نیروگاه ذوب آهن مجارستان در سال 1961 میلادی شروع گردید. در ایران نیز با نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان شروع گردید و در نیروگاههای حرارتی شهید رجایی، شازند اراک و نیروگاه سیکل ترکیبی منتظر قائم کرج گسترش یافت.

3-1-1- تقسیم بندی برجهای خنک کن

صرفنظر از تقسیم بندی برجها به دو دسته تر و خشک، می توان آنها را بدین صورت نیز تقسیم نمود:

1-3-1-1- برج خنک کن جابجایی مکانیکی¹

2-3-1-1- برج خنک کن جابجایی طبیعی²

¹ Mechanical Draft Cooling Tower

² Natural Draft Cooling tower

1-1-3-1-1- برج خنک کن جابجایی مکانیکی

در برجهای خنک کن جابجایی مکانیکی، از فن جهت کشیدن هوا به داخل برج استفاده شده و در نتیجه اثر سرعت باد و هوای محیط کمتر می شود. این برجها به فضای کمتری نسبت به برجهای خنک کن جابجایی طبیعی نیازمندند. این برجها به دو دسته دمشی¹ و مکشی² تقسیم بندی می شوند.

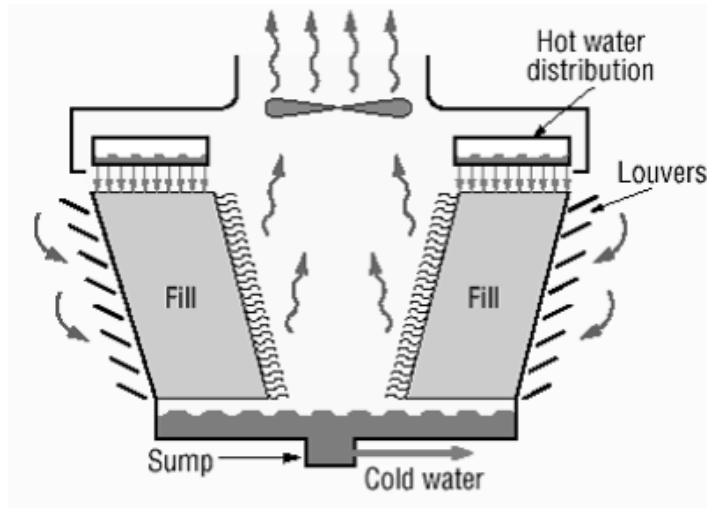
در برجهای دمشی فن بکار رفته در پایین برج قرار می گیرد. این برجها آلودگی صوتی و ارتعاش کمتری داشته و هزینه نگهداری آنها نیز کمتر است اما احتمال برگشت هوای گرم خروجی از بالای برج، تحت شرایط پایین بودن فشار هوا، از پایین برج وجود دارد چرا که سرعت هوای ورودی بالا و سرعت هوای خروجی پایین است در نتیجه بازده خنک کنندگی برج تا 20% کاهش می یابد. تحت شرایط پایین بودن دمای هوای محیط، احتمال یخ زدگی ساختمانها و تجهیزات و یا اطراف فن ها وجود خواهد داشت و با تشکیل برفک در فن، احتمال شکستن پره های آن افزایش می یابد. میزان توان مورد نیاز فن این نوع برجها دو برابر برجهای مشابه مکشی در شرایط باری یکسان می باشد.

اما در برجهای مکشی فن در قسمت بالای برج نصب می گردد در نتیجه مشکل برگشت دوباره هوا حل شده و بازدهی برج افزایش می یابد. ابعاد و اندازه فن بکار رفته بزرگتر بوده اما توان مصرفی آن کمتر از برج مشابه دمشی خواهد بود. میزان هزینه اولیه برج نیز کمتر می باشد.

در شکل (1-5) نمونه ای از این برجها نمایش داده شده است. این برج از نوع مکشی جریان متقاطع میباشد.

¹ Forced Draft

² Induced Draft



شکل (5-1) برج خنک کن مکشی [3]

برجهای خنک کن بسته به مسیر حرکت آب و هوا نسبت به هم بدین صورت تقسیم بندی می شوند:

الف - برج خنک کن جریان مخالف¹

ب - برج خنک کن جریان متقاطع²

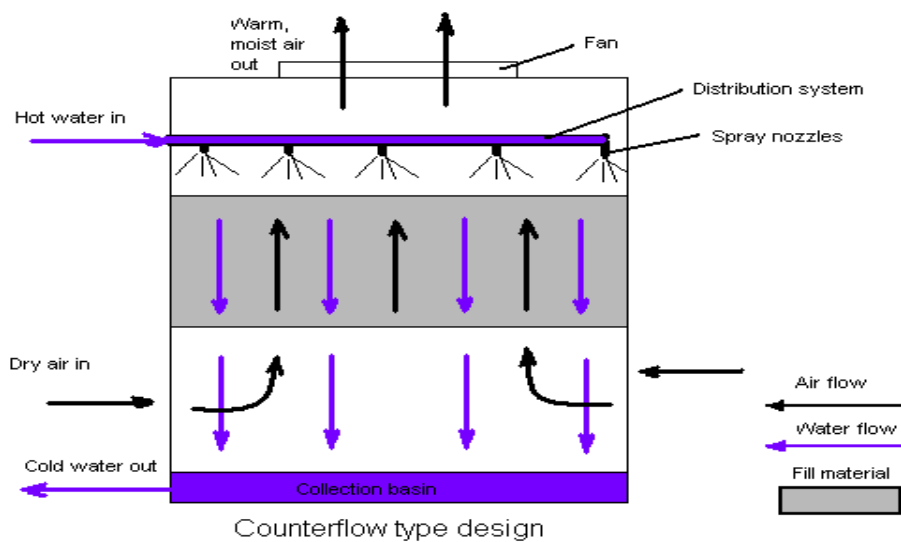
الف - برج خنک کن جریان مخالف

در این برجها هوا و آب در جهت مخالف هم حرکت می کنند در نتیجه برخورد هوا و آب مقداری از آب تبخیر شده و در نتیجه حرارت از آب باقیمانده دفع می گردد. یک نمونه از این برجها در شکل (6-1) نشان داده شده است.

مطابق شکل این برجها هم به صورت مکشی و هم به صورت دمشی مورد استفاده قرار می گیرند.

¹ Counter Flow

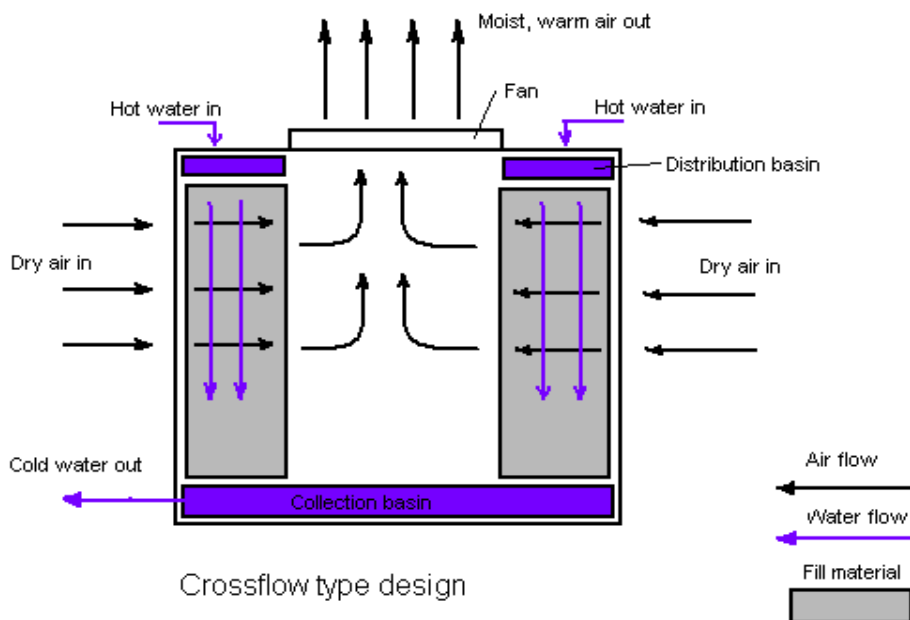
² Cross Flow



شکل (6-1) برج خنک کن جریان مخالف [4]

ب - برج خنک کن جریان متقاطع

در این نوع برجها هوا به صورت افقی و عمود بر جریان آب ریزشی وارد برج می شود. افت فشار داخلی این برجها کمتر است. در شکل (7-1) یک نمونه از این برج آمده است.



شکل (7-1) برج خنک کن جریان متقاطع [4]

1-1-3-2- برج خنک کن جابجایی طبیعی

در برجهای خنک کن جابجایی طبیعی¹، هوا به طور طبیعی و بدون نیاز به فن وارد برج می شود. هوای گرم داخل برج به دلیل کم بودن دانسیته نسبت به هوای سرد به سمت بالا جریان می یابد و این حرکت باعث افت فشار داخل برج می شود که جریان هوای خنک از بیرون را در پی دارد. با رد شدن هوا از روی دلتاها یا آب گرم حرارت آن را گرفته و گرم می شود، و این سیکل دوباره تکرار می شود. این برجها به شرایط آب و هوایی وابسته هستند چرا که وسیله مکانیکی جهت به جریان درآوردن هوا در برج وجود ندارد. برجهای جابجایی طبیعی با ارتفاع زیاد ساخته می شوند تا جریان هوای خروجی از برج دوباره وارد برج نگردد. این برجها مساحت زیادی اشغال نموده و در مواردی که اختلاف بین دمای آب گرم ورودی و آب سرد خروجی زیاد باشد بکار می روند. معمولا به شکل هذلولی ساخته شده و در ساخت آن از بتن که محکم و بادوام بوده و از مقاومت خوبی در برابر حرارت برخوردار است، استفاده می شود.

الف - محاسبه ارتفاع برج:

مکش برج باید حداقل برابر با افت کل فشار هوای بوجود آمده در برج خنک کن باشد.

الف - 1 - محاسبه افت فشار [5]:

در اینجا هدف دستیابی به ارتفاع موثر برج می باشد. افت فشار سمت هوا از مجموع افت های زیر تشکیل شده است:

1- افت فشار هوا در مبدل حرارتی (دلتاها)

2- افت فشار هوا در لوورها

3- افت فشار هوا در خروجی برج

مقادیر فوق با توجه به روابط ارائه شده توسط شرکت EGI به صورت زیر ارائه شده است.

¹ natural draft cooling tower

الف-1-1- افت فشار هوا در مبدل های حرارتی (دلتهای)

$$\Delta P_d = \left\{ 0.174 + 0.007 \times \left(\left[1 / \sin^2(\alpha_d / 2) \right] - 1 \right) \right\} \times G_{3,d}^{1.76} \quad (1-1)$$

که در رابطه $G_{3,d}(1-1)$ برابر است با:

$$G_{3,d} = G_{1,d} \times C_{k,d} \quad (2-1)$$

$$C_{k,d} = 1.226 \times \left[\frac{\rho_1 + \rho_{out,d}}{2} \right]^{-1} \quad (3-1)$$

الف-2-1- افت فشار هوا در لوورها

$$\Delta P_{louver} = 0.00173 \times \left[\frac{1}{\sin^2(\alpha_d)} \right] \times \left[G_{3,d} + \Delta G_1 \sqrt{C_{k,d}} \right]^2 \quad (4-1)$$

$$\text{Where : } \Delta G_1 = \frac{G_{pc}}{2 \times N_d \times F_d} \quad (5-1)$$

الف-3-1- افت فشار هوا در خروج از برج

$$\Delta P_e = \frac{1}{2} \times \rho_e \times V_e^2 \quad (6-1)$$

$$\dot{m}_{dir,t} = \frac{\pi D_2^2}{4} \rho_e V_e \quad (7-1)$$

$$\Delta P_e = \frac{0.81 \times \dot{m}_{dir,t}^2}{\rho_e \times D_2^4} \quad (8-1)$$

افت فشار هوای کل:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{c,d} + \Delta P_{louver} + \Delta P_e \quad (9-1)$$

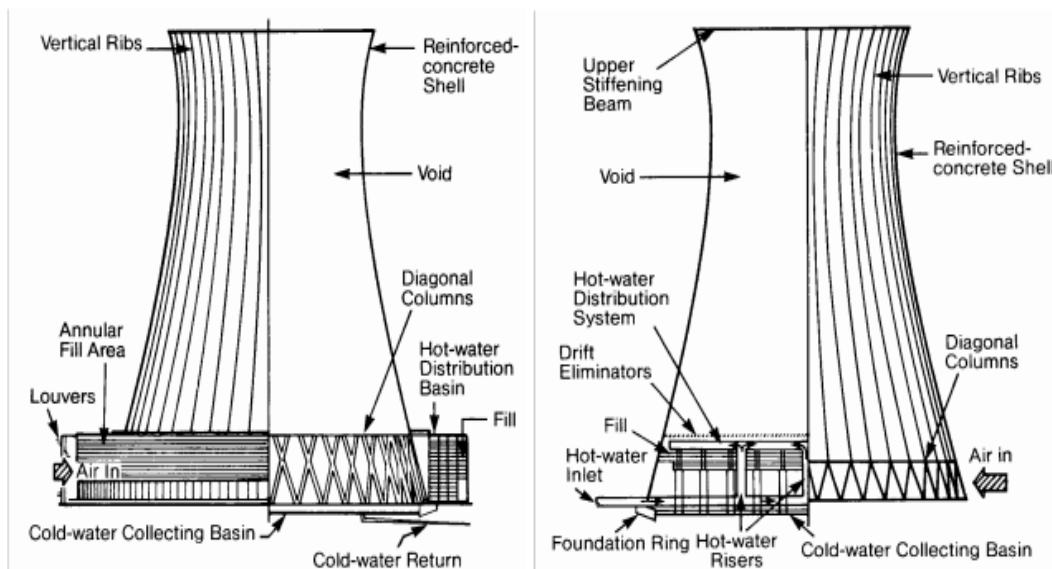
رابطه زیر برای مکش طبیعی در برج صادق است.

$$\Delta P_{draft} = gH_e \Delta \rho \quad (10-1)$$

با توجه به رابطه فوق، هرچه ارتفاع برج بیشتر باشد، مکش آن نیز افزایش می یابد. ضمناً افت فشار تابعی از دبی هوای درون برج است، هرچه دبی هوا افزایش یابد افت فشار کل نیز افزایش می یابد. با توجه به رابطه (9-1) و (10-1)، نقطه تعادل جایی است که مکش طبیعی برج حداقل برابر با افت فشار سمت هوا گردد. بنابراین:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{draft} \quad (11-1)$$

لازم به توضیح است که ارتفاع موثر برج در بر گیرنده نیمی از ارتفاع دلتاهاست. به دلیل این که نیروی مکش به نیمی پایینی بیشتر از مکش نیمه بالایی است، نسبت هوایی که از نیمه بالایی دلتا وارد می شود کمتر از نیمه پایینی است. بدلیل اینکه برای نیمه پائینی ارتفاع موثر بیشتر از نیمه بالایی است بنابراین عملاً ارتفاع متوسط دلتا در محل مکش نقش دارد.



شکل (8-1) برج خنک کن جابجایی طبیعی [1]

ب: جریان متقاطع

الف: جریان مخالف

بنابراین اگر بخواهیم ارتفاع کلی برج را که شامل ارتفاع نگه دارنده دلتاها (2 متر) نیز می باشد به دست آوریم. ارتفاع واقعی برج برابر است با:

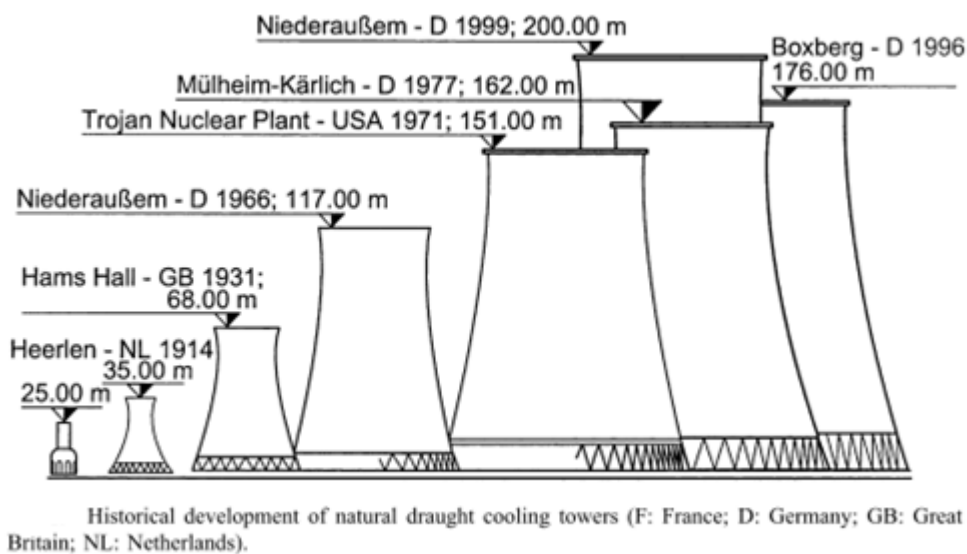
$$H = H_e + 1 + \frac{H_d + 2}{2} \quad (12-1)$$

برج های خنک کن جابجایی طبیعی دارای دو نوع اصلی است (شکل (8-1)).

الف - برج خنک کن جریان مخالف¹

ب - برج خنک کن جریان متقاطع²

همان گونه که گفته شد ارتفاع برج عامل موثری در مکش برج می باشد، در شکل (9-1) پیشرفت تاریخی برج خنک کن جابجایی طبیعی نشان داده شده است.



شکل (9-1): پیشرفت تاریخی برج خنک کن جابجایی طبیعی [6]

¹ Counter Flow

² Cross Flow

1-2-1 اثر شرایط محیطی

عملکرد تمام مبدل‌های حرارتی که با هوا خنک می‌شوند و برج‌های خنک کن تحت تاثیر شرایط محیطی قرار دارد. تغییرات در درجه حرارت، رطوبت، باد، باران، برف و تشعشع خورشید همگی بر عملکرد برج‌های خنک کن تاثیر می‌گذارد. تغییرات شدید شرایط اتمسفریک همواره باعث بهبود یا اختلال در کارکرد عادی نیروگاه‌ها و حتی در برخی مواقع منجر به توقف ناگهانی آنها بعلت عدم کارایی سیستم خنک کن می‌گردد.

با توجه به مساله کم آبی در کشور بخصوص در فلات داخلی، سیستم خنک کن نیروگاه‌های حرارتی اکثراً از نوع خشک انتخاب می‌گردد در نتیجه بررسی شرایط محیطی در عملکرد آنها حائز اهمیت است.

1-2-1-1 دمای محیط

یکی از عوامل مهمی که نقش مهمی در عملکرد برج‌های خنک کن دارد، دمای محیط می‌باشد. در طی زمانهایی که درجه حرارت محیط خیلی کم است، یخ زدن آب داخل رادیاتورها مشکلات جدی ایجاد می‌کند اما ابزار و روش‌های مختلفی از جمله تعبیه کرکه¹ در ورودی برج جهت جلوگیری از یخ زدگی رادیاتورها روش مفیدی خواهد بود.

در فصول گرم سال و هنگام افزایش درجه حرارت محیط، راندمان برج‌ها به مقدار بسیار زیادی افت می‌کند. جهت رفع این مشکل نیز از خنک کن‌های اضطراری استفاده می‌شود. این خنک کن‌ها، برج‌های خنک کن کوچکی هستند که در داخل برج‌های خنک خشک قرار گرفته و از نوع جریان اجباری می‌باشند.

در مقایسه سیستم های خنک کن نیروگاهی بخصوص نوع خشک آن در ارتباط با درجه حرارت محیط قابل ذکر است که سیستم خنک کن مستقیم در دمای بالا کارایی بهتری از سیستم خنک

¹ Louver

کن غیر مستقیم دارد، در عوض سیستم غیر مستقیم در دمای پایین از قابلیت بیشتری برخوردار می باشد.

دلیل این تغییر عملکرد، ویژگی دو سیستم در تامین هوای مورد نیاز (مکش طبیعی و مصنوعی) و تغییر وزن مخصوص هوا با درجه حرارت می باشد.

بنابراین برای مناطق گرمسیر استفاده از سیستم خنک کن مستقیم مناسبتر از سیستم خنک کن غیر مستقیم خواهد بود در عوض برای مناطق سردسیر استفاده از سیستم خنک کن غیر مستقیم مناسبتر می باشد.

1-2-2-رطوبت نسبی

تاثیر رطوبت نسبی محیط در انواع سیستم های خنک کن بعضاً متناظر و در جهت مخالف می باشد. از یک طرف با افزایش رطوبت نسبی محیط راندمان سیستم های خنک کن تر کم و از طرف دیگر همین افزایش رطوبت نسبی بدلیل افزایش وزن مخصوص هوا موجب بهبود عملکرد سیستم های خنک کن خشک می شود.

دلیل کاهش راندمان سیستم های خنک کن تر با افزایش رطوبت نسبی به دلیل کاهش ظرفیت حمل رطوبت هوای عبوری از سیستم می باشد. بدین ترتیب که بخش اصلی خنک کنندگی سیستم خنک کن تر ناشی از تبخیر آب در حال ریزش از پکینگ مرجع بدلیل پایین تر بودن رطوبت هوای محیط از نقطه اشباع است. لذا هرچه هوای محیط دارای رطوبت نسبی پایین تری باشد، امکان تبخیر آب بیشتری را به سیستم ارائه می نماید که این مساله موجب پایین آمدن بیشتر دمای آب سیستم خنک کن تر خواهد شد. بنابر مطالب بالا عملکرد برجهای تر در هوای خشک و کم رطوبت بهتر از مناطق با هوای رطوبت نسبی بالا مانند کناره دریاها می باشد.

اما در مورد سیستم های خشک چون انتقال حرارت مستقیماً از طریق هوا و به صورت جابجایی است لذا هرچه جرم مخصوص هوا افزایش یابد امکان انتقال حرارت در واحد سطح بهتر خواهد

شد. بنابراین عملکرد سیستم های خشک چه مستقیم و چه غیر مستقیم در مناطق مرطوب بهتر از مناطق خشک می باشد.

شایان ذکر است که رطوبت نسبی محیط نقش تعیین کننده ای برای سیستم های خنک کن خشک ندارد و تنها به عنوان یک عامل ثانوی مورد بررسی قرار می گیرد.

1-2-3- سرعت باد

از جمله پارامترهایی که تاثیر منفی در کارکرد سیستم های خنک کن خشک دارد، تغییرات سرعت و جهت وزش باد می باشد. این تغییرات به درجات مختلف، کارائی برجهای خنک کن خشک غیر مستقیم هلر و مستقیم را تحت تاثیر قرار می دهد.

سرعت و جهت وزش باد در توزیع فشار استاتیکی اطراف پوسته برج خنک کن موثر می باشد، بطوریکه تغییرات توزیع فشار استاتیکی در مواردی می تواند باعث به هم خوردن عملکرد برج در محل تجهیزات ورودی و خروجی هوا گردیده و نهایتاً منجر به کاهش قدرت خروجی نیروگاه گردد. علاوه بر اثر باد بر عملکرد برج خنک کن، اثر باد بر روی سازه برج نیز دارای اهمیت است.

1-3-2-1- بار گذاری باد [31]

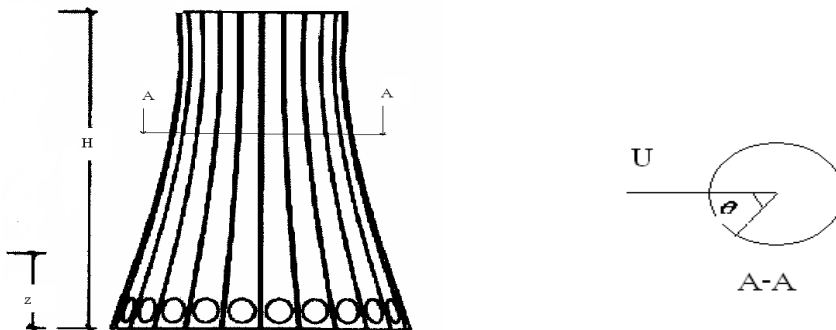
فشار باد بر برج های خنک کن از روی مشخصات جریان ورودی، هندسه برج و خصوصیات سطح برج تعیین می شود. علاوه بر این، فشارها به عدد رینولدز جریان بستگی دارند که در بیشتر حالتها از مرتبه 7 تا 8 در مقیاس کامل و در تونل باد حدود دو مرتبه پایین تر می باشند. برای در نظر گرفتن این وابستگی، لازم است که آزمایش تونل باد با اندازه گیری مقیاس کامل همراه باشد. بطور معمول، بهتر است که فشار بر اساس دو مولفه میانگین و نوسانی تعریف نمود. در اینجا تنها فشار میانگین مورد بحث قرار می گیرد.

1-1-2-2 فشار میانگین

فشار میانگین در یک نقطه با ارتفاع z از سطح زمین و مختصه زاویه ای θ (شکل 10-1) بصورت زیر بیان می شود:

$$p(z, \theta) \approx \frac{1}{2} \rho [C_p(z, \theta) U^2(z) + C_{pi} U^2(H)] \quad (13-1)$$

که در آن ρ چگالی هوا ($\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$)، $U(z)$ سرعت میانگین باد در ارتفاع z و در جریان ورودی بدون اغتشاش، $C_p(z, \theta)$ ضریب فشار خارجی، H میانگین ارتفاع برج و C_{pi} ضریب فشار داخلی می باشد. بر اساس نتایج اندازه گیری های مقیاس کامل، مقدار $C_{pi} \approx 0.4$ و یا کمی بیشتر (0.6) را پیشنهاد نموده اند. روابط تقریبی زیر بر اساس آزمایشات تونل باد و اندازه گیری های مقیاس کامل برای ضرایب فشار خارجی $C_p(z, \theta)$ بدست آمده است.



شکل (10-1) نمایی از برج خنک کن هلر

$$\theta = 0^\circ \quad C_p(z, \theta) \approx 1 \quad (14-1a)$$

$$0 < \theta \leq \theta_b \quad C_p(z, \theta) \approx 1 - B \sin^c \left(90 \frac{\theta}{\theta_1} \right) \quad (14-1b)$$

$$\theta > \theta_b \quad C_p(z, \theta) = C_p(z, \theta_b) \quad (14-1c)$$

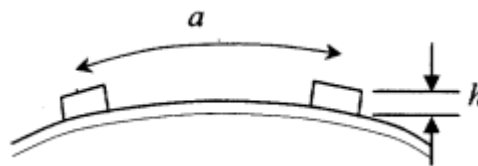
$$B \approx 1 + 0.4 \left(\frac{H}{z} \right)^{2\alpha} + \Delta C_p \quad (14-1d)$$

$$C = -\frac{\ln B}{\ln[\sin 90(\theta_0 / \theta_1)]} \quad (14-1e)$$

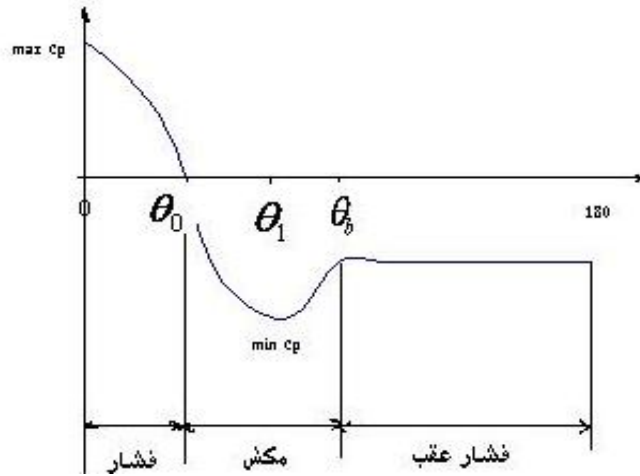
که در آن H , ارتفاع برج و ΔC_p تابعی از ضریب h/a می باشد که h ارتفاع دنده و a فاصله بین دو دنده می باشد که در شکل (11-1) نمایش داده شده است. ضریب α توان در نمودار سرعت میانگین باد می باشد (جدول 1-1) و زاویه θ بر حسب درجه است. زوایای $\theta_b, \theta_1, \theta_0$ و در یک نمودار کیفی توزیع فشار در شکل (12-1) نشان داده شده اند.

جدول 1-1 گروه بندی زمین و مقادیر تقریبی مربوطه

گروه	ضریب توانی α		طول ناهمواری (متر)		ارتفاع لایه مرزی هوا
	ASCE	ISO	ASCE	ISO	
1	0/1	0/11	0/005	0/003	215
2	0/14	0/14	0/07	0/03	275
3	0/2	0/22	0/3	0/3	400
5	0/3	0/31	2/5	3/0	460



شکل (11-1): مدل المان زبری



شکل (12-1) نمایی از توزیع ضریب فشار خارجی

از بین پارامترهای ذکر شده سرعت باد نقش مهمی داشته و نیاز به تحقیقات و آزمایشات بسیاری در این زمینه جهت طراحی بهینه و بهبود عملکرد برجهای صنعتی بزرگ خواهد بود.

فصل دوم

تاریخچه

2-1- مروری بر اقدامات انجام گرفته

همان گونه که گفته شد، برج های خنک کن هذلولی یکی از متداول ترین برج هاخنک کن هستند، که در اکثر نیروگا ها مورد استفاده قرار می گیرند، که اثر شرایط محیطی بر آن دارای اهمیت زیادی می باشد. تحقیقات عددی، تجربی بسیاری در این باره انجام گرفته است.

در روشهای عددی با استفاده از شبیه سازی و حل معادله های حاکم نظیر معادلات بقای جرم، بقای مومنتم و بقای انرژی برای برج خنک کن، کانتورهای فشار، دما و بردارهای سرعت در شرایط سرعتهای مختلف باد به دست آمده و نتایج بدست آمده مورد تجزیه و تحلیل قرار می گیرند. اما در روشهای تجربی با استفاده از تجهیزاتی همچون تونل باد، مدل در شرایط آزمایش قرار گرفته و با استفاده از دستگاههای اندازه گیری، کمیتهای مختلف جریان سیال اندازه گیری شده در نتیجه می توان پدیده های فیزیکی را درک و نتایج را بررسی نمود.

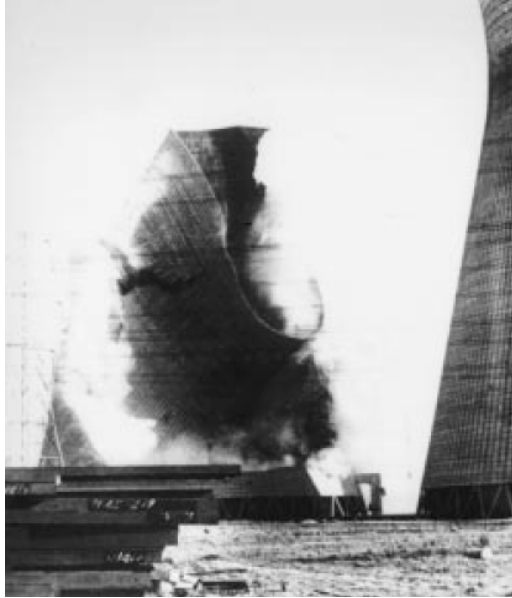
دو روش فوق دارای مزایا و معایب مربوط به خود می باشند. در روشهای تجربی نیاز به مدل، تجهیزات آزمایش و دستگاههای اندازه گیری بوده که معمولاً پز هزینه تر از روشهای عددی است. همچنین استفاده از روشهای تجربی بسیار پیچیده و مشکل است.

در روشهای عددی، معادلات حاکم بر جریان سیال با روشهای مختلف حل می شوند. در این روشها با توجه به ساده سازی معادلات حاکم بر جریان سیال، خطای ناشی از مدل آشفتگی و یا تاثیر شرایط مرزی، امکان خطا در نتایج بدست آمده وجود دارد که بهتر است صحت نتایج حاصله با نتایج حاصل از روشهای تجربی مقایسه و کدهای نوشته شده را اصلاح نمود.

در ادامه تعدادی از کارهای انجام شده در این زمینه مورد بحث قرار می گیرد. مطالعات بسیاری برای بررسی اثر نیروهای باد بر روی برجهای خنک کن بعد از خرابی سه برج از یک گروه 8 دستگاهی برجهای خنک کن در سال 1965 در نیروگاه فری بریج (Ferry-brige) انگلستان انجام شده است. موضوعات اصلی این مطالعات عبارتند از:

1- توزیع فضائی و تغییرات نیروی باد بر سطح برج

2- پاسخ برج به نیروی باد که شامل اثرات دینامیکی ناشی از مولفه نوسانی نیروهای باد می باشد.



شکل (1-2) متلاشی شدن برج خنک کن نیروگاه [7] Ferrybrige

به منظور بررسی اثر باد بر روی عملکرد برجهای خنک کن، تا کنون مطالعات عددی، تجربی و میدانی فراوانی انجام گرفته است. در این فصل بر اقدامات انجام شده و نتایج بدست آمده در این زمینه مروری می گردد.

فارل¹ [8] به بررسی تاثیر المانهای زبری نصب شده بر روی برجهای خنک کن هذلولی بر توزیع فشار جانبی پرداخته است. در این تحقیق مشخص گردید که با افزایش المانهای زبری نصب شده بر روی سطح خارجی برج، میزان فشار جانبی منفی کاهش می یابد.

در سال 1983 یوشی هیرو² [9] مطالعات تجربی، بر روی توزیع فشار باد در طراحی برجهای خنک کن هذلولی انجام داد. تونل باد مورد استفاده در این آزمایش از نوع تونل باد لایه مرزی با ابعاد

¹ Farrell

² Yoshihiro

1×1m و طول 6/5 m بود. توزیع فشار در سمت رو به باد مثبت و در طرفین و سمت پشت به باد منفی بدست آمد.

یان داچون¹[10] و لیچنکسین²[10] در سال 1987 مطالعات تجربی وسیع خود را در زمینه تاثیر بادهای جانبی بر روی یک گروه برجهای خنک کن مرتفع با فاصله برابر از هم، در تونل باد سرعت پایین دانشگاه پکینگ³ انجام دادند. این تحقیق به علت متلاشی شدن برجهای خنک کن در نیروگاه فری بریج⁴ انجام گرفت. این نیروگاه متشکل از 8 برج در دو ستون پشت سر هم بود، که سه برج واقع در پایین دست جریان بر اثر تند باد تخریب شدند، اما برجهای واقع در بالادست جریان سالم باقی ماندند. علت تخریب تداخل آیرودینامیکی گزارش شد.

از نقطه نظر آیرودینامیک، تداخل آیرودینامیک بین برجهای مرتب با توزیع سرعت و پارامترهای اغتشاش جریان ورودی، جهت باد و ترتیب قرارگیری برجهاست.

در آرایش برجهای کنار هم اگر فاصله بین دو برج بیش از حد کوچک باشد، اثر گرایش سیالات برای چسبیدن به سطح جامد⁵ غالب می شود. در آرایش برجهای پشت سر هم، اثر دنباله⁶ و جدایی⁷ برج بالادست جریان نقش مهمی دارد. در آرایش شطرنجی که برجهای پایین دست جریان در ناحیه جانبی دنباله پشت برجهای بالا دست جریان قرار می گیرند، اثر مکش⁸ گردابه های گردابه های بزرگ⁹ در لایه اختلاطی¹⁰، بر روی برجهای پایین دست جریان تأثیر می گذارد.

جهت تشابه بین مدل با برج اصلی بایستی ضریب توزیع فشار پیرامونی مدل و برج اصلی یکسان باشد.

¹ Yan Dachun

² Li Chenxin

³ Peking University

⁴ Ferrybridge

⁵ Coanda effect

⁶ wake

⁷ Separation

⁸ Induction effect

⁹ Eddy

¹⁰ Mixing layer

$$C_p(\theta, h)_{model} = C_p(\theta, h)_{prototype} \quad (1-2)$$

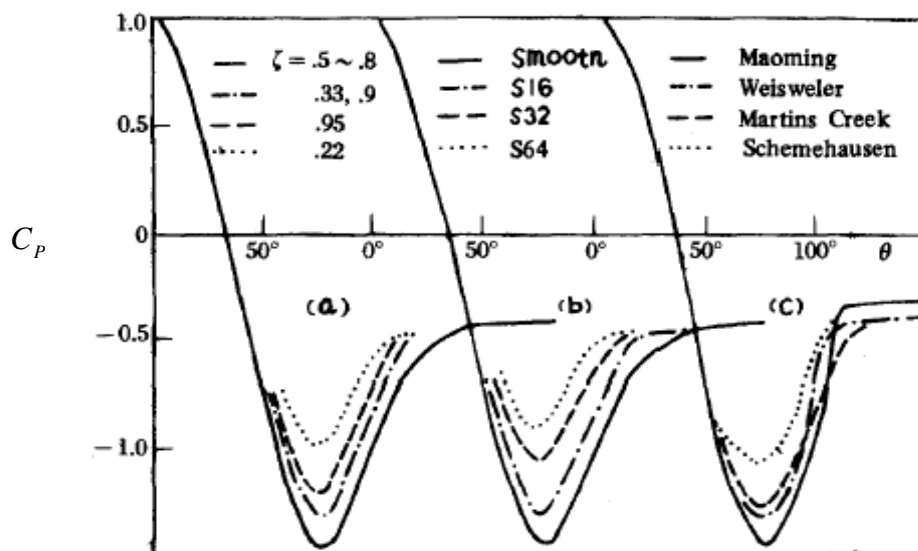
ضریب توزیع فشار نیز با رابطه زیر بیان می شود:

$$C_p(\theta, h) = (P_\theta - P) / \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (2-2)$$

که P_θ فشار میانگین و P فشار استاتیک جریان ورودی، ρ دانسیته هوا و U سرعت جریان هوا است. در این تحقیق مقدار عدد رینولدز در برج اصلی در محدوده $10^7 - 10^9$ و در مدل تنها 10^5 بود؛ به طور شگفت انگیزی در نتایج یان داچون و لیچنکسین میزان ضریب توزیع فشار در مدل بسیار مشابه مدل اصلی بدست آمد.

در آزمایشات آنها از دو نوع مدل مختلف، مدل بدون المان زبری (مدل صاف) و مدل با المان زبری استفاده گردید. در مدل زبر جهت شبیه سازی از برجستگی های ابریشمی با قطر 0/11 mm و تعداد 16، 32 و 64 المان، در امتداد خط نصف النهار برج استفاده شده بود. نتایج بدست آمده در توزیع فشار مطابق شکل (2-2) گزارش شد.

حرف S نشان دهنده نوع زبری و $\zeta = \frac{z}{H}$ بیان کننده نسبت ارتفاع نقطه مورد آزمایش به کل ارتفاع مدل است.



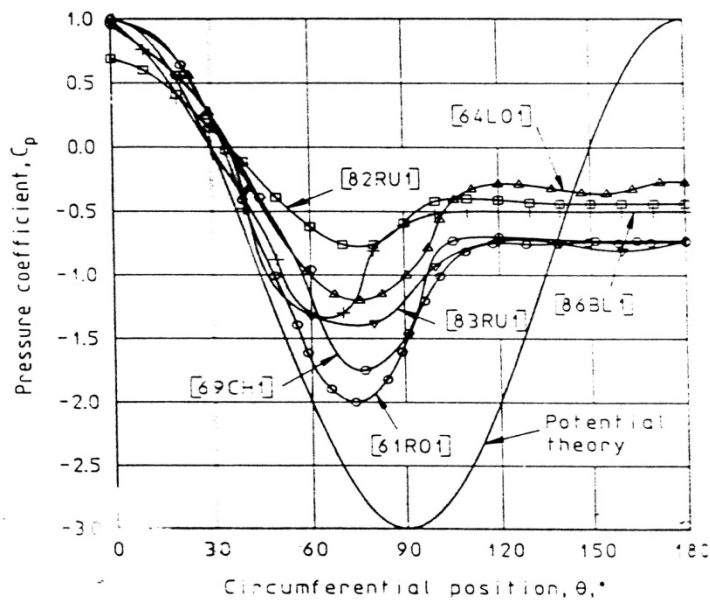
شکل (2-2) توزیع فشار برجهای و مدل‌های آنها (a) در ارتفاعات مختلف (b) با زبریهای مختلف (c) اندازه گیری میدانی

[10]

آزمایشات دیگری نیز بر روی یک گروه برج با فاصله برابر از هم جهت شبیه‌سازی نیروگاه فری بریج¹ انجام گرفت و نشان داد که آرایش شطرنجی بمراتب خطرناک‌تر از آرایش کنار هم یا پشت سر هم است.

روشکو² [11] توزیع فشار در اطراف یک سیلندر، در عدد رینولدز 8.4×10^6 را اندازه‌گیری نمود که در شکل (3-2) با [61RO1] نشان داده شده است. لوو³ [11]، کریستفر⁴ [11] و راشوی⁵ [11] راشوی⁵ [11] به ترتیب نمودارهای [64LO1] و [69CH1] و [82RU1] را برای توزیع فشار در ورودی ورودی برج خنک کن در تونل باد بدست آوردند.

در مدل راشوی، مبدلهای حرارتی به صورت افقی قرار داشتند و در دو آزمایش دیگر، مبدلهای به صورت عمودی قرار گرفته بودند.



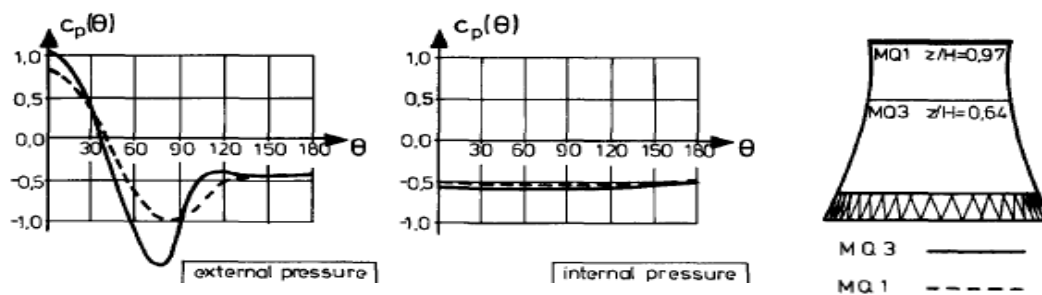
شکل (3-2) توزیع فشار برجهای خنک کن [11]

¹ Ferrybridge
² Roshko
³ Lowe
⁴ Christopher
⁵ Ruscheweyh

بعضی اندازه گیریهای انجام شده بر روی یک برج واقعی مطابق نمودارهای [83RU1] و [86BL1] گزارش شد. در نقطه ای که باد به طور عمود بر مبدلهای حرارتی می وزد (نقطه سکون¹)، ضریب فشار دارای مقدار ماکزیمم است.

این مطلب برای برجهایی که مبدلهای حرارتی آنها به صورت عمودی نصب شده صادق می باشد. از این نقطه میزان هوای خنک کننده بیشتری جریان می یابد.

در سال 1988 کاسپرسکی² [12] مطالعات خود را بر روی تاثیر باد بر عملکرد برجهای خنک کن جابجایی طبیعی انجام داد. تونل باد این آزمایش از نوع تونل باد لایه مرزی و مدل مورد استفاده به ارتفاع 458/7 mm بکار رفت و توزیع فشار خارج و داخل برج در ارتفاعات مختلف بررسی گردید. شکل (2-4) توزیع فشار داخلی و خارجی برج را نشان می دهد.



شکل (2-4) توزیع فشار داخلی و خارجی برج [12]

کروگر³ [13] و پرز⁴ [13] در سال 1992 مطالعات میدانی فراوانی بر برجهای خنک کن نیروگاه کندال⁵ در جنوب آفریقا انجام دادند و نتایج خود را با روش عددی توسط نرم افزار PHOENICS بررسی نمودند. این مطالعات بر روی مبدلهای افقی و عمودی انجام گرفت.

¹ Stagnation Point

² Kasperski

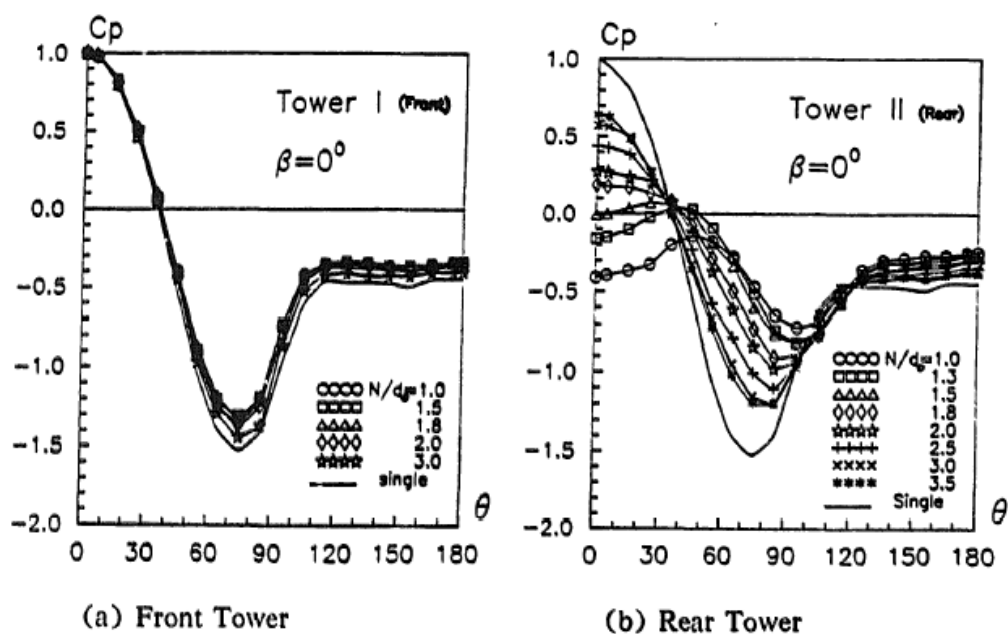
³ Kroger

⁴ Preez

⁵ Kendal

سان¹[14] و زو²[14] به مطالعات میدانی و تجربی، بر روی دو برج مجاور هم پرداختند. این مطالعات بر روی توزیع فشار پیرامون دو برج هذلولی با فواصل مختلف از هم و جهات وزش باد مختلف در تونل باد لایه مرزی اتمسفریک با ابعاد $8.5 \times 1.2 \times 1m$ انجام گرفت. در این تحقیق عدد رینولدز در برج با مقیاس اصلی از مرتبه 10^8 و در مدل آزمایش از مرتبه 10^5 بود، لذا جهت رسیدن به توزیع فشاری برابر با برج اصلی از 72 المان زبری به شکل نوارهایی با عرض $1/5 \text{ mm}$ و ارتفاع $0/123 \text{ mm}$ استفاده شده بود، به گونه ای که مینیمم مقدار ضریب فشار ($C_p \text{ min} = -1.5$) در رینولدز 1.42×10^5 در مدل آزمایش، معادل ضریب فشار مینیمم ($C_p \text{ min} = -1.47$) برج اصلی در رینولدز 7.5×10^7 بدست آمد.

در این آزمایشات توزیع فشار در ارتفاع $\frac{z}{H} = 0.5$ و حالت‌های مختلف انجام گرفت. نتایج حاصل برای آرایش دو برج پشت سر هم با فواصل مختلف از هم مطابق شکل (5-2) است.



شکل (5-2) توزیع فشار برای دو برج در آرایش پشت سر هم با فواصل مختلف از هم [14]

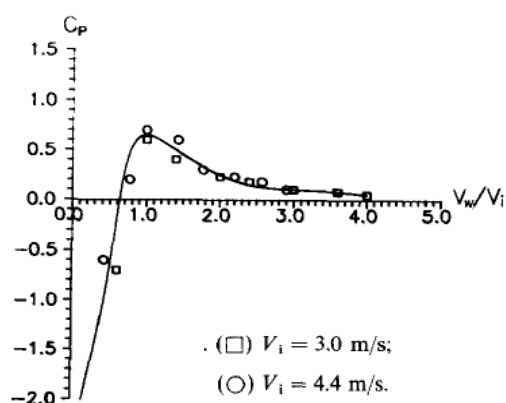
¹ Sun
² Zhou

وی و همکارانش [15] در سال 1995 به مطالعه تجربی اثر نامطلوب باد بر عملکرد برج خنک کن خشک پرداختند. آنها با استفاده از تونل باد و بررسی سه مدل مختلف به دلایل زیر برای افت عملکرد برج خنک کن تحت تاثیر وزش باد رسیدند.

- 1- ایجاد توزیع فشار نامطلوب در ورودی برج خنک کن.
- 2- ایجاد گسستگی در جریان گرم بالا رونده در برج خنک کن.
- 3- ایجاد جریان برگشتی به وسیله جدایش گردابه در زاویه برخورد خروجی برج خنک کن.

آنها در این آزمایشات از اندازه گیری میدانی، اندازه گیری در تونل باد با استفاده از سه مدل مختلف استفاده شده بود. تونل باد بکار رفته نیز از نوع تونل باد لایه مرزی با ابعاد $1.4 \times 2.4 \times 8$ m بود.

در این تحقیق رابطه بین توزیع فشار داخلی برج در گلوبی با نسبت سرعت جریان باد (V_w) به سرعت میانگین ورودی به رادیاتورها (V_i) مطابق شکل (2-6) بیان گردید. شکل بیان کننده این مطلب است که بادهای جانبی جریان جت برجهای خنک کن را شکسته و مانع جریان داخلی برج می شوند.



شکل (2-6) توزیع فشار در گلوبی برج نسبت به سرعت جریان باد به سرعت میانگین ورودی به رادیاتورها [15]

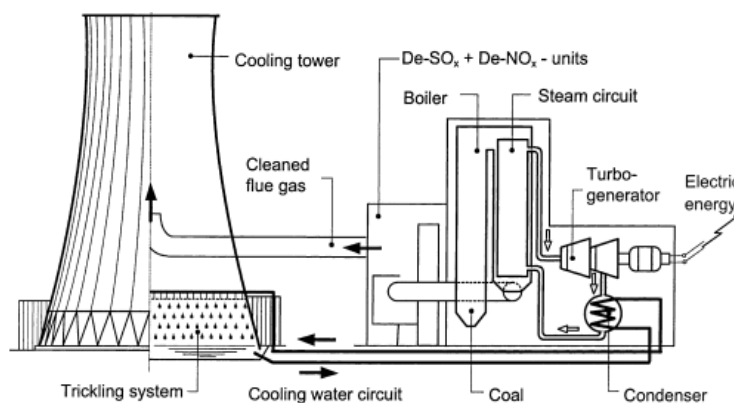
مجددا در سال 1995، سان¹ و زو²[16] در راستای اقدامات قبلی، به بررسی آثار متقابل آیرودینامیکی دو سیلندر، در اعداد رینولدز زیر بحرانی³ و فوق بحرانی⁴ و اثر تداخلی گروه برجهای خنک کن پرداختند.

تأثیر اشکال مختلف پایه های نگهدارنده برج های خشک بر عملکرد آنها تحت تاثیر وزش باد، طی مطالعات عددی توسط کروگر⁵ و پرز⁶[17] انجام گرفت.

برگسترام⁷[18] در سال 1996 مطالعات دیگری بر روی تاثیر باد بر نرخ جریان ورودی به برج های تر انجام داد. آزمایشات تجربی وی در تونل بادی به ابعاد $7 \times 3 \times 2.4$ m انجام گرفت.

الدرگ و دیگران [19] به صورت عددی اثر تزریق دود در عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی مورد بررسی قرار دادند، آنها پنج پارامتر مستقل، دبی دود، دمای دود، درصد رطوبت دود، موقعیت شعاعی تزریق و جهت تزریق را مورد بررسی قرار دادند.

آنها نشان دادند که دمای گاز تزریق شده بیشترین اثر را در عملکرد برج دارد. در شکل (2-8) و (2-9) حدود تغییرات دمای آب سرد و تاثیر دمای دود تزریقی در دبی هوا نشان داده شده است.

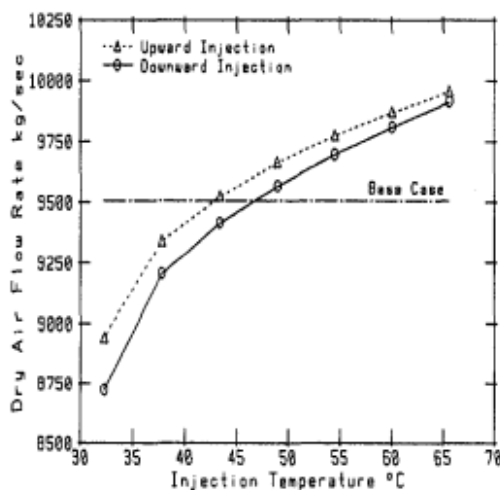


شکل (2-7): نیروگاه حرارتی با تزریق دود در ارتفاع بالا [6]

¹ Sun
² Zhou
³ subcritical
⁴ supercritical
⁵ Kroger
⁶ Preez
⁷ Bergstrom

Injection Orientation	Flue Gas Flow Rate	Flue Gas Temperature	Liquid Entrainment	Radial Injection Location
Vertical & Upward	0.07 °C	0.70 °C	0.08 °C	0.11 °C
Lateral & Downward	0.19 °C	0.86 °C	0.08 °C	0.11 °C

شکل (8-2): پاسخ برج به هر کدام از پارامتر های مستقل [19]



شکل (9-2): اثر دمای دود تزریقی بر روی دبی هوا [19]

در سال 1998 تحقیقات وسیعی توسط کوپر¹ و نیومن² [20] در آزمایشگاه تونل باد لایه مرزی در آلمان بر روی تأثیر ساختمانهای همجوار، بر روی اثر باد بر برجهای خنک کن انجام گرفت. این تحقیقات بطور کلی در مورد اثر تداخلی برجهای خنک کن و افزایش ارتفاع ساختمانهای همجوار نیروگاه بود.

در مدل ساخته شده از المانهای زبری استفاده شده بود. در این آزمایشات تأثیر ساختمانها و وزش باد از جهات مختلف بر روی گروه برجهای خنک کن بررسی گردید. طبق نتایج اتخاذ شده، بیشترین اثر تداخلی بر روی برج واقع در پایین دست جریان اندازه گیری شد.

¹ Kopper

² Niemann

سو و دیگران [21] در سال 1999 به بررسی عددی اثر باد بر روی عملکرد برج خنک کن خشک با استفاده از روش حجم محدود پرداختند و نتایج به دست آمده را با داده های اندازه گیری شده از مدل اصلی مقایسه کردند. دلایل زیر را برای کاهش بازده برج تحت تاثیر وزش باد بیان کردند.

1- در شرایط وزش باد، توزیع جریان اطراف برج شبیه جریان حول استوانه است. سرعت مماسی در قسمت های کناری رادیاتورها خیلی زیاد و فشار پایین است در نتیجه جریان سیال نمی تواند از رادیاتورهای این بخش عبور کند که سبب افزایش دمای رادیاتورهای این بخش می شود.

2- با افزایش سرعت باد، هوای گرم عبور کرده از رادیاتورهای جلویی داخل برج و با برخورد با جریان ناحیه مخالف یک جریان ثانویه در ناحیه $90^{\circ} - 120^{\circ}$ ایجاد می کند. این نه تنها باعث کاهش جریان به داخل برج می شود، بلکه به جریان گرم اجازه می دهد از برج خارج شود، که باعث کاهش انتقال حرارت می شود.

3- با وزش باد در سرعت های بالا یک جریان بازگشتی قابل توجه از پایین برج داریم، که باعث کاهش جریان خروجی می شود، بعلاوه باد عرضی نقش یک در پوش را در بالای برج بازی می کند، که این هوای خروجی از بالای برج را کاهش می دهد.

ارلاندو¹ [22] در سال 2000، مطالعات عددی و تجربی خود را بر روی تأثیر تداخلی باد القایی بین دو برج مجاور هم در آزمایشگاه تونل باد لایه مرزی دانشگاه فلورنس² ایتالیا انجام داد. این تحقیق بر روی الگوی فشار اندازه گیری شده بر روی دو برج همجوار هم، واقع در نیروگاه و اثر تداخلی برجهای با استفاده از نتایج مدل عددی انجام گرفت.

تونل باد بکار رفته از نوع مدار باز مکشی، با ابعاد اتاق آزمایش $8 \times 2.4 \times 1.6$ m و مجهز به لوله های پیتوت، بادسنجها و وسایل آشکار کننده جریان بود. مقیاس مدل بکار رفته $1/300$ مقدار اصلی در نظر گرفته شده بود. برای شبیه سازی عدد رینولدز، با توجه به اینکه مقدار سرعت

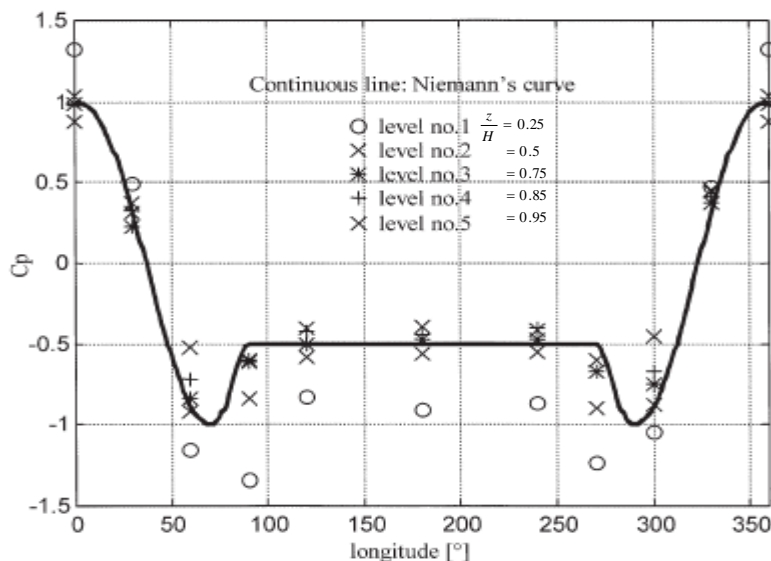
¹ Orlando

² Florence

رابطه معکوس با مقیاس مدل دارد، می بایست در تونل به سرعت 300 برابر نمونه اصلی رسید، اما با توجه به غیر ممکن بودن این حالت از تکنیک زبری در آزمایش استفاده شد و 24 نوار طولی هر یک با ارتفاع 0/4 mm در مدل نصب گردید.

این مدل مجهز به 50 لوله فشار در پنج قسمت از سطح خارجی برج بود که به مبدل فشار متصل شده بودند.

میزان ضریب فشار بدست آمده در ارتفاعات مختلف در این آزمایش و مقایسه آن با نتایج نیمان¹ مطابق شکل (10-2) گزارش شد.



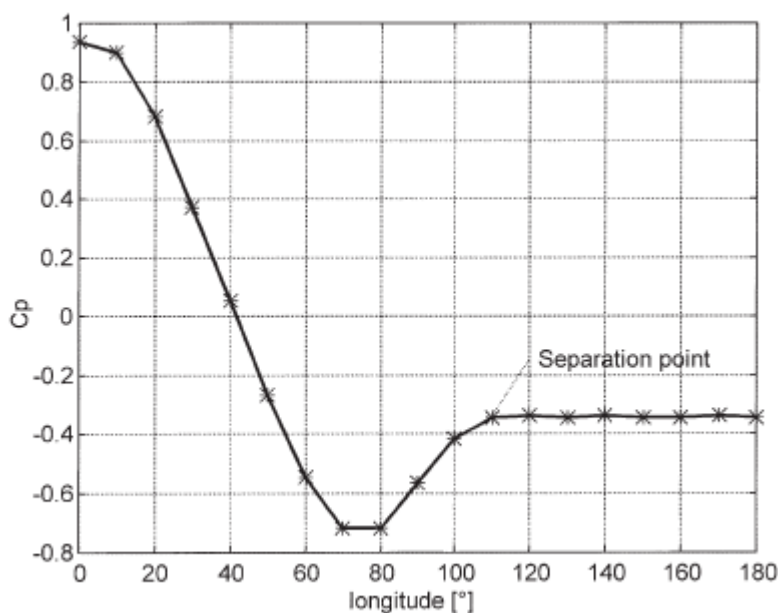
شکل (10-2) مقایسه بین توزیع فشار بدست آمده در پیرامون برج با نتایج تئوری نیمان [22]

میزان ضریب فشار میانگین در گلوبی مطابق شکل (11-2) بدست آمد و مشاهده گردید که جدایی در زاویه 110 در برج رخ می دهد. همچنین اندازه گیری فشار برای دو برج پشت سر هم با زاویه و فاصله های مختلف از هم نیز انجام گرفت.

¹ Niemann

در سال 2001 فو سانگ¹ [23] به تحقیق عددی در زمینه اثر معکوس باد بر روی انتقال حرارت دو برج در آرایش پشت سر هم پرداخت و دریافت که بادهای عرضی، جریان هوای شعاعی ورودی به برج را تخریب می کنند.

همچنین وی دریافت که نیروی هوای اطراف برج مشابه جریان اطراف سیلندر است، در نتیجه در بخشهای جانبی دو برج، سرعت مماسی خیلی بالا رفته و فشار پایین می آید و مانع از ورود هوای اطراف به برج و خنک شدن مبدلها می گردد.



شکل (2-11) میزان ضریب فشار در گلویی [22]

مسعود بهنیا² [24] در سال 2003 به بررسی عددی عملکرد برجهای خنک کن تحت وزش باد و استفاده از دیواره های باد شکن در ورودی برج جهت بهبود کارایی برج پرداخت.

در سال 2005 تحقیقات عددی و تجربی دیگری توسط فو سانگ¹ [25] در مورد بهبود عملکرد برجهای خنک کن تحت شرایط بادهای محیطی با استفاده از دیواره باد شکن بر روی دو برج پشت سر هم انجام گرفت.

¹ Fu Song

² Masud Behnia

مشخص شد که جریان هوا در اطراف دو بخش جانبی برجهای خنک کن مانع از ورود هوای سرد ورودی به برج شده و بر بازدهی برج تاثیر می گذارد. استفاده از دیواره های باد شکن در بخشهای جانبی برج، با به تاخیر انداختن جریان هوای جانبی و راندن هوا به داخل برج، منجر به بهبود بازدهی برج تا 50% می گردد. تونل باد این تحقیق، با ابعاد 600×800 mm در دانشگاه تسینگ هو² واقع شده بود.

رَفَت الوکد³ [26] در سال 2005 به بررسی استفاده از دیواره بادشکن در برجهای خنک کن خشک و همچنین محل قرارگیری و میزان تخلخل آنها بر عملکرد گرمایی برجهای خنک کن جابجایی طبیعی پرداخت.

مطالعات میدانی و تجربی آمور⁴ [27] در سال 2007 در دانشگاه سیدنی استرالیا بر روی تاثیر ساختمانها در نیروگاهها به عنوان یک مانع جهت جلوگیری از تاثیر باد در عملکرد برجهای خنک کن خشک، تاثیر مثبت آن را آشکار ساخت.

گودرزی و صباغ یزدی [28] در سال 2008 در دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی به بررسی عددی تاثیر المانهای زبری نصب شده بر روی برجهای خنک کن هذلولی بر توزیع فشار جانبی پرداختند. با استفاده از نسبت فاصله به ارتفاع (h/a) مختلف به نتایج زیر دست پیدا کردند. برای قسمت بالایی (رو به باد) ماکزیمم فشار مثبت و منفی همان چیزی بود که راهنمای VGB می گفت. اگرچه ماکزیمم فشار پایین دست به روشنی کمتر از آن چه بود که VGB پیشنهاد می داد. محل ماکزیمم فشار منفی محاسبه شده در هر دو طرف مشابه آنچه بود که راهنمای VGB پیشنهاد می داد.

در شکل های (2-12) و (2-13) نتایج مربوط به آنها نشان داده شده است.

¹ Fu Song

² Tsinghua

³ Rafat Al-Waked

⁴ Amur

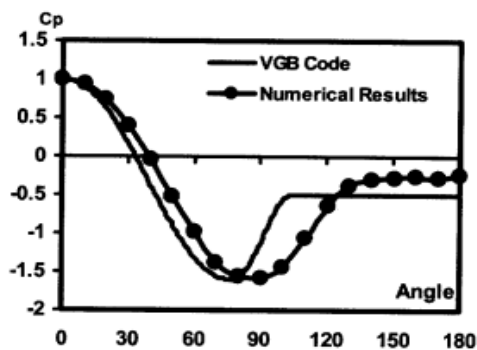
^۴ Wie

⁵ Zhang

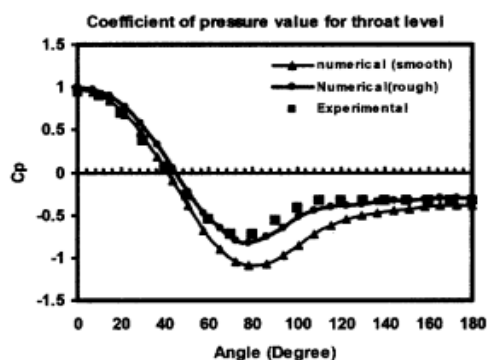
⁶ Liu

⁷ Du

⁸ Meng



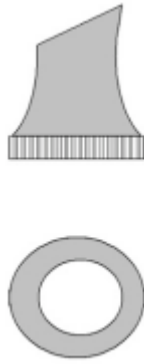
شکل (12-2): مقایسه ضریب فشار استاندارد VGB و نتایج عددی [28]



شکل (13-2): مقایسه ضریب فشار نتایج عددی و تجربی در گلوگاه برج [28]

وانگ و دیگران [29] در سال 2009 به بررسی تجربی تاثیر کانل های راهنما برای هوای ورودی به برج جابجایی طبیعی تر تحت تاثیر وزش باد پرداختند، نتایج آنها نشان میدهد که کانال های راهنما عملکرد برج خنک کن را بهبود می بخشد و باعث افزایش دبی عبوری تحت تاثیر وزش باد می شود.

گودرزی [30] در سال 2010 برای بهبود عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی تحت تاثیر باد شکل هندسی ویژه ای را پیشنهاد کرد. شکل (14-2) و ادعا کرد که این مدل تا 9 درصد عملکرد برج تحت تاثیر باد را افزایش می دهد.



شکل (2-14):مدل پیشنهادی [30]

نتیجه گیری:

- با وزش باد در سرعت های بالا یک جریان بازگشتی قابل توجه از پایین برج داریم، که باعث کاهش جریان خروجی می شود، بعلاوه باد عرضی نقش یک در پوش را در بالای برج بازی می کند، که این هوای خروجی از بالای برج را کاهش می دهد.
- نیروی وارده از سمت باد بر روی سازه برج دارای اهمیت زیادی است .
- در مورد تاثیر تزریق دود، کار های کمی انجام شده است.

2-2-هدف از انجام پایان نامه:

همان گونه که اشاره شد استفاده از برجهای خنک کن جریان طبیعی خشک در نیروگاهها به عنوان سیستم خنک کن جهت چگالش بخار خروجی از توربین تحت شرایط معین از جمله کافی نبودن آب و مشکلاتی همچون جلوگیری از تلفات آب از اهمیت فوق العاده ای برخوردار است.

با توجه به مساله کمبود آب در محل های دورتر از رودخانه ها و دریاچه ها و منابع طبیعی آب، لزوم استفاده از برج های خنک کن خشک مشهودتر می شود. کشور ایران نیز از نظر در اختیار داشتن رودخانه ها و منابع طبیعی آب در زمره کشورهای نسبتاً خشک قرار دارد، به همین جهت

لزوم استفاده از برج های خنک کننده خشک بیش از پیش نمایان می گردد، به ویژه اینکه طرح تبدیل برج های خنک کن تر به خشک برای بعضی از نیروگاهها در حال بررسی است.

با توجه به موارد فوق، مطالعه و بررسی عملکرد برج های خنک کن و عوامل تاثیر گذار بر آن در طراحی نیروگاهها حائز اهمیت است. از جمله این عوامل سرعت وزش بادهای محیطی می باشد که اثرات بسیار مخربی بر عملکرد برجها گذاشته و باعث افت شدید راندمان نیروگاه می شود.

تحقیقات عددی بسیاری در این باره انجام گرفته اما اقدامات تجربی انجام شده در این زمینه کم است.

در روشهای عددی با استفاده از شبیه سازی و حل معادله های حاکم نظیر معادلات بقای جرم، بقای مومنتم و بقای انرژی برای برج خنک کن، کانتورهای فشار، دما و بردارهای سرعت در شرایط سرعتهای مختلف باد به دست آمده و نتایج بدست آمده مورد تجزیه و تحلیل قرار می گیرند. اما در روشهای تجربی با استفاده از تجهیزاتی همچون تونل باد، مدل در شرایط آزمایش قرار گرفته و با استفاده از دستگاههای اندازه گیری، کمیتهای مختلف جریان سیال اندازه گیری شده در نتیجه می توان پدیده های فیزیکی را درک و نتایج را بررسی نمود.

دو روش فوق دارای مزایا و معایب مربوط به خود می باشند. در روشهای تجربی نیاز به مدل، تجهیزات آزمایش و دستگاههای اندازه گیری بوده که معمولاً پرهزینه تر از روشهای عددی است. استفاده از روشهای تجربی بسیار پیچیده و مشکل است.

در روشهای عددی، معادلات حاکم بر جریان سیال از روشهای مختلف حل می شوند. در این روشها با توجه به ساده سازی معادلات حاکم بر جریان سیال، خطای ناشی از مدل آشفتگی و یا تاثیر شرایط مرزی، امکان خطا در نتایج بدست آمده وجود دارد که بهتر است صحت نتایج حاصله با نتایج حاصل از روشهای تجربی مقایسه و کدهای نوشته شده را اصلاح نمود.

در این تحقیق سعی شده بررسی تجربی و عددی اثر بادهای محیطی بر عملکرد برجهای خنک کن خشک انجام شود؛ و تاثیر تزریق دود بر عملکرد برج مورد بررسی قرار گرفت.

فصل سوم

تونل باد و اجزای جانبی بکار رفته در آزمایش

تونل باد [33]

از آنجائیکه تونل باد از جمله تجهیزات اصلی بکار رفته در این آزمایش است، لذا آشنایی با آن ضروری بوده و در این فصل توضیحاتی در مورد آن ارائه می گردد.

3-1- آزمایشهای تونل باد

تونل باد، جریان هوای کنترل شده‌ای را ایجاد کرده که از اطراف مدل مورد نظر عبور می کند و بدین ترتیب اطلاعات لازم از چگونگی عبور جریان هوا از اطراف مدل به دست می آید. با استفاده از تونل باد می توان آزمایشها و پژوهشهای وسیعی را در علوم مختلف نظیر هوا فضا، مکانیک سیالات، محیط زیست، مهندسی عمران و سازه و ... انجام داد.

3-2- تاریخچه تونل باد

مبنای اصلی آزمایشهای تونل باد بر اساس نظریه لئوناردو داوینچی¹ و ایزاک نیوتن² است. طبق این نظریه، رفتار جریان سیال برای جسمی که در سیال حرکت می کند و یا این که سیال از روی جسم ساکن عبور کند، یکسان است. بنابراین با فرض این که مدل ساکن و جریان هوا از روی آن عبور می کند، می توان نیروهای آیرودینامیکی را به دست آورد.

اولین تونل بادی که به منظور شبیه سازی مسئله پرواز به کار گرفته شد، توسط فرانسیس³ در سال 1871 میلادی در انگلستان ساخته شد. عامل اصلی که سبب شد این وسیله به عنوان یک ابزار مهم پژوهشها در علم آیرودینامیک شناخته شود، احساس نیازی بود که طراحان ساخت وسایل پرنده با آن مواجه بودند. عدم وجود روشهای تئوری مناسب برای پیش بینی رفتار جسم در جریان هوا، سبب شد که نیاز به آزمایشهای تجربی احساس شود. بهترین مصداق بر این مدعی تاریخچه ساخت اولین هواپیمای ملخ دار یا موتوری به دست برادران رایت است. برادران رایت در سال 1900

¹ Leonardo Davinchi

² Isaak Nyuton

³ Fransis

میلادی با استفاده از اطلاعات آیرودینامیکی حاصل از پژوهشهای تئوریک، اولین هواپیمای گلايدر خود را طراحی نمودند. ولی این هواپیما نتوانست نیروی مورد نظر برای پرواز را ایجاد کند. در سال 1901 میلادی برادران رایت با افزایش سطح بال هواپیما و مقدار انحنای اتاق ایرفیل، دومین بار آزمایش پرواز را انجام دادند که با شکست روبرو شد. بنابراین در این مرحله بود که برای آنها نیاز به آزمایشهای تونل باد آشکار شد. برادران رایت در سال 1901 میلادی یک تونل باد با اتاق 41 سانتیمتر مربع (16 اینچ مربع) ساختند که با یک ملخ دو پره‌ای و موتور بنزینی جریان هوای مورد نیاز را ایجاد می‌کرد شکل (3-1). در این تونل باد آنها انواع مختلف بال هواپیما را مورد آزمایش قرار داده و در بهار سال 1902 هواپیمای گلايدر خود را با موفقیت ساختند و با تجربه‌های کسب شده بر روی هواپیمای گلايدر و اطلاعات به‌دست آمده از تونل باد توانستند در سال 1903 اولین هواپیمای موتوری را در تاریخ بشر بسازند.

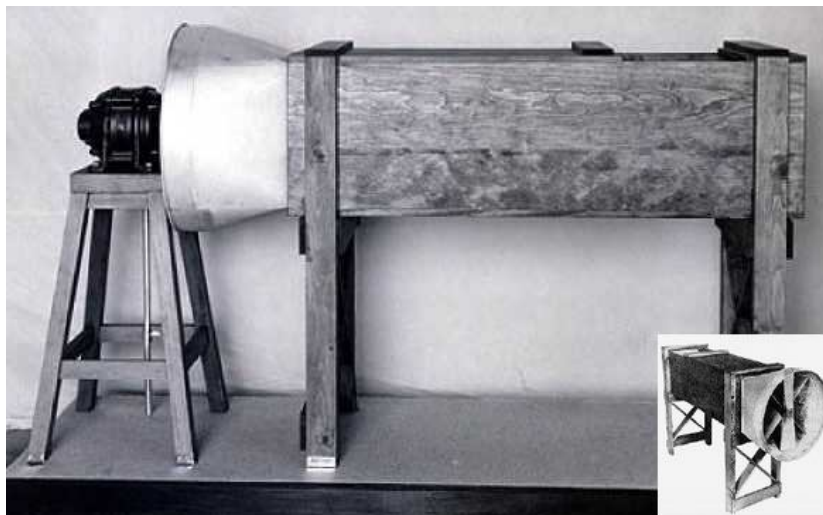
با توجه به تاریخچه اولین هواپیما معلوم شد که با استفاده از روشهای تئوریک نمی‌توان اطلاعات لازم برای طراحی هواپیما را به‌دست آورد. بدین ترتیب طراحان مجبور به استفاده از روشهای تجربی و تونل باد شدند. به‌منظور کسب نتایج دقیق‌تر در آزمایشهای تونل باد، بهتر است که شرایط آزمایش را تا حد امکان به شرایط واقعی نزدیک‌تر نموده و شدت اغتشاشهای جریان هوا را نیز کاهش داد. این امر سبب پیشرفت تونلهای باد شد. پس از تاسیس ¹NACA در سال 1915 در زمینه طراحی تونلهای باد کوششهای فراوانی انجام شد.

در سال 1920 اولین تونل باد در مرکز *NACA* واقع در پژوهشهای لانگلی ویرجینیا² ساخته شد که قطر آن 1/5 متر (5 فوت) بود. در سال 1923 به‌منظور شبیه‌سازی اعداد رینولدز بالا، اولین تونل باد با چگالی متغیر که فشار آن می‌توانست تا 20 اتمسفر افزایش یابد در لانگلی ساخته شد.

¹ *NACA: National Advisory Committee for Aeronautics*

² Langley Virginia

در سال 1931 تونل بادی با سطح اتاق 9×18 متر (30×60 فوت) در لانگلی به منظور آزمایش بر روی مدل‌های مقیاس واقعی ساخته شد.



شکل (1-3) تونل باد ساخت برادران رایت در سال 1901

از این پس تونل بادهای متعددی در جهان ساخته شد و با گذشت زمان و پیشرفت تکنولوژی و همچنین ورود کامپیوترها، استفاده از تونل باد وارد مرحله جدیدی گردید که می توان به افزایش کیفیت جریان در تونل باد و کاهش شدت اغتشاشات، ساخت دستگاههای اندازه گیری جدید که دقت بالاتر و خطای کمتر و فرکانس اندازه گیری بالاتر و پاسخ زمانی بهتر داشتند، ورود دستگاههای جمع آوری داده ها که به صورت خودکار عمل می کردند و باعث افزایش سرعت آزمایش ها می شدند، افزایش قدرت تحلیل داده ها توسط کامپیوترها و ساخت انواع مختلف تونل باد برای کاربردهای مختلف اشاره نمود.

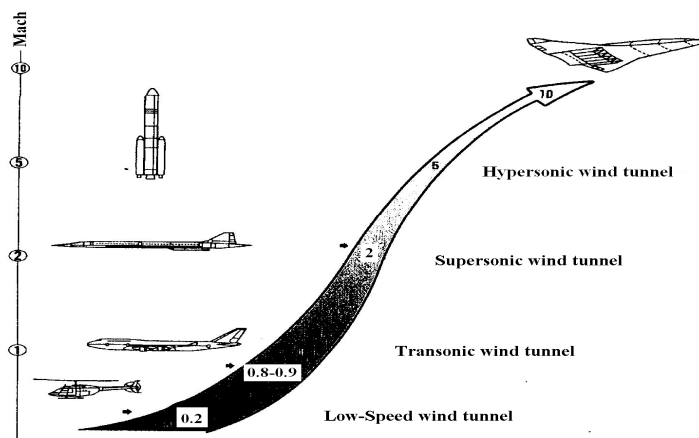
3-3- انواع تونل باد

تونل های باد از لحاظ سرعت جریان هوا در اتاق آزمون، مسیر حرکت جریان هوا و ابعاد، طبقه بندی می شوند. جدول (1-3)، طبقه بندی انواع تونل باد را بر حسب سرعت جریان هوا در اتاق

آزمون نشان می‌دهد. در شکل (2-3) نیز به صورت شماتیک محدوده عدد ماخ تونل باد و اجسام پرنده متناظر با آن آمده است.

جدول (1-3) طبقه‌بندی انواع تونل باد بر حسب سرعت جریان هوا در اتاق آزمون

نوع تونل باد	سرعت در اتاق آزمون بر حسب عدد ماخ
تونل باد مادون صوت با جریان تراکم‌ناپذیر (با سرعت پایین ¹)	$M=0\sim 0/3$
تونل باد مادون صوت با جریان تراکم‌پذیر	$M=0/3\sim 0/8$
تونل باد در محدوده سرعت صوت ²	$M=0/8\sim 1/2$
تونل باد مافوق صوت ³	$M=1/2\sim 5$
تونل باد ماورای صوت ⁴	$M\geq 5$



شکل (2-3) محدوده ماخ برای انواع وسایل آیرودینامیکی

تونل باد با سرعت کم از لحاظ مسیر جریان هوا به دو گروه تونل باد مدار باز⁵ و تونل باد مدار بسته⁶ تقسیم‌بندی می‌شود. تونل باد مدار باز به دو دسته مکنده و دمنده تقسیم می‌گردد. مطابق

¹ Low Speed Wind Tunnel

² Transonic Wind Tunnel

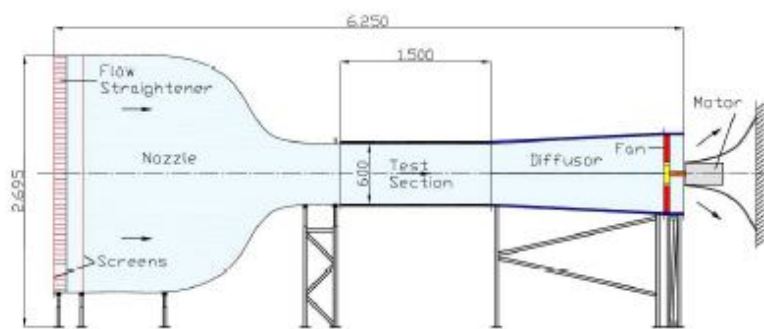
³ Supersonic Wind Tunnel

⁴ Hypersonic Wind Tunnel

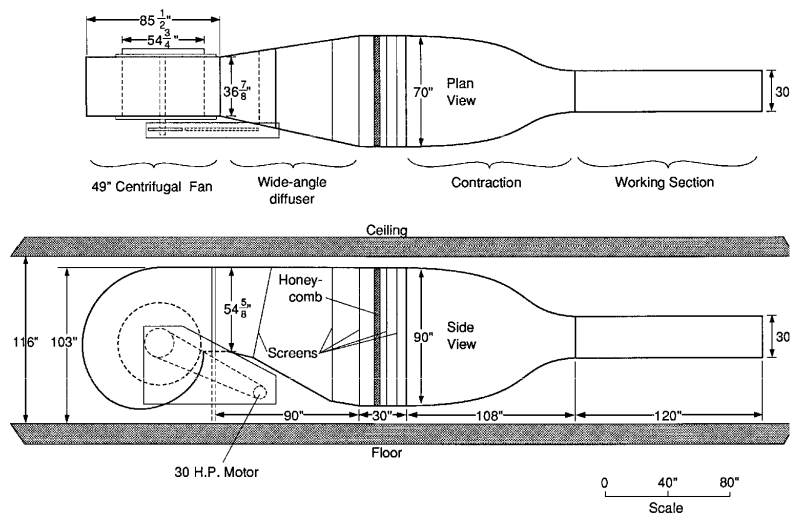
⁵ Eiffel Type

⁶ Prandtl or Gottingen Type

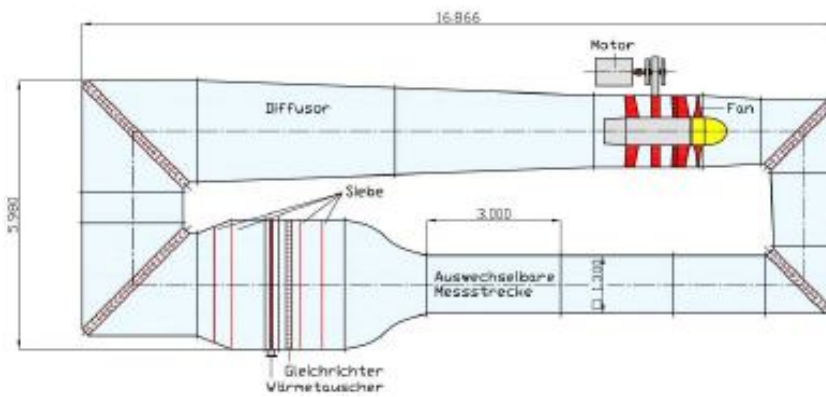
مطابق شکل (3-3)، در تونل باد مدار باز مکنده، فن در پایین دست اتاق آزمون قرار دارد. با ایجاد فشار منفی توسط فن، هوا از محیط مکیده شده و پس از عبور از توری و لانه زنبوری و نازل، وارد اتاق آزمون می‌شود و سپس مجدداً به محیط بازگردانده می‌شود. در تونل باد مدار باز دمنده (شکل 4-3)، فن در بالا دست اتاق آزمون قرار دارد و جریان هوا پس از عبور از دیفیوزر زاویه باز، توری، لانه زنبوری و نازل وارد اتاق آزمون شده و پس از آن در محیط تخلیه می‌شود. در تونل باد مدار باز، جریان هوای ورودی و خروجی با یکدیگر ارتباطی نداشته و در نتیجه بر هم تاثیری نمی‌گذارند. در تونل باد مدار بسته، جریان هوا از کانالی که ابتدا و انتهای آن به هم متصل است عبور می‌کند، به عبارت دیگر مسیر جریان هوا در این نوع تونل باد بسته است و جریان هوا در تونل باد گردش دارد. شکل (5-3) نمونه‌ای از تونل باد مدار بسته را نشان می‌دهد. تونل باد مدار بسته دارای دو نوع اتاق آزمون باز و اتاق آزمون بسته است. در نوع اتاق آزمون بسته (شکل 5-3) هیچ یک از قسمت‌های تونل باد با محیط ارتباط نداشته و اتاق آزمون هم دارای دیوار است. در تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون باز (شکل 6-3) تمام قسمت‌های تونل باد بجز اتاق آزمون با محیط ارتباط نداشته و اتاق آزمون آن فاقد دیوار است.



شکل (3-3) تونل باد مدار باز مکنده



شکل (4-3) تونل باد مدار باز دمنده

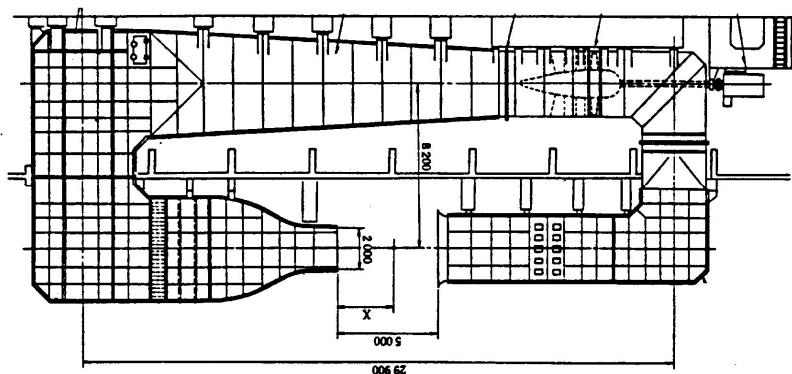


شکل (5-3) تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون بسته



شکل (6-3) تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون باز

بنابراین مدل را می‌توان آزادانه و بدون وجود آثار دیوار آزمایش نمود. شکل (7-3) نیز شماتیک یک تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون باز را نشان می‌دهد.



شکل (7-3) نمای شماتیک از تونل باد مدار بسته با اتاق آزمون باز

در تونل باد مدار بسته دو نوع اتاق آزمون دیگر نیز وجود دارد که اتاق آزمون نیمه باز و اتاق آزمون $\frac{3}{4}$ باز است. اتاق آزمون نیمه باز (شکل 8-3) مشابه اتاق آزمون بسته است، با این تفاوت که در دیواره‌های اتاق آزمون شکاف‌های طولی وجود دارد. این شکاف‌ها باعث کاهش محدودیت دیواره اتاق آزمون بر خطوط جریان هوا می‌شوند. اتاق آزمون $\frac{3}{4}$ باز نیز مشابه اتاق آزمون باز است، با این تفاوت که اتاق آزمون دارای کف می‌باشد. از اتاق آزمون $\frac{3}{4}$ باز در آزمایش‌های خودرو استفاده می‌شود.



شکل (8-3) اتاق آزمون نیمه باز

3-4- اجزای تونل باد

هدف اصلی در طراحی یک تونل باد و استفاده از آن، ایجاد جریان دلخواه و مناسب در اتاق آزمون است. علی‌رغم ابعاد مختلف تونل بادها با سرعت کم ($M=0-0.3$)، اصول طراحی و اجزای این نوع تونل باد یکسان بوده و تفاوت‌های آن ناشی از نوع استفاده از تونل باد و لوازم جانبی آن می‌باشد. مدار تونل باد بسته شامل قسمت‌های زیر می‌باشد. 1- اتاق آزمون 2- دیفیوزر 3- گوشه‌ها به همراه پره‌های راهنما 4- فن 5- مسیر برگشت 6- مبدل حرارتی 7- محفظه آرامش (لانه زنبوری و توری) 8- نازل. در ادامه هر کدام از این اجزا توضیح داده شده اند.

3-4-1- اتاق آزمون

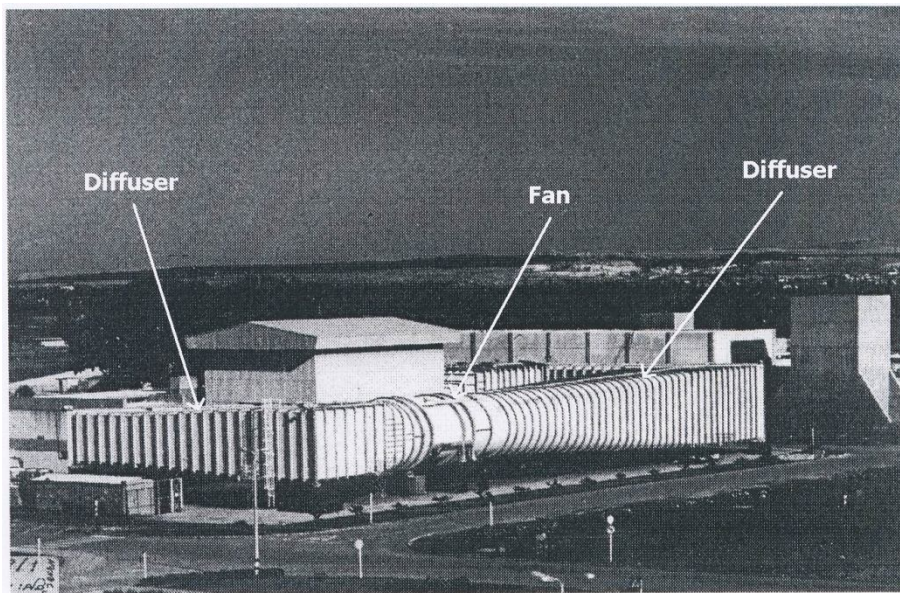
اتاق آزمون¹ مکانی است که در آن مدل قرار گرفته و آزمایش‌های مورد نظر در آن انجام می‌شود. اتاق آزمون به دو صورت اتاق آزمون باز، شکل (3-7) و اتاق آزمون بسته وجود دارد. اتاق آزمون بسته دارای افت کمتری نسبت به اتاق آزمون باز است. در سرعت‌های بالا، به‌منظور کاهش توان مورد نیاز فن، بهتر است از اتاق آزمون بسته استفاده شود. تونل باد ایده‌آل، تونل بادی است که بتوان مدل را به اندازه جسم واقعی آزمایش نمود. بنابراین اندازه اتاق آزمون هر چقدر بزرگتر باشد به واقعیت نزدیکتر و بهتر است. سطح مقطع اتاق آزمون برابر سطح مقطع خروجی نازل بوده که به‌صورت باز یا بسته است. با توجه به اینکه نصب و دسترسی به مدل در اتاق آزمون بسته آسان‌تر بوده و از آنجائیکه توان مورد نیاز فن با افزایش سرعت درون اتاق آزمون، افزایش می‌یابد. بنابراین برای بهینه کردن انرژی مصرفی فن، بهتر است از اتاق آزمون بسته استفاده شود. از این‌رو، اکثر تونل‌بادهای بزرگ، دارای اتاق آزمون بسته می‌باشند. برای کاهش اثرات دیواره اتاق آزمون بر روی داده‌های حاصل از اندازه‌گیری، سطح اتاق آزمون را به شکل مستطیل طراحی می‌کنند. طول اتاق آزمون بسته، به نوع آزمایش و مدل مورد استفاده، بستگی دارد. طول اتاق آزمون برای

¹ Test Section

آزمایشهای مورد نیاز هواپیما 1/5 تا 2 برابر قطر مؤثر اتاق آزمون، برای موشکها 2 تا 4 قطر مؤثر و برای موارد کاربردی در زمینه محیط زیست، بیش از 5 برابر قطر مؤثر است.

3-4-2- دیفیوزر

دیفیوزر تونل باد، کانالی است که سطح اتاق آن بتدریج افزایش یافته و انرژی جنبشی خروجی از اتاق آزمون را به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌کند. در تونلهای مدار بسته، برای کاهش تلفات انرژی ناشی از اصطکاک که متناسب با مجذور سرعت جریان هوا است، نیاز به دیفیوزر است که مطابق شکل (3-9) در پایین دست فن قرار می‌گیرد. عملکرد دیفیوزر یعنی تبدیل انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل (فشار)، به اندازه و نحوه توزیع سرعت در سطح مقطع ورودی، زاویه دیفیوزر و همچنین نسبت سطوح ورودی به خروجی وابسته است.

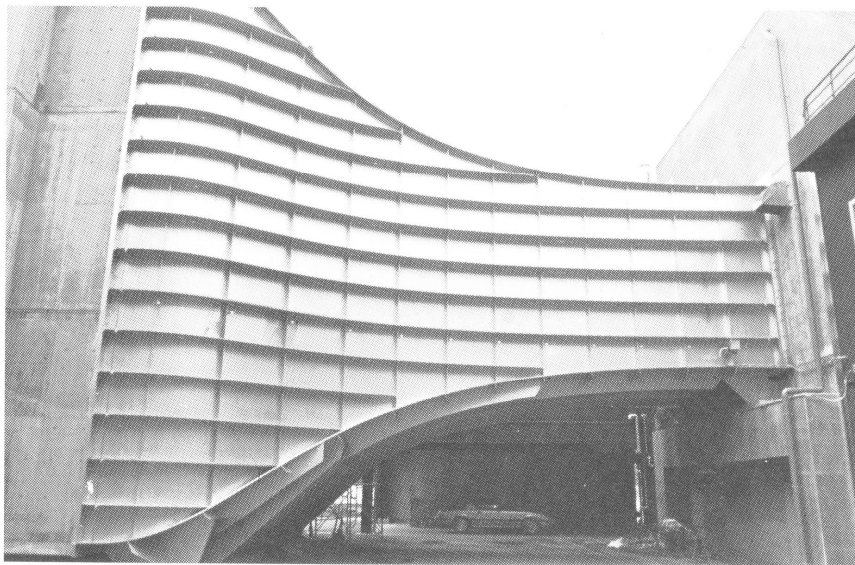


شکل (3-9) دیفیوزر تونل باد مدار بسته که در پایین دست فن قرار دارد

طول دیفیوزر با توجه به زاویه آن و ابعاد و فضای تونل باد مشخص می‌شود.

3-4-3- نازل

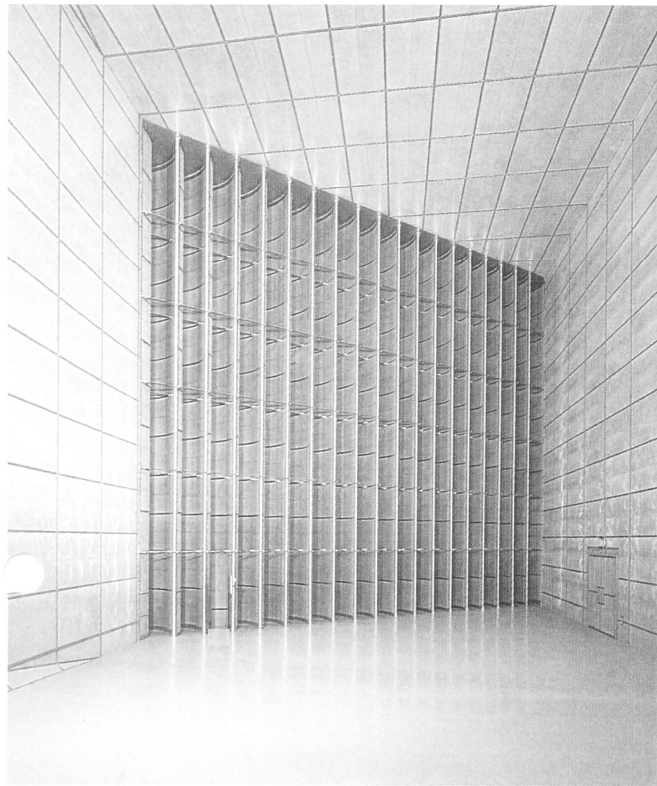
وظیفه اصلی نازل شتاب دادن به جریان با سرعت کم در محفظه آرامش، به سرعت مورد نیاز در اتاق آزمون است، شکل (5-10). با توجه به این که سطح اتاق نازل بتدریج کاهش پیدا می کند جریان خروجی از نازل دارای غیر یکنواختی و اغتشاشهای کمتری است. شکل و ابعاد نازل نه تنها میزان سرعت را تعیین می کند، بلکه میزان یکنواختی جریان خروجی از آنرا نیز تعیین می کند. شکل و ابعاد نازل همچنین بر روی افت انرژی در داخل نازل که بیشتر به علت اصطکاک دیواره ها است نیز تاثیر می گذارد. برای جلوگیری از افت فشار زیاد در نازل، سرعت ورودی به نازل در تونل بادهای سرعت پائین (حداکثر سرعت 100 تا 150 m/s)، حدود 10 تا 25 m/s است. پروفیل نازل نیز براساس ایجاد توزیع یکنواخت سرعت در خروجی نازل طراحی می شود. تغییرات سرعت در امتداد طول دیواره های نازل باید به گونه ای باشد که جدایش در آنها رخ ندهد.



شکل (3-10) نازل تونل باد شرکت مزدا، ژاپن

3-4-4- گوشه¹

در تونل‌های مدار بسته، جریان خروجی از اتاق آزمون، دوباره به اتاق آزمون هدایت می‌شود، به عبارت دیگر جریان هوا 360° می‌چرخد که این عمل به کمک چهار گوشه انجام می‌شود. طراحی گوشه از لحاظ افت انرژی و یکنواختی جریان مهم است. با توجه به بالا بودن سرعت جریان هوا در گوشه‌های اول و دوم، بنابراین افت انرژی در این گوشه‌ها مهم می‌باشند. از طرفی گوشه چهارم اثر قابل توجهی بر روی یکنواختی جریان هوا دارد. به همین جهت در گوشه‌ها تعدادی پره قرار می‌دهند تا بتوان با راندمان و کیفیت بهتری جریان هوا را در مسیر بسته به گردش درآورد. شکل (3-11)، بخش گوشه (به همراه پره‌های درون آن) تونل باد شرکت نپسان را نشان می‌دهد. قابل ذکر است که ارتفاع این گوشه 12 m می‌باشد.

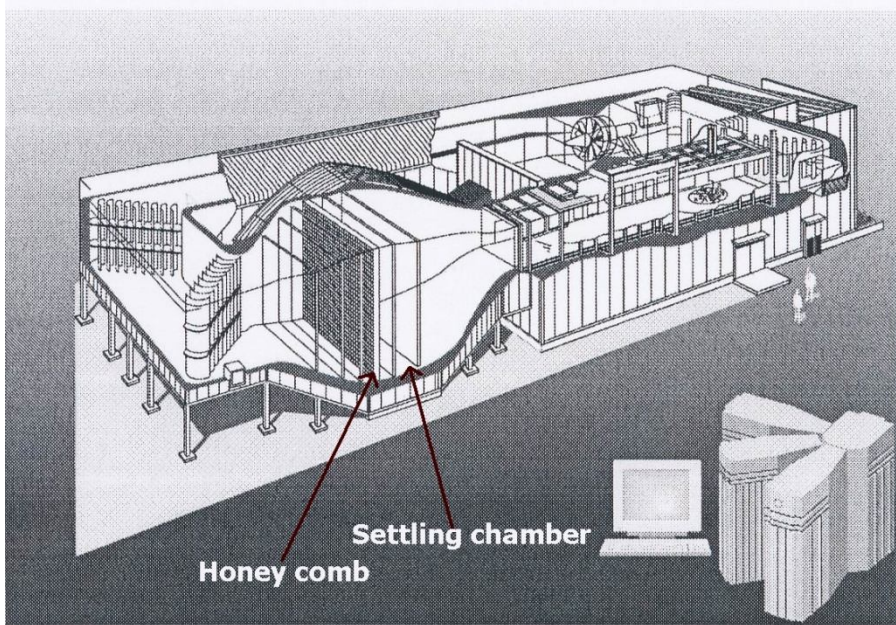


شکل (3-11) گوشه به ارتفاع 12 متر و پره‌های راهنما (تونل باد شرکت مزدا)

¹ Corner

3-4-5- اتاق آرامش¹

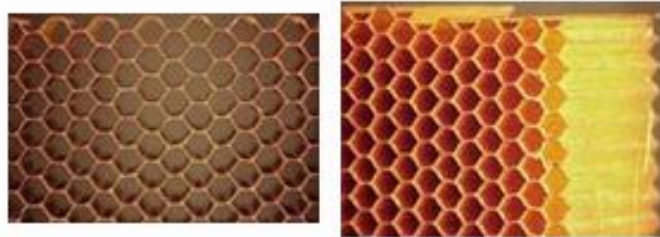
محفظه آرامش، مکانی است که در آن سرعت جریان هوا به حداقل رسیده و در آن با استفاده از لانه زنبوری و توریها انحراف و شدت اغتشاشهای جریان هوا کاهش می‌یابد. این محفظه معمولاً پس از گوشه چهارم و دیفیوزر زاویه باز و در صورت عدم وجود دیفیوزر پس از گوشه چهارم قرار می‌گیرد. محفظه آرامش، جریان خروجی گوشه چهارم را مستقیم و شدت اغتشاشهای آنرا کم می‌نماید و جریان هوا از طریق نازل وارد اتاق آزمون می‌شود. طول محفظه آرامش حدود $1/5$ تا 2 برابر پهنای آن می‌باشد. شکل (3-12) اتاق آرامش را نشان می‌دهد.



شکل (3-12) اتاق آرامش تونل باد

شبكة لانه زنبوری که معمولاً در محفظه آرامش قرار می‌گیرد و در شکل (3-13) نشان داده شده است.

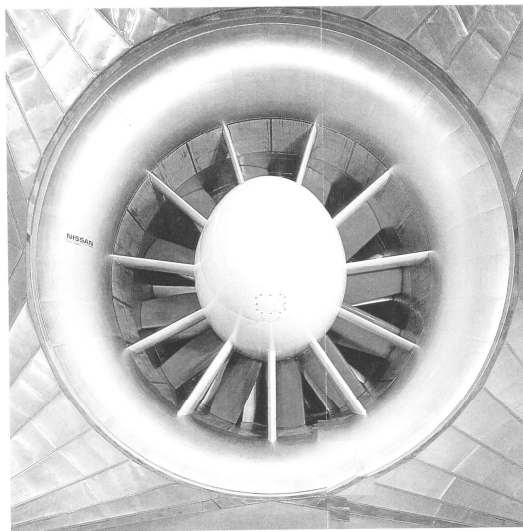
¹ Settling chamber



شکل (3-13) لانه زنبوری

3-4-6- فن

برای ایجاد جریان هوا در تونل باد، باید به هوا انرژی داده شود که این کار توسط فن انجام می‌شود. در تونل باد مدار باز مکنده، از فن‌های بدون پره ثابت هم می‌توان استفاده کرد، ولی در تونل باد مدار بسته باید حتماً از این پره‌های ثابت که در بالا دست فن نصب می‌شوند، استفاده کرد. شکل (3-14) فن تونل باد شرکت نیسان را نشان می‌دهد. قطر این فن 8 m می‌باشد.



شکل (3-14) فن به قطر 8 متر (تونل باد شرکت مزدا)

3-5- تونل باد ویژه با سرعت کم

برای حل برخی از مشکلات آیرودینامیکی و یا مهندسی باد نیاز به برخی آزمایش‌های ویژه است که این آزمایش‌های ویژه نیاز به تونل بادهای ویژه ای از قبیل تونل باد با جریان چرخشی، پرواز آزاد،

تونل باد با جریان هوای اغتشاش کم، تونل باد با جریان عمودی، تونل باد برای اتومبیل، تونل باد بدون صدا، تونل باد لایه مررزی و غیره است. این تونل بادها با تونل بادهای استاندارد وجوه مشترک زیادی دارند، ولی از لحاظ طراحی لوازم جنبی، استفاده از آنها و وسایل آزمایش به طور قابل ملاحظه‌ای با تونل باد استاندارد متفاوتند.

3-6- تشابه جریان در تونل باد

هدف از مطالعه جریان سیال، استفاده از نتایج این مطالعه در کاربردهای صنعتی و پژوهشی است. مطالعه جریان سیال به سه روش تحلیلی، عددی و تجربی انجام می‌شود. با توجه به این که جریان سیال دارای رفتار پیچیده‌ای است، بنابراین استفاده از روش‌های تحلیلی برای حل دقیق جریان سیالات تنها برای تعداد اندکی از شرایط جریان کاربرد دارد و سایر جریان‌ها با استفاده از روش‌های عددی و تجربی بررسی و مطالعه می‌شود. در این راه، روش‌های عددی و تجربی مکمل یکدیگر بوده و از نتایج هر کدام از روش‌ها می‌توان در پیشرفت روش دیگر استفاده کرد. در روش‌های تجربی به منظور کاهش تعداد آزمایش‌ها و بررسی آسان‌تر نتایج داده‌های تجربی از آنالیز ابعادی استفاده می‌شود.

3-6-1 آنالیز ابعادی

با توجه به تنوع پارامترهای تأثیرگذار در رفتار سیال، استفاده از روش‌های تجربی زمان‌بر و پرهزینه بوده، بنابراین در مطالعه تجربی جریان سیال، یکی از اهداف، به دست آوردن بیشترین اطلاعات با انجام تعداد کمتری آزمایش است. یکی از ابزارهای مهم در رسیدن به این هدف، آنالیز ابعادی و شبیه سازی جریان سیال است. در روش آنالیز ابعادی، پارامترهای بی بعد بدست می‌آیند که با استفاده از آنها می‌توان جریان سیالات را شبیه سازی نموده و نتایج مطلوب را بدست آورد. به عنوان مثال، نیروی پسی وارد بر یک کره به شعاع d که در یک سیال تراکم ناپذیر در حال

حرکت قرار دارد، به لزجت سیال μ ، چگالی سیال ρ ، سرعت سیال U ، قطر کره d ، بستگی دارد و آنرا می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$F_{drag} = D = f(d, v, \rho, \mu) \quad (1-3)$$

با انجام آزمایش بر روی کره‌ای به قطر dI و با سرعت سیال UI و خواص ρ_1, μ_1 ، نیروی پسای DI به دست می‌آید. اما اگر هر کدام از این پارامترها تغییر کنند، نیروی پسا دیگر DI نیست. از این رو برای شرایط مختلف، تعداد بی‌شماری نمودار و جدول به دست می‌آید که بسیار پیچیده خواهند بود. اما با استفاده از آنالیز ابعادی، رابطه (1-3) به رابطه زیر تغییر می‌کند:

$$\frac{D}{\rho U^2 d^2} = f_1\left(\frac{\rho U d}{\mu}\right) \quad (2-3)$$

که با استفاده از این رابطه، تنها نیازمند به انجام 10 آزمایش هستیم. قابل ذکر است که رابطه (2-3) تنها برای مواردی معتبر است که تنها نیروهای اصطکاکی و اینرسی بر روی کره (یا جسم) اعمال شوند. در جریان‌های مافوق صوت و جریان‌های سطحی آزاد به ترتیب نیروهای الاستیسیته و گرانشی اهمیت دارند، از این رو رابطه (2-3) دیگر معتبر نمی‌باشد. در این موارد نیروی پسا تابعی از عدد ماخ M (جریان مافوق صوت) و عدد فراد Fr (جریان‌های سطحی آزاد) نیز باشد. در مواردی، برای انجام آزمایش تجربی بر روی یک نمونه واقعی، ممکن است نتوان از نمونه واقعی برای انجام آزمایش‌ها استفاده کرد و یا این که استفاده از نمونه واقعی بسیار پر هزینه خواهد بود (که اغلب این گونه است). در این شرایط ساده ترین روش، استفاده از مدل نمونه واقعی در انجام آزمایش‌ها است. اگر می‌خواهیم با انجام آزمایش و اندازه‌گیری‌ها بر روی مدل، رفتار نمونه واقعی را در جریان سیال بررسی کنیم، به این نتیجه می‌رسیم که نمی‌توان هر آزمایشی را بر روی مدل انجام داد. در این حالت باید میان جریان عبوری از مدل و جریان نمونه واقعی تشابه برقرار باشد.

3-6-2- پارامترهای مهم در جریان سیال

هنگامی که جسمی در یک سیال حرکت می‌کند، نیروی‌هایی که از طرف سیال به جسم وارد می‌شوند، ناشی از لزجت سیال، اینرسی سیال، الاستیسیته سیال و گرانش سیال است. نیروی اینرسی متناسب با جرمی از سیال است که با شتاب مشخص در حرکت بوده و مقدار آن طبق قانون دوم نیوتن برابر $F=ma$ است که m جرم سیال و a شتاب آن است. جرم سیال نیز برابر ρL^3 است که L^3 حجم سیال و L مشخصه بعد طول است. مقدار شتاب نیز برابر $a = \frac{DU}{Dt}$ است که $\frac{D}{Dt}$ مشتق کامل است و برای جریان‌های پایا، داریم: $\frac{\partial U}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} = U \frac{\partial U}{\partial x}$ که $\frac{\partial U}{\partial x}$ برابر مقدار تغییرات سرعت در مختصات مکانی است. از این رو شتاب نیز متناسب است با:

$$a \propto \frac{U^2}{L} \quad (3-3)$$

و نیروی اینرسی نیز با:

$$F = \rho L^3 \cdot \frac{U^2}{L} = \rho U^2 L^2 \quad (4-3)$$

متناسب است. سایر نیروها عبارتند از:

$$\tau \cdot A = \left(\mu \frac{\partial U}{\partial y} \cdot A \right) \propto \left(\mu \frac{U}{L} \cdot L^2 \right) = \mu UL \quad (5-3) \text{ نیروی لزجی}$$

$$mg \sim g\rho L^3 \quad (6-3) \text{ نیروی گرانش}$$

که A مساحت سطح و g شتاب گرانش است. مطابق تعریف، مدول حجمی یک سیال، مقدار تنشی است که برای ایجاد تغییر حجم واحد مورد نیاز است و آن را با علامت E نشان می‌دهند. از این رو داریم:

$$EL^2 \sim \text{نیروی الاستیسیته} \quad (7-3)$$

از طرف دیگر مطابق معادله لاپلاس، سرعت صوت برابر با $c^2 = \frac{E}{\rho}$ است

(Schlichting 1979). بنابراین داریم:

$$\text{نیروی} \sim \rho c^2 L^2 \quad (8-3)$$

الاستیسیته

در مکانیک سیالات و آیرودینامیک، نیروهای اینرسی مهم‌ترین نیروها می‌باشند و از این‌رو نسبت نیروی اینرسی به سایر نیروهایی که در بالا ذکر شده‌اند، گروهی از اعداد بی‌بعد را تشکیل می‌دهند که نقش مهمی را در مطالعه و بررسی جریان سیالات دارند. این اعداد بی‌بعد عبارتند از:

$$\text{عدد رینولدز} = \frac{\text{نیروی اینرسی}}{\text{نیروی لزجی}} \quad Re = \frac{\rho U^2 L^2}{\mu U L} = \frac{\rho U \cdot L}{\mu} = \frac{UL}{\nu} \quad (9-3)$$

$$\text{عدد ماخ} = \frac{\text{نیروی اینرسی}}{\text{نیروی الاستیسیته}} \quad M = \frac{U}{C} \quad (10-3)$$

$$\text{عدد فرود} = \frac{\text{نیروی اینرسی}}{\text{نیروی لزجی}} \quad Fr = \sqrt{\frac{U^2}{Lg}} \quad (11-3)$$

عدد فرود در تونل باد کاربردی ندارد. عدد ماخ نیز برای جریان‌های با سرعت بالا (بیش از 100 m/s) کاربرد داشته و نقش تعیین کننده‌ای در رفتار سیال دارد. در سرعت‌های پایین، آثار مربوط به عدد رینولدز بسیار بیشتر از عدد ماخ است و در این بازه سرعت، عدد ماخ کاربرد چندانی ندارد.

3-6-3 تشابه هندسی، سینماتیکی و دینامیکی

همان‌طور که قبلاً بیان شد، در اکثر آزمایش‌های تونل باد، نیاز به استفاده از مدل به جای نمونه کامل داریم. برای انجام آزمایش بر روی مدل و استفاده از نتایج حاصل از آن برای اندازه‌گیری نیروها، ممان‌ها و نیروهای دینامیکی در حالت واقعی، باید بین شرایط جریان هوا در حالت مدل و در حالت واقعی، تشابه وجود داشته باشد. اولین اصل در تشابه، تشابه هندسی است. بدین معنی که مدل و نمونه واقعی باید از لحاظ هندسی مشابه باشند. برای اینکه تشابه هندسی بین مدل و نمونه واقعی برقرار شود، شکل مدل و نمونه واقعی باید یکسان باشد و نسبت تمامی ابعاد خطی مدل به ابعاد خطی متناظر در نمونه واقعی، باید برابر یک ضریب مقیاس ثابت باشد. دومین اصل در تشابه، تشابه سینماتیکی است. دو جریان سیال هنگامی تشابه سینماتیکی دارند که بردارهای سرعت در نقاط متناظر در دو جریان سیال، دارای جهت یکسانی بوده و نسبت اندازه این بردارها در دو حالت مدل به نمونه واقعی برابر یک ضریب مقیاس ثابت باشد. همچنین می‌توان گفت که دو جریان سیال هنگامی دارای تشابه سینماتیکی هستند که الگوی خطوط جریان آنها متناسب با یکدیگر باشد که ضریب تناسب آنها، یک ضریب مقیاس ثابت است. تشابه سینماتیکی، نیازمند آن است که رژیم هر دو جریان در حالت مدل و نمونه واقعی، یکسان باشد. سومین اصل، تشابه دینامیکی است. شرط برقراری تشابه دینامیکی این است که دو جریان باید با هم تشابه هندسی و تشابه سینماتیکی داشته باشند. برای برقرار ساختن شرایط تشابه دینامیکی، باید تمامی نیروهایی را که در جریان سیال مهم هستند را در نظر گرفت. شرایط آزمایش باید به گونه‌ای فراهم شود که

نیروهای موجود در حالت مدل، با یک ضریب مقیاس ثابت، با نیروهای متناظر موجود در حالت نمونه واقعی متناسب باشند. در تونل بادهای سرعت پایین، تشابه دینامیکی هنگامی برقرار است که:

$$\text{نمونه واقعی } (Re) = \text{مدل } (Re) \quad (12-3)$$

برای برابری عدد رینولدز مدل با عدد رینولدز نمونه واقعی در تونل باد از سه روش می‌توان استفاده کرد:

الف - اندازه مدل برابر با اندازه نمونه واقعی باشد.

ب - از تونل باد چگالی متغیر استفاده شده و مقدار ρ را افزایش داد.

ج - کاهش مقدار دما و در نتیجه کاهش مقدار ν (لزجت سینماتیکی) که نتیجه آن افزایش عدد رینولدز مدل است.

با توجه به این که هر کدام از روش‌های فوق مشکلاتی نظیر افزایش هزینه ساخت تونل‌ها، ... را به همراه دارند، بنابراین در آزمایش‌های تونل باد، سعی می‌شود علاوه بر ایجاد تشابه هندسی، رژیم‌های جریان نیز شبیه‌سازی شوند. در این حالت لایه مرزی تشکیل شده بر روی مدل و نمونه واقعی مشابه یکدیگر خواهند بود. سپس اندازه‌گیری‌ها بر روی مدل انجام شده و رفتار جریان در عدد رینولدز مدل، مطالعه می‌شود. آن‌گاه این رفتار جریان هوا برای اعداد رینولدز بالاتر تا رینولدز نمونه واقعی، برون‌یابی می‌شود.

4_6_3 معادله‌های اساسی حرکت جریان سیال

معادله‌های اساسی حرکت جریان سیال، معادله‌های پیوستگی و ناویر-استوکس هستند که برای جریان سیال غیر قابل تراکم به صورت زیر است:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (13-3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right) = X - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) \quad (14-3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} \right) = Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) \quad (15-3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} \right) = Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) \quad (16-3)$$

که در اینجا U, V, W به ترتیب مولفه‌های بردار سرعت در جهت‌های x, y, z و X, Y, Z مولفه‌های نیروهای جسمی در جهت‌های x, y, z می‌باشند. در حالت برداری، معادله‌های ناویر-استوکس را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \vec{F} - \text{grad}p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (17-3)$$

که:

$$\vec{V} = U i + V j + W k \quad \text{و} \quad \vec{F} = X i + Y j + Z k$$

از طرف دیگر، می‌توان این معادله‌ها را بی‌بعد ساخت. به‌عنوان مثال، شکل بی‌بعد معادله‌های ناویر-استوکس و پیوستگی برای جریان دو بعدی پایا تراکم ناپذیر در صفحه xy که تنها نیروی گرانش در جهت y بر آن تاثیر می‌کند به صورت زیر است:

$$\frac{\partial U^*}{\partial x^*} + \frac{\partial V^*}{\partial y^*} = 0 \quad (18-3)$$

$$U^* \frac{\partial U^*}{\partial x^*} + V^* \frac{\partial U^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{\mu}{\rho U_\infty L} \left(\frac{\partial^2 U^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 U^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (19-3)$$

$$U^* \frac{\partial V^*}{\partial x^*} + V^* \frac{\partial V^*}{\partial y^*} = -\frac{gL}{U_\infty^2} - \frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \frac{\mu}{\rho U_\infty L} \left(\frac{\partial^2 V^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 V^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (20-3)$$

که در اینجا:

$$X^* = \frac{x}{L}, y^* = \frac{y}{L}, U^* = \frac{U}{U_\infty}, V^* = \frac{V}{U_\infty}, p^* = \frac{p}{\rho U_\infty^2}$$

است. U_∞ سرعت جریان آزاد و L طول مرجع می‌باشد.

از این معادله‌های بی‌بعد مشخص می‌شود که دو جریان سیال مشابه هستند، اگر و تنها اگر مقادیر

$$\frac{gL}{U_\infty^2}, \frac{\mu}{\rho U_\infty L}$$

برای هر دو جریان با هم برابر باشند. در تونل باد، مقدار $\frac{gL}{U_\infty^2}$ در نظر گرفته

نمی‌شود، بنابراین مشخص می‌شود که برای تشابه دو جریان مدل و نمونه واقعی، عدد رینولدز آنها

باید با یکدیگر برابر باشد. در آزمایش‌های مربوط به اندازه‌گیری نیروی پسا در کشتی‌ها، نیاز است

که هم عدد Re و هم عدد Fr در مدل و نمونه واقعی، با هم برابر باشند.

7-3- اجزای جانبی بکار رفته در آزمایش

به منظور انجام آزمایشات و تحقیقات نیاز به جریان سنج سیم داغ، تونل باد، پراب سنسور سیم

داغ، مکانیزم انتقال دهنده پراب، دستگاه کالیبراسیون، سیستم اخذ داده‌ها و نرم افزار می‌باشد.

7-3-1- پراب سیم داغ

یکی از اجزای دستگاه جریان سنج سیم داغ، پراب است که شامل سنسور¹، پایه‌ها²، بدنه، کابل و

اتصالات است. پراب جریان سنج سیم داغ بر مبنای نوع سنسور به کار رفته و یا تعداد سنسور آن

(یک، دو و سه بعدی) تقسیم‌بندی می‌شود. سنسور پراب دستگاه جریان سنج، از نوع سیم داغ و یا

فیلم داغ است. قطر سنسور سیم داغ بسیار کم و دارای پاسخ فرکانسی بالا بوده، ولی شکننده است.

فیلم داغ معمولاً لایه‌ای از نیکل و یا پلاتین است که بر روی یک زیر لایه از جنس کوارتز قرار

می‌گیرد. استحکام سنسور فیلم داغ بالا است، ولی پاسخ فرکانسی آن نسبت به پاسخ فرکانسی

سنسور سیم داغ کمتر می‌باشد.

¹ Sensor

² Prongs

پرابها را می‌توان به صورت یک، دو و سه بعدی تقسیم‌بندی نمود. با استفاده از پراب یک بعدی می‌توان سرعت متوسط و شدت اغتشاشهای جریان سیال را در یک بعد اندازه‌گیری نمود. در صورتی که به پراب زاویه یاو¹ داده شود، با استفاده از مکانیزم انتقال دهنده، مؤلفه‌های بردار سرعت جریان سیال در صفحه مشخص می‌شوند و اگر علاوه بر زاویه یاو، زاویه پیچ² نیز داده شود، بردار سرعت جریان سیال را می‌توان مشخص کرد. پراب دو بعدی، مؤلفه‌های بردار سرعت جریان سیال را در صفحه سنسورهای پراب، به طور همزمان اندازه‌گیری می‌کند و با استفاده از پراب سه بعدی هر سه مؤلفه بردار سرعت جریان سیال به طور همزمان اندازه‌گیری می‌شوند.

برای انتخاب نوع پراب باید به نکاتی مانند قابلیت‌ها، قیمت، مدت استفاده و زمان کالیبراسیون پراب توجه داشت.

3-7-2- سنسور سیم داغ

همان‌گونه که بیان شد، اساس کار جریان‌سنج سیم داغ، انتقال حرارت از یک سیم گرم به جریان سیال می‌باشد. سنسور سیم داغ بر روی پایه‌های پراب نصب شده و از طریق کابل‌های الکتریکی به مدار الکترونیکی دما ثابت CT (یکی از شاخه‌های پل وتسون) متصل می‌شود. سنسور سیم داغ یک سیم بسیار نازک است و برای اندازه‌گیری سرعت جریان هوا و سایر گازها در بازه سرعت از چند دهم متر بر ثانیه تا سرعت‌های مافوق صوت و در مایعات نارسانا با سرعت کم قابل استفاده است.

با توجه به قطر کم آن نسبت به ذرات موجود در جریان سیال، بسیار حساس است و نمی‌توان از آن در تونل بادی که به طور هم‌زمان در آن آزمایش مرئی‌سازی³ انجام می‌شود، استفاده نمود.

جنس سنسور باید به گونه‌ای انتخاب شود که مقاومت ویژه χ_a و ضریب دمایی مقاومت α_a آن بالا و چگالی ρ_w و ظرفیت حرارتی c_w آن کم باشد تا ثابت زمانی آن نسبت به تغییرات جریان سیال کوچک و در نتیجه پاسخ فرکانسی آن سریع شود. همچنین برای کاهش میزان انتقال حرارت به

¹ Yaw

² Pitch

³ Visualization

پایه‌ها، هدایت حرارتی k_w سنسور نیز باید کم باشد. با در نظر گرفتن مشخصه‌های ذکر شده، کمیت $\sigma.\alpha/\rho.c$ تعریف می‌شود که مشخص کننده ثابت زمانی سنسور است. هر چه کمیت فوق بزرگتر باشد، ثابت زمانی آن کوچکتر بوده و عملکرد دستگاه جریان سنج سیم داغ بهتر خواهد بود. با توجه به مشخصه‌های عنوان شده، سنسور سیم داغ می‌تواند از جنس تنگستن¹، پلاتین²، آلیاژ پلاتین - رودیم³ با نسبت 10-90 و یا آلیاژ پلاتین - ایردیم⁴ با نسبت 20-80 ساخته شود.

کمیت $\sigma.\alpha/\rho.c$ برای سیم تنگستن و پلاتین به ترتیب برابر $7/32 \times 10^{-8}$ و $1/33 \times 10^{-6}$ است که این مقدار برای پلاتین بزرگتر می‌باشد، از این رو بهتر است از سنسور با جنس پلاتین استفاده شود. با توجه به این که تنش تسلیم پلاتین نسبت به تنگستن پایین تر بوده و به آسانی پاره می‌شود، بنابراین از آلیاژهای پلاتین - رودیم و پلاتین - ایردیم استفاده می‌شود.

سنسور تنگستن را می‌توان به دو دسته بدون روکش⁵ و روکش دار⁶ تقسیم بندی نمود. سنسور بدون روکش که در شکل (3-15) الف نشان داده شده است، سیم تنگستن با قطر حدود $5 \mu m$ و طول $1/25 mm$ است، که مستقیماً به دو سر پایه‌ها جوش داده می‌شود. سنسور روکش دار (شکل 3-15) ب، سیم تنگستنی با قطر $5 \mu m$ و طول $3 mm$ است که دو انتهای سنسور دارای روکش مس به ضخامت 15 تا 20 میکرومتر می‌باشد. قسمت فعال سیم که همان سنسور است دارای طولی حدود $1/25 mm$ است. این سنسورها برای اندازه گیری جریان سیالی که شدت اغتشاشهای آن بالا است، طراحی شده‌اند. آثار تداخلی پایه‌ها در این سنسورها کمتر بوده و در نتیجه دقت اندازه گیری در سرعت جریان سیالی که اغتشاشهای آن بالا است، افزایش خواهد یافت.

¹ Tungsten

² Platinum

³ Platinum-Rhodium

⁴ Platinum-Iridium

⁵ Unplated

⁶ Plated

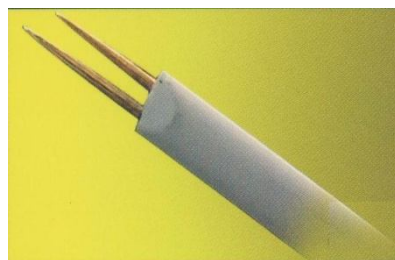


شکل (3-15) پراب با سنسور روکش دار و بدون روکش
(راست) پراب با سنسور بدون روکش (*DANTEC 55P11*)
(چپ) پراب با سنسور روکش دار (*DANTEC 55P01*)

سنسورهای از جنس تنگستن معمولاً برای اندازه‌گیری سرعت جریان سیال به کار برده می‌شوند.

3-7-3- پراب یک بعدی

پراب یک بعدی دارای یک سنسور بوده و قادر به اندازه‌گیری سرعت در جهت جریان سیال است. پراب یک بعدی را می‌توان به پراب مستقیم¹ *SN* و پراب مایل² *SY* تقسیم‌بندی نمود. در پراب مستقیم *SN*، پایه‌ها موازی و هم اندازه‌اند به طوری که سنسور، عمود بر جریان سیالی که موازی ساقه است، قرار می‌گیرد. در پراب مایل *SY* پایه‌ها موازی بوده ولی اندازه آنها با یکدیگر متفاوت است و سنسور با جریان سیالی که موازی ساقه است، زاویه 45° می‌سازد.

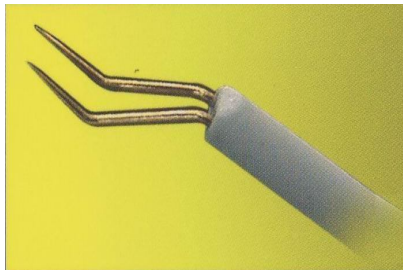


شکل (3-16) پراب مایل *SY* (فراسنجش صبا *WU11*)

¹ Single Normal

² Single Yaw

معمولاً برای کاهش آثار پراب بر روی اندازه‌گیری سرعت جریان سیال، پراب را موازی جریان سیال قرار می‌دهند، اما برای اندازه‌گیری لایه مرزی، باید به پراب زاویه پیچ β داده و آن را نسبت به جریان سیال مایل نمود.



شکل (3-17) پراب لایه مرزی (فراسنجش صبا WP13)

3-7-4- مکانیزم انتقال دهنده پراب

دستگاه جریان‌سنج سیم داغ، سرعت لحظه‌ای جریان سیال را در مکانی که پراب در آن قرار دارد، اندازه‌گیری می‌کند. برای آن که بتوان توزیع سرعت و یا تغییرات سرعت جریان سیال را نسبت به مکان اندازه‌گیری نمود، نیاز به مکانیزم انتقال‌دهنده پراب است.

شکل (3-18) مکانیزم انتقال دهنده پراب را نشان می‌دهد که از سه محور و با سه درجه آزادی تشکیل شده است.



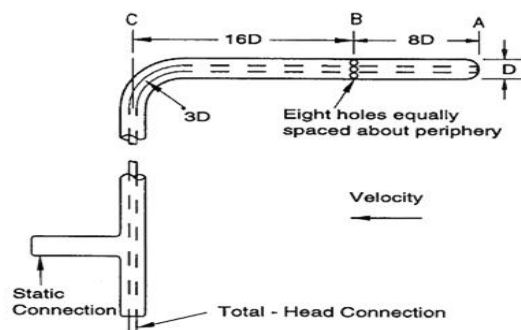
شکل (3-18) مکانیزم انتقال دهنده پراب

با توجه به اهمیت اندازه‌گیری محلی در پژوهش‌های آیرودینامیکی و سیالاتی، نیاز است که به همراه دستگاه جریان‌سنج سیم داغ از مکانیزم انتقال دهنده پراب نیز استفاده شود. معمولاً نرم‌افزارهای دستگاه جریان‌سنج سیم داغ دارای گزینه‌هایی برای کنترل و به حرکت درآوردن موتورهای پله‌ای و در نتیجه کنترل موقعیت پراب می‌باشند.

3-7-5- لوله استاتیکی پیتوت و مبدل الکتریکی فشار

یکی از وسایل رایج برای اندازه‌گیری سرعت متوسط جریان سیال، لوله استاتیکی پیتوت است. لوله فوق وسیله‌ای است که با استفاده از آن، فشار استاتیکی و فشار سکون جریان سیال اندازه‌گیری می‌شود. اگر فشارهای استاتیکی و سکون اندازه‌گیری شده به دو طرف مانومتر و یا مبدل الکترونیکی فشار متصل شوند، فشار دینامیکی و در نهایت سرعت جریان سیال اندازه‌گیری می‌شود.

شکل (3-19) لوله استاتیکی پیتوت را نشان می‌دهد که شامل سوراخ‌های حس‌کننده فشارهای سکون و استاتیکی است. سوراخ حس‌کننده فشار سکون (A) در قسمت جلویی لوله استاتیکی پیتوت قرار گرفته و سطح مقطع آن عمود بر جهت جریان سیال است. اندازه‌گیری فشار سکون ساده و خطای اندازه‌گیری آن ناچیز است (حساسیت اندازه‌گیری فشار سکون نسبت به انحراف جریان تا زاویه 4° نیز ناچیز است) (Miller 1996). مطابق شکل (3-19)، اندازه‌گیری فشار استاتیکی توسط سوراخ‌های جانبی (B) انجام می‌شود.



شکل (3-19) لوله استاتیکی پیتوت

برای اندازه‌گیری فشار استاتیکی نیاز است سوراخهای حس‌کننده فشار موازی با جهت جریان سیال باشند. با توجه به آثار نوک و ساقه لوله استاتیکی پیتوت، خطوط جریان موازی سوراخهای جانبی نبوده و این امر سبب خطای ذاتی لوله استاتیکی پیتوت می‌شود که فاصله سوراخهای حس‌کننده فشار استاتیکی از نوک و ساقه، مقدار این خطا را مشخص می‌کند. استفاده از لوله استاتیکی پیتوت، برای اندازه‌گیری سرعت جریانهای آزاد بوده و در نزدیکی مدل و یا در جریانهایی که زاویه آن مشخص نیست، قابل استفاده نمی‌باشد.

مبدل الکتریکی فشار، یک وسیله اندازه‌گیری الکترومکانیکی است که فشارها را تبدیل به سیگنالهای الکترونیکی نموده و از طریق کارت *DAQ* به رایانه ارسال می‌نماید.

3-7-6- جمع‌آوری و دریافت داده‌ها

ولتاژ خروجی از طریق مدار الکترونیکی دما ثابت *CT* و یا واحد تطبیق دهنده ولتاژ از طریق کارت *DAQ* و یا درگاه سریال به رایانه ارسال می‌شود و با استفاده از نرم‌افزار، ولتاژهای مربوطه به صورت کمیت‌های فیزیکی پردازش و تحلیل می‌شوند. برای ارتباط با رایانه و ارسال داده از طریق کارت *DAQ* و یا درگاه سریال باید نوع ولتاژ، مقدار ولتاژ و تعداد آنها را بررسی نمود. همان‌گونه که بیان شد، دستگاه جریان‌سنج سیم داغ، قادر به اندازه‌گیری سرعت لحظه‌ای جریان سیال با دقت بالا و پاسخ فرکانسی بالاتر از 30 kHz است، بنابراین باید ولتاژ خروجی مدار الکترونیکی دما ثابت *CT* و یا واحد تطبیق دهنده ولتاژ که در حوزه زمان می‌باشند را به صورت دیجیتال تبدیل و به رایانه ارسال نمود.

با استفاده از کارت *DAQ*، ولتاژ خروجی دستگاه جریان‌سنج سیم داغ که به صورت آنالوگ می‌باشد به دیجیتال تبدیل و سپس به رایانه ارسال می‌شود.

3-7-7- نرم‌افزار

همان‌گونه که بیان شد، خروجی دستگاه جریان‌سنج سیم داغ که به صورت ولتاژ می‌باشد از طریق کارت *DAQ* به رایانه ارسال می‌شود. داده‌های ارسال شده به رایانه دارای کمیت ولتاژ بوده و با استفاده از نرم‌افزار، داده‌های فوق به صورت مفاهیم فیزیکی و ریاضی پردازش و تبدیل می‌شوند. یک نرم‌افزار مناسب باید دارای قابلیت‌های زیر بوده و استفاده از آن برای کاربر آسان باشد:

- مدیریت داده‌ها
- تنظیم سخت‌افزار جریان‌سنج سیم داغ
- کالیبراسیون دستگاه جریان‌سنج سیم داغ
- توانایی حرکت پراب
- انجام آزمایش اولیه
- انجام آزمایش دقیق

فصل چهارم

اندازه گیری نیروها

اندازه گیری نیروها [33]

همان‌طور که بیان شد، هدف از کاربرد تونل باد در تحقیقات و پژوهشها، بررسی و مطالعه مشخصه‌های جریان هوا اطراف مدل و در نهایت استفاده از نتایج آن در بهینه سازی طراحی اجسام و عملکرد آنهاست. یکی از مشخصه‌های کمی جریان هوا بر روی اجسام، نیروهای اعمالی از طرف جریان هوا بر روی جسم است که اندازه‌گیری و تعیین آن اهمیت بسیاری دارد. به‌طورکلی، در تونل باد، نیروهای اعمالی از طرف جریان باد به مدل، به سه روش ذیل اندازه‌گیری و بررسی می‌شوند:

1- اندازه‌گیری نیروها با اندازه‌گیری ممنتوم در ناحیه دنباله جسم¹

2- اندازه‌گیری نیروها با اندازه‌گیری توزیع فشار بر روی سطح مدل

3- اندازه‌گیری مستقیم نیروها با استفاده از دستگاه‌های اندازه‌گیری نیرو یا بالانس‌ها

در روش اندازه‌گیری ممنتوم، ممنتوم در بالادست مدل و در ناحیه دنباله جسم در پایین دست آن اندازه‌گیری شده و تعیین اختلاف ممنتوم در بالادست و پایین دست مدل، نیروی پسا اندازه‌گیری می‌شود. در روش دوم، با ایجاد تعداد زیادی اوریفیس بر روی سطح مدل، توزیع فشار استاتیکی بر روی سطح مدل اندازه‌گیری شده و با انتگرال‌گیری از این توزیع فشار نیروهای برا و پسا اعمال شده به مدل به‌دست می‌آید. در روش سوم، از دستگاه‌های اندازه‌گیری نیرو که بالانس نام دارند، مقادیر نیرو و گشتاورهای اعمال شده به مدل از طرف جریان هوا، به‌صورت مستقیم اندازه‌گیری می‌شود. هر یک از روش‌های فوق برای اندازه‌گیری نیروها و گشتاورها، دارای ویژگی‌های مختلفی بوده و در موارد مختلفی می‌توانند به‌کار روند.

به‌طورکلی مزیت اندازه‌گیری ممنتوم در ناحیه دنباله جسم، این است که به‌وسیله آن می‌توان اطلاعات مفیدی در مورد مشخصات جریان هوا در اطراف جسم به‌دست آورد. این اطلاعات می‌تواند

¹ Wake-Survey Method

شامل وسعت محدوده دنباله جسم، تعیین مؤلفه‌های نیروی پسا نظیر پسا القائی، چگونگی تغییر ناحیه دنباله جسم با تغییر زاویه حمله و نیز توزیع نیروی پسا در امتداد جسم می‌باشد که این اطلاعات می‌تواند در طراحی و نیز معتبرسازی کدهای CFD مفید باشد. از روش اندازه‌گیری ممنوم می‌توان برای تعیین نیروی پسا در حالت دو بعدی و سه بعدی استفاده نمود که در حالت سه بعدی، انجام اندازه‌گیری‌ها به علت زیاد بودن نقاط اندازه‌گیری تا حدودی دشوار می‌باشد.

در روش اندازه‌گیری توزیع فشار بر روی سطح مدل نیز می‌توان اطلاعات مفیدی از چگونگی توزیع فشار استاتیکی بر روی سطح مدل، تعیین نقطه فشار حداکثر، تعیین مرکز فشار و... را به دست آورد. این روش نیز به‌طور معمول برای انجام آزمایش‌های دو بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرد. با توجه به زیاد بودن نقاط اندازه‌گیری فشار بر روی سطح و در نتیجه افزایش تعداد اریفیس‌ها و نیز افزایش تعداد شلنگ‌های اتصال به مانومتر، کاربرد این روش در حالت سه بعدی مشکلاتی را به همراه دارد.

بالانس‌ها نیز تجهیزاتی هستند که بسته به نوع آنها در داخل مدل قرار گرفته و یا اینکه خود مدل بر روی آنها نصب شده و مقادیر نیرو و گشتاورهای اعمالی به مدل اندازه‌گیری می‌شود. قابل ذکر است که بالانس‌ها تنها یک عدد را به‌عنوان مقدار نیرو نشان می‌دهند و اطلاعاتی را در مورد مشخصات جریان هوا در اختیار نمی‌گذارند.

با توجه به اهمیت اندازه‌گیری نیروها و گشتاورهای اعمال شده به مدل، در این فصل هر یک از سه روش فوق بررسی می‌شوند.

1-4- اندازه‌گیری نیرو به روش اندازه‌گیری ممنوم

همان‌طور که بیان شد، یکی از روش‌های اندازه‌گیری نیروی پسا وارد بر مدل، روش اندازه‌گیری ممنوم است. در این روش، با اندازه‌گیری ناحیه دنباله پشت مدل، می‌توان نیروهای وارد بر مدل را

تعیین نمود. مزیت استفاده از روش اندازه‌گیری ممنتوم، این است که در این روش، علاوه بر به‌دست آوردن نیروی پسا و مؤلفه‌های تشکیل دهنده آن نظیر نیروی پسا القایی، می‌توان به بررسی کمی و کیفی جریان هوا در پشت مدل و مطالعه مشخصه‌های ناحیه دنباله پشت مدل نظیر توزیع فشار دینامیکی، پهنا و وسعت ناحیه دنباله جسم، نحوه تغییر ناحیه دنباله پشت جسم با زاویه حمله و پرداخت که در دو روش دیگر این امکان وجود ندارد. همچنین با توجه به این نکته که در اندازه‌گیری نیروها به‌وسیله بالانس ها، وجود بالانس خود باعث تداخل در شرایط جریان می‌شود، از این روش فوق و روش اندازه‌گیری توزیع فشار روی سطح مدل می‌توانند اطلاعات کاملتری را به همراه داشته باشند. از این روش برای اندازه‌گیری نیروی پسا مدل‌های دو بعدی نظیر استوانه دو بعدی و بال دو بعدی (ایرفویل) استفاده می‌شود. اندازه‌گیری در حالت سه بعدی، به‌علت زیاد بودن نقاط اندازه‌گیری تا حدودی دشوار است.

اصول تئوری این روش در واقع همان قانون دوم نیوتن است که در مکانیک سیالات به‌عنوان بقای اندازه حرکت خطی شناخته می‌شود. قانون بقای ممنتوم بیان می‌کند که نرخ خالص تغییر ممنتوم سیال عبوری از یک حجم کنترل برابر با مجموع تمامی نیروهای خارجی است که به حجم کنترل اعمال می‌شوند. این قانون را می‌توان به‌صورت زیر بیان نمود:

$$\sum \vec{F}_{ext} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{c-v} \rho U du + \iint_{c-s} \rho U (U \cdot \mathbf{n}) ds \quad (1-4)$$

که در اینجا ρ چگالی سیال، U سرعت سیال، \mathbf{n} بردار عمود بر المان کوچکی از سطح کنترل و $\sum \vec{F}_{ext}$ نیز برآیند نیروهای سطحی (تنش برشی و نیروهای فشاری) و نیروهای جسمی (نیروی گرانش) است.

برای استفاده از این تئوری در اندازه‌گیری نیروی پسا، مطابق شکل (1-4) یک حجم کنترل در اطراف مدل که در این شکل، یک استوانه است را در نظر می‌گیریم. همان‌طور که در شکل (1-4) مشاهده می‌شود، به‌علت آثار لزجت هوا و ایجاد نیروی پسا بر روی استوانه، در پشت استوانه، ناحیه

دنباله جسم ایجاد می‌شود که در این ناحیه سرعت هوا نسبت به سایر نقاط در همان سطح مقطع

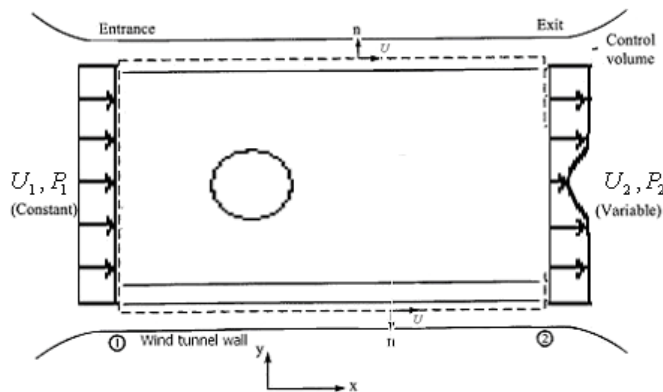
(سطح مقطع II) کمتر است. با نوشتن معادله (1-4) در جهت X خواهیم داشت:

$$\sum F_{ext,x} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{c.v} \rho U_x du + \iint_{c.s} \rho U_x U_n ds \quad (2-4)$$

که $U_n = \vec{U} \cdot \vec{n}$ و زیرنویس X نیز نشان‌دهنده کمیت‌ها در جهت جریان هوا است. همچنین با تجزیه نیروهای در جهت X خواهیم داشت:

$$\sum F_{ext,x} = P_1 A_1 - P_2 A_2 + F_x \quad (3-4)$$

که در اینجا P_1, P_2 به ترتیب فشار استاتیکی در مقاطع I, II, به ترتیب مقادیر نیروی فشار در سطوح ورودی و خروجی حجم کنترل و F_x نیز مؤلفه X نیروی برآیند در جهت X است که از طرف استوانه به سیال وارد می‌شود. F_x در واقع نیروهای فشاری و لزجی است که بر روی استوانه اعمال می‌شود و مقدار آن برابر و جهت آن در خلاف جهت نیرویی است که از طرف حجم کنترل به استوانه وارد می‌شود. این نیرو برابر و مخالف در واقع همان نیروی پسا آیرودینامیکی استوانه است که آنرا با D نشان می‌دهند. توجه نمایید که نیروهای جسمی هیچگونه مؤلفه‌ای در جهت X ندارند. همچنین به علت اینکه سطح کنترل در خارج از لایه مرزی دیواره‌های تونل باد انتخاب شده است از این رو در معادله (3-4) مؤلفه‌های تنش برشی لحاظ نمی‌شوند.



شکل (1-4) ناحیه دنباله در پشت یک استوانه [6]

انتخاب مقاطع 1 و 2 اختیاری است اما باید به این نکته توجه داشت که انتخاب سطح مقطعها باید به گونه‌ای باشد که نیروهای فشاری $P_1 A_1, P_2 A_2$ از معادله (3-4) حذف شوند. سطح کنترل را می‌توان در فاصله‌ای مشخص در بالا دست مدل (در نزدیکی‌های ورودی اتاق آزمون) قرار داد. در این حالت فشار استاتیکی P_1 دارای توزیعی یکنواخت بوده و مقدار آن برابر با فشار استاتیکی جریان آزاد، $P_1 = P$ ، است. فاصله سطح کنترل 2 از لبه فرار استوانه هم باید به حدی باشد تا فشار استاتیکی در این مقطع P_2 برابر با فشار جریان آزاد P و در نتیجه $P_2 = P = P$ باشد. با توجه به موارد ذکر شده، معادله (3-4) برابر خواهد بود با:

$$\sum F_{ext,x} = F_x = -D \quad (4-4)$$

با توجه به اینکه جریان هوا به صورت پایا است، از این رو عبارت $\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{c.v} \rho \cdot U_x \cdot du$ در رابطه (2-4)

برابر صفر خواهد بود. با ترکیب روابط (3-4) و رابطه فوق معادله ممنتوم به صورت زیر در می‌آید:

$$-D = \iint_{c.s} \rho U_x U_n ds \quad (5-4)$$

با توجه به شکل (1-4)، مقدار $U_n = \vec{U} \cdot \vec{n}$ در سطوح کنترل بالایی و پایینی برابر صفر بوده و از

این رو معادله (5-4) به صورت ذیل بازنویسی می‌شود:

$$-D = \iint_{c.s1} \rho_1 U_1 (-U_1) ds_1 + \iint_{c.s2} \rho_2 U_2 (U_2) ds_2 \quad (6-4)$$

با فرض جریان غیرقابل تراکم ($\rho_1 = \rho_2 = cte$) خواهیم داشت:

$$-D = \rho \iint_{c.s2} U_2^2 ds_2 - \rho \iint_{c.s1} U_1^2 ds_1 \quad (7-4)$$

با استفاده از معادله پیوستگی داریم:

$$ds_1 = \frac{U_2}{U_1} \cdot ds_2 \quad (8-4)$$

که با ترکیب رابطه (8-4) در رابطه (7-4) خواهیم داشت:

$$-D = \rho \iint_{c.s2} (U_2^2 - U_1 U_2) \quad (9-4)$$

با تعریف ضریب نیروی پسا به صورت:

$$C_D = \frac{D}{q_\infty \cdot S} = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho U^2 dl} = \frac{\rho \iint_{c.s2} (U_\infty \cdot U_2 - U_2^2) ds_2}{\frac{1}{2} \rho U^2 dl} \quad (10-4)$$

که d اندازه عرض مقطع عمود به جریان و l طول سیلندر است، همچنین q_∞ برابر فشار دینامیکی جریان آزاد، و $S = d \cdot l$ برابر با مساحت است. با توجه به اینکه $ds_2 = l dy$ ، انتگرال سطح را می‌توان به صورت یک انتگرال خط نوشت که در نهایت:

$$C_D = 2 \int_0^{\frac{y_{\max}}{d}} \left[\frac{U_2}{U} - \left(\frac{U_2}{U} \right)^2 \right] d \left(\frac{y}{d} \right) \quad (11-4)$$

که $y=0$ محل دیواره پایینی سطح کنترل و y_{\max} برابر با دیواره بالایی سطح کنترل خواهد بود. با استفاده از رابطه $q_2 = \frac{1}{2} \rho U_2^2$ ، $q_\infty = \frac{1}{2} \rho U^2$ خواهیم داشت:

$$C_D = 2 \int_0^{\frac{y_{\max}}{d}} \left[\left(\frac{q_2}{q_\infty} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{q_2}{q_\infty} \right] d \left(\frac{y}{d} \right) \quad (12-4)$$

مقدار C_D شامل نیروی پسا اصطکاکی و فشاری می‌باشد. با توجه به معادله (12-4) مشخص می‌شود که با اندازه‌گیری مقادیر $\frac{q_2}{q_\infty}$ در چندین نقطه از سطح کنترل 2 و محاسبه انتگرال رابطه (12-4) می‌توان مقدار C_D را به دست آورد. مقادیر موجود در رابطه (12-4) که q_2, q_∞ می‌باشند را می‌توان به دو روش اندازه‌گیری نمود.

روش اول، که متداولترین روش است، استفاده از رک فشار می‌باشد. در این روش، لوله‌های اندازه‌گیری فشار کل در یک رک قرار داده می‌شود. این لوله‌ها را می‌توان به مانومتر چند لوله‌ای و یا scan valve متصل نمود. اگر از مانومتر استفاده شود، تنها نسبت $\frac{q_2}{q_\infty}$ مورد نیاز است و مقادیر

خوانده شده مستقل از وزن مخصوص سیال درون مانومتر و زاویه آن می‌باشد. روش دیگر استفاده از یک لوله پیتوت به همراه یک مکانیزم انتقال دهنده است. در این روش باید از سیستم جمع آوری داده نیز استفاده نمود. این سیستم، مکان لوله پیتوت استاتیکی و نیز فشار آن را در آن محل، به دقت اندازه‌گیری می‌کند. در این روش برای حصول اطمینان از اینکه کل ناحیه دنباله جسم جاروب شده است، بهتر است که مقدار فشار کل و میزان جابه‌جایی پراب پیتوت به صورت همزمان بر روی صفحه نمایش رایانه نمایش داده شوند.

روش دیگر اندازه‌گیری مقادیر انتگرال رابطه (4-12) استفاده از دستگاه جریان سنج سیم داغ به همراه مکانیزم انتقال دهنده پراب است. در این روش، پراب دستگاه جریان سنج سیم داغ به مکانیزم انتقال دهنده متصل شده و ناحیه پشت مدل را اندازه‌گیری می‌کند. داده‌های حاصل از پراب به صورت مقادیر سرعت هستند که با استفاده از نرم افزار می‌توان آن را به مقادیر فشار دینامیکی در هر نقطه تبدیل نمود.

یکی از نکات بسیار مهم در این روش، اندازه‌گیری صحیح مقادیر q در ناحیه پشت مدل و یا ناحیه دنباله جسم است. در این روش اندازه‌گیری، دو عامل باعث بروز خطا می‌شوند:

1- یکنواخت نبودن فشار استاتیکی در ناحیه اندازه‌گیری و برابر نبودن آن با فشار استاتیکی جریان آزاد

2- اغتشاش‌های درون جریان هوا

با توجه به رابطه (4-3) مشاهده می‌شود که اگر مقادیر فشار $P_1 = P_2$ نباشد، آنگاه $P_1 A_1 \neq P_2 A_2$ و در نتیجه نیروی ناشی از تفاوت فشار استاتیکی در سطوح 1 و 2 را نیز باید در معادله‌ها در نظر گرفت.

شدت اغتشاش‌های درون جریان هوا نیز مهم می‌باشد. شدت اغتشاش‌ها باعث ایجاد مقادیر تنش برشی τ_{xx} می‌شوند که این تنش بر روی سطح کنترل اثر دارد. بنابراین سطح کنترل 2 باید در

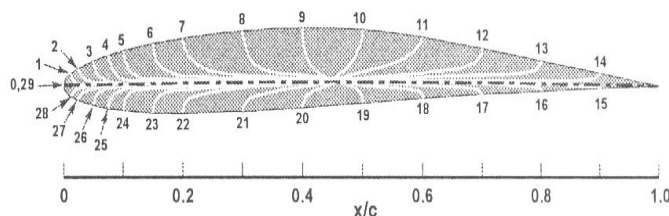
جائی باشد که شدت اغتشاش‌ها تقریباً برابر شدت اغتشاش‌های جریان آزاد باشد تا τ_{xx} که به سطوح کنترل 1 و 2 عمل می‌کنند یکسان بوده و در معادله (3-4) حذف شوند. نکته دیگر در مورد شدت اغتشاش‌ها این است که اغتشاش‌های جریان سبب بروز خطا در هنگام اندازه‌گیری فشار دینامیکی با لوله استاتیکی پیتوت و یا رک فشار می‌شوند.

برای اندازه‌گیری مناسب و صحیح مقدار q در پشت جسم، رک فشار باید با مقداری فاصله نسبت به جسم قرار گیرد به گونه‌ای که در این فاصله، فشار استاتیکی ناحیه دنباله با فشار تونل باد برابر شده و رک نیز تقریباً در فشار استاتیکی تونل باد قرار گیرد.

مکان قرارگیری پراب باید جایی باشد که شدت اغتشاش‌های جریان هوا کم باشد. زیرا این اغتشاش‌ها بر روی مقادیر خوانده شده از لوله پیتوت خطا ایجاد می‌کنند.

2-4- اندازه‌گیری نیرو به روش اندازه‌گیری توزیع فشار

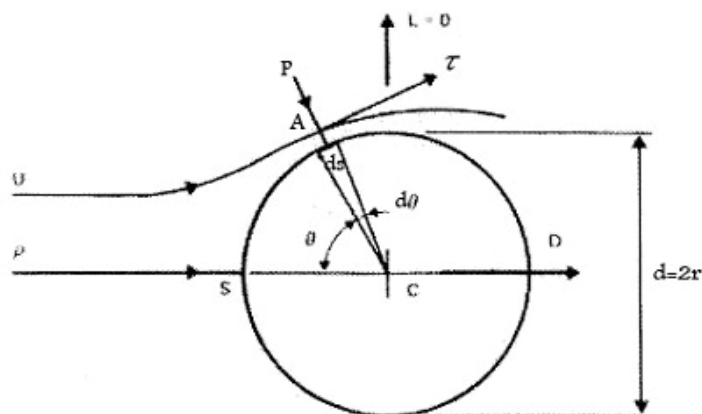
یکی دیگر از روش‌های اندازه‌گیری نیروهای برا و پسا، اندازه‌گیری توزیع فشار استاتیکی بر روی سطح مدل و انتگرال‌گیری از آن است. در این روش مطابق شکل (2-4) اوریفیس‌های زیادی بر روی سطح مدل ایجاد می‌شوند و هر کدام از این اوریفیس‌ها توسط لوله‌های نازکی به دستگاه‌های اندازه‌گیری فشار متصل می‌شوند.



شکل (2-4) ایجاد اوریفیس بر روی یک ایرفویل برای اندازه‌گیری توزیع فشار استاتیکی روی سطح آن [2]

اگر توزیع فشار در تمامی نقاط در طول سطح یک ایرفویل مشخص باشد، با استفاده از انتگرال گیری می توان نیروی فشاری کل بر روی بدنه ایرفویل را مشخص نمود.

شکل (3-4)، استوانه ای را نشان می دهد که عمود بر جریان U قرار دارد. با در نظر گرفتن المان کوچکی از سطح به مساحت ds ، مقدار نیروی پسا وارد شده بر المان مذکور بصورت زیر بیان می شود:



شکل (3-7) استوانه عمود بر جریان [2]

$$dD = (P \cos \theta + \tau \sin \theta) ds \quad (13-4)$$

که τ تنش برشی و P فشار استاتیکی است. با انتگرال گیری از این رابطه بر روی سطح استوانه خواهیم داشت:

$$D = \int_s (P \cos \theta + \tau \sin \theta) ds \quad (13-4)$$

که S مساحت جانبی استوانه است.

با نوشتن رابطه (13-4) به صورت بی بعد خواهیم داشت:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho U^2 dl} = \frac{1}{l.d} \int \left(\frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^2} \cos\theta + \frac{\tau}{\frac{1}{2}\rho U^2} \sin\theta \right) ds \quad (14-4)$$

از آنجا که $C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^2}$, $C_f = \frac{\tau}{\frac{1}{2}\rho U^2}$ به ترتیب ضرایب اصطکاک پوسته‌ای و ضریب فشار

استوانه هستند، با جایگذاری آنها در معادله بالا خواهیم داشت:

$$C_D = \frac{1}{d.l} \int_s (C_p \cos\theta + C_f \sin\theta) ds \quad (15-4)$$

معادله فوق نشان می‌دهد که نیروی پسا استوانه را می‌توان با اندازه‌گیری فشار P و تنش برشی τ بر روی سطح استوانه، بدست آورد.

در استوانه، مقدار پسا ناشی از اصطکاک پوسته‌ای در مقایسه با نیروی پسا ناشی از فشار، بسیار کوچک است و می‌توان آنرا نادیده گرفت. با در نظر گرفتن این فرض و رابطه زیر:

$$ds = rld\theta = (d/2)ld\theta \quad (16-4)$$

مقدار C_D را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد:

$$C_D = \frac{1}{2} \int_c (C_p \cos\theta) d\theta \quad (17-4)$$

در شکل (3-4)، نقطه S ، نشان دهنده نقطه سکون است. سرعت جریان هوا هنگامیکه از نقطه S بر روی استوانه شروع به حرکت می‌کند، از مقدار صفر افزایش می‌یابد و طبق معادله برنولی، فشار و در نتیجه ضریب فشار افت می‌کنند.

مقدار سرعت مماسی U_m بر روی سطح استوانه با فرض جریان تراکم ناپذیر و غیر لزج به صورت زیر است:

$$\frac{U_m}{U} = 2 \sin\theta \quad (18-4)$$

با نوشتن معادله برنولی بین جریان آزاد و جریان در نقطه A، مقدار فشار استاتیکی بدین صورت بدست می‌آید:

$$P = P_a - P = \frac{\rho U^2}{2}(1 - 4\sin^2 \theta) \quad (19-4)$$

از اینرو مقدار C_p برابر است با:

$$C_p = 1 - 4\sin^2 \theta \quad (20-4)$$

رابطه فوق، مقدار C_p را از حل تئوری و با فرض جریان غیر لزج و تراکم ناپذیر ارائه می‌دهد که می‌توان آنرا با نتایج تجربی مقایسه کرد.

3-4- اندازه‌گیری نیروها و گشتاورها توسط بالانس‌ها

همان‌طور که در بخش‌های قبل بیان شد، یکی از روش‌های اندازه‌گیری نیروهای اعمالی از طرف جریان هوا بر روی مدل، استفاده از بالانس است. بالانس‌ها دستگاه‌هایی برای اندازه‌گیری نیروها و گشتاورها می‌باشند که برحسب نوع آنها (خارجی و داخلی) به مدل متصل شده و نیروهای وارد بر مدل را اندازه‌گیری می‌نمایند.

بالانس‌ها برحسب تعداد کمیت‌های اندازه‌گیری، به دو نوع بالانس‌های 3 مؤلفه‌ای و بالانس‌های 6 مؤلفه‌ای طبقه بندی می‌شوند. بالانس 3 مؤلفه‌ای، توانایی اندازه‌گیری 3 مؤلفه نیرو را دارد، اما بالانس 6 مؤلفه‌ای علاوه بر 3 مؤلفه نیرو، 3 مؤلفه گشتاور چرخشی، گردشی و پیچشی را نیز به طور همزمان اندازه‌گیری می‌نماید.

نکته مهم در انتخاب بالانس‌ها برای یک آزمایش، تغییر مقادیر نیرو و گشتاور به همراه تغییرات سرعت است. به طوری که مقادیر این نیروها و گشتاورها در بازه گسترده‌ای از سرعت حداقل تا سرعت حداکثر تغییر می‌کنند و از اینرو انتخاب بازه اندازه‌گیری بسیار مهم است.

بالانس‌ها از لحاظ نحوه کاربرد در تونل باد، به دو گروه بالانس‌های خارجی و بالانس‌های داخلی تقسیم بندی می‌شوند. هر کدام از این دو نوع بالانس ویژگی‌های خاص خود را دارند. بالانس خارجی در صنعت هواپیمایی یک بالانس اساسی محسوب می‌شود. مزیت این نوع بالانس قدرت تجزیه و تحلیل بالای آن و نیز عدم نیاز به کالیبراسیون مداوم است. از معایب این نوع بالانس نیز می‌توان به اندازه بزرگ آن، بالا بودن قیمت اولیه و زمان مورد نیاز برای کاهش آثار متقابل 6 مؤلفه بر روی یکدیگر و نیز تنظیم بالانس نام برد.

مزیت بالانس داخلی، قیمت اولیه پایین آن است و همچنین اینکه یک بالانس داخلی ممکن است در چندین تونل باد به کار رود. یکی از معایب بالانس داخلی نیز این است که بارگذاری روی مدل ممکن است به‌طور تصادفی از ظرفیت بالانس تجاوز کند که این باعث خرابی بالانس می‌شود.

فصل پنجم

روش انجام آزمایش و بررسی نتایج تجربی

در این فصل مشخصات تونل باد مورد استفاده، روش انجام آزمایش، ساخت مدل و بررسی نتایج بدست آمده در تونل باد ارائه می شود.

1-5- پارامتر های تشابهی

معادلات کامل جفت شده برای توصیف جریان حول برج خنک کن جابجایی طبیعی خشک و شرایط مرزی پیچیده است. شبیه سازی تمام پارامتر های تشابهی در آزمایش تونل باد غیر ممکن است [15]. در این آزمایش دو پارامتر تشابهی مهم عبارتند از:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1) \quad \text{عدد رینولدز:} \quad (1-5)$$

$$C_p(h, \theta) = \frac{P(h, \theta) - P_\infty}{1/2[\rho V(h)^2]} \quad (2) \quad \text{ضریب فشار:} \quad (2-5)$$

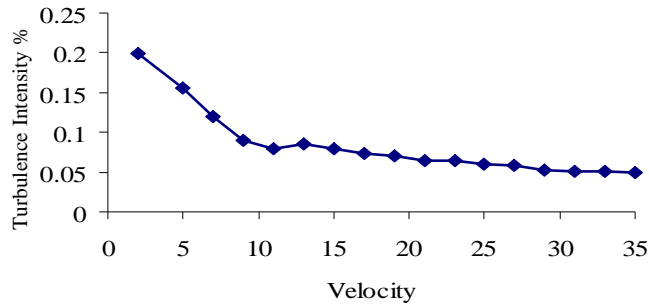
که V سرعت متوسط جریان، D قطر پایین برج، ρ چگالی سیال و μ لزجت دینامیکی، P_∞ فشار استاتیک جریان آزاد، $P(h, \theta)$ فشار محلی کلی میانگین بر روی سطح برج در مختصات، θ زاویه قسمت مورد آزمایش، $V(h)$ سرعت میانگین جریان آزاد در ارتفاع h و h ارتفاع قسمت مورد آزمایش است.

در حالت کلی عدد رینولدز مقیاس کامل از مرتبه 10^7 و 10^8 می باشد و در تونل باد دو مرتبه کوچکتر یعنی از مرتبه 10^5 می باشد.

2-5- مشخصات تونل باد

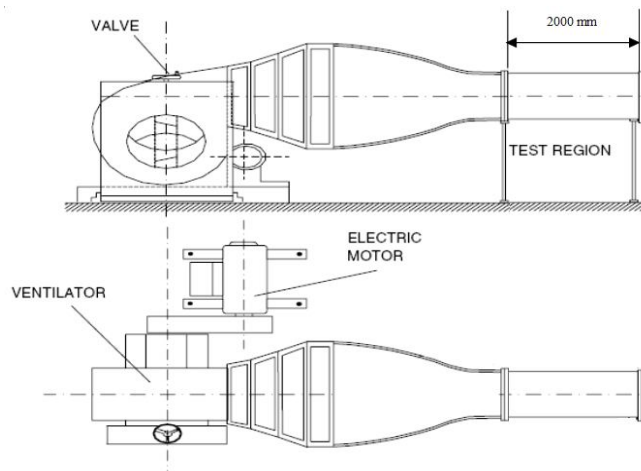
تمامی آزمایشات در تونل باد مدار باز جریان آزاد دانشگاه صنعتی شاهرود انجام گرفت. این تونل باد از نوع مدار باز دمشی به طول تقریبی 18m و ابعاد اتاق آزمایش برابر با عرض 80cm، ارتفاع 80cm و طول 200cm ساخته شده است. این تونل باد مجهز به یک فن سانتریفوژ و موتور سه فاز 45Kw است.

حداکثر سرعت این تونل باد برابر با 35m/s می باشد. شدت اغتشاشات جریان آزاد در ماکزیمم سرعت تونل باد برابر $0/05\%$ بوده که این مقدار با کاهش سرعت تونل باد افزایش پیدا کرده و در مینیمم سرعت تونل باد (2 m/s) به مقدار $0/2\%$ می رسد؛ (شکل 5-1).



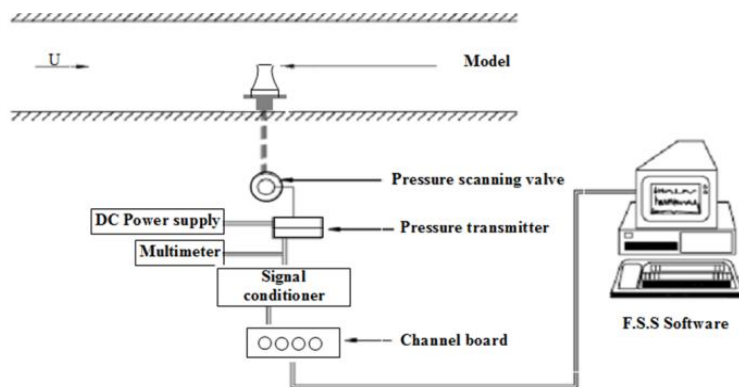
شکل (5-1): تغییرات شدت اغتشاشات بر حسب سرعت در مرکز اتاق آزمون

شماتیک تونل باد، اتاق آزمایش، فن سانتریفوژ و موتور سه فاز آن نیز در شکل (5-2) و در شکل (5-3) نمایی از تجهیزات جانبی تونل باد دانشگاه صنعتی شاهرود نشان داده شده است.



شکل (5-2): شماتیک تونل باد دانشگاه صنعتی شاهرود

در این آزمایشات، توزیع فشار بر روی مدل اندازه گیری شد. سیستم اندازه گیری فشار متشکل از انتقال دهنده فشار، تبدیل کننده آنالوگ به دیجیتال، تطبیق دهنده سیگنال، مولتی متر، تابلوی کانال، کامپیوتر و غیره بود.



شکل (3-5): نمایی از تجهیزات جانبی تونل باد دانشگاه صنعتی شاهرود

3-5- مدل آزمایش

جهت انجام این آزمایش و اندازه گیری توزیع فشار در اطراف برج خنک کن، از دو مدل برج خنک کن استفاده گردید.

3-5-1- مدل برج خنک کن

برای اندازه گیری توزیع فشار بر روی پوسته خارجی برج خنک کن از مدل برج خنک کن واقع در نیروگاه اسلام آباد استفاده شده است. ابعاد و اندازه های این برج به صورت زیر است.

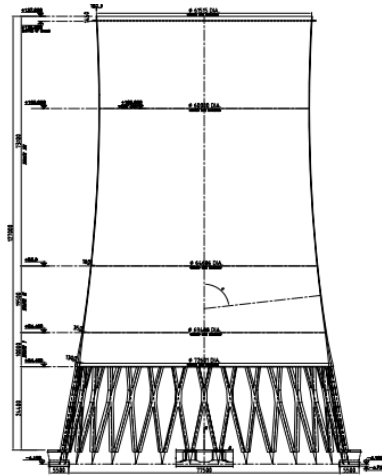
ارتفاع برج 127m

قطر پایین برج 77/5m

قطر گلوگاه برج 60m

ارتفاع مبدل ها 20m

نمایی از برج به همراه اندازه های آن در شکل (4-5) نشان داده شده است.



شکل (4-5): برج خنک کن نیروگاه اسلام آباد

مدل اول با مقیاس 1/400 از روی برج اصلی و از سفال ساخته شده است. جهت اندازه گیری توزیع فشار، در گلوگاه، $z/H=0/5$ و $z/H=0/25$ از کف 24 سوراخ ایجاد گردید که به هر کدام از آنها شیلنگ هایی به قطر 2mm متصل شد. سمت دیگر این شیلنگ ها به دستگاه اندازه گیری فشار وصل شد. که Z ارتفاع قسمت مورد آزمایش و H ارتفاع برج می باشد. بر روی مدل اول تاثیر المان های زبری بر روی توزیع فشار خارجی برج مورد بررسی قرار گرفت.

مدل دوم با مقیاس 1/372 از روی برج اصلی و از سفال ساخته شده است. جهت اندازه گیری توزیع فشار داخلی و خارجی در قسمت مبدل ها در پایین برج از لوله فلزی که شیار های برای عبور جریان ایجاد شده بود استفاده شده، و در $z/b=0/5$ از کف 24 سوراخ ایجاد گردید که به هر کدام از آنها شیلنگ هایی به قطر 2mm متصل شد. سمت دیگر این شیلنگ ها به دستگاه اندازه گیری فشار متصل شد. که Z ارتفاع قسمت مورد آزمایش و b ارتفاع مبدل ها می باشد. برای ایجاد مکش داخل برج از یک فن استفاده شد و برای ایجاد جریان تزریق دود از یک دمنده کمک گرفتیم. تمام اندازه گیری ها در سیستم ذخیره سازی داده در کامپیوتر ذخیره شدند. سیگنالهای فشار با نرخ 200 sample/s برداشته شدند.

در شکل های (5-5) و (6-5) مدل ها ، فن، دمنده، و لوله های تست مورد استفاده در آزمایش نشان داده شده اند.



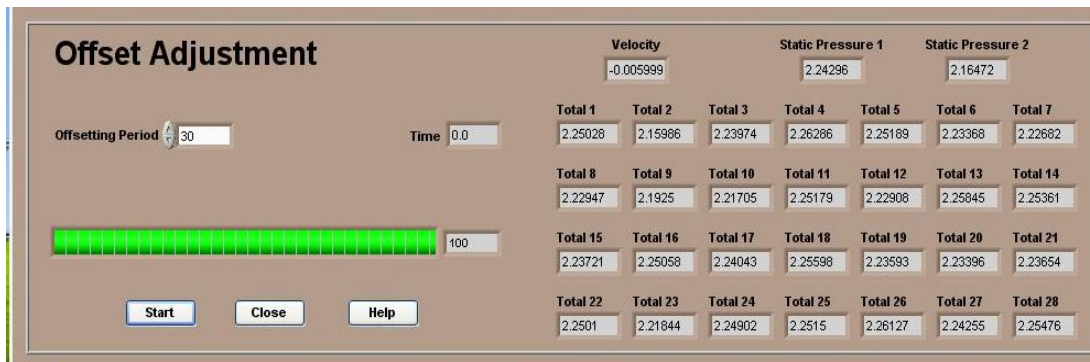
شکل (5-5): مدل های مورد استفاده در آزمایش و لوله های تست



شکل (6-5): دمنده مورد استفاده در آزمایش

4-5- انجام آزمایش

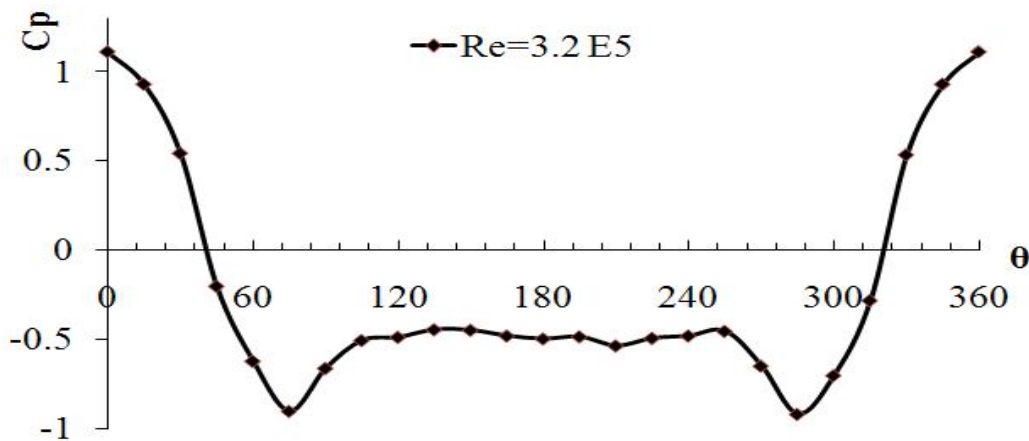
پس از نصب مدل در داخل برج خنک کن و اتصال شیلنگ های آن به فشار سنج 30 کاناله، آفست گیری اولیه انجام گرفت. این عمل قبل از انجام هر آزمایش انجام گرفته و به منظور کاهش در صد خطا مدت زمان 30s انتخاب گردید. در شکل (7-5) آفست گیری انجام شده نشان داده شده است.



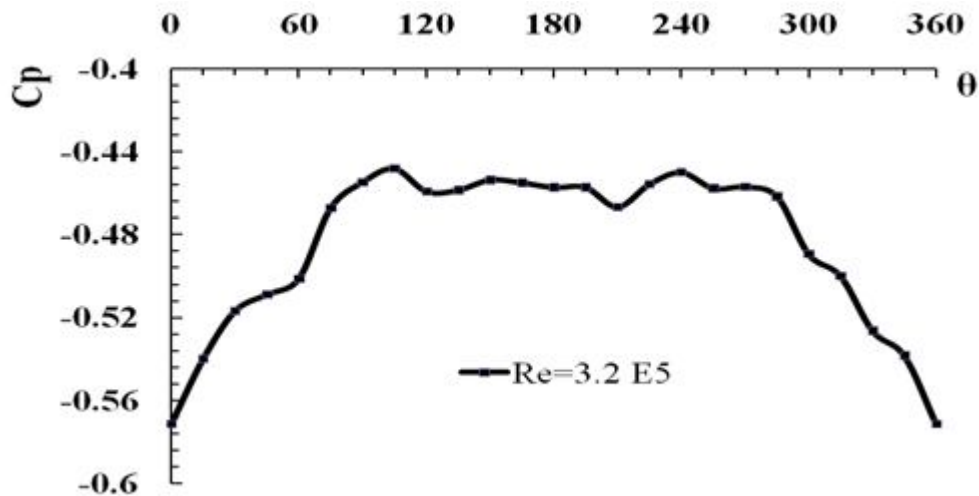
شکل (7-5): آفست گیری انجام گرفته قبل از شروع هر آزمایش

4-5-1- نتایج تجربی حاصل از مدل برج خنک کن

به منظور تعیین توزیع فشار، از ضریب فشار بدون بعد رابطه (2-5) استفاده شد. منحنی توزیع فشار بر حسب زاویه θ در رینولدز 3.2×10^5 برای سطح خارجی در شکل (8-5) و برای سطح داخلی بر روی شکل (9-5) رسم گردید.

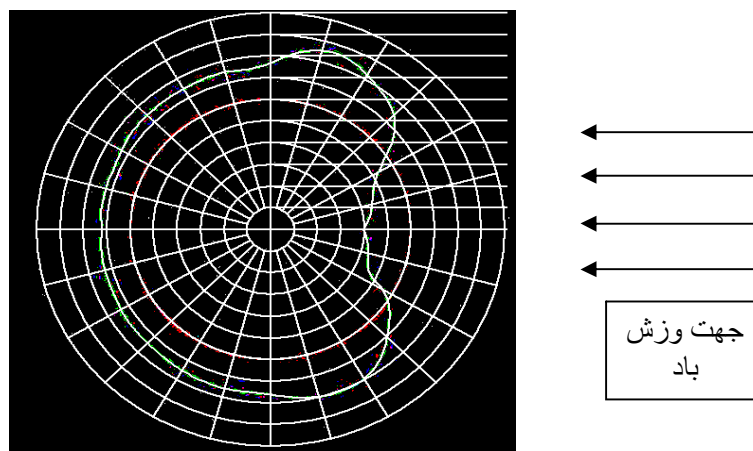


شکل (8-5): توزیع فشار خارجی



شکل (9-5): توزیع فشار داخلی

دیاگرام قطبی توزیع فشار در اطراف برج خنک کن برای یک رینولدز نمونه در شکل (10-5) نشان داده شده است.



شکل (10-5): دیاگرام قطبی توزیع فشار خارجی برای رینولدز $Re = 1.1 \times 10^5$

همان گونه که در شکل (8-5) و (10-5) مشاهده می شود ضریب توزیع فشار خارجی در سمت رو به باد مثبت بوده که باعث افزایش ورود هوا از این قسمت به برج می شود (تقریباً بین 0 تا 35 درجه). اما در قسمت های کناری که جریان تقریباً مماس بر سطح برج می باشد (زاویه بین 45 تا 75 درجه)؛ ضریب توزیع فشار خارجی حداقل مقدار خود را دارد که این باعث کاهش ورود

جریان به داخل برج یا حتی متوقف شدن یا خارج شدن هوای گرم از داخل به بیرون می شود. و قسمت پشت برج توزیع فشار منفی می شود، که باعث کاهش ورود جریان به داخل برج می شود. با توجه به شکل (5-9) ضریب توزیع فشار داخلی در قسمت رو به باد دارای مینیمم مقدار خود است که این باعث افزایش ورود جریان به داخل برج از این قسمت می باشد و ضریب فشار در قسمت های کناری و پشتی دارای مقدار بیشتری است که نشانگر کمتر بودن مکش در این قسمت است.

علاوه بر اثر باد بر روی مکش برج تاثیر آن بر روی پوسته برج را می توان بررسی کرد، که به دلیل ارتفاع و قطر زیاد اثر باد بر سازه برج حائز اهمیت می باشد.

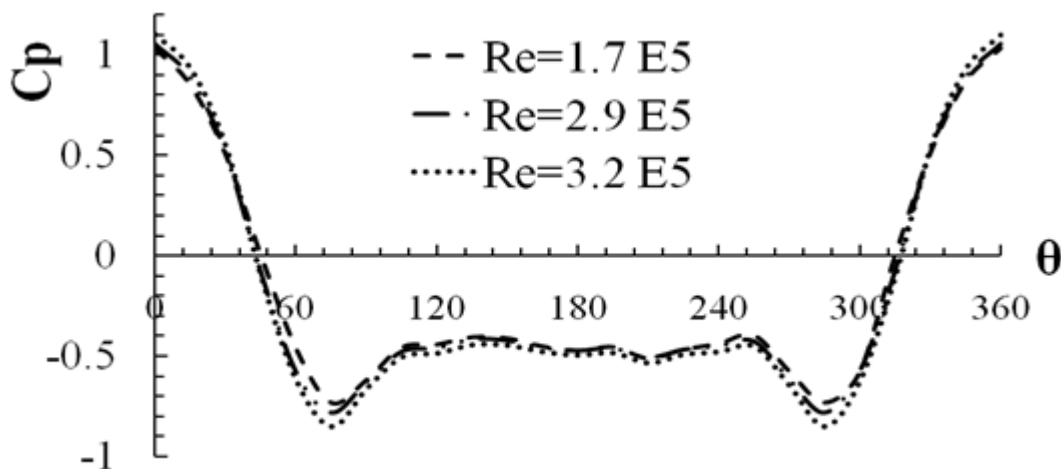
فشار میانگین در یک نقطه با ارتفاع Z از سطح زمین ومختصه زاویه ای θ بصورت زیر بیان می شود:

$$p(z, \theta) \approx \frac{1}{2} \rho [C_p(z, \theta) U^2(z) + C_{pi} U^2(H)] \quad (3-5)$$

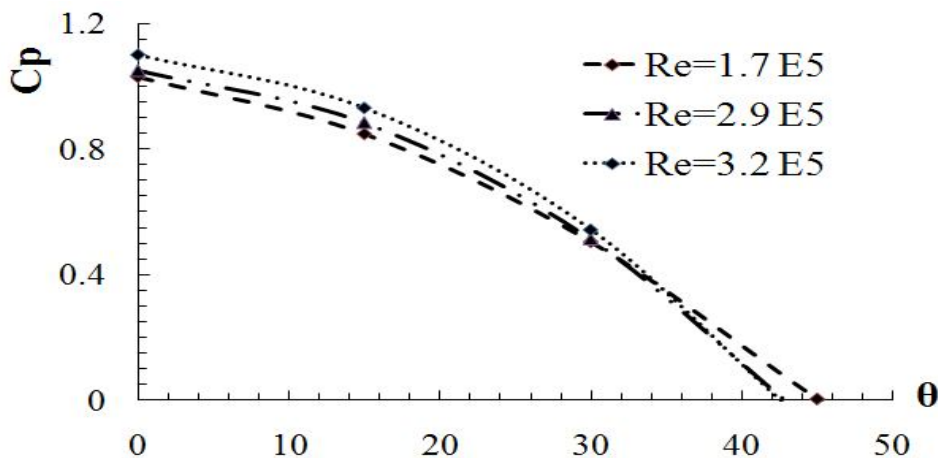
که در آن ρ چگالی هوا، $U(z)$ سرعت میانگین باد در ارتفاع Z و در جریان ورودی بدون اغتشاش، $C_p(z, \theta)$ ضریب فشار خارجی، H میانگین ارتفاع برج و C_{pi} ضریب فشار داخلی می باشد. با توجه به رابطه (5-3) و شکلهای (5-8)، (5-9) و (5-10) بین 0 تا 35 درجه ماکزیمم فشار مثبت و بین 45 تا 75 درجه مینیمم فشار به وجود می آید.

5-4-1-2- تغییرات سرعت وزش باد

برای بررسی تغییرات سرعت وزش باد بر روی تغییر توزیع فشار اندازه گیری برای سرعت های گوناگون تونل باد انجام گرفت که برای نمایش بهتر نمودار های توزیع فشار بر حسب زاویه برای سه رینولدز نمونه در شکل های (5-11)، (5-12) و (5-13) رسم شده است. و برای نمایش بهتر، قسمت مثبت ضریب توزیع فشار خارجی در شکل (5-12) به طور جداگانه نشان داده شده است.



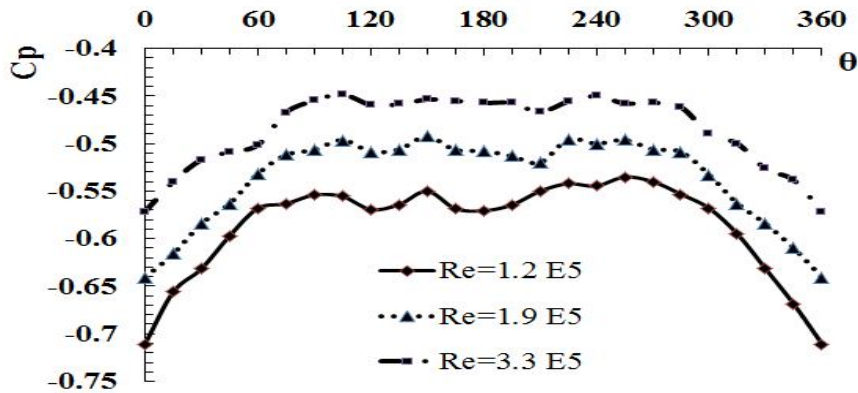
شکل (11-5): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر سرعت



شکل (12-5): تغییرات قسمت مثبت توزیع فشار خارجی با تغییر سرعت

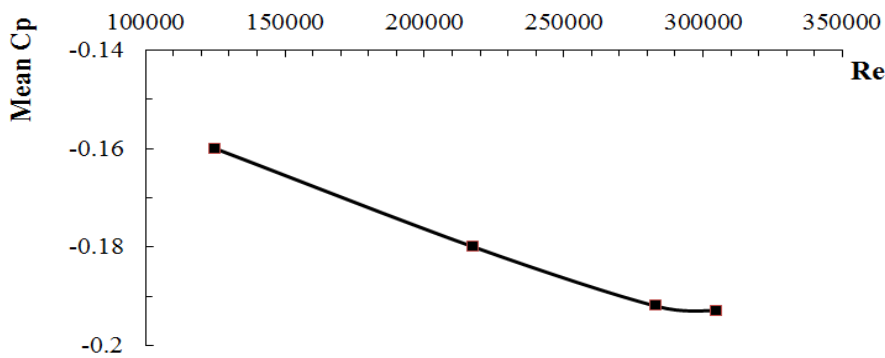
همان گونه که از شکل های (11-5) و (12-5) مشخص است، با افزایش عدد رینولدز توزیع فشار خارجی در قسمت های کناری منفی تر می شود، و در سمت رو به باد ضریب توزیع فشار افزایش می یابد؛ که این باعث کاهش بازده برج می شود. از طرفی این تغییرات باعث افزایش نیروی فشار میانگین وارده بر برج می شود.

با توجه به شکل (13-5) ضریب توزیع فشار داخلی افزایش می یابد که این امر باعث کاهش بازدهی برج می شود.

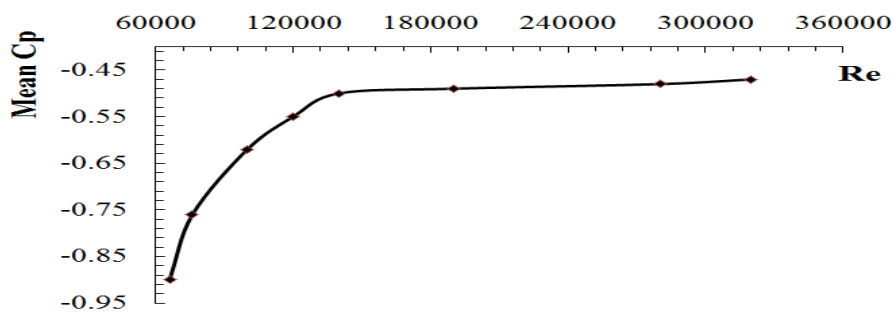


شکل (5-13): تغییرات توزیع فشار داخلی با تغییر سرعت

برای بررسی بهتر منحنی متوسط ضریب توزیع فشار میانگین بر حسب عدد رینولدز در شکل (5-14) ترسیم گردید. آشکار است که با افزایش عدد رینولدز مقدار متوسط ضریب توزیع فشار خارجی برج کاهش یافته و متوسط ضریب توزیع فشار داخلی افزایش می یابد؛ که نشان دهنده اثر نامطلوب افزایش سرعت باد بر عملکرد برج های خنک کن خشک است.



الف:



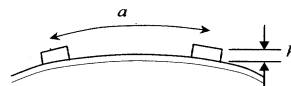
ب:

شکل (5-14): منحنی میانگین توزیع فشار بر حسب عدد رینولدز الف: سطح خارجی ب: سطح داخلی

علاوه بر این با افزایش سرعت باد و در نتیجه افزایش عدد رینولدز مقدار نیروی متوسط وارده بر برج افزایش می یابد.

5-5- استفاده از المان های زبری

در قسمت قبل میزان توزیع فشار بر روی برج خنک کن مورد بررسی قرار گرفت. ملاحظه شد که با افزایش سرعت باد میزان ماکزیمم فشار مکشی افزایش می یابد که خود باعث افزایش نیروی وارده بر برج می شود. که علاوه بر این، عدم توازن که ماکزیمم فشار منفی باعث آن می شود خود باعث افزایش تنش وارده بر دیواره برج می شود. در این قسمت به بررسی تاثیر المانهای زبری نصب شده بر روی برجهای خنک کن هذلولی بر توزیع فشار جانبی می پردازیم. شماتیک المان های به کار رفته در آزمایش در شکل (5-15) نشان داده شده است.



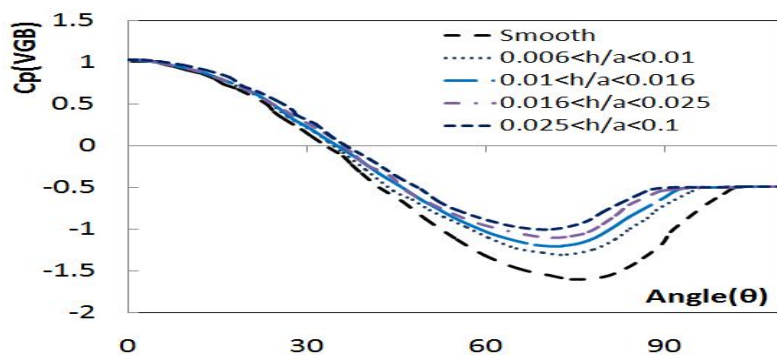
شکل (5-15): شماتیک المانهای زبری به کار رفته در آزمایشات

راهنمای آلمانی طراحی برج خنک کن¹ در مورد استفاده از المان های زبری² که بر اساس استفاده عملی از تحقیقات تجربی است می گوید با استفاده از المان های زبری خارجی ماکزیمم فشار میتواند تا 60% کاهش یابد. در شکل ها و نمودار های زیر اطلاعاتی از راهنمای آلمانی طراحی برج خنک کن داده شده است.

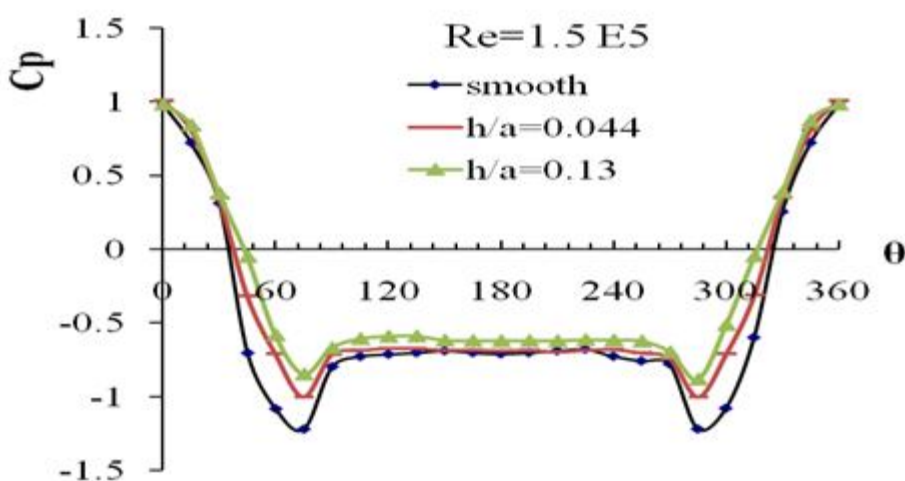
در این آزمایش جهت شبیه سازی المان زبری، از برجستگی های چوبی با قطرهای 8/0 و 2 میلیمتر و تعداد 8 , 12 و 24 المان، در امتداد خط نصف النهار برج استفاده شده بود. نتایج بدست آمده در توزیع فشار خارجی برای مقاطع مختلف مطابق شکل های (5-17) و (5-18) می باشد

¹ VGB

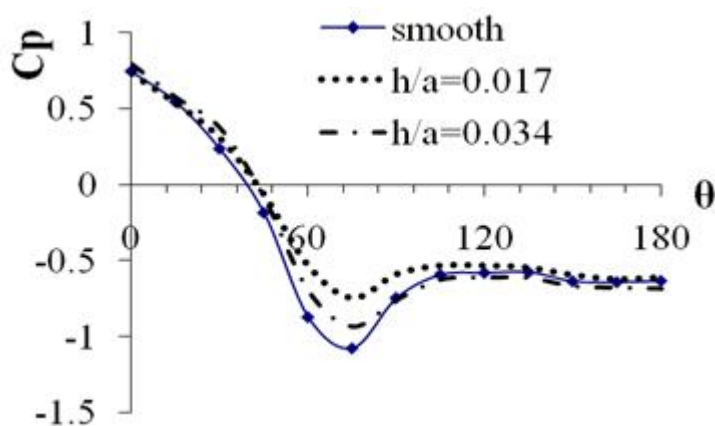
² Wind ribs



شکل (5-16): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر h/a در استاندارد VGB[28]



شکل (5-17): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر h/a در گلوبی

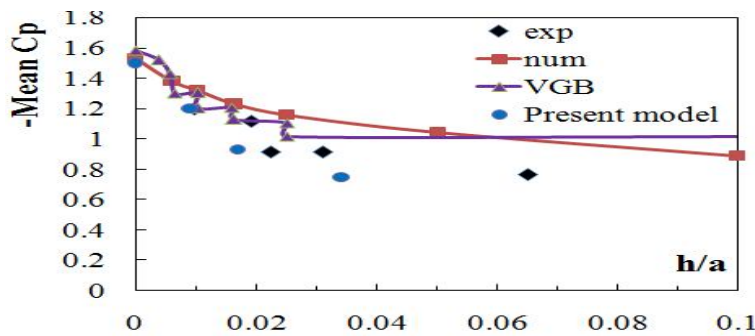


شکل (5-18): تغییرات توزیع فشار خارجی با تغییر h/a در $z/H=0.25$

همان گونه که در نمودارهای (5-17) و (5-18) دیده می شود با نصب المانهای زبری بر روی سطح خارجی برج، میزان فشار جانبی منفی افزایش می یابد، که این افزایش مقدار فشار منفی برای

مقدار مینیمم بیشتر می باشد. که این مطلب با راهنمای طراحی برج خنک (VGB) و حل عددی تطابق دارد.

در نمودار شکل (5-19) کاهش مقدار فشار جانبی منفی نمایش داده شده است، همان گونه که مشخص است با افزایش مقدار h/a این کاهش ادامه پیدا می کند که با نتیجه عددی تطابق دارد.



شکل (5-19): مقایسه متوسط منفی C_p مدل های مختلف

مشخص گردید که با افزایش المانهای زبری نصب شده بر روی سطح خارجی برج، میزان فشار جانبی منفی افزایش می یابد.

نتیجه گیری

آشکار است که با افزایش عدد رینولدز مقدار متوسط ضریب توزیع فشار خارجی برج کاهش یافته و متوسط ضریب توزیع فشار داخلی افزایش می یابد؛ که موجب کاهش مکش برج می شود. این امر نشان دهنده اثر نامطلوب افزایش سرعت باد بر عملکرد برج های خنک کن خشک و همچنین افزایش نیروی متوسط وارده بر برج است.

با نصب المانهای زبری بر روی سطح خارجی برج، میزان فشار جانبی منفی افزایش و نیروی وارده بر برج کاهش می یابد. کاهش مقدار فشار جانبی منفی با افزایش مقدار h/a ادامه می یابد که این نتیجه با نتیجه حاصل از روش عددی تطابق دارد.

فصل ششم

حل معادلات با نرم افزار FLUENT

6-1- فرضیات

برای حل معادلات با استفاده از نرم افزار Fluent فرضیات زیر انجام گرفته است:

- 1- مدل جریان سه بعدی می باشد.
- 2- بدلیل وجود جابجایی طبیعی می توان از فرض Boussinesq و یا گاز ایده آل غیر قابل تراکم استفاده کرد، که در اینجا از فرض گاز ایده آل غیر قابل تراکم استفاده شده است.
- 3- بدلیل عدم وجود جریان چرخشی بالا از مدل توربولانس K-ε استفاده شده است.
- 4- پروفیل سرعت باد در مرز ورودی به صورت یکنواخت در نظر گرفته شده است.
- 5- از تغییرات لحظه ای سرعت باد صرف نظر شده است.
- 6- مبدل های حرارتی به صورت یک محیط متخلخل¹ به همراه یک منبع حرارتی² در نظر گرفته شده است.
- 7- مدل مورد استفاده در شبیه سازی، مدل یک برج واقعی در مقیاس صنعتی یعنی برج خنک کن نیروگاه اسلام آباد می باشد.

6-2- معادلات حاکم

با توجه به فرضیات ذکر شده معادلات حاکم بر جریان داخل و اطراف برج خنک کن خشک تحت شرایط وزش باد به شکل برداری زیر خواهد بود.

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (1-6)$$

$$(V \cdot \nabla)V = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nabla \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho} \right) - \beta(T - T_a)g + F \quad (2-6)$$

$$\rho(V \cdot \nabla)T = -\nabla \cdot [(\Gamma + \Gamma_r)\nabla T] + Q \quad (3-6)$$

که V نمایشگر بردار سرعت، T دما و σ تانسور تنش است که به وسیله فرمول زیر بیان می شود:

¹ Porous

² Source Term

$$\sigma_{ij} = (\mu + \mu_t) \cdot S_{ij} \quad (4-6)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right)$$

به ترتیب لزجت مولکولی و لزجت توربولانس، β ضریب انبساط حجمی هوا و T_a دمای هوای محیط است.

ترم F در معادله ممنتوم در بر گیرنده افت فشار هوا در هنگام عبور از رادیاتور ها بوده که این ترم فقط در ورودی برج ظاهر می شود.

ترم Q در معادله انرژی، مقدار حرارت منتقل شده از رادیاتورها به سیال است. میزان Q در حالت بدون وزش باد دارای مقدار ثابت بوده و به طور یکنواخت در ورودی برج توزیع می شود. اما در هنگام وزش باد بدلیل اختلال در جریان ورودی برج و عواملی که در این فصل ذکر خواهد شد، توزیع Q در ورودی برج دیگر یکنواخت نبوده و حرارت داده شده به سیال در نقاط مختلف در ورودی برج متفاوت است.

اما به منظور مدل سازی صرفا جریان داخل برج و نه از نقطه نظر انتقال حرارت و اینکه با بررسی های به عمل آمده، آنچه باعث توزیع یکنواخت Q می شود، اختلال در جریان ورودی برج است؛ از اثر توزیع غیر یکنواخت Q در ورودی برج صرف نظر شده و یک مقدار ثابت و یکنواخت Q منظور می شود.

Γ, Γ_t در معادله انرژی بیانگر ضریب انتقال حرارت هدایتی مولکولی و توربولانس هستند.

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad \text{و} \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t}, \mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5-6)$$

جریان داخل و اطراف برج خنک کن در هنگام وزش باد، یک جریان مغشوش است و با استفاده از مدل $k - \varepsilon$ ، معادلات توربولانس به صورت زیر بیان می شوند:

$$(V \cdot \nabla)k = \nabla \cdot [(v + v_t / \sigma_k) \nabla k] + P + G - \varepsilon \quad (6-6)$$

$$(V \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot [(v + v_t / \sigma_\varepsilon) \nabla \varepsilon] + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P + G) - c_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7-6)$$

$$v_t = \frac{1}{\rho} \mu_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8-6)$$

که P انرژی سینتیک تولید شده به وسیله توربولانس و G به وسیله نیروی غوطه وری هستند و توسط روابط زیر محاسبه میشوند:

$$P = v_t S_{ij} S_{ij} \quad (9-6)$$

$$G = -g \beta \frac{v_t \partial T}{\sigma_t \partial z} \quad (10-6)$$

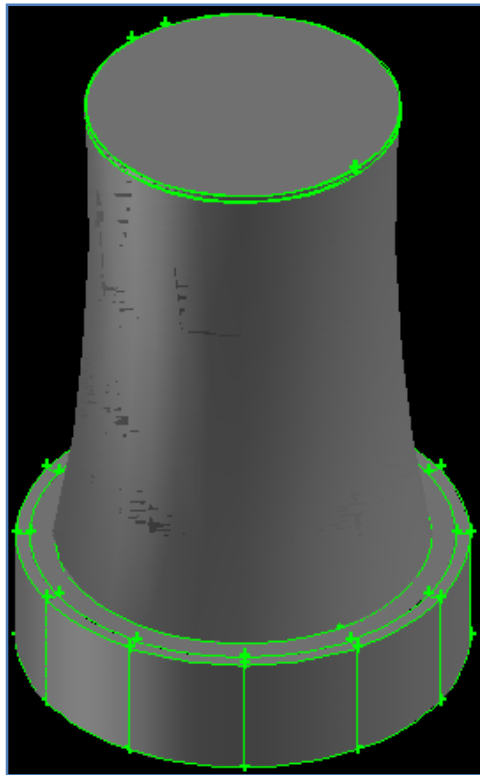
ضرایب ثابت در مدل توربولانس به شرح زیر هستند:

$$\begin{array}{ccc} c_\mu = 0.09 & c_{1\varepsilon} = 1.44 & c_{2\varepsilon} = 1.92 \\ \sigma_k = 1 & \sigma_\varepsilon = 1.3 & \sigma_t = 1 \end{array}$$

3-6- مدلسازی جریان

از روش حجم محدود برای گسسته سازی معادلات و از روش ضمنی برای حل معادلات گسسته شده استفاده شده است. از الگوریتم SIMPLE و SIMPLEC برای کوپله کردن فشار و میدان جریان استفاده شده است. تمام موارد سه بعدی بوده و Fluent در حالت 3ddp (سه بعدی با حل گر دقت مضاعف) اجرا شده است. میدان محاسباتی در اجرای اول تقریباً دارای 1197000 مش بی سازمان (unstructured) از نوع hybrid بوده و برای دقیق تر بودن جواب اندازه المان ها در جاهایی که گرادیان دما و سرعت زیاد بود بعد از چند تکرار بهبود می یافت. برای گسسته سازی فشار از روش body force weighted و روش upwind مرتبه یک و دو برای گسسته

سازی سایر معادلات حاکم به کار برده شده است. در شکل (1-6) مدل سه بعدی برج نشان داده شده است.



شکل (1-6): مدل سه بعدی برج

برای مدل کردن جریان های جابجایی طبیعی از فرض بوزینسک و یا فرض گاز ایده آل استفاده می شود، که در اینجا از فرض گاز ایده آل استفاده شده است. در مدل بوزینسک، چگالی در تمام معادلاتی که حل می شود مقدار ثابتی دارد به جز در ترم مربوط به نیروهای شناوری که داریم:

$$(\rho - \rho_0)g = \rho_0\beta(T - T_0)g \quad (11-6)$$

که در آن چگالی ثابت، T_0 دمای کارکرد (محیط) و β ضریب انبساط گرمایی می باشد.

در قانون گاز ایده آل چگالی فقط تابع دما می باشد که به صورت زیر بیان می شود:

$$\rho = \frac{P_{op}}{RT} \quad (12-6)$$

که در آن R ثابت جهانی گازها و P_{op} فشار کار کرد می باشد که مقدار ثابتی می باشد و توسط کاربر مشخص می شود.

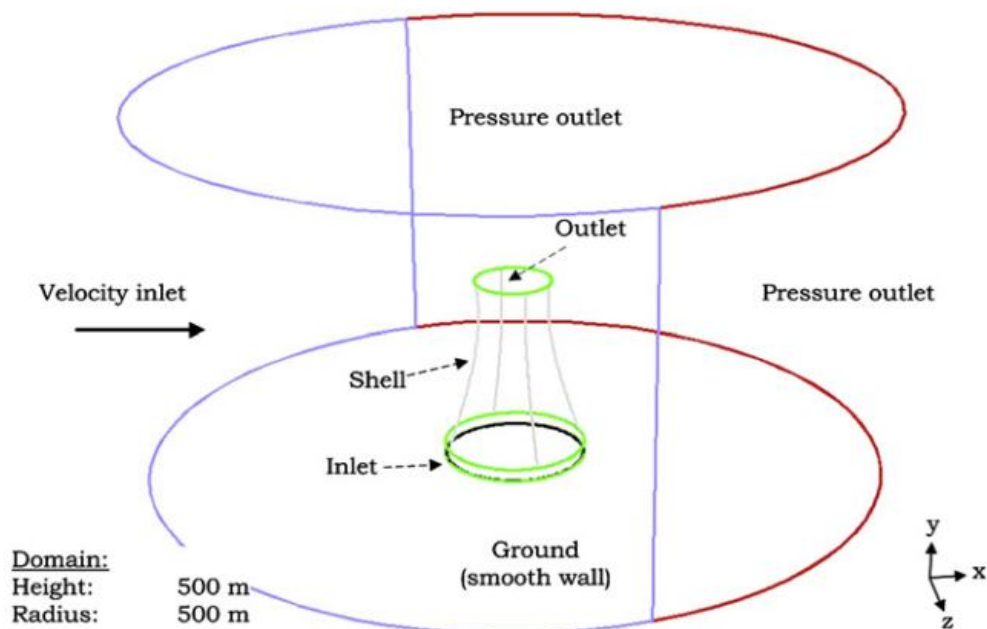
6-3-1- فضای فیزیکی و محاسباتی و شبکه

مدل استفاده در شبیه سازی، مدل برج نیروگاه حرارتی اسلام آباد با ابعاد زیر می باشد:

ارتفاع برج	127m
قطر پایین برج	77.5m
قطر گلوگاه برج	60m
ارتفاع مبدل ها	20m

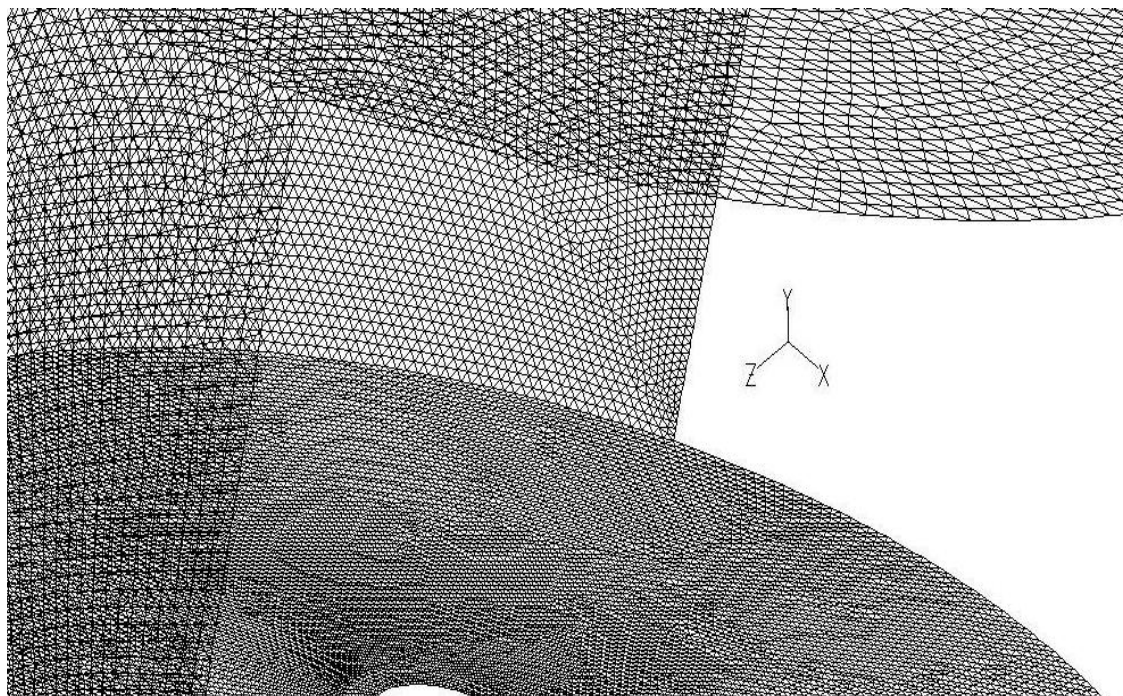
درجه حرارت ورودی 300 درجه کلوین می باشد.

برای استفاده از یک فضای محاسباتی بهینه و با توجه به محدودیت های سخت افزاری (برای بزرگ و کوچک کردن فضای محاسباتی تا رسیدن به مقدار بهینه) از فضای محاسباتی بیان شده توسط الواکد [31] استفاده شد؛ که یک استوانه به ارتفاع و شعاع 500 بود. شکل (6-2)

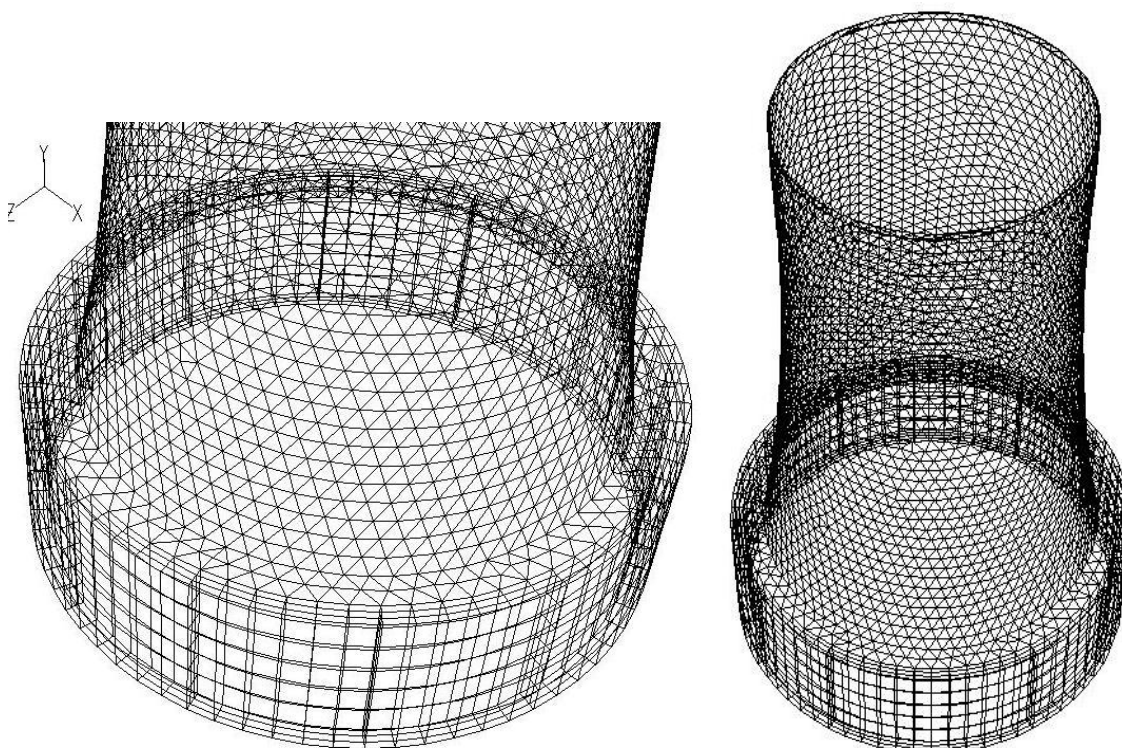


شکل (6-2): نمای کلی از برج خنک کن جابجایی طبیعی و شرایط مرزی

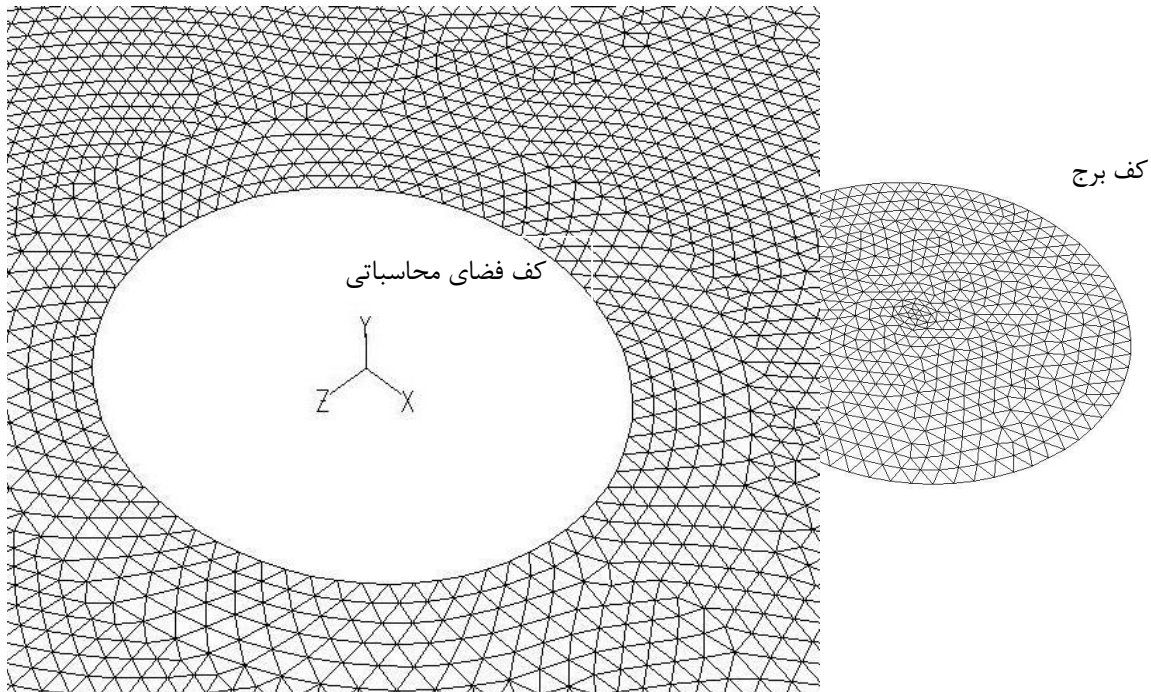
شبكة مش های به کار برده در شبیه سازی بر روی سطوح در شکل های (3-6) تا (5-6) نشان داده شده است.



شکل (3-6): شبکه فضای محاسباتی



شکل (4-6): شبکه تولید شده برای برج و مبدل ها (فقط شبکه بر روی سطح خارجی برج نمایش داده شده)



شکل (5-6): شبکه تولید شده برای کف برج و فضای محاسباتی

4-6- شرایط مرزی

شرایط مرزی به کار برده شده مطابق با شکل (2-6) که نمایشگر دامنه استفاده شده در این تحقیق است عبارتند از:

1-4-6- شرط مرزی سرعت ورودی (Velocity inlet)

در هنگام وزش باد از شرط مرزی سرعت ورودی برای بیان سرعت و سایر خواص جریان در مرز ورودی استفاده شده است. مولفه سرعت در جهت جریان در جهت X برابر با سرعت باد در نظر گرفته شده است و در جهت Y و Z صفر در نظر گرفته شده است.

$$u = u_{wind}, \quad v = 0, \quad w = 0 \quad (13-6)$$

دمای هوا برابر درجه حرارت طراحی یعنی 300K منظور شده است. برای تعیین پارامترهای اغتشاش از مدل شدت اغتشاش Turbulence Intensity و قطر هیدرولیکی استفاده شده است. که شدت توربولانس از رابطه زیر قابل محاسبه است؛

$$I = \frac{u'}{u_{ave}} = 0.16(\text{Re}_{Dh})^{-1/8} \quad (14-6)$$

و قطر هیدرولیکی با توجه به هندسه ورودی قابل محاسبه است.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (15-6)$$

2-4-6- شرط مرزی فشار ورودی (Pressure inlet)

برای مدل کردن زمانی که وزش باد وجود ندارد از شرط مرزی فشار ورودی استفاده شده است. که برای تعریف فشار استاتیک هوا در ورودی جریان بکار می رود. در این نوع شرط مرزی فشار نسبی ورودی در مرز به عنوان ورودی به نرم افزار داده می شود. همچنین دمای هوا و پارامترهای اغتشاش مشابه قبل داده می شود.

3-4-6- شرط مرزی فشار خروجی (Pressure outlet)

این شرط مرزی برای تعریف فشار استاتیک هوا در ورودی جریان بکار می رود. در این نوع شرط مرزی فشار نسبی ورودی در مرز به عنوان ورودی به نرم افزار داده می شود. همچنین دمای هوا و پارامترهای اغتشاش مشابه قبل داده می شود.

4-4-6- شرط مرزی دیوار (Wall)

شرط مرزی دیوار به صورت شرط عدم لغزش و دیوار ثابت و بدون انتقال حرارت برای بدنه برج و کف تعریف شده است.

5-4-6- مدل سازی مبدل های حرارتی

مبدلهای حرارتی در ناحیه ورودی برج به صورت یک محیط متخلخل (Porous) در نظر گرفته شده اند.

برای تعریف ناحیه متخلخل در نرم افزار Fluent از مدل Power Law در محیطهای متخلخل استفاده شده است که بر طبق آن:

$$\frac{dp}{dx} = C_0 \times V^{C_1} \quad (16-6)$$

که dp افت فشار هوا در عبور از رادیاتورها، dx اندازه عرض مبدل حرارتی در جهت جریان هوای خنک کن، V سرعت هوای عبوری و C_0, C_1 مقادیر ثابت هستند.

برای مدل کردن ناحیه مبدل حرارتی باید مقادیر C_0, C_1 را به عنوان ورودی به نرم افزار دهیم. برای این منظور با توجه به روابط ارائه شده از سوی شرکت EGI (کمپانی سازنده مبدلهای حرارتی) برای افت فشار در یک مبدل حرارتی داریم:

$$\Delta P_a = 0.158(L_1 \cdot C_k^{0.5})^{1.76} \quad (17-6)$$

$$L_3 = L_1 \cdot C_k^{0.5} \quad (18-6)$$

که در این روابط:

ΔP_a : افت فشار هوا بر حسب kg / m^2

L_1 : مقدار هوای عبوری از واحد سطح حرارتی بر حسب $\frac{ton}{m^2 \cdot hr}$

C_k : ضریب تصحیح

L_3 : مقدار تصحیح شده هوای عبوری از روی لوله های مبدل حرارتی بر حسب $\frac{ton}{m^2.hr}$

بنابر توصیه شرکت EGI مقدار 10% به مقدار افت فشار در رابطه قبل افزوده می شود؛ بنابراین داریم :

$$\Delta P_a = 0.174 L_3^{1.76} \quad (19-6)$$

حال برای بررسی ضرایب C_1, C_0 داریم :

$$L_3 = \rho \times V \times 3.6 \quad (20-6)$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta x} = \frac{g}{\Delta x} \times 0.174 \times L_3^{1.76} \quad (21-6)$$

حال با توجه به روابط (12-6)، (16-6) و (17-6) خواهیم داشت :

$$C_0 = \frac{0.174g}{\Delta x} (3.6 \times \rho)^{1.76} \quad (22-6)$$

$$C_1 = 1.76 \quad (23-6)$$

در روابط فوق :

Δx : ضخامت مبدل حرارتی در جهت جریان

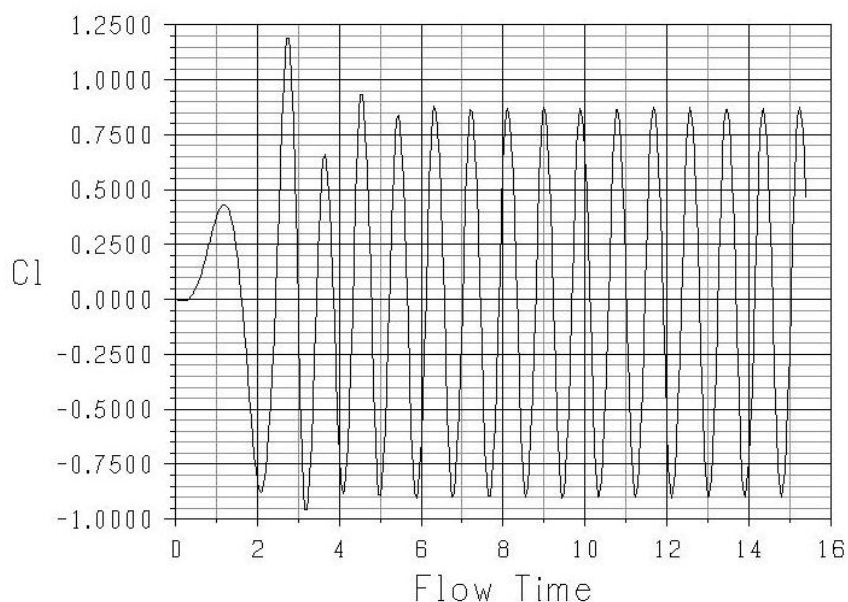
g شتاب گرانش و ρ چگالی هوا می باشد.

همچنین در ورودی برج یک منبع حرارتی در نظر گرفته شده است.

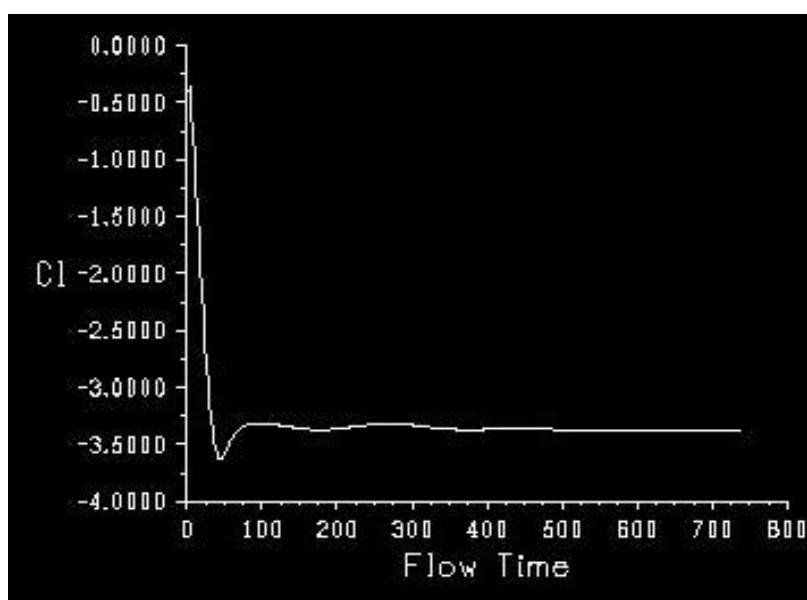
6-5- ارائه نتایج

با توجه به مطالبی که تا کنون ارائه شده است، در این بخش نتایج برای سرعت های مختلف باد ارائه می شود. مقالات ... [31], [26], [24] برج را به صورت پایا مدل کرده بودند برای بررسی این مطلب که آیا آنها از جدایش گردابه صرف نظر کردند یا این که این پدیده برای برج به

وقوع نمی‌پیوندد، برای یک استوانه به قطر 1 متر و یک استوانه به قطر 60 متر جریان بررسی شد. بررسی انجام شده نشان می‌داد که جریان بر روی برج پایا است (شکل (6-6) و (7-6)). علاوه بر این برای سرعت 5m/s, 15m/s مدل به صورت ناپایا نیز حل شد که نتیجه تفاوتی با حل پایا نداشت؛ بنابراین بقیه مدل‌ها به صورت پایا حل شده‌اند.



شکل (6-6): نمودار ضریب برا با زمان برای استوانه به قطر 1 متر شبه پایا $Re=10E+7$



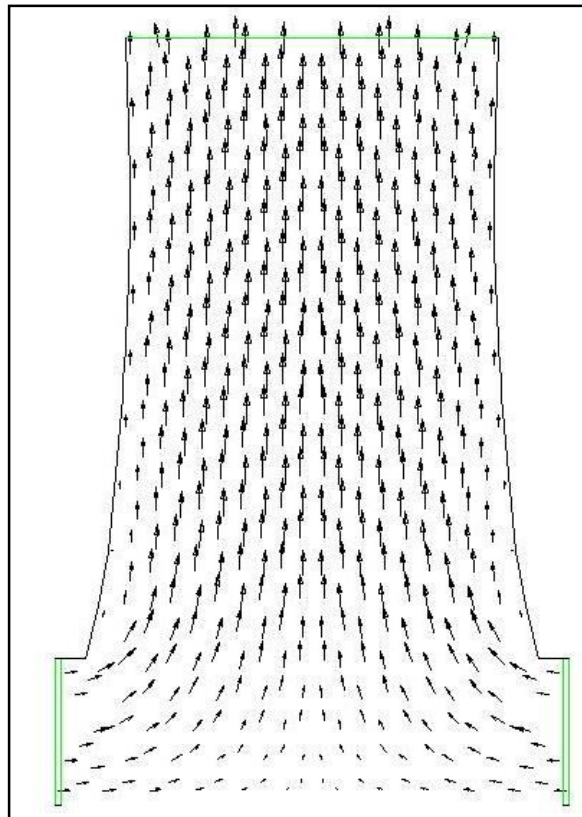
شکل (7-6): نمودار ضریب برا با زمان برای برج پایا

شبهه سازی برای سرعت های 0, 1, 2, 3, 4, 5, 10, 15m/s انجام شده است.

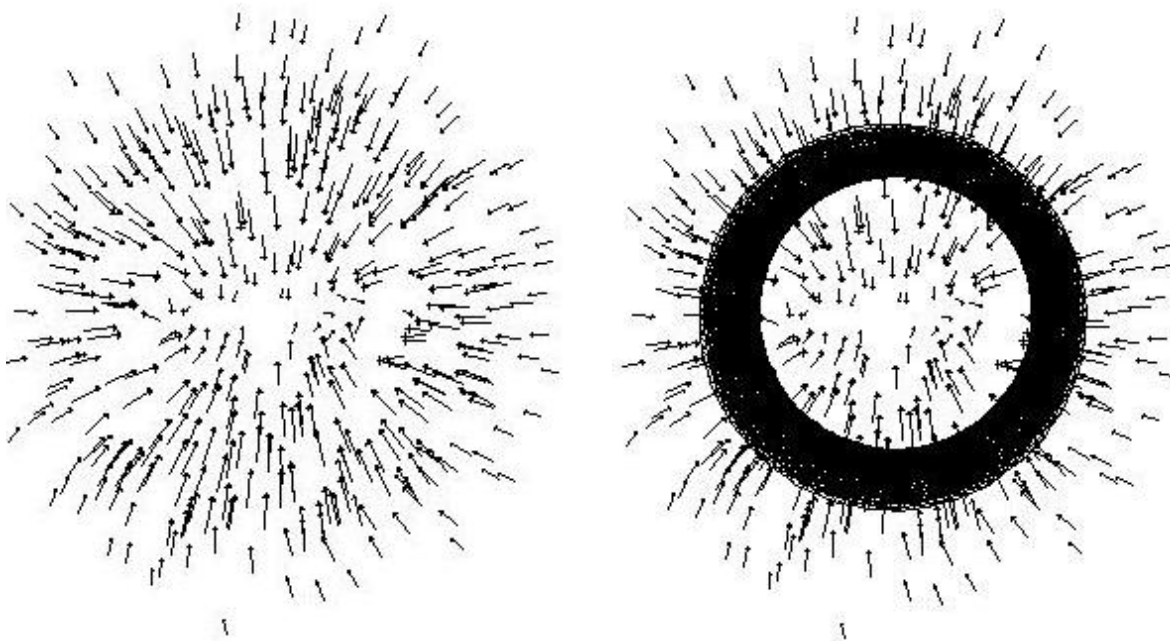
1-5-6- بدون وزش باد

در شکل های (8-6) و (9-6) بردارهای سرعت در صفحه تقارن و صفحه افقی در ارتفاع 12 متری به ترتیب آورده شده است. همان گونه که ملاحظه می شود جریان کاملاً محوری می باشد.

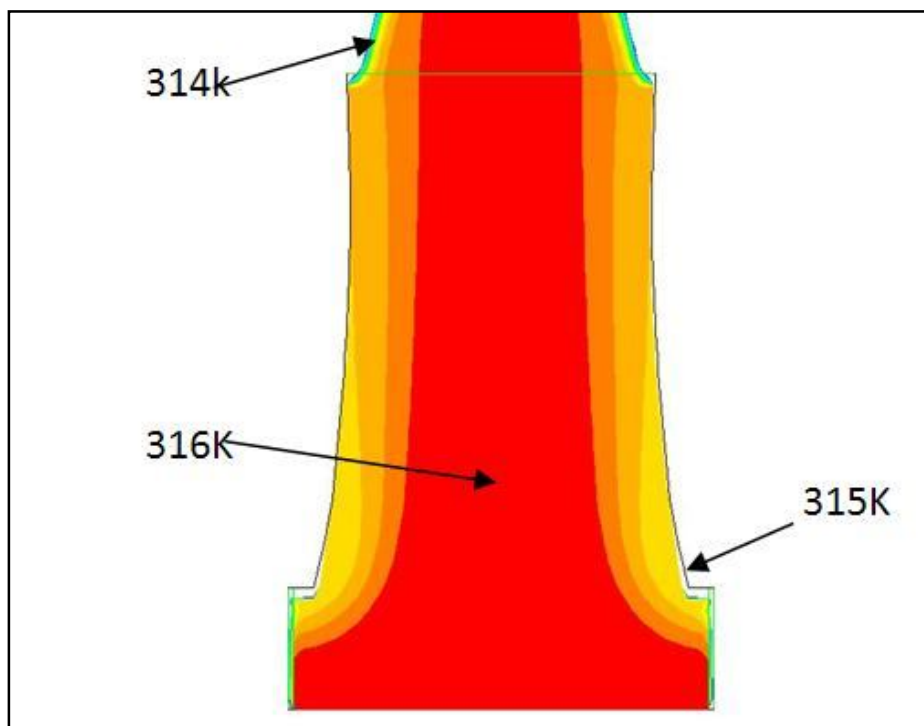
کانتورهای دما در صفحه تقارن در شکل (10-6) ارائه شده است، و مطابق شکل (10-6) تغییرات دما در ناحیه ورودی اتفاق می افتد و در داخل برج تغییرات بسیار ناچیز است.



شکل (8-6): بردارهای سرعت در صفحه تقارن (بدون وزش باد)



شکل (9-6): بردارهای سرعت در صفحه افقی ارتفاع 12 متری (بدون وزش باد)

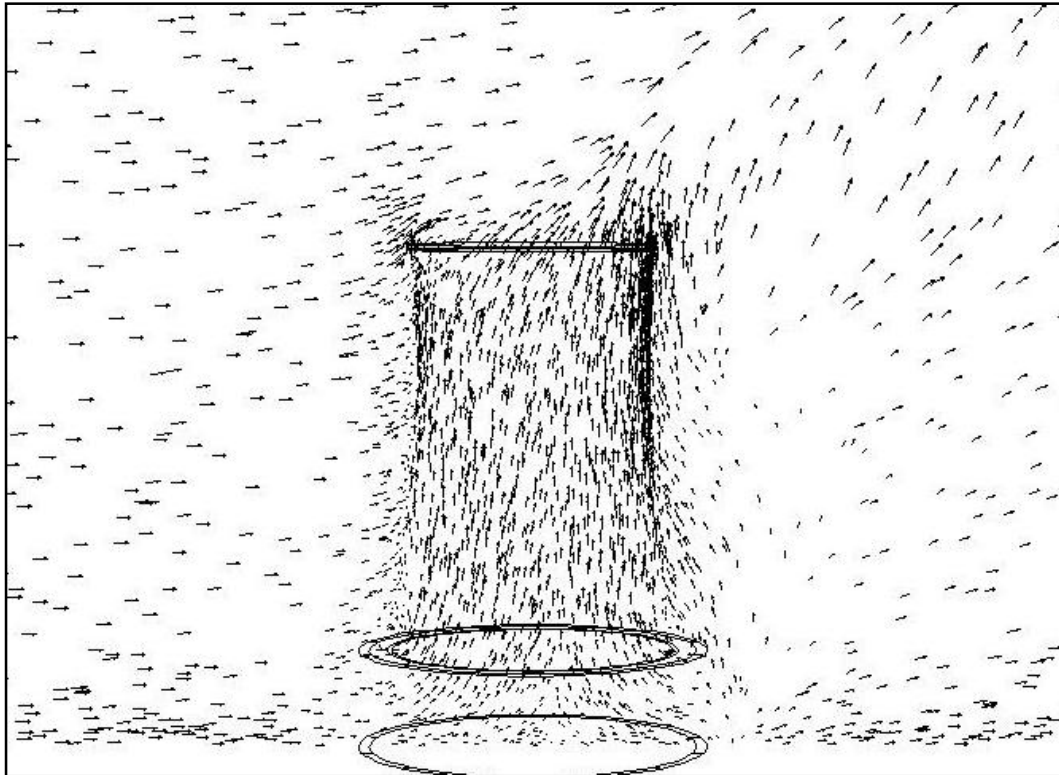


شکل (10-6): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای حالت جابجایی طبیعی (بدون وزش باد)

همان گونه که در شکل های (8-6) تا (10-6) مشاهده شد در حالت بدون وزش باد جریان متقارن محوری می باشد و دما در داخل برج تغییری نمی کند.

6-5-2- وزش باد

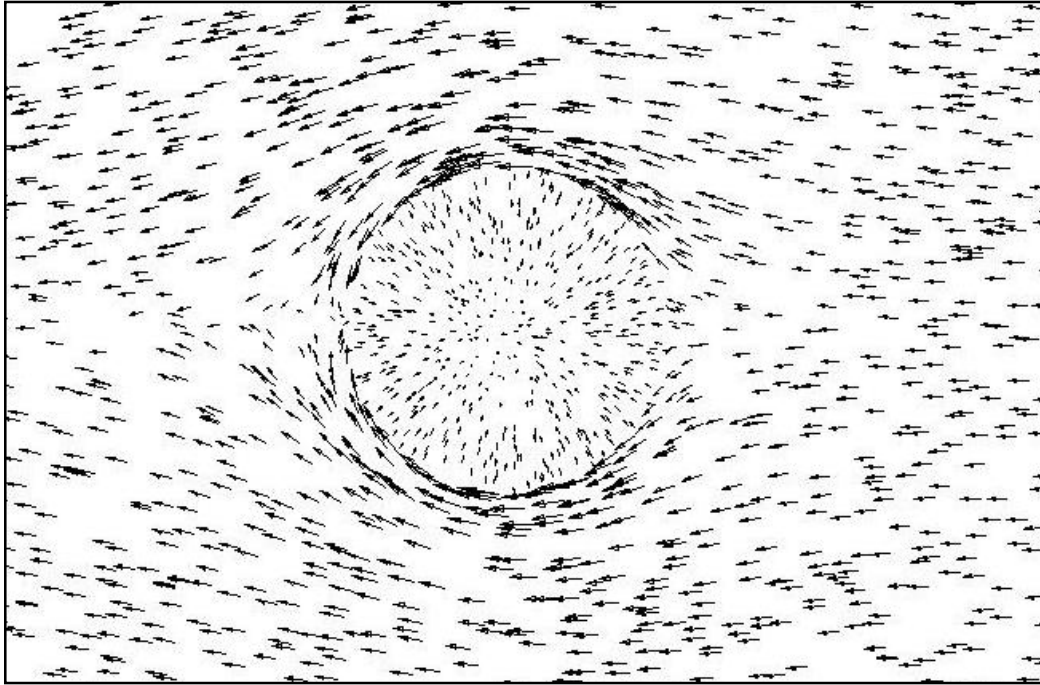
بردارهای سرعت را در صفحه تقارن و صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت باد 5 m/s در شکلهای (11-6) و (12-6) نشان داده شده است.



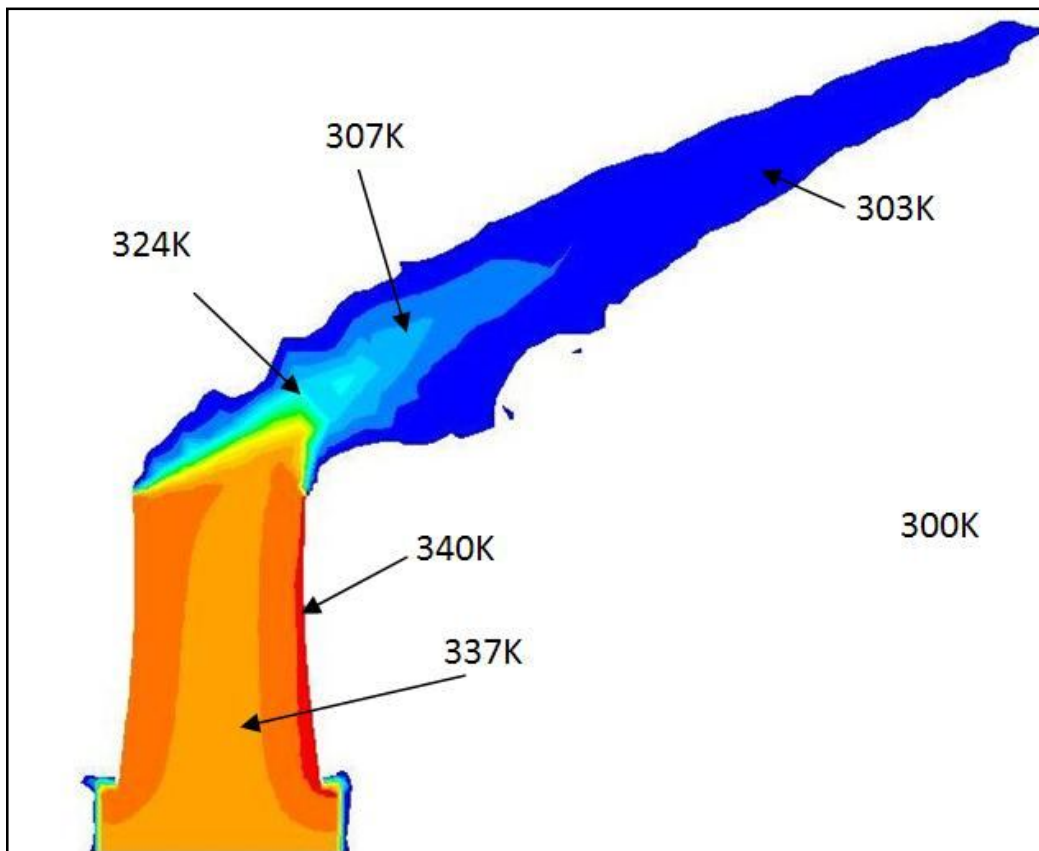
شکل (11-6): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای سرعت 5m/s

با توجه به شکلهای (11-6) و (12-6) بردارهای سرعت در قسمت جلویی عمود بر رادیاتورها بوده و دبی جرمی این قسمت افزایش می یابد؛ و در قسمت های کناری به صورت مماس بر سطح رادیاتورها می باشد که باعث کاهش دبی جرمی این قسمت می شود. همچنین باد به دلیل اختلاف جهت مومنتم جریان خروجی برج و جریان باد که به صورت عمود بر هم هستند، باعث کاهش مکش برج و در نهایت کاهش عملکرد برج می شود.

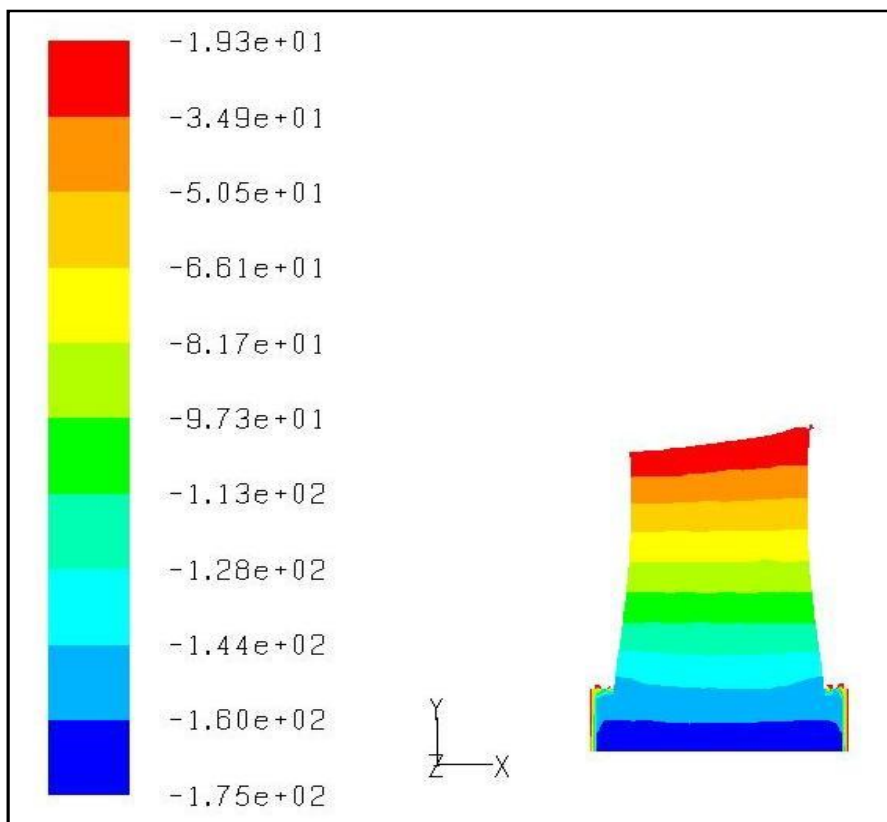
کانتورهای دما و فشار در صفحه تقارن در شکلهای (13-6) و (14-6) و کانتور فشار در صفحه افقی 12 متری در شکل (15-6) نمایش داده شده اند.



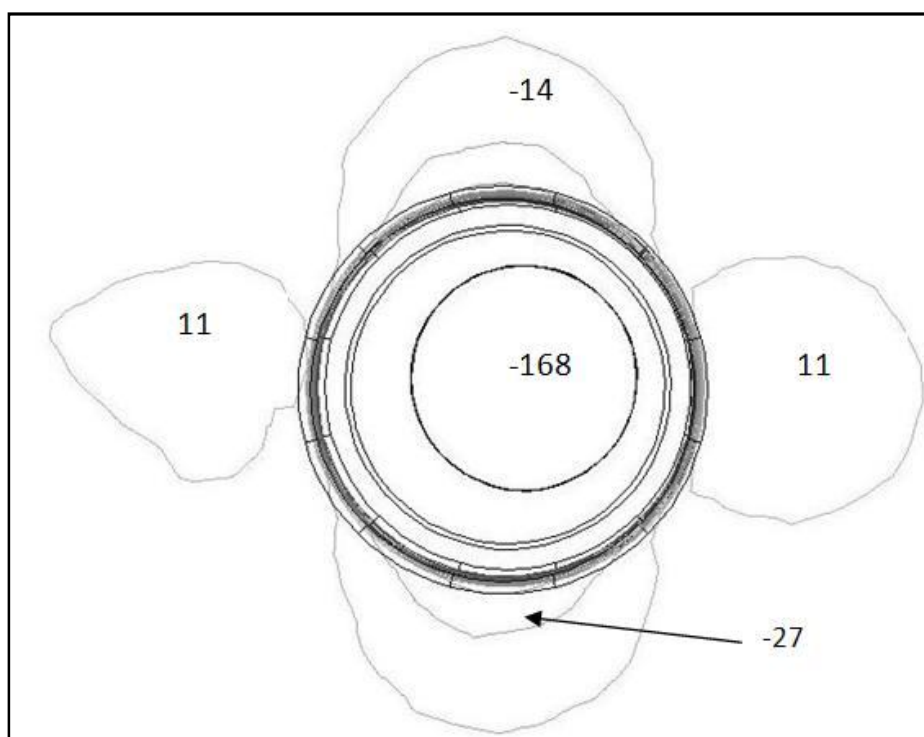
شکل (6-12): بردارهای سرعت در صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت 5m/s



شکل (6-13): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای سرعت 5m/s



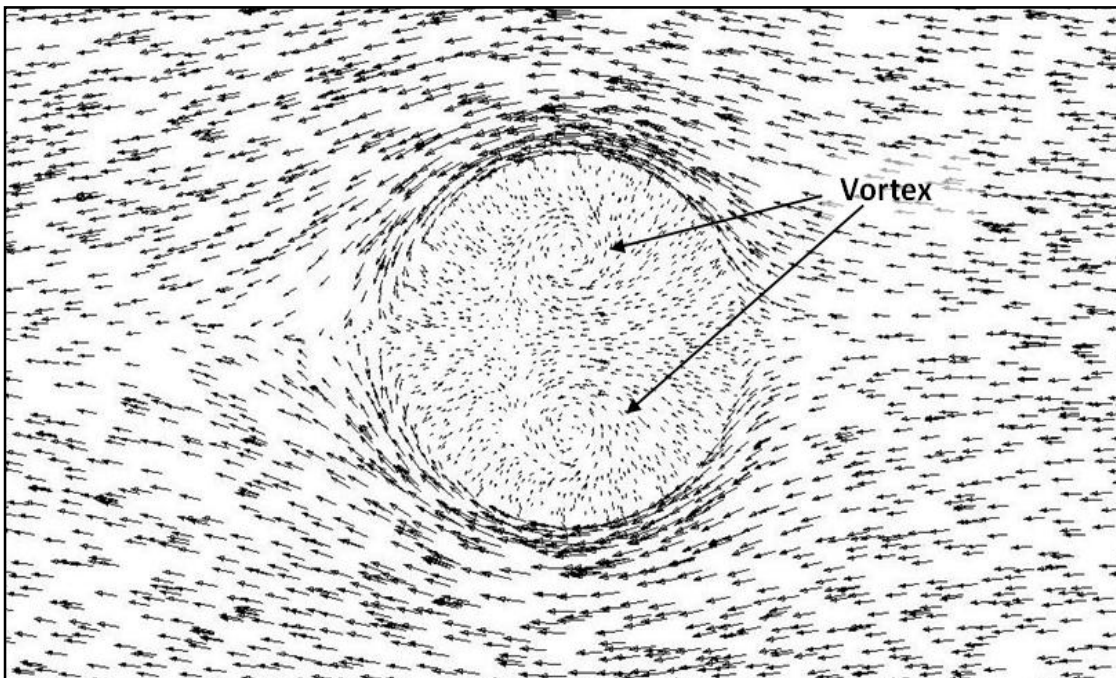
شکل (6-14): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه تقارن برای سرعت 5m/s



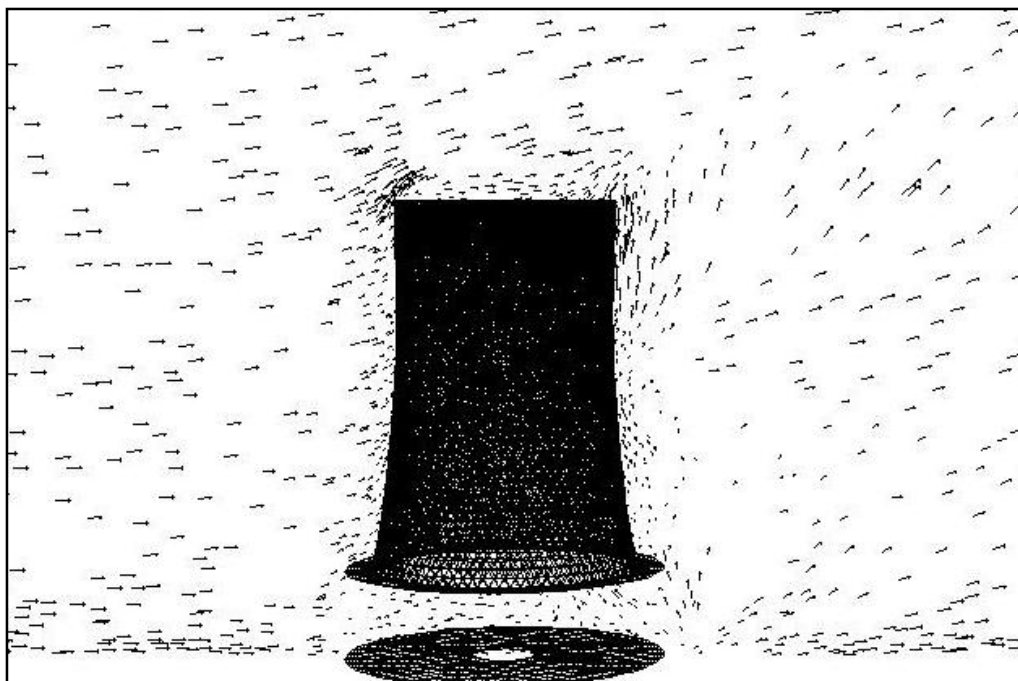
شکل (6-15): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه افقی 12 متری برای سرعت 5m/s

با توجه به بردارهای سرعت و کانتورهای فشار برج را می توان به سه ناحیه تقسیم کرد. ناحیه اول، $\theta = 0^\circ - 60^\circ$ ناحیه ای که مبدل های حرارتی در مقابل باد قرار گرفتند. ناحیه دوم، $\theta = 60^\circ - 120^\circ$ قسمت کناری که باد تقریباً مماس بر آن حرکت می کند. و ناحیه سوم $\theta = 120^\circ - 180^\circ$ ناحیه ای است که پشت برج قرار گرفته است.

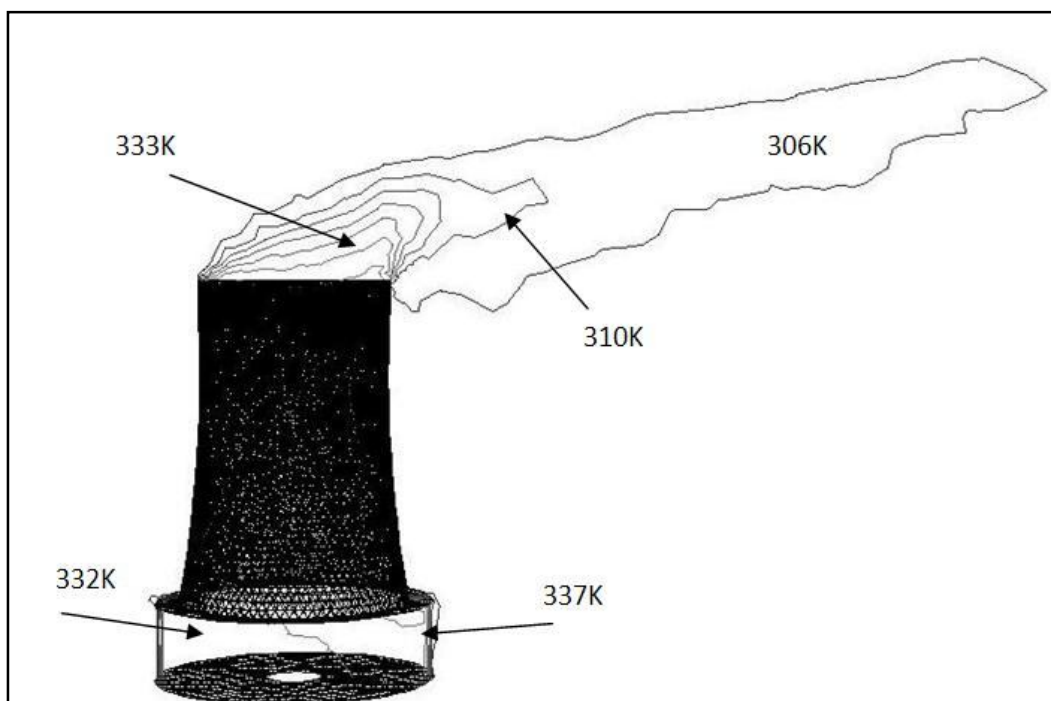
شکل (16-6) بردارهای سرعت در صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت باد 10m/s را نشان می دهد. با توجه به شکل (16-6) مشاهده می شود که یک جفت ورتکس در پایین برج بدلیل برخورد و اختلاط در جریان های ورودی از قسمت های مختلف ایجاد می شود. با توجه به شکلهای (12-6)، (15-6) و (16-6) حرکت جریان خارج برج مانند حرکت جریان روی یک استوانه است. بنابراین سرعت در ناحیه کناری افزایش می یابد و به دلیل کاهش فشار استاتیکی در این ناحیه دبی ورودی به برج افزایش می یابد. بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای سرعت 10m/s در شکل (17-6) و کانتورهای دما برای این سرعت در شکل (18-6) نمایش داده شده است.



شکل (16-6): بردار های سرعت در صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت 10m/s



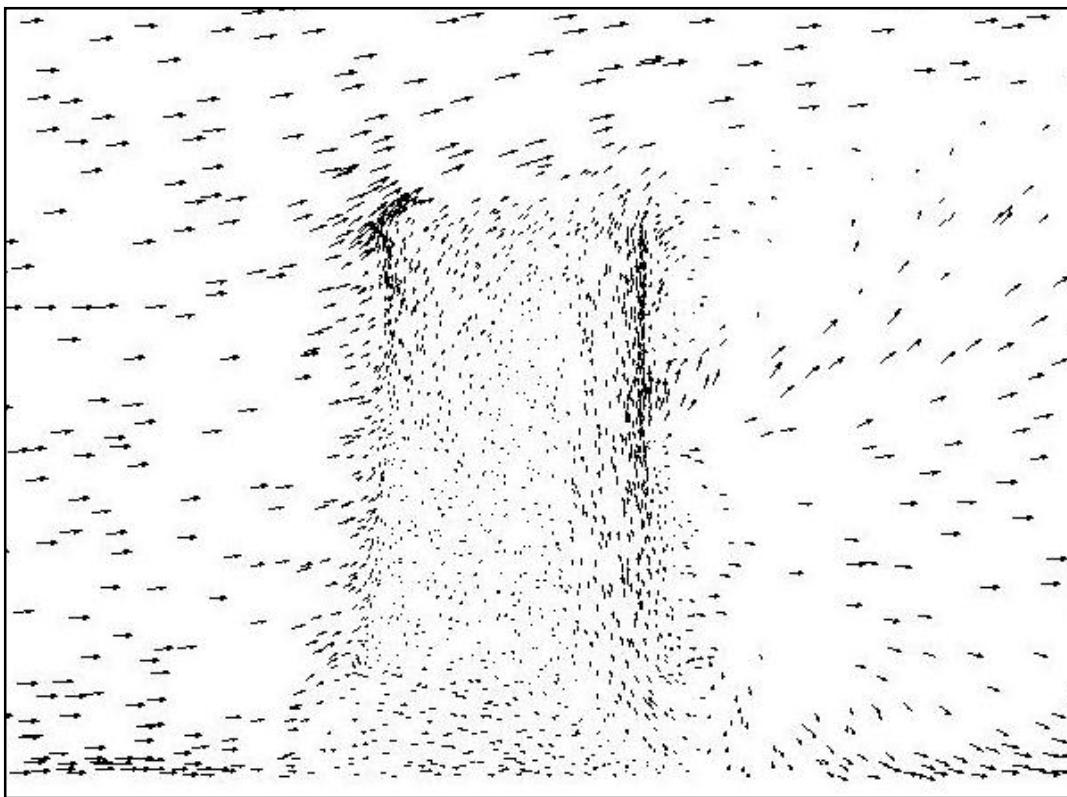
شکل (6-17): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای سرعت 10m/s



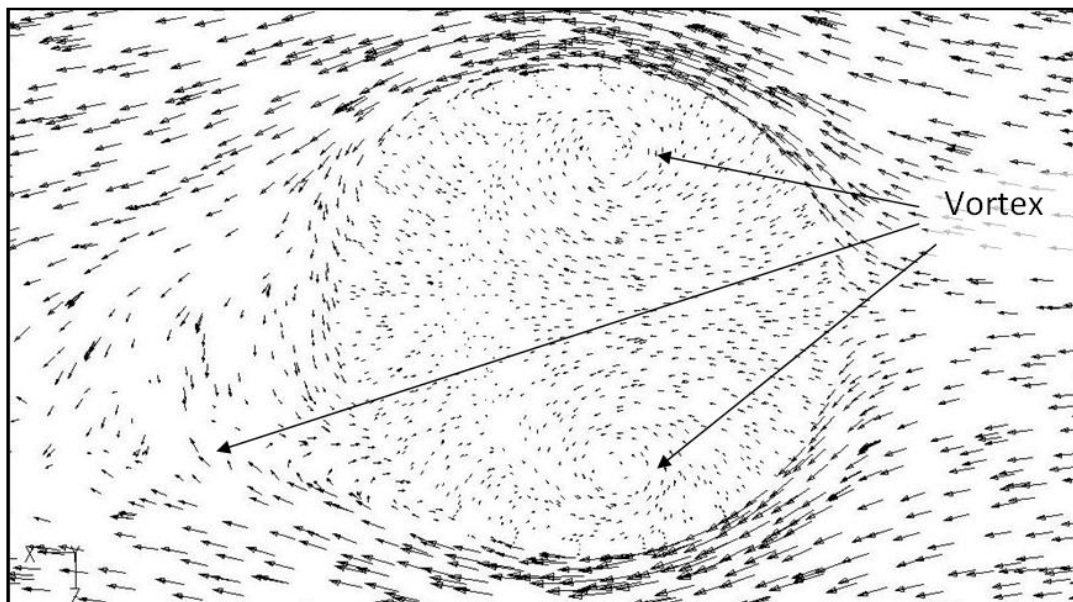
شکل (6-18): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای سرعت 10m/s

همان گونه که در شکل‌های (11-6) و (17-6) دیده می‌شود؛ با افزایش سرعت باد با افزایش مومنتم باد و به دلیل اختلاف جهت مومنتم جریان خروجی برج و جریان باد که به صورت عمود بر هم هستند، مانند یک درپوش عمل می‌کند و باعث کاهش مکش برج و در نهایت کاهش عملکرد برج می‌شود.

در شکل‌های (19-6) و (20-6) بردارهای سرعت در صفحه تقارن و صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت 15m/s نمایش داده شده است. در این سرعت به دلیل افزایش اثر درپوشی و توزیع نامناسب فشار در پایین برج عملکرد برج به شدت کاهش می‌یابد.



شکل (19-6): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای سرعت 15m/s



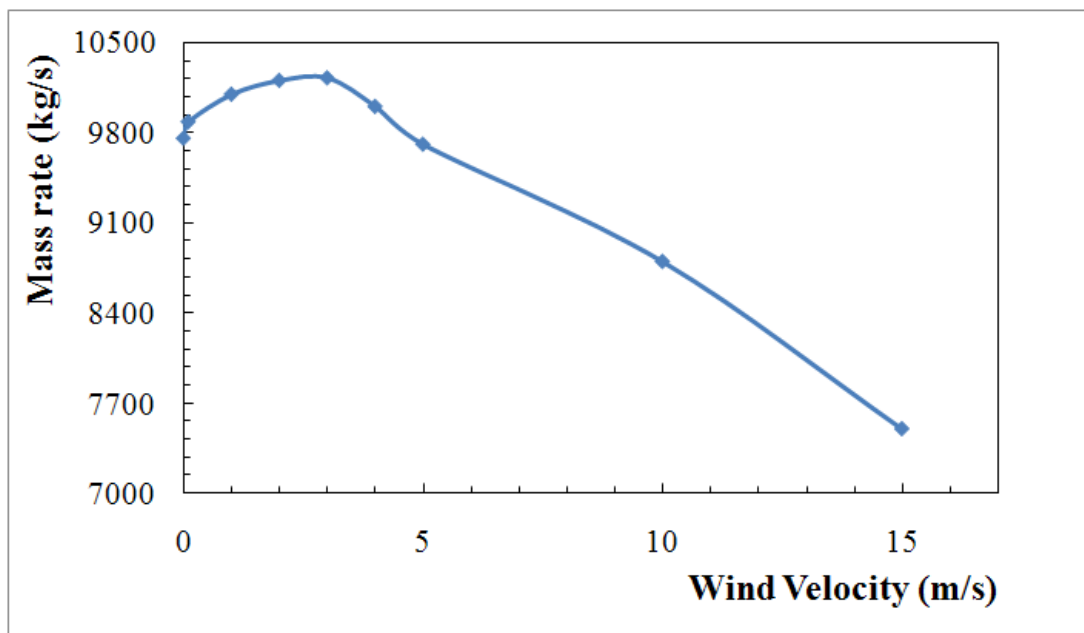
شکل (6-20): بردارهای سرعت در صفحه افقی در ارتفاع 12 متری برای سرعت 15m/s

6-5-3- راندمان جرمی

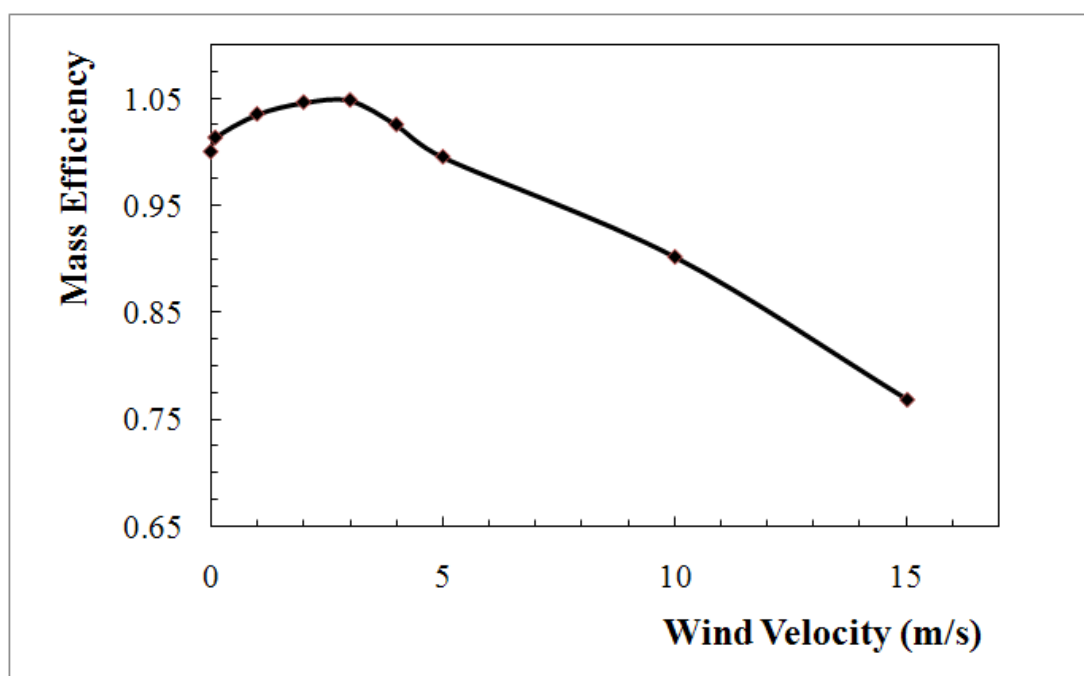
برای مقایسه عملکرد برج در حالت‌های مختلف، دبی جرمی عبوری از رادیاتورها به عنوان شاخصی برای عملکرد برج برای سرعت‌های مختلف در شکل (6-21) و بصورت بی بعد در شکل (6-22) نمایش داده شده‌اند. بازدهی جرمی برابر است با نسبت دبی جرمی هوای عبوری از رادیاتورها در حالت‌های مختلف به دبی جرمی هوای عبوری در حالت بدون وزش باد که مطابق رابطه ذیل می‌باشد.

$$Mass_Efficiency = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{no_Wind}} \quad (6-24)$$

مطابق شکل (6-21) و (6-22) ملاحظه می‌شود که با افزایش سرعت باد تا 3m/s دبی جرمی که معرف عملکرد برج می‌باشد، افزایش می‌یابد و بعد از آن با افزایش سرعت باد راندمان جرمی و در نهایت عملکرد برج خنک‌کن دچار افت می‌شود.

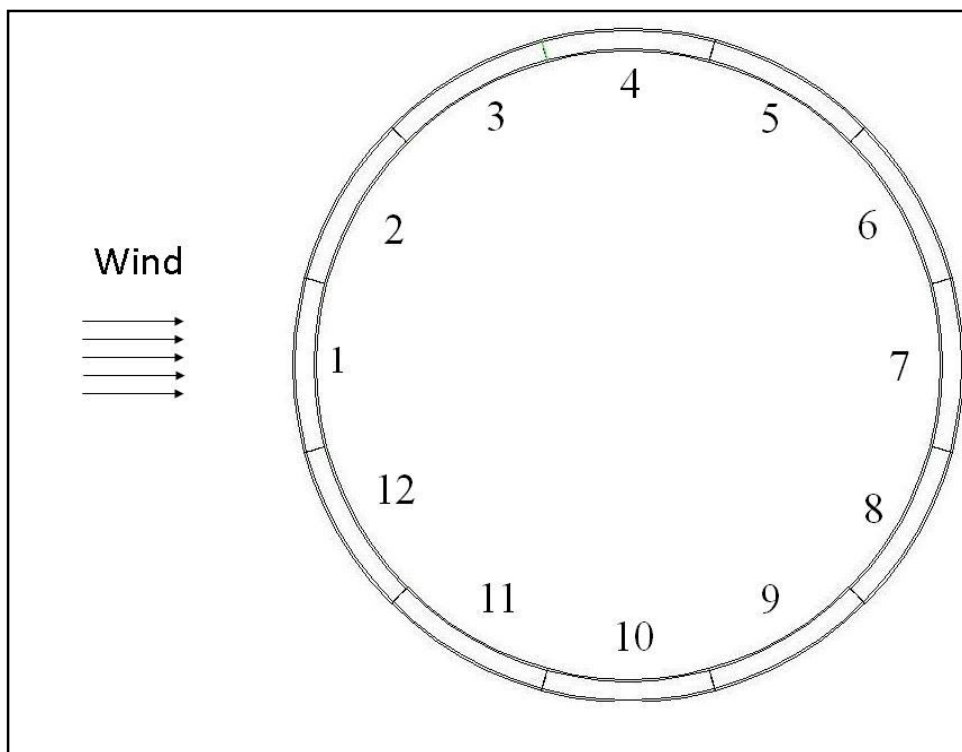


شکل (6-21): تغییرات دبی جرمی در سرعت‌های مختلف باد



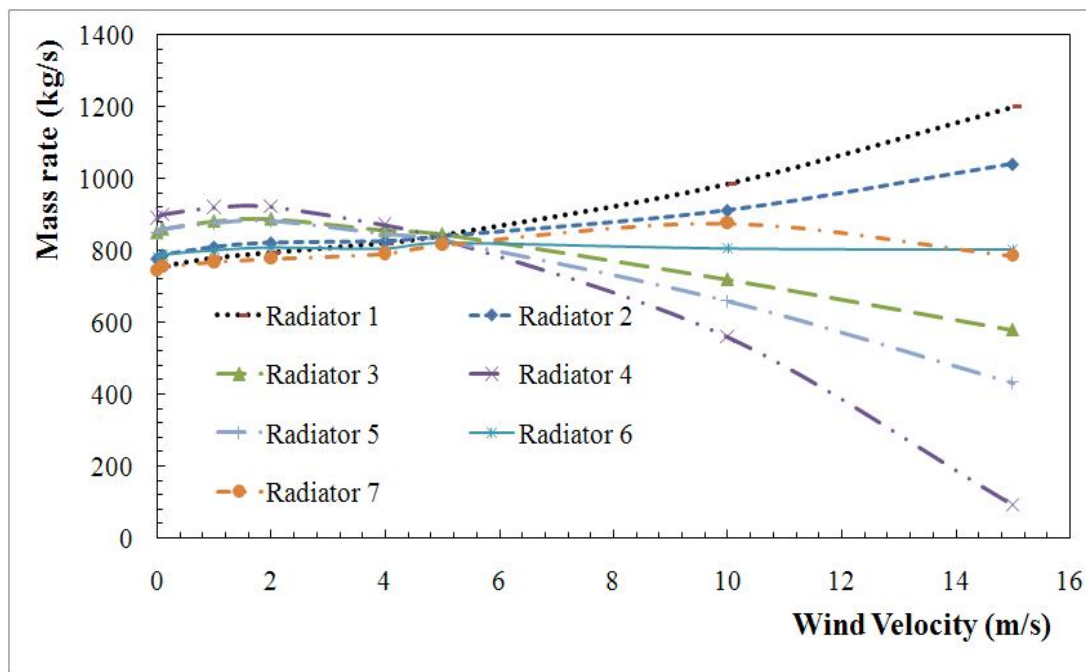
شکل (6-22): تغییرات راندمان جرمی در سرعت‌های مختلف باد

برای بررسی بهتر که کاهش یا افزایش دبی در هر قسمت از برج چگونه است ورودی برج به 12 قسمت 30 درجه تقسیم بندی شده است. مطابق شکل (6-23) همان گونه که از شکل پیدا است قسمت‌های 2 با 12، 3 با 11، 4 با 10، 5 با 9، 6 با 8 موقعیت‌های شبیه به هم دارند از این رو بررسی بر روی قسمت‌های 1 تا 7 انجام می‌گیرد.



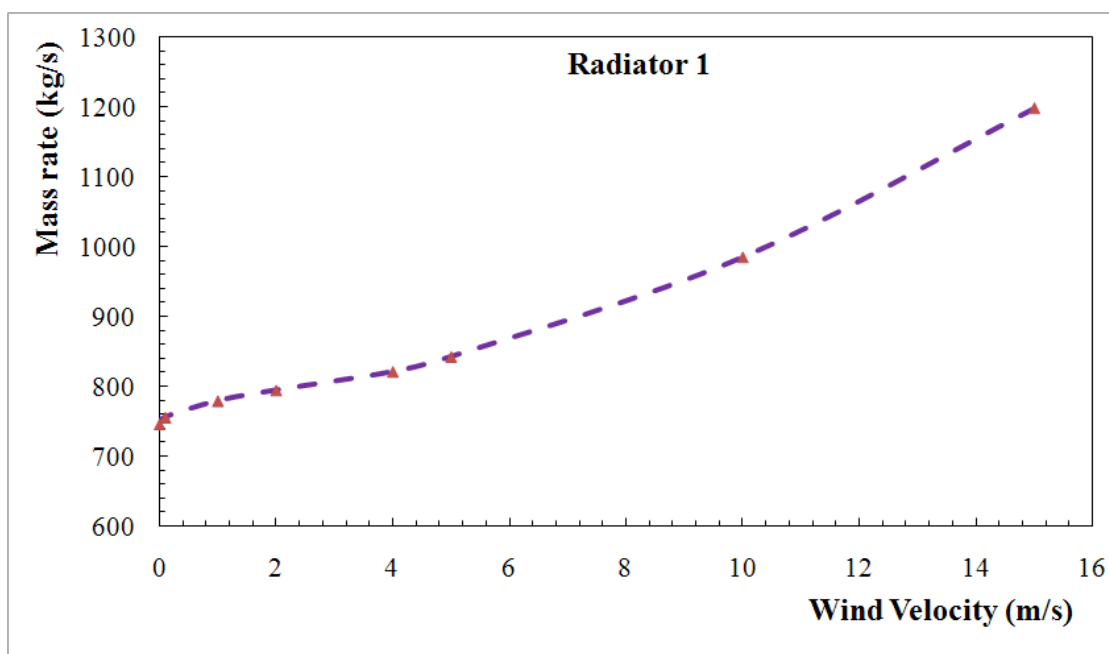
شکل (6-23): نحوی تقسیم بندی رادیاتورهای برج

در شکل (6-24) دبی گرمی رادیاتورهای 1 تا 7 برای سرعت های مختلف به صورت یکجا آورده شده، و برای بررسی به صورت جداگانه هر رادیاتور نمودار دبی گرمی هر رادیاتور برای سرعت های مختلف در شکل‌های (6-25) تا (6-29) آورده شده است. با توجه به شکل (6-24) مشخص می شود که با افزایش سرعت باد دبی گرمی هوای عبوری از رادیاتورهای کناری کاهش یافته و دبی گرمی رادیاتورهای رو به باد افزایش می یابد. با افزایش سرعت باد بیشترین دبی عبوری مربوط به رادیاتور 1 در زاویه 15- درجه تا 15 درجه می باشد، و کمترین دبی هوا (بدترین وضعیت) مربوط به رادیاتور 4 که در زاویه 75 درجه تا 105 درجه قرار دارد می باشد.

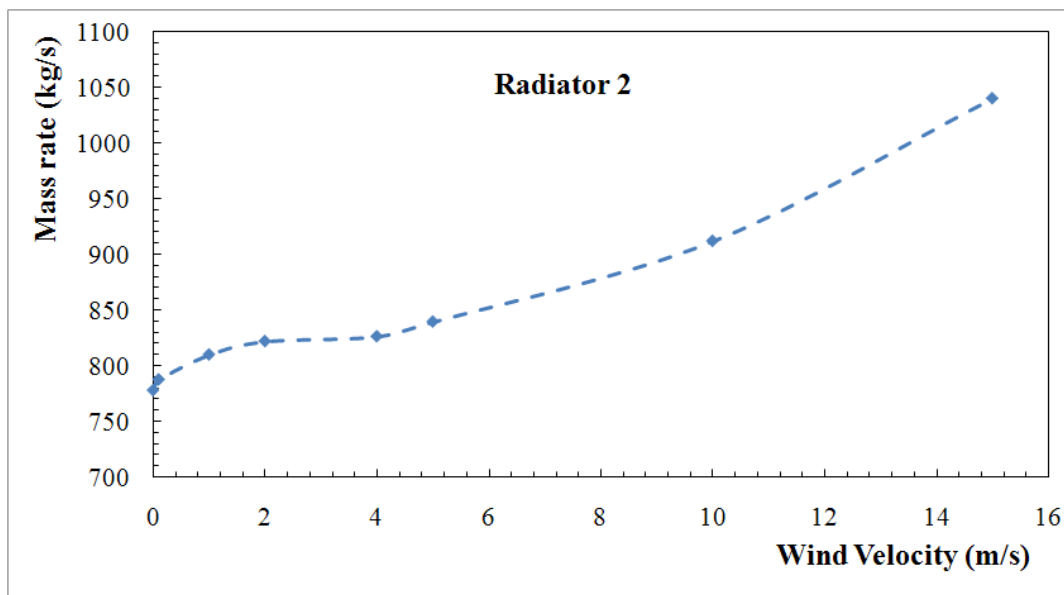


شکل (24-6): تغییرات دبی جرمی رادیاتورها برای سرعت های مختلف

همان گونه که از شکل‌های (24-6) تا (26-6) برداشت می شود، رادیاتور های 1 و 2 با افزایش سرعت باد دبی جرمی هوای عبوری از آن ها افزایش می یابد، و این افزایش برای رادیاتور 1 بیشتر می باشد.

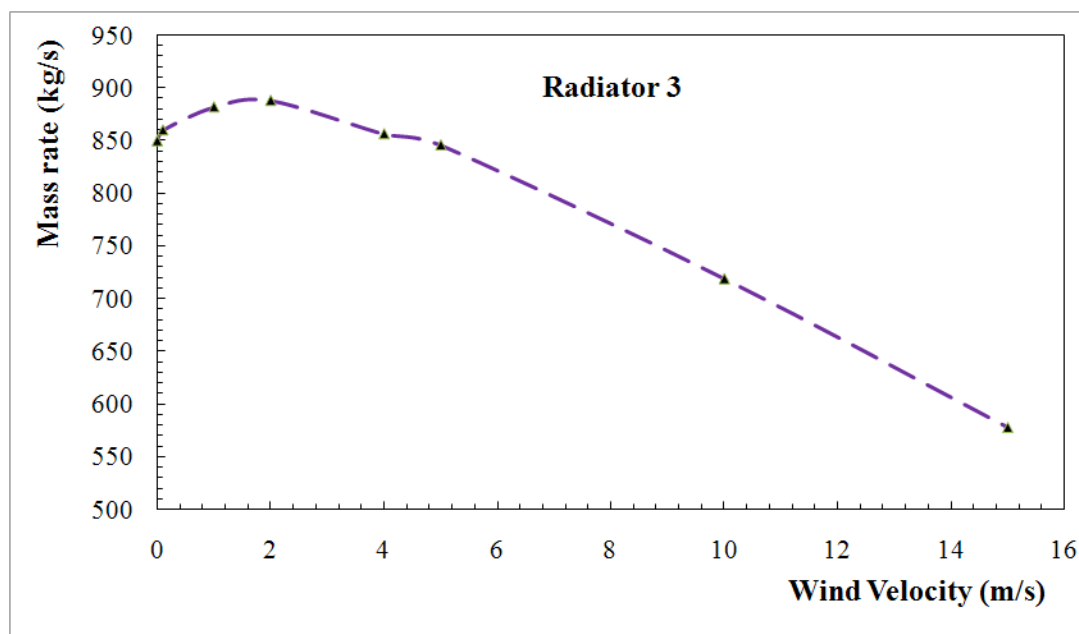


شکل (25-6): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 1 برای سرعت های مختلف

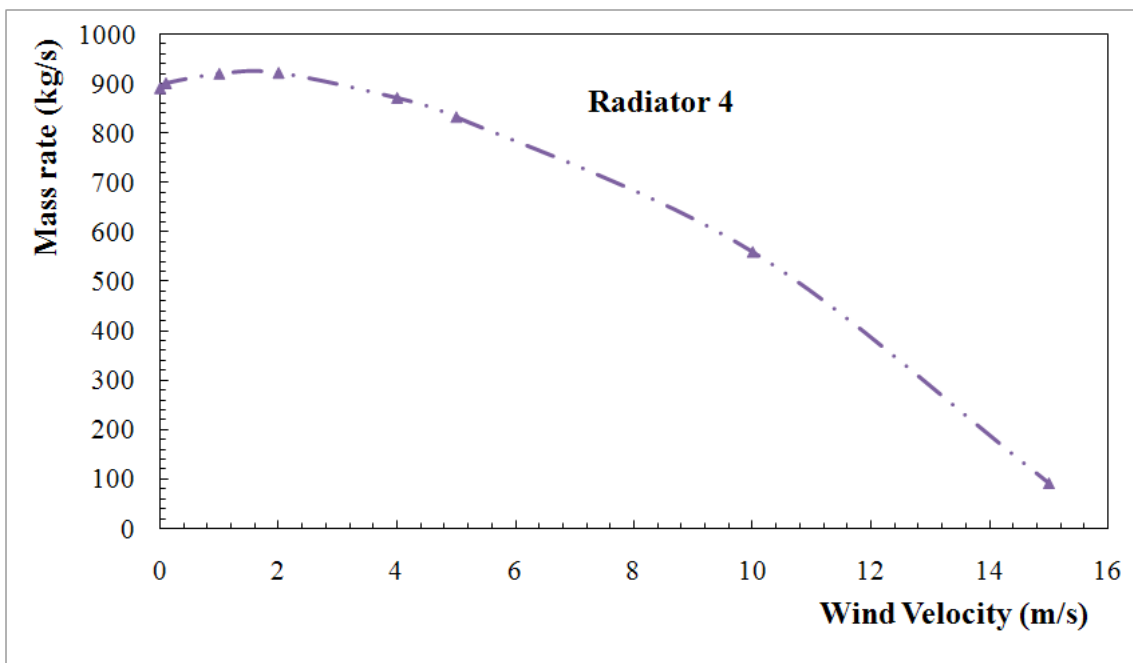


شکل (26-6): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 2 برای سرعت های مختلف

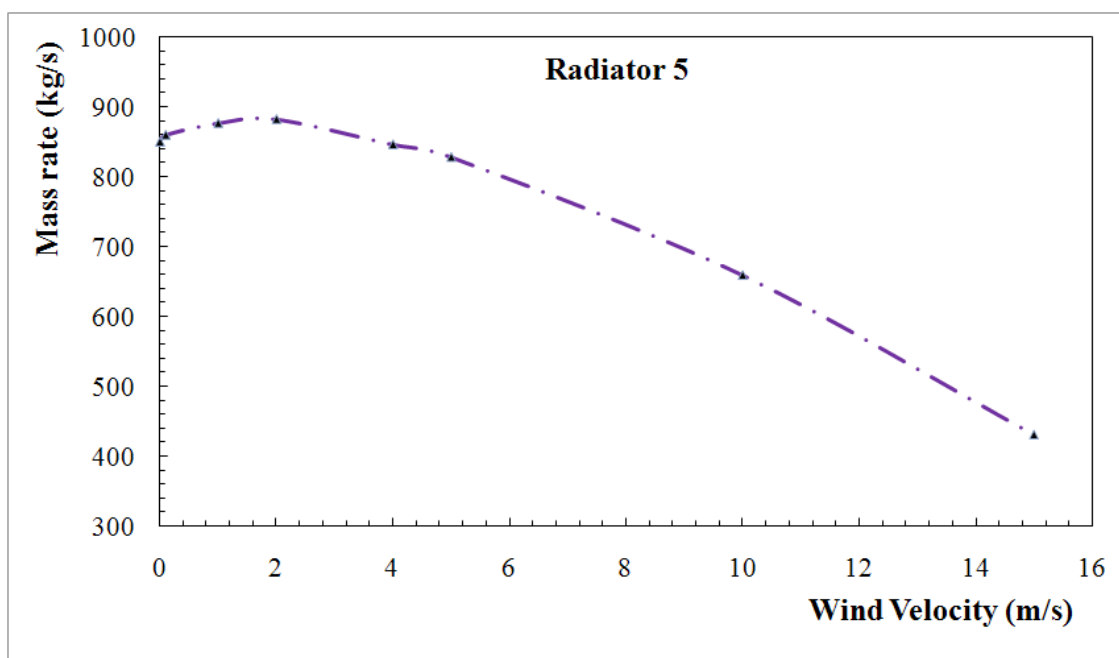
با توجه به شکلهای (27-6) تا (29-6) دبی جرمی هوای عبوری از رادیاتورهای 3 تا 5 با افزایش سرعت باد کاهش می یابد، و این وضعیت برای رادیاتور 4 در بدترین حالت می باشد و برای رادیاتور 3 کمی بهتر است.



شکل (27-6): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 3 برای سرعت های مختلف



شکل (6-28): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 4 برای سرعت های مختلف



شکل (6-29): تغییرات دبی جرمی رادیاتور 5 برای سرعت های مختلف

با توجه به شکل (6-24) تغییرات دبی جرمی برای رادیاتور 6 و 7 با تغییرات سرعت باد زیاد نمی باشد.

با توجه به نتایجی که تا کنون ذکر شده ، افت عملکرد برج ناشی از عوامل زیر می باشد:

الف- ایجاد توزیع فشار نامطلوب در ورودی در ناحیه کناری تقریباً در زاویه 45 درجه تا 135

درجه و کاهش دبی هوای ورودی از این قسمت.

ب- ایجاد پدیده در پوشی در خروجی برج

ج- ایجاد ورتکس در پایین برج بدلیل تفاوت سرعت های جریان ورودی از سمت مقابل باد و پشت

به آن.

فصل هفتم

بحث و نتیجه گیری

7-1-1- ارائه راه حل

در دو فصل قبل عوامل افت عملکرد برجهای خنک کن جابجایی طبیعی خشک تحت تاثیر وزش باد بیان شد. جهت بهبود عملکرد برجهای خنک کن تحت شرایط ذکر شده تا کنون روش هایی معرفی شده است. الدرگ¹ [19] اثر تزریق دود خروجی را بر عملکرد برج در حالت بدون وزش باد مورد بررسی قرار داد.

به منظور کاهش اثر نامطلوب باد بر عملکرد برج های خنک کن، تاکنون پیشنهادات مختلفی ارائه شده است. یکی از روش های ارائه شد استفاده از دود خروجی توربین است که کمتر به آن پرداخته شده است. در ادامه اثر تزریق دود بر عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی مورد بررسی قرار می گیرد و تغییرات ارتفاع دودکش، دبی دود، دما دود و قطر دودکش در عملکرد برج به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت.

7-1-1-1- نتایج تجربی تزریق دود در داخل برج

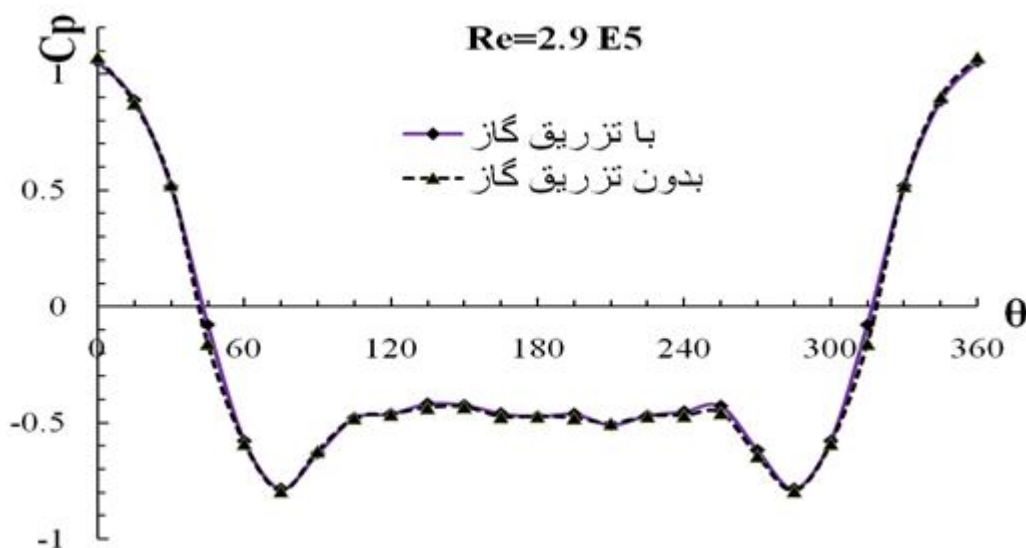
برای بررسی تجربی تاثیر تزریق دود بر روی عملکرد برج خنک کن در شرایط وزش باد از یک دمنده با نسبت دبی مشخص استفاده شده است. همچنین برای شبیه سازی جریان داخل برج از پارمتر تشابهی رابطه (7-1) استفاده شده است.

$$\alpha = \frac{V_{fluegas}}{V_{air}} \quad (7-1)$$

آزمایشات برای α های مختلف انجام گرفت اما به دلیل محدودیت های موجود تونل باد نتیجه برای $\alpha = 3.5$ قابل قبول می باشد.

¹ Eldredge

در شکل (1-7) تاثیر تزریق جریان برای توزیع فشار خارجی رسم شده است، همان گونه که مشخص است تزریق گاز توزیع فشار خارجی را تغییر نمی دهد. پس نمی توان از این روش برای بهبود توزیع فشار خارجی استفاده کرد.



شکل (1-7): منحنی بر حسب برای سطح خارجی برای یک رینولدز نمونه

جدول (1-7)

متوسط توزیع فشار داخلی

Reynolds $\times 10^5$	Mean Pressure Coefficient Normal	Mean Pressure Coefficient Flue Gas Injection
۰/۶۶	-۰/۶۵	-۰/۸۵
۰/۷۶	-۰/۵۸	-۰/۷۳
1	-۰/۴۸	-۰/۵۶
۱/۲	-۰/۴۶	-۰/۵۰
۱/۹	-۰/۴۵	-۰/۴۸
۲/۸	-۰/۴۴	-۰/۴۷
۳/۲	-۰/۴۳	-۰/۴۶

با بررسی اثر باد بر روی توزیع فشار خارجی برج خنک کن و همچنین تاثیر تزریق دود بر روی توزیع فشار داخلی و خارجی برج خنک کن جابجایی طبیعی مشاهده شد که با افزایش سرعت باد

عرضی توزیع فشار پیرامونی نامطلوب تر می گردد (فصل 5). با توجه به جدول (1-7) که مقدار متوسط توزیع فشار داخلی را برای رینولدزهای مختلف برای حالت استفاده از تزریق گاز و بدون آن نمایش داده است، ملاحظه می شود که با استفاده از تزریق دود در داخل برج خنک کن توزیع فشار داخلی منفی تر می گردد که باعث بهبود عملکرد برج خنک کن می گردد. همچنین با توجه به شکل (1-7) مشاهده شد که تغییرات توزیع فشار خارجی تحت تاثیر تزریق گاز محسوس نمی باشد.

2-1-7- نتایج عددی تزریق دود در داخل برج

برای بررسی تاثیر تزریق دود در عملکرد برج خنک کن تغییرات چهار پارامتر دما تزریق، دبی تزریق، ارتفاع دودکش تزریق و قطر دودکش مورد بررسی قرار می گیرد. و این پارامترها برای حالت بدون وزش باد و وزش باد با سرعت 5m/s مورد بررسی قرار می گیرند. قطر 9 متر، دمای 400 کلوین، ارتفاع کف، و دبی 700 کیلوگرم بر ثانیه به عنوان مبنا انتخاب شده اند. مدل های بررسی شده برای تزریق دود در جدول (2-7) مرتب شده اند. در تمام نمودارها قطر و ارتفاع بر حسب متر، دما بر حسب کلوین و دبی جرمی بر حسب کیلوگرم بر ثانیه می باشد.

جدول (2-7) مدل های بررسی شده برای تزریق دود

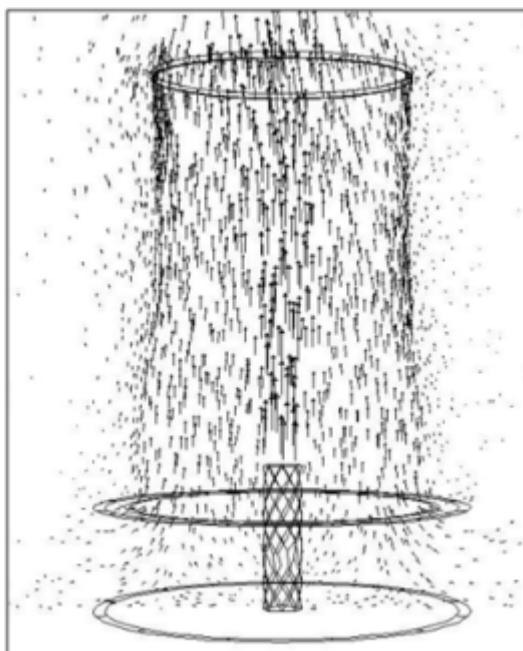
قطر D(m)	ارتفاع H(m)	دبی جرمی m(kg/s)	دما T(k)
9	0	700	310
9	0	700	360
9	0	700	400
9	0	700	600
9	0	700	700
9	0	200	400
9	0	500	400
9	0	1500	400

9	0	2000	400
9	12	700	400
9	24	700	400
9	34	700	400
9	100	700	400
3	0	700	400
6/4	0	700	400
18	0	700	400

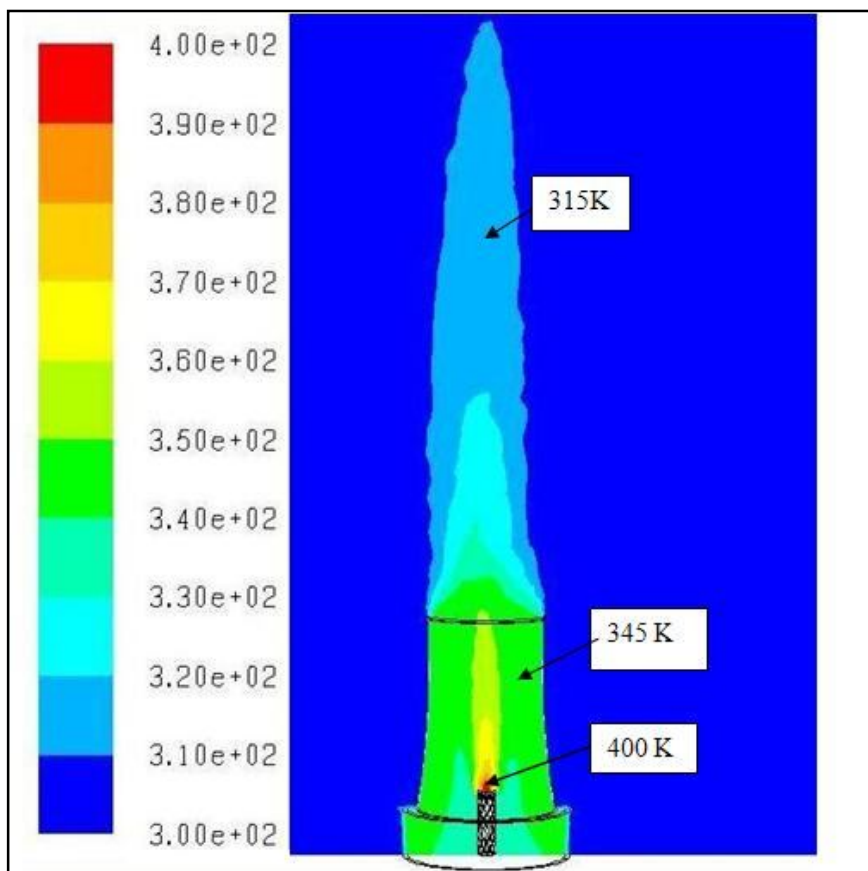
7-1-2-1-1- تزریق دود بدون وزش باد محیطی

در این بخش تغییرات چهار پارامتر دما تزریق، دبی تزریق، ارتفاع دودکش تزریق و قطر دودکش برای سرعت باد صفر (بدون وزش باد) مورد بررسی قرار می گیرد.

در شکل‌های (2-7) تا (6-7) تعدادی از شکل‌های بردارهای سرعت، کانتورهای دما و کانتورهای فشار برای حالت تزریق گاز بدون وزش باد آورده شده است.

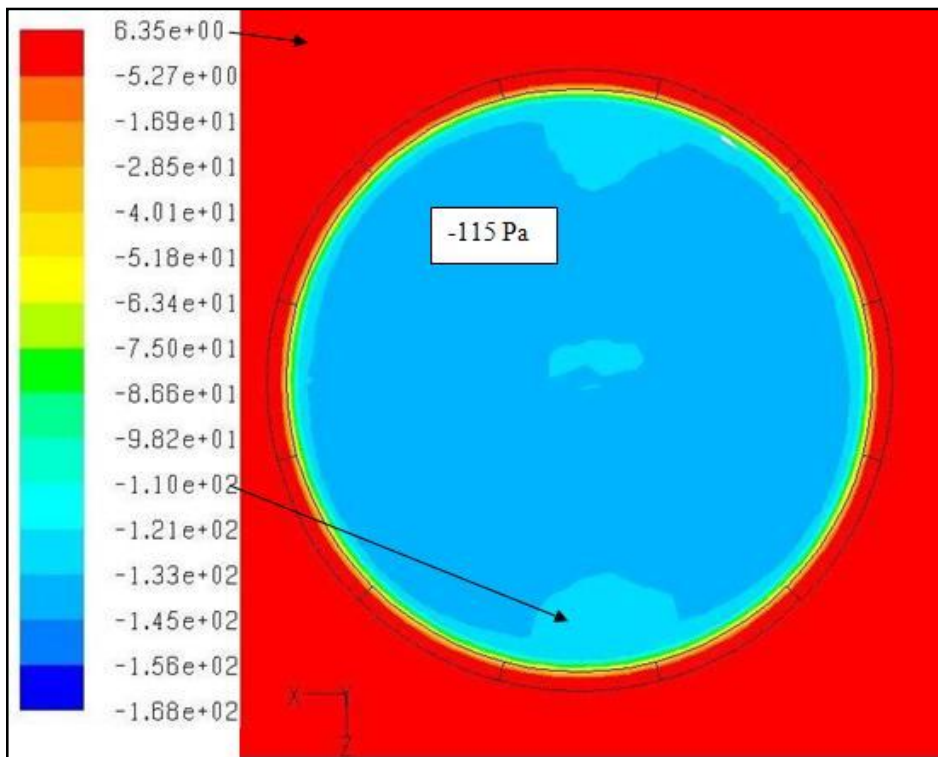


شکل (2-7): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 34m، بدون وزش باد

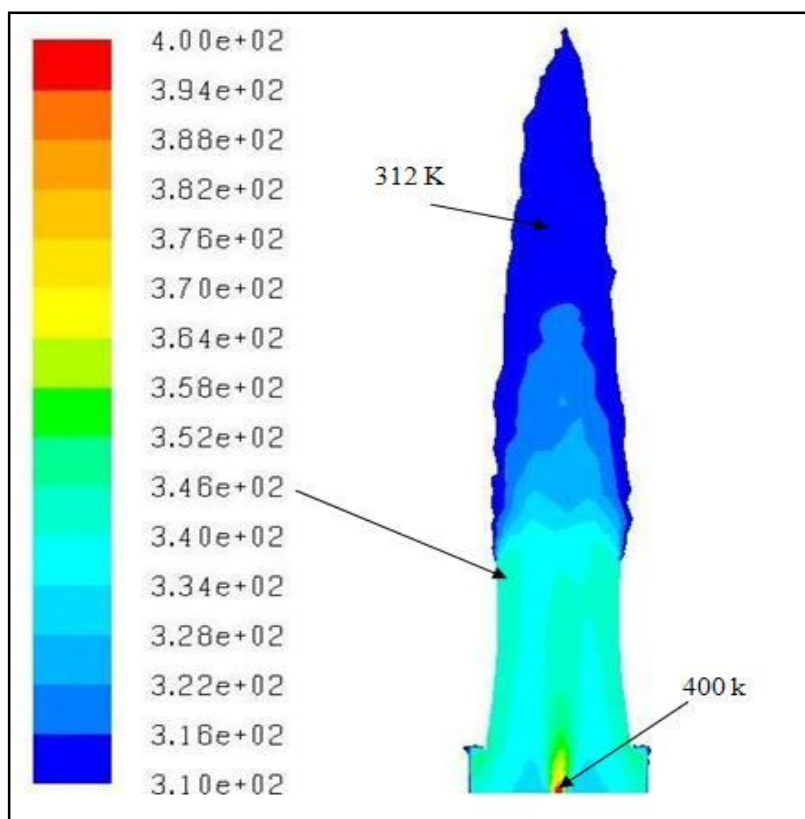


شکل (3-7): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 34m، بدون وزش باد

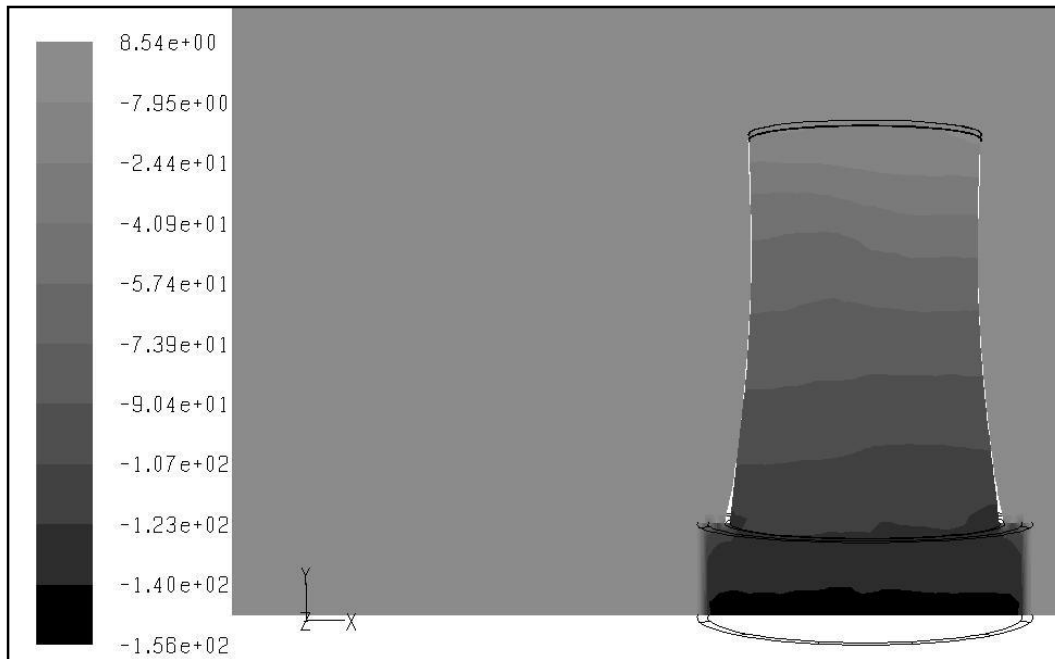
همان گونه که از شکل‌های (2-7) و (3-7) دیده می شود در وضعیت بدون وزش باد و با استفاده از تزریق گاز ، جریان کاملا متقارن می باشد و مومنتم خروجی نیز افزایش می یابد. و با توجه به شکل (4-7) توزیع فشار داخل برج برای حالت بدون وزش باد ثابت می باشد. و مکش لازم را به وجود می آورد.



شکل (4-7): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه افقی ارتفاع 12 متری و برای قطر 6.4m، بدون وزش باد



شکل (5-7): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای قطر 6.4m، بدون وزش باد

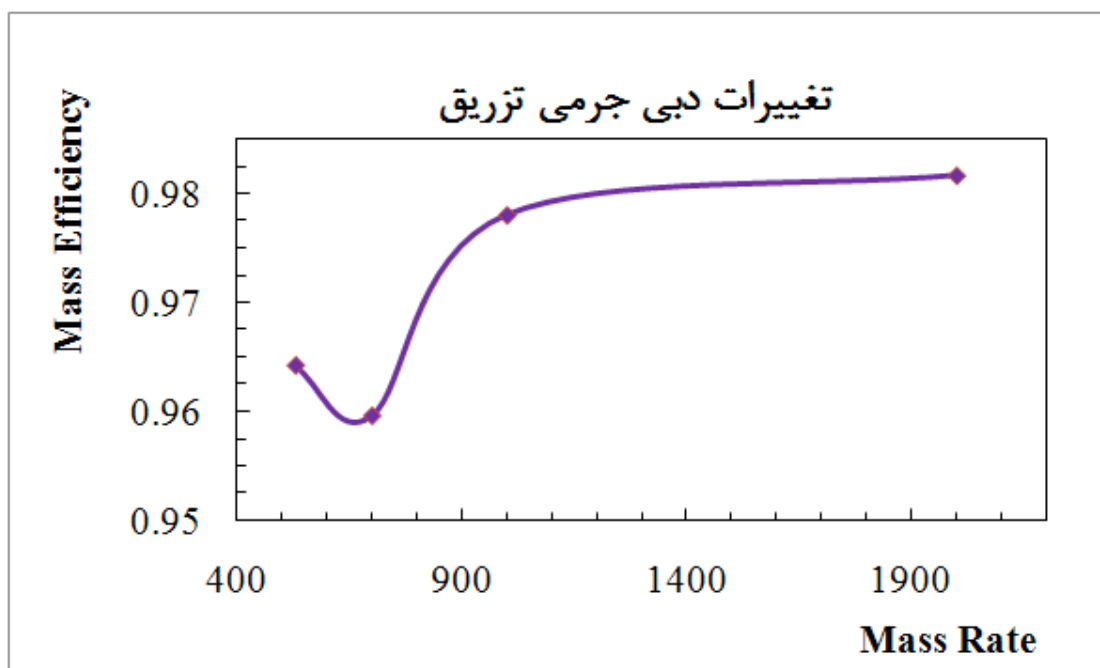


شکل (6-7): کانتورهای فشار استاتیکی بر حسب پاسکال در صفحه تقارن برای دبی 530kg/s، بدون وزش باد

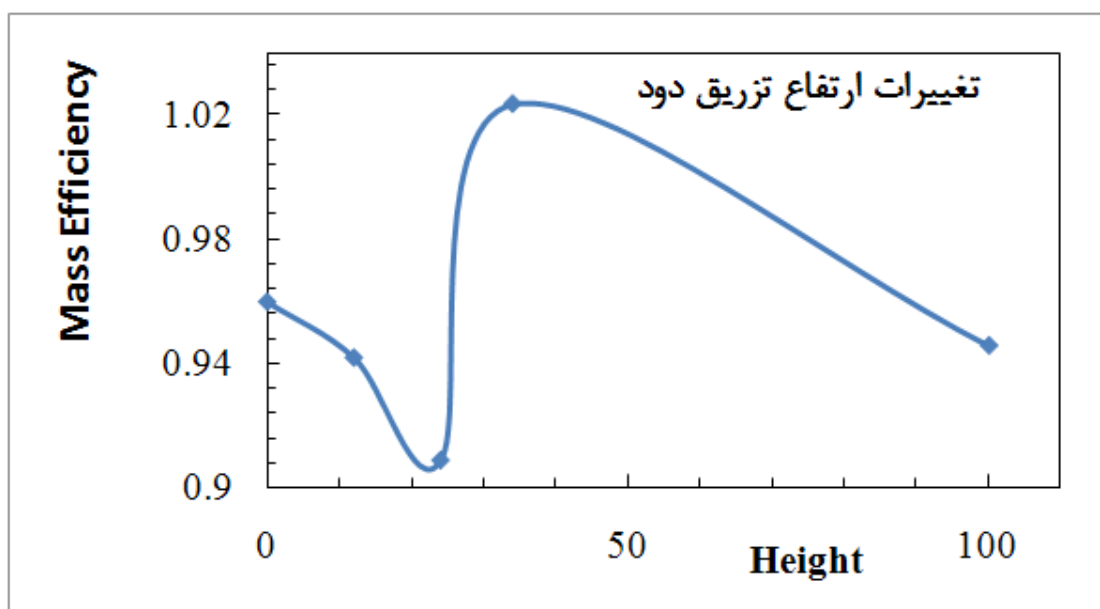
برای مقایسه عملکرد برج در حالت‌های مختلف، دبی جرمی عبوری از رادیاتورها به عنوان شاخصی برای عملکرد برج مطرح شده است. بازده ای جرمی برابر است با نسبت دبی جرمی هوای عبوری از رادیاتورها در حالت‌های مختلف به دبی جرمی هوای عبوری در حالت بدون وزش باد و بدون استفاده از تزریق دود که مطابق رابطه ذیل می باشد.

$$Mass_Efficiency = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{no_Wind}} \quad (2-7)$$

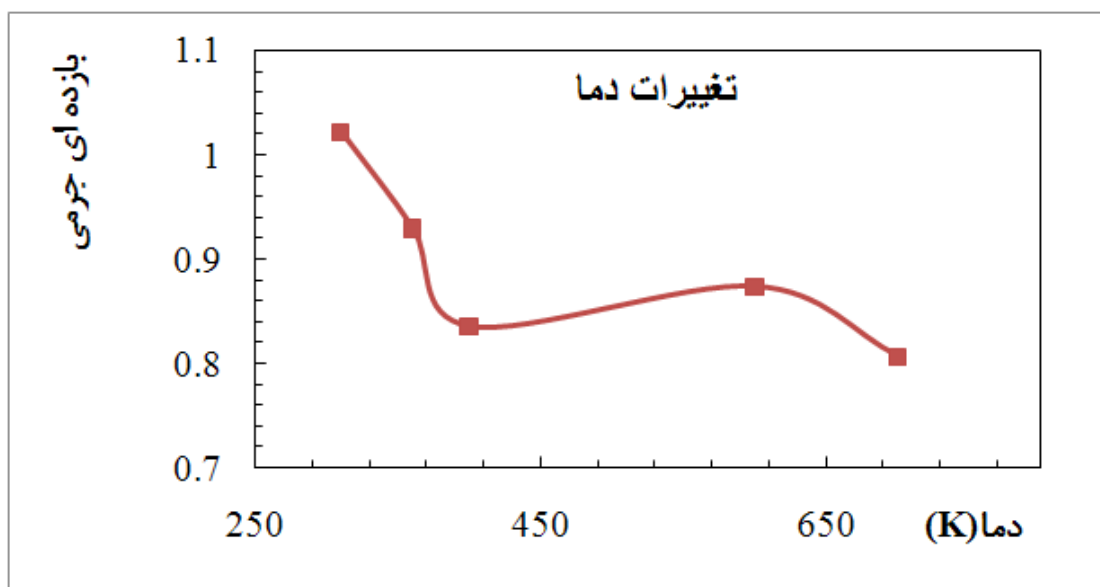
مطابق شکل‌های (7-7) تا (10-7) ملاحظه می شود که تزریق دود به جز برای ارتفاع تزریق 34 متری، دبی 700 کیلوگرم بر ثانیه، دمای 400 کلوین و قطر 9 متر و برای مورد ارتفاع تزریق کف، دبی 700 کیلوگرم بر ثانیه، دمای 310 کلوین و قطر 9 متر که در آن افزایش بازده جرمی برج را داریم در بقیه موارد برای سرعت باد صفر کاهش بازده را داریم. البته باید توجه کرد که استفاده از دود خروجی برای افزایش بازده برج در حالت وزش باد می باشد که در ادامه بحث خواهد شد.



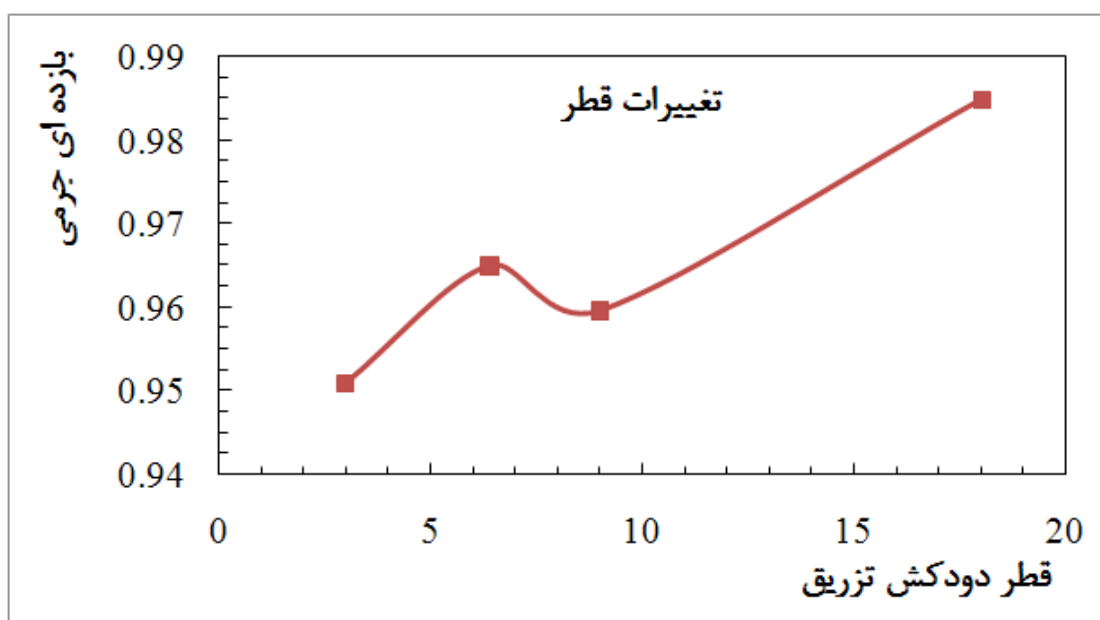
شکل (7-7): بازده جرمی برج برای دبی جرمی های مختلف دود تزریقی؛ بدون وزش باد



شکل (8-7): بازده جرمی برج برای ارتفاع مختلف دود تزریقی؛ بدون وزش باد



شکل (7-9): بازده جرمی برج برای دماهای مختلف دود تزریقی؛ بدون وزش باد



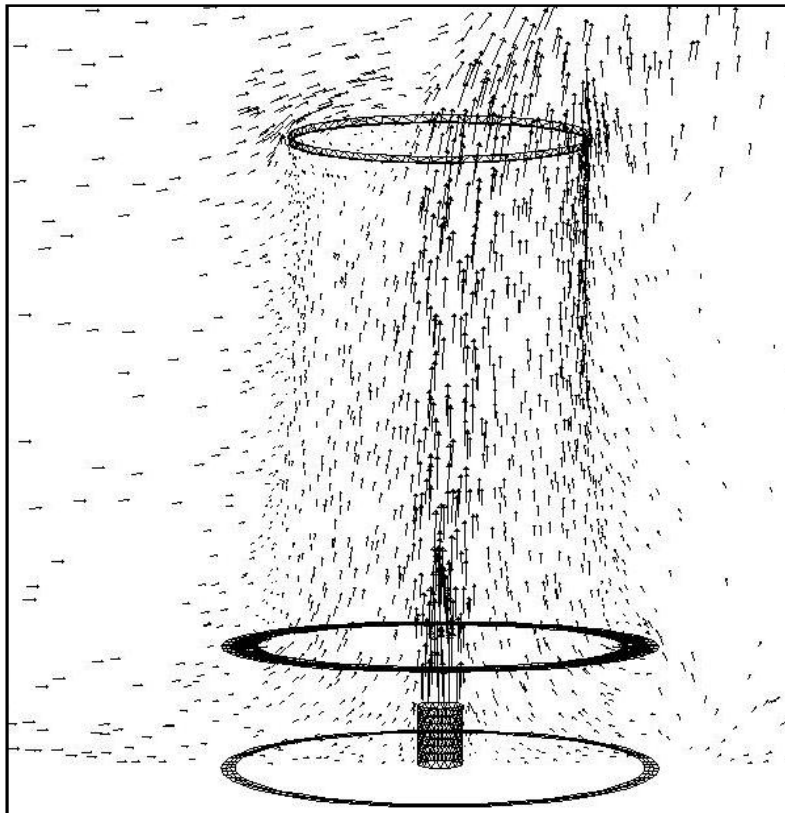
شکل (7-10): بازده جرمی برج برای قطرهای مختلف دودکش دود تزریقی؛ بدون وزش باد

7-1-2-2- تزییق دود با وزش باد محیطی

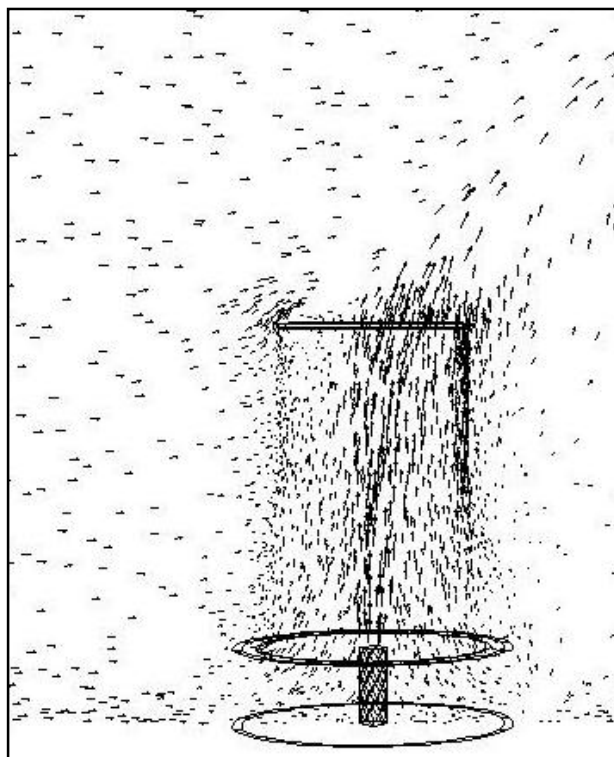
در این بخش تغییرات چهار پارامتر دمای تزییق، دبی تزییق، ارتفاع دودکش تزییق و قطر دودکش برای سرعت باد 5m/s مورد بررسی قرار می گیرد.

در شکلهای (7-11) تا (7-16) تعدادی از شکلهای بردارهای سرعت و کانتورهای دما برای حالت تزییق گاز با وزش باد با سرعت 5m/s آورده شده است.

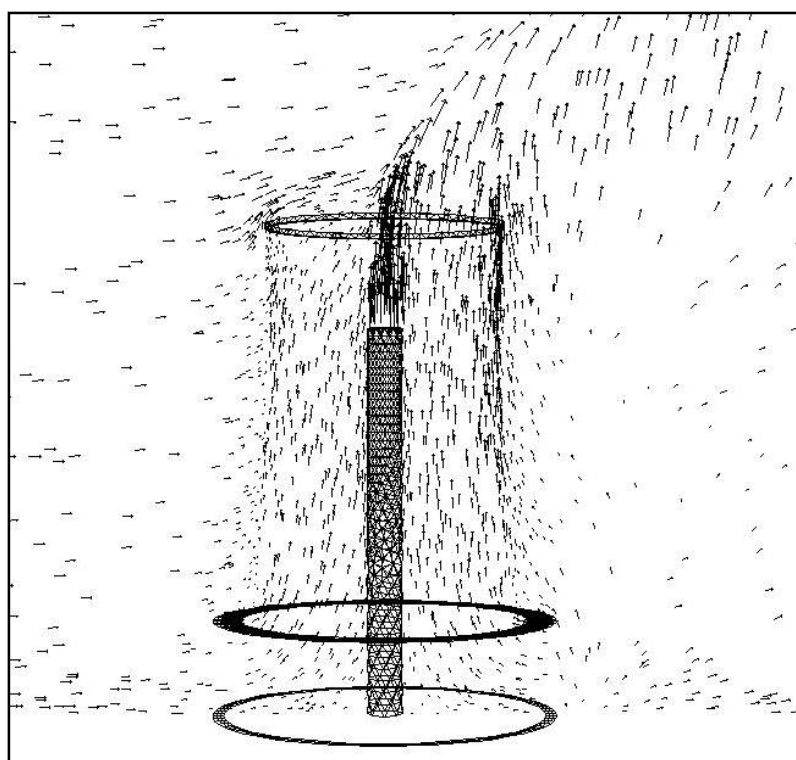
با توجه به شکلهای (7-11) تا (7-13) و مقایسه با شکلهای فصل قبل معلوم می شود که با استفاده از تزییق دود به دلیل افزایش مومنتم خروجی برج اثر درپوشی کاهش می یابد. بردارهای سرعت بعد از دودکش تقریبا عمودی هستند.



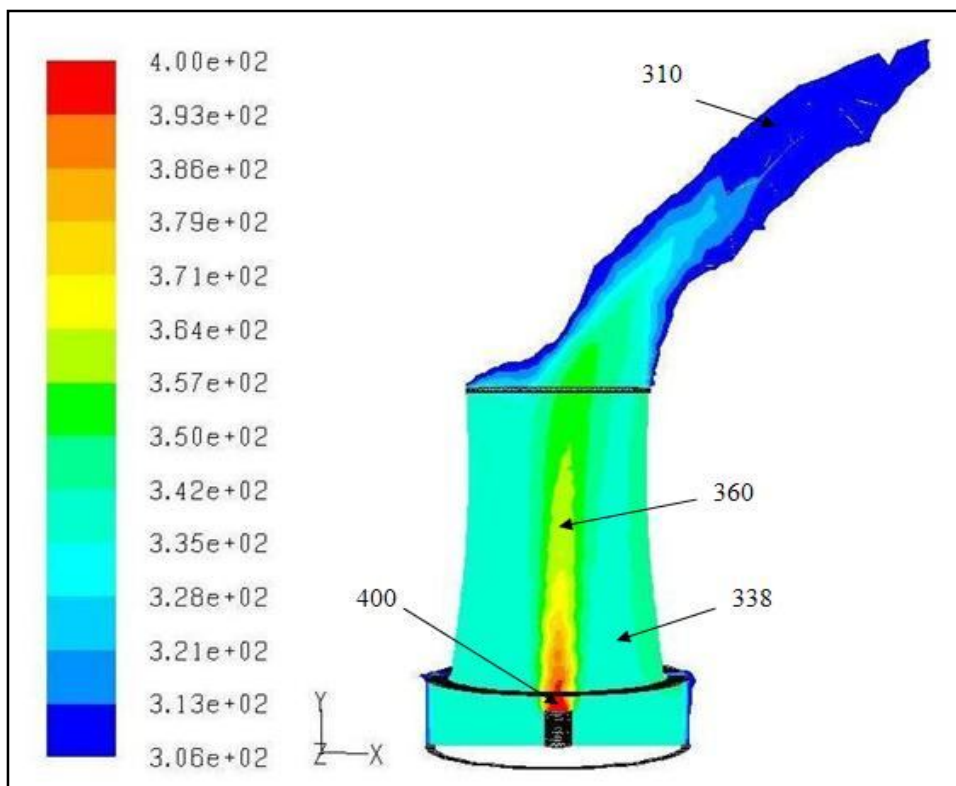
شکل (7-11): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 12m؛ باد با سرعت 5m/s



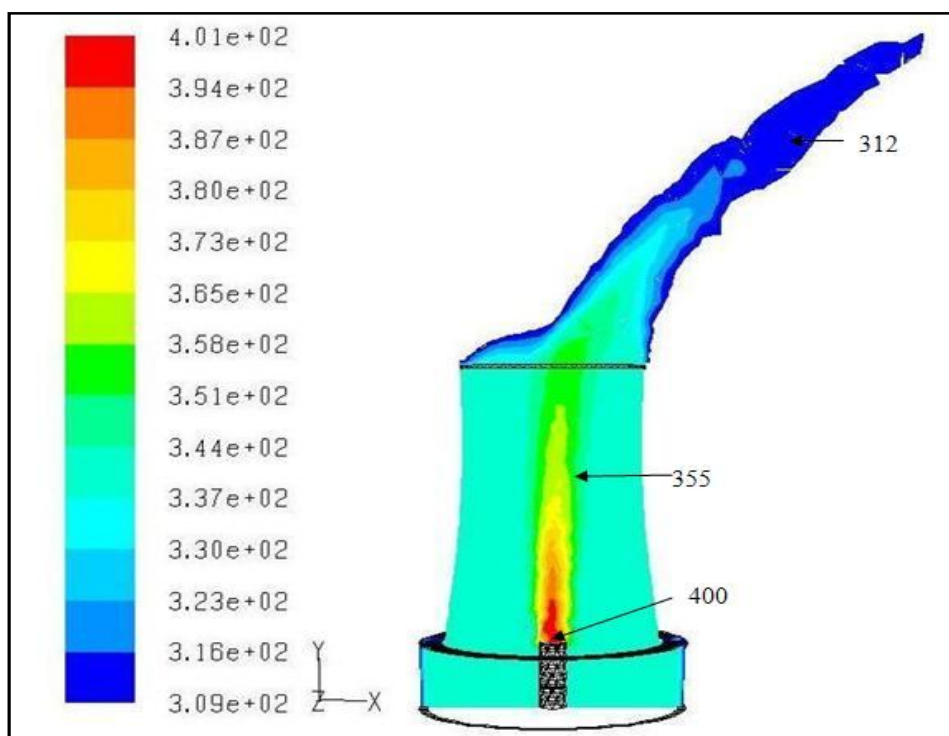
شکل (7-12): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 24m؛ باد با سرعت 5m/s



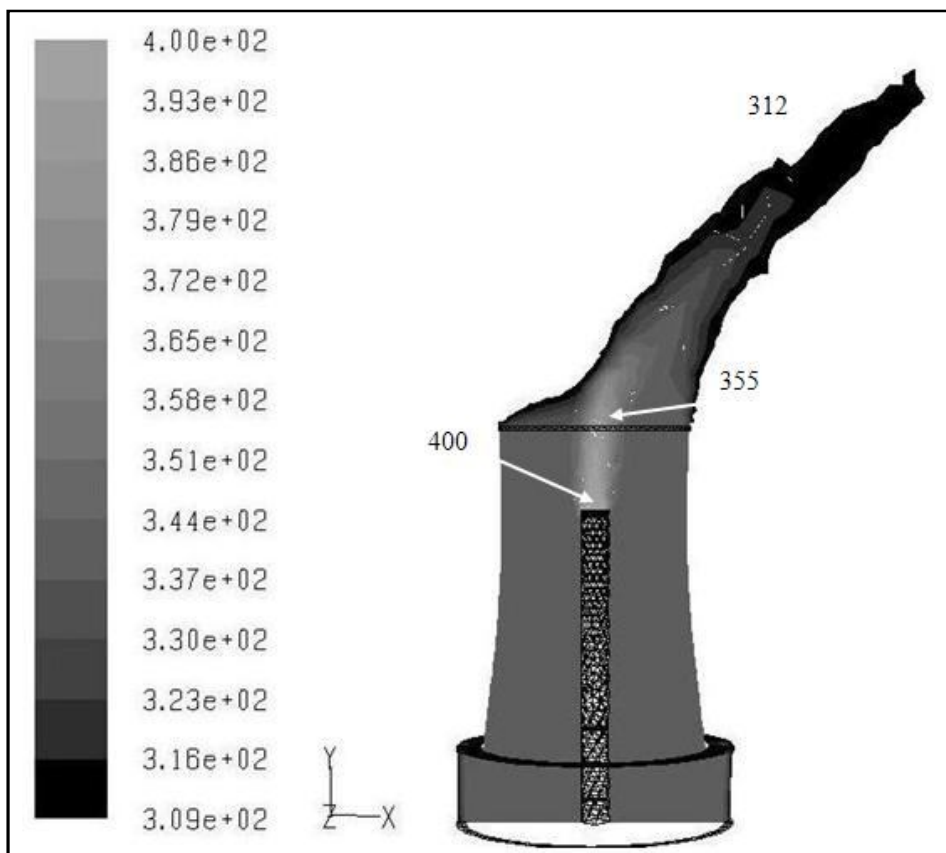
شکل (7-13): بردارهای سرعت در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 100m؛ باد با سرعت 5m/s



شکل (7-14): کانتور های دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 12m؛ باد با سرعت 5m/s



شکل (7-15): کانتور های دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 24m؛ باد با سرعت 5m/s



شکل (7-16): کانتورهای دما در صفحه تقارن برای ارتفاع دود کش 100m؛ باد با سرعت 5m/s

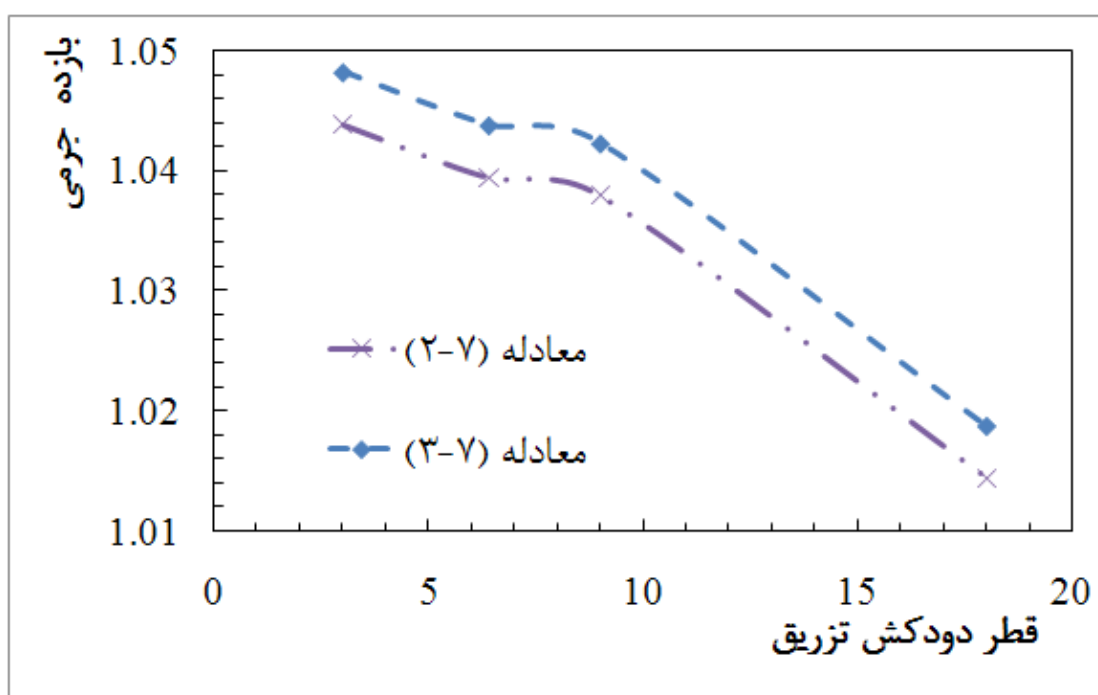
با توجه به کانتورهای دما (7-14) تا (7-16) و مقایسه با کانتورهای فصل قبل مشاهده می شود که با تزریق دود هوای خروجی از برج با زاویه بیشتری نسبت به افق خارج می شود؛ که نشان دهنده تاثیر کمتر باد بر خروجی برج می باشد (کاهش اثر درپوشی).

برای مقایسه عملکرد برج در حالت‌های مختلف، دبی جرمی عبوری از رادیاتورها به عنوان شاخصی برای عملکرد برج مطرح شده بود. در این جا علاوه بر رابطه (7-2) تعریف جدیدی بیان می شود که عبارت است از: بازده ای جرمی II برابر است با نسبت دبی جرمی هوای عبوری از رادیاتورها در حالت‌های مختلف به دبی جرمی هوای عبوری در حالت وزش باد با سرعت 5m/s و بدون استفاده از تزریق دود که مطابق رابطه ذیل می باشد.

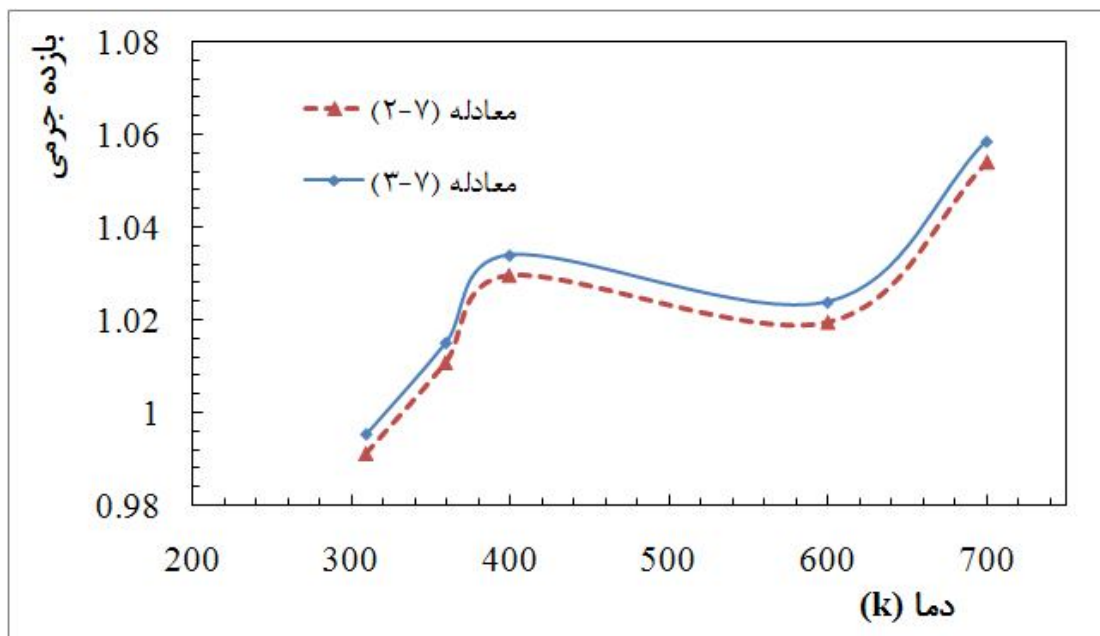
(3-7)

$$Mass_EfficiencyII = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{Wind\ 5m/s}}$$

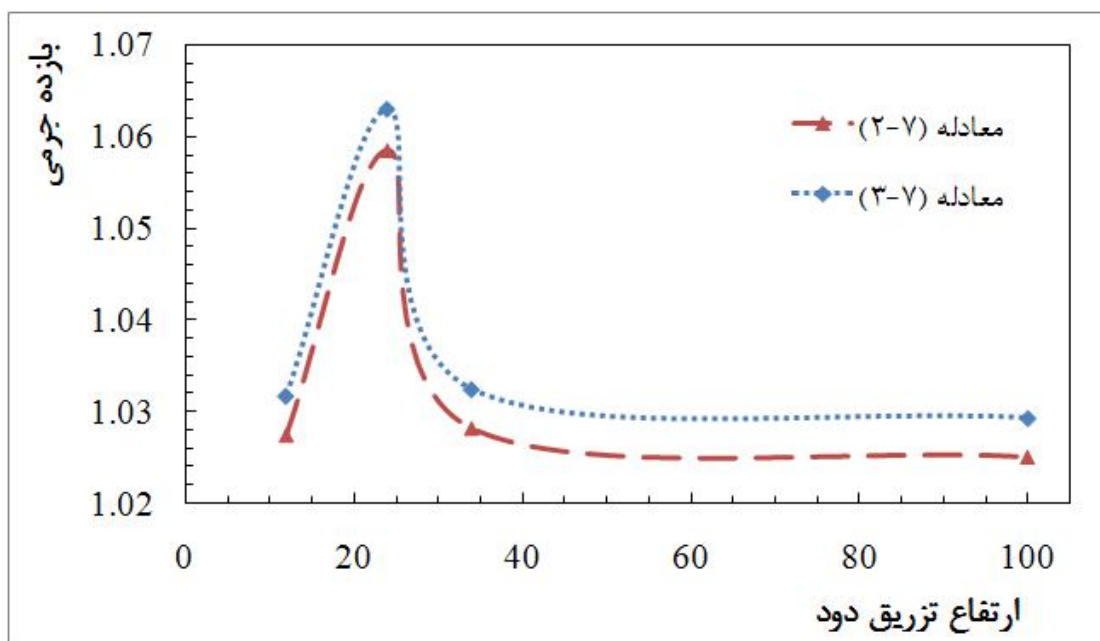
مطابق شکل‌های (17-7) تا (20-7) ملاحظه می‌شود که تزریق دود برای حالتی که وزش باد داریم عملکرد را بهبود می‌بخشد. که با توجه به نمودارها این بهبود عملکرد حتی از حالتی که وزش باد نداریم نیز بهتر است. که می‌بینیم در تمام حالات عملکرد برج بهبود می‌یابد.



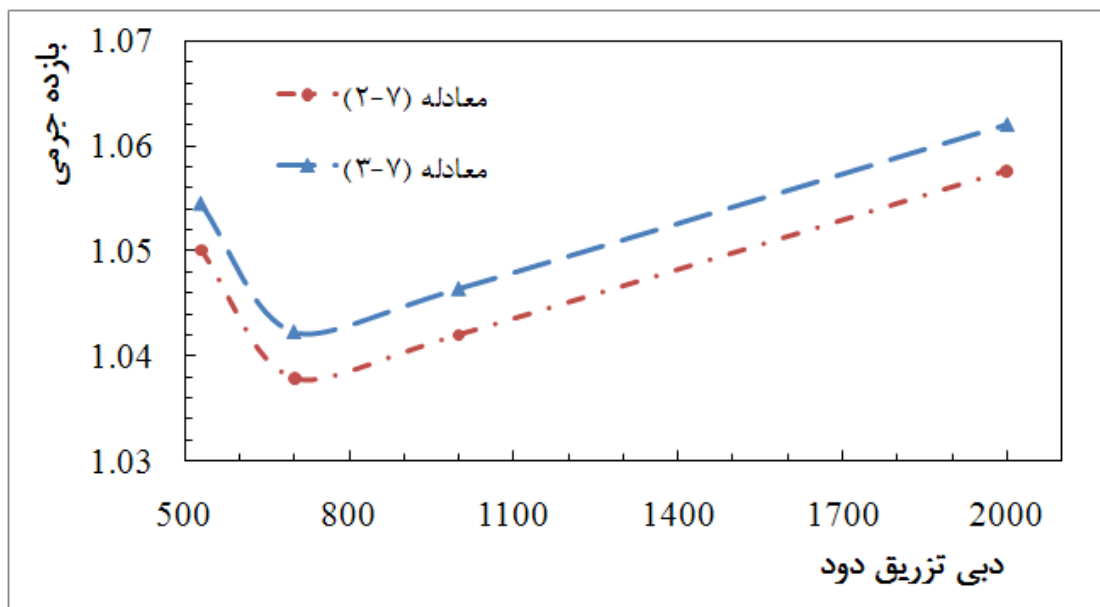
شکل (17-7): بازده جرمی برج برای قطرهای مختلف دودکش دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s



شکل (18-7): بازده جرمی برج برای دماهای مختلف دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s



شکل (19-7): بازده جرمی برج برای ارتفاع های مختلف دودکش دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s



شکل (7-20): بازده جرمی برج برای دبی های مختلف دود تزریقی؛ باد با سرعت 5m/s

با توجه به حالت های بررسی شده چندین حالت برای استفاده در برج های خنک کن جابجایی طبیعی پیشنهاد می شود:

- 1: ارتفاع دودکش 12 متر، قطر 9 متر، دمای 400 کلوین و دبی 700 کیلوگرم بر ثانیه
- 2: در کف، قطر 9 متر، دمای 400 کلوین و دبی 530 کیلوگرم بر ثانیه
- 3: در کف، قطر 9 متر، دمای 400 کلوین و دبی 2000 کیلوگرم بر ثانیه

البته باید به این نکته نیز توجه کرد که تزریق دود در داخل برج خنک کن علاوه بر افزایش عملکرد برج تحت وزش باد از نظر زیست محیطی نیز کاری بهینه می باشد، چون که نسبت دود خروجی به هوای عبوری از برج تقریباً 1/100 می باشد و دود قبل از تخلیه به اتمسفر با مقدار مناسبی از هوا ترکیب می شود.

نتیجه گیری:

در فصل قبل دیدیم که افت عملکرد برج تحت تاثیر وزش باد ناشی از الف- ایجاد توزیع فشار نامطلوب در ورودی در ناحیه کناری تقریباً در زاویه 45 درجه تا 135 درجه و کاهش دبی هوای

ورودی از این قسمت ب- ایجاد پدیده در پوشی در خروجی برج و ج- ایجاد ورتکس در پایین برج
بدلیل تفاوت سرعت های جریان ورودی از سمت مقابل باد و پشت به آن.
با استفاده از تزریق دود بدلیل ترکیب دود با هوای عبوری از برج و افزایش مومنتم خروجی اثر
درپوشی کاهش می یابد و عملکرد برج خنک کن جابجایی طبیعی تحت وزش باد بهبود می یابد و
همچنین غلظت دود در این ترکیب کاهش می یابد.

1. Energy Efficiency Guide for Industry in Asia. [Online] (2006). c UNPC. www.energyefficiencyasia.org.
2. Birkinshaw Kelly, Masri Marwan, Therkelsen Robert L. (2002), "COMPARISON OF ALTERNATE COOLING TECHNOLOGIES FOR CALIFORNIA POWER PLANT ECONOMICS". **Environmental and Other Tradeoffs. CALIFORNIA ENERGY COMMISSION.**
3. Miscellaneous Sources.WET COOLING TOWERS.EMISSION FACTORS.
4. From Wikipedia, the free encyclopedia (2010).
5. موسوی میالی محمد جواد ، (1382) "کندانسور و سیستم خنک کن"، دانشکده صنعت آب و برق، فصل 8.
6. Harte R., Kra'tzig W.B.. "Large-scale cooling towers as part of an efficient and cleaner energy generating technology". **THIN-WALLED STRUCTURES, Vol. 40, pp. 651-664.**
7. Gould Phillip L., Kr'tzig Wilfried B.. (1999), "Cooling Tower Structures" . s.l. : **CRC Press LLC.**
8. Farell Cesar, Guven Oktay, Maisch Federico. (1976), "MEAN WIND LOADING ON ROUGH WALLED COOLING TOWERS". **Journal of the Engineering Mechanics Division, pp. 1059-1079.**
9. Dr. KAWARABATA Yoshihiro, NAKAE Shintaro, HARADA Minoru. (1983), "SOME ASPECTS OF THE WIND DESIGN OF COOLING TOWERS", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 14, pp. 167-180.**
10. Chenxin, Yan Dachun Li. (1987), "WIND TUNNEL SIMULATION OF WIND EFFECT A GROUP OF HIGH COOLING TOWERS", **Acta Mechanica Sinica, Vol. 3.**

11. Kroger, D.G. (1998), "AIR COOLED HEAT EXCHANGER AND COOLING TOWERS, THERMAL FLOW PERFORMANCE EVALUATION AND DESIGN". **Begell House, Inc, chapter 9.2. New York.**
12. Niemann H.-J., Kasperski M. (1988), "ON THE CORRELATION OF DYNAMIC WIND LOADS AND STRUCTURAL RESPONSE OF NATURAL-DRUGHT COOLING TOWERS". **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics , Vol. 30, pp. 67-75.**
13. Kroger D. G., Du Preez A. F., (1992), "EFFECT OF WIND ON PERFORMANCE OF A DRY-COOLING TOWER". **Heat Recovery Systems & CH, Vol. 13, pp. 139-146.**
14. Sun T.F., Gu Z.F., Zhou L.M., Li P.H. and Cai G.L. (1992), "FULL-SCALE MEASUREMENT AND WIND TUNNEL TESTING OF WIND LOADING ON TWO NEIGHBORING COOLING TOWERS", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, pp. 41-44 .**
15. Wei Qing-ding, Zhang Bo-vin, Liu Ke-qi, Du Xiang-dong, Meng. Xian-zhong (1995), "A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling towers". **Wind Eng. and Industrial Aerodynamics, Vol. 54/55, pp. 633-643.**
16. Sun T.F., Gu. Z.F. (1995), "INTERFERENCE BETWEEN WIND LOADING ON GROUP OF STRUCTURES". **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 54/55.**
17. Kroger D.G., DU Preez A.F. (1995), "EFFECT OF THE SHAPE OF THE TOWER SUPPORTS AND WALLS ON THE PERFORMANCE OF A DRY COOLING TOWER SUBJECTED TO CROSS WINDS". **heat transfer engineering, Vol. 16.**
18. Bender T.J., Bergstrom D.J., Rezkallah. K.S. (1996), "A STUDY ON THE EFFECTS OF WIND ON THE AIR INTAKE FLOW RATE OF A COOLING

TOWER”, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics** , Vol. 64 , pp. 61-72.

19. Eldredge T. V., Benton D. J., Hodgson. J. W. 2, (1997) “An Investigation of the Effects of Flue Gas Injection on Natural Draft Cooling Tower Performance”, **JOURNAL OF ENGINEERING FOR GAS TURBINES AND POWER**, Vol. 119, pp. 478-484.

20. Niemann H.J and Kopper H.D. (1998) “INFLUENCE OF ADJACENT BUILDINGS ON WIND EFFECTS ON COOLING TOWERS”., **Engineering structures**, Vol. 20, pp. 874-880.

21. M.D. Su, G.F. Tang, S. Fu. (1999), “Numerical simulation of fluid flow and thermal performance of a dry-cooling tower under cross wind condition. **J. of Wind Eng. And Industrial Aerodynamics** , Vol. V. 79 , pp. 289-306.

22. Orlando, Maurizio. (2001), “WIND INDUCED INTERFERENCE EFFECTS ON TWO ADJACENT COOLING TOWERS”. **Engineering Structures** , Vol. 23, pp. 979–992.

23. Zhiqiang, Fu Song AND Zhai. (2000), “NUMERICAL INVESTIGATION OF THE ADVERSE EFFECT OF WIND ON THE HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF TWO NATURAL DRAFT COOLING TOWERS IN TANDEM ARRANGEMENT”. **Acta Mechanica Sinica**, Vol. 17.

24. Al Waked Rafat and Behnia Masud. (2003), “THE PERFORMANCE OF NATURAL DRAFT DRY COOLING TOWERS UNDER CROSS WIND.CFD STUDY”. **International journal of Energy Research**, Vol. 28, pp. 147-161.

25. Fu S., Zhai Z. (2005), “IMPROVING COOLING EFFICIENCY OF DRY COOLING TOWER UNDER CROSS WIND CONDITIONS BY USING WIND BREAK METHODS”. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 26, pp. 1008–1017.

26. Al Waked Rafat and Behnia Masud. (2005) “THE EFFECT OF WINDBREAK WALLS ON THE THERMAL PERFORMANCE OF NATURAL DRAFT DRY COOLING TOWERS” **Heat Transfer Engineering**, Vol. 26, pp. 50–62.

27. Amur Ghulam, Milton Brian, Reizes John, Madadnia Jafar, Beecham Simon, Brady Peter, and Koosha Homa. (2007) "ROLE OF PLANT BUILDINGS IN A POWER STATION ACTING AS BARRIER TO THE WIND AFFECTING THE NATURAL DRAFT COOLING TOWER PERFORMANCE". **The University of Sydney , Australia : s.n., 15th Australasian Fluid Mechanics Conference.**

28. Sabbagh-Yazdi S-R., Goudarzi M-A., (2008), "Modeling Wind ribs effects for numerical simulation external pressure load on a cooling tower of KAZERUN power plant-IRAN". **journal of Wind and structures, Vol. 11, pp. 479-496.**

29. Wang Kai, Sun Feng-zhong, Zhao Yuan-bin, Ming Gao a, Ruan Lei. (2009) "Experimental research of the guiding channels effect on the thermal performance", **Applied Thermal Engineering , Vol. 30, pp. 533–538.**

30. Goodarzi M. (2010), "A proposed stack configuration for dry cooling tower to improve cooling efficiency under crosswind", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.**

31. Al-Waked Rafat, (2010) "Crosswinds effect on the performance of natural draft wet cooling towers", **International Journal of Thermal Sciences 49, 218–224**

32. یحیایی محمود، (۱۳۸۷) " اثر بادبرسازه ها" . انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، تهران.

33. محبی ر، (1386)، پایان نامه ارشد: " مطالعه تجربی اثر باد های محیطی بر عملکرد برجهای خنک کن خشک"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود

34. عباس نژاد ع، (1384)، پایان نامه ارشد: " مطالعه عملکرد برجهای خنک کن خشک با در نظر گرفتن اثرات باد متقاطع و دمای بالای محیط به روش عددی"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود

Abstract

Natural draft dry cooling towers are the common towers that mostly used in waterless areas. The performance of dry-cooling towers is highly sensitive to the environment conditions, particularly the crosswind which may cause reduce up to 40% of the total power generation capacity. Therefore, understanding the environmental conditions effect on cooling tower performance is of great importance.

In present thesis, a single cooling tower at the base in the ESLAMABBAD power station of IRAN experimentally and numerically studied. Experimental model made by ceramic. Pressure coefficient around model at the entrance of the towers has been measured by using wind tunnel. The effects of crosswinds on the thermal performance of natural draft dry cooling towers numerically and experimentally have been investigated. Using the finite volume method, the fluid flow and temperature distribution around and in a tower are simulated (Using FLUENT software). For modeling turbulent k- ϵ model was employed. Also the effects of external wind ribs are experimentally investigated.

Finally, the effect of flue gas injection on natural draft cooling tower performance through experimental and numerical simulation has been studied. Results indicate that flue gas injection will improve the performance of cooling tower under cross wind condition. Another benefit from injection into a cooling tower is that the discharged flue gas gets thinned by as much as a factor of ten before throwing away to the atmosphere.



Shahrood University of Technology

M.Sc. Dissertation

Faculty: Mechanic

Department: Energy Conversion

Performance Improvement of natural draft dry cooling
towers under cross wind using boiler exhaust

Mojtaba Khaksar

Supervisor:

Dr. Mohammad Hassan Kayhani

Consultant Supervisor:

Dr. Ali Abbas Nejad

Date: 12/2011