

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

تقدیم به روح پاک پدرم شادروان حاج رضا کیانی فر

مردی که همیشه و در همه حال ، خداوند منان را ناظر بر اعمال خود
می دانست و من جز عشق و محبت از او نیاموختم.



انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، شماره ۳۴۲

گرما - سیالات

روش یکپارچه‌ای در اصول ترمودینامیک و مکانیک سیالات

د. کرافت

دانشگاه شفیلد - انگلستان

سی - مارکواند

دانشگاه وست مینستر - لندن - انگلستان

ترجمه

علی کیانی‌فر

گروه مکانیک - دانشکده مهندسی - دانشگاه فردوسی مشهد

Marquand, C.

مارکوآند

گرما - سیالات: روش یکپارچه‌ای در اصول ترمودینامیک و مکانیک سیالات / سی. مارکوآند،
د. کرافت؛ ترجمه علی کیانی‌فر. - مشهد: دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۸۱.

ط، ۵۹۶ ص.: مصور، جدول. - انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد؛ ۳۴۲.

ISBN: 964-5782-73-2

۲۷۵۰۰ ریال

فهرست‌نویسی بر اساس اطلاعات فیبا (فهرست‌نویسی پیش از انتشار).

Thermofluids: an integrated approach to thermodynamics
and fluid mechanics. عنوان اصلی:

۱. ترمودینامیک. ۲. سیالات -- مکانیک، الف. کرافت، ۱۹۳۹ - م. Croft, D. R.
ب. کیانی‌فر، علی، ۱۳۳۴ - ، مترجم. ج. دانشگاه فردوسی مشهد، د. عنوان. ه. عنوان: روش
یکپارچه‌ای در اصول ترمودینامیک و مکانیک سیالات.

۶۲۰/۱۰۶

تج ۲۶۵ / م ۲ گ ۴

۱۳۸۱

م ۸۱-۱۸۹۸۴

کتابخانه ملی ایران



گرما - سیالات

روش یکپارچه‌ای در اصول ترمودینامیک و مکانیک سیالات

تألیف

سی. مارکوآند - د. کرافت

ترجمه

علی کیانی‌فر

وزیری، ۶۱۲ صفحه، ۱۰۰۰ نسخه، چاپ اول، پاییز ۱۳۸۱

امور فنی و چاپ: مؤسسه چاپ و انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد

بها: ۲۷۵۰۰ ریال

ISBN: 964-5782-73-2

شابک ۹۶۴-۵۷۸۲-۷۳-۲

فهرست مطالب

۱	پیشگفتار مترجم
۲	یشگفتار
۵	فصل اول: مقدمه ای بر سیستمهای گرمایی
۹	۱-۱ مفهوم یک سیستم
۱۰	۱-۱-۱ دو نوع سیستم
۱۲	۱-۱-۲ جرم و نرخ دبی جرمی
۱۲	۱-۲ زبان گرما-سیالات
۱۶	۱-۲-۱ انرژی گرمایی
۱۹	۱-۳ انرژی و توان
۲۱	۱-۴ انرژی و محیط زیست

۲۳

فصل دوم: برخی از خواص گرما - سیالات

۲۶

۲-۱ خاصیت جرم

۲۷

۲-۲ خاصیت حجم

۳۰

۲-۳ خاصیت فشار

۳۴

۲-۳-۱ تغییرات فشار با ارتفاع / عمق

۳۷

۲-۳-۲ فشارهای ساکن و کل

۴۱

۲-۳-۳ فشار مانومتری

۴۷

۲-۳-۴ محاسبه فشار جو

۴۸

۲-۳-۵ مانومترهای فشار از نوع شیب دار

۵۲

۲-۳-۶ نوع دیگر مانومترهای فشار

۵۵

۲-۳-۷ فشار سنجها و مبدل‌های فشار

۵۶

۲-۴ خاصیت دما

۶۰

۲-۵ خاصیت گرانشی (لزجت)

۶۰

۲-۵-۱ خط جریان

۶۱

۲-۵-۲ گرانشی دینامیکی و سینماتیکی

۶۳

۲-۵-۳ توضیح ملکولی گرانشی

۶۴

۲-۵-۴ جریان آرام و مغشوش

۶۵

۲-۵-۵ عدد رینولدز

۷۰

۲-۵-۶ تنشهای برشی در جریان آرام و مغشوش

۷۲

۲-۵-۷ اندازه گیری گرانشی

۸۳

فصل سوم: کار و انتقال گرما در یک سیستم گرمایی

۸۵

۳-۱ انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان

۹۲

۳-۲ انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان

۹۷

۳-۳ مشخصات ویژه انتقال کار و گرما در یک فرآیند بدون جریان

۹۷	۳-۳-۱ کار و انتقال گرما باید از مرز سیستم عبور کند
	۳-۳-۲ معادلات کار و انتقال گرما فقط برای فرآیندهای برگشت پذیر بدون جریان به کار می‌روند
۹۸	
۱۰۲	۳-۳-۳ کار و انتقال گرما خواص سیال نیستند
۱۰۵	۳-۳-۴ علامت قرار دادی برای کار و انتقال گرما
۱۱۰	۳-۴ کار و انتقال گرما در فرآیند جریان دار
۱۱۱	۳-۴-۱ مقادیر وابسته به زمان

فصل چهارم: قانون اول ترمودینامیک

۱۱۷	۴-۱ قانون اول ترمودینامیک در عمل
۱۲۰	۴-۱-۱ روشهای محاسبه انتقال کار
۱۲۰	۴-۱-۲ روشهای محاسبه انتقال گرما
۱۲۵	۴-۲ بازده یک سیستم گرمایی
۱۲۸	۴-۲-۱ بازده کلی گرما
۱۲۸	۴-۲-۲ بازده انتقال انرژی
۱۲۹	۴-۲-۳ بازده ها و هزینه ها
۱۳۴	۴-۳ مثالهایی از قانون اول ترمودینامیک
۱۳۷	۴-۳-۱ تعادل انرژی در یک موتور رفت و برگشتی
۱۳۸	۴-۳-۲ تعادل انرژی در یک نیروگاه بخار
۱۴۳	۴-۳-۳ تعادل انرژی در یک یخچال / پمپ گرمایی
۱۴۷	۴-۳-۴ تعادل انرژی در یک توربین گازی با چرخه بسته
۱۵۳	۴-۴ ترکیب گرما و نیروگاهها
۱۵۷	

- فصل پنجم: معادله انرژی در فرآیند بدون جریان**
- ۱۶۱ ۵-۱ پنج فرآیند مبنایی بدون جریان برای تغییر حالت یک سیال
- ۱۶۶ ۵-۱-۱ فرآیند بدون جریان در فشار ثابت
- ۱۶۷ ۵-۱-۲ فرآیند بدون جریان در حجم ثابت
- ۱۷۰ ۵-۱-۳ فرآیند بدون جریان در دمای ثابت
- ۱۷۲ ۵-۱-۴ فرآیند بدون جریان در آنترופی ثابت
- ۱۷۵ ۵-۱-۵ فرآیند بدون جریان پلی تروپیک (چند سان)
- ۱۷۸ ۵-۲ گرماهای ویژه سیال
- ۱۸۱ ۵-۳ چرخه های متشکل از فرآیندهای بدون جریان
- ۱۸۳ ۵-۴ تأثیر نوع سیال

- فصل ششم: سیال به عنوان یک گاز کامل**
- ۱۹۱ ۶-۱ معادله ای که برای یک گاز کامل به کار می رود
- ۱۹۲ ۶-۱-۱ رابطه حالت
- ۱۹۲ ۶-۱-۲ قانون ژول
- ۱۹۵ ۶-۱-۳ ارتباط میان گرماهای ویژه
- ۱۹۹ ۶-۱-۴ آنترופی یک گاز کامل
- ۲۰۱ ۶-۲ تعیین مقدار خواص
- ۲۰۳ ۶-۳ فرآیندهای بدون جریان در گازهای کامل
- ۲۰۶ ۶-۳-۱ فرآیند فشار ثابت بدون جریان در یک گاز کامل
- ۲۰۷ ۶-۳-۲ فرآیند حجم ثابت بدون جریان در یک گاز کامل
- ۲۰۷ ۶-۳-۳ فرآیند بدون جریان دما ثابت در یک گاز کامل
- ۲۰۸ ۶-۳-۴ فرآیند آنترופی ثابت بدون جریان در یک گاز کامل
- ۲۰۹ ۶-۳-۵ فرآیند پلی تروپیک بدون جریان در یک گاز کامل
- ۲۱۰ ۶-۴ فرآیندهای جریان دار در گازهای کامل
- ۲۳۱

۲۳۳	فصل هفتم : سیال به شکل آب / بخار آب
۲۳۳	۷-۱ رابطه دما / حجم، برای آب / بخار آب
۲۳۶	۷-۲ رابطه فشار / حجم، برای آب / بخار آب
۲۳۸	۷-۳ روابط مربوط به خواص دیگر آب / بخار آب
۲۳۹	۷-۳-۱ گرمای ویژه
۲۴۱	۷-۴ روابط دما / آنترپی برای آب / بخار آب
۲۴۱	۷-۵ نمودارهایی برای گازهای کامل
۲۴۲	۷-۶ کیفیت بخار (نسبت خشکی)
۲۴۴	۷-۷ جدولهای بخار آب
۲۴۴	۷-۷-۱ بخار فوق داغ
۲۴۹	۷-۷-۲ آب اشباع و بخار
۲۵۴	۷-۷-۳ آب غیر اشباع
۲۵۵	۷-۸ حالت آب / بخار آب چگونه تعیین می شود
۲۵۸	۷-۹ آب / بخار آب در فرآیندهای بدون جریان
۲۶۳	۷-۱۰ آب / بخار آب در فرآیندهای جریان دار
۲۶۵	فصل هشتم : فرآیندهای جریانی پایدار
۲۶۸	۸-۱ معادله پیوستگی
۲۷۴	۸-۲ بقای انرژی
۲۷۵	۸-۲-۱ عبارت انتقال گرما
۲۷۵	۸-۲-۲ عبارت انتقال کار
۲۷۵	۸-۲-۳ جریان کار
۲۷۶	۸-۲-۴ انرژی جنبشی
۲۷۷	۸-۲-۵ انرژی پتانسیل
۲۷۷	۸-۲-۶ انرژی داخلی

۲۷۷	۸۲-۷ انرژیهای دیگر
۲۷۷	۸۳ معادله انرژی برای جریان پایدار
۲۸۲	۸۴ کاربرد فرآیند $SFEE$ در دیگ بخار / مبدل حرارتی
۲۸۶	۸۴-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است
۲۹۱	۸۵ کاربرد فرآیند $SFEE$ در شپوره / پخش کن
۲۹۶	۸۵-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است
۳۰۵	۸۶ کاربرد فرآیند $SFEE$ در توربین دوار / کمپرسور
۳۰۸	۸۶-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است
۳۱۵	۸۷ کاربرد فرآیند $SFEE$ در دریچه انبساط
۳۱۶	۸۷-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است
۳۱۸	۸۸ کاربرد فرآیند $SFEE$ در یک فرآیند مخلوط
۳۱۹	۸۸-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است
۳۲۱	۸۹ کاربرد فرآیند $SFEE$ در لوله / کانال
۳۲۱	۸۱۰ تعدادی سیستم گرمایی متداول
۳۲۹	۸۱۱ شکلهای ساده شده رابطه $SFEE$

۳۳۳ فصل نهم: اثرات حرکت یک سیال

۳۳۴	۹-۱ جریان سیال در یک لوله یا مجرا
۳۳۸	۹-۱-۱ قطر معادل یک مجرا
۳۳۸	۹-۲ جریان سیال بر روی یک صفحه مسطح
۳۵۰	۹-۳ جدایش لایه مرزی بر روی یک صفحه مسطح
۳۵۰	۹-۴ نیروی پسا بر روی یک جسم نامسطح
۳۵۰	۹-۴-۱ نظریه سیال ایده آل
۳۵۲	۹-۴-۲ سیال واقعی
۳۵۴	۹-۵ خط جریان در اجسام

۳۵۴	۹-۶ ضرایب برا و پسا
۳۵۴	۹-۶-۱ اجسام پنج دار
۳۵۷	۹-۶-۲ خط جریان اجسام
۳۶۰	۹-۷ اندازه گیری جریان
۳۶۲	۹-۸ وسایل اندازه گیری جریان ، بر اساس معادلات پیوستگی و برنولی
۳۶۶	۹-۸-۱ و تئوری متر
۳۷۱	۹-۸-۲ جریان سنج شیپوره ای
۳۷۵	۹-۸-۳ جریان سنج روزنه ای
۳۷۸	۹-۹ روشهای دیگر اندازه گیری جریان بر اساس رابطه برنولی
۳۷۸	۹-۹-۱ لوله استاتیکی پیتوت
۳۸۳	۹-۹-۲ شیپوره ورودی
۳۸۷	۹-۱۰ روشهای دیگر اندازه گیری جریان
۳۸۷	۹-۱۰-۱ جریان سنج توربینی
۳۸۷	۹-۱۰-۲ روتامتر
۳۸۸	۹-۱۰-۳ سرعت سنج - سیم داغ
۳۸۹	۹-۱۱ کاربرد در سیستمهای گرمایی

فصل دهم : معادله اندازه حرکت در جریان پایدار

۳۹۲	۱۰-۱ نیروهای ناشی از جریان یک سیال
۳۹۴	۱۰-۱-۱ نیروهای اندازه حرکت
۳۹۶	۱۰-۱-۲ نیروهای فشاری
۳۹۷	۱۰-۱-۳ نیروهای جسم (نیروهای ناشی از وزن سیال)
۳۹۸	۱۰-۲ انرژی جنبشی و ضریب تصحیح اندازه حرکت
۳۹۹	۱۰-۳ کاربردهای SFME
۳۹۹	۱۰-۳-۱ برخورد فواره بر صفحه مسطح عمودی

- ۴۰۴ ۱۰-۳-۲ برخورد فواره بر صفحه زاویه دار
- ۴۱۱ ۱۰-۳-۳ عکس العمل یک فواره
- ۴۱۷ ۱۰-۳-۴ نیرو در زمانی که سیال از روی یک سطح عبور می کند
- ۴۱۸ ۱۰-۳-۵ نیروی وارد بر یک جسم جامد، زمانی که سیال جریان دارد
- ۴۱۸ ۱۰-۳-۶ جریان سیال، داخل یک مجرا یا لوله مستقیم
- ۴۲۵ ۱۰-۳-۷ جریان سیال در داخل یک مجرا یا لوله با سطح مقطع متغیر
- ۴۳۰ ۱۰-۳-۸ جریان سیال اطراف زانویی در یک لوله یا مجرا
- ۴۴۰ ۱۰-۴ کاربرد در سیستمهای گرمایی

فصل یازدهم: معادله انرژی جریان پایدار و کاربرد آن در جریان لوله

- ۴۴۱ ۱۱-۱ جریان آرام و پایدار سیال در یک لوله مستقیم
- ۴۴۶ ۱۱-۲ جریان مغشوش و پایدار سیال در یک لوله مستقیم
- ۴۵۰ ۱۱-۳ شرایط ورود به یک لوله
- ۴۵۱ ۱۱-۴ تغییر ضریب اصطکاک
- ۴۵۲ ۱۱-۵ رابطه تجربی برای ضریب اصطکاک
- ۴۵۳ ۱۱-۶ جریان قابل تراکم داخل یک لوله مستقیم
- ۴۶۶ ۱۱-۷ دیگر افتهای ارتفاع در لوله ها
- ۴۷۲ ۱۱-۸ طول معادل
- ۴۷۵ ۱۱-۹ ترکیب لوله ها
- ۴۷۵ ۱۱-۹-۱ لوله های سری
- ۴۷۹ ۱۱-۹-۲ لوله های موازی
- ۴۸۲ ۱۱-۹-۳ لوله های انشعابی
- ۴۹۱ ۱۱-۱۰ برنامه های رایانه ای
- ۴۹۱ ۱۱-۱۱ کاربرد در سیستمهای حرارتی

فصل دوازدهم : قانون دوم ترمودینامیک

۴۹۴ ۱۲-۱ مفاهیم قانون دوم ترمودینامیک

۴۹۴ ۱۲-۱-۱ راندمان یک موتور

۴۹۷ ۱۲-۱-۲ پمپ گرمایی

۴۹۹ ۱۲-۱-۳ بازده یک موتور برگشت پذیر

۵۰۶ ۱۲-۱-۴ اندازه مطلق دما

۵۰۷ ۱۲-۱-۵ خاصیت آنتروپی سیال

۵۱۱ ۱۲-۱-۶ فرآیندهای برگشت پذیر و برگشت ناپذیر

فصل سیزدهم : مسائل

۵۶۹ ضمیمه

۵۶۹ ضمیمه ۱ : فرمولها

۵۸۵ ضمیمه ۲ : فهرست علائم

۵۹۵ فهرست کتابهای وابسته

پیشگفتار مترجم

خداوند متعال را سپاسگزارم که اولین کتاب ترجمه به فارسی این جانب ، تقدیم همکاران ارجمند و به خصوص دانشجویان عزیز می شود . واژه ترمو فلویذ (گرما - سیالات) بیانگر رابطه ای است که بین دو درس «ترمودینامیک» و «مکانیک سیالات» در رشته مهندسی وجود دارد . می توان اهمیت و برجستگی کتاب حاضر را در ارائه روش یک پارچه ای دانست که در آن مفاهیم این دو موضوع به شکل ساده و کنار بردی بیان شده است . اگر چه متن اصلی دارای جملات بسیار طولانی و تا حدودی پیچیده است ، اما در این ترجمه سعی شده است همراه با حفظ اصالت کتاب، جملات در حد امکان ساده و روان بیان شوند .

بجاست از دوست و همکار بسیار ارجمند جناب آقای دکتر اصغر برادران رحیمی که با مطالعه دقیق خود ، ویراستاری علمی کتاب را به نحو احسن به انجام رسانیده اند قدردانی و تشکر نمایم . همچنین از جناب آقای جواد میزبان که ویراستاری ادبی این اثر را برعهده داشته اند و با نهایت دقت ، صبر و حوصله جملات آن را روان ساخته اند کمال تشکر را دارم . در نهایت از دوست عزیزم جناب آقای مهندس سعید عصارزاده سپاسگزارم که در مراحل اولیه ترجمه با علاقه مندی زیاد با این جانب همکاری صمیمانه ای داشتند .

دکتر علی کیانی فر

عضو هیأت علمی گروه مکانیک

دانشکده مهندسی - دانشگاه فردوسی مشهد

پیشگفتار

ترموفلوئید (گرما - سیالات) موضوعی است دو سویه؛ درسی مفهومی که بر اساس قوانین «ترمودینامیک» و «مکانیک سیالات» - که هر دو مشاهده ای و تجربی هستند - پایه گذاری شده است. بعلاوه، توسعه تئوری این درس، نیاز به کاربرد صحیح خواص سیال دارد. که درک آن به شکل فیزیکی امکان پذیر نیست. با این وجود ترموفلوئید موضوعی کاربردی است که توانایی بررسی انتقال انرژی را در اغلب سیستمهای گرمایی با درجه اطمینان بالایی ممکن می سازد. کتاب حاضر به خوانندگان محترم کمک می کند که مباحث مشکل گرما - سیالات را بهتر درک کنند و مشکلات و ابهامهای آن را به طور منطقی و با روشی مستمر و ساده دنبال نمایند. روش اتخاذ شده در این کتاب این گونه است که در هر فصل، برخی از مسائل به شکل ساده مطرح و بررسی می شود و این بررسی به طور مستمر ادامه می یابد و در انتها مفاهیم درسی به شکلی یکپارچه و پیوسته ارائه می گردد.

این کتاب درسی، مجموعه ای از اصول اساسی ترمودینامیک و مکانیک سیالات را تشکیل می دهد؛ البته این گونه نیست که نیمی از آن در مورد مسائل ترمودینامیک باشد و نیمی دیگر مربوط به مکانیک سیالات؛ بلکه کاربرد این اصول به شکل گسترده در تمام مشن وجود دارد و توجه بیشتر به یکپارچگی و یکسانی نتایج کار معطوف شده است. در این راستا از سیستمهای گرمایی استفاده شده است؛ به این صورت که وضعیت انرژی به شکل کار و گرما در تمام اجزای تشکیل دهنده این گونه سیستمها مثلاً میزان تبدیل انرژی، راندمان سیستم و عملکرد مفید آن در خطوط لوله کشی و کانال کشی بررسی شده است.

در چند فصل اول کتاب؛ خواص آنتروپی سیال مانند خواص دیگر به شکلی ساده مورد مطالعه قرار گرفته و این امر سبب روش شدن برخی از ابهامها شده است. مانند هر درس تخصصی دیگر در سراسر متن برای سیستمهای به کار گرفته شده از واژه هایی استفاده شده است که تنها از طریق درک موضوع درسی می توان به مفاهیم واقعی آنها پی برد؛ مثلاً: «خاصیت»، «مرز» و «حالت».

همچنین تعداد زیادی از روابط نیاز به مراجع دارند و تصمیم گیری در کاربرد صحیح آنها مشکل آفرین است؛ بنابراین فهرستی از تمام روابط مورد نظر در ضمیمه یک آورده شده است که از اشتباهات جلوگیری می کند؛ مثلاً روش استفاده از روابط مربوط به گاز کامل برای نیروگاههای بخار در ضمیمه یک.

برای هر درسی از علائم مخصوصی استفاده می شود که درسهای «ترمودینامیک» و «مکانیک سیالات» نیز از این امر مستثنی نیستند. ولی متأسفانه زمانی که این دو درس با هم ادغام می شوند برخی از این علائم با یکدیگر تداخل پیدا می کنند؛ مثلاً از V در سیالات برای سرعت و در ترمودینامیک برای حجم استفاده می شود. بنابراین برای جلوگیری از هر گونه ابهامی فهرست کاملی از تمام علائم بکار رفته در این کتاب به همراه واحدهای مورد نظر (در سیستم SI) در ضمیمه دو آورده شده است.

در تمام فصلها مثالهای مفهومی و مرتبط به درس به شکل پیوسته برای درک بیشتر تئوری و موضوع گرما - سیالات ارائه شده است. این مثالها، راههای کاربردی اصول تئوری را بیان می کنند.

نویسندگان این کتاب امیدوارند این اثر بتواند برای خوانندگان محترم جذاب باشد و به اطلاعات مورد نیاز آنها پاسخ دهد. به هر حال، سعی بر این بوده که اصول اساسی این درس به شکل ساده و روشن بیان شود تا موضوع مورد نظر بتواند در برگزیده و پوشش دهنده ای مناسب برای درس گرما - سیالات برای تمام شاخه های مهندسی باشد و اطلاعات لازم و کافی را برای بررسی، پیشگویی و برآورد راندمان و هزینه کار و انتقال گرمای سیستمهای گرمایی ارائه دهد.

فصل اول

مقدمه‌ای بر سیستمهای گرمایی

این کتاب در مورد انرژی است. شما ممکن است در زندگی روزمره خود نظریه‌های زیادی در مورد انرژی و روش استفاده از آن داشته باشید، که کتاب حاضر، اصول علمی برخی از آنها را توضیح خواهد داد.

قبل از آن که به تحلیل جزئیات این موضوع بپردازیم، تجسم صحنه‌ای از چگونگی استفاده از انرژی آن هم با بیان دو مثال برجسته می‌تواند مفید باشد. فرض کنید اتومبیل خود را به گاراژی می‌برید و از بنزین پر می‌کنید. انرژی موجود در سوخت، توسط موتور تبدیل به نیروی جلو برنده می‌شود و سبب به حرکت در آوردن اتومبیل می‌گردد. شاید از دانستن این که کمتر از یک سوم تمام انرژی موجود در سوخت به نیروی مفید تبدیل می‌شود تعجب کنید. بقیه این انرژی به شکل گرما و عمدتاً از طریق گاز اگزوز و رادیاتور تلف می‌شود. این اتلافهای زیاد به سبب اشتباه در طراحی موتور نیست، بلکه یک نوع اتلاف ذاتی در این گونه سیستم است. چرا؟

قبل از پاسخگویی به این سؤال، نوع دیگری از انرژی، یعنی الکتریسته را در نظر بگیرد. بیشترین مقدار الکتریسته توسط نیروگاههای گرمایی که با زغال سنگ کار می کنند تولید می شود. شاید دوباره تعجب کنید اگر بدانید بیش از ۴۰٪ از انرژی موجود در زغال سنگ تبدیل به الکتریسته نمی شود. بقیه انرژی به شکل گرما توسط برجهای بزرگ خنک کننده ای که نیروگاهها را احاطه کرده اند به محیط منتقل و تلف می شوند. باز هم، این اتلافهای بسیار زیاد، ناشی از اشتباه در طراحی اجزا داخلی نیروگاه نیست، بلکه اتلافهای ذاتی در این نوع سیستم است. باز هم چرا؟

جواب ساده به هر یک از این سؤالا اینست که هر دو مورد بالا مثالهایی از تبدیل غیر مستقیم انرژی از شکلی به شکل دیگر هستند که از طریق یک فرآیند واسطه، گرما تولید می کنند. این روش غیر مستقیم تبدیل انرژی، همیشه نیاز به دفع گرما دارد تا فرآیند تداوم یابد.

در مورد موتور اتومبیل، سوخت در واقع داخل موتور منفجر می شود و به طور سریع می سوزد و ایجاد گاز با دما و فشار زیاد می کند که پیستونهای موتور را به طرف پایین سیلندر می راند و از طریق سیستم انتقال، چرخهای اتومبیل را به حرکت درمی آورد. موتور طوری تنظیم شده است که به محض این که پیستونها به پایان مسیر خود می رسند، گاز (داغ) آزاد می شود و پیستونها قادر خواهند بود به مکانهای اولیه خود باز گردند تا برای یک ضربه دیگر توسط انفجار گاز بیشتر، آماده شوند.

در این جا نکته مهم این است که گاز آزاد شده هنوز به سبب دما و فشار زیاد، دارای انرژی است و به سادگی به محیط تخلیه می شود. این که موتور چقدر خوب طراحی شده است مهم نیست، بلکه مسأله این است که به هر حال مقدار زیادی انرژی با گاز آگزوز دور ریخته خواهد شد. بعلاوه، معمولاً موتور توسط آب، خنک می شود و خود آب در رادیاتور اتومبیل خنک می شود. این انرژی نیز، به سادگی به محیط داده می شود. بنابراین، بخش زیادی از انرژی سوخت به شکل گرما هدر می رود.

یک نیروگاه گرمایی به روش دیگری با تفاوت جزئی کار می کند، اما متحمل همان محدودیتی است که در تبدیل مقدار انرژی سوخت به انرژی الکتریکی خروجی از نیروگاه

صورت می‌پذیرد. به عبارت ساده، زغال سنگ در یک دیگ می‌سوزد و گرما در فشار زیاد به آب منتقل می‌شود و آن را به بخار با فشار و دمای بالا تبدیل می‌کند. تمام انرژی موجود در زغال سنگ به وسیله آب جذب نمی‌شود، بلکه مقداری به شکل گازهای داغ از دودکش دیگ خارج می‌شود. بخار آب با انرژی زیاد به توربین وارد می‌شود و به وسیله تیغه‌های آن سبب چرخش توربین می‌گردد. این بخار، ضمن عبور از توربین، به طور متوالی تمامی اجزای چرخنده را مجبور به گردش می‌کند و با دما و فشار کاهش می‌یابد و به انتهای توربین می‌رسد. در این حالت، دما و فشار بخار هر دو پایین است و به نظر می‌رسد که توربین بیشترین انرژی موجود در بخار را جذب کرده است. تا این مرحله، فرآیند بدین شکل انجام می‌شود، اما برای برگرداندن بخار به نقطه شروع چرخه فرآیند، که در آن آب پرفشار است، بخار باید تقطیر شود و مجدداً به آب تبدیل گردد. فرآیند تقطیر سبب اتلاف مقدار زیادی انرژی می‌شود - گرمای نهان بخار - و معمولاً همین انرژی است که از طریق برجهای خنک کننده نیروگاهها به هدر می‌رود. دوباره در این فرآیند به طور ذاتی، درصد زیادی از انرژی موجود در سوخت باید به هدر برود که در این حالت به شکل گرما به محیط منتقل می‌شود.

بنابراین، از نظر کلی بهتر است که بدانیم، تبدیل انرژی از هر شکل به شکل دیگر که شامل تولید گرما می‌شود، احتمالاً اتلاف انرژی قابل توجهی را در بر خواهد داشت. با توجه به این فرضیه، این سؤال مطرح می‌شود که در تبدیل یک فرآیند بدون استفاده از گرما چه اتفاقی رخ می‌دهد؟ برای مثال، تولید نهایی الکتریسته در نیروگاههای گرمایی از تبدیل انرژی چرخشی توربین (که انرژی مکانیکی نامیده می‌شود) به انرژی الکتریکی توسط وسیله‌ای به نام ژنراتور صورت می‌گیرد. در این حالت، تنها حدود ۵٪ از انرژی مکانیکی ورودی به الکتریسته تبدیل نمی‌شود. این مقدار اتلاف اندک، ناشی از وجود اصطکاک و اتلافهای الکتریسته در درون ژنراتور است. این فرآیند تبدیل، دربرگیرنده تولید گرمای میانی نیست و در نهایت نتیجه بسیار مطلوبتری دارد.

همین موضوع در مواردی که الکتریسته از روشهای غیر گرمایی تولید می‌شود نیز، صادق است. مثال این مورد، نیروگاههای برق آبی است که در آن، آب با فشار زیاد سبب چرخاندن توربین می‌شود و توربین به ژنراتور نیرو می‌دهد. در واقع، انرژی پتانسیل آب (به

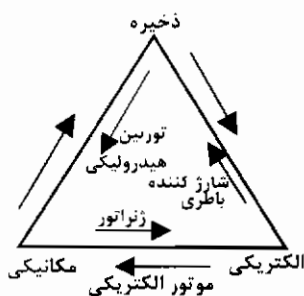
سبب ارتفاع زیاد آب در بالای محور توربین) به انرژی مکانیکی توربین و سپس توسط ژنراتور، به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. در این فرآیند، هیچ گونه تولید گرمای میانی وجود ندارد و فقط مقدار کمی اتلاف انرژی به سبب اصطکاک ایجاد می‌شود.

تمام نظرهایی که مورد بحث قرار گرفتند در مثلثهای انرژی در اشکال (۱-۱)، (۱-۲) و (۱-۳) خلاصه شده‌اند. شکل (۱-۱) مثلث بازی را نشان می‌دهد که در سه گوشه آن سه نوع انرژی اساسی به نامهای انرژی ذخیره، انرژی مکانیکی و انرژی الکتریکی، که عموماً فرآیندهای تبدیل انرژی را تشکیل می‌دهند، مشخص شده است. برای روشن شدن مطلب، باید یادآور شویم که منظور از انرژی ذخیره شده، انرژی موجود در ماده‌ای مانند آب، هوا و یا سوخت می‌باشد که آماده مصرف است. این انرژی می‌تواند به شکل ارتفاع یک مخزن آب در بالای یک توربین یا به شکل انرژی شیمیایی در سوخت هیدروکربن مانند زغال سنگ، نفت، گاز طبیعی و یا هوای پر فشار در خروجی یک کمپرسور، موجود باشد. انرژی مکانیکی می‌تواند به شکل یک توربین در حال چرخش و یا یک موتور رفت و برگشتی تصور شود. از شکل (۱-۱) برای نشان دادن مبنا فرآیندهای تبدیل انرژی استفاده خواهد شد. شکل (۱-۲) با نام وسائلی علامت گذاری شده که انرژی را به طور مستقیم از شکلی به شکل دیگر تبدیل می‌کنند. تمام این وسایل دارای یک وجه مشترکند؛ یعنی همگی آنها مبدلهای خوبی هستند که بیشترین انرژی اولیه به شکل نهایی آن منتقل می‌شود.

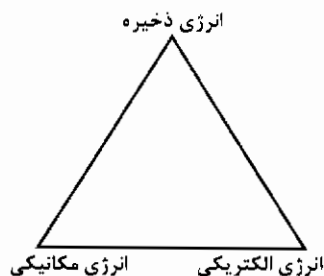
شکل (۱-۳) متداولترین فرآیند تبدیلی را، که شامل انرژی حرارتی به شکل گرما است و معمولاً از احتراق سوخت به دست می‌آید، نشان می‌دهد. در مرحله بعد، انرژی گرمایی توسط برخی از وسایل شناخته شده به انرژی مکانیکی تبدیل می‌شود. تمام این فرآیندها دارای خصوصیت مشترک هستند: در تبدیل انرژی گرمایی به مکانیکی، ضعیف هستند و قسمت عمده‌ای از انرژی گرمایی اولیه آنها تلف می‌شود.

برخی از قوانین دارای اصول علمی، توضیح دهنده تبادلات انرژی میان انرژی ذخیره شده و انرژی مکانیکی هستند. علمی که این قوانین پایه را بحث می‌کند دارای دو نام «ترمودینامیک» و «مکانیک سیالات» است. مکانیک سیالات دامنه‌ای از مطالعات است که فرآیند تبدیل را بدون عامل گرما تشریح می‌کند و ترمودینامیک، مربوط به مطالعه تبادلات انرژی از گرما به

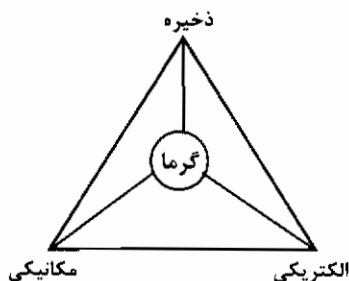
مکانیکی است. در این کتاب، هر دو موضوع بررسی می‌شوند؛ زیرا هر دوی آنها بسیار به هم مربوط هستند؛ از این رو از یک نام مرکب، «ترموفلوئید» (گرما سیالات)، استفاده می‌شود که در واقع، توصیف کننده نظم و روند مشخصی برای مطالعه است.



شکل ۱-۲ وسایل تبدیل مستقیم انرژی



شکل ۱-۱ مثلث تبدیل انرژی



شکل ۱-۳ مثلث تبدیل انرژی (غیر مستقیم)

۱-۱ مفهوم یک سیستم

در بخش گذشته، یک نیروگاه گرمایی (سوخت زغال سنگ) با مقدار انرژی حاصل از زغال سنگ و تبدیل آن به انرژی الکتریکی، بررسی شد.

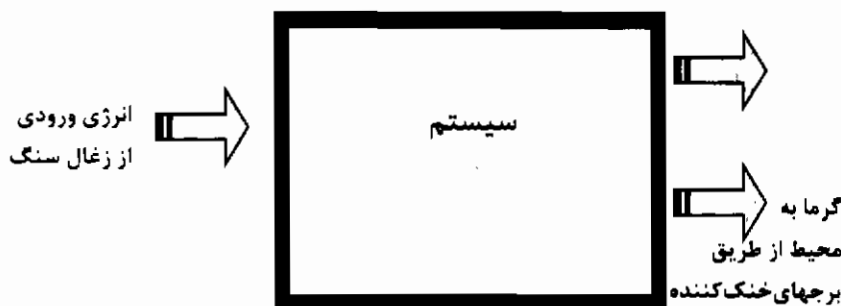
خطی را تصور کنید که پیرامون نیروگاهی کشیده شده است و مقادیر انرژی را که به سیستم وارد و یا از آن خارج می‌شود، مورد بررسی قرار داده و از اتفاقاتی که در داخل نیروگاه رخ می‌دهد صرف نظر می‌شود. نموداری که پیرامون و نوع انرژی را نشان می‌دهد در شکل (۱-۴) آمده است. که بیانگر برخی از اصول و مبانی گرما - سیالات است. مثلاً، فعالیتهای تبدیلی را که در داخل فضای مورد نظر اتفاق می‌افتد، «سیستم» و خود پیرامون را

«مرز سیستم» می‌نامند. به فضای خارج از مرز، «محیط» گفته می‌شود. مرز سیستم با توجه به کاربرد مناسب مورد نظر، مشخص می‌شود.

طرح نمایش متوالی مراحل تبدیل انرژی با این روش، مفید است؛ زیرا چگونگی ارزیابی سیستم را در شرایط نیاز به تولید (در این مورد انرژی الکتریکی) نشان می‌دهد، همچنین بیانگر آن است که: چه چیز باید در این سیستم جایگزین شود تا فرآیند به کار خود ادامه دهد (انرژی ذخیره شده در زغال سنگ). باز هم، گرما - سیالات، واژه‌ای خاص برای ارزیابی سیستم دارد با عنوان «بازده». برای نیروگاه، بازده را می‌توان به شکل زیر تعریف نمود:

$$\text{انرژی ورودی} = \frac{\text{الکتریسته خالص خروجی}}{\text{بازده نیروگاه}}$$

به نظر می‌رسد که رابطه بازده، شامل اتلافهای گرمای به محیط نمی‌شود؛ اگر چه از جهتی صحیح است؛ زیرا هیچ گونه اشاره مشخصی به اتلافی نشده است، اما «بازده» نسبت خروجی مطلوب از سیستم به انرژی ورودی به سیستم است؛ از این رو اتلاف گرمای داده شده به محیط، خروجی مورد نظر نیست.



شکل ۱-۴ سیستم خنک کننده

۱-۱-۱ دو نوع سیستم

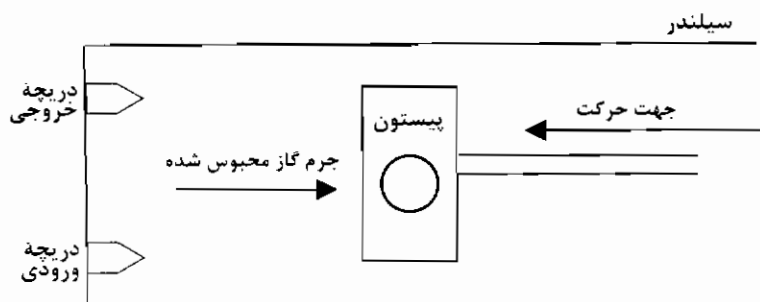
در بخش (۱-۱)، گفته شد که یک نیروگاه گرمایی را می‌توان به شکل سیستمی تصور نمود که زغال سنگ از یک طرف وارد و الکتریسته از سوی دیگر خارج می‌شود. چنین سیستمی را یک «سیستم باز» می‌نامند. خصوصیت این سیستم آن است که مواد می‌توانند از مرز

سیستم عبور کنند. نوع دیگری از سیستم، که غالباً در گرما - سیالات یافت می‌شود، «سیستم بسته» است. در این حالت، هیچ گونه ماده‌ای از مرز عبور نمی‌کند و تمام تبادل انرژی در جرم مشخصی از ماده در سیستم صورت می‌گیرد. یک مثال روزمره از سیستم بسته، رفتار نوع خاصی از کمپرسور هواست که در آن، پیستون در داخل سیلندر می‌لغزد و سبب تراکم هوا می‌شود. این سیستم در شکل (۱-۵) نمایش داده شده است. باید توجه داشت که رفتار سیستم به این صورت است که وقتی دریچه‌های ورودی و خروجی بسته شوند، هوا در داخل سیلندر محبوس می‌شود (البته دریچه ورودی باید در یک نقطه خاص باز شود تا هوای محیط بتواند وارد سیستم شود و دریچه خروجی نیز باید باز شود تا اجازه دهد که سیستم، هوای متراکم شده را تخلیه نماید، در این حالت کمپرسور مانند یک سیستم باز عمل می‌کند؛ فقط فاصله زمانی که هوا حبس شده مورد مطالعه است).

متوالی بودن این مراحل سبب فشردگی پیستون به طرف انتهای سیلندر می‌شود. پیستون در انتهای مسیر باعث متراکم شدن هوا می‌شود و فشار و دما افزایش می‌یابد. روش دقیق افزایش فشار و دما، موضوعی است که بعداً مورد بررسی و تحلیل قرار خواهد گرفت. در این مرحله، تنها کافی است گفته شود یک یا دو رابطه محاسبات دقیق فشار و دمای ایجاد شده را انجام می‌دهند.

در خصوص تبدیل انرژی، به طور کلی، تمام انرژی مکانیکی حاصل از حرکت پیستون به شکل فشار و دما در هوا موجود است. در واقع، مقداری از این انرژی صرف غلبه کردن بر اصطکاک می‌شود و مقداری گرما نیز از طریق گاز به اطراف سیلندر انتقال می‌یابد.

تمام سیستمهایی که مورد مطالعه قرار خواهند گرفت و در داخل مثلث انرژی به شکل حاصلی از تبدیل بین انرژی ذخیره شده و مکانیکی عمل می‌کنند - خواه سیستم باز یا بسته - در گروه سیستمهای گرمایی قرار دارند. از واژه گرما به عنوان انتقال گرما استفاده می‌شود که الزاماً در مورد تولید گرمای واسطه به کار نمی‌رود (شکل (۱-۳) را ببینید). در یک نیروگاه برق آبی، مقداری از انرژی موجود در آب به سبب ارتفاع زیاد آب در بالای توربین، صرف غلبه بر اصطکاک می‌شود و اثرات اصطکاک، ایجاد انتقال گرمایی می‌کند.



شکل ۵-۱ یک سیستم بسته

۱-۲ جرم و نرخ دبی جرمی

هر دو نوع سیستم باز و بسته دارای معنی بنیادی دیگری هستند. در کمپرسور هوا، مثال بخش (۱-۱-۱) تبدیل انرژی برای جرم مشخصی از هوا انجام شد. بر عکس، باید توجه داشت زمانی که تبادل انرژی در داخل یک توربین بخار تحلیل می‌شود، بخار به طور پیوسته در توربین جریان دارد؛ از این رو می‌توان گفت جرم با نرخ معینی از توربین می‌گذرد و واژه «نرخ دبی جرمی» برای تعریف این مفهوم به کار می‌رود.

۱-۲ زیان گرما - سیالات

تاکنون، از زبان روزمره برای توضیح مباحث گرما - سیالات استفاده شده است. مانند هر علم قاعده‌مند دیگری، گرما - سیالات دارای واژه‌های زیادی است که معانی ویژه‌ای دارند. برای کسی که تازه با این موضوع آشنا می‌شود مشکل اینست که اغلب این واژه‌ها در مکالمات روزمره به روش بسیار متداول استفاده می‌شوند. انرژی چنین واژه‌ای است ممکن است فردی به شما بگوید: «امروز سرشار از انرژی هستید». در حالت کلی، تعریف انرژی توانایی به دست آوردن نوعی فعالیت است. در گرما - سیالات، انرژی مفهوم ویژه و همچنین واحدهای مشخصی دارد. به کمیتهای زیر، که علائم و واحدهای آنها در سیستم S.I داده شده (جدول ۱-۱) توجه کنید. این جدول، کمک خواهد کرد که تصویر روشنی از واحدهای

انرژی به دست آورید. در جدول (۱-۱) طبق قانون دوم حرکت نیوتن، واحد نیرو باید با واحدهای دیگر مرتبط باشد و این قانون بیانگر آنست که :

$$(۱-۱) \quad \text{شتاب} \times \text{جرم} = \text{نیرو}$$

$$\text{بر حسب واحدها :} \quad kg \times m/s^2 = kgm/s^2 = N = \text{نیوتن}$$

(واحد) نیوتن ترکیبی از واحدهای اصلی است و جزء محدودی از واحدهایی است که نام (مخترع) خود را دارا است. واحدهای دیگر که در این کتاب استفاده می‌شوند، ژول، وات و پاسگال هستند

در گرما - سیالات، نیروهایی که برای به حرکت درآوردن اجسام به کار می‌روند، مورد توجه‌اند. در این صورت، انرژی از یک جسم به جسم دیگر انتقال می‌یابد. اگر نیرویی در واحد نیوتن به جسمی اعمال شود و جسم فاصله‌ای از بر حسب متر طی کند، آن وقت نیرو بر روی جسم کار انجام می‌دهد و این انتقال کار یا انجام کار، توسط رابطه زیر به دست می‌آید :

$$(۱-۲) \quad \text{فاصله طی شده} \times \text{نیرو} = (\text{انجام کار}) \quad \text{انتقال کار}$$

$$N \times m = Nm \quad (\text{انجام کار}) \quad \text{انتقال کار}$$

جدول ۱-۱- آحاد SI برای کمیت‌های متداول

علامت SI	واحد SI	کمیت
kg	کیلوگرم	جرم
kg/s	کیلوگرم بر ثانیه	میزان دبی جرم
m	متر	فاصله
m/s	متر بر ثانیه	سرعت
m/s ²	متر بر مجذور ثانیه	شتاب
N	نیوتن	نیرو

مجموعه واحد (Nm) نام جداگانه‌ای نیز دارد : «ژول»؛ که واحد انرژی است. این بدان معنی است که تمام انواع انرژی‌ها دارای واحدهای ژول (با علامت اختصاری J)

گرما - سیالات

هستند. ژول مجموعه واحد Nm است، اما واحد نیوتن مجموعه واحد kgm/s^2 می باشد. بنابراین، واحدهای اصلی ژول برابر خواهد بود:

$$Nm = kgm/s^2 \times m = kgm^2/s^2 \quad (۱-۳)$$

با اعمال این نظر، که تمام انواع انرژیها دارای واحدهای یکسان هستند، با بررسی تعدادی از انرژیهای شناخته شده، می توان قالب ساختاری دیگر را در مطالعه گرما - سیالات معرفی نمود. برای روشن شدن مطلب، عبارات «انرژی پتانسیل» و «انرژی جنبشی» را در نظر بگیرد. فرض کنید که جرمی در ارتفاع معین و در سرعت مشخصی حرکت می کند. انرژی پتانسیل آن عبارت از حاصلضرب جرم (به کیلوگرم) در شتاب ثقل (متر بر مجذور ثانیه) و ارتفاع عمودی جرم در بالای سطح مبنا (به متر) است.

$$\text{بر حسب واحدها: } Nm = J = kg \times m^2/s^2 = kg \times m/s^2 \times m = \text{انرژی پتانسیل}$$

باز هم، از رابطه (۱-۳) می توان دریافت که واحد انرژی پتانسیل بر حسب ژول است. انرژی جنبشی جرم نیز برابر با حاصلضرب جرم (به kg) در مجذور سرعت در یک ضریب عددی است. در واقع مقدار این ضریب عددی یک دوم است:

$$\text{بر حسب واحدها: } Nm = J = kgm^2/s^2 = kg \times (m/s)^2 = \text{انرژی جنبشی}$$

باز هم، از رابطه (۱-۳) می توان دریافت که واحد انرژی جنبشی بر حسب ژول است.

مثال ۱-۱ جسمی با جرم $kg \ ۱۵$ تا ارتفاع ۲ متری بالا برده می شود و سپس رها می گردد. سرعت آن را پس از بازگشت به مکان اولیه به دست آورید.

حل: این مورد، یک فرآیند تبادل انرژی است که در آن انتقال کار صورت می گیرد. انجام کار برای بالا بردن اولیه جرم تا ارتفاع ۲ متری مورد نیاز است، و در نتیجه، تبدیل انرژی پتانسیل (برای بالا بردن جرم در ارتفاع دومتری از خط مبنا) به انرژی جنبشی (وقتی جرم از فاصله ۲ متری رها می شود) است.

نیروی جاذبه وارد بر جسم از رابطه (۱-۱) به دست می‌آید :

شتاب جاذبه \times جرم جسم = نیروی جاذبه وارد بر جسم

$$10 \times 9/81 = 147/10 \text{ N} = \text{نیروی جاذبه وارد بر جسم}$$

انجام کار برای بالابری جسم از رابطه (۱-۲) به دست می‌آید :

فاصله طی شده \times نیروی جاذبه وارد بر جسم = انجام کار برای بالابری جسم

$$J = 147/10 \times 2 = 294/3 = 4 \text{ انجام کار برای بالابری جسم}$$

حال، این مقدار انرژی به طور مؤثری به شکل انرژی پتانسیل ذخیره می‌شود تا این که جسم رها شود و دو متر سقوط کند. انرژی جنبشی در ارتفاع ۲ متری صفر است. البته وقتی که جسم ضمن سقوط، انرژی جنبشی کسب می‌کند و انرژی پتانسیل از دست می‌دهد. در مدت سقوط، تبادل پیوسته انرژی پتانسیل به جنبشی ادامه دارد تا این که جسم پس از طی مسافت ۲ متر به زمین برخورد کند. در نقطه سقوط، انرژی جنبشی جسم، برابر $294/3$ ژول خواهد بود. اما، از تعریف انرژی جنبشی داریم:

$$^2(\text{سرعت جسم}) \times \text{جرم جسم} \times 1/2 = \text{انرژی جنبشی جسم}$$

$$294/3 = 1/2 \times 10 \times (\text{سرعت جسم})^2$$

$$\text{سرعت جسم} = 6/26 \text{ m/s}$$

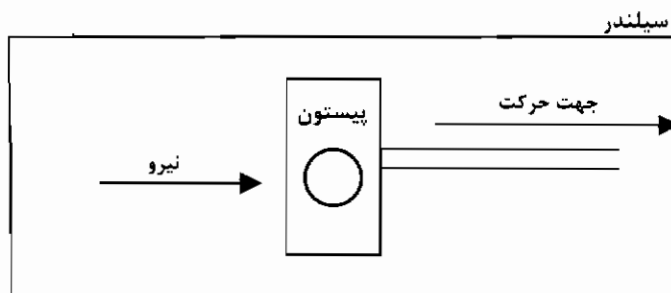
این، مثالی از فرآیند تبدیل انرژی است؛ مثالی که در آن تمام انرژی از یک شکل به شکل دیگر تبدیل می‌شود. توجه داشته باشید که در این مثال، هیچ گونه تبادل گرمایی (انرژی گرمایی) انجام نشده است، و گرنه انرژی جنبشی نهایی برابر با $294/3$ ژول نمی‌شد. با وجود این، تحلیل انجام شده تا حدودی غیر واقعی (آرمانی) است؛ زیرا از افتها به سبب اصطکاک ناشی از نیروهای پسای وارد بر جسم در زمان سقوط صرف نظر شده است.

۱-۲-۱ انرژی گرمایی

پس از مثال اخیر، منطقی است که گام بعدی برای فرآیندهای تبدیل انرژی که شامل گرماست، برداشته شود.

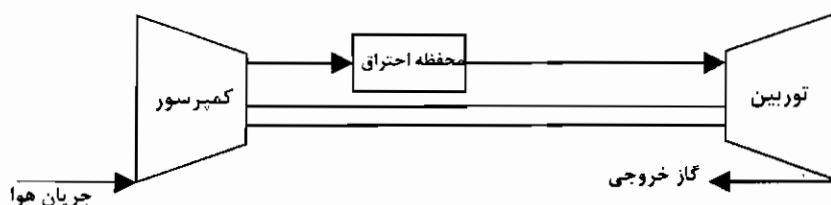
در یک سیستم بسته، زمانی که پیستون توسط گاز پر فشار با دمای بالا به انتهای سیلندر حرکت می‌کند (شکل ۱-۶) نخست پیستون در حد نهایی میسر خود در قسمت انتهایی جلو سیلندر قرار دارد؛ بنابراین، گاز پر انرژی سبب فشردن پیستون به سمت عقب سیلندر می‌شود و بر روی پیستون کار انجام می‌دهد. گاز به طور مؤثر انرژی گرمایی را (که بر حسب فشار و دمای آن ارزیابی می‌شود) با انرژی مکانیکی پیستون مبادله می‌کند. این نوع فرآیند چندین میلیون مرتبه در طول عمر موتور یک اتومبیل انجام می‌شود. عملکرد سیستم بدین گونه است که سوخت در داخل سیلندر منفجر می‌شود. از این رو محفظه کوچکی از گاز با دما و فشار بالا ایجاد می‌کند. اساسا پیستون به مجموعه‌ای از اتصالات و دنده‌ها متصل است که برای چرخاندن چرخ‌های اتومبیل و ایجاد حرکت به کار می‌روند. نکته قابل توجه که البته در شروع این مقدمه نیز بدان اشاره شد اینست که در چرخه تبدیل گرما به انرژی مکانیکی، به طور ذاتی بازده (سیستم) کم است. بیشترین انرژی گرمایی گاز به انرژی مکانیکی تبدیل نمی‌شود و دلیل آن ساده است. زمانی که پیستون به حد نهایی مسیر خود در قسمت انتهایی پایین سیلندر می‌رسد، گاز هنوز دارای مقدار زیادی از انرژی گرمایی است که باید (از سیلندر) خارج کند تا پیستون بتواند به طرف انتهای جلو سیلندر برگردد و دوباره تحت فشار قرار گیرد و حرکت اتومبیل ادامه یابد. بازده کم تبدیل، دلایل دیگری هم دارد. البته، گاز داغ سبب افزایش دمای مواد اطراف مجموعه سیلندر و پیستون می‌شود. اگر این قطعات به طریقی خنک نشوند، دمای آنها بسیار بالا می‌رود و سبب عملکرد غیر صحیح سیستم روغنکاری می‌گردند و در نتیجه، در زنبدهای پیستون به طور مستقیم بر روی دیواره‌های سیلندر سائیده می‌شوند و در نهایت اثرات اصطکاک زیاد، خرابی در زنبدها را در پی خواهد داشت. سیستم خنک کننده نیز مقداری از انرژی گرمایی گاز را طی فرآیند تبدیل، مصرف می‌کند. به طور خلاصه، در این گونه سیستم، بیش از یک سوم انرژی سوخت به انرژی مفید در خروجی، (کارخروجی)، تبدیل نمی‌شود. از نظر عملی، به خاطر داشته باشید زمانی که ۳۰ لیتر بنزین در باک اتومبیل خود

می‌ریزید، بیشتر از ۱۰ لیتر آن صرف راندن اتومبیل شما نخواهد شد و بقیه عمدتاً از طریق لوله اگزوز و سیستم خنک کن موتور به محیط منتقل می‌شود.



شکل ۱-۶ عملکرد مکانیکی یک سیلندر پیستون رفت و برگشتی

حال یک سیستم باز مانند یک توربین گازی با چرخه باز (شکل ۱-۷) را در نظر بگیرید. در توربین گازی با چرخه باز، ابتدا هوا متراکم می‌شود و گرما در محفظه احتراق اضافه می‌شود. سپس گاز که دارای انرژی زیادی است در توربین منبسط شده و در نهایت گاز به محیط تخلیه می‌شود. در شکل (۱-۷) مقداری از انرژی منتقل شده به قطعات مختلف نیز نشان داده می‌شود. مثلاً، کمپرسور به ۲۰ واحد از انرژی ورودی نیاز دارد (این انرژی توسط توربین از طریق یک محور که توربین و کمپرسور را متصل می‌کند، تغذیه می‌شود) در این حال، توربین ۴۰ واحد انرژی در خروجی تولید می‌کند. در این مرحله، مهم نیست که بدانیم چگونه این مقدار انرژی محاسبه می‌شود. این محاسبات در قسمتهای بعدی کتاب انجام خواهد شد. روابط ساده‌ای در گرما - سیالات هستند این محاسبات را به آسانی انجام می‌دهند.



شکل ۱-۷ سیستم یک توربین گازی با چرخه باز

در این جا مهم آن است که بدانیم انرژی خروجی گاز، بخش عمده ای (۸۰ واحد) از انرژی ورودی از سوخت (۱۰۰ واحد) را تشکیل می دهد؛ و دیگر این که فرآیند کلی تبدیل انرژی دارای بازده کم است. باز هم دلیلش نسبتا ساده ولی اجتناب ناپذیر است. انبساط گاز در توربین از دما و فشار زیاد به دما و فشار کم انجام می شود. ممکن است تصور کنید که اگر دمای نهایی در کمترین مقدار ممکن باشد، آن وقت انرژی کمتری به محیط تخلیه می شود. کاملا حق با شما است؛ اما به خاطر داشته باشید که گاز به محیط تخلیه می شود، از این رو فشار نهایی نمی تواند از این مقدار کمتر باشد؛ چرا که در غیر این صورت گاز، قادر نیست از توربین خارج شود. بنابراین، طبق قوانین گرما سیالات فشار و دمای نهایی محدود هستند. بعدا در این کتاب درخواهید یافت که چگونه می توان اختلاف دما را برای یک اختلاف فشار معین، محاسبه نمود. در این جا کافی است گفته شود، اگر فشار با ضریب ۵ تغییر کند، دما فقط با ضریب ۱/۵ تغییر خواهد کرد؛ یعنی عملا دمای خروجی گاز از توربین ممکن است به داغی 900°C باشد. حال می توان تصور کرد که چرا مقدار زیادی از انرژی ورودی به جای مشارکت مؤثر در فرآیند تبدیل انرژی مطلوب، از طریق گاز خروجی تخلیه می شود.

از بررسی سیستمهای بسته و باز می توان نتیجه گرفت که انرژی گرمایی وابسته به دمای سیال است. در واقع، انتقال گرما، انرژی است که از وجود اختلاف دما ناشی می شود.

مثال ۱-۲ با استفاده از اطلاعات داده شده در شکل (۱-۷)، بازده کلی تبدیل را در

توربین گازی با چرخه باز محاسبه کنید:

حل: از تعریف پایه در بخش (۱-۱)، بازده کلی تبدیل برای سیستم برابر است با:

$$\text{خالص کار مکانیکی خروجی} \\ \text{انرژی داده شده به سیستم} = \text{بازده کلی تبدیل، توربین گاز}$$

مقدار خالص کار مکانیکی خروجی از سیستم، برابر است با مقدار خالص کار انتقالی یا مقدار خالص انجام کار، که این خود برابر است با خروجی کار از توربین، منهای کار ورودی مورد نیاز برای چرخاندن کمپرسور؛ بنابراین:

$$20 \text{ واحد} = 20 \text{ واحد} - 40 \text{ واحد} = \text{خالص کار انتقالی} = \text{خالص کار مکانیکی خروجی}$$

انرژی ورودی به سیستم برابر با گرمای اضافی در محفظه احتراق است. بنابراین :

واحد ۱۰۰ = انرژی ورودی به سیستم

$20\% = 20/100$ = بازده کلی تبدیل توربین گاز

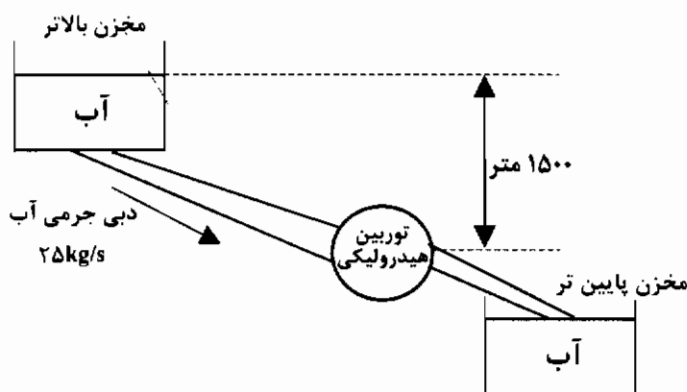
۱-۳ انرژی و توان

قبل از شروع مطالعه جدی گرما - سیالات ساختار کوچک دیگری مورد نیاز است. در بخش (۱-۲)، سیستم بسته داخل سیلندر شامل چندین پدیده از قبیل : انجام کار بر روی پیستون توسط گاز، تقلیل انرژی گرمایی گاز در مدت انبساط و اتلاف گرما از طریق جداره سیلندر، بود. تمام این عملکردها بر حسب واحد انرژی بیان شده است (ژول). برعکس، در یک سیستم باز، عملکردها به زمان مرتبط می‌شوند و واحد دبی جرمی، کیلوگرم بر ثانیه است. در حالی که در یک سیستم بسته، جرم بدون هر گونه اشاره‌ای به زمان، بررسی شد. به همین ترتیب، تمام عملکردها در یک سیستم باز، مانند کار و انتقال گرما، باید به زمان مرتبط شوند. واحد این اجزا، دیگر بر حسب ژول نیست، بلکه بر حسب «ژول بر زمان» است (ژول بر ثانیه). در سیستم S.I واحد استاندارد، «ژول بر ثانیه» یا «وات» است. کاملاً درست است که یک وات را برای واحد میزان جریان انرژی به کار ببریم، اما معمول آن است که از واژه «توان» استفاده شود. در مورد انتقال گرما یا نرخ جریان گرما نیز همین گونه است.

برای نشان دادن این مفهوم، فرآیندی را در نیروگاه - مثلاً یک نیروگاه برق آبی با بازده کلی بسیار زیاد - در نظر بگیرید. شکل (۱-۸) قسمت‌های عمده تشکیل دهنده این نیروگاه را نشان می‌دهد.

نظر اصلی اینست که آب از یک مخزن در ارتفاع زیاد به مخزن دیگر در ارتفاع کمتر، جریان یابد. با انجام این کار، انرژی پتانسیل اولیه آب توسط توربین به کار خروجی تبدیل می‌شود، اما در یک نرخ معین؛ زیرا جریان آب با یک دبی جرمی مشخص صورت می‌گیرد. به عبارت دیگر، خروجی نیروگاه بر حسب وات بیان می‌شود و بر حسب ژول نیست. توجه داشته باشید که این فرآیند، شامل تولید گرما نیست؛ از این رو به احتمال قریب به یقین مقدار بازده تبدیل در آن زیاد است. در واقع، دلیل اصلی افت بازده، اصطکاک است. اصطکاک بین

آب و لوله ای که مخزن و توربین را مرتبط می کند، و همچنین اصطکاک داخل توربین بین آب و اجزای توربین؛ مثال زیر، فرآیندهای تبدیل انرژی در یک نیروگاه برق آبی و چگونگی واحد کمیت‌های مربوط به توان (وات) را نشان می دهد.



شکل ۸-۱ یک نیروگاه برق آبی

مثال ۳-۱ با توجه به شکل (۸-۱) و به کارگیری اطلاعات داده شده در زیر، توان تولیدی توربین و بازده کلی نیروگاه را حساب کنید:

$$\text{دبی جرمی آب} = 25 \text{ kg/s}$$

$$\text{متر} = 1500 = \text{ارتفاع آب در مخزن در بالای محور توربین}$$

$$\text{kW} = 45 = 45000 = \text{کل افت توان به سبب اصطکاک}$$

حل: از تعریف انرژی پتانسیل، میزان انرژی پتانسیل موجود در آب داخل مخزن که به وسیله توربین به توان خروجی تبدیل می شود، برابر با حاصلضرب دبی جرمی آبی که از مخزن بالا تأمین می شود در شتاب ثقل و در ارتفاع مخزن (نسبت به محور توربین) است. بنابراین:

$$\text{نرخ انرژی پتانسیل تبدیلی} = 25 \times 9.81 \times 1500$$

$$\text{W} = 367875 = \text{وات} = 367875 \text{ نرخ انرژی پتانسیل تبدیلی}$$

توان خروجی توربین از این قرار خواهد بود. اما با توجه به این که $45kW$ از توان موجود به شکل اصطکاک هدر شده است، مقدار خالص توان خروجی از سیستم برابر است با:

$$W = 322/9 \text{ kW} = 322875 - 45000 = 367875$$

بازده کلی نیروگاه برابر با نسبت توان خالص تولید شده به انرژی پتانسیل موجود است.

بنابراین :

$$\text{بازده کلی نیروگاه} = \frac{\text{توان خالص خروجی}}{\text{انرژی پتانسیل ورودی}}$$

$$\text{بازده کلی نیروگاه} = \frac{322875}{367875} = 87/8 \%$$

۱-۴ انرژی و محیط زیست

گرما - سیالات، مطالعه تبدیل بین انرژی ذخیره شده و مکانیکی است. هدف این کتاب، تهیه زمینه تحلیلی برای انجام این مطالعه می‌باشد. واضح است که بازده هر سیستم تبدیل انرژی، فقط با استفاده از اصول تحلیلی قابل محاسبه است. نویسندگان این کتاب شایان ذکر می‌دانند که روش استفاده از انرژی می‌تواند تأثیر زیادی در محیط زیست داشته باشد، هر چند که این موضوع به طور گسترده در این کتاب بحث نشده است.

دو مشکل اساسی وجود دارد که هر دو مربوط به استفاده از سوخت‌های فسیلی برای تولید گرما است. شکل اول یا حداقل نگرانی، تخریب بیشتر جنگل‌های دنیا برای ایجاد گرما و تهیه مواد اولیه کاغذسازی است. و نگرانی دوم این است که، تهی سازی ذخایر نفت و گاز و استفاده از این سوختها برای تولید گرما سبب ایجاد مشکلات عمده آلودگی هوا می‌شود. موضوعی که ممکن است مطالعه گرما - سیالات جوابهایی برای آن داشته باشد. مسلماً اگر بازده تبدیل فرآیندهای افزایش یابد، مصرف انرژی کاهش می‌یابد و در نتیجه، آلودگی هوا نیز کمتر خواهد شد. روش مشابه، استفاده منطقی از مثلث‌های تبدیل انرژی، شکل‌های (۱-۱، ۱-۲، ۱-۳) و حرکت به سوی فرآیندهای تبدیل انرژی است که به جای گرما از انرژیهای تجدید پذیر (باد، موج، جزر و مد، خورشیدی) استفاده گردد و بنابراین از میزان تخلیه و تهی سازی سوخت‌های فسیلی کاسته شود.

برخی از خواص گرما - سیالات

تمام سیستمهای گرمایی، مانند موتور اتومبیل، مجتمع نیروگاه گرمایی، طرح نیروگاه برق آبی، تأسیسات توربین گاز، که در فصل اول درباره آنها بحث شد، برای انتقال انرژی نیاز به سیال دارند. در طرح نیروگاه برق آبی در فاز مایع، سیال، آب است. در توربین گاز، در فاز گازی، سیال، هوا است و در نیروگاه گرمایی، سیال به هر دو شکل؛ یعنی آب در فاز مایع و بخار آب در فاز بخار وجود دارد. به عبارت دیگر، سیال می تواند، گاز، مایع یا بخار باشد. اگر چه تغییر فاز در سیستم صورت می گیرد، اما علل آن وجود سیال و تغییراتی است که طی فرآیندی برای آزاد سازی انرژی انجام می گیرد.

بنابراین، مهم است که بتوان شرایط سیال را در هر نقطه مشخص نمود، و این از دانش مربوط به چگونگی خواص سیال به دست می آید. عوامل عمده، پارامترهای قابل لمس مانند جرم، فشار، دما و حجم هستند. اما عوامل دیگری نیز وجود دارند که در موارد مشخصی کاربرد دارند و دانستن رفتار آنها مفید است. هر نقطه ای که (طی فرآیند) خواص سیال را مشخص کند

«حالت» نامیده می‌شود و زمانی که خواص سیال در یک حالت معین نسبت به زمان ثابت باشد؛ سیال؛ در حال تعادل است. اگر تشخیص داده شود که سیال در حالت ۱ است، خواص سیال را با زیرنویس ۱ نشان می‌دهند و در حالت ۲، زیرنویس ۲ به کار می‌رود و ... عملی را که به موجب آن در یک سیال، مقدار یک یا چند عدد از خواص آن تغییر کند، «تغییر حالت» یا «فرآیند» گویند. گاهی در یک سیستم گرمایی، سیال از چندین حالت می‌گذرد؛ حداقل بیش از دو حالت، و در نهایت به شرایط اولیه خود باز می‌گردد. در این صورت سیال یک چرخه را تکمیل کرده است.

توضیح یک سیال به شکل مایع یا بخار، و ارتباط خواص به آن، خود نکته ای است؛ اما دقیقاً یک سیال چیست؟ در واقع، سیال ترکیبی از میلیونها ملکول است. هر ملکول حول نقطه ای به طور نامنظم ارتعاش می‌کند و قادر است از نقطه ای به نقطه دیگر حرکت چرخشی و خطی داشته باشد. این عمل، سبب افزایش انرژی ذاتی سیال تا حد معینی خواهد شد (شکل ۱-۲). اصل محیط پیوسته اینست که چون یک سیال از تعداد زیادی ملکول تشکیل شده است، فاصله بین ملکولها مهم نیست و نیاز به بررسی ندارد. سیال می‌تواند در دو فاز مجزا مایع و بخار، یا مخلوطی از هر دو فاز وجود داشته باشد. در فاز مایع نسبت به فاز بخار، ملکولها بسیار به هم فشرده‌اند. زمانی که یک سیال در فاز نجار و در دما و فشار عادی (NTP)^۱، یعنی شرایط عادی و متداول جوی، وجود داشته باشد، آن را «گاز» می‌نامند. این خواص توجیه کننده وضعیت ملکولها در موقعیتهای مختلف هستند؛ مثلاً آیا ملکولها را می‌توان به یکدیگر فشرده، یا به گونه ای هستند که با ارتعاش، انرژی بیشتری تولید می‌کنند.

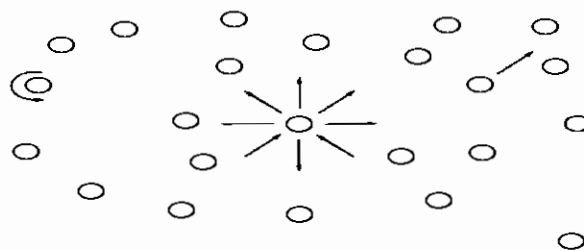
بعضی از خواص سیال، مانند گرانشی، عمدتاً زمانی به فرآیند مرتبط می‌شوند که سیال از مکانی به مکان دیگر جریان یابد. وجود بقیه خواص سیال را فقط می‌توان به شکل تحلیلی نشان داد، هر چند که در درک گرما - سیالات مهم هستند. البته این نکته ای است که مطالعه این درس را تا حدی مبهم، ولی هم زمان، بسیار جذاب جلوه می‌دهد. به طور کلی، فقط دو خاصیت غیروابسته برای توضیح کافی شرایط سیال در هر حالت، نیاز به شناسایی دارند که معروف به «قانون دو خاصیت» می‌باشند. این فصل بعضی از خواص سیال را که به آسانی قابل

^۱ - Normal temperature and pressure

دسترس هستند مورد بررسی قرار می‌دهد. قبل از تحلیل بیشتر سیستمهای گرمایی، باید این خواص را توضیح داد.

تعدادی از معادلات توسعه یافته فقط برای سیال قابلیت کاربرد دارند که در فاز مشخصی مثل گاز، مایع، بخار یا تغییر فاز باشند. برای این که خوانندگان از معادلات در موارد خاص، استفاده صحیح بنمایند، باید یادآور شویم زمانی که از یک سیال مشخص در حل مسأله ای استفاده می‌شود، خواص اصلی سیال، مانند جرم، حجم، فشار و دما با زیرنویس و علامت {} مشخص می‌شوند. برای اجتناب از هر گونه ابهامی، فقط از هشت سیال در این کتاب استفاده می‌شود که عبارتند از:

{air}	سیال (هوا)
{ex}	سیال (محصولات خروجی احتراق)
{fuel}	سیال (سوخت)
{he}	سیال (هلیوم)
{m}	سیال (جیوه)
{oil}	سیال (روغن)
{st}	سیال (بخار)
{w}	سیال (آب)



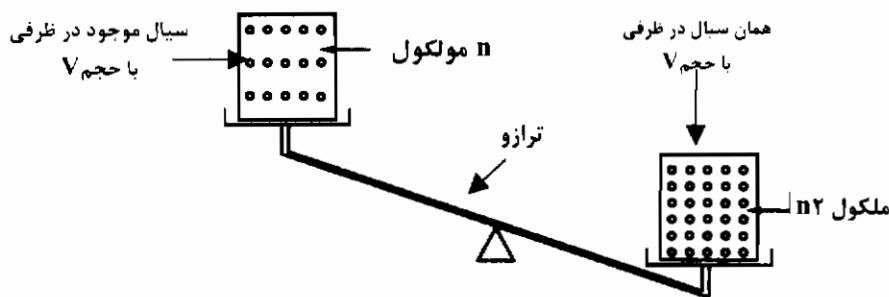
شکل ۱-۲ سیالات دارای ملکولهای ارتعاشی، چرخشی و انتقالی هستند

۲-۱ خاصیت جرم

جرم یک سیال، سنجش اندازه ماده موجود است؛ یعنی مولکولها و فواصلی که آنها را جدا می‌سازند. جرم از وزن، که نیرو است، می‌تواند به دست آید؛ زیرا جرم باید به سمتی - معمولاً عمود به طرف پایین (شکل ۲-۲) - اثر کند. علامت جرم m و وزن از حاصل ضرب جرم در شتاب جاذبه g به دست می‌آید که واحد نیرو را دارد. بنابراین:

جرم: m (واحد kg)

وزن: mg (واحد N)



شکل ۲-۲ خاصیت جرم، سنجش مقدار ماده موجود در آن

جرمها را می‌توان با مقایسه اندازه های استاندارد به دست آورد. در واقع، کیلوگرم جرم یک قطعه طلای سفید است که در مؤسسه بین المللی وزنها و اندازه ها نگهداری می‌شود. در فصل اول، به دبی جرمی سیال برای یک سیستم باز، زمانی که از یک مکان به مکان دیگر حرکت می‌کند، اشاره شد. علامت دبی جرمی \dot{m} است؛ بنابراین:

(واحد kg/s) \dot{m} = دبی جرمی جریان

تمام سیستمهایی که در این کتاب بررسی شده‌اند دارای سیال با جرم ثابت یا دبی جرمی ثابت هستند. اگر سیال با دبی جرمی مشخصی جریان داشته باشد، دارای سرعتی خواهد بود که آن را با علامت «C» نشان می‌دهند. بنابراین:

(واحد m/s) C : سرعت سیال

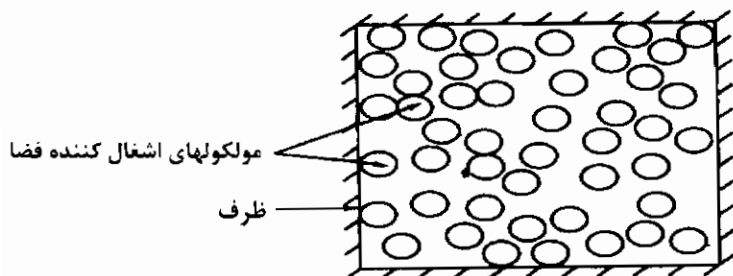
۲-۲ خاصیت حجم

حجم یک سیال، اندازه فضایی است که جرم ملکولهای آن اشغال می کنند (شکل ۲-۳) و علامت آن « V » است. در بررسی حجم به عنوان یک خاصیت، نیاز به دقت زیادی است: زیرا همین مقدار جرم سیال می تواند حجمهای مختلفی را اشغال کند، مخصوصاً وقتی سیال، گاز یا بخار باشد. این به خاطر آنست که ملکولهای سیال، زمانی که متراکم می شوند، به یکدیگر فشار وارد می کنند یا می توانند فاصله بیشتری بین ملکولهای خود داشته باشند و در نتیجه وقتی منبسط می شوند، هر فضایی را پر کنند (فضای زیادی را اشغال کنند). برای مثال، دو ظرف را که حجم هر یک 1 m^3 است در نظر بگیرید. یک ظرف، شامل گاز اکسیژن و دیگری دارای گاز نیتروژن (در NTP) است. کل حجم اشغال شده به وسیله هر دو گاز، برابر 2 m^3 می باشد و جرم کل برابر با جرم اکسیژن و جرم نیتروژن است. هر چند، تمام نیتروژن را می توان داخل ظرف اکسیژن فشرده نمود، اما جرم هر یک از دو گاز ثابت می ماند، ولی حجم آنها (هر دو گاز) فقط 1 m^3 است. ملاحظه می شود که خاصیت حجم به جرم وابسته است و این خواص را «گسترده» می نامند (شکل ۲-۴) و آنها را می توان با هم جمع نمود. این عمل بیانگر خاصیت دیگری، یعنی حجم ویژه (حجم مخصوص) است، که برابر با حجم بر واحد جرم است و با علامت U مشخص می شود. بنابراین:

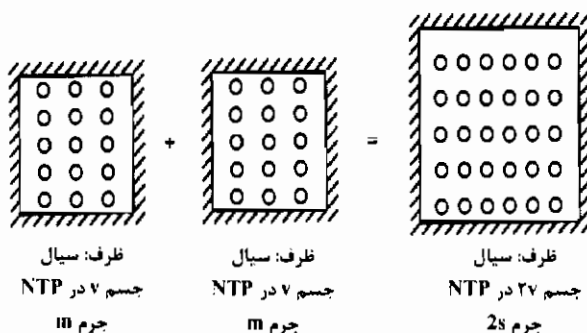
حجم: V (واحد m^3)

حجم ویژه: U (واحد m^3/kg)

که در آن $V = mU$ است. حجم شکلهای ساده را می توان به راحتی با اندازه گیری طول آنها طبق قوانین استاندارد به دست آورد.



شکل ۲-۳ خاصیت حجم، اندازه فضای اشغال شده توسط ملکولهایی سیال



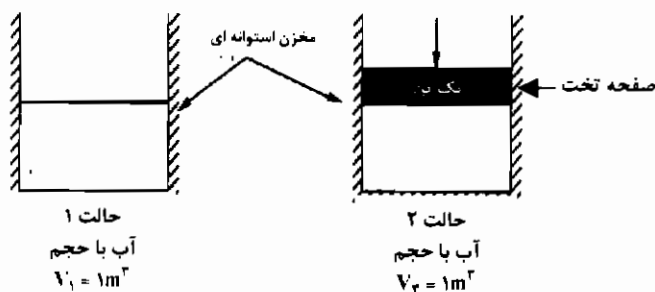
شکل ۲-۴ حجم یک خاصیت گسترده (وابسته به جرم)

خاصیت دیگر مرتبط به حجم، «چگالی» است. چگالی به صورت «جرم سیال بر واحد حجم» تعریف شده است. بنابراین، چگالی اندازه جرم سیالهای مختلفی است که تمامی، حجم ثابتی را اشغال می‌کنند. علامت آن ρ است و معکوس حجم ویژه است. بنابراین:

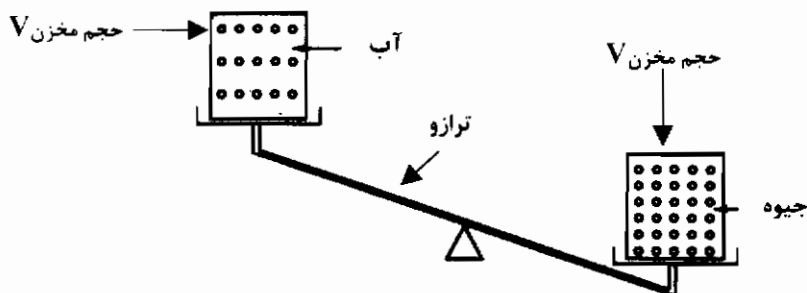
(واحد kg/m^3) ρ : چگالی

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m}{m \nu} = \frac{1}{\nu}$$

برای مایعات، چگالی در حد معقولی برای تغییرات زیادی از فشار، ثابت می‌ماند. برای مثال، یک مخزن استوانه‌ای شکل با حجم 2m^3 ، شامل یک مترمکعب آب را در نظر بگیرید و صفحه تختی را در بالای سطح آب قرار دهید. مهم نیست که چه اندازه وزن در بالای صفحه قرار گیرد، حجم آب تقریباً 1m^3 باقی خواهد ماند. بنابراین، مایعات را غیر قابل تراکم در نظر می‌گیرند (شکل ۲-۵) و تقریباً چگالی مایعات ثابت است. برای مثال، چگالی آب 1000 kg/m^3 و چگالی جیوه 13600 kg/m^3 است؛ در نتیجه، حجم جیوه $13/6$ برابر جرم آب هم حجمش می‌باشد، جرم جیوه $13/6$ برابر آب است، (شکل ۲-۶).



شکل ۵-۲ مایعات غیر قابل تراکم، حجم آنها با فشار بسیار کم متغیر



شکل ۶-۲ جیوه از آب متراکم تر

گازها و بخارها، حجمشان با تغییر فشار فرق می کند. بنابراین گازها و بخارها قابل تراکم هستند. برای مثال، اگر چگالی هوا در NTP برابر $1/225 \text{ kg/m}^3$ باشد، در فشاری ۱۰۰ برابر بیشتر (با همان دما)، چگالی هوا برابر $122/5 \text{ kg/m}^3$ است (شکل (۷-۲)).

گاهی از «چگالی نسبی» استفاده می شود که تعریف آن، نسبت چگالی سیال به چگالی آب (معمولاً در 4°C) و مقدار آن 1000 kg/m^3 فرض می شود. اگر چگالی نسبی روغنی ۰/۸۵ باشد، آن وقت چگالی آن برابر 850 kg/m^3 است. هنوز چگالی نسبی در برخی مواقع «نقل مخصوص» نامیده می شود.

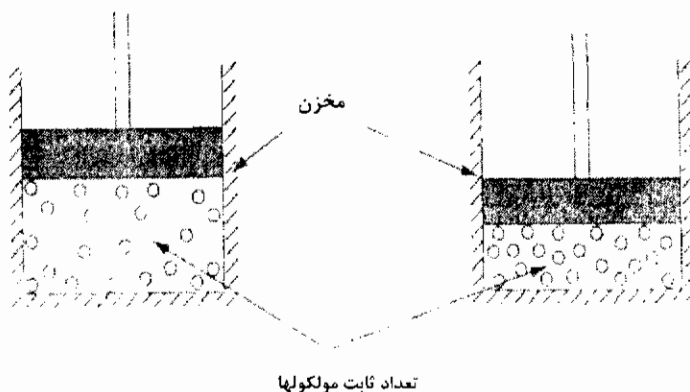
زمانی که یک سیال از مکانی به مکان دیگری حرکت می کند، مناسبتر است از دبی حجمی که با علامت \dot{V} مشخص می شود، استفاده شود. بنابراین:

واحد \dot{V} (m^3/s) : دبی حجمی

رابطه بین دبی جرمی و دبی حجمی یک سیال را می توان به صورت زیر نوشت :

$$\dot{m} = \rho \dot{V}$$

همان گونه که قبلاً اشاره شد، فقط دبی جرمی ثابت در این کتاب بررسی خواهد شد ؛ از این رو دبی حجمی سیالات غیر قابل تراکم نیز باید ثابت بماند، اما دبی حجمی سیالات قابل تراکم بستگی به تغییرات چگالی سیال دارد .



شکل ۷-۲ گازهای قابل تراکم هستند؛ حجم آنها بستگی به فشار دارد.

۲-۳ خاصیت فشار

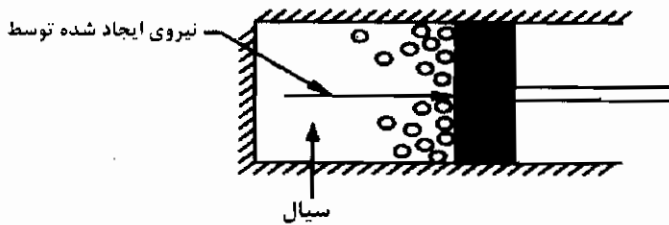
تعریف فشار «نیروی اعمال شده بر واحد سطح» است.

نیرو در یک سیال از آن جانشی می شود که مولکولهای مرتعش سیال با حرکت خود به سطح جامد برخورد کرده و سپس از سطح برگشت می کنند که نتیجه اش تغییر دراندازه حرکت و تولید نیرو است (شکل ۸-۲). فشار p برابر است با نسبت نیروی اعمال شده F که به طور عمود بر سطح A وارد می شود؛ بنابراین :

واحد p (N/m^2) : فشار

$$p = \frac{\text{نیرو}}{\text{واحد سطح}} = \frac{F}{A}$$

واحد فشار N/m^2 ، یا به نام مخترع آن، «پاسگال» نامیده می شود «Pa».



شکل ۸-۲ فشار سیال برابر است با نیروی اعمال شده که به طور عمود بر سطح وارد می شود با فرمانی که ملکولها به سطح برخورد می کنند

متأسفانه چندین نوع فشار در گرما - سیالات مورد استفاده قرار می گیرند. علامت P برای فشار مطلق ساکن به کار می رود. برای توضیح این مطلب، ابتدا به معنی عبارت مطلق توجه کنید: یک ظرف خالی بدون ملکول؛ فشارش صفر است. این (نقطه) شروع مقیاس فشار مطلق است.

فشار جو P_{atm} فشاری است که توسط ملکولهای هوا به جو اعمال می شود. هوای داخل اتاق شامل میلیونها ملکول است و هر جسم جامد در اتاق توسط ملکولهایی که در مجاور سطح آن قرار دارند، بمباران می شود. نیروی اعمال شده بر واحد سطح جسم جامد، فشار جو است. مقدار فشار جو در سطح دریا برابر 101325 پاسکال است. چگونگی به دست آمدن این مقدار در بخش (۴-۳-۲) توضیح داده می شود. چون فشار عددی نسبتاً بزرگ است، همان بهتر که از مقیاس kPa (کیلو پاسکال) یا MPa (مگا پاسکال) یا bar (فشار جو) استفاده شود:

$$1 \text{ bar} = 1/101325 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 101325 \text{ kPa} = 0.101325 \text{ MPa}$$

با این وجود، پاسکال (Pa) یا N/m^2 واحدی است که در سیستم آحاد SI به کار می رود و باید در تمام محاسبات از این واحد استفاده شود.

فشارهایی که به وسیله یک مقیاس سنج (فشار سنج) اندازه گیری می شوند، معیارشان نسبت به فشار جو است. بنابراین، فشار جو را که فشارسنج نشان می دهد برابر صفر است و فشارهای زیر فشار جو، منفی هستند (شکل ۹-۲). فشارهایی که توسط فشارسنج اندازه گیری می شود را با نشان می دهند P_{ga} که می توان با اضافه نمودن فشار جو به آن، فشار مطلق را به دست آورد:

$$\text{فشار مطلق} = P_{ga} + P_{atm} \quad (2-1)$$

فشارهایی که در محاسبات استفاده می‌شوند باید فشارهای مطلق باشند، البته با یک مورد استثنا که در فصل دهم بررسی شده است، و همیشه فشار مطلق فرض می‌شود. مگر این که، غیر از آن بیان شود.

طبق نظریه جنبشی، ملکولهای منفرد یک سیال، قابلیت ارتعاش، چرخش و پخش را دارند؛ به عبارت دیگر ملکولها، حتی اگر سیال ساکن باشد، نقطه به نقطه حرکت می‌کنند؛ اما مهم این است که این حرکت پراکنده ملکولها از حرکت ملکولها در زمانی که تمام سیال دارای سرعت ظاهری است و از مکانی به مکان دیگر جریان دارد، به طریقی متمایز شود. فشار اعمال شده توسط ملکولها، با قابلیت ارتعاش، چرخش و پراکندگی، فشار ساکن P است. مادامی که ملکولها این انفعالات را به صورت نامنظم انجام دهند، فشار ساکن به طور یکسان در تمام جهات و در هر نقطه از سیال اعمال می‌شود؛ اما اگر سیال، و در نتیجه ملکولهایی که آن را تشکیل می‌دهند، با سرعت «C» جریان داشته باشند، آن وقت نیروی مضاعفی بر هر صفحه ای که به طور عمود با ملکولها در تماس باشند، وارد خواهد نمود. فشار کلی p_0 برابر است با جمع فشار ساکن و فشار جنبشی « P_{dyn} » و زمانی پدیدار می‌شود که از حرکت سیال توسط صفحه ممانعت شود (شکل ۱۰-۲):

فشار جنبشی + فشار ساکن = فشار کل

$$p_0 = p + p_{dyn} \quad (2-2)$$

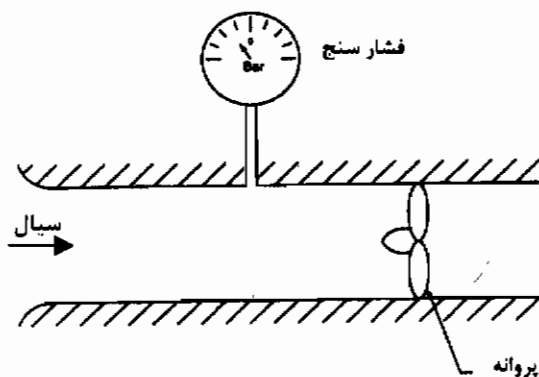
$$p_0 = p + \frac{1}{2} \rho C^2 \quad (2-3)$$

فعلا رابطه آخر (رابطه ۲-۳) را باید قبول کرده علت درستی آن در بخش (۸-۱۱) نشان داده خواهد شد. فشار جنبشی به صورت $\frac{1}{2} \rho C^2$ بیان شده است، روشن است که واحد آن با واحد فشار ساکن p و فشار کل p_0 یکی است.

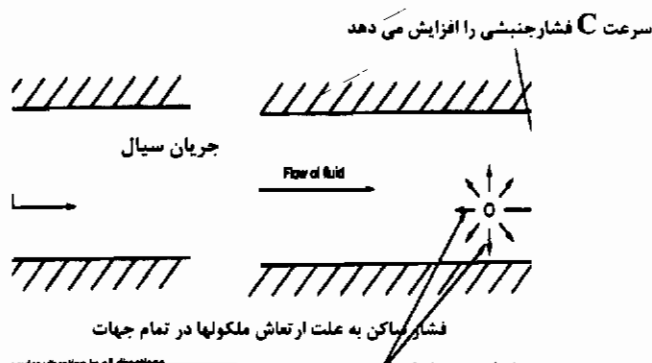
با دوباره منظم کردن رابطه (۲-۳) داریم:

$$\frac{p_0}{\rho} = p / \rho + \frac{1}{2} C^2$$

آخرین عبارت در رابطه بالا انرژی جنبشی سیال بر واحد جرم یا دبی جرمی جریان است؛ بنابراین رابطه (۳-۲) عبارت ساده شده ای برای بقای انرژی است و در این حالت اندازه انرژی سیال برای دو عبارت؛ انرژی جنبشی و انرژی فشاری به دست می آید که معمولاً «جریان کار» نامیده می شود. جریان کار برای به دست آوردن معادله انرژی جریان پایدار در بخش (۳-۸) بیشتر بررسی می شود.



شکل ۹-۲ فشارهای سیال کمتر از فشار جو در فشارسنج، عدد منفی را نشان می دهند



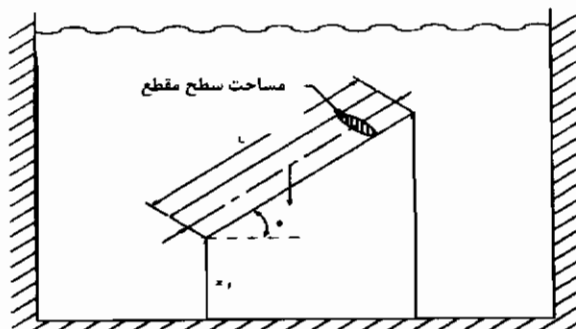
شکل ۱۰-۲ مولکولهای سیال، فشار ساکن را به سبب ارتعاش مولکولی سیال و فشار دینامیکی آن، اعمال می کنند

۲-۳-۱ تغییرات فشار با ارتفاع/عمق

قبل از این که بتوان اندازه گیری فشار را بررسی کرد، تغییران آن را با ارتفاع باید آزمایش نمود؛ یک کوهنورد می تواند تقلیل فشار هوا را بر روی گوشه های خود با کاهش ارتفاع، حس کند و یا یک غواص می تواند افزایش فشار را با افزایش عمق آب احساس نماید؛ این تغییر فشار به سبب اثرات جوی است.

ستون استوانه ای شکل از یک سیال را در داخل جرم زیادی از همان سیال، در نظر بگیرید، (شکل ۱۱-۲). ستون آب دارای سطح مقطع ثابت A_{xs} و طول L با زاویه θ نسبت به افق قرار دارد، یک سمت آن با ارتفاع عمودی Z در بالای مرجع اختیاری قرار دارد و سمت دیگر با ارتفاع عمودی در بالای همان مبنا واقع است. فشار ساکن P بر سطح A_{xs} در انتهای پایین ستون آب اعمال شده است و فشار ساکن $(p+dp)$ بر سطح A_{xs} در قسمت بالای ستون آب وارد می شود. طبق مرسوم، فشارهای وارد بر شکل مورد نظر را رسم می کنیم؛ بنابراین، در قسمت پایین، نیروی فشار به طرف بالا در مسیر طولی محور رسم می شود و در قسمت بالا نیروی فشار به طرف پایین و در مسیر طولی ستون آب نشان داده شده است.

نیروی دیگری به سبب وزن ستون آب وجود دارد که به طور قائم به سمت پایین در مرکز ثقل اثر می کند و برابر با حاصل ضرب جرم ستون آب m در شتاب ثقل g است. بعلاوه، فشارهای ساکن نیز این است از سمت بالا و پایین به ضلعهای دیگر ستون آب اعمال می شوند، با وجود این منظور این است که مؤلفه های نیرو در مسیر طولی ستون تحلیل شوند؛ بنابراین فشارهای ساکن وارد بر اضلاع دیگر از شکل حذف شده اند.



شکل ۱۱-۲ ستون سیال در داخل جرم زیادی از همان سیال

ستون آب، ساکن در نظر گرفته شده و نیروی خالص بر آن اعمال نمی‌شود. مؤلفه های نیرو را در مسیر محور طولی ستون آب بررسی می‌کنیم:

$$PA_{\text{cs}} - (p + dp)A_{\text{cs}} - mg \cos \theta = 0 \quad (2-4)$$

برای سیالی، با چگالی ρ ، جرم ستون برابر است با:

$$m = \rho A_{\text{cs}} L = \frac{\rho A_{\text{cs}} dz}{\cos \theta} \quad (2-5)$$

با جایگزینی رابطه (2-5) در رابطه (2-4) داریم:

$$dp = -\rho g dz \quad (2-6)$$

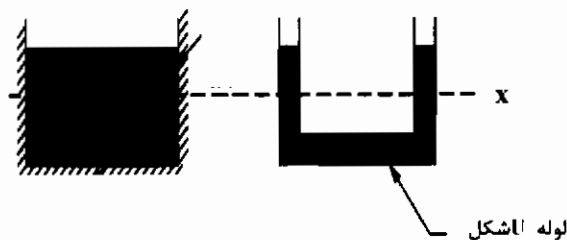
معادله (2-6) را می‌توان به سه روش انتگرالگیری نمود، نخست، با فرض $dz=0$ به عبارت دیگر، ستون آب را افقی در نظر بگیریم که در این صورت فشارهایی که در هر یک از طرفین ستون بررسی می‌شوند با هم مساوی هستند؛ یعنی $dp=0$

$$p = \text{ثابت} \quad (2-7)$$

به عبارت دیگر فشارها در یک سیال پیوسته در یک سطح هم تراز مساوی هستند؛ اما ممکن است از یک سطح به سطح دیگر تغییر کنند، بنابراین در شکل (2-12) فشار سیال در داخل مخزن در تراز خط X-X مساوی است. این مطلب در مورد شکل (2-13) نیز صادق است، که در واقع وسیله ای ایجاد می‌شود که فشارها اندازه‌گیری شوند. رابطه (2-6) را می‌توان بین حالت ۱ و ۲ و با فرض این که چگالی سیال ثابت باشد، به شکل زیر انتگرال گرفت:

$$p_2 - p_1 = \rho g (Z_1 - Z_2) \quad (2-8)$$

این رابطه اثرات احساس شده توسط کوهنورد یا غواص - که قبلاً اشاره شد - را نشان می‌دهد؛ یعنی فشار یک سیال با افزایش ارتفاع، کم و با افزایش عمق، زیاد می‌شود. این معادله سبب به وجود آمدن یک رابطه ریاضی می‌گردد که ارتباط بین فشار و تغییرات ارتفاع را برای یک سیال غیر قابل تراکم مشخص می‌کند، توجه داشته باشید که ارتفاع عمودی مهم است.



شکل ۱۲-۲ و ۱۳-۲ فشارها در یک سیال پیوسته در یک تراز مساوی

این رابطه را می‌توان برای وسیله‌ای به نام «مانومتر»، که اختلاف فشار را اندازه‌گیری می‌کند و جزئیات آن در بخش (۲-۳-۳) توضیح داده شده، به کار گرفت. در بیشتر مواقع، فشار به شکل ارتفاع، مشخص می‌شود، به عبارت دیگر؛ ارتفاع سیال بر حسب متر بیان می‌شود. رابطه (۲-۸) تبدیل ارتفاع را بر حسب متر به فشار بر حسب پاسکال و برعکس، فراهم می‌سازد. علامت Z برای ارتفاع (بلندی) سیال استفاده می‌شود؛ بنابراین:

(واحد متر) Z : ارتفاع یا بلندی

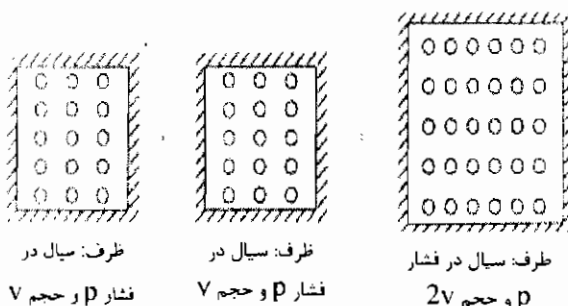
همچنین رابطه (۲-۸) نشان می‌دهد که فشار سیال به صورت تدریجی تغییر می‌کند و هیچ گونه جهش ناگهانی از یک مقدار به مقدار دیگر وجود ندارد؛ در واقع، این مشخصه مهم دیگری از خاصیت فشار است. تنها در موج ضربه‌ای است که فشار به صورت ناگهانی تغییر می‌کند و این فقط در مواقع خاصی، مثل سیال مافوق صوت یا حالت پدیده چکش آبی، اتفاق می‌افتد. هیچ یک از این دو پدیده - مافوق صوت و چکش آبی - نیازی به بررسی در این کتاب ندارند.

فشارهای سیال برای اغلب کاربردها، سعی بر خنثی نمودن خود دارند که نتیجه آن تغییرات آهسته و یکنواخت است؛ بنابراین، فشار به سبب دارا بودن این رفتار تعادلی، خاصیت گستره دارد (شکل ۲-۱۴)، برعکس، حجم، خاصیت غیر گستره دارد؛ از این رو حجمها را می‌توان به یکدیگر اضافه نمود (وابسته به جرم هستند)؛ ولی فشارها با یکدیگر جمع نمی‌شوند و وابسته به جرم نیستند.

رابطه (۶-۲) را نیز می‌توان انتگرال گرفت، حتی زمانی که چگالی متغیر باشد، اگر رابطه بین فشار و چگالی را بدانیم انتگرال گیری ممکن است. چگالی را می‌توان حذف کرد و فشار را نسبت به ارتفاع عمود، انتگرال گرفت. در عمل می‌توان نشان داد که بعضی از سیالات - مخصوصا گازها - از قانون زیر تبعیت می‌کنند:

$$Pv^n = \frac{P}{\rho^n} = \text{ثابت}$$

انتگرال گیری با استفاده از این رابطه امکان پذیر است؛ اما ادامه بیشتر آن در این جا ارزش چندانی ندارد.



شکل ۱۴-۲ فشار سیال یک خاصیت گسترده است، فشارها با هم جمع نمی‌شوند

۲-۳-۲ فشارهای ساکن و کل

معادله (۳-۲) رابطه بین فشارهای ساکن و کل سیال را بیان می‌کند؛ اما تشخیص اثرات آنها زمانی که اندازه گیری می‌شوند، مهم است. اگر در جدار لوله ای که سیال از آن می‌گذرد، سوراخی ایجاد شده و در جهت عمود بر سیال قلاویز ایجاد شود، و قلاویز به وسیله ای که فشار را اندازه گیری کند، متصل گردد، آن وقت فشاری که اندازه گیری می‌شود فشار ساکن خواهد بود. (شکل ۱۵-۲) را ملاحظه کنید.

ملکول عبوری از سوراخ ایجاد شده در لوله هر دو، فشار ساکن به سبب ارتعاش خودش و فشار جنبشی را به سبب سرعتش، به لوله اعمال می‌کند؛ اما سرعت، یک بردار است و در جهت

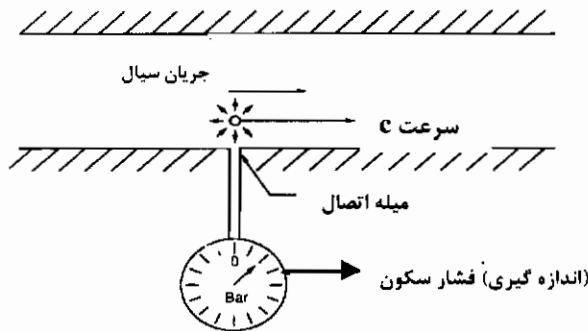
حرکت سیال موازی با محور لوله قرار دارد؛ بنابراین، مؤلفه سرعت که از میان سوراخ اعمال می‌شود، در زاویه 90° درجه نسبت به جریان سیال، برابر $C \cos 90^\circ$ است (که در واقع صفر است). مؤلفه فشار به سبب سرعت ملکولی عدد صفر را بر روی وسیله اندازه گیر فشار ثبت می‌کند. به عبارت دیگر، نیرویی که به علت ارتعاش ملکولی در بالای سوراخ ایجاد شده به صورت مساوی در جهات مختلف عمل می‌کند؛ بنابراین، مؤلفه فشار ساکن به وسیله دستگاه فشار سنج (متصل به قلاویز) ثبت می‌شود، در نتیجه قلاویزی که به صورت عمود بر جریان سیال ایجاد شده اجازه خواهد داد که اندازه گیری فشار ساکن انجام شود.

اگر قطر سوراخ ایجاد شده بزرگ باشد، بعضی از اجزای فشار جنبشی در عدد قرائت شده تأثیر خواهند داشت، به طور کلی، استانداردهایی برای مشخص نمودن اندازه سوراخ، که بتوان فشار ساکن را با دقت قابل قبولی اندازه گیری نمود، موجود است؛ اما سوراخی با قطر حدود ۲ mm معمولاً جوابگو است.

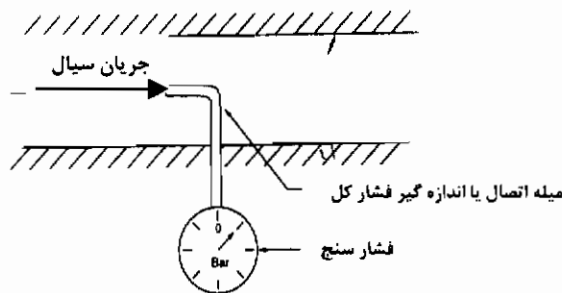
اندازه گیری فشار ساکن به روش بالا نیاز به فرضیاتی دارد، یعنی سیال باید به طور یکنواخت و ثابت از سطح مقطع لوله بگذرد، این دقیقاً صحیح نیست؛ اما یک فرض معقول برای بیشتر کاربردهاست. نمایه (شکل حرکت) فشار و سرعت واقعی یک سیال در یک لوله در فصلهای نهم و یازدهم بررسی خواهند شد.

برای اندازه گیری فشار کل، لازم است که میله اتصال (برای اندازه گیری فشار) مقابل جهت جریان سیال - همان گونه که در شکل (۱۶-۲) نشان داده شده است، قرار گیرد. فشار ثبت شده در ورودی میله اتصال (میله متصل به فشار سنج) به سبب وجود ارتعاش و سرعت ملکولی است. نقطه ای که سرعت سیال در ورودی میله اتصال به حالت سکون در می‌آید به عنوان «نقطه سکون فشار» شناخته شده است.

با دانستن فشار کل و ساکن، در جریان یک سیال، سرعت را می‌توان از رابطه (۳-۲) به دست آورد.



شکل ۲-۱۵ میله اندازه گیر فشار ساکن که عمود در جهت سیال است برای اندازه گیری فشار سیال ساکن به کار می رود



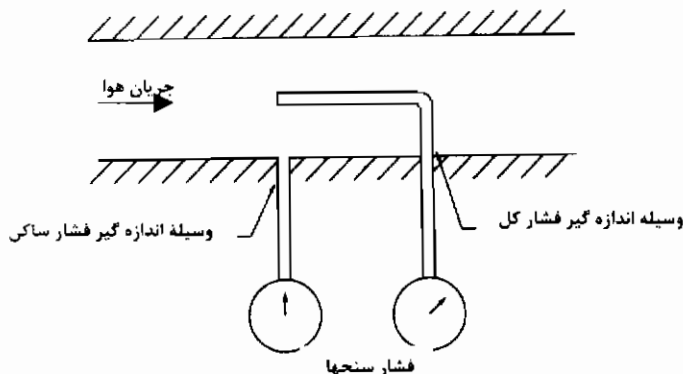
شکل ۲-۱۶ میله اندازه گیری فشار کل

مثال ۲-۱

هوا با چگالی ثابت $1/2 \text{ kg/m}^3$ در یک لوله افقی مدور جریان دارد. در مقطعی از لوله، فشار ساکن با استفاده از فشار سنج مقدار 70 kPa اندازه گیری می شود، زمانی که فشار سنج مقدار فشار کل را 90 kPa اندازه گیری (شکل ۲-۱۷) می کند، اگر فشار جو برابر 100 kPa باشد، مقدار سرعت متوسط جریان در این مقطع چقدر است؟

چند متر پایین تر از لوله، سرعت سیال هنوز برابر مقدار قبلی آن است؛ اما فشار سنج فشار ساکن را برابر 60 kPa نشان می دهد. کاهش فشار کل بین دو نقطه اندازه گیری شده در صورت ثابت بودن چگالی هوا - چقدر است؟

محاسبات را برای آب با چگالی 1000 kg/m^3 انجام دهید.



شکل ۱۷-۲: مثال ۱-۲: وسایل اندازه گیر فشار ساکن و کل برای اندازه گیری سرعت هوا در لوله

حل: برای هوا، ابتدا فشار اندازه گیری شده توسط فشارسنجها را به فشار مطلق تبدیل می کنیم؛ در نقطه اندازه گیری اولیه، رابطه (۲-۱) را به کار می گیریم، در نتیجه فشار ساکن مطلق هوا $\{P\}_{air}$ و فشار کل مطلق هوا $\{p_o\}_{air}$ به صورت زیر به دست می آید:

$$\{p\}_{air} = 70 + 100 = 170 \text{ kPa} = 17 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\{p_o\}_{air} = 90 + 100 = 190 \text{ kPa} = 19 \times 10^5 \text{ Pa}$$

با دانستن چگالی هوا و ثابت بودن آن، سرعت هوا $\{C\}_{air}$ از رابطه (۲-۳) به صورت زیر به دست می آید:

$$\{p_o\} = \{p\}_{air} + 0.5 \rho \{C\}_{air}^2$$

$$19 \times 10^5 = 17 \times 10^5 + 0.5 \times 1.2 \{C\}_{air}^2$$

$$\{C\}_{air} = 182.6 \text{ m/s}$$

با مشخص کردن زیرنویس، محاسبات را در نقطه اندازه گیری شده دیگری تکرار می کنیم:

$$\{P'\}_{air} = 60 + 100 \text{ kPa} = 16 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\{C'\}_{air} = \{C\}_{air} = 182.6 \text{ m/s}$$

$$\{p'_o\}_{air} = 16 \times 10^5 + 0.5 \times 1.2 \times (182.6)^2 = 18 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\{p'\}_{air} - \{p_o\}_{air} = 10 \text{ kPa}$$

اگر سیال آب باشد و فشارهای اندازه گیری شده ثابت باشند، در نقطه اولیه اندازه گیری، سرعت آب $\{C\}_w$ از رابطه (۲-۳) به صورت زیر به دست می آید:

$$1/9 \times 10^5 = 1/7 \times 10^5 + 0.5 \times 1000 \cdot \{C\}_w^2$$

$$\{C\}_w = 6/3 \text{ m/s}$$

سرعت آب، هر چند دارای فشار جنبشی یکسان است؛ نسبت سرعت هوا کمتر است، زیرا چگالی آب به مراتب بیشتر از چگالی هواست.

در نقطه اندازه گیری دوم، فشار کل مطلق آب $\{p'_0\}_w$ ، مجدداً از رابطه (۲-۳) برابر است با:

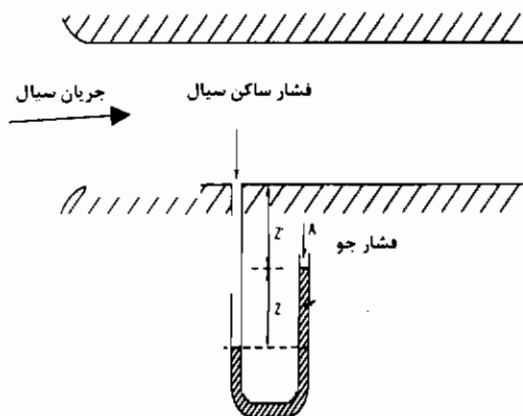
$$\{p'_0\}_w = 1/6 \times 10^5 + 0.5 \times 1000 \times (6/3)^2 = 1/8 \times 10^5 \text{ Pa}$$

کاهش در فشار کل آب برابر با کاهش در فشار کل هواست، زیرا فشار ساکن برای هر دو سیال به یک اندازه کاهش می یابد و فشار جنبشی ثابت است.

۲-۳-۳ فشار مانومتری

فشارها را به راحتی می توان توسط وسیله ای به نام «لوله مانومتری» به شکل U - مطابق شکل (۲-۱۸) که در آن فشار ساکن یک سیال در لوله اندازه گیری می شود - به دست آورد.

لوله U معمولاً از جنس شیشه ساخته می شود و توسط مایعی با چگالی مشخص، پر می شود. ضمن جریان سیال در لوله، فشار ساکن آن از طریق این وسیله اندازه گیر، ثبت می شود. اگر سیالی که لوله مانومتر را پر می کند هر چیزی به جز هوا باشد، آن وقت هوا باید از لوله تخلیه شود و سیال مجبور به اشغال حجم بالای مایع در طرف چپ لوله مانومتر می گردد. مایع داخل مانومتر و سیالی که از لوله وارد مانومتر، می شود، نباید با یکدیگر مخلوط و یا ترکیب شوند و باید تمایز مشخصی بین دو سیال موجود باشد تا بتوان مقیاس را به راحتی خواند. به همین دلیل از جیوه می توان به عنوان یک مایع مطلوب در مانومتر استفاده نمود، زیرا جیوه چگالی بالایی دارد؛ بنابراین اختلاف ارتفاع زیادی در ساقهای لوله U شکل در فشارهای معمولی، ایجاد نخواهد کرد.



شکل ۲-۱۸ مانومتر لوله U شکل برای اندازه گیری فشار ساکن سیال

از رابطه (۲-۶) نتیجه می شود که فشار یک سیال پیوسته در یک تراز مشخص افقی، ثابت است؛ اما این فشار در ترازهای مختلف، تغییر می کند. در تمام کاربردهای مانومتر لازم است که به خط تراز توجه شود که در آن، فشار در طرف چپ (L.H.S) و راست مانومتر (R.H.S) - لوله U شکل - مقداری برابر باشد. به وضوح ملاحظه می شود که در شکل (۲-۱۸) این خط تراز XX است؛ زیرا مایع داخل مانومتر، در خم لوله U شکل پیوسته است. هدف این است که فشارهای اعمال شده در طرف چپ و راست در یک تراز انتخابی، مساوی قرار داده شود. همان گونه که قبلاً اشاره شد، باید فرض شود که فشار ساکن سیال اندازه گیری شده در لوله، در هر نقطه اندازه گیری یکنواخت است؛ بنابراین در سمت چپ لوله U شکل (L.H.S) فشار ساکن p است، که در نقطه اندازه گیری فشار اعمال می شود.

در حرکت به سمت خط تراز XX، با توجه به رابطه (۲-۸) و به علت آن که فشار با عمق، افزایش و با ارتفاع کاهش می یابد، فشار باید افزایش یابد. این مقدار افزایش را می توان با استفاده از رابطه (۲-۸) به دست آورد که فشار را به حاصل ضرب ارتفاع عمودی چگالی سیال و شتاب جاذبه، ارتباط می دهد. اگر سیالی با چگالی ρ در لوله جریان داشته باشد، فشار در تراز XX و در طرف چپ لوله U شکل برابر است با:

$$p + \rho g(Z' + Z)$$

در طرف راست لوله U شکل، مایع داخل مانومتر در معرض جو قرار دارد؛ بنابراین باید تابع فشار جو در سطح باشد. برای رسیدن به تراز XX، فشار باید به اندازه معادل عمق مایع مانومتر افزایش یابد و به شکل فشار بیان شود. اگر مایع داخل مانومتر دارای چگالی ρ' باشد، فشار در تراز XX در طرف چپ لوله U شکل برابر است با:

$$p_{atm} + \rho' gZ$$

با توجه به رابطه (۷-۲)، این دو فشار با یکدیگر مساوی هستند و رابطه زیر به دست می آید:

$$p - p_{atm} = gZ(\rho' - \rho) - \rho gZ' \quad (2-9)$$

سمت چپ رابطه (۹-۲) فشار ساکن سیال در لوله است که فشارسنج نشان می دهد. اگر مقدار مطلق فشار ساکن مورد نیاز باشد - همان گونه که در بخش (۴-۳-۲) نشان داده شد - فشار جو باید حساب شود. عبارات دیگری را در این رابطه به طور ساده می توان اندازه گرفت. که سبب محاسبه فشار سیال می شوند.

در شکل (۱۸-۲)، فشار ساکن سیال در لوله، بیشتر از فشار جو است. اگر لوله مانومتر U شکل برای اندازه گیری فشارهای کمتر از فشار جو استفاده شود، ارتفاع مایع در مانومتر در ساق راست، پایین تر از ارتفاع مایع در ساق چپ خواهند بود.

در سیستمهایی که در آن هوا از طریق یک فن از محیط وارد لوله می شود، معمولاً فشارهای ساکن کمتر از فشار جو خواهد بود. با توجه به رابطه (۲-۲)، اگر فشار کل در ورودی به لوله برابر فشار جو باشد، سیالی که با سرعت معمولی حرکت می کند به فشار جنبشی مشخصی می رسد و مؤلفه فشار ساکن باید کمتر از فشار جو باشد؛ در واقع، این روش ساده شده ای برای این حالت است؛ زیرا در عمل فشار کل - همانگونه که در (فصل ۸) نشان داده شد - ثابت نخواهد بود؛ اما فشار ساکن هنوز زیر فشار جو است.

مثال ۲-۲

آب با چگالی 1000 kg/m^3 در یک لوله افقی جریان دارد. ساق سمت چپ یک لوله مانومتر U شکل در مقطعی از لوله به دستگاه اندازه گیر فشار ساکن متصل است ساق سمت راست در معرض آتمسفر است؛ مانومتر شامل جیوه با چگالی 13600 kg/m^3 ، مطابق شکل (۱۹-۲)،

می‌باشد. اگر جیوه در ساق سمت چپ در ارتفاع قائم ۴۰۰ mm زیر وسیله اندازه گیر فشار ساکن و جیوه در ساق سمت راست در ارتفاع قائم ۲۳۰ mm بالای جیوه در ساق سمت چپ باشد، اندازه فشار آب داخل لوله در مقطع موردنظر که فشار سنج نشان می‌دهد، چقدر خواهد بود؟

حل: با استفاده از رابطه (۹-۲)، فشار ساکن آب که فشارسنج نشان می‌دهد، یعنی

$\{P_{ga}\}_w$ برابر است با:

$$\{p_{ga}\}_w = \{p\}_w - p_{atm} = gz(\{\rho\}_m - \{\rho\}_w) - \{\rho\}_w gz.$$

$$\{p_{ga}\}_w = 9/81 \times 0.23 \times (13600 - 1000) - 1000 \times 9/81 \times 0.71 = 26/8 \text{ kPa}$$

اگر فشار جو (p_{atm}) برابر ۱۰۰ kPa باشد، فشار ساکن مطلق آب $\{p\}_w$ از معادله (۱-۲)

برابر است با:

$$\{p\}_w = \{p_{ga}\}_w + p_{atm} = 26/8 + 100 = 126/8 \text{ kPa}$$

اگر لوله به جو انتقال یابد - مکانی که فشار آن ۶۰ kPa است - مقدار مطلق فشار ساکن

آب با زیرنویس () مشخص می‌شود. مجدداً با به کارگیری رابطه (۱-۲) داریم:

$$\{p'\}_w = 26/8 + 60 = 86/8 \text{ kPa}$$

اگر آب با روغنی به چگالی ۵۰۸ تعویض شود، چگالی روغن $\{\rho\}_{oil}$ برابر است با:

$$\{\rho\}_{oil} = 0.8 \times 1000 = 800 \text{ kg/m}^3$$

زمانی که روغن در لوله جریان دارد و فشار جو ۶۰ kPa است، فشار روغن که توسط فشار

سنج اندازه گیری می‌شود $\{p_{ga}\}_{oil}$ ، مجدداً از معادله (۹-۲) به دست می‌آید:

$$\{p_{ga}\}_{oil} = \{p\}_{oil} - p_{atm} = gz(\{\rho\}_m - \{\rho\}_{oil}) - \{\rho\}_{oil} gz'$$

$$\{p_{ga}\}_{oil} = 9/81 \times 0.23 \times (13600 - 800) - 800 \times 9/81 \times 0.71 = 27/6 \text{ kPa}$$

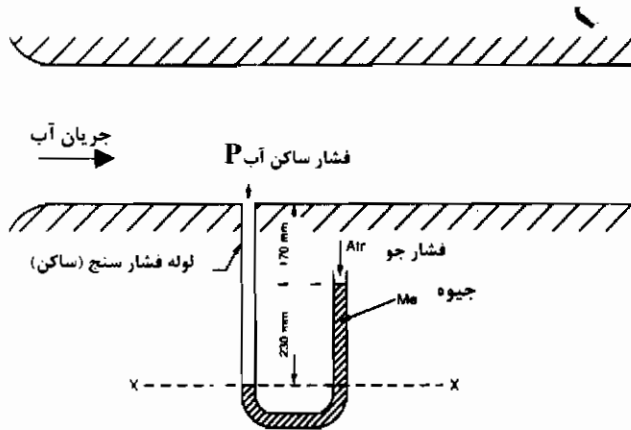
بنابراین، مقدار مطلق فشار ساکن روغن $\{p\}_{oil}$ ، از معادله (۱-۲) برابر است با:

$$\{p\}_{oil} = 27/6 + 60 = 87/6 \text{ kPa}$$

در جایی که سیال با فشارهای زیاد ثبت می‌شود می‌توان از جیوه به عنوان یک مایع بسیار

مناسب در مانومتر استفاده کرد؛ زیرا ارتفاع جیوه مورد نیاز به سبب چگالی بالای آن، نسبتاً کم

است:



شکل ۱۹-۲: مثال ۲-۲ یک مانومتر U شکل برای اندازه گیری فشار ساکن آبی که در لوله به کار می رود

مثال ۲-۳

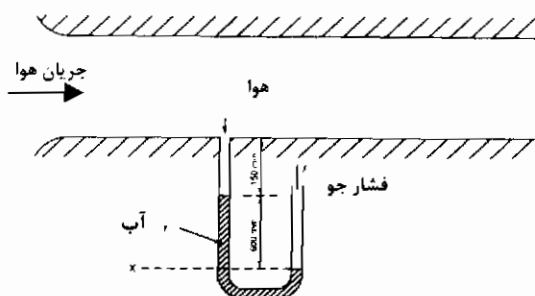
هوا با فرض چگالی ثابت $1/2 \text{ kg/m}^3$ به وسیله یک فن وارد لوله ای می شود؛ ساق سمت چپ یک لوله مانومتر U شکل در نقطه ای از لوله به دستگاه فشار سنج برای اندازه گیری فشار ساکن، متصل است، ساق سمت راست مانومتر به جو باز است و فشار 100 kPa است. مایع داخل مانومتر به رنگ آب درآمده، چگالی 1000 kg/m^3 مطابق شکل (۲-۲۰) می باشد. اگر ارتفاع عمودی از دستگاه فشار سنج ساکن تا سطح آب در ساق سمت چپ مانومتر 150 mm باشد، و سطح آب در ساق سمت راست مانومتر، 600 mm زیرا ارتفاع ساق سمت چپ باشد، فشار ساکن هوا در این نقطه از لوله چقدر است؟

اگر مانومتر عملاً طوری بالا آورده شود که ساق سمت چپ مانومتر هم تراز دستگاه فشار سنج ساکن در لوله قرار گیرد، در این حال اختلاف ارتفاع آب در هر طرف مانومتر چقدر خواهد بود؟

حل

فشار باید در هر طرف لوله U شکل در خط تراز XX برابر باشد. فشارها را در این حالت مساوی قرار می‌دهیم و با استفاده از رابطه (۲-۸) مقدار فشار ساکن مطلق $\{p\}_{air}$ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\begin{aligned}\{p\}_{air} + \{\rho\}_{air} gz' + \{\rho\}_w gz &= p_{atm} \\ \therefore \{P\}_{air} + 1/2 \times 9/81 \times 0/15 + 1000 \times 9/81 \times 0/6 &= 10^5 \\ \therefore \{P\}_{air} &= 94/1 \text{ kPa.}\end{aligned}$$



شکل ۲-۲۰؛ مثال ۲-۳ یک مانومتر به شکل U برای اندازه گیری فشار ایستایی هوا در لوله به کار می رود

فشار ساکن هوا زمانی که توسط فن از جو به داخل لوله کشیده می‌شود، از فشار جو کمتر است. مایع داخل مانومتر در ساق سمت چپ لوله U شکل هم ارتفاع با دستگاه فشار سنج ساکن است و فشار هوا که ساق سمت چپ بر آب اعمال می‌کند باید برابر فشار ساکن هوای داخل لوله که دستگاه فشار سنج اندازه گیری می‌کند، باشد. با مساوی قرار دادن فشارها در طرفین لوله مانومتر U شکل، نسبت به سطح آب در ساق سمت راست، و استفاده از معادله (۲-۸)، اختلاف ارتفاع آب در هر سمت مانومتر (Z) برابر می‌شود با:

$$\begin{aligned}\{p\}_{air} + \{\rho\}_w gz &= p_{atm} \\ 94/1 \times 10^3 + 1000 \times 9/81 Z &= 10^5 \\ \therefore Z &= 60.1 \text{ mm}\end{aligned}$$

جواب به دست آمده تقریباً یکی است؛ زیرا فشار ایجاد شده توسط هوا در مانومتر نسبت به آب چندان قابل توجه نیست؛ در نتیجه چگالی هوا نسبت به چگالی آب بسیار کم است. نتیجه دیگری که می‌توان گرفت این است، که هر چند چگالی هوا ثابت فرض شده؛ اما اگر هوا قابل تراکم با چگالی متغیر فرض شود، این مسأله اهمیت چندانی ندارد.

اندازه گیری فشار با بالابردن سطح مایع در ساق سمت چپ، به طوری که برابر با ارتفاع دستگاه فشار سنج شود، تاحدی سبب سادگی رابطه مانومتر می‌شود.

۲-۳-۴ محاسبه فشار جو

مقدار فشار جو را می‌توان توسط وسیله‌ای به نام «فشار سنج *Barometer*» که در شکل (۲-۲۱) نشان داده شده است - به دست آورد.

یک لوله شیشه‌ای کاملاً خالی را به شکل معکوس در یک ظرف مایع قرار دهید، به طوری که انتهای باز آن دقیقاً زیر سطح مایع قرار گیرد، این عمل را می‌توان به سادگی انجام داد. در صورتی که لوله ابتدا در ظرف مایع غوطه ور بوده؛ یعنی لوله از مایع پر شده و در مکان مورد نظر مستقر باشد، در این حال لوله از مایع پر می‌شود ولی قسمتی از فضای بالای لوله خالی می‌ماند. در عمل، فشار جو به سطح مایع داخل ظرف، اثر می‌کند و چون فشاری بر مایع داخل لوله وارد نمی‌شود، سطح مایع در لوله تا سطح معینی بالا می‌رود.

اگر چگالی مایع ρ باشد، معادله (۲-۸) برابر است با:

$$P_{atm} - 0 = \rho gZ \quad (2-10)$$

فشار جو با اندازه گیری ارتفاع قائم Z به دست می‌آید. از جیوه به سبب این که مایعی با چگالی بالا است، عملاً در فشار سنجها استفاده می‌شود؛ این بدان معنی است که اندازه ارتفاع Z منطقی است.

مثال ۲-۴

اگر فشار جو برابر $101/325 \text{ kPa}$ و مایع دارای مشخصات زیر باشد؛

الف) جیوه با چگالی 13600 kg/m^3

ب) آب با چگالی 1000 kg/m^3

اندازه ارتفاع مایع را در یک فشار سنج به دست آورید.

اگر از یک فشار سنج در بالای یک کوه با فشار جو 65 kPa استفاده شود، درصد تغییرات در ارتفاع چقدر خواهد بود؟

حل: از معادله (۲-۱۰) داریم:

$$Z = \frac{P_{atm}}{\rho g}$$

$$Z = \frac{1/0.1325 \times 10^3}{13600 \times 9/81} = 0.76 \text{ m} \quad \text{جیوه}$$

برای جیوه

برای آب:

$$Z = \frac{1/0.1325 \times 10^3}{1000 \times 9/81} = 10.73 \text{ آب}$$

وقتی فشار جو 65 kPa است برای تشخیص جیوه از بالا نویس ('') استفاده می شود:

$$Z' = \frac{0.65 \times 10^3}{13600 \times 9/81} = 0.49 \text{ m} \quad \text{جیوه}$$

درصد تغییرات در ارتفاع جیوه:

$$\frac{Z - Z'}{Z} = \frac{0.76 - 0.49}{0.76} = 35.5\%$$

چون فشار جو معادل ارتفاع تقریباً 760 mm جیوه یعنی برابر با 10 متر آب است؛ بنابراین جیوه مایعی است که در یک فشار سنج کاربرد خوبی دارد، ولی این مایع تا حدی گران است.

۲-۳-۵ مانومترهای فشار از نوع شیب دار

فشارهای کوچکتر را می توان با استفاده از مانومترهای شیب دار اندازه گرفت. در رابطه

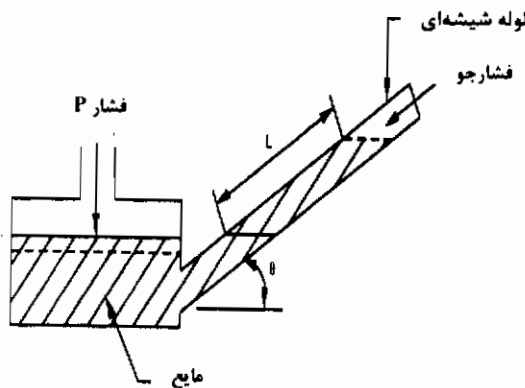
(۲-۸) ارتفاع قائم مورد نیاز است؛ اما طول شیب دار را می توان مطابق شکل (۲-۲۲) اندازه گرفت و به ارتفاع قائم تبدیل کرد.

در کمتر از فشار p که خود از فشار جو بیشتر است - سطح مایع در داخل ظرف، کمی از ارتفاع Z پایینتر می‌رود، این در حالی است که سطح مایع به اندازه طول L در لوله افزایش می‌یابد. اگر مایع دارای چگالی ρ باشد، از معادله (۲-۸) داریم:

$$p = p_{atm} + \rho g L \sin \theta + \rho g z$$

معمولاً ارتفاع Z ناچیز است، بنابراین از آن صرف نظر می‌شود. این معادله برابر می‌شود با:

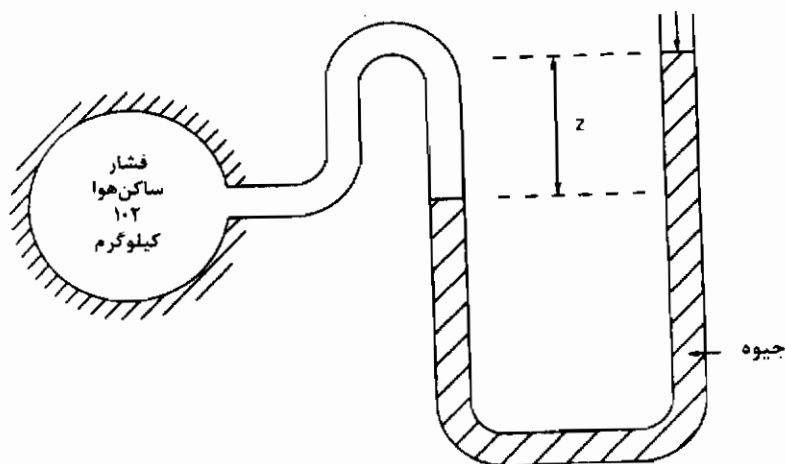
$$p = p_{atm} + \rho g L \sin \theta \quad (2-11)$$



شکل ۲-۲۲ مانومتر فشار - شیب دار، قابل اندازه گیری برای اختلاف فشار کم

مثال ۲-۵

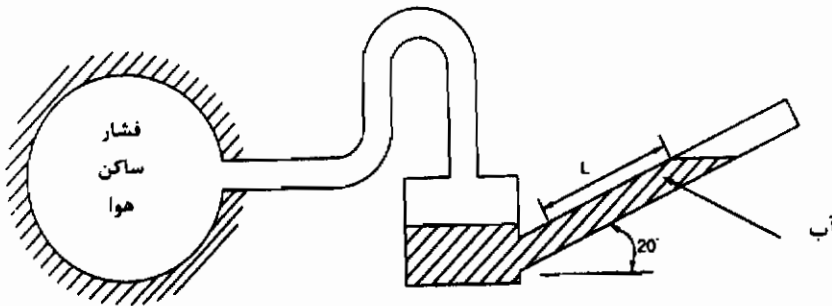
هوا در یک لوله افقی جریان دارد، ساق سمت چپ یک لوله مانومتر U شکل به وسیله فشارسنج ساکن متصل به نقطه ای از لوله است که فشار ساکن هوا برابر 102 kPa است؛ ساق سمت راست بالاتر به طرف جدی باز است که فشار آن 101 kPa می‌باشد. مانومتر طوری قرار گرفته که مایع در ساق سمت چپ هم تراز با وسیله فشارسنج ساکن است (مطابق شکل ۲-۲۳). اگر مایع داخل مانومتر جیوه با چگالی 3600 kg/m^3 باشد، اختلاف ارتفاع جیوه در هر طرف لوله U شکل چقدر است؟



شکل ۲-۲۳؛ مثال ۲-۵ یک مانومتر U شکل برای اندازه گیری فشار ساکن هوا استفاده شده است

اگر به جای جیوه، آب با چگالی 1000 kg/m^3 جایگزین شود، اختلاف ارتفاع آب در هر طرف لوله U شکل چقدر خواهد بود؟

اگر به جای لوله مانومتر U شکل، یک مانومتر شیب دار با زاویه 20° نسبت به سطح افق را جایگزین کنیم و باز هم مایع داخل مانومتر آب باشد، عددی که بر روی طول مقیاس مانومتر، سه برابر آب خوانده می شود چقدر است (مطابق شکل (۲-۲۴)



شکل ۲-۲۴ یک مانومتر شیب دار برای اندازه گیری فشار ساکن هوا در لوله استفاده می شود

حل با استفاده از رابطه (۸-۲) و مساوی قرار دادن فشارها در طرفین لوله مانومتر V شکل در سطح مایع، اختلاف ارتفاع جیوه Z در طرفین این لوله U شکل به صورت زیر به دست می آید:

$$\{p\}_{air} = p_{atm} + \{\rho\}_m gZ$$

$$1/0.2 \times 10^5 = 1/0.1 \times 10^5 + 13600 \times 9/81 Z$$

$$\therefore Z = 7/5 \times 10^{-2} m$$

از آن جا که عدد به دست آمده برای اندازه گیری بسیار کوچک است، در مانومتر به جای جیوه از آب استفاده می شود. اختلاف ارتفاع آب در طرفین لوله U شکل Z' برابر است با:

$$1/0.2 \times 10^5 = 1/0.1 \times 10^5 + 1000 \times 9/81 Z'$$

$$\therefore Z' = 0/102 m$$

این ارتفاع را می توان با روش دیگر دقیقاً اندازه گرفت. یعنی از یک مانومتر شیب دار و معادله (۱۱-۲) استفاده نمود. طول آب (L) در مانومتر شیب دار برابر است با:

$$\{p\}_{air} = p_{atm} + \{\rho\}_w gL \sin \theta$$

$$1/0.2 \times 10^5 = 1/0.1 \times 10^5 + 1000 \times 9/81 L \sin 20^\circ$$

$$\therefore L = 298 \text{ mm}$$

طول بلندتر مایع در یک مانومتر شیب دار را می توان دقیقتر از ارتفاع کوتاه عمودی مایع اندازه گرفت و این سبب می شود که فشارهای کم را با اعتماد بیشتری به دست آوریم.

۲-۳-۶ نوع دیگر مانومترهای فشار

اختلاف فشار بین دو سیال در لوله های مجزا را می توان به وسیله مانومترها اندازه گرفت. برای انجام این کار، لازم است که ساق سمت چپ مانومتر را توسط فشارسنج ساکن به یک لوله متصل نمود و ساق سمت راست آن را توسط همان فشارسنج ساکن به ساق دیگر وصل کرد، مایع مانومتر نباید با مایع داخلی لوله مخلوط شود.

از گاز نیز می توان استفاده کرده به طور نمونه از هوا به عنوان سیال در مانومتر استفاده می شود. در این مورد، مانومتر را باید به طریقی وارونه کرد، که هوا در بالای لوله U شکل قرار گیرد. هر چند هوا قابل تراکم است؛ ولی هر تغییری در چگالی آن نسبت فشار بی اهمیت است.

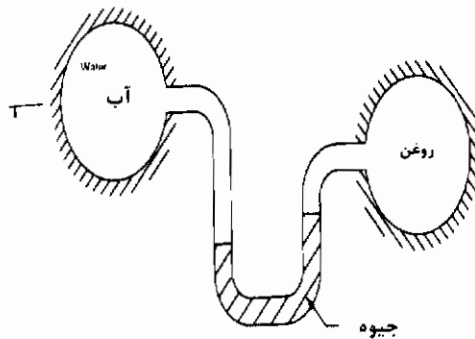
مثال ۲-۶

آب با چگالی 1000 kg/m^3 در لوله ای افقی جریان دارد. روغن نیز با چگالی 800 kg/m^3 در داخل لوله افقی دیگری، نزدیک به لوله اول جریان دارد. ساق سمت چپ یک لوله مانومتر U شکل توسط فشارسنج ساکن، به یک طرف لوله آب متصل است و ساق سمت راست آن توسط فشارسنج ساکن به لوله روغن متصل می باشد. وسیله فشارسنج ساکن مربوط به لوله آب در ارتفاع عمودی $1/2 \text{ m}$ بالای وسیله فشارسنج ساکن لوله روغن قرار دارد، مایع داخل مانومتر جیوه، چگالی 13600 kg/m^3 است.

جیوه در ساق سمت چپ مانومتر در ارتفاع $1/9 \text{ m}$ و زیر وسیله فشارسنج ساکن در لوله آب قرار گرفته است و در ساق سمت راست در ارتفاع $1/5 \text{ m}$ زیر فشارسنج ساکن در لوله روغن قرار دارد (مطابق شکل ۲-۲۵). اختلاف فشار استاتیکی بین آب و روغن چقدر است؟

اگر اختلاف فشار بین آب و روغن 6 kPa افزایش یابد، درصد تغییر در اختلاف ارتفاع

جیوه در طرفین لوله U شکل چقدر خواهد بود؟



شکل ۲-۲۵ یک لوله مانومتر U شکل برای اندازه گیری اختلاف فشار ساکن بین آب در یک لوله و روغن در لوله دیگر به کار می رود

حل اختلاف ارتفاع جیوه Z در طرفین لوله U شکل عبارت است از :

$$Z = 1/9 - 1/2 - 0.5 = 0.2m$$

با استفاده از معادله (۲-۸) اگر مقدار مطلق فشار ساکن آب $\{p\}_w$ و مقدار مطلق فشار ساکن روغن $\{p\}_{oil}$ باشد، اختلاف فشار برای فشارهای مساوی در تراز XX به صورت زیر به دست می آید :

$$\{p\}_w + \{p\}_w \times 9/81 \times 1/9 = \{p\}_{oil} + \{p\}_{oil} \times 9/81 \times 0.5 + \{p\}_m \times 9/81 Z$$

$$\therefore \{p\}_w - \{p\}_{oil} = 12 \text{ kPa}$$

اگر اختلاف فشار، 6 kPa افزایش نشان دهد، اختلاف فشار جدید که با بالانویس (/)

مشخص می شود، برابر است با :

$$\{p'\}_w - \{p'\}_{oil} = 18 \text{ kPa}$$

اگر اختلاف فشار را افزایش یابد، جیوه در ساق سمت چپ به اندازه ارتفاع عمودی Z' پایین می رود و در ساق سمت راست به همان اندازه به طور عمودی بالا می رود، به این دلیل که جیوه غیر قابل تراکم و قطر لوله U شکل ثابت است. به همین طریق - همان گونه که قبلاً انجام شد - فشارها را در طرفین لوله U شکل مساوی قرار می دهیم. در تراز جدید ارتفاع جیوه در طرف ساق چپ مانومتر برابر است با :

$$\begin{aligned}\{p'\}_w + \{\rho\}_w g(1/9 + Z') &= \{p'\}_{oil} + \{\rho\}_{oil} g(0/5 - Z') + \{\rho_m\} g(0/2 + 2Z') \\ 18 \times 10^2 + 1000 g(1/9 + Z') &= 800 g(0/5 - Z') + 1360 g(0/2 + 2Z') \\ \therefore Z' &= 24/2 \text{ mm}\end{aligned}$$

بنابراین اختلاف ارتفاع جدید جیوه در طرفین، مانومتر (Z'') برابر است با:

$$Z'' = Z + 2Z' = 0/2 + 2 \times 0/242 = 248 \text{ mm}$$

این روش برای موقعیتهایی که اندازه فشارهای تفاضلی مهم است، به کار می‌رود.

مثال ۲-۷

آب با چگالی 1000 kg/m^3 در یک لوله افقی در جریان است. روغن با چگالی 800 kg/m^3 در لوله افقی دیگری در همان سطح جریان دارد. ساق سمت چپ یک لوله مانومتر معکوس U شکل و شیب دار به وسیله فشارسنج ساکن متصل به یک طرف لوله آب و ساق سمت راست به وسیله فشارسنج ساکن دیگری متصل به یک طرف لوله روغن است. سیال هوادر لوله U شکل معکوس وجود دارد. فرض کنید هوا چگالی ثابت $1/2 \text{ kg/m}^3$ را دارا است. آب در ساق سمت چپ مانومتر تا ارتفاع 500 mm بالا می‌رود و روغن در ساق سمت راست تا ارتفاع 300 mm افزایش می‌یابد (مطابق شکل ۲-۲۶). اختلاف فشار ساکن بین آب و روغن را به دست آورید.

حل اختلاف ارتفاع هوا Z در طرفین لوله U شکل برابر است با:

$$Z = 0/5 - 0/3 = 0/2 \text{ m}$$

با استفاده از رابطه (۲-۸) اگر فشار ساکن مطلق آب در لوله $\{p\}_w$ و فشار ساکن مطلق

روغن در لوله $\{p\}_{oil}$ باشد، اختلاف فشار برای فشارهای هم تراز در سطح XX برابر است با:

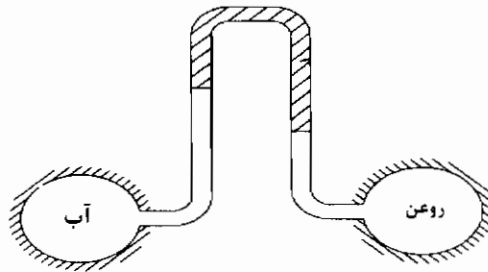
$$\{p\}_w - \{\rho\}_w \times 9/81 \times 0/5 = \{p\}_{oil} - \{\rho\}_{oil} \times 9/81 \times 0/3 - 1/2 \times 9/81 \times Z$$

$$\{p\}_w - 1000 \times 9/81 \times 0/5 = \{p\}_{oil} - 800 \times 9/81 \times 0/3 - 1/2 \times 9/81 \times 0/2$$

$$\{p\}_w - 4905 = \{p\}_{oil} - 2354/4 - 2/35$$

$$\therefore \{p\}_w - \{p\}_{oil} = 2/55 \text{ kPa}$$

توجه کنید که با بالا رفتن سطح مایع فشارها کم می‌شوند، در نتیجه علامت منفی را با توجه به رابطه (۸-۲) در نظر بگیرید؛ همچنین توجه کنید که عبارت فشار مربوط به ارتفاع هوا در مانومتر با مقایسه با فشارهای دیگر، تقریباً قابل صرف نظر است. بنابراین در مواردی که دقت زیادی مورد نیاز نیست، تراکم پذیری هوا اهمیت چندانی ندارد، زیرا تغییر در چگالی هوا، تأثیر زیادی بر روی اختلاف فشار نخواهد داشت.



شکل ۲۶-۲: مثال ۲-۷ یک لوله مانومتر معکوس U شکل برای اندازه گیری اختلاف فشار بین آب در یک لوله و روغن در لوله دیگر به کار می‌رود.

۲-۳-۷ فشار سنجها و مبدلهای فشار

تقریباً هر وسیله ای را که وضعیت آن تحت تأثیر فشار سیال به نحوی تغییر کند، می‌توان برای اندازه گیری فشار به کار برد. به این شرط که با مانومتر کالیبره و مقیاس شود. برای یک وسیله کاربردی، تغییر نیز باید با زمان سازگار باشد، در واقع، فقط تعداد محدودی از این وسایل به صورت تجاری مورد استفاده قرار می‌گیرند.

متداولترین اندازه گیر، فشار سنج بوردون (Bourdon) است که متکی به یک هلال حلقوی از یک لوله بیضوی است که تحت تأثیر فشار سیال به یک مقطع دایره ای تغییر شکل می‌دهد.

مانند فشارسنج بوردون، تمام مانومترها و اندازه گیرها نیاز به فشار یکنواخت سیال برای مدت زمان مناسبی دارند. مبدلهای فشار، وسایلی هستند که توانایی ثبت تغییرات سریع فشار را دارند؛ آنها به شکلهای متفاوتی وجود دارند و اغلب دارای یک خروجی الکتریکی هستند.

مبدل‌های دیگر، اساساً متکی به اثر انبساط‌ها، نرخ تغییر کرنش، اثرات ولتاژ در کریستال پیزوالکتریک و خواص مغناطیسی می‌باشند. تمام آنها باید کالبره شوند و تنها راه کالبره نمودن آنها علامت‌گذاری مانومتر در حالت پایدار است، حتی اگر احتمال استفاده آنها در شرایط جنبشی باشد.

۲-۴ خاصیت دما

تعریف قابل قبول دما در قانون صفر ترمودینامیک، نهفته است. این قانون بعد از قوانین اول و دوم ترمودینامیک، به تفصیل بیان شده است، هر چند باید در ابتدا بیان می‌شد. بیان قانون صفر، این است که دو سیستم زمانی که در تماس با یکدیگر هیچ گونه تغییر فیزیکی را تحمل نکنند دارای دمای مساوی هستند. این قانون تأکید می‌کند که دما نظیر فشار، یک خاصیت گسترده سیال است. ساده تر آن است که دمای سیال به عنوان «درجه داغی» در نظر گرفته شود؛ به عبارت دیگر، اگر یک سیال در تماس داغ باشد، گفته می‌شود که دمای آن بالاتر از دمای سیالی است که در تماس سرد است. عملاً، اندازه دما بستگی به انرژی ملکولهای مرتعش دارد که ارتعاش آنها با افزایش دما، بیشتر می‌شود. مقیاس اندازه‌گیری دما ممکن است چندان واضح نباشد علامت دما (T) و اندازه آن بر حسب درجه «کلیون» است.

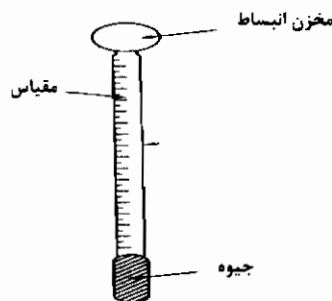
(واحد K) دما: T

مقیاس معمول دیگر درجه سلسیوس است، که مرتباً از آن استفاده می‌شود. این به خاطر آن است که اندازه دمای یک قطعه یخ، زمانی که در فشار 101325 kPa اذوب می‌شود، برابر 0°C و اندازه دمای آب جوشی که در همان فشار شروع به بخار شدن می‌نماید، برابر 100°C در نظر گرفته می‌شود.

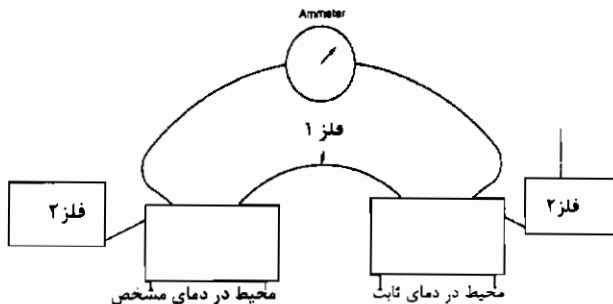
دما را می‌توان با روشهای متعددی توسط وسایلی که دماسنج نامیده می‌شوند، اندازه گرفت؛ برای مثال، می‌دانیم که حجم یک سیال با حرارت دادن، منبسط می‌شود، بنابراین دما بالا می‌رود. مطابق شکل (۲۷-۲) این قاعده کلی جیوه در دماسنج شیشه ای است.

جیوه در محفظه انتهایی دماسنج قرار می‌گیرد، زمانی که این محفظه (لامپی شکل) حرارت داده شود، جیوه منبسط می‌شود و در ساق دماسنج بالا می‌رود، که با کالیبره کردن آن، دما خوانده می‌شود.

برای مواقعی که جیوه زیاد حرارت داده شود و از سطح بالای مقیاس خارج شود، محفظه لامپی شکل دیگری در بالای دماسنج قرار دارد. همچنین ساق دماسنج در فاصله پایین رفتن جیوه کالیبره و علامت‌گذاری می‌شود؛ به عبارت دیگر، فاصله‌ای که ساق و محفظه لامپی شکل باید در سیال غوطه‌ور شوند تا دمای مورد نیاز را بتوان به طور صحیح قرائت نمود، این اجازه را می‌دهد که انبساط شیشه حاوی جیوه صورت گیرد.



شکل ۲۷-۲ گرماسنج شیشه‌ای که با جیوه کار می‌کند، دمای سیال توسط انبساط جیوه اندازه‌گیری می‌شود



شکل ۲۸-۲ یک ترموکوپل برای اندازه‌گیری اختلاف دما به کار می‌آید

روش دیگر اندازه گیری دما، استفاده از دانش اثر، سی بک (Seebeck) است. در سال ۱۸۲۱ سی بک کشف نمود که اگر دو فلز مختلف در یک مدار و در دمای مختلفی نگهداری شوند، یک جریان جزئی بین آنها ایجاد می شود. مطابق شکل (۲۸-۲)، این اصول کار یک دماسنج ترموکوپل است.

اگر یکی از اتصالات فلز در دمای مشخصی، ثابت بماند و دیگری (اتصال دیگر) دمای متغیری (بالا تر یا پایین تر) داشته باشد، جریانی که بستگی به اختلاف دمای دو اتصال دارد، اطراف مدار ایجاد می شود؛ این جریان را می توان اندازه گیری نمود و کالیبره کرد تا اختلاف دما ثبت شود. مقدار جریان در واقع خیلی کم است و باید در یک دماسنج کاربردی تقویت شود. اتصال دمای ثابت معمولاً در پشت وسیله اندازه گیری، انجام می شود و اتصال دمای متغیر در داخل یک اندازه گیر قرار می گیرد و این اندازه گیر به راحتی در داخل سیالی که نیاز به دانستن دمای آن است، جا می گیرد. فلزات زوج زیادی وجود ندارد که برای ساخت یک ترموکوپل به کار می روند که بستگی به محدوده دما، هزینه و دقت اندازه گیری دارد. جدول (۲۱) چند عدد از زوجهای معمول را که توسط کاتولک شرکتهای تولیدکننده تعیین شده، نشان می دهد.

جیوه موجود در هر دو وسیله، یعنی دماسنج جیوه ای و ترموکوپل را می توان در برابر نقاط عینی مشخص شده دما مثلاً نقاط انجماد و جوش آب در شرایط خاص جوی، کالیبره کرد. برای به تصویر کشیدن این موضوع، از جیوه در یک دماسنج شیشه ای استفاده می کنیم. دماسنج را می توان در مجموعه ای از یخهای ذوب شده در فضای باز، که فشار $101/325 \text{ kPa}$ است، قرار داد و نقطه ای که جیوه در ساق (دماسنج) بالا می رود را علامت گذاری نمود و ' ° نامید. سپس دماسنج را در آب جوش در حال بخار، قرارداد (در همان فشار) و نقطه ای که جیوه پس از بالا آمدن در ساق قرار می گیرد را « °C ۱۰۰ » نامید. فاصله بین این دو نقطه را می توان به صورت مساوی به دماهای کوچکتر تقسیم نمود. همین روش را می توان برای ترموکوپل به کار گرفت. فقط در این حالت است که قرائت جریان مقدار دما را مشخص می کند. متأسفانه، الزاماً این طور نیست که هر دو دماسنج برای هر مقدار میانی بین دو نقطه مشخص انجماد و جوش آب یک عدد را نشان دهند. علت این است که یکی از دماسنجهای باروش انبساط جیوه نسبت به دما کار می کند و

دیگری وابسته به روش جریان است که به سبب اختلاف دمای اتصال دو فلز به یکدیگر، عمل می‌کند؛ به عبارت دیگر هر دو دماسنج کالیبره شده وابسته به محیطی هستند که به گونه ای با دمای ورودی تغییر می‌کنند. چیزی که مورد نیاز است، دماسنجی است که غیروابسته به محیط فیزیکی خود باشد؛ اما متأسفانه هنوز چنین دماسنجی وجود ندارد.

اهمیت مقیاس چیست؟ به مقیاس سیلیسیوس اشاره شده است؛ اما مقیاس سیلیسیوس در سیستم SI به کار می‌رود. این مقیاس نقطه انجماد آب را در فشار $101/325 \text{ kPa}$ برابر $273/15 \text{ K}^\circ$ و نقطه جوش آب را در فشار $101/325 \text{ Pa}$ برابر $373/15 \text{ K}^\circ$ نشان می‌دهد. این مقادیر با استفاده از دقیقترین دماسنج ممکن البته دماسنج گازی در حجم ثابت - به دست آمده است. با استفاده از گازها می‌توان سطح دما را با داشتن فشار و حجم گاز، به دست آورد. هر خواص بدون هیچ گونه مشکلی به دست می‌آید، و این مبنای دماسنج گازی حجم ثابت است متأسفانه رابطه ای که هر سه خاصیت گاز (P.T.V) را به هم ربط می‌دهد، یعنی معادله حالت، مطابق بحث (فصل ۶) خود دارای محدودیت هایی است. هر چند که، مقیاس دمای مطلق طبق نتیجه حاصل از قانون دوم ترمودینامیک، بستگی به محیط فراگیر ندارد (بخش ۱۴-۱۲) و برای تأیید، نتایج آزمایشی به کافی برای گازها موجود است و سبب شده که بتوان دما را با اطمینان تخمین زد. در عمل، به سبب این که اندازه گیری دقیق دما کاری مشکل است، رابطه بین مقیاس دمای کلون و سیلیسیوس برای اهداف این کتاب در نظر گرفته می‌شود:

$$273 + \text{درجه سیلیسیوس} = \text{درجه کلون}$$

این رابطه دقت کافی را برای بیشتر اهداف دارد. درجه کلون برای تمام محاسبات به استثنای آنهایی که شامل اختلاف دما می‌شوند و (در عمل) تأثیری ندارند، به کار می‌رود. دمای صفر درجه کلون در قسمت پایین مقیاس سنج - جایی که ملکولها ساکن هستند - در نظر گرفته می‌شود و این روشی است که محققین به آن عمل می‌کنند.

دمایی که توسط یک دماسنج در یک سیال اندازه گیری می‌شود، دمای کل یا ساکن است، و این دما در تمام محاسبات به کار می‌رود. در واقع، در جریان سیال دمای ساکن نیز وجود دارد. رابطه بین این دو به شکل ویژه ای از معادله انرژی جریان پایدار نشان داده شده، که در فصل هشتم معرفی شده است، و شامل انرژی جنبشی سیال در آحاد می‌شود. این روش تقریباً با روشی که

رابطه (۲-۳) فشار کل را بر حسب فشارهای ساکن و جنبشی تعریف می‌کند، یکسان است. برای اندازه‌گیری دمای ساکن یک سیال، دماسنج مورد استفاده باید دارای سرعت یکسان سیال باشد که تنظیم آن مشکل است. در واقع در بیشتر فرمولهای به دست آمده، دمای ساکن را باید به کار برد؛ ولی جای خوشبختی است که اختلاف دمای کل و ساکن یک سیال به جز در سرعتهای بسیار بالا، که در این کتاب بررسی نخواهد شد، بسیار کم است و از دمای کلی در تمام مواقع استفاده می‌شود. دماسنجهای دیگری که اغلب مورد استفاده قرار می‌گیرند عبارتند از: پلاتین مقاوم و الکتریک مقاوم؛ در این نوع دماسنجهای، تغییرات الکتریکی مقاوم با دما ثبت می‌شود. در مورد اول مقاومت فلز پلاتین و در مورد دوم مقاومت مواد نیمه هادی است.

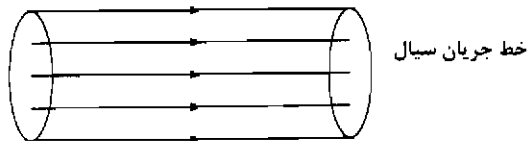
۲-۵ خاصیت گرانروی

گرانروی یک سیال خاصیتی است که چگونگی «چسبندگی» را بیان می‌کند؛ به عبارت دیگر، این خاصیت، چگونگی مقاومت سیال را ضمن تغییر مکان و یا چگونگی مقاومت شکل‌گیری آن را، بیان می‌کند؛ به طوری که بیشترین اهمیت آن، زمان است که سیال جریان دارد. مفهوم مهمی که سیال، در حال جریان را تشریح می‌کند، خط جریان است.

۲-۵-۱ خط جریان

ملکولهای تشکیل دهنده یک سیال، در میانگین یک نقطه آزاد مرتعش می‌شوند. این نقطه با جریان سیال، حرکت می‌کند. برای مثال، زمانی که سیال در لوله یا کانالی جریان دارد، ممکن است که ملکولها و توده‌ها یا ذرات سیال هر دو در جهت جریان نباشند؛ اما تغییرات نسبی جا به جایی آنها در جهت خط جریان سیال باشد. برای توضیح جریان سیال به شکل ساده و قابل تشخیص، لازم است که مبانی خط جریان معرفی شود. این تعریف ممکن است به این شکل باشد «یک خط فرضی در سیال که در هر لحظه معین هیچگونه سیالی از آن عبور نکند»؛ مفهوم چنین بیانی این است که نقطه بردار سرعت هر ذره از سیال بر روی خط (جریان) مماس بر همان خط است. ممکن است تصور شود که جریان سیال از تعدادی خطوط جریان تشکیل شده است و به خاطر شکلی که ایجاد می‌کنند نمایانگر خوبی برای حسب جریان سیال هستند.

همچنین مرز ظاهری که سیال از آن می‌گذرد را می‌توان به عنوان خطوط جریان در نظر گرفت و این خطوط اغلب - البته نه همیشه - خطی را که سیال طی می‌کند، معین می‌نمایند. (شکل ۲-۲۹)



شکل ۲-۲۹ خط جریان سیال یک خط فرضی است که سیال در هر لحظه از آن عبور کند

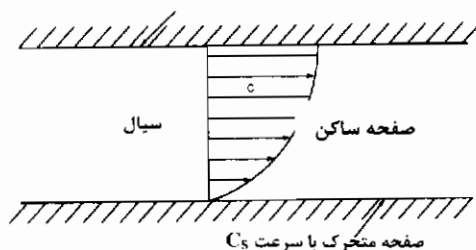
۲-۵-۲ گرانروی دینامیکی و سینماتیکی

نظر به اینکه یک سیال، اندازه چگونگی مقاومت آن در برابر تغییر شکل سیال است. یک سیال دو بعدی را، مطابق شکل (۲-۳) که بین دو صفحه موازی قرار دارد در نظر بگیرید. صفحه پایین ثابت و صفحه بالا با سرعت C_s حرکت می‌کند.

سیال تحت تأثیر دو صفحه قرار می‌گیرد. آزمایشات با رنگ نشان می‌دهد که لایه سیال در مجاور هر صفحه جامد همان سرعت صفحه را داراست؛ بنابراین، در شکل (۲-۳۰)، لایه سیال در مجاورت صفحه متحرک، همان سرعت C_s را دارد. یک لایه سیال ممکن است به شکل یک خط جریان در نظر گرفته شود؛ اما این تصور فرضی است؛ زیرا ممکن نیست که ضخامت لایه را بدانیم، یا حتماً بگوییم که چند لایه یا خط جریان تشکیل دهنده کل جریان هستند. ظاهراً می‌توان قبول کرد که ملکولهای مختلف سیال در مجاورت صفحه در صعود و نزول صفحه فرد محبوس

می‌شوند. در شکلهای (۲-۳۰)، به علت این که لایه یا خط جریان در بالا با سرعت C_s حرکت می‌کند، نیرویی بر لایه پایین و همچنین بر سطح مقطع سیال اعمال می‌کند. در همین زمان، لایه سیال در پایین که ساکن است، یک نیروی کاهنده بر لایه بالایی خود اعمال می‌کند؛ بنابراین، سرعت سیال از C_s در بالا تا صفر در پایین تغییر می‌کند. لایه های میانی سیال با سرعتهایی متناسب با فاصله خود در صفحه ساکن، بر روی یکدیگر می‌لغزنند؛ در نتیجه یک نمودار سرعت برای

سیال ایجاد می‌شود، چون هر یک از لایه‌ها سرعت متفاوتی دارند، تنش برشی « τ » بین لایه‌ها به وجود می‌آید.



شکل ۲-۳۰ شیب سرعت در یک سیال، بین دو صفحه ساکن و متحرک با سرعت C_s

تنش‌های برشی سبب افزایش نیرو می‌شوند. این نیرو را «نیروی لزج» می‌نامند. که توسط سیال منتقل می‌شود. نیروی موجود را می‌توان در قالب مقاومت در برابر حرکت صفحه بالایی مشاهده نمود. نیروی گرانیروی سیال سبب ایجاد نیروی اصطکاک بر صفحه می‌شود، که مقدار آن بستگی به تنش برشی سیال اعمال شده بر صفحه دارد.

نیوتن نشان داد که تنش برشی در یک سیال با شیب سرعت سیال متناسب است. در شکل (۲-۳۰)، اگر سرعت سیال در ارتفاع Z برابر C باشد، تنش برشی برابر است با:

$$\tau \propto \frac{dc}{dz} \quad (2-12)$$

برای اغلب سیالات، رابطه بالا را می‌توان بگونه صورت زیر نوشت:

$$\tau = \mu \frac{dc}{dz} \quad (2-13)$$

در آن « μ » گرانیروی جنبشی است. بعضی از سیالات، مانند خون، تابع این رابطه نیستند؛ اما (سیالاتی) که عمدتاً در سیستمهای گرمایی استفاده می‌شوند، مانند: هوا، آب، بخار و مایع سرد کننده یخچال، تابع رابطه بالا هستند و «سیالات نیوتنی» نامیده می‌شوند. گرانیروی جنبشی به خاصیت گرمایی سیالی بستگی دارد؛ در مواقعی که دما تغییرات زیادی ندارد، فرض ثابت بودن گرانیروی جنبشی منطقی است. در عمل، همان گونه که در بخش (۲-۵۶) بحث شد،

محدودیت‌هایی برای رابطه (۱۳-۲) وجود دارد. گرانروی سینماتیکی « ν » نسبت گرانروی جنبشی به چگالی سیال است.
بنابراین:

$$\mu = \nu \rho \quad (\text{واحد } \frac{kg}{m.s}) = \text{گرانروی جنبشی}$$

$$U(m^2/s): \text{گرانروی سینماتیکی}$$

$$U = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-14)$$

که سیالات واقعی و نیروی اصطکاک کاهنده را هر زمانی که سیال در صفحه صلب از یک مکان به مکان دیگری حرکت کند، تحمل می‌کنند. نیروی اصطکاک شبیه به نیرویی است که از مالش دو صفحه جامد به یکدیگر به دست می‌آید؛ اما در مورد یک سیال که شکل آن می‌توان تغییر کند، ایجاد نیرو می‌کند. برخی مواقع لازم است که یک سیال ایده آل را بدون گرانروی تصور کنیم؛ بنابراین، سیالی که بدون شیب سرعت است (تنشهای برشی و نیروی اصطکاک کاهنده خودد داشت).

۲-۵-۳ توضیح ملکولی گرانروی

نیروی گرانروی که در جریان سیال به وجود می‌آید باید به علت نرخ تغییرات اندازه حرکت ملکولها، در عرض خط جریان و نیروی جاذبه بین ملکولها قرار گیرد. در مایعات که ملکولها به یکدیگر فشرده‌اند، نیروهای موجود بین ملکولها غالب شده، از این رو در برابر تنشهای برشی ایجاد شونده به علت حرکت مایع، مقاومت می‌کنند.

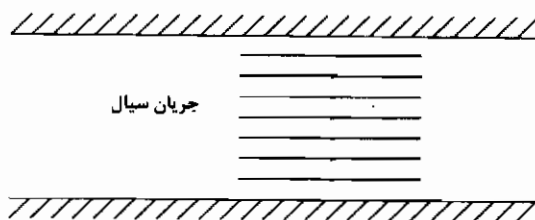
به محض بالا رفتن دما، نیروهای مابین ملکولها ضعیف می‌شوند، زیرامیانگین مسیر آزاد ملکولها افزایش می‌یابد. برای مایع آسانتر است که جریان داشته باشد و گرانروی آن کم باشد. برای مثال، گرانروی جنبشی آب اشباع شده در $100^\circ C$ برابر $270.8 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$ و در $200^\circ C$ برابر $13/3 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$ است.

در گازها، نیروهای بین ملکولها برخلاف مایعات نمی‌توانند نفوذ زیادی داشته باشند؛ زیرا فاصله بین ملکولها بسیار زیادتر است، در عوض، تبدیل اندازه حرکت است که چگونگی روان

حرکت کردن گازها را بیان می کند. زمانی که دمای یک گاز افزایش می یابد، ملکولها بیشتر تحریک می شوند و تعداد دفعات برخورد آنها به یکدیگر بیشتر می گردد (که نتیجه آن افزایش انتقال اندازه حرکت است. مقاومت زیادتری در مقابل جریان سیال در گازها به وجود می آید و گرانروی افزایش می یابد؛ برای مثال: گرانروی جنبشی هوا در $100^{\circ}C$ برابر $2/2 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$ اما در $200^{\circ}C$ برابر $2/6 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$ است.

۲-۵-۴ جریان آرام و مغشوش

رینولدز با انجام آزمایشهای متعدد، وجود دو نوع جریان متمایز را اثبات نمود. او آزمایشهایش را با تزریق رنگ در مسیر جریان سیالات متفاوت برای حالات مختلف فشار و دما انجام داد و رویدادهای صورت گرفته را مشاهده نمود. رینولدز کشف کرد که رنگ تزریق شده در مسیر حرکت سیال، در خطوط منظم مستقیم حرکت کرده، یا کاملاً با سیال مخلوط می شوند. او جریان نوع اول را «آرام» (شکل ۳۱-۲) و جریان نوع دوم را (شکل ۳۲-۲) «مغشوش» نامید. در جریان آرام، ذرات سیال در یک ردیف منظم و در خطوط مستقیم حرکت می کنند، حتی اگر سرعت یک لایه با لایه دیگر الزاماً یکی نباشد، به صورت لایه ای حرکت می کنند. تنهها ملکولها و نه ذرات سیال، از یک لایه آن به لایه دیگر عبور می کنند. لایه ها ممکن است به شکل خطوط جریان تصور بشوند و سیال آرام را اغلب «جریان خطوط ثابت و یکنواخت» نامند. در جریان مغشوش، جهتی که ذرات سیال طی می کنند به صورت نامنظم و نامرتب است؛ ذرات سیال مرتباً در مسیر حرکت خود از عرض یکدیگر می گذرند و یک مسیر سه بعدی و نامنظمی را ایجاد کرده، نتیجتاً سبب اختلاط کامل سیال می شوند.



شکل ۳۱-۲ در یک لوله با جریان آرام ذرات سیال به طور مرتب حرکت می کنند

میانگین جریان سیال فقط در جهتی که مرز سیستم نشان می‌دهد، وجود دارد. اغلب مواقع ذرات سیال به صورت حرکت دایره ای شکل نمایان می‌شوند و در جهت کلی جریان اعمال نفوذ زیادی دارند؛ این شکل از سیال را «گردابه» یا «پیچش» نامند. معمولاً گردابه‌ها در مسیر جریان از بین می‌روند، در این حالت انرژی جنبشی حاصل از چرخش آنها به نوع دیگری از انرژی به سیال منتقل می‌شود، که در فصل پنجم به طور مفصل بررسی شده است؛ این عمل سبب ایجاد بازدهی کم سیال می‌شود؛ زیرا مشکل است که انرژی را به جهت مخالف منتقل داد.

رینولدز با آزمایشهای خود، و با بررسی نیروهایی که به سیال وارد می‌شوند، توانست، سیال آرام و مغشوش را مشخص نماید. او یک عدد بدون بعد را به نام «عدد رینولدز» برای مشخص کردن نوع سیال به دست آورد.

۵-۵-۲ عدد رینولدز

استدلال رینولدز این بود که مخلوط شدن کامل یک سیال و در نتیجه جریان مغشوش، موقعی ایجاد می‌شود که نیروهای اینرسی سیال غالب باشند. نیروهای اینرسی سعی بر حفظ سرعت و اندازه حرکت سیال دارند؛ به عبارت دیگر، جریان آرام، زمانی امکان پذیر است که نیروهای گرانشی بر سیال نفوذ کنند. و یک نظم مشخصی بر ذرات سیال حاکم باشند، این بدان سبب است که تأثیر نیروهای گرانشی سعی بر کم کردن حرکت سیال دارد. بنابراین، عدد رینولدز، متناسب با نسبت به نیروهای گرانشی است. مقدار نیروی اینرسی در قانون دوم حرکت نیوتون معلوم است؛ یعنی نیرویی که برابر با حاصل ضرب جرم سیال در شتاب آن است. بنابراین، حاصل ضرب حجم سیال، در چگالی و شتاب آن است. هر چند، در جریان سیالات، واقع یثانه آن است که به نرخ حجم سیال و نرخ تغییرات اندازه حرکت سیال اشاره شود. نیروی اینرسی ($F_{inertia}$) برابر با حاصل ضرب نرخ حجم سیال در چگالی آن و سرعت مشخصی است.

$$F_{inertia} = (\text{سرعت}) \times (\text{چگالی}) \times (\text{نرخ حجم سیال})$$

اما نرخ حجم سیال را می‌توان به حاصل ضرب مساحت مقطع سیال در سرعتش،

تقسیم نمود:

$$F_{inertia} = (\text{سرعت}) \times (\text{سطح مقطع}) \times (\text{چگالی})$$

نیروی گرانروی $F_{viscous}$ از معادله (۲-۱۴) به دست می آید:

$$F_{viscous} = (\text{شیب سرعت}) \times (\text{سطح مقطع}) \times (\text{گرانروی جنبشی})$$

نسبت نیروی اینرسی به نیروی گرانروی عدد رینولدز (Re) است:

$$Re = \frac{F_{inertia}}{F_{viscous}} = \frac{\text{نیروی اینرسی}}{\text{نیروی گرانروی}}$$

چون عدد رینولدز از نسبت دو نیرو تشکیل شده، از این رو بدون بعد است. به علاوه، نسبت سرعت به شیب سرعت دارای بعد طول است و می توان به عنوان مشخصه ای با بعد سیستم نمایش داد. زمانی که مساحت صفحه و سطح مقطع مانند یکدیگر نباشند، نسبت آنها بدون بعد است و تابعی از سیستم مشخص نمی باشد. بنابراین عدد رینولدز برابر خواهد بود با:

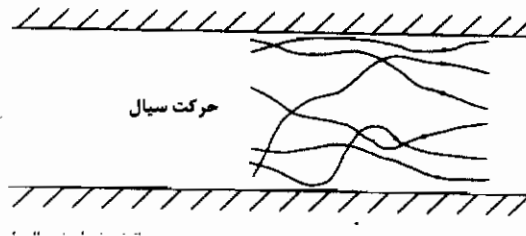
$$Re = \frac{\text{مشخصه بعد} \times \text{سرعت سیال} \times \text{چگالی سیال}}{\text{گرانروی جنبشی سیال}}$$

زمانی که سیال از یک لوله یا کانال می گذرد، قطر لوله، مشخصه بعد آن است (یا معادل قطر کانال D)، (شکل ۲-۳۳) عدد رینولدز برای لوله یا جریان یک کانال برابر است با:

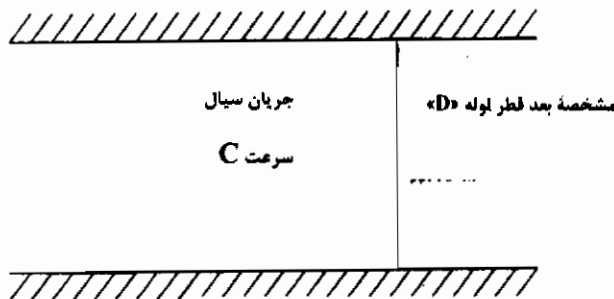
$$Re = \frac{\rho CD}{\mu} \quad (2-15)$$

زمانی یک سیال روی قسمت خارجی یک جسم جریان داشته باشد، مشخصه بعدی آن بستگی به کاربردش دارد. این مشخصه ممکن است طول سطح L که در تماس با سیال است، باشد. در این حالت عدد رینولدز به شکل زیر خواهد بود:

$$Re = \frac{\rho CL}{\mu} \quad (2-16)$$



شکل ۲-۳۲ در جریان مغشوش داخل یک مجرا، ذرات سیال به شکل نامنظم حرکت می کنند



شکل ۲-۳۳ یکی از ابعاد عدد رینولدز برای جریان سیال در لوله، قطر لوله است

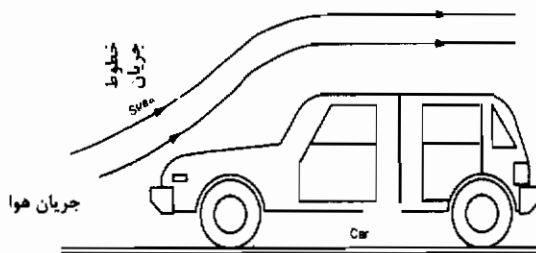
۲-۵-۵-۱ عدد بحرانی رینولدز

عبارات ریاضی برای عدد رینولدز در معادلات (۲-۱۵) و (۲-۱۱) داده شده‌اند، به طور وضوح در جریانهایی که نیروهای اصطکاک بر سیال غالب هستند. (چگالی کم، سرعت یا مشخصه طول و گرانیوی زیاد)، عدد رینولدز کم خواهد بود و جریان طبیعتاً لایه ای است. در جریانهایی که نیروهای اینرسی غالب باشد؛ (چگالی زیاد است یا مشخصه طول و گرانیوی کم) عدد رینولدز بزرگ است؛ از این رو جریان مغشوش خواهد بود.

عدد رینولدز بحرانی، مقداری است که در زمان تغییر جریان از آرام به مغشوش در یک حالت فیزیکی به دست می آید. معمولاً این عدد برای یک محدوده، داده می شود. در واقع، نقطه

مشخصی برای این تغییرات وجود ندارد، بلکه یک حالت گذرا برای تبدیل یک نوع جریان به نوع دیگر است.

برای یک لوله یا کانال، عدد رینولدز بحرانی بین $Re > 2000$ و $Re < 3500$ است. برای جریان خارجی روی یک جسم، عدد رینولدز بحرانی، همان گونه که در رابطه (۱۶-۲) تعریف شده، بین $Re > 10^5$ و $Re < 2 \times 10^6$ می باشد. وقتی که عدد رینولدز بین این محدوده باشد، سیال در ناحیه گذرا نامیده می شود. چیزهایی نظیر زبری سطح و خم لوله، سبب شتاب جریان از حالت گذرا به مغشوش می شود.



شکل ۲-۳۴ یکی از ابعاد عدد رینولدز برای جریان سیال بر روی یک سطح، طول سطحی است که سیال با آن در تماس است

مثال ۲-۸

سیالی در یک لوله افقی به قطر 0.1 m با سرعت 1 m/s حرکت می کند اگر سیال روغنی، چگالی 800 g/m^3 و گرانیوی جنبشی $6/1 \text{ kg/m.s}$ باشد، عدد رینولدز جریان را به دست آورید. اگر سیال هوا با چگالی $1/2 \text{ kg/m}^3$ و گرانیوی جنبشی $0.04/4 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ باشد. عدد رینولدز جریان چقدر است؟

قطر لوله مورد نیاز برای عدد رینولدز 1500 چقدر خواهد بود؟ برای آب، جریان را آرام در نظر بگیرید.

حل

برای روغن در داخل لوله عدد رینولدز Re با استفاده از رابطه (۱۵-۲) به دست می آید:

$$R_e = \frac{\{\rho\}_{oil} \{C\}_{oil} D}{\{\mu\}_{oil}} = \frac{800 \times 1 \times 0.1}{0.1} = 800$$

چون این عدد کمتر از ۲۰۰۰ است؛ از این رو جریان آرام است. در واقع جریان روغن در داخل لوله اغلب آرام است.

برای جریان هوا در لوله با استفاده از رابطه (۲-۱۵) عدد رینولدز برابر است با:

$$R_e = \frac{\{\rho\}_{air} \{C\}_{air} D}{\{\mu\}_{air}} = \frac{1.2 \times 1 \times 0.1}{1/846 \times 10^{-5}} = 6500/5$$

چون این عدد بزرگتر از ۳۵۰۰ است؛ از این رو جریان مغشوش است در واقع اغلب جریانهای هوا در لوله ها مغشوش هستند.

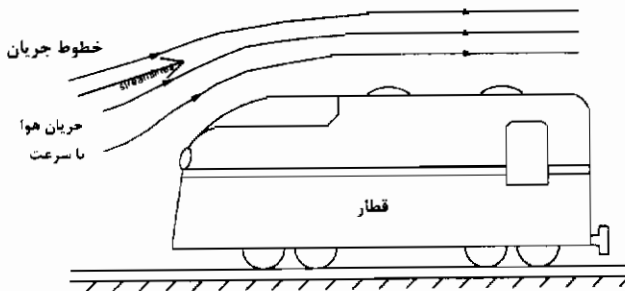
برای آب در لوله، عدد رینولدز، با استفاده از رابطه (۲-۱۵) برابر است با:

$$R_e = \frac{\{\rho\}_w \{C\}_w D}{\{\mu\}_w} = \frac{1000 \times 1 \times 0.1}{54/4 \times 10^{-5}} = 183823/5$$

چون این عدد بزرگتر از ۳۵۰۰ است، از این رو جریان مغشوش است. جریانهای آب در لوله ها، نیز غالباً مغشوش هستند. اگر عدد رینولدز را برای جریان آب ۱۵۰۰ در نظر بگیریم، با استفاده از رابطه (۲-۱۵) قطر لوله D برابر است با:

$$D = \frac{R_e \{\mu\}_w}{\{\rho\}_w} = \frac{1500 \times 54/4 \times 10^{-5}}{1000 \times 0.1} = 8/16 mm$$

این مقدار نسبتاً قطر کوچکی برای یک لوله معمولی آب می باشد و سرعت سیال، بسیار کم است.



شکل ۲-۳۵؛ مثال ۲-۹ مقدار عدد رینولدز برای جریان هوا از روی یک قطار می تواند مشخص کند که جریان آرام یا مغشوش است

مثال ۲-۹

قطاری از میان هوای ساکن با سرعت 30 m/s (شکل ۲-۳۵) می گذرد. هوا دارای گرانروی سینماتیکی $1/5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ است. در چه فاصله از جلوی قطار، عدد نسبی رینولدز هوا به مقدار 2×10^6 می رسد و در نتیجه هوا را مغشوش می کند؟

حل:

اگر فاصله از جلوی قطار برای این که عدد نسبی رینولدز به 2×10^6 برسد، برابر L باشد، از رابطه (۲-۱۶) داریم:

$$L = \frac{Re\{v\}}{\{C\}} = \frac{2 \times 10^6 \times 1/5 \times 10^{-5}}{30} = 1 \text{ m}$$

هوا به زودی مغشوش می شود و با توجه به طول قطار، بهتر است که جریان را در جلوی قطار، مغشوش در نظر بگیریم، در واقع، جریان حرکت سیال بر روی یک سطح، نیاز به دقت خاصی دارد که در فصل نهم به طور مفصل بررسی شده است.

۲-۵-۶ تنشهای برشی در جریان آرام و مغشوش

در جریان آرام نیوتنی، رابطه ساده ای بین تنشهای سیال و گرانروی دینامیکی شیب سرعت از معادله (۲-۳) بیان گردید، که رابطه درستی است. به عبارت دیگر، تنشهای برشی در جریان آرام « τ » را می توان به شکل زیر نوشت:

$$\tau = \mu \frac{dc}{dz} \quad (2-17)$$

هر چند، در سیال نیوتنی مشغوش، که ذرات سیال به طور نامنظم از یک لایه به لایه دیگر حرکت می‌کنند، توسعه نتایج تنشهای برشی « τ » پیچیده تر و معادله (۲-۱۳) دیگر مورد قبول نیست و لازم است که « τ » را به صورت زیر بیان کرد:

$$\tau = \varepsilon \frac{dc}{dz} \quad (2-18)$$

در این جا ε را گرانشی «گردابی» نامند. ε تابعی از عوامل متعدد است و نمی‌توان آن را به صورت ساده فقط وابسته به دمای ثابت، در نظر گرفت. و مقدار آن بزرگتر از گرانشی جنبشی است و این مسأله مهمی می‌باشد؛ زیرا مفهوم آن این است که برآیند نیروهای اصطکاک، در جریان مشغوش بیشتر از جریان آرام است. این موضوع می‌تواند در طراحی بعضی از سیستمهای گرمایی، که در آن سیال از یک مکان به مکان دیگر جریان دارد، مؤثر باشد.

چون ε در رابطه (۲-۱۸) بسیار پیچیده است، تحلیل جریانهای مشغوش مشکل است و نیاز به روابط دیگری دارند، که بعضی از آنها تجربی هستند، یکی از (این روابط) ضریب اصطکاک است و به صورت نسبت تنش برشی به فشار دینامیکی سیال تعریف شده است. علامت آن f و بدون بعد است؛ زیرا هر دو، تنش برشی و فشار دینامیکی دارای واحد پاسکال (Pa) هستند. بنابراین:

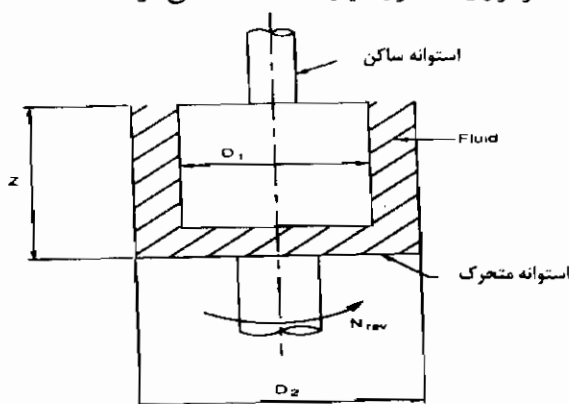
(بدون بعد) f : ضریب اصطکاک

$$f = \frac{\tau}{0.5 \rho C^2} \quad (2-19)$$

ضریب اصطکاک یک عامل مفید، برای درک جریانهای مشغوش است. برای مثال، هر چه مقدار f برای لوله بیشتر شود، سطح لوله زبرتر و نیروی اصطکاک سیال (نیروی مخالف جریان سیال) بیشتر خواهد شد. بدین علت در این جریان f بستگی به عدد رینولدز و روابط تجربی بین آنها دارد و این روابط برای تحلیل فرآیند لازم است. در فصلهای نهم و یازدهم رابطه های مربوط به ضریب اصطکاک به شکل کاملتری بیان خواهد شد.

۲-۵-۷ اندازه گیری گرانروی

روشهای متعددی برای اندازه گیری گرانروی دینامیکی یک سیال وجود دارد. مثلاً استفاده از وسیله ای که «لزجت سنج» نامیده می شود، یک نوع از این لزجت سنجها که عملکردی ساده دارد را در این جا توضیح می دهیم، مطابق شکل (۲-۳۶) این لزجت سنج شامل یک قطعه گردان استوانه ای است که در یک استوانه خارجی قرار گرفته است و از استوانه به وسیله یک لایه نازک سیال - که اندازه گرانروی آن مورد نیاز است - جدا می شود.



شکل ۲-۳۶ لزجت سنجی که لزجت سیال را با توجه به گشتاور ایجاد شده اندازه گیری می کند، گشتاور مورد نظر استوانه ساکن را از قسمت چرخنده آن جدا می کند.

در این حالت استوانه داخلی می تواند بچرخد و گشتاور در استوانه خارجی اندازه گیری شود؛ و یا این که استوانه خارجی می چرخد و گشتاور در استوانه داخلی اندازه گیری می شود. گشتاور به علت چسبندگی سیال به جداره صفحات ایجاد می شود، که یکی از صفحات ساکن و دیگری متحرک است. با این عمل شیب سرعت در سیال به وجود می آید که سبب ایجاد نیروی اصطکاک بر روی صفحه ساکن می گردد و به صورت گشتاور اندازه گیری می شود.

فرض کنید استوانه خارجی به قطر D_2 با سرعت N_{rev} می چرخد مانند شکل (۲-۳۶) و گشتاور $T\phi$ برای صفحه استوانه داخلی به قطر D_1 که در حال سکون است، اندازه گیری می شود. گشتاور برابر است با حاصل ضرب نیروی وارد بر استوانه داخلی در شعاع آن و نیرو از حاصل ضرب تنش برشی استوانه داخلی و مساحت سطح آن به دست می آید. اگر جریان را آرام

فرض کنیم، رابطه (۲-۱۳) را می‌توان برای جایگزینی تنش برشی استوانه داخلی به کار برد (شیب سرعت را در جهت شعاعی r در نظر بگیرید). گشتاور TQ برای ارتفاع Z برابر است با:

$$TQ = 0.5 \mu \pi D_i Z D_o \frac{dc}{dr}$$

اگر توزیع سرعت را در لحظه اول، خطی فرض کنیم، داریم:

$$TQ = \frac{\mu \pi D_o Z D_i \pi D_o N_{rev}}{D_o - D_i} \quad (2-20)$$

اگر گشتاور در استوانه داخلی اندازه‌گیری شود و مقدار آن در رابطه (۲-۲۰) قرار گیرد. به استثنای گرانشی دینامیکی، تمام مقادیر دیگر در این رابطه مشخص خواهند بود.

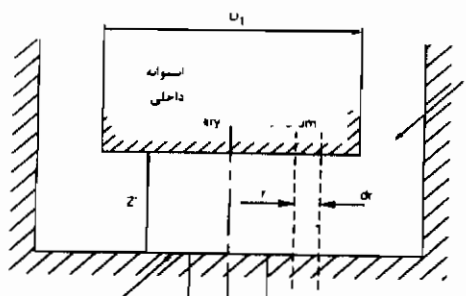
در تحلیل بالا، اثرات نیروی اصطکاک بر روی سطح پایین استوانه داخلی، که غالباً اثرات انتهایی نامیده می‌شود، در نظر گرفته نشده است. برای محاسبه این اثرات، یک جزء حلقوی سیال را با شعاع r و پهنای dr ، که سطح پایین استوانه داخلی را از استوانه جدا می‌کند، در نظر بگیرید، اجازه دهید که کلیه ارتفاع فاصله جدا شده برابر Z' باشد (مطابق شکل ۲-۳۷). اگر به سبب اثرات انتهایی گشتاور مازادی (TQ) نیز اعمال شود، این گشتاور با انتگرال گیری نیروی اصطکاک اعمال شده بر جزء حلقوی ضرب در شعاع حلقه به دست می‌آید. نیرو بر سطح حلقه اعمال می‌شود و سرعت چرخش هنوز N_{rev} و با شعاع r است. بنابراین، با استفاده از رابطه (۲-۱۱) داریم:

$$TQ' = \int \frac{2\pi r dr \mu 2\pi N_{rev} r r}{Z'}$$

اگر برای قطر D_i انتگرال گیری کنیم:

$$TQ' = \frac{N_{rev} \mu \pi D_i^2}{16 Z'} \quad (2-21)$$

تحلیل بالا را می‌توان برای توزیع سرعت، که غیر خطی است (اما با شعاع متغیر است) به دست آورد. این امر در مثال (۲-۱۱) نشان داده شده است.



شکل ۳۷-۲ نیروی لزجت سیال که استوانه ساکن را در پایین از قسمت چرخنده خارجی آن جدا می کند و سبب گشتاور مازاد، می شود.

در شکل (۲-۳۶) استوانه خارجی در حال چرخیدن است. با انجام این عمل، یک نیروی اصطکاک کاهنده به سبب وجود جو، که اندازه گیری در آن انجام می شود، تحمل می کند. اگر گرانش دینامیکی سیال در جو، احتمالاً هوا، کمتر از گران روی سیالی باشد که آن را اندازه می گیریم، در این صورت نیروی، اصطکاک مازاد مؤثر نیست.

با روش دیگر، مسأله را می توان با چرخش استوانه داخلی در داخل استوانه ساکن خارجی بررسی کرد، که یک روش معمول است. رابطه (۲-۲۰) را باید تعدیل کرد تا بتوان برای حالتی که استوانه داخلی با سرعت N_{rev} می چرخد و گشتاور به استوانه خارجی اعمال می کند، به کار برد. معادله (۲-۲۰) برابر می شود با:

$$TQ = \frac{\mu \pi D_o Z D_i \pi D_o N_{rev}}{D_o - D_i}$$

معادله (۲-۲۱) برای تأثیر انتهایی گشتاور، ثابت می ماند.

مثال ۲-۱۰

در یک لزجت سنج ساده، استوانه خارجی به قطر ۵۰ mm با سرعت ۱۰۰ rev/s می چرخد. استوانه داخلی به قطر ۴۰ mm و ارتفاع ۸۰ mm ساکن می ماند و گشتاور لازم برای انجام آن برابر ۵/۲۴ Nm است. فضای حلقوی بین دو استوانه با مایعی پر شده که اندازه گرانش روی آن مورد نیاز است.

اگر از نیروهای اصطکاک، که به صفحه پایین استوانه داخلی اعمال می‌شود، صرف نظر کنیم و توزیع سرعت ایجاد شده در مایع را خطی در نظر بگیریم، با فرض حالت جریان آرام، گرانروی دینامیکی مایع چقدر است؟

اگر نیروهای اصطکاک وارد بر صفحه پایین استوانه داخلی را در نظر بگیریم، گشتاور اضافی (برای نگهداری استوانه) داخلی در حالت سکون (چقدر است؟ استوانه داخلی در ارتفاع عمودی 10 mm در بالای استوانه (خارجی) قرار دارد و گرانروی دینامیکی مایع ثابت می‌ماند.

حل

از اثرات انتهایی صرف نظر کنید و فرض نمایید که جریان آرام و توزیع سرعت، خطی است. گشتاور وارد بر استوانه داخلی TQ از رابطه $(2-20)$ برابر است با:

$$TQ = \frac{\mu \pi D_o Z D_i \pi D_i N_{rev}}{D_o - D_i}$$

اطلاعات زیر داده شده است:

$$N_{rev} = 100 \text{ rev/s} \quad D_o - D_i = 0.01 \text{ m} \quad TQ = 0.24 \text{ Nm}$$

$$D_i = 0.05 \text{ m} \quad D_o = 0.06 \text{ m} \quad Z = 0.08 \text{ m}$$

با جایگزینی مقادیر داده شده در رابطه $(2-20)$ ، گرانروی دینامیکی مایع به دست می‌آید:

$$0.24 = \frac{\mu \pi \times 0.06 \times 0.08 \times 0.06 \pi \times 100}{0.01}$$

$$\therefore \mu = 0.28 \text{ kg/m.s}$$

از معادله $(2-21)$ برای محاسبه نیروی اصطکاک وارد بر انتهای استوانه داخلی، وقتی که

است، استفاده می‌شود:

$$TQ' = \frac{N_{rev} \mu \pi^2 D_i^2}{16 Z^3}$$

$$TQ' = \frac{100 \times 0.28 \pi^2 \times 0.06^2}{16 \times 0.01^3} = 0.06 \text{ Nm}$$

کل گشتاور وارد بر استوانه داخلی برابر مجموع TQ و TQ' است.

$$TQ + TQ' = 0.24 + 0.06 = 0.30 \text{ Nm}$$

در عمل، یک لزجت سنج، گشتاور مربوط به صفحه پایین را ثبت می‌کند.

مثال مطرح شده در این جا برای تعیین نقش اثرات انتهایی است که در این مورد تقریباً ۲/۵٪ می باشد.

مثال ۱۱-۲

یک لزجت سنج چرخشی، شامل یک استوانه ثابت و استوانه دیگری است که در داخل آن می چرخد. قطر داخلی استوانه خارجی ۷۵ mm و فضای حلقوی بین دو استوانه که با مایع مخصوصی پر شده، برابر با ۲/۵mm است. زمانی که استوانه داخلی با سرعت ۲۴ rev/min می چرخد، گشتاور مورد نیاز برای نگه داشتن استوانه خارجی در حالت سکون، ۵/۴m برای هر متر از طول استوانه است. گران روی دینامیکی مایع را با فرض حالت آرام، و توزیع خطی سرعت مایع به دست آورید. از اثرات انتهایی صرف نظر کنید.

اگر از توزیع سرعت برای فاصله جدایش دو استوانه انتگرال گیری شود، درصد تغییرات در گران روی دینامیکی مایع چقدر است؟

حل : در این مثال، استوانه خارجی ساکن و استوانه داخلی می چرخد. توزیع سرعت، خطی در نظر گرفته شده، حالت آرام و از اثرات انتهایی صرف نظر شده است، از این رو معادله (۲-۲۲) به قوت خود باقی است. اگر مایع دارای گران روی دینامیکی μ باشد گشتاور وارد بر استوانه خارجی برابر است با :

$$TQ = \frac{\mu \pi D_r Z D_r \pi D_i N_{rev}}{D_r - D_i}$$

اطلاعات زیر داده شده است :

$$D_r = 0.075m$$

$$D_r - D_i = 0.005m$$

$$D_i = 0.07m$$

$$N_{rev} = \frac{24}{60} = 0.4 \text{ rev/s}$$

$$TQ/Z = 0.4 \text{ Nm/m}$$

اگر مقادیر بالا را در معادله، برای TQ قرار دهیم، گرانیروی دینامیکی مایع μ به

دست می آید :

$$\cdot/3 = \frac{\mu\pi \times 0.075 \cdot \pi \times 0.07 \times 0.4}{0.05} = 0.965 \text{ kg/ms}$$

زمانی که توزیع سرعت خطی نباشد، باید برای فاصله ای که استوانه داخلی و خارجی را جدا می کند، انتگرال گرفت. یک قطعه کوچک حلقوی شکل از مایع را با شعاع r و ارتفاع Z در نظر بگیرید (شکل ۲-۳۸) گشتاور وارد بر قطعه کوچک انتخاب شده برابر TQ است که برابر حاصلضرب نیروی اصطکاک در شعاع استوانه داخلی است، نیرو از حاصل ضرب تنش برشی و مساحت قطعه کوچک به دست می آید. اگر جریان، آرام فرض شود، می توان از معادله (۲-۱۳) استفاده کرد و برای تنش برشی جایگزین نمود، (شیب سرعت را در جهت شعاعی r در نظر بگیرید).

حال اگر گرانش دینامیکی مایع μ' باشد، گشتاور لازم TQ برای قطعه کوچک با ارتفاع Z برابر است با:

$$TQ = -\mu' 2\pi r Z r \frac{dc}{dr}$$

علامت منفی به سبب آن است که با افزایش سرعت، شعاع کاهش می یابد. با انتگرال گیری بین قطرهای استوانه داخلی و خارجی، D_1 و D_2 داریم:

$$\frac{D_2 - D_1}{D_1 D_2} = \frac{\mu' 2\pi z (C_2 - C_1)}{2TQ}$$

اطلاعات زیر داده شده است:

$$TQ/Z = 0.13 \text{ N m/m}$$

$$D_2 = 0.075 \text{ m}$$

$$D_1 = 0.07 \text{ m} \quad C_2 = \pi D_2 N_{rev} = \pi \times 0.07 \times 0.4 = 0.088 \text{ m/s}$$

$$N_{rev} = 0.4 \text{ rev/s} \quad C_1 = 0$$

در نتیجه، گرانش دینامیکی مایع μ' در این مورد برابر است با:

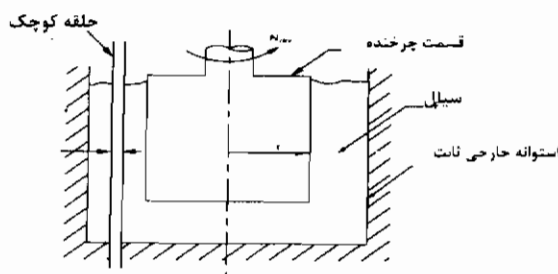
$$\frac{0.07 - 0.075}{0.075 \times 0.07} = \frac{\mu' \pi (0 - 0.088)}{0.13}$$

$$\therefore \mu' = 1.03 \text{ kg/m.s}$$

درصد اختلاف در مقدار گرانشی مایع با این دو روش (μ' / %) برابر است :

$$(\% \mu) = \frac{\mu' - \mu}{\mu} = \frac{1/0.3 - 0/965}{0/965} = 6/7\%$$

در کاربردهای مشخص این مقدار اختلاف بسیار کم است و توزیع سرعت، خطی در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۲-۳۸ : یک حلقه کوچک با شعاع r و ارتفاع Z داخل مایعی که در لزجت سنج قرار دارد

مثال ۲-۱۲

وسیله ای برای اندازه گیری گران روی مایعات به کار می‌رود که شامل یک استوانه داخلی به قطر ۱۰۰ mm است و بدون حرکت در داخل یک استوانه خارجی به قطر ۱۰۱ mm قرار گرفته است و استوانه خارجی با سرعت ۱۰ rev/s می‌چرخد. ارتفاع مایع در داخل این دستگاه می‌تواند متغیر باشد. این تغییر ارتفاع سبب می‌شود که اثرات انتهایی در محاسبات در نظر گرفته شوند، زیرا به عنوان یک ارتفاع اضافی دژ سیال تصور می‌شوند. برای یک روغن مشخص، اگر جریان آرام و توزیع سرعت در روغن خطی باشد، گشتاور اندازه گیری شده در استوانه داخلی، زمانی که ارتفاع روغن ۶۰ mm است، برابر ۵/۳۵ Nm می‌باشد و زمانی که ارتفاع ۱۲۰ mm باشد مقدار گشتاور ۰/۶۵ Nm است. گرانشی روغن را حساب کنید.

حل : با بررسی معادله (۲-۲۰)، که برای شرایط آرام و توزیع سرعت آرام کاربرد دارد، می‌توان گشتاورهای مختلف را با تغییر ارتفاع روغن، که گرانشی آن اندازه گیری شده، به دست آورد. تمام عبارتها در معادله فوق به استثنای TQ و Z ثابت هستند، از این رو می‌توان نتیجه گرفت که گشتاور متناسب با ارتفاع روغن است، بنابراین $TQ \propto Z$ خواهد بود؛ اما اثرات

انتهایی را می‌توان با فرض یک ارتفاع اضافی به دست آورد. در این مثال، «اثرات انتهایی» زمانی که گشتاور اندازه گیری می‌شود، ثابت است (مهم نیست که ارتفاع روغن چقدر باشد).

اگر ارتفاع مازاد روغن را برای «اثرات انتهایی»، Z'' فرض کنیم، این جاست که $TQ \propto Z + Z''$ می‌شود. با جایگزینی مقادیر داریم:

$$\frac{0.35}{0.65} = \frac{0.6 + Z''}{0.12 + Z''}$$

$$\therefore Z'' = 0.18m$$

معادله (۲۰-۲) برابر است با:

$$TQ = \frac{\mu \pi D_r Z D_s \pi D_r N_{rev}}{D_r - D_s}$$

برای ارتفاع اولیه روغن، داده های زیر مشخص هستند:

$$TQ = 0.35 Nm$$

$$(D_r - D_s) = 0.018m$$

$$D_r = 0.1018m$$

$$Z = 0.6 + Z'' = 0.6 + 0.18 = 0.78m$$

$$D_s = 0.083m$$

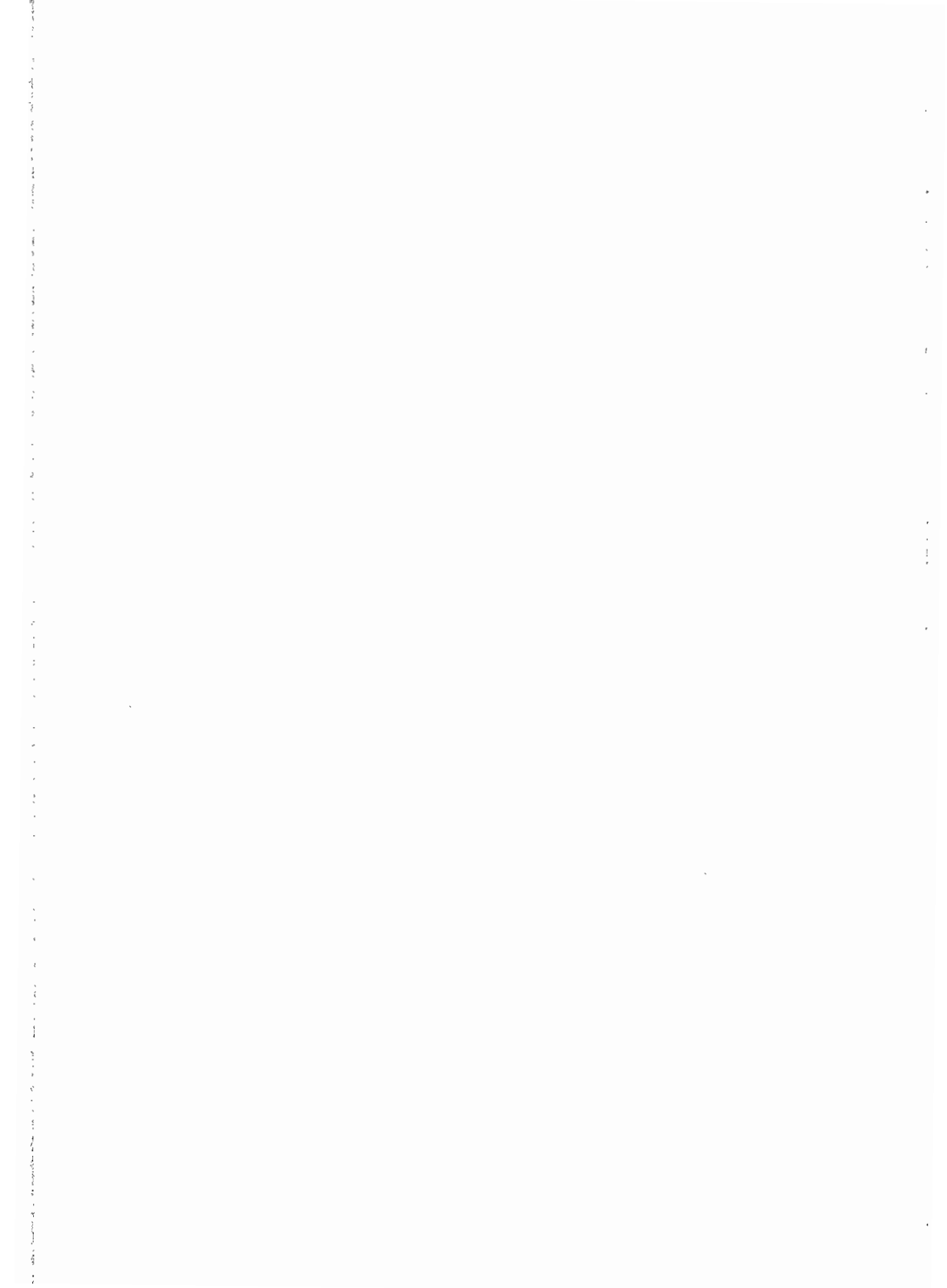
$$N_{rev} = 10 \text{ rev/s}$$

با جایگزینی در رابطه (۲۰-۲)، گرانش روغن $\{\mu\}_{oil}$ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$0.35 = \frac{\{\mu\}_{oil} \pi \times 0.1^2 \times 0.78 \pi \times 0.1018 \times 10}{0.018}$$

$$\therefore \{\mu\}_{oil} = 0.05 \text{ kg/m.s}$$

این روش آسانی برای محاسبه «اثرات انتهایی» است و در عمل، انجام آن توسط یک لزجت سنج معمولی به سادگی صورت می‌پذیرد.



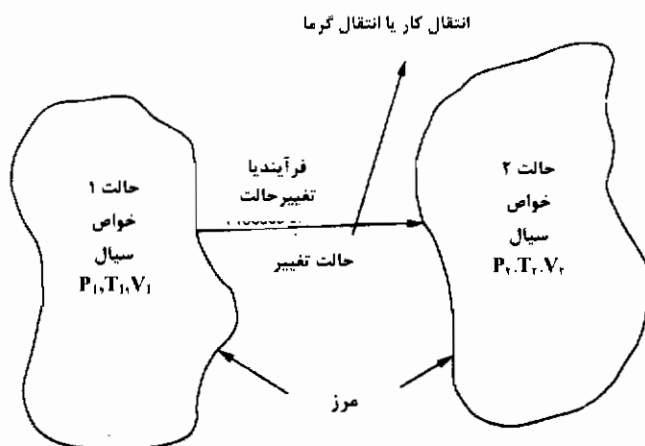
فصل سوم

کار و انتقال گرما در یک سیستم گرمایی

با خواصی که تاکنون به اندازه کافی توصیف شده اند می توان وضعیت رفتاری یک سیال را در هر حالت به دست آورد. در این مرحله معرفی یک سیستم گرمایی ساده و متداول به شکل یک اتومیل، یک نیروگاه گرمایی و یا هر یک از سیستمهایی که در فصل اول بررسی شد، می تواند آموزنده باشد. در محدوده مرز یک سیستم، باید سیالی باشد که بتواند فرآیندی را طی کند. با مراجعه به شکل (۳-۱)، سیال را در حالت ۱ می توان با توجه به اندازه سه خاصیت اصلی آن؛ یعنی فشار p_1 ، دما T_1 و حجم V_1 ، توضیح داد. به طور مشابه سیال در حالت ۲ به وسیله p_2 ، T_2 و V_2 مشخص می شود.

موضوع مورد نظر، تحلیل کار و انتقال گرما و بررسی نتیجه اتفاقاتی که برای سیال در سیستم رخ می دهد، خواهد بود. کار و انتقال گرما فقط زمانی صورت می گیرد که سیال تغییر حالت بدهد (مطابق شکل ۳-۱) و فرآیندی را طی کند. این فرآیند ممکن است در داخل سیستم یا خارج از آن انجام شود، که منعکس کننده اتفاقاتی است که در عمل رخ می دهد. برای مثال، در یک موتور با سیلندر پیستونی رفت و برگشتی، زمانی که سوخت محترق می شود و انتقال گرما به سیستم انجام می شود، دمای سیال افزایش می یابد، زمانی که به پیستون به طرف پایین فشرده

می‌شود، کار خروجی در میل لنگ ایجاد می‌شود، یعنی سیال منبسط می‌شود و حجم آن افزایش می‌یابد.



شکل ۱-۳ فرم کلی یک سیستم گرمایی که در آن سیال یک فرآیند را طی می‌کند و خواص آن را از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر داده و سبب افزایش کار یا انتقال گرما می‌شود

از این رو می‌توان نتیجه گرفت که به سبب، انتقال گرما یا کار به سیستم و یا از سیستم است که سیال مقداری از خواصش تغییر می‌کند. در واقع، تغییر خواصی که مربوط به انتقال انرژی مشخصی است، صورت می‌گیرد. به عبارت دیگر، به علت این که بعضی از خواص سیال در حالت ۱ متفاوت با حالت ۲ است، می‌توان نتیجه گرفت که انرژی به شکل کار و یا انتقال گرما آزاد می‌شود؛ یعنی مقدار کار یا انتقال گرما، که در زمان تغییر حالت ظاهر می‌شود، بستگی به روشی دارد که تغییرات خواص سیال انجام می‌شود، و برعکس سؤال این است که کدام تغییر در خاصیت سیال برای انتقال کار تأثیر می‌گذارد و کدام یک در انتقال گرما مؤثر است؟

حال مهم بررسی نوع فرآیندی است که سیال طی می‌کند؛ زیرا امکان وجود دو روش است که باید آنها را از یکدیگر متمایز نمود. سیالی که در یک فرآیند ایستا به کار می‌رود در مدت تغییر حالت کاملاً در داخل مرز سیستم می‌ماند. چنین موردی در یک موتور سیلندر پیستونی رفت و برگشتی یا کمپرسور وجود دارد؛ زمانی که سوپاپها بسته هستند و پیستون بالا و

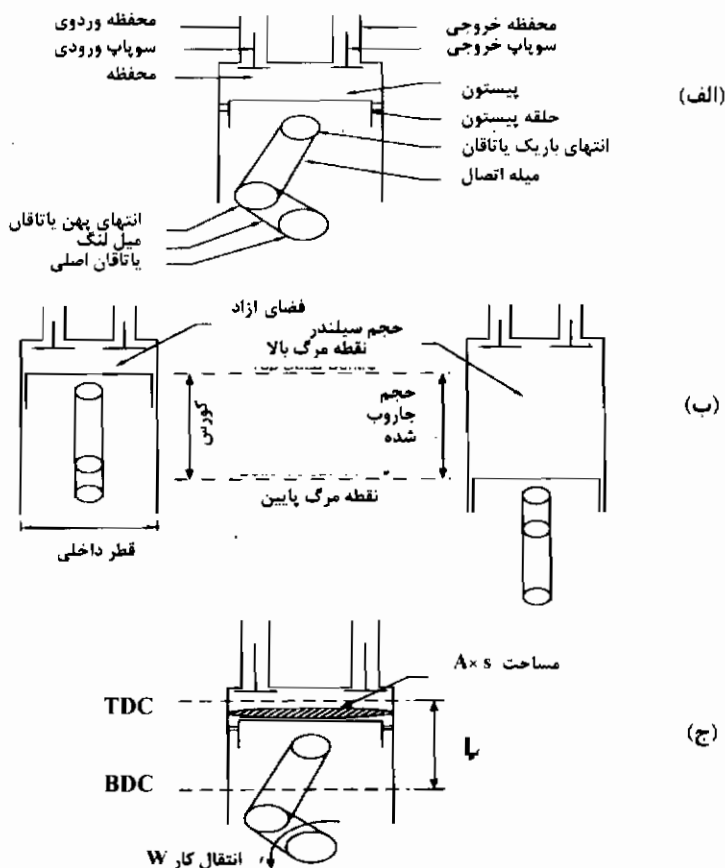
پایین می‌رود، سیال منبسط یا منقبض می‌شود. سیالی که فرآیند جریان دار را طی می‌کند - مانند محفظه احتراق تأسیسات یک توربین گاز- در زمان تغییر حالت به داخل مرز سیستم وارد و یا از آن خارج می‌شود. نوع فرآیند، به هر گونه تغییر حالت که در سیال پدید آید، اطلاق می‌شود در صورتی که واژه سیستم باز یا بسته (همانگونه که در فصل اول اشاره شد) در سیستم به صورت کلی کاربرد دارد. یک سیال می‌تواند با مشخص بودن مرز سیستم خود، فرآیندهای متعددی را در آن طی کند. برای مثال در یک نیروگاه گرمایی، سیال در داخل و یا خارج هر عضو جریان دارد، بنابراین فرآیندهای جریان دار را طی می‌کند، اما برای کل نیروگاه، یعنی دیوارهای هر عضو و تأسیسات لوله‌های اتصالی، سیال کاملاً در داخل مرز سیستم می‌ماند. در این حال، چرخه به طور مستمر در یک سیستم بسته انجام می‌شود.

برای مطالعه دقیقتر انتقال گرما و کار، در ابتدا تصوّر کنید که سیال فرآیند بدون جریانی را طی می‌کند. متداولترین مثال، وضعیتی است که سیال در داخل مکانیزم سیلندر پیستون رفت و برگشتی محبوس است و سوپاپ‌ها بسته می‌شوند، همان گونه که در شکل (۳-۲) نشان داده شده است. هر زمان که پیستون حرکت کند یا گرما به سبب احتراق سیال اضافه شود، سیال یک فرآیند بدون جریان را تجربه می‌کند. آیا ممکن است فرموله‌ای مناسب جریان بر حسب خواص سیال به دست آورد که بتواند کار و انتقال گرمای مربوط به فرآیند را به صورت تئوری محاسبه کند؟

چند مثال دیگر برای فرآیندهای بدون جریان وجود دارد، مثلاً: سرمایش و گرمایش سیالات در ظرفی که ظرفیت ثابتی دارند. اما در این مرحله، قصد ما تنها تمرکز در مورد مکانیزم سیلندر پیستونی رفت و برگشتی است که بیشترین کاربرد مربوطه را دارا می‌باشد.

در شکل (۳-۲) برخی از اصطلاحات مربوط به این تکنولوژی مشخص شده است. سیال در داخل مرز سیستمی موجود است که به شکل فضای داخل سیلندر در بالای پیستون، نمایش داده شده است. پیستون به صورت آزاد در داخل سیلندر بالا و پایین می‌رود، اما حلقه پیستون از فرار سیال موجود بین پیستون و دیوارهای سیلندر، به محیط جلوگیری می‌کند. پیستون از طریق یک میله به میل لنگ متصل است، که حرکت رفت و برگشتی پیستون را به حرکت چرخشی میل لنگ تبدیل می‌کند (و بر عکس). سیال می‌تواند از طریق دو سوپاپ به سیلندر وارد و یا از آن خارج

شود. مرز نسبت به زمان ثابت نمی‌ماند. زمانی که پیستون در بالای مسیر حرکت خود قرار دارد، «نقطه مرگ بالا»^۱ (TDC) نامیده می‌شود. همچنین سیال فضایی به نام «حجم آزاد» را اشغال می‌کند. زمانی که پیستون به پایین مسیر حرکت خود می‌رسد، «نقطه مرگ پایین»^۲ (BDC) نامیده می‌شود و این جاست که سیال حجم کل سیلندر را اشغال می‌کند. در مدت تغییر حالت، مرز سیستم از حجم آزاد به حجم سیلندر تغییر می‌یابد. حجمی که پیستون در آن حرکت می‌کند «حجم جاروب شده» نامیده می‌شود. قطر سیلندر را قطر داخلی و فاصله بین TDC و BDC را «کورس» نامند.



شکل ۲-۳ (الف)، (ب)، (ج) انتقال کار و مکانیزم سیلندر پیستونی

۱- TDC= Top Dead Center

۲- BDC= Bottom Dead Center

انرژی موجود در سیال، که ممکن است از حرارت ورودی ناشی شود، تبدیل به حرکت فیزیکی میل لنگ می‌شود، در نتیجه کار خروجی ایجاد می‌گردد، به عبارت دیگر کار داده شده به میل لنگ می‌تواند به انرژی سیال تبدیل شود. زمانی که یک سیال سبب ایجاد مقداری کار خالص در میل لنگ شود، مکانیزم پیستون سیلندر مانند یک موتور رفتار می‌کند، اما زمانی که کار خالص انجام شده توسط میل لنگ بر روی سیال انجام شود، مکانیزم پیستون سیلندر مانند یک کمپرسور یا پمپ عمل می‌کند. اگر سیال بعد از چند حرکت پیستون به حالت اولیه خود برگردد، در این صورت است که یک چرخه کامل را طی کرده است. سیستمهای گرمایی سیلندر پیستونی، مانند موتور استرلینگ (*Strling*) به طریقی طراحی شده اند که سیال کاملاً در داخل سیلندر می‌ماند و چرخه ای را کامل می‌کند. می‌توان گفت که سیال تعدادی از فرآیندهای بدون جریان را در سیستمی بسته، متحمل می‌شود. در اغلب مکانیزمهای سیلندر پیستون رفت و برگشتی کاربردی، سوپاپها در مراحل معینی باز می‌شود و سیال به سیلندر القاء و یا از آن خارج می‌گردد.

۳-۱ انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان

انتقال کار در فصل دوم به صورت «انرژی حاصل از اعمال نیرو بر فاصله تعریف شده» علامتی که به آن تعلق گرفت « W » است، بنابراین:

(واحد J) W : انتقال کار

در شکل (۲-۳) اجازه دهید که سیال داخل مکانیزم سیلندر پیستونی تحت تغییرات حالت، از حالت ۱ در TDC به حالت ۲ در BDC قرار گیرد. فرض کنید سیال، گاز یا بخار باشد. اگر فشار سیال در حالت ۱ به نحوی بیشتر از فشار جو باشد، پیستون تحت نیروی ایجاد شده به طرف پایین حرکت می‌کند و سبب چرخش محور می‌شود، بنابراین در میل لنگ کار ایجاد می‌گردد. همان گونه که در فصل اول اشاره شد، انتقال کار در میل لنگ برابر حاصل ضرب نیرو در فاصله طی شده است. اما کار ایجاد شده بستگی به تغییرات در اندازه خواص سیال بستگی دارد و در گرما - سیالات لازم است که انتقال کار را «چگونگی پدیده هایی که در خود سیال رخ می‌دهد» تعریف نمود.

در مورد سیال موجود در مکانیزم سیلندر پیستونی، نیرو به وسیله اختلاف فشار Δp بین فشار سیال در حالت ۱ و فشار سیال بعد از انبساط در حالت ۲، ضربه در سطحی که فشار به صورت عمود بر آن وارد شده؛ یعنی سطح مقطع پیستون A_s ، ایجاد می‌شود. اگر پیستون فاصله L را بین TDC و BDC طی کند، خواهیم داشت:

$$W = \Delta p A_s L$$

اما $A_s L$ حجم جاروب شده سیلندر یا حجم است، بنابراین به شکل ریاضی، کار انتقال یافته بین حالات ۱ و ۲ برابر است با:

$$W_{12} = - \int_1^2 p dv$$

علامت منفی طبق قرار داد علامت گذاری لازم است تا برای انتقال کار یا گرما به کار رود، زیرا کار ممکن است به سیستم داده شود یا از سیستم گرفته شود؛ از این رو ضروری است تمایز بین این دو حالت با علامت مشخص شود. روش علامت گذاری در بخش (۳-۳-۴) مفصلاً توضیح داده شده است.

چون حجم، وابسته به جرم است یا خاصیت غیر گسترده دارد، بنابراین انتقال کار ویژه نیز وجود دارد (w) از این رو:

$$w: \text{واحد } J/kg \text{ (انتقال کار ویژه)}$$

$$W = mw$$

رابطه انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان برابر است با:

$$W_{12} = mw_{12} = - \int_1^2 p dv - \int_1^2 mp dv \quad (3-1)$$

این یک روش مرسوم برای نوشتن معادله انتقال کار در فرآیند بدون جریان است. از نظر فیزیکی به این معنی است که فشار و حجم سیال (هر دو) می‌توانند بین حالت ۱ و حالت ۲ تغییر کنند و انتقال کار برابر با مجموع تعداد نامحدودی از تغییرات انجام شده در pV ، طی فرآیند است. اگر نمودار فشار سیال بر حسب حجم آن را ضمن این که از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر مکان می‌دهد - رسم کنیم، مساحت زیر نمودار انتقال کار را برای این تغییر حالت نشان می‌دهد. زمانی که سیال یک چرخه را طی می‌کند، مقدار خالص انتقال کار برابر مساحت زیر نمودار است

(شکل ۳-۳). این برابر جمع انتقال کار در هر فرآیند بدون جریان برای انجام یک چرخه است، به عبارت دیگر این رابطه ممکن است به سه روش انتگرال گیری شود:

الف - اگر فرآیند بدون جریان دارای حجمی ثابتی باشد و $dv = 0$ ، انتقال کار نیز صفر است:

$$W_{1,2} = - \int_1^2 p dv = - \int_1^2 p \times 0 = 0$$

ب - اگر فرآیند بدون جریان دارای فشار ثابتی باشد، در این مورد:

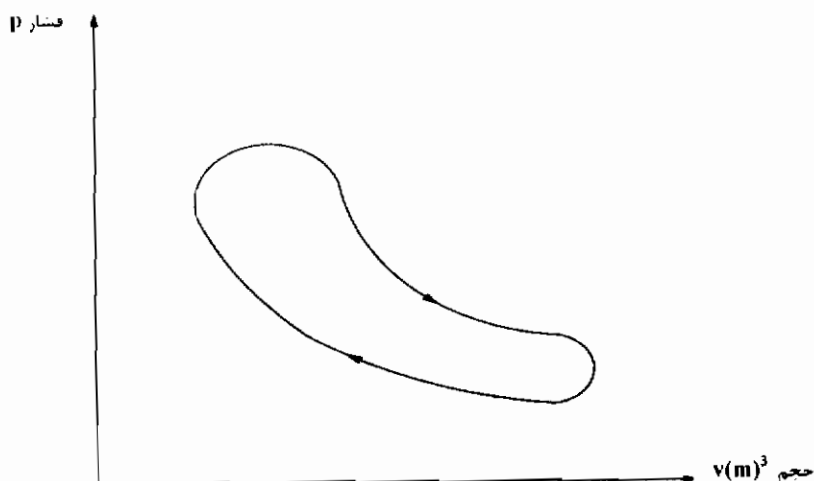
$$W_{1,2} = - \int_1^2 p dv = -p(v_2 - v_1)$$

ج - اگر رابطه بین فشار و حجم مثلاً با انجام آزمایش مشخص باشد. در واقع، چنین رابطه‌ای برای بسیاری از گازها به دست آمده است - همان گونه که در فصل دوم بدان اشاره و در فصل ششم بررسی شد - یعنی:

$$pV^n = \text{ثابت}$$

که در آن n مقدار ثابتی دارد. در این مورد انتگرال برابر است با:

$$W_{1,2} = - \int_1^2 p dV = - \text{عدد ثابت} \int_1^2 \frac{dV}{V^n} = - \frac{\text{عدد ثابت} (V_2^{1-n} - V_1^{1-n})}{1-n}$$



شکل ۳-۳ انتقال کار مساحت مشخص شده در دیاگرام فشار - حجم است.

مثال ۳-۱

زمانی که پیستون در یک مکانیزم سیلندر پیستونی رفت و برگشتی در TDC قرار دارد، سیال موجود در حجم آزاد دارای فشار 1 MPa و حجم 0.05 m^3 است. با حرکت پیستون به نقطه BDC، تغییرات فشار و حجم مرتباً تحت نظر است و مشاهده می‌شود که سیال از قانون ثابت $pV^{1/4} = \text{ثابت}$ تبعیت می‌کند. زمانی که پیستون در BDC است، حجم سیال 0.1 m^3 (شکل ۴-۳) می‌باشد. انتقال کار به میل لنگ طی این فرآیند بدون جریان، چقدر است؟

حل: اجازه دهید که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر وضعیت دهد. از رابطه (۳-۱) انتقال کار W_{12} در فرآیند بدون جریان برابر است با:

$$W_{12} = - \int_1^2 p dV$$

با توجه به این که هر دو - فشار و حجم سیال - متغیر هستند، از این رو نمی‌توان از این رابطه انتگرال گرفت اما، در این مثال، رابطه بین فشار و حجم به دست آمده است. با جایگزینی در رابطه (۳-۱) برای p داریم:

$$W_{12} = - \int_1^2 \frac{dV}{V^{1/4}} \quad \text{عدد ثابت}$$

$$\therefore W_{12} = \frac{- \text{عدد ثابت} (V_2^{1-1/4} - V_1^{1-1/4})}{1-1/4}$$

مقدار ثابت را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد.

$$\text{عدد ثابت} = p_1 V_1^{1/4} = p_2 V_2^{1/4}$$

در حالت ۱، مقدار ثابت برابر است با:

$$\text{عدد ثابت} = 10 \times 10^5 \times 0.05^{1/4} = 15085/4$$

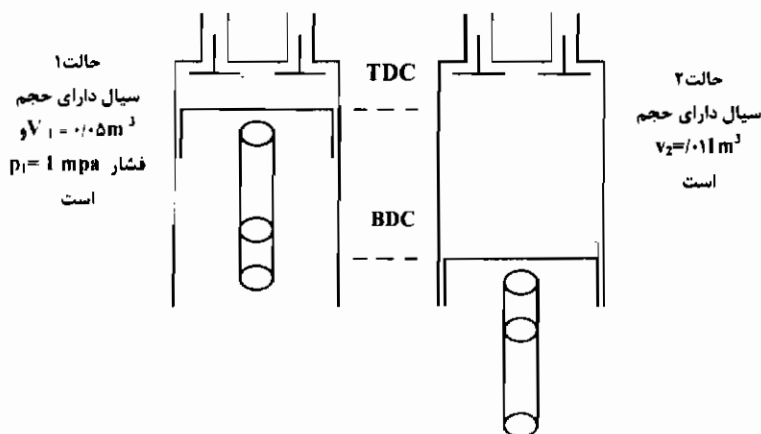
بنابراین، انتقال کار W_{12} برابر است با:

$$W_{12} = \frac{15085/4 (0.1^{-0/4} - 0.05^{-0/4})}{1-1/4} = -30.3 \text{ kJ}$$

جواب منفی، مفهوم چیزی را نمی‌رساند، اما برای توضیح اهمیت آن باید صبر کرد تا

علامت قرارداد در بخش (۴-۳) معرفی شود.

کاربرد معادله (۳-۱) اجازه می‌دهد که انتقال کار برای یک کورس پیستون در مکانیزم سیلندر پیستونی محاسبه شود.



شکل ۳-۴، مثال ۳-۱ محاسبه انتقال کار در یک مکانیزم سیلندر پیستونی زمانی که سیال یک فرآیند بدون جریان را طی می‌کند

مثال ۳-۲

ساخت موتوری پیشنهاد شده که طبق اصول مکانیزم سیلندر پیستون رفت و برگشتی کار کند، به طوری که سیال چهار فرآیند بدون جریان، برای یک چرخه کامل را در موارد زیر طی کند.

- ۱- حالت ۱ به حالت ۲: انبساط در فشار ثابت 1 MPa از حجم 0.02 m^3 به حجم 0.09 m^3 .
- ۲- حالت ۲ به حالت ۳: حجم ثابت، کاهش فشار به 0.1 MPa .
- ۳- حالت ۳ به حالت ۴: تراکم در فشار ثابت 0.1 MPa از حجم 0.09 m^3 به حجم 0.02 m^3 .
- ۴- حالت ۴ به حالت ۱: حجم ثابت افزایش فشار به حالت اولیه (فشار 1 MPa).

چرخه را برای نمودار فشار سیال بر حسب حجم رسم کنید. انتقال کار را در فرآیند بدون جریان به دست آورید، همچنین انتقال کار خالص سیال در یک چرخه کامل را حساب کنید.

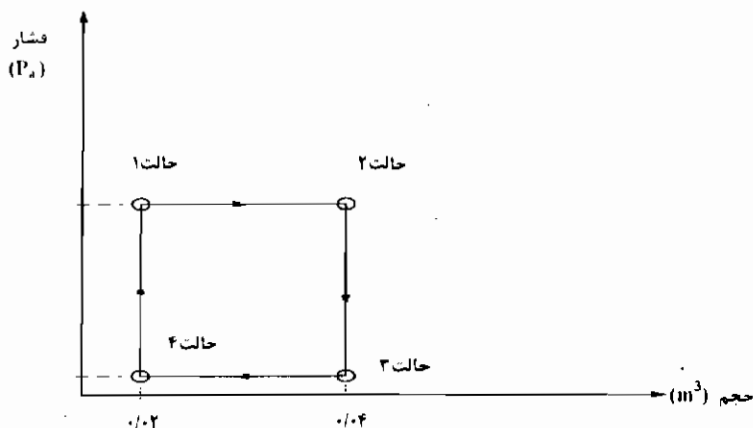
حل

نمودار فشار سیال بر حسب حجم برای یک چرخه کامل در شکل (۳-۵) نشان داده شده است. انتقال کار زمانی که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ می‌رود با استفاده از (۳-۱) محاسبه می‌شود.

$$W_{12} = - \int_1^2 p dV$$

طی فرآیند بدون جریان، فشار ثابت می‌ماند، از این رو رابطه بالا را می‌توان انتگرال گرفت:

$$W_{12} = -p_1 (V_2 - V_1) = -10 \times 10^5 \times (0.09 - 0.02) = -70 \text{ kJ}$$



شکل ۳-۵. مثال ۳-۲. گراف فشار بر حسب حجم برای سیالی که یک چرخه کامل، شامل چهار فرآیند غیر جریانی است، را طی می‌کند.

انتقال کار طی فرآیند از حالت ۲ به حالت ۳، $W_{۲۳}$ نیز از معادله (۳-۱) به دست می آید، اما در این فرآیند بدون جریان، حجم ثابت می ماند، بنابراین $dV = 0$ و انتقال کار صفر است. همین روش برای انتقال کار، زمانی که سیال از حالت ۴ به حالت ۱ می رود، $W_{۴۱}$ استفاده می شود بنابراین:

$$W_{۲۳} = W_{۴۱} = 0$$

انتقال کار زمانی که سیال از حالت ۳ به حالت ۴ می رود « $W_{۳۴}$ » از رابطه (۳-۱) به دست می آید. فرآیند بدون جریان در فشار ثابت انجام می شود، بنابراین از این رابطه می توان انتگرال گرفت:

$$W_{۳۴} = -p_۳(V_۴ - V_۳) = -1 \times 10^5 (0.02 - 0.09) = +7 \text{ kJ}$$

این حقیقت که انتقال کار مثبت است، نشان می دهد که علامت قرار داد به کار گرفته شده است. انتقال کار در چرخه $\Sigma(w)_{cyc}$ به وسیله مجموع کارهای انتقال یافته در هر فرآیند بدون جریان به دست می آید:

$$\Sigma(w)_{cyc} = w_{۱۲} + w_{۲۳} + w_{۳۴} + w_{۴۱}$$

$$\Sigma(w)_{cyc} = (7 + 0 + 7 + 0) = -63 \text{ kJ}$$

انتقال کار خالص در چرخه $\Sigma(w)_{cy}$ به صورت عددی از مساحت نمودار به دست می آید.

$$\Sigma(w)_{cyc} = (10 - 1) \times 10^5 \times (0.09 - 0.02) = 63 \text{ kJ}$$

اختلافی که در علامت مشاهده می شود به سبب رعایت «علامت قراردادی» است. اندازه گیری مساحت و به دست آوردن انتقال کار خالص در این مثال ساده است، زیرا سیال یک چرخه مستطیلی شکل را در نمودار p بر حسب v طی می کند، اما برای نمودارهایی که اشکال پیچیده ای دارند، لازم است از روش تحلیلی استفاده شود. با به کارگیری رابطه (۳-۱) می توان برای سیالی که فرآیندهای بدون جریان مشخص را در یک چرخه کامل طی می کند (انتقال کار در موتور مورد نظر) حساب کرد.

طبق قرارداد، چرخه هایی مانند این مثال، که در جهت حرکت عقربه ساعت است، به موتورهایی نسبت داده می شود که انتقال کار خالص از سیال گرفته می شود، و چرخه هایی که در

جهت عكس حركت عقربه هاى ساعت هستند مربوط به كمپرسورها مى باشند كه در آنها كار خالص به سيال داده مى شود .

۳-۲ انتقال گرما در يك فرآيند بدون جريان

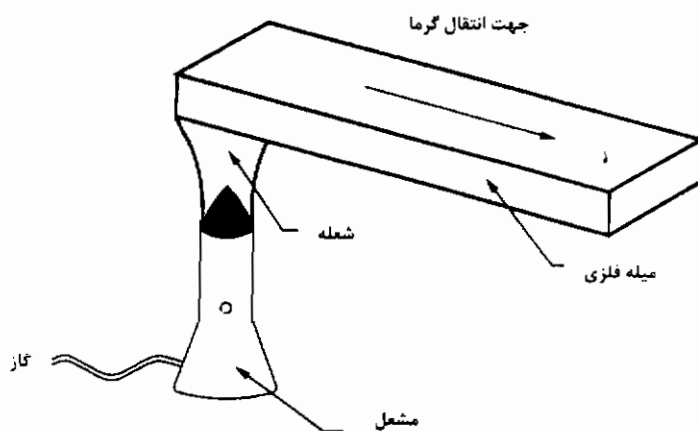
در ك انتقال گرما موضوع نسبتا آسانى است به اين دليل كه اگر نيروى در فاصله اى اعمال شود ، توليد انرژى مى كند . از طرف ديگر ، انتقال گرما را نمى توان به سادگى توضيح داد . در فصل اول آن را به صورت انرژى ايجاد شده در اثر اختلاف دما تعريف كرديم . اين پديده با علامت Q مشخص مى شود و مانند انتقال كار وابسته به جرم است . انتقال گرما ويژه q از تقسيم انرژى گرمائى بر واحد جرم به دست مى آيد ، بنابراين داريم :

(واحد J) : Q : انتقال گرما

(واحد J/kg) : q : انتقال گرمائى ويژه

به نظر منطقى است كه بتوان انتقال كار سيال را ، با بررسى فنى كه در بالا بيان شد ، به شكل رياضى تعريف كرد . در اين صورت انتقال گرما را نيز مى توان به طور مشابه تعريف نمود . هر دو كار و گرما ، انرژى هاى هستند كه در يك سيستم گرمائى ايجاد مى شوند . در واقع ، انتقال كار و گرما به صورت جدانشدنى در قانون اول و دوم ترموديناميك به يكديگر مرتبط هستند ، يكى از اين موارد در فصل (چهارم) و ديگرى در فصل (دوازدهم) بررسى خواهد شد . با اين وجود در اين مرحله ، نشان داده شده است كه انتقال گرما حاصل دو خاصيت از سيال است كه به طور مشخص فشار و حجم هستند . واضح است كه انتقال گرما يك نوع انرژى مى باشد كه به دما مربوط مى شود .

همچنين ، عملا مى توان نشان داد كه انتقال گرما از يك جسم با دماى معين به جسم ديگرى با دماى كمتر ، انجام مى گيرد (شكل ۳-۶) ، براى مثال : اگر از يك مشعل بنسن (Bunsen) براى گرم كردن انتهاي يك لوله فلزى استفاده شود ، طولى نخواهد كشيد كه دماى طرف ديگر لوله افزايش مى يابد ، به عبارت ديگر ، گرما به شكل انرژى به سبب برخورد ملكولهاى ميانى به يكديگر ، در طول ميله منتقل مى شود .



شکل ۳-۶ گرما از یک جسم با دمای بالا به جسم دیگری با دمای پایین جریان می‌یابد

بنابراین، به نظر واضح است که دما باید خاصیتی از سیال باشد که رابطه ریاضی انتقال گرما را در یک فرآیند بدون جریان بیان می‌کند. دما یک خاصیت سیال است که در فصل (دوم) به عنوان خاصیت گستره تعریف شد. رابطه ریاضی برای گرما Q_{12} زمانی که سیال یک فرآیند بدون جریان را از حالت ۱ به حالت ۲ طی می‌کند، برابر است با:

$$Q_{12} = \int_1^2 T dV$$

چه خاصیت دیگری را باید به جای علامت ؟ گذاشت که رابطه تکمیل شود ؟

با امتحان آحاد، مشخص می‌شود که واحد آن (درجه کلوین/ژول) در سیستم SI است در این مرحله، هیچ خاصیتی از سیال با این واحد مشخص نشده‌اند، بنابراین، روش اتخاذ شده این است که فرض شود چنین خاصیتی وجود دارد. نامی که به آن داده می‌شود آنترپی و علامتش S است. این (خاصیت) باید یک خاصیت غیر گستره مانند حجم باشد که وابسته به جرم است؛ از این رو آنترپی ویژه s برابر است با:

(واحد J/K°) S : آنترپی

(واحد $J/kg.K^\circ$) s : آنترپی ویژه

ایجاد یک خاصیت سیال بدین طریق ممکن است که روش مبهمی به نظر برسد. هر چند وجود آنتروپی، زمانی که قانون دوم ترمودینامیک در فصل دوازدهم بررسی شود، قابل توجیح است. فعلا، واقعیت این است که نیاز به نوشتن رابطه ریاضی برای انتقال گرماست، همان روشی که برای انتقال کار انجام شد کفایت می کند. یک خاصیت مانند حجم با همان روش بررسی می شود حتی اگر نتوان آن را حس و یا اندازه گرفت. برخلاف حجم، اندازه واقعی آنتروپی یک سیال را نمی توان به دست آورد. تنها چیزی را که قابل اندازه گیری است تغییر آنتروپی سیال است که فرآیندی را طی می کند و این تغییر آنتروپی را می توان با دانستن خواص دیگر سیال، که قابل اندازه گیری هستند، به دست آورد. خوشبختانه، همین اندازه برای تحلیل یک سیستم گرمایی کفایت می کند. در واقع، به دست آوردن تغییر آنتروپی یک سیال اغلب (نه الزما) برای محاسبه کار و انتقال گرما به کار می رود، این موضوع نه تنها اهمیت آن را از بین نمی برد بلکه نشان می دهد مفهوم آنتروپی سیال برای درک بازده یک سیستم گرمایی، بسیار با اهمیت است، بنابراین، معادله انتقال گرما برای تغییر یک سیال از حالت ۱ به حالت ۲ در یک فرآیند بدون جریان برابر است با:

$$Q_{12} = mq_{12} = \int_1^2 T ds = \int_1^2 mTds \quad (3-2)$$

معادله انتقال گرما در رابطه (۳-۲) طبق علامت قراردادی اقتباس شده، علامتی مثبت دارد. برای انتقال کار، می توان در مدت زمان یک حالت از مساحت نمودار (دما-آنتروپی) که در (شکل ۳-۷) داده شده و یا از مساحت نموداری که در آن سیال یک چرخه کامل را طی می کند به دست آورد، (همچنین با جمع کردن انتقال گرما در هر فرآیند بدون جریان که چرخه را کامل می کند).

باز هم مانند انتقال گرما، این رابطه را می توان به سه روش انتگرال گرفت.

الف - اگر فرآیند بدون جریان، دارای آنتروپی ثابت باشد و $ds = 0$ ، انتقال گرما نیز

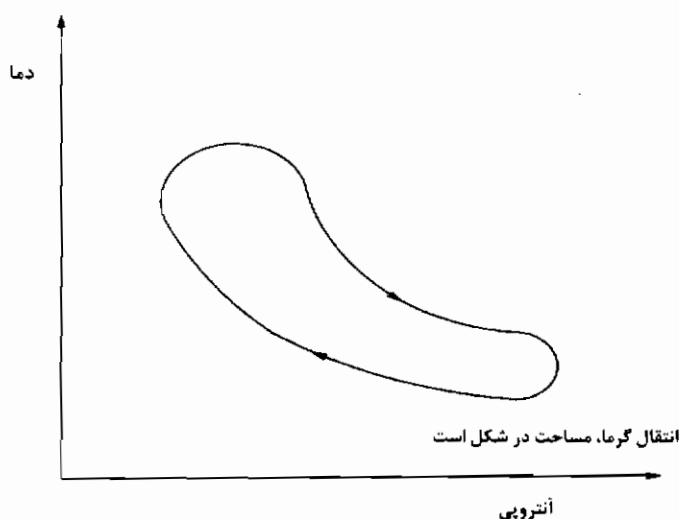
صفر می شود:

$$Q_{12} = \int_1^2 T ds = \int_1^2 T \times 0 = 0$$

ب - اگر فرآیند بدون جریان ، دارای دمای ثابت باشد ، خواهیم داشت:

$$Q_{۱۲} = \int_1^2 T ds = T(S_2 - S_1)$$

ج - اگر رابطه بین دما و آنترופی ، مثلاً با انجام آزمایش ، معلوم باشد . چون نمی توان آنترومی را مستقیماً اندازه گرفت بنابراین چنین رابطه ای وجود ندارد ؛ ازاین رو نمی توان از معادله انتگرال گرفت .

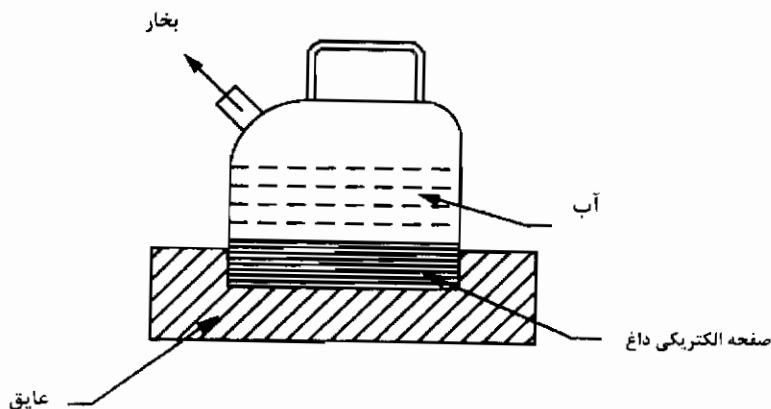


شکل ۳-۷ مساحت در دیاگرام دما آنترופی انتقال گرما را نشان می دهد.

شاید این مسأله کمی عجیب به نظر برسد ولی زمانی که دمای سیال ثابت باشد ، می توان به آن گرما داد یا از آن گرما را گرفت . در واقع ، این موردی است که در مدت تغییر فاز یک سیال اتفاق می افتد . برای یک سیال که از مایع به بخار تغییر فاز می دهد (آن را جوشش یا تبخیر نامند) . باید به سیال، گرما داده شود ، و برای سیال که از حالت بخار به مایع تغییر فاز می دهد (تقطیر) ، باید از سیال حرارت گرفته شود . انتقال گرما در دمای ثابت هر یک از این موارد را در مدت تغییر فاز، «گرمای نهان» نامند . انتقال گرمایی که مربوط به اختلاف دما می شود را «گرمای محسوس» گویند.

مثال ۳-۳

یک کتری شامل ۲kg آب روی یک اجاق الکتریکی در یک اتاق قرار می‌گیرد و فشار جو ۱۰۰ Kpa است. با انتقال گرما از اجاق به آب، دمای آب بالا می‌رود. با افزایش گرما دمای آب به $99/6^{\circ}C$ می‌رسد. اگر دما تا تبخیر تمامی آب ثابت بماند (در $99/6^{\circ}C$) به عبارت دیگر، دما تا زمان تغییر فاز، تغییر نکند (شکل ۳-۸) و فرض کنیم که گرمای مازاد از اجاق برابر $415/6kg$ باشد (با اندازه گیری ولتاژ و آمپر دستگاه برقی)، تغییر کل آنتروپی و آنتروپی ویژه آب در مدت تغییر فاز چقدر است؟



شکل ۳-۸: مثال ۳-۳ بدست آوردن تغییر آنتروپی آب در یک کتری زمانی که تغییر فاز به بخار در دمای ثابت انجام می‌شود.

حل

اجازه دهید که آب از حالت ۱ به حالت ۲ برود. انتقال گرما به آب Q_{12} از رابطه (۳-۲) به دست می‌آید:

$$Q_{12} = \int_1^2 (mTds)_w$$

اما در مدت تغییر فاز، دمای آب ثابت می‌ماند، بنابراین رابطه را می‌توان انتگرال

گرفت:

$$Q_{12} = \{mT(s_2 - s_1)\}_w$$

تغییر آنتروپی ویژه آب در مدت تغییر فاز برابر است با: (توجه کنید که $99/6^{\circ}C$ باید به $372/6^{\circ}K$ تبدیل شود)

$$\{S_2 - S_1\}_{11} = \frac{4516 \times 10^3}{2 \times 372/6} = 6/06 \text{ kJ/kg K}$$

تغییر در آنتروپی برابر است با:

$$[S_2 - S_1]_{11} = 6/06 \times \dot{m} = 12/12 \text{ kJ/K}^{\circ}$$

این مثال نشان می‌دهد که تغییر آنتروپی قابل محاسبه است، هر چند که کاربرد آن محدود به فرآیندهایی می‌باشد که دمای ثابتی دارند. با این وجود، تأکید می‌شود که خاصیت آنتروپی، متناسب با تئوری مورد نظر انتخاب شود تا الزاماً مانعی برای انجام تحلیل تئوری ایجاد نکند. اگر مقادیر آنتروپی معلوم باشند، می‌توان از آنها برای محاسبه انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان و مقدار خالص انتقال گرما در یک چرخه، استفاده نمود.

۳-۳ مشخصات ویژه انتقال کار و گرما در یک فرآیند بدون جریان

۳-۳-۱ کار و انتقال گرما باید از مرز سیستم عبور کنند

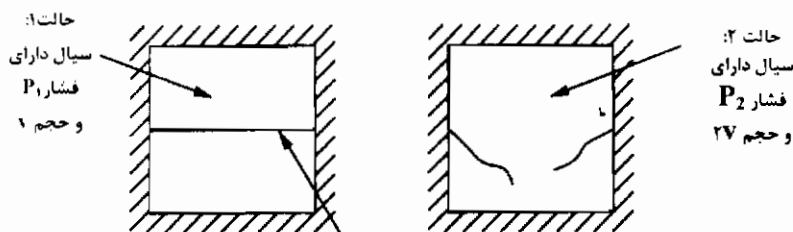
روابط کار و انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان، شامل خواص سیال از قبیل: فشار، حجم، دما و آنتروپی می‌شود. ممکن است تصور کنید که هر گونه تغییری در خواص سیال در زمان انجام فرآیند، انتقال کار و گرما را به مخاطره می‌اندازد. با این وجود به مثال زیر توجه کنید. یک ظرف با حجم ۲۷ توسط یک غشاء، همان گونه که در شکل (۳-۹) نشان داده شده است، به دو نیم می‌شود.

در حالت ۱، سیال با فشار زیاد، نیمی از حجم را در قسمت بالا اشغال می‌کند و مرز سیستم در داخل حجم نیمه بالایی ظرف است و نیمه پایینی خالی است. حال اگر غشاء شکسته شود، فشار زیاد سیال در نیمه بالا به سمت پایین منبسط می‌شود. در حالت ۲، حجم سیال برابر ۲۷ و فشار p_2 است.

مرز در حالت ۲، داخل حجم تمام ظرف در نظر گرفته شده است. نتیجه این فرآیند، تغییر فشار از p_1 به p_2 و تغییر حجم از V به $2V$ است. معادله W_{12} بیانگر آن است که مقداری انتقال

کار صورت گرفته است، اما این کار فقط زمانی قابل ملاحظه و مفید است که بتوان آن را از سیال استخراج کرد تا از مرز بگذرد و وارد یک مکانیزم فیزیکی شود. این عمل را می توان با یک چرخ پره دار انجام داد. این چرخ پره دار را جلوی سوراخ غشاء قرار می دهیم تا با منبسط شدن سیال و گذشتن از چرخ، پره ها بچرخند و محور چرخ از مرز عبور کند و کار را به خارج از سیستم انتقال دهد.

همین اصول برای انتقال گرما به کار می روند، اما توضیح آن مشکلتر است، زیرا خاصیت آنتروپی سیال را نمی توان مانند فشار اندازه گرفت (حجم و دما در این مرحله). برای موارد بخصوصی از احتراق سوخت در یک سیال شامل اکسیژن مانند یک موتور، گرما در داخل ایجاد می شود، اما برای این که گرما مفید واقع شود، حرارت باید به شکل کار در میل لنگ یا حرارت در سیال دیگری از مرز بگذرد.



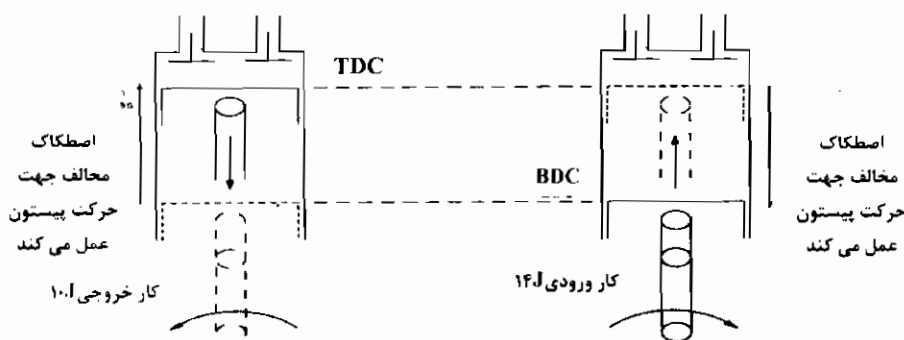
شکل ۹-۳ مخزنی با حجم V_2 توسط سطح نازکی به دو قسمت تقسیم می شود، در بالا سیال قرار دارد و قسمت پایین خالی است.

۳-۳-۲ معادلات کار و انتقال گرما فقط برای فرآیندهای برگشت پذیر بدون جریان به کار می روند دوباره مثال انتقال کار را مورد تأمل قرار دهید. مکانیزم سیلندر پیستونی را در نظر بگیرید (شکل ۳-۲) که با حرکت پیستون از TDC به BDC، کار در میل لنگ ایجاد می شود. سیال داخل سیلندر را در حالت ۱، زمانی که پیستون در TDC است، و فشار آن P_1 و حجم V_1 است، در نظر بگیرید. بعد از انبساط سیال به حالت ۲، و پیستون در BDC، فشار P_2 و حجم V_2 است. مقدار

انتقال کار در میل لنگ را به علت تغییرات در فشار و حجم سیال ضمن فرآیند، می توان اندازه گرفت. فرض کنیم $10 J$ کار تولید شود.

حال ممکن است که پیستون از BDC به TDC حرکت کند و سیال به حالت اوّه خود؛ یعنی P_1 و V_1 برگردد، به عبارت دیگر، برای این که فرآیند جهت عکس عمل کند، کار باید به میل لنگ داده شود (زمانی که سیال متراکم می شود)؛ اما اگر فقط $10 J$ کار به میل لنگ داده شود، در عمل امکان ندارد که بتوان سیال را به حالت ۱ و پیستون را به TDC برگرداند. علت این است که در سیالات واقعی، طی یک فرآیند، مقداری انرژی به شکلی تبدیل می شود که غیر مفید است و باید در نظر گرفته شود. در واقع، این انرژی به اشکال مختلف صرف غلبه بر اثرات اصطکاک می شود. هنگامی که یک جسم جامد بر روی جسم جامد دیگر بلغزد، نیروی اصطکاک به وجود می آید که مانع از حرکت می شود. این پدیده ای است که برای پیستون (که در برابر دیوارهای سیلندر لغزش دارد) اتفاق می افتد. متأسفانه، این نیروی کاهنده، زمانی که پیستون از TDC به BDC می رود، مخالف جهت حرکت پیستون عمل می کند و زمانی که پیستون از BDC به TDC حرکت می کند، با هم، این نیرو مخالف جهت حرکت پیستون اعمال می شود. به علاوه زمانی که سیال منبسط می شود و در سیلندر متراکم می شود، نیروهای اصطکاک بیشتری نیز ایجاد می شوند. سیالات در مقابل صفحات جامد همان نوع اصطکاک را تحمل می کنند که صفحات جامد نسبت به یکدیگر دارند. اختلاف عمده، همان گونه که در بخش (۵-۲) درباره آن بحث شد، آن است که سیالات شکل خود را حفظ نمی کنند، هر چند، در سیالات تأثیر مشابهی وجود دارد، زیرا نیروهای اصطکاک در سیال مخالف جهت حرکت پیستون - در هر دو مورد، زمانی که پیستون از TDC به BDC حرکت می کند و برعکس - عمل می کند، بنابراین، در سیستم سیلندر و پیستون، شکل (۲-۳)، اگر از اصطکاک صرف نظر شود، کار خروجی برای پیستون، که به سمت پایین از TDC به BDC حرکت می کند، بیش از زمانی است که سیستم دارای اصطکاک می باشد، و اگر فرض شود که مقدار عددی کار خروجی $12 J$ است؛ افت به سبب اصطکاک در محدوده $2 J$ خواهد بود. به طور مشابه، می توان گفت که فقط نیاز به $12 J$ کار است که به پیستون داده شود تا بتواند به TDC برگردد. به عبارت دیگر فقط $12 J$ ، کار کافی است تا سیال به حالت اولیه خود باز گردد و فرآیند بازگشت پذیر باشد. اما اگر اصطکاک وجود

داشته باشد، نیاز به $14J$ کار است، $12J$ آن با فرض بدون اصطکاک به اضافه $2J$ مازاد بر غلبه بر نیروی اصطکاک که همیشه مخالف جهت حرکت، عمل می کنند. (شکل ۱۰-۳).



شکل ۱۰-۳ نیروهای اصطکاک همیشه در جهت مخالف حرکت پیستون عمل می کنند.

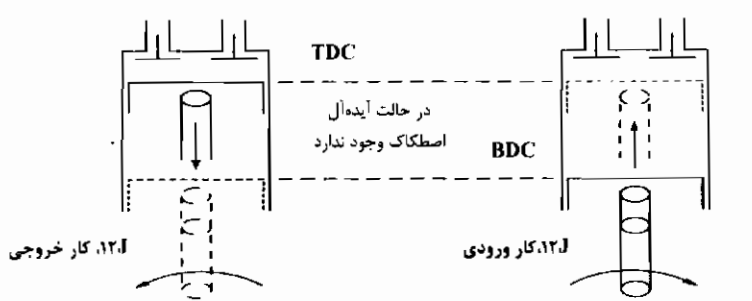
تا جایی که به معادله انتقال کار مربوط می شود، اگر سیال از حالت ۱ با فشار p_1 و حجم V_1 به حالت ۲ با فشار p_2 و حجم V_2 برود و دوباره به حالت ۱ برگردد، مقدار ثابت خواهد بود، زیرا تغییرات در فشار و حجم در هر فرآیند مساوی است.

این مطلب در مورد یک سیال متراکم یا منبسط شده، با فرض اصطکاک صفر؛ یعنی یک فرآیند ایده آل صحیح است. در تمام سیالات واقعی و فرآیندهای حقیقی، نیروهای اصطکاکی بر خلاف جهت جریان اعمال می شوند؛ بنابراین معادله انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان فقط برای یک سیال ایده آل، یعنی بدون اصطکاک به کار می رود.

در مورد انتقال گرما، سیال از حالت ۱، با دمای T_1 و آنتروپی S_1 ، در زمانی که پیستون در TDC قرار دارد، به حالت ۲ با دمای T_2 و آنتروپی S_2 ، در حالی که پیستون در BDC است، می رود و دوباره به حالت ۱ باز می گردد. البته با این فرض که حرکت پیستون در سیلندر از TDC به BDC توسط توان سیال، که قبل از انرژی را به صورت گرما دریافت کرده، انجام شود و این بدان معنی است که دمای T_1 بیش از T_2 است، و انتقال گرما از سیال به محیط صورت می گیرد، اما زمانی که پیستون از حالت ۲ به حالت ۱ بر می گردد و دمای سیال از T_2 به T_1 افزایش می یابد،

انتقال گرمای مورد نیاز از محیط به سیال انجام نمی‌شود؛ زیرا این بر خلاف گرادیان دمای سیال است. گرما فقط می‌تواند از دمای زیاد به دمای کمتر انتقال یابد. به شکل ایده آل می‌توان گفت که گرما از تعداد بی شماری مراحل میانی بین حالت ۲ و حالت ۱ می‌گذرد. این در حالی است که اختلاف دمای زیادی بین سیال و محیط وجود دارد.

در گرما - سیالات به مورد ایده آل، برگشت پذیری گویند. (شکل ۱۱-۳)؛ زیرا سیال قادر است که به حالت اولیه خود بازگردد و در واقع مقدار کار و انتقال گرما در یک فرآیند انبساطی - زمانی که پیستون از TDC به BDC حرکت می‌کند - برابر است با همان مقدار کار و انتقال گرما در یک فرآیند تراکمی؛ یعنی زمانی که پیستون از BDC به TDC حرکت می‌کند. هر چند این دو فرآیند مخالفه جهت یکدیگر قرار دارند، اما هر دو به عنوان فرآیندهای برگشت پذیر در نظر گرفته می‌شوند و زمانی که فرآیند به طور کامل یک چرخه را طی کند، آن را چرخه برگشت پذیر نامند.



شکل ۱۱-۳ فرض می‌شود که سیالات ایده آل فرآیندهای برگشت پذیر را طی می‌کنند.

برگشت پذیری یک حالت ایده آل است؛ زیرا تمام سیالات حقیقی تحت تأثیر اثرات اصطکاک و روش انتقال گرما قرار دارند. فرآیندهای حقیقی ملزم به برگشت پذیری هستند، به همین دلیل با فرض برگشت پذیری و امکان استفاده از معادلات کار و انتقال گرما، می‌توان فرآیندهای حقیقی را توجیه کرد، زیرا مقادیر به دست آمده برای کار و انتقال گرما با مقادیری که در عمل به دست می‌آید، نسبتاً مطابقت دارند. به عبارت دیگر، اگر یک موتور سیلندر پیستون

رفت و برگشتی در آزمایشگاه راه اندازی و مقدار انتقال کار توسط مساحت نمودار سیال اندازه گیری شود و سپس با مقدار انتقال کاری که توسط معادله پیش بینی شده است، مقایسه گردد، جوابهای به دست آمده مشابه خواهند بود. از این جهت، معادله انتقال کار و گرما را می توان با اطمینان بیشتری برای تخمین کار آبی ماشینهای رفت و برگشتی به کار برد.

روابط برگشت پذیری برای به دست آوردن انتقال گرما و کار برای فرآیندهای بدون جریان در معادلات (۱-۳) و (۲-۳) داده شده اند. تغییرات زیادی در خواص سیال مانند: فشار، حجم، دما و آنترپی طی یک فرآیند ایجاد می شود که توسط این معادلات قابل توضیح هستند. همچنین با استفاده از شکل دقیق نمودار می توان مساحت زیر نمودار را به دست آورد. در فرآیندهای حقیقی، امکان تشخیص فقط با اندازه گیری تعداد محدودی از شرایط مبانی سیال بین حالت ۱ و ۲ وجود دارد و شکل واقعی منحنی مشخص نیست. شکل بهتر نمودار برگشت پذیری نمودار واقعی را دنبال می کند، به هر حال این نمودار با دقت بیشتری مقدار کار و انتقال گرما را پیشگویی می کند.

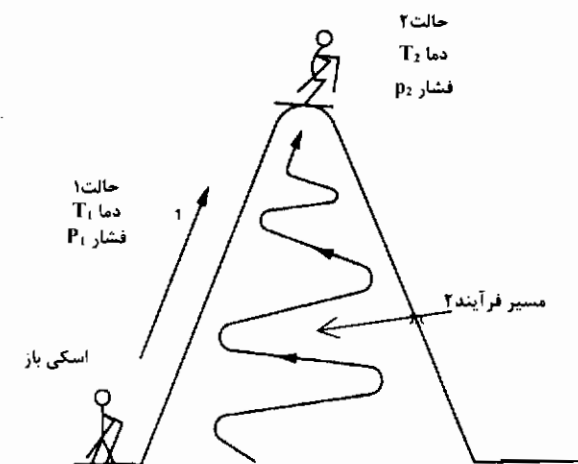
۳-۳-۳ کار و انتقال گرما خواص سیال نیستند.

با استفاده از خواص سیال، وضعیت آن برای هر حالت توضیح داده شد. برای کار و انتقال گرما، خواص فشار، دما، حجم و اکنون آنترپی، معرفی شدند. ممکن است تصور کنید که چون کار برگشت پذیر و انتقال گرما در فرمول به شکل ایجاد کننده دو خاصیت بیان شده است؛ از این رو آنها (کار و انتقال گرما) نیز می توانند خواص سیال باشند، اما این طور نیست. برای مثال یک اسکی باز (Skier) را روی یک کوه تصور کنید - هر چند این مقایسه دقیق نمی تواند باشد، زیرا یک اسکی باز نمی تواند یک سیستم گرمایی باشد، اما برای هدف ما می تواند مفید باشد. در پایین کوه، حالت ۱، فشار هوا 100 kPa و دمای آن 270°K می باشد، زمانی که اسکی باز از پایین کوه به بالای آن حرکت می کند، تغییر حالت می دهد. برای رسیدن به بالا، اسکی باز می تواند راه برود (قدم بزند) که این عمل نیاز به انجام مقداری کار دارد. یا اسکی باز می تواند از یک بالابر استفاده کند که در این صورت نیازی به انجام کار از طرف وی نیست. اسکی باز همان مقدار تغییر حالت را طی می کند که برای مقدار خاص در پایین و بالای کوه تعریف شده است؛

اما در انتخاب دو روش مختلف برای رسیدن به بالای کوه باید از دو مقدار کار مختلف استفاده کند، به همین ترتیب اسکی باز باید مقادیر مختلفی گرما ایجاد کند. به طور مشابه در مسیر آمدن به طرف پایین، اسکی باز می تواند مستقیم از کوه پایین بیاید که این عملی هیجان انگیز است و نیاز به انجام مقدار کمی کار دارد، یا می تواند راه طولانی تر و مسیرهایی که شیب کمی دارند را انتخاب کند؛ که در این صورت نیاز به انجام کار بیشتری است و ایجاد گرمای بیشتری می کند. باز هم، در هر دو مورد اسکی باز از حالت ۲ به حالت ۱ حرکت می کند (که به صورت فشار و دما توضیح داده شد). اما اسکی باز مقادیر متفاوتی کار و گرما انجام داده است، شکل (۱۲-۳). به علاوه، با توجه به مثال فوق این نکته حائز اهمیت است که کار انجام شده و گرمای منتقل شده فقط در زمان تغییر حالت صورت می گیرد، نه زمانی که اسکی باز در پایین کوه در حالت ۱ و یا در بالای کوه در حالت ۲ قرار دارد، بنابراین کار و گرما، انرژی هایی هستند که در سیستم گرمایی در مدت تغییر حالت فقط در مرز نمایان می شوند.

بنابراین، نتیجه این است که کار و انتقال گرما خواص سیال نیستند، هر چند به شکل ریاضی انتگرالی هستند که از حاصل ضرب دو خاصیت در فرآیند بدون جریان، تشکیل می شود. آن دو - کار و انتقال گرما - فقط در مدت تغییر حالت موجود می باشند و مقدار کار و انتقال گرما در آن بسته به روشی دارد که حالت تغییر می کند، به عبارت دیگر، در فرآیند بدون جریانی که توسط یک سیال می شود، یا، در مورد مثالی که برای اسکی باز زده شده، کار ایجاد شده وابسته به روش انجام فرآیند است. این مطلب به دو دلیل دارای اهمیت است؛ اولاً، بیشتر خواص سیال را می توان با استفاده از تئوری به دست آورد، بنابراین مشخص نمودن یک خاصیت امکان پذیر است در صورتی که با آن خواص بتوان وضعیت سیال را در هر حالت توجیه کرد و تغییر در مقدار آن خواص مانند: فشار، حجم، دما و آنتروپی بستگی به فرآیند در زمان تغییر حالت ندارد. ثانیاً، چون مقدار کار و انتقال گرما بستگی به فرآیند دارند، از این رو این امکان وجود دارد که فرآیندهای متفاوتی تعریف شوند، به طوری که کار یا انتقال گرما - یا هر دو - بتواند بیشینه یا کمینه شود. این وظیفه یک مهندس است که این گونه سیستم گرمایی را طراحی کند. برای مثال، طراحی موتوری که برای حداقل گرمای ورودی بتواند حداکثر کار را ایجاد کند، یا

طراحی کمپرسوری که نیاز به حداقل کار ورودی داشته و کمترین افت گرمایی را برای بیشترین افزایش در فشار سیال، ایجاد کند.



شکل ۱۲-۳ مقدار خواص سیال غیروابسته به مسیر یا فرآیند است

باز هم، باید توجه شود که لازم نیست تمام مقادیر خواص تغییر کند تا کار و انتقال گرما برای یک فرآیند بدون جریان، صورت گیرد، به عنوان نمونه ممکن است با مواردی مانند وضعیت اسکی باز، مواجه شد که دما در بالا و پایین کوه یکسان در نظر گرفته شود در صورتی که در بالا آفتاب است و در پایین سایه است. توضیح بیشتر این که اگر اسکی باز به وسیله یک چرخ بالا بر حرکت کند، کاری انجام نمی شود. خواه تمام راه را تا بالای کوه طی کند، خواه در نیمه راه پیاده شود. اگر در نیمه راه پیاده شود اسکی باز مجبور است که بدون در نظر گرفتن وضعیت فشار و دما در نیمه راه کوه از حالت ۱ به حالت ۳ تغییر وضعیت بدهد.

اغلب لازم است در تحلیل ریاضی یک سیستم گرمایی از روابط به دست آمده برای توضیح سیستم، مشتق یا انتگرال گرفت. توجه کنید که برای فرآیند برگشت پذیر و انتقال گرما می توان به ترتیب معادلات (۳-۱) و (۳-۲) را به کار برد. قرار داد اتخاذ شده بدین شکل خواهد بود

که برای یک خاصیت، مانند فشار p ، وقتی که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ جریان دارد، مشتق و انتگرال به کار گرفته می‌شود:

مشتق: dp

انتگرال: $p_2 - p_1$

برای کار و انتقال گرما که خواص سیال نیستند:

مشتق: dW ، dQ

انتگرال: W_{12} ، Q_{12}

۳-۳-۴ علامت قراردادی برای کار و انتقال گرما

یک مکانیزم سیلندر پیستونی، وقتی که سیال منبسط می‌شود و پیستون از TDC به BDC حرکت می‌کند، ایجاد کار می‌نماید؛ اما زمانی که سیال متراکم می‌شود و پیستون از BDC به TDC حرکت می‌کند نیاز به کار (ورودی) است. به طور مشابه، گرما می‌تواند به سیستم وارد یا از آن خارج شود و لازم است که تفاوت آنها با استفاده از علامت قراردادی متمایز شود. علائم قراردادی که در این کتاب مورد استفاده قرار گرفته است از این قرار است:

۱- انتقال کار به داخل سیستم گرمایی - مثبت

۲- انتقال کار به خارج از سیستم گرمایی - منفی

۳- انتقال گرما به داخل سیستم گرمایی - مثبت

۴- انتقال گرما به خارج از سیستم گرمایی - منفی

اصول قرارداد بر این مبناست که تمام انرژی‌هایی که به یک سیستم وارد می‌شوند ایده خوبی است - یعنی مفید هستند - و تمام انرژی‌هایی که به نحوی از سیستم خارج می‌شوند، غیر مفید هستند. علامتهایی که برای انتقال گرما و کار در تحلیل یک سیستم گرمایی مورد استفاده قرار می‌گیرد ممکن است سبب سردرگمی و اشتباه شوند؛ اما اگر از قوانین زیر پیروی شود، مشکلی پیش نخواهد آمد.

قانون علامت گذاری الف: اگر مقادیر عددی برای Q و W از معادلات و روابط به دست آمدند، نیازی نیست که نگران علائم باشید. آنها خود جوابگو هستند به شرط آن که قرارداد متداول، به کار گرفته شود و هر اختلافی به صورت مقدارنهایی منهای مقدار اولیه مشخص گردد. در مورد پیستونی که از TDC با حجم V_1 به BDC با حجم V_2 ، حرکت می کند، تغییر در حجم برابر با $(V_2 - V_1)$ است.

مثال ۳-۴

پیستون در داخل سیلندری در نقطه TDC قرار دارد. فشار سیال $5 MPa$ و حجم آن $0.01 m^3$ است. با احتراق سوخت در سیال، دما و فشار افزایش می یابد. در این زمان پیستون به طرف پایین حرکت می کند و سبب انبساط گاز و کاهش فشار می شود. مقدار اشتعال سوخت به اندازه ای است که افزایش فشار به علت احتراق با کاهش فشار به علت انبساط به حال تعادل می رسند (فرآیند فشار ثابت، ایجاد می شود). احتراق، وقتی که حجم سیال به $0.02 m^3$ (شکل ۳-۱۳) برسد، خاتمه می یابد. انتقال کار را در مدت زمان فرآیند به دست آورید. فرض کنید که فرآیند برگشت پذیر و بدون جریان است.

حل

تصور کنید که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر وضعیت بدهد. معادله (۳-۱) برای انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان برابر است با:

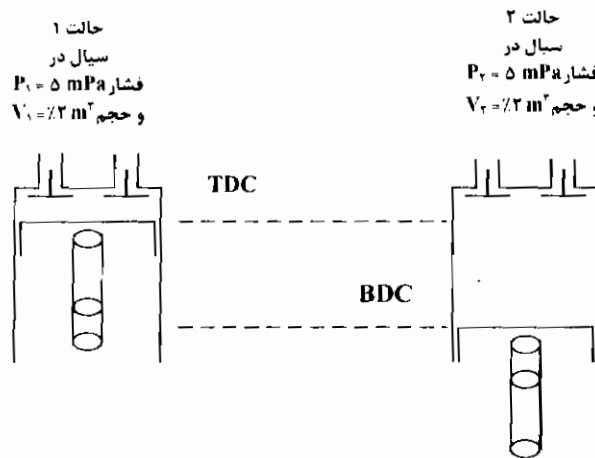
$$W_{12} = - \int_1^2 p dv$$

چون فشار سیال ثابت است ($5 MPa$)، از این رابطه می توان انتگرال گرفت، بنابراین:

$$W_{12} = -p(V_2 - V_1) = -5.0 \times 10^5 \times (0.02 - 0.01) = -5.0 kJ$$

جواب $-5.0 kJ$ ، نشان می دهد که انتقال کار، کار گرفته شده از سیستم است.

قانون علامت گذاری ب: اگر مقادیر واقعی عددی Q و W مشخص باشند، علامت قراردادی قبل از این که این مقادیر در معادلات و روابط جایگزین شوند، باید اعمال شود.



شکل ۱۳-۳. مثال ۳-۴ انتقال کار به علت انبساط سیال در یک مکانیزم سیلندر پیستونی

مثال ۳-۵

در یک مکانیزم سیلندر پیستون رفت و برگشتی، پیستون در نیمه راه، بین TDC و BDC قرار دارد، در این حالت فشار سیال 1 Mpa و حجم آن 0.05 m^3 است. 10 kJ کار در میل لنگ انجام می شود؛ از این رو پیستون به طرف بالا حرکت می کند، اما دریچه اگزوز (خروجی گاز) باز نگهداشته می شود و سیال در فشار ثابت 1 Mpa به ظرفی که متصل به لوله اگزوز است، وارد می شود. (شکل ۱۴-۳). حجم سیال در داخل سیلندر بعد از انجام کار بر روی پیستون چقدر است؟ فرآیند را برگشت پذیر و بدون جریان در نظر بگیرید.

حل: فرض کنید سیال از حالت ۱ به حالت ۲ برود؛ به این دلیل که انتقال کار همان کار ورودی به سیستم است؛ از این رو مقدار عددی آن باید علامت قراردادی، مثبت را داشته باشد. رابطه (۱-۳) بر انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان برابر است با:

$$W_{12} = - \int_1^2 p dV$$

چون فشار سیال ثابت است، رابطه بالا را می توان انتگرال گرفت:

$$W_{12} = -P(V_2 - V_1)$$

با جایگزینی مقادیر عددی داریم:

$$+10 \times 10^{-3} = -10 \times 10^{-5} (V_p - 0.05)$$

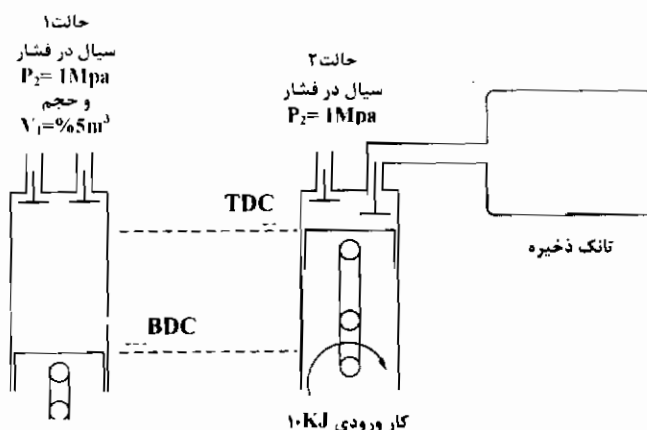
$$\therefore V_p = 0.04 m^3$$

در این جا V_1 کمتر از V_p است، زیرا پیستون به طرف TDC حرکت می کند. اگر از علامت منفی در رابطه (۱-۳) صرف نظر کنیم، V_p برابر خواهد بود با:

$$10 \times 10^{-3} = 10 \times 10^{-5} (V_p - 0.05) \quad \therefore V_p = 0.06 m^3$$

در این حال، V_1 از V_p بزرگتر است که این موضوع کاملاً غیر ممکن است، زیرا پیستون در کورس به طرف بالا است. کاربرد عملی هر حل عددی باید همیشه بررسی شود. مخصوصاً وقتی که علامت قراردادی اعمال می شود.

قانون علامت گذاری ج: اگر کار یا انتقال گرما مانند مبدل‌های گرمایی، یا مانند موتوری که کمپرسوری را می چرخاند، از یک سیال به سیال دیگر صورت گیرد. برای انتقال انرژی فقط از مقدار عددی استفاده کنید و علامت به آن ندهید. اگر از معادله یا رابطه انتقال انرژی استفاده شود، علامت مناسب باید اعمال شود. (همانند روش قانون ب)



شکل ۱۴-۳، مثال ۳-۵ برای انتقال سیال به منبع ذخیره، نیاز به کار ورودی است

برای مثال، دریك مبدل گرمایی، انتقال انرژی از سیال داغ به سیال سرد صورت می گیرد؛ یعنی گرما از سیال داغ به سیال سرد منتقل می شود. در هر انتقال کار (یا) گرما بین

قطعات یا بین سیالات، بسته به آن که سیال به سیستم منتقل می‌شود یا از آن خارج می‌شود، علامت گذاری باید تغییر کند. طبق قانون علامت گذاری ج، برای بررسی مسأله در زمان انتقال گرما نیازی به علامت گذاری نیست؛ اما در مقابل انتقال انرژی تنها به عنوان یک تعویض عددی برای انرژی بررسی می‌شود و علامت مربوط به آن فقط زمانی تعیین می‌گردد که (بعدا) انرژی در معادله یا رابطه به کار برده شود و علامت طبق قانون ب اعمال می‌شود. در اغلب موارد، انتقال انرژی به آن دسته از انرژی که مورد نظر نیستند، مربوط می‌شود. مثلاً در مورد مبدل گرمایی، به ممکن است که تمام گرمای ساعد شده از سیال داغ نتواند به سیال سرد منتقل شود. در عوض مقداری (از این انرژی) به جو (محیط) انتقال می‌یابد. در این مورد، لازم است که بازده انتقال انرژی تعریف شود که این مسأله در بخش (۲-۲-۴) به طور مفصل بررسی شده است.

مثال ۳-۶

یک کمپرسور رفت و برگشتی را در نظر بگیرید که توسط یک موتور برقی کار می‌کند، (شکل ۳-۱۵) از آنها در سیستم متحرک صرف نظر کنید، اگر موتور برقی ۱۰ kJ کار تولید کند، کار انتقال یافته به کمپرسور رفت و برگشتی چقدر خواهد بود؟ اگر فشار انتقال یافته به کمپرسور برای حرکت پیستون از BDC برابر 200 kPa باشد، تغییر حجم سیال در سیلندر چقدر است؟ در صورتی که فرآیند بدون جریان و برگشت پذیر باشد.

حل

از هرفتی بین دو قطعه صرف نظر کنید. انتقال انرژی به صورتی است که کار خروجی از موتور برقی W_{Em} برابر با کار داده شده به کمپرسور W_c است. با استفاده از قانون علامت گذاری - پیشنهاد می‌شود هیچ گونه علامتی برای انتقال انرژی در نظر نگیرید - کار داده شده به کمپرسور، W_c برابر است با:

$$W_c = W_{Em} = 10 \text{ kJ}$$

اگر مقدار W_c در این تبدیل استفاده شود، باید علامت مربوط به آن مشخص شود. چون کار ورودی به سیستم است، باید (علامتش) مثبت باشد. برای سیال در کمپرسور رفت و برگشتی که از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر وضعیت می‌دهد، انتقال کار برای فرآیند بدون جریان از رابطه (۳-۱) برابر است با:

$$W_c = W_{\lambda\lambda} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} p dV$$

چون سیال در سیلندر، فشار ثابتی دارد، این رابطه را می توان انتگرال گرفت.

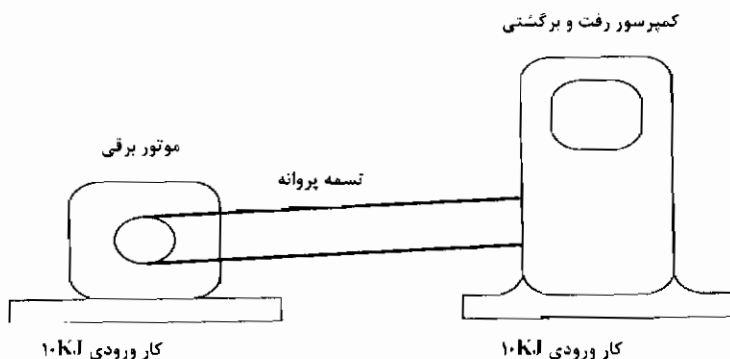
$$W_c = W_{\lambda\lambda} = -p(V_2 - V_1)$$

با جایگزینی مقادیر عمودی و تابعیت از قانون علامت گذاری ب، داریم:

$$10 \times 10^3 = -2 \times 10^5 (V_2 - V_1)$$

$$\therefore V_2 - V_1 = -0.05 m^3$$

که در نتیجه V_2 از V_1 کوچکتر است، که در اصل هم باید این گونه باشد زیرا پیستون از مکان BDC حرکت می کند.



شکل ۳-۱۵، مثال ۳-۶ یک موتور برقی کار ورودی برای مکانیزم سیلندر پیستونی یک کمپرسور رفت و برگشت را تأمین می کند

۳-۴ کار و انتقال گرما در فرآیند جریان دار

واضح است که معادلات کار W و انتقال گرما Q در روابط (۳-۱) و (۳-۲) بر اساس تحلیل مکانیزم یک سیلندر پیستون به دست آمده و فقط برای فرآیندهای بدون جریان استفاده می شوند. در این مرحله، نمی توان معادله ای برای کار یا انتقال گرما، با همین روش، برای فرآیندهای جریان دار ارائه نمود. ممکن است تصور کنید که تحلیل فرآیندهای جریان دار مشکل است، اما همان گونه که در فصل هشتم خواهید دید، تحلیل آنها چندان هم مشکل نیست.

اگر چه وجود خاصیت آنتروپی به هر دو فرآیند به طور مساوی مرتبط است ؛ یعنی فرآیند بدون جریان و جریان دار ولی ممکن است تصور شود که آنتروپی را باید حتما با نوشتن رابطه ای برای انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان ، به دست آورد ؛ اما آنتروپی مانند فشار یک خاصیت است و باید با همان روش بررسی شود . در مورد اسکی باز که از کوه بالا می رود ، او از نقطه با فشار p_1 به فشار p_2 حرکت می کند . از این رو باید به طور مساوی آنتروپی S_1 به آنتروپی S_2 تغییر کند .

همچنین ، کار و انتقال گرما خواص سیستم نیستند و این برای هر دو فرآیند - جریان دار یا بدون جریان - صادق است و دیگر این که کار و انتقال گرما باید از مرز سیستم عبور کنند تا مؤثر واقع شوند . در فصل هشتم خواهید دید که موضوع به فرآیندهای برگشت پذیر در سیستمهای باز نیز مربوط می شود .

۱-۳-۴ مقادیر وابسته به زمان

در اغلب سیستمهای گرمایی ، سیال فرآیندی را بیش از یک بار طی می کند ؛ از این رو بررسی زمان دارای اهمیت است . به طور واضح ، در فرآیندهای جریان دار ، سیال با نرخ معینی وارد یک قطعه (از سیستم) می شود و یا از آن خارج می گردد ، اما ، فرآیند ممکن است تکرار شود (حتی در فرآیندهای بدون جریان) ، یا ممکن است تعدادی از فرآیندهای بدون جریان یک چرخه را (که سیال به تعداد متعدد در ثانیه از آن می گذرد) تکمیل کند .

طبق قرارداد زمانی که موضوع نرخ جریان مطرح می شود ، آن را با گذاشتن یک نقطه (۰) در بالای علامت جرم m نشان می دهند (به این شکل \dot{m} ، بخش ۱-۲) . علامت گذاری نرخ برای حجم سیال V (بخش ۲-۲) انتقال کار W و انتقال گرما Q نیز به همین ترتیب انجام می شود . فقط این چهار مورد (W, Q, V, \dot{m}) نیاز به بررسی دارند ؛ زیرا برای تشخیص اتفاقاتی که برای سیال در ثانیه رخ دهد ، کفایت می کند . نرخ انتقال کار معمولا ، همان گونه که در بخش (۳-۱) بیان شد ، توان گفته می شود ، بنابراین :

جرم سیال m (واحد kg)

دبی جرمی \dot{m} (واحد kg)

گرما - سیالات

حجم سیال V (واحد m^3)

دبی حجمی \dot{V} (واحد m^3 / kg)

انتقال کار W (واحد J)

انتقال کار
ثانیه (واحد $J/s = W$) (توان)

انتقال گرما Q (واحد J)

نرخ انتقال گرما \dot{Q} (واحد $J/s = W$)
ثانیه

مثال ۳-۲

قرار است موتوری ساخته شود که در آن سیال چهار فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان را به شکل زیر برای تکمیل هر چرخه طی کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: گرمای مازاد 3606 kJ ، در دمای ثابت $500^\circ K$ زمانی که آنتروپی افزایش می یابد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: آنتروپی ثابت، کاهش دما تا $300^\circ K$

۳- حالت ۳ به حالت ۴: خروج گرما در دمای ثابت $300^\circ K$ زمانی که آنتروپی کاهش می یابد.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: آنتروپی ثابت، افزایش دما تا $500^\circ K$.

نمودار دمای سیال بر حسب آنتروپی را برای یک چرخه کامل رسم کنید.

تغییر آنتروپی برای سیال از حالت ۱ به حالت ۲ چیست؟

در زمان تغییر حالت سیال از ۲ به ۳ و از حالت ۴ به حالت ۱، چقدر گرما از سیستم گرفته می شود؟

در حالت ۳ به حالت ۴، گرمای گرفته شده چقدر است؟

اگر چرخه سیال ۱۰ متر در ثانیه باشد، انتقال گرمای خالص در واحد مربوطه چقدر است؟

حل

چرخه فرآیند سیال در نمودار دما بر حسب آنتروپی در شکل (۳-۱۶) کشیده شده است .
از رابطه (۳-۲) تغییر در آنتروپی از حالت ۱ به حالت ۲ برابر است با :

$$Q_{12} = \int_1^2 T ds$$

چون دما طی فرآیند بدون جریان ثابت می ماند؛ از این رو رابطه (بالا) را می توان انتگرال گرفت :

$$Q_{12} = T_1 (S_2 - S_1)$$

انتقال گرما ، Q_{23} گرمایی اضافی است که علامت مثبت دارد - طبق قانون علامت گذاری
ب - تغییر آنتروپی سیال برابر است با :

$$S_2 - S_1 = \frac{26/6 \times 10^3}{500} = 72/2 J / K^{\circ}$$

برای سیال از حالت ۲ به حالت ۳ انتقال گرما Q_{23} ، با زهم توسط رابطه (۳-۲) به دست می آید :

$$Q_{23} = \int_2^3 T ds$$

اما فرآیند بدون جریان دارای آنتروپی ثابت است ، از این رو:

$$ds = 0 \quad \therefore Q_{23} = 0$$

بنابراین انتقال گرما بین حالت ۲ و حالت ۳ و همچنین بین حالت ۴ و حالت ۱ انجام نمی گیرد ؛ در نتیجه یک فرآیند بدون جریان با آنتروپی ثابت است ، به عبارت دیگر $Q_{34} = 0$ می شود .

برای سیال از حالت ۳ به حالت ۴ انتقال گرما از رابطه (۳-۲) به دست می آید :

$$Q_{34} = \int_3^4 T ds$$

مانند گذشته ، این یک فرآیند بدون جریان در دمای ثابت است ؛ بنابراین از این رابطه می توان انتگرال گرفت .

$$Q_{34} = T_3 (S_4 - S_3)$$

اما، کاهش آنتروپی سیال از حالت ۳ به حالت ۴، برابر با افزایش مقدار عددی آنتروپی از حالت ۱ به حالت ۲ است، بنابراین:

$$Q_{24} = T_r (S_4 - S_2) = -72/2 \text{ J/K}^\circ$$

با جایگزینی، انتقال گرما به دست می‌آید:

$$Q_{24} = 300(-72/2) = -22 \text{ kJ}$$

از آن جایی که جواب منفی است، نشان می‌دهد که گرما از سیستم گرفته شده است (با توجه به علامت قراردادی). مقدار خالص گرمای انتقال یافته در یک چرخه $\Sigma(\dot{Q})_{\text{cyc}}$ برابر است با مجموع تمام انتقال گرماهایی که در هر فرآیند بدون جریان، انجام شده است:

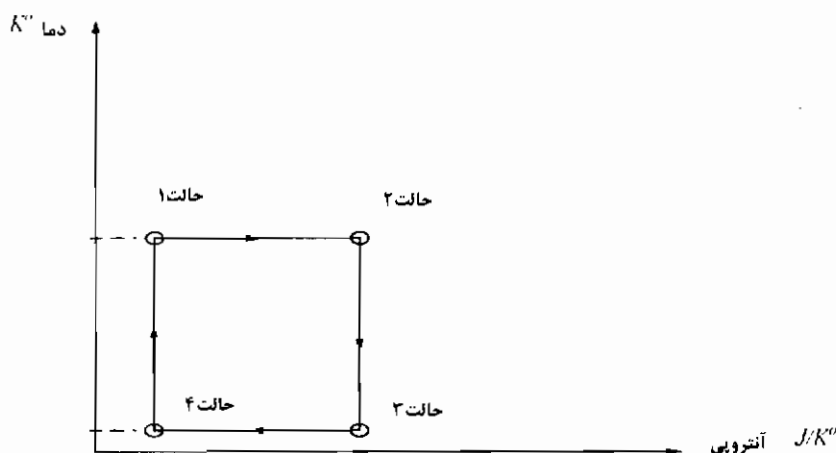
$$\Sigma(Q)_{\text{cyc}} = Q_{12} + Q_{23} + Q_{34} + Q_{41}$$

$$\therefore \Sigma(Q)_{\text{cyc}} = 36/6 + 0 - 22 + 0 = 14/6 \text{ kJ}$$

اگر چرخه ده مرتبه در ثانیه تکرار شود، نرخ انتقال گرما در ثانیه برای چرخه $\Sigma(\dot{Q})_{\text{cyc}}$

برابر است با:

$$\Sigma(\dot{Q})_{\text{cyc}} = \Sigma(Q)_{\text{cyc}} \times 10 = 14/6 \times 10 = 146 \text{ kW}$$



شکل ۱۶-۳: مثال ۷-۳ نمودار دما بر حسب آنتروپی برای سیالی که یک چرخه کامل را طی می‌کند

تغییر آنتروپی به دست آمده از حالت ۱ به حالت ۲، برای پیدا کردن انتقال گرما از حالت ۳ به حالت ۴ استفاده شد. هر چند اهمیت مقدار تغییر آنتروپی در هر فرآیند بدون جریان هنوز آشکار نیست، اما تغییر آنتروپی مانع استفاده از خواص آنتروپی برای محاسبه مقدار خالص انتقال گرما در یک چرخه نمی‌شود، و هدف از تحلیل نیز همین است. از مثال (۲-۳)، چون چرخه در جهت عقربه ساعت حرکت می‌کند، سیستم مانند یک موتور است که کار خالص خروجی را از یک انتقال گرمای خالص ورودی تولید می‌کند.

فصل چهارم

قانون اول ترمودینامیک

در فصل سوم، برای کاربرد سیالی که فرآیند بدون جریان برگشت پذیر را طی می کند، دو رابطه تئوری به دست آمد. این رابطه ها یکی برای پیشگویی انتقال گرما و دیگری برای پیشگویی انتقال کار بودند. شکل این معادلات یکی است؛ زیرا انتقال گرما و کار هر دو از انرژی هایی هستند که فقط ناشی از تغییر حالت سیال می باشند، همچنین کار و گرما تعدادی از مشخصه ها را به طور مشترک دارا هستند که آنها را از خواص سیال متمایز می کند. هر چند استفاده از شکل فعلی این معادلات مشکل است اما ضروری به نظر می رسد که روش تحلیل یک سیستم گرمایی را از راه های مختلفی بررسی نمود. یک روش پیشنهادی برای یک سیستم گرمایی، تبدیل کار به گرما و انتقال گرما به کار است؛ از این رو می توان تصور کرد که بین انتقال کار و انتقال گرما رابطه ای وجود دارد، که البته منطقی است، زیرا این همان مطلبی می باشد که در قانونهای اول و دوم ترمودینامیک بیان شده است.

قانون صفر ترمودینامیک در بخش (۴-۲) بیان شده. این قانون تعریف دمای سیال را بیان می‌کند. قوانین اول و دوم ترمودینامیک، اصولی هستند که مطالعه ترمودینامیک بر آن استوار است؛ اما این قوانین به علت آن که عملاً در تمام سیستمهای گرمایی کاربرد دارند، معنی دقیق لغت را نمی‌رسانند، بلکه گفته‌ها و اظهاراتی هستند که براساس مشاهدات به دست آمده، استوار می‌باشند. می‌توان نشان داد که این قوانین در مواقعی که فقط چند ملکول بررسی می‌شوند، بدون ارزش هستند، اما این کار معمول نیست و قانون اول در این فصل و قانون دوم در فصل دوازدهم به طور مفصل بررسی شده‌اند.

قانون اول ترمودینامیک رابطه بین کار و انتقال گرما را زمانی که سیالی در یک سیستم گرمایی تغییر حالت می‌دهد و چرخه‌ای را طی می‌کند، بیان می‌کند. این قانون می‌گوید:

زمانی که یک سیستم بسته چرخه‌ای را طی کند، مقدار خالص کار منتقل شده به محیط متناسب با مقدار خالص گرمای گرفته شده از محیط است.

از ابتدا گرما و انتقال کار با آحاد مختلفی مشخص شدند و ثابت تناسب آنها «معادل ژول گرما» نامیده شد. حالا که هر دو - گرما و انتقال کار - به شکل انرژی تشخیص داده شده‌اند نیازی به مقدار ثابت نیست و قانون اول ترمودینامیک را می‌توان به شکل ریاضی بیان کرد:

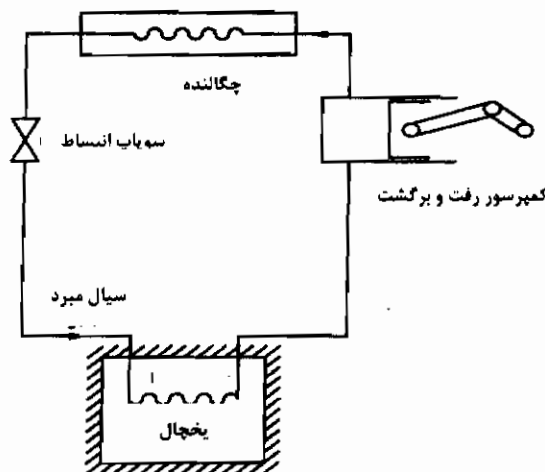
$$\Sigma(Q)_{cyc} + \Sigma(W)_{cyc} = 0 \quad (4-1)$$

سه شاخص را باید در این قانون بزرگ نما کرد. الف - سیستم باید یک چرخه کامل را کند؛ منظور این است که خواص میال باید به حالت اولیه خود برگردند، هر چند به راحتی این عمل متوقف می‌شود؛ ب - کار خالص و انتقال گرمای خالص مورد نظر هستند، به عبارت دیگر، با حفظ علامت قراردادی پیشنهاد شده در بخش (۴-۳-۲)، مقداری از انتقال کار یا گرما ممکن است مثبت و مقداری منفی باشند، ج - این قانون برای سیستم بسته کاربرد دارد. شاید به نظر برسد که این موضوع - بسته بودن سیستم - محدودیت ایجاد می‌کند، اما در واقع اینطور نیست. اگر سیال به شکل مداری حرکت کند و چرخه‌ای را کامل نماید، سیستم باید بسته باشد. ولی با این چرخه، سیال ممکن است از قطعاتی که باز هستند نیز بگذرد و با یک وضعیت داخل و با وضعیت دیگری از آن خارج شود.

اگر مرز سیستم شامل دیوارها، قطعات و اتصالات تأسیسات باشد، سیال هرگز از مرز عبور نمی‌کند و سیستم باید به عنوان یک سیستم بسته بررسی شود، بنابراین، قانون اول ترمودینامیک را می‌توان برای سیستمهایی همانند یخچالها، که شامل چهار قطعه باز هستند، به کار برد. به شرطی که سیال به کار گرفته شده در یخچال کاملاً داخل سیستم بماند و یک چرخه کامل را کند (شکل ۴-۱) بنابراین، رابطه (۴-۱) را می‌توان بر حسب انتقال کار خالص بر ثانیه و انتقال گرما بر حسب ثانیه به صورت زیر نوشت:

$$\Sigma(\dot{Q})_{\text{cycle}} + \Sigma(\dot{W})_{\text{cycle}} = 0$$

توجه کنید که در شکل (۴-۱) قانون «قرارداد علامت گذاری» برای یک چرخه، دنبال شده است. سیال در یخچال در جهت عکس عقربه ساعت در سیستم دور می‌زند، که این نشانگر مقدار خالص کار داده شده است. قانون بقای انرژی بیان می‌کند که انرژی نه به وجود می‌آید و نه از بین می‌رود، بلکه فقط از شکلی به شکل دیگر تغییر می‌کند. قانون اول ترمودینامیک، در واقع، بیان مشخصی از این قانون است که برای یک سیستم گرمایی تحت شرایط مخصوصی اعمال می‌شود، به طوری که فقط کار و انتقال گرما (الزاماً) به حساب می‌آیند



شکل ۴-۱: یخچال مانند یک سیستم بسته عمل می‌کند که سیال عامل از قسمت‌های مختلف

آن عبور می‌کند.

۴-۱ قانون اول ترمودینامیک، در عمل

قانون اول ترمودینامیک را می‌توان مشاهده و ثابت نمود، مثلاً با به کارگیری آن در چرخه های مختلف یک سیستم بسته، یا اضافه نمودن انتقال گرما و کار به یکدیگر، و اثبات این مطلب که جمع آنها صفر است، اما ابتدا، روشهایی برای به دست آوردن کار و انتقال گرما را قبل از اثبات اعتبار قانون اول باید بررسی نمود.

۴-۱-۱ روشهای محاسبه انتقال کار

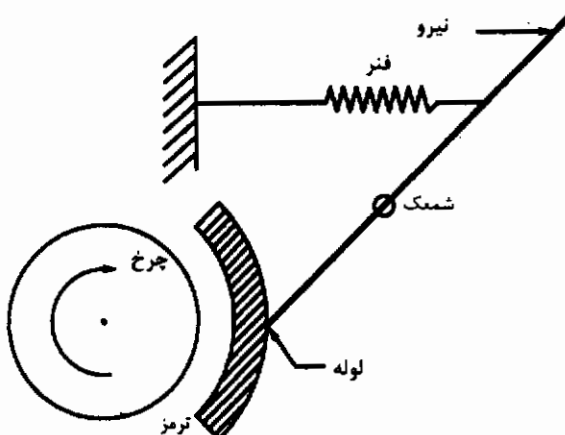
انتقال کار را می‌توان به سادگی با وسیله‌ای به نام «دینامومتر»، مطابق شکل (۴-۲)، اندازه گرفت. دینامومتر، شامل یک چرخ است که برای مثال به وسیله یک میل لنگ مکانیزم سیلندر پیستونی یا یک توربین گردشی، می‌تواند بچرخد. بار به اهرم اعمال می‌شود و روی چرخ ایجاد نیروی اصطکاک می‌کند. این نیروی F به وسیله یک مقیاس سنج فنری اندازه گیری می‌شود. اگر این عمل را به موتور اتومبیلی تشبیه کنید، بار به طور مؤثر شبیه سازی می‌شود، خواه اتومبیل به طرف بالای تپه یا پایین آن حرکت کند. دانستن نیروی F ، فاصله‌ای که این نیرو اعمال می‌شود، L ، و سرعت چرخش N_{rev} ، لازم است تا بتوان انتقال کار، که «توان ترمز» نامیده می‌شود (\dot{W}_{hp}) را محاسبه نمود:

سرعت × فاصله × نیرو = سرعت × گشتاور = توان ترمز = ثانیه / انتقال کار

$$\dot{W}_{hp} = -2\pi F L N_{rev} \quad (4-2)$$

علامت منفی معرف علامت قراردادی است.

برای مثال، کار ورودی به کمپرسور همیشه به وسیله یک موتور یا یک وسیله رفت و برگشتی، مانند: مکانیزم سیلندر پیستونی و یا یک وسیله چرخشی، مثل یک توربین، تأمین می‌شود؛ اما در هر مورد از دینامومتر برای به دست آوردن مقدار نیروی خروجی استفاده می‌شود. اگر چرخنده، یک موتور الکتریکی باشد، توان آن را می‌توان با دانستن مقادیر آمپر ها و ولتاژها به دست آورد.



شکل ۴-۲ دینامتر برای بدست آوردن نیروی ترمز یک موتور

مثال ۴-۱

یک موتور بنزینی از نوع رفت و برگشتی در یک آزمایشگاه کار می کند، توان خروجی توسط یک دینامومتر اندازه گیری می شود. متأسفانه دینامومتر، قدیمی است و اندازه گیری بر حسب پوند نیرو انجام می شود، مقادیر به دست آمده برای سرعت موتور و بار دینامومتر در جدول (۴-۱) نشان داده شده است. توان خروجی ترمز موتور را، اگر بار اندازه گیری شده در فاصله ۰/۵ m باشد، به دست آورید.

جدول ۴-۱؛ مثال ۴-۱ مقادیر اندازه گیری شده برای سرعت موتور و بار دینامومتر

۶۰۰۰	۵۰۰۰	۴۰۰۰	۳۰۰۰	۲۰۰۰	۱۰۰۰	سرعت موتور (rev/min)
۳۷	۵۷	۵۳	۵۷	۵۸	۶۴	بار دنیا (lb_f)

جدول ۴-۲؛ مثال ۴-۱ سرعت موتور و توان ترمز

۶۰۰۰	۵۰۰۰	۴۰۰۰	۳۰۰۰	۲۰۰۰	۱۰۰۰	سرعت موتور (rev/min)
-۵۱/۷	-۵۴/۸	-۴۹/۴	-۳۹/۸	-۲۷/۱	-۱۴/۶	توان ترمز (\dot{W}_{bp} (kW)

حل

بار دینامومتر (بر حسب پوند نیرو) را می‌توان با ضرب نمودن آن در ضریب $4/45$ به نیوتن تبدیل کرد. دور بر دقیقه را می‌توان با تقسیم بر 60 ، به دور بر ثانیه تبدیل نمود. توان خروجی ترمز موتور، \dot{W} در سرعت‌های مختلف موتور (به ترتیب) در جدول (۲-۴) نشان داده شده است. علامت منفی فقط تأکید می‌کند که توان خروجی، طبق «علامت قراردادی» در نظر گرفته شده است. توان تولیدی موتور رفت و برگشتی اغلب در سرعت‌های بالاتر، کاهش می‌یابد. و این کاهش به علت محدودیتهای مکانیکی عملکرد سوپاپ است که برای تنظیم جریان جرمی هوایی، که وارد سیلندر می‌شود، به کار می‌رود. (علت دیگر) اثرات اصطکاکی در ورود به لوله‌های چند راهه است، که هوا را گرم می‌کنند و سبب کاهش چگالی و در نتیجه کاهش دبی جرمی می‌شود.

کار خروجی از یک موتور رفت و برگشتی به وسیله یک دینامومتر به دست می‌آید، ولی این کار با کاری که از معادله بدون جریان (\dot{W}) پیش بینی می‌شود، برابر نیست (رابطه ۱-۳)؛ علت این است که نیروهای اصطکاکی در سیستم، بین سیال و خروجی نهایی وجود دارند که اصطکاک بین سیال و سیستم مکانیکی چرخنده به دینامومتر است.

در مورد سیال در داخل مکانیزم سیلندر پیستون، که فرآیندهای بدون جریان را طی می‌کند، معادله ریاضی برای \dot{W} این مفهوم را در بردارد که مساحت زیر نمودار - فشار سیال P بر حسب حجم آن V - در یک متغیر حالت و یک چرخه کامل برابر مساحت نمودار (برای کار) است. یک نمونه نمودار P بر حسب V برای سیال در یک موتور رفت و برگشتی در شکل (۳-۴) نشان داده شده است.

مقادیر انتقال کار را که برای سیال در یک موتور رفت و برگشتی و یا کمپرسور تشخیص داده می‌شود می‌توان با کشیدن نمودار فشار سیال بر حسب تغییرات حجم آن به دست آورد. فشار را می‌توان با قرار دادن یک فشارسنج در بالای سیلندر داخل قسمت حجم آزاد سیال، اندازه گرفت و اندازه گیری تغییرات حجم سیال در داخل سیلندر با اندازه گیری مغناطیسی چسبیده به میل لنگ انجام می‌شود. اگر هر دو علامت الکتریکی به یک نوسان نما تغذیه شوند، گراف P بر حسب V به دست می‌آید و مساحت آن $A_p.V$ ، بعد از کالیبره کردن مناسب، برابر با انتقال گرما

به چرخه است. هر چند $A_p V$ مساحت نامیده می‌شود، اما در واقع واحد فشار در حجم را دارد که انرژی است. اگر مکانیزم سیلندر پیستونی با دور N_{cyc} (ثانیه / چرخه) بچرخد، انتقال گرما را می‌توان به صورت توان به دست آورد، که توان شاخص (توان کلی موتور) \dot{W}_{ip} ، و برابر است با:

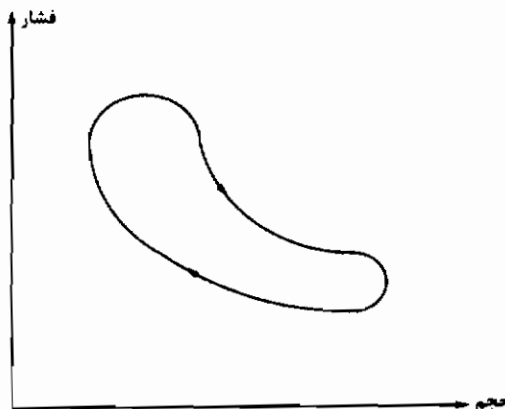
$$\dot{W}_{ip} = \pm A_p \cdot V \cdot N_{cyc} \quad (۴-۳)$$

علامت منفی برای موتور و علامت مثبت برای کمپرسور، به کار می‌رود. تعداد چرخه در ثانیه برای یک موتور N_{cyc} الزاما برابر تعداد دور در ثانیه برای یک میل لنگ N_{rev} نیست. در واقع، در یک موتور دو زمانه $N_{cyc} = N_{rev}$ است؛ و اما در یک موتور چهار زمانه $N_{cyc} = 0.5 N_{rev}$ است.

به عبارت دیگر، میل لنگ باید قبل از این که یک چرخه موتور تکمیل شود، دو دور را کامل کند، یا یک پیستون چهار کورس را برای تکمیل یک چرخه طی کند.

اختلاف بین توان کلی موتور (توان شاخص) \dot{W}_{ip} ، و توان ترمز \dot{W}_{hp} برابر با توان اصطکاکی \dot{W}_f است.

$$\dot{W}_f = \dot{W}_{ip} - \dot{W}_{hp}$$



شکل ۴-۳ نمودار نمونه‌ای که تغییرات فشار را بر حسب حجم برای سیال در یک موتور رفت و برگشتی از نوع سیلندر پیستون نشان می‌دهد.

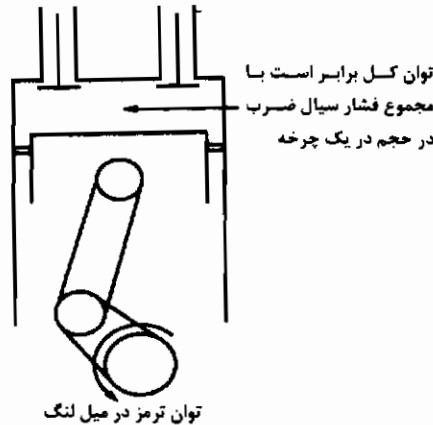
توان اصطکاکی در واقع توان مورد نیاز برای غلبه بر اصطکاک بین سیال داخل سیلندر پیستون و آخرین چرخش است (شکل ۴-۴). این توان اصطکاکی خود را به صورت انتقال گرمای خروجی از سیستم (\dot{Q}_{fc}) نشان می‌دهد، به عبارت دیگر انتقال انرژی از اصطکاک به حرارت صورت می‌پذیرد. طبق قانون قراردادی ج، مقدار عددی برای توان اصطکاکی را مساوی حرارت تولید شده (\dot{Q}_{fc}) قرار می‌دهیم و اگر گرما در معادله یا رابطه دیگری استفاده شود، باید با علامت مناسب آن نشان داده شود.

$$\dot{W}_{fc} = \dot{W}_{hp} - \dot{W}_{bp} = \dot{Q}_{fc} \quad (4-4)$$

اثرات نیروهای اصطکاکی که در خلاف جهت سیال حرکت می‌کنند سبب بالا رفتن دما می‌شوند و انتقال گرما پدید می‌آید و به محیط منتقل می‌شود. در یک موتور، مطابق فصل سوم، نیروهای اصطکاکی فقط مربوط به سیال داخل سیلندر و حرکت پیستون - که مخالف دیواره‌های سیلندر حرکت می‌کند - نمی‌شود، بلکه شامل مکانیزم حرکت به دینامومتر نیز است. رابطه (۴-۴) در واقع قانون اول ترمودینامیک است که به موارد محدودی از انتقال توان اصطکاکی به گرما، اعمال می‌شود.

این روش را می‌توان برای مکانیزم سیلندر پیستونی، خواه یک موتور یا یک کمپرسور، به کار برد؛ اما در مورد کمپرسور چون کار باید به سیستم داده شود، \dot{W}_{ip} کمتر از \dot{W}_{hp} خواهد بود. توان اصطکاکی در بالا توضیح داده شد. به جز این که \dot{W}_{ip} و \dot{W}_{hp} به صورت برعکس اعمال شده‌اند (به جای یکدیگر به کار گرفته شده‌اند).

برای یک سیستم باز، مانند یک توربین گردشی یا یک کمپرسور، توان کلی از رابطه (۳-۴) به دست نمی‌آید، انرژی سیال را هنوز می‌توان با دانستن تغییر خواص سیال به دست آورد، اما معادله مناسب، بسته به کار آن اعمال می‌شود.



شکل ۴-۴ در یک موتور، توان اصطهکاک برابر با اختلاف بین توان کل و توان ترمز است.

۲-۱-۴ روشهای محاسبه انتقال گرما

معرفی یک خاصیت دیگر سیال به نام گرمای ویژه c - در انتقال گرما مفید است؛ زیرا انتقال گرمای Q به شکل ریاضی، بر حسب آنتروپی S در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر تعریف شده است، اما مقدار آنتروپی را نمی توان اندازه گرفت و روش دیگری باید برای کار W اقتباس نمود. گرمای ویژه عبارت است از «گرمای مورد نیاز برای بالا بردن دمای واحد جرم یک ماده به اندازه یک درجه».

(واحد J/kgK°) c : گرمای ویژه

برای جرم سیال m ، افزایش دما dT ، گرمای ویژه c بر حسب گرمای مورد نیاز

dQ برابر است با:

$$c = \frac{dQ}{mdT} \quad (4-5)$$

اگر C ثابت فرض شود، رابطه بالا را می توان انتگرال گرفت:

$$Q_{12} = mc(T_2 - T_1) \quad (4-6)$$

که رابطه بسیار مفیدی در گرما - سیالات است. در یک فرآیند جریان دار، این رابطه برابر است با:

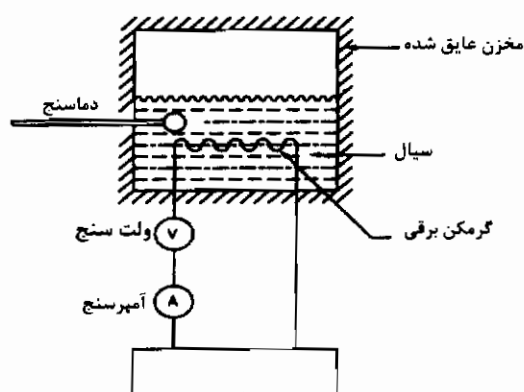
$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}c(T_2 - T_1)$$

انتقال گرمای مربوط به اختلاف دما در معادله (۶-۴) را «انتقال گرمای محسوس» می‌نامند (بخش ۲-۳). برای به دست آوردن مقادیر C ، برای مواد مختلف، جامدات و سیالات، گرما به شکل الکتریسته اعمال می‌شود و با دانستن ولتاژها و آمپرها مقدار آن به دست می‌آید. با اندازه گیری افزایش دما $(T_f - T_i)$ می‌توان گرمای ویژه را محاسبه کرد (شکل ۵-۴). پس از این خواهید دید که عمدتاً دو نوع گرمای ویژه وجود دارند، در این مرحله لازم است بدانید که گرمای ویژه قابل اندازه گیری است و برای به دست آوردن انتقال گرمای یک سیستم گرمایی به کار می‌رود.

اغلب، انتقال گرما در سیستمهای گرمایی به سبب احتراق سوخت ایجاد می‌شود، که سبب افزایش مقدار کالری سوخت CV می‌گردد و به صورت «حرارت ایجاد شده به سبب احتراق یک واحد جرم از سوخت در دما و فشار معمولی» تعریف می‌شود.

واحد CV (J/kg): مقدار کالری

مقدار کالری سوختها را می‌توان به وسیله وسایلی، مانند: بطری گرماسنج و گرماسنج گازی اندازه گرفت. که حتماً باید از معادله (۴-۴) استفاده شود.



شکل ۵-۴: روش بدست آوردن گرمای ویژه سیال

در گرماسنجهای سوخت در هوا و یا در ظرفی شامل اکسیژن که محیط آن با یک محفظه هوا پوشیده شده است، می‌سوزد. گرمای آزاد شده به وسیله سوخت به آب، انتقال می‌یابد و با

دانستن جرم آب $\{m\}_w$ ، گرمای ویژه $\{C\}_w$ و با اندازه گیری افزایش دمای آب $\{T_r - T_i\}_w$ ، انتقال گرما محاسبه می شود. با دانستن جرم سوخت مقدار کالری را می توان به دست آورد. گرمای موجود در سوخت Q_{comb} برابر است با:

$$Q_{comb} = \{m\}_{fuel} CV \quad (4-7)$$

با استفاده از رابطه (۴-۶)، گرمای ذخیره شده، به وسیله آب می شود:

$$Q_r = \{mc(T_r - T_i)\}_w = Q_{comb} \quad (4-8)$$

به وسیله رابطه (۴-۸) می توان مقدار کالری سوخت را محاسبه نمود (شکل ۴-۶). زمانی که احتراق سوخت پیوسته انجام شود، معادله (۴-۶) برابر است با:

$$\dot{Q}_{comb} = \{\dot{m}\}_{fuel} CV$$

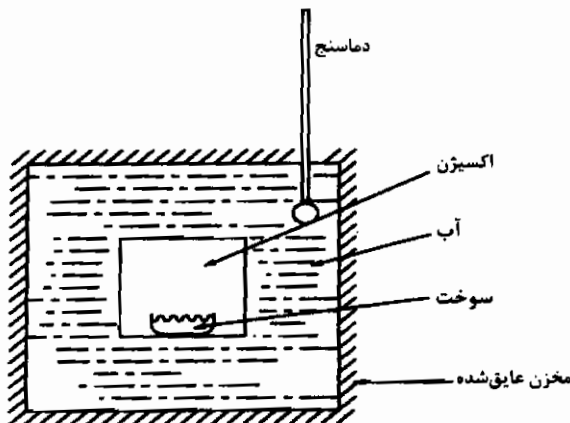
چند مقادیر تقریبی CV برای سوخت های مختلف:

$$CV = 47000 \text{ kJ/kg} \text{ گاز طبیعی}$$

$$CV = 43000 \text{ kJ/kg} \text{ بنزین}$$

$$CV = 32000 \text{ kJ/kg} \text{ زغال سنگ سیاه}$$

$$CV = 20000 \text{ kJ/kg} \text{ زغال سنگ قهوه ای}$$



شکل ۴-۶ روش بدست آوردن ارزش کالری سوخت

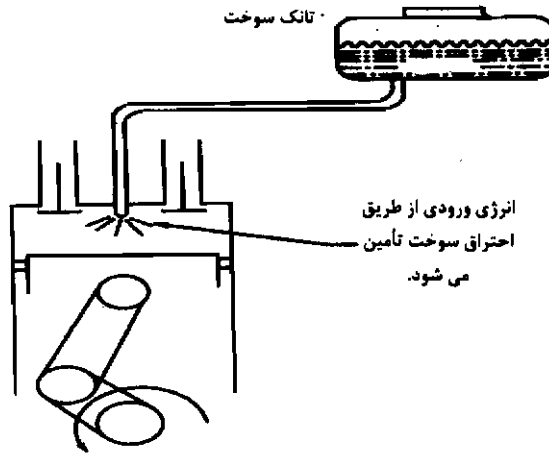
۴-۲ بازده یک سیستم گرمایی

۴-۲-۱ بازده کلی گرما

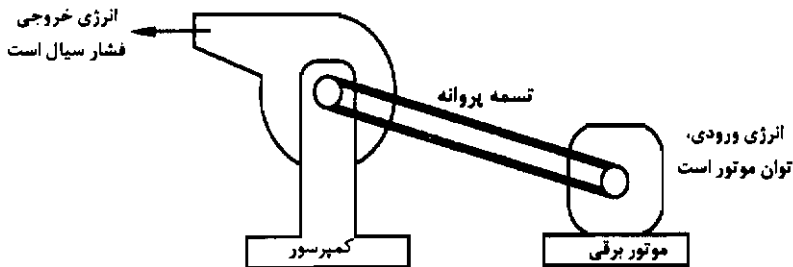
هدف از تولید در سیستمهای گرمایی، که انرژی لازم در خروجی را برای حداقل انرژی ورودی در بردارند، در فصل اول بررسی شد. عبارت بازده به عنوان روشی برای تخمین کارایی یک سیستم گرمایی معرفی شد. اکنون ممکن است که بازده کلی گرمایی به صورت مشخصتری به این ترتیب؛ تعریف شود: بازده کلی گرمایی η نسبت انرژی خالص مفید در خروجی به انرژی داده شده به یک سیستم گرمایی است.

برای مثال، در مورد یک موتور، انرژی خالص مفید در خروجی، همان کار خروجی در میل لنگ است. انرژی ورودی که باید جبران شود، سوختی است که طی یک احتراق به صورت گرما تولید می شود (شکل ۷-۴). برای یک کمپرسور که توسط نیروی الکتریسته می چرخد، انرژی خالص مفید در خروجی به صورت فشار متراکم شده ایجاد می شود و واحد انرژی را داراست. برای تأمین انرژی الکتریکی مورد نیاز موتور الکتریکی، که کمپرسور را می چرخاند، باید از انرژی ورودی استفاده کرد (شکل ۸-۴)، بنابراین، بازده کلی گرمایی اندازه بسیار مفیدی برای کارایی یک سیستم گرمایی است و به انرژی ورودی مربوط می شود، که باید مورد ارزیابی قرار گیرد و اثرات مهمی در زندگی واقعی دارد.

سیستمهایی هستند که انرژی ورودی آنها نیاز به جبران ندارند، مثلاً انرژیهای ورودی که از انرژی خورشید تأمین می شوند یا انرژی مربوط به تأسیسات برق آبی از آن دسته هستند. در این مورد بهتر است که از بازده انتقال انرژی به شکل زیر استفاده شود.



شکل ۴-۷ راندمان کل گرمایی یک موتور



شکل ۴-۸ راندمان کل گرمایی یک کمپرسور برقی

۴-۲-۲ بازده انتقال انرژی

هیچ یک از اجزاء تشکیل دهنده یک سیستم گرمایی، قادر به انتقال انرژی به طور کامل نیستند. همیشه در سیستمها افت وجود دارد، به عبارت دیگر انرژی در پایان کار، به اندازه‌های که باید باشد، نیست. به این مفهوم که هر چند انرژی هرگز از بین نمی‌رود، اما به شکلی درمی‌آید که یا نمی‌توان از آن استفاده نمود و یا مورد نیاز نیست. مثلاً در مورد یک کمپرسور که با یک موتور الکتریکی کار می‌کند، کاری که از موتور گرفته می‌شود، از کاری که به کمپرسور داده

می‌شود، بیشتر است و این به علت افت اصطکاکی در محور چرخش است، که دو قطعه را به هم متصل می‌کند. در واقع، افت انرژی فقط به دلیل نیروی غلبه بر اصطکاک - به شکل گرما برای کمپرسور نمایان می‌شود - نیست، بنابراین موضوع بیشتر مربوط به انتقال گرما است (نه افت انرژی) به طور کلی، بازده انتقال انرژی η_e به صورت «نسبت انرژی دریافتی به انرژی تخلیه شده» تعریف شده است.

این تعریف نسبتاً کلی است و استفاده از انرژی، نیاز به چند تصور عملی دارد. انرژی نه تنها بستگی به انتقال آن بین اجزاء دارد، بلکه به سیالات نیز مربوط می‌شود. در یک مبدل حرارتی، که در آن گرما از یک سیال داغ به یک سیال سرد انتقال می‌یابد، انرژی سرد انتقال می‌یابد، انرژی توسط سیال سرد دریافت و از طریق سیال داغ منتقل می‌شود؛ زیرا مقداری گرما به جو انتقال می‌یابد؛ از این رو بازده انتقال انرژی ۱۰۰٪ نیست (شکل ۹-۴).

قانون علامت گذاری ج، در کاربرد بازده انتقال انرژی باید اعمال شود، به دلیل این که هیچ گونه علامتی برای مقادیر عددی انتقال انرژی اختصاص ندارد.

مثال ۲-۴

یک موتور الکتریکی با قدرت خروجی 100 kW برای چرخاندن یک کمپرسور به کار می‌رود. انرژی ورودی به کمپرسور 80 kW اندازه گیری می‌شود (شکل ۱۰-۴). بازده انتقال انرژی برای سیستم چرخنده چقدر است؟ سیستم چرخنده - موتور الکتریکی - به جای یک سیستم جدید که بازده انتقال انرژی ۹۰٪ را دارد، جایگزین می‌شود. کار داده شده به کمپرسور چقدر خواهد بود؟

حل

کار خروجی از موتور الکتریکی \dot{W}_{EM} طبق قانون علامت گذاری ب، باید دارای علامت منفی باشد:

$$\dot{W}_{EM} = -100 \text{ kW}$$

و کار داده شده به کمپرسور طبق، قانون علامت گذاری ب، باید دارای علامت مثبت باشد.

$$\dot{W}_c = +8.0 \text{ kW}$$

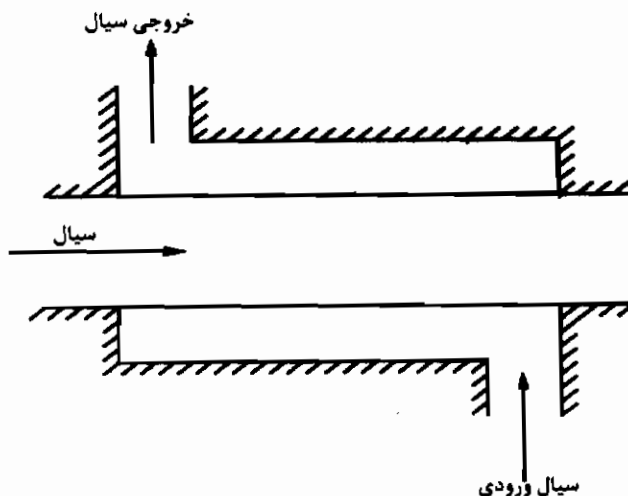
اما در بررسی انتقال انرژی از موتور الکتریکی به کمپرسور طبق قانون علامت گذاری ج، هیچ علامتی به آن داده نمی‌شود، چون انرژی دریافتی توسط کمپرسور و انرژی انتقال داده شده توسط موتور الکتریکی صورت می‌گیرد، بازده انتقال انرژی η_c برابر است با:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{EM}} = 80/100 = 80\%$$

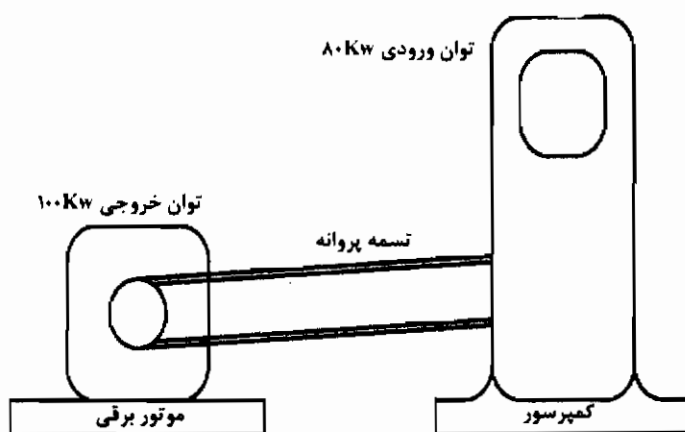
اگر بازده انتقال انرژی به ۹۰٪ برسد، طبق قانون علامت گذاری ج، کار ورودی به کمپرسور برابر است با:

$$\eta_c = 0.9 = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{EM}} \quad \therefore \dot{W}_c = 9.0 \text{ kW}$$

اگر این مقدار در رابطه با معادله دیگری استفاده شود، باید علامت مثبت طبق علامت گذاری ب، به آن داد. اندازه بازده چرخنده (سیستم چرخنده) غالباً اثر مهمی در بازده کلی سیستم دارد.



شکل ۹-۴ راندمان انتقال انرژی یک مبدل گرمایی

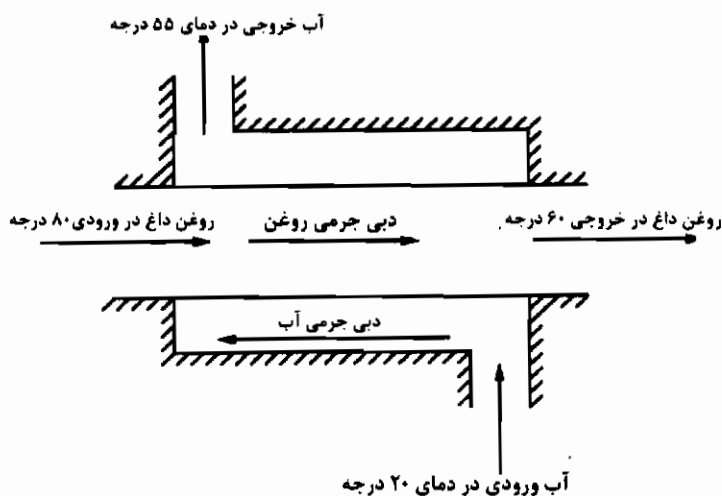


شکل ۴-۱۰؛ مثال ۴-۲ موتور برقی که یک کمپرسور را می چرخاند

مثال ۴-۳

در یک مبدل روغن و آب، روغن داغ از یک موتور، با دبی جرمی 0.5 kg/s و دمای 80°C وارد مبدل حرارتی می شود و با دمای 60°C از آن خارج می گردد، آب سرد با دبی جرمی 0.15 kg/s و دمای 20°C وارد و در دمای 55°C خارج می شود (شکل ۴-۱۱) اگر روغن و آب به ترتیب دارای گرمای ویژه 2.0 kJ/kgK و 4.2 kJ/kgK باشند بازده انتقال گرما مبدل حرارتی را به دست می آورید.

به سبب تغییرات در محیط، دبی جرمی روغن به 0.6 kg/s افزایش می یابد، اما افت دما ثابت می ماند. (در این حال) با بازسازی سیستم، انتقال گرمای بیشتری در مبدل گرمایی مورد نظر ایجاد می شود دبی جرمی آب و دمای ورودی آب برابر مقادیر اولیه خود باقی می ماند. اگر بازده انتقال انرژی مبدل حرارتی نیز ثابت بماند دمای جدید خروجی آب را حساب کنید.



شکل ۴-۱۱: مثال ۴-۳ مبدل گرمایی روغن به آب

حل

برای روغن، از حالت ۱ به حالت ۲ و با استفاده از معادله (۴-۶)، گرمای انتقال یافته از روغن \dot{Q}_r برابر است:

$$\dot{Q}_r = \{ \dot{m} c (T_r - T_r) \}_{oil} = 0.15 \times 2105 \times (60 - 80) = -25 kW$$

برای آب، از حالت ۳ به حالت ۴ و با استفاده از رابطه (۴-۶) گرمای ذخیره شده به وسیله آب برابر است با:

$$\dot{Q}_w = \{ \dot{m} c (T_r - T_r) \}_w = 0.15 \times 412 (55 - 20) = 22.1 kW$$

تمام گرمای گرفته شده از روغن به آب انتقال نیافته است، بلکه بخشی نیز به جو منتقل شده است. با استفاده از قانون علامت گذاری ج، بازده انتقال انرژی η_e برابر است با:

$$\eta_e = 22.1 / 25 = 88.4\%$$

اگر دبی جرمی به ۰/۶ افزایش یابد، انتقال گرما از روغن \dot{Q}_r برابر است با:

$$\dot{Q}_r = 0.6 \times 2105 (80 - 60) = -30 kW$$

بازده انتقال انرژی ثابت می ماند، بنابراین گرمای ذخیره شده توسط آب سرد $\dot{Q}_{\text{ت}}'$ به صورت زیر خواهد بود:

$$\eta_c = 0.884 = \frac{\dot{Q}_{\text{ت}}'}{\dot{Q}_{\text{ر}}'} = \frac{\dot{Q}_{\text{ت}}'}{30} \quad \therefore \dot{Q}_{\text{ت}}' = 26.5 \text{ kW}$$

قبل از محاسبه دمای خروجی آب از رابطه (۶-۴)، علامت مناسب باید برای $\dot{Q}_{\text{ت}}'$ در نظر گرفته شود، زیرا گرمای حاصل شده از آب سرد باید مثبت باشد. دمای خروجی جدید برابر است با:

$$\dot{Q}_{\text{ت}}' + 26.5 = 0.15 \times 4.2 \left(\{T'\}_w - 20 \right)$$

$$\therefore \{T'\}_w = 26.1^\circ \text{C}$$

در عمل، ممکن است - احتمالاً ساده تر است - که نرخ جریان آب را افزایش دهیم تا جوابگوی گرمای اضافه شده‌ای که توسط روغن پخش می‌شود، باشد.

۳-۲-۴ بازده ها و هزینه ها

بازده ها، همان گونه که در بالا تعریف شدند یک روش با ارزش برای عملکرد یک سیستم گرمایی هستند؛ اما متأسفانه آنها کل مطلب را بیان نمی‌کنند. هزینه ها از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند، در اینجا فقط هزینه های جاری یک سیستم گرمایی بررسی می‌شود (نه هزینه های سرمایه گذاری). هزینه ها سال به سال متغیر هستند، در اغلب موارد افزایش می‌یابند، و از کشوری به کشور دیگر متفاوت است. بنابراین محاسبات نامتناسب خواهند بود، اما اهمیت مربوط به عملکرد گرمایی از نظر پولی از هر گونه مضراتی بیشتر است.

برای تحلیل هزینه جاری یک سیستم گرمایی نیاز به دانستن قیمت انرژی مصرفی (در آن سیستم) است. انرژی در سطح جهانی تجارتی بزرگ است، که بیشتر بخشهای انرژی هزینه سوخت معینی را، به واحدی (اندازه‌ای) که مناسب کارشناس باشد و نه یک واحد استاندارد توافقی، تعیین می‌کنند. نفت خام معمولاً بر حسب دلار آمریکا برای هر بشکه قیمت گذاری می‌شود و گاز طبیعی بر حسب پول رایج (کشور تولید کننده) بر حسب مترکعب تعیین می‌شود. در نظر گرفتن تمام تغییرات ممکن چندان واقعی به نظر نمی‌رسد تا مقدار پول صرف شده را برای

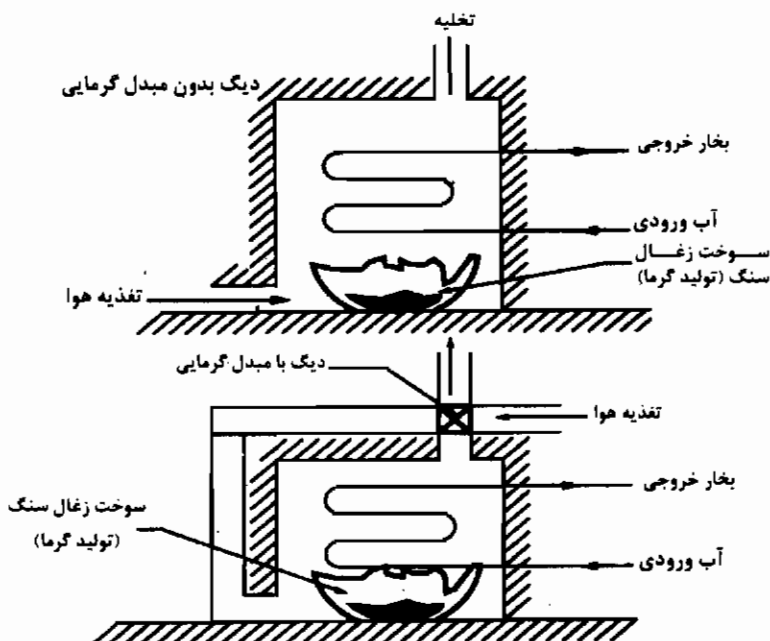
راه اندازی یک سیستم گرمایی حساب کرد. قیمت تمام انرژیها بر حسب $\$/kWh$ محاسبه می شوند. برای به دست آوردن هزینه سالانه جاری $\$_{ARC}$ ، انتقال انرژی، که جوابگوی انرژی E بر حسب kW باشد، و نیز تعداد ساعات کارکرد (سیستم) در سال N_{hrs} ، و هزینه انرژی $\$/kWh$ بر حسب $\$/kWh$ را باید در نظر گرفت. آن وقت:

$$\$_{ARC} = EN_{hrs} \$_{kWh} \quad (4-9)$$

E همیشه مثبت است. زمان برگشت ساده (SPP) به صورت نسبت: «هزینه سرمایه گذاری اضافی که برای تغییر در یک سیستم گرمایی صرف می شود، به صرفه جویی در هزینه جاری (کارکرد سیستم) به علت آن تغییر» تعریف می شود. هر چند هدف این نیست که هزینه های سرمایه گذاری بررسی شوند، اما اگر زمان برگشت ساده SPP برای سرمایه گذاری مورد نظر باشد، آن وقت مقدار سرمایه گزاری لازم، که بتوان برای تغییر یک سیستم گرمایی مصرف نمود، را باید حساب کرد. قیمت نفت خام که در سطح جهانی معامله و حمل و نقل می شود، نسبت به مشکلات موجود در نقاط مختلف مخصوصاً در کشورهای تولید کننده نفت - تا حد زیادی متغیر است، کارتل (Cartel) شامل کشورهایی که قیمت نفت را تعیین می کنند، اما فقط تا حدودی در این کار موفق هستند. قیمت گاز طبیعی چندان متغیر نیست، زیرا مشکلات و هزینه های حمل و نقل آن بستگی به منطقه تولید دارد. زغال سنگ سوختی است با طرفداران کمتر، به علت آن که این سوخت باید با انواع انرژیهای دیگر قابل رقابت باشد، از این رو قیمت آن متغیر است مگر اینکه قراردادهای بلندمدت بین تولیدکنندگان و مصرف کنندگان منعقد شود. نفت خام، گاز طبیعی و زغال سنگ از سوختهای عمده هستند. به لحاظ سوخت و انرژی، الکتریسیته در مرتبه دوم قرار دارد، زیرا تولید آن با استفاده از یکی از سوختهای عمده انجام می شود، بنابراین وابسته به بازده کلی نیروگاه گرمایی است. قیمت الکتریسیته در شب معمولاً نصف قیمت آن در روز است، زیرا نیروگاه را در شب تنها به علت تعداد کم مصرف کنندگان، نمی توان خاموش کرد. در نتیجه مصرف کنندگان تشویق می شوند که در شب بیشتر از برق استفاده کنند. با وجود این که قیمت سوختها از یک کشور به کشور دیگر متغیر است، اما هنوز به صورت رایج، قیمت گاز طبیعی برابر یک سوم قیمت برقی است که در روز مصرف می شود.

مثال ۴-۴

یک دیگ بخار با بازده انتقال انرژی ۷۰٪ از سوخت زغال سنگ با هزینه $0.04 \text{ \$/kWh}$ تأمین می‌شود. این دیگ ۶۰۰۰ ساعت در سال کار می‌کند و 500 kW بخار تولید می‌کند (شکل ۴-۱۲) هزینه کارکرد سالانه دیگ بخار چقدر است؟



شکل ۴-۱۲: مثال ۴-۴ کاهش هزینه سالانه یک دیگ با اضافه کردن یک مبدل گرمایی در قسمت خروجی برای گرم کردن هوا برای احتراق

اگر یک مبدل گرمایی را بتوان طوری در قسمت خروجی نصب نمود که هوا قبل از ورود به کمپرسور گرم شود، و زمان برگشت پول SS_p برای سه سال در نظر گرفته شود. اگر بازده انجام انرژی دیگ بخار به ۸۰٪ افزایش یابد، هزینه سرمایه گذاری را حساب کنید.

حل

در باره انتقال انرژی ۷۰٪، انرژی سوخت \dot{Q}_{comb} (از قانون علامت گذاری ج) برابر است با:

$$\eta_c = 0.7 = \frac{500}{Q_{comb}} \quad \therefore \dot{Q}_{comb} = \frac{500}{0.7} = 714.3 \text{ kW}$$

از رابطه (۹-۴) هزینه سالانه کارکرد دیگ بخار برابر است با:

$$\$_{ARC} = EN_{hrs} \$_{kWh} = 714.3 \times 6000 \times 0.4 = \$171432 \text{ در سال}$$

اگر بازده انتقال انرژی دیگ بخار به ۸۰٪ افزایش یابد، هزینه سالانه کارکرد دیگ (در حالت بهینه) برابر $\$_{ARC}'$ می شود.

$$\$_{ARC}' = \frac{500 \times 6000 \times 0.4}{0.8} = \$150000 \text{ در سال}$$

صرفه جویی در هزینه عملکرد سالانه:

$$\$_{ARC} - \$_{ARC}' = \$21432 \text{ در سال}$$

بنابراین، مقدار هزینه ای که برای سرمایه گذاری برای سه سال پرداخت می شود.

$$3 \times 21432 = \$64296$$

مبدل های حرارتی که برای گرم کردن هوا قبل از احتراق در دیگ به کار می روند. معمولاً سرمایه گذاری خوبی با بازپرداخت مناسب در کوتاه مدت هستند.

۴-۳ مثالهایی از قانون اول ترمودینامیک

باروشهایی که در بالا توضیح داده شد اکنون اندازه گیری کار و انتقال گرما در یک سیستم گرمایی امکان پذیر است و می توان قانون اول ترمودینامیک را توجیه کرد. تمام فعل و انفعالات انجام شده در سیستم های گرمایی به شکل مثلث انرژی در شکل (۳-۱) نشان داده شده است. موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، نیروگاه بخار و توربین گازی، تماماً گرمای ورودی را به کار خروجی تبدیل می کنند. پمپ گرمایی، با کمی اختلاف عمل می کند به این صورت که کار ورودی را به گرمای خروجی تبدیل می کند. توجه کنید که قانون اول ترمودینامیک برای سیالی به کار می رود که یک چرخه کامل را طی کند.

۴-۳-۱ تعادل انرژی در یک موتور رفت و برگشتی

می‌توان قانون اول ترمودینامیک را برای یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی به کار برد، هر چند عباراتی همچون سیستم بسته و چرخه، نیاز به یک تعبیر نسبتاً جداگانه دارد. یک چرخه به طور مؤثر کامل می‌شود به دلیل آن که همیشه و در هر زمان برای یک حالت معین، هوای تازه به سیلندر کشیده می‌شود و تولیدات احتراق به جو تخلیه می‌شوند، بنابراین فرآیندها به طور مستمر تکرار می‌گردند. اگر مرز سیستم به اندازه کافی گسترده در نظر گرفته شود، به طوری که محصولات حاصل از احتراق را در خروجی بتوان دوباره به صورت هوای ورودی به چرخه وارد نمود، آن وقت می‌توان سیستم را بسته در نظر گرفت. ساده تر است که مسأله از نقطه نظر بقای انرژی بررسی شود. انرژی داده شده موتور باید برابر با انرژی خروجی باشد و تمام انرژی‌ها به شکل گرما یا کار هستند.

بنابراین، یک تعادل انرژی برای یک موتور رفت و برگشتی می‌تواند درستی قانون اول ترمودینامیک را آشکار سازد. تحلیل مشابهی را می‌توان برای یک کمپرسور رفت و برگشتی انجام داده هر چند، در این مورد، انرژی خروجی به شکل سیالی با فشار زیاد، خواهد بود.

با توجه به شکل (۴-۱۳) انرژی ورودی به موتور به شکل انتقال گرما، به علت احتراق سوخت است. اگر مقدار کالری سوخت و دبی جرمی سوختی که به موتور داده می‌شود، مشخص باشد آن وقت گرمای ورودی \dot{Q}_{comb} را می‌توان به دست آورد. با فرض این که احتراق سوخت کامل باشد. گرمای ورودی به موتور \dot{Q}_1 برابر با گرمای تولید شده با احتراق سوخت \dot{Q}_{comb} است.

انرژی خروجی شکل‌های مختلفی را به خود می‌گیرد. در ابتدا توان ترمز به وسیله موتور ایجاد می‌شود، که با یک دینامومتر می‌توان آن را اندازه گرفت. سپس مقداری گرمای خروجی وجود دارد و بخشی از گرمای تولید شده توسط سوخت به آب سردی که در دیوارهای سیلندر می‌چرخد، منتقل می‌شود. این عمل برای جلوگیری از داغ شدن زیاد موتور لازم است (جلوگیری از تغییر شکل بدنه موتور).

با فرض این که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ برود، انتقال گرما در آب سرد \dot{Q}_2 را می‌توان با اندازه گیری دبی جرمی گرمای ویژه و اختلاف دما، به دست آورد. که در این صورت مقداری

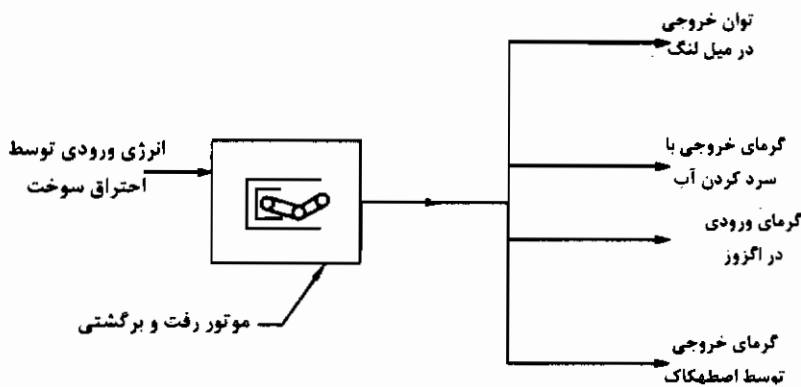
گرما به قسمت خروجی انتقال می‌یابد. فرض کنیم سیال از حالت ۳ به حالت ۴ برود، کمیت انتقال گرما \dot{Q}_{34} را می‌توان با اندازه‌گیری دبی جرمی در خروجی، گرمای ویژه و افزایش دما (اختلاف دمای بین خروجی و ورودی هوا در موتور)، به دست آورد. بقیه انرژی نیز صرف غلبه بر اثرات اصطکاک موتور می‌شود. به عبارت دیگر، توان اصطکاکی به صورت انتقال گرما خروجی سیستم \dot{Q}_{34} در نظر گرفته می‌شود.

اگر قانون اول ترمودینامیک به قوت خود باقی باشد، آن وقت داریم:

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 0$$

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{23} + \dot{Q}_F + \dot{W}_{bp} = 0 \quad \text{و در نتیجه:}$$

با اقتباس از علامت قراردادی \dot{Q}_{12} ، \dot{Q}_F و \dot{W}_{bp} تماماً با علامت منفی مشخص می‌شوند.



شکل ۱۳-۴ انتقال انرژی در یک موتور رفت و برگشتی

مثال ۵-۴

از آزمایش کارآیی یک موتور یک سیلندر چهار زمانه بنزینی که از نوع احتراق داخلی رفت و برگشتی است، اطلاعات زیر به دست آمده است:

$$\dot{V} = 2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = \text{دبی حجمی بنزین به داخل موتور}$$

$$\rho_{\text{بنزین}} = 740 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_{\text{بنزین}} = 43000 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{V}_{\text{دبی حجمی هوا}} = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\rho_{\text{چگالی هوا}} = 12 \text{ kg/m}^3$$

$$T_{\text{دمای هوا در ورودی موتور}} = 285 \text{ K}$$

$$T_{\text{دمای تخلیه در خروجی موتور}} = 775 \text{ K}$$

$$Q_{\text{گرمای ویژه تخلیه}} = 1.01 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{V}_{\text{دبی جرمی آب سرد}} = 0.12 \text{ kg/s}$$

$$T_{\text{دمای آب سرد ورودی}} = 285 \text{ K}$$

$$T_{\text{دمای آب سرد خروجی}} = 325 \text{ K}$$

$$Q_{\text{گرمای ویژه آب سرد}} = 4.2 \text{ kJ/kg K}$$

$$P_{\text{بار روی دینامتر}} = 320 \text{ N}$$

$$r = 0.3 \text{ m} \text{ فاصله‌ای که بار دینامتر اعمال می‌کند.}$$

$$N_{\text{سرعت موتور}} = 2000 \text{ rev/min}$$

$$W_{p-V} = 1668 \text{ kJ}$$

تبادل انرژی را برای موتور انجام داده و نشان دهید که قانون اول ترمودینامیک معتبر است. در ضمن راندمان کلی گرمای موتور را نیز به دست آورید.

حل

از رابطه (۷-۴) گرمای ورودی به موتور \dot{Q}_{comb} برابر است با :

$$\dot{Q}_{comb} = \{\dot{m}\}_{fuel} CV = 2 \times 10^{-6} \times 740 \times 43000 = 63.6 \text{ kW}$$

با فرض این که احتراق سوخت کامل باشد، گرمای ورودی به موتور \dot{Q}_1 برابر با حرارت تولید شده توسط احتراق سوخت \dot{Q}_{comb} خواهد بود.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{comb} = 63.6 \text{ kW}$$

از رابطه (۶-۴) گرمای ذخیره شده با آب سرد \dot{Q}_2 که از حالت ۱ به حالت ۲ به دست می‌آید :

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}c(T_2 - T_1)\}_w = 0.12 \times 4/2 \times (325 - 285) = 2.0/2 kW$$

توجه داشته باشید که دبی جرمی در خروجی، برابر با جمع دبی جرمی هوا و دبی جرمی سوخت است؛ از این رو گرمای به دست آمده در خروجی \dot{Q}_{24} (وقتی سیال از حالت ۳ به حالت ۴ جریان دارد) از رابطه (۴-۶) برابر است با:

$$\dot{Q}_{24} = \{\dot{m}c(T_4 - T_2)\}_{ex} = (0.125 \times 1/2 + 2 \times 10^{-6} \times 740) \times 1/0.1 \times (775 - 285)$$

$$\therefore \dot{Q}_{24} = 15/6 kW$$

از رابطه (۴-۲) توان ترمز در خروجی \dot{W}_{bp} (توسط دینامومتر) می شود:

$$\dot{W}_{bp} = -FL2\pi N_{rev} = -\frac{320 \times 0.12 \times 2\pi \times 2000}{60} = -20.1 kW$$

با توجه به این که موتور، چهار زمانه است و تعداد چرخه ها در هر ثانیه نصف مقدار دور در ثانیه می باشد توان شاخص \dot{W}_{ip} از رابطه (۴-۳) برابر است با:

$$\dot{W}_{ip} = -A_{pV} N_{cyc} = -\frac{1/668 \times 2000}{60 \times 2} = -27/8 kW$$

از رابطه (۴-۴) افت گرمایی اصطکاک \dot{Q}_F برابر است با:

$$\dot{Q}_F = \dot{W}_F = \dot{W}_{ip} - \dot{W}_{hp} = -27/8 - (-20.1) = -7/7 kW$$

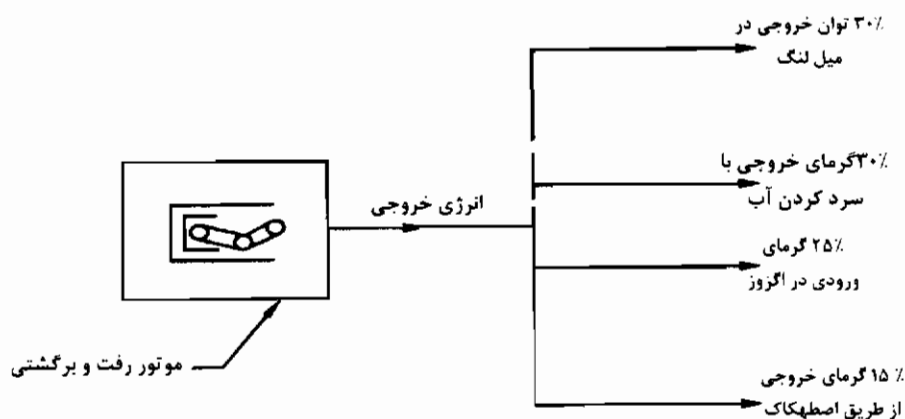
علامت، منفی است، زیرا گرما از سیستم خارج می شود. با استفاده از قانون علامت گذاری (ب)، انتقال گرمای خروجی از سیستم در آب سرد و در لوله اگزوز نیز منفی هستند، بنابراین، جمع انتقال گرما برابر است با:

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} = \dot{Q}_i + \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{24} + \dot{Q}_F = 62/6 - 20/2 - 15/6 - 7/7 = 20/1 kW$$

و جمع کار انتقال یافته:

$$\Sigma(\dot{W})_{cyc} = \dot{W}_{hp} = -20.1 kW$$

$$\therefore \Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 20.1 - 20.1 = 0$$



شکل ۱۴-۴ نمونه ای از تعادل انرژی در یک موتور رفت و برگشتی

بنابراین قانون اول ترمودینامیک رعایت شده است (شکل ۱۴-۴).

اگر تعادل انرژی به شکل درصد نمایش داده شود و قانون علامت گذاری (ج) نیز رعایت

شود، خواهیم داشت:

$$\text{انرژی ورودی در توان خروجی} = \dot{W}_{hp} / \dot{Q}_i = \frac{20/1}{63/6} = 31/6\%$$

$$\text{انرژی ورودی در آب سرد} = \dot{Q}_{12} / \dot{Q}_i = \frac{20/2}{63/6} = 31/8\%$$

$$\text{انرژی ورودی در خروج} = \dot{Q}_{24} / \dot{Q}_i = \frac{15/6}{63/6} = 24/5\%$$

$$\text{انرژی ورودی که صرف اصطکاک می شود} = \dot{Q}_F / \dot{Q}_i = \frac{7/7}{63/6} = 12/1\%$$

$$\text{بازده کلی گرمایی} = \eta = \frac{\dot{W}_{bp}}{Q_{comb}} = \frac{20/1}{63/6} = 31/6\%$$

این بازده برای یک موتور بتزینی بسیار بالا است. اما برای واحد ساکن (یک موتور ساکن) که در سرعت ثابتی کار می کند، امکان پذیر است. متأسفانه نتایج نشان می دهد که ۷۰٪ از انرژی ورودی به انرژی مفید خروجی تبدیل نمی شود.

اگر آب در مبدل گرمایی چرخش داشته باشد و قسمتهایی از قطعات اتومبیل را جهت راحتی مسافری گرم نماید، بخشی از انرژی موجود در آب سرد ممکن است به صورت انرژی مفید طبقه بندی شود، اما کاربرد آن فقط در زمستان امکان پذیر است. همان گونه که در فصل اول بیان شد، بازده کلی گرمای موتور کم است، که ربطی به نقص در طراحی موتور ندارد. بیش از ۲۵ درصد از انرژی ورودی از طریق لوله خروجی منتقل می شود. در مثال (۷-۶) دماها و فشارهای سیال برای یک چرخه موتور نمونه ای به دست آمده است. همان گونه که دیده می شود، امکان ندارد که دمای خروجی به دمای محیط برسد؛ زیرا در فشار خروجی محدودیت وجود دارد، بدان معنا که این فشار را نمی توان به فشار زیر فشار جو تقلیل داد؛ چرا که در این صورت گاز خروجی را نمی توان از دریچه خروجی بیرون راند.

۴-۳-۲ تعادل انرژی در یک نیروگاه بخار

یک نیروگاه بخار ساده یا نیروگاه گرمایی، که برق تولید می کند، شامل چهار جزء اصلی است؛ همان گونه که در شکل (۱۵-۴) نشان داده شده است. سیال در مسیر عقربه ساعت حرکت می کند، به این دلیل که روش قراردادی برای کار خروجی حفظ شود.

در دیگ بخار، آب مایع در فشار زیاد به بخار آب، تقریباً در همان فشار، تبدیل می شود. گرمای ورودی \dot{Q}_i برای جوشاندن سیال لازم است و این عمل توسط احتراق سوخت در دیگ بخار انجام می شود. چون بازده انتقال انرژی در دیگ بخار وجود دارد، فقط بخشی از گرمای احتراقی \dot{Q}_{comb} به صورت کار سیال به وجود می آید. بخار در یک توربین چرخشی منبسط می شود و ایجاد کار خروجی \dot{W}_T می نماید که به نوبه خود مولد برق متناوب را برای تولید برق به حرکت در می آورد. در فرآیند انبساط، فشار بخار به انرژی جنبشی تبدیل می شود، همان گونه که در بخش (۱-۲) شرح داده شد، و آرمیچر را می چرخاند، بنابراین بخار، توربین را در فشار کم ترک می کند. در فرآیند تقطیر، بخار خنک می شود و تغییر فاز می دهد و تبدیل به آب مایع، تقریباً در همان فشار کم، می شود و به چگالنده وارد می شود. گرمای \dot{Q}_c به وسیله تقطیر بخار بیرون رانده می شود که باید این گرما پخش گردد. این عمل (پخش شدن) توسط آب سرد رودخانه ای که از تقطیر کننده می گذرد به دست می آید. نهایتاً در یک پمپ تغذیه، آب سرد با

فشار کم پمپاژ می‌شود تا فشار آن به حدی که در دیگ بخار مورد نیاز است، بالا رود. پمپ تغذیه مانند یک کمپرسور چرخشی رفتار می‌کند، بنابراین، پمپ تغذیه نیاز به کار ورودی \dot{W}_{Fp} دارد، که معمولاً با بیرون راندن مقداری بخار از قسمت فشار بالای مدار تأمین می‌شود و از یک توربین با مجرای کوچک عبور می‌کند و سبب چرخش پمپ تغذیه می‌شود.

اگر چه هر یک از چهار جزء سیستم، یعنی دیگ بخار، توربین، چگالنده و پمپ تغذیه، به طور قطع از وسایل جریان باز هستند، به طوری که سیال به ترتیب به هر قطعه وارد و از آن خارج می‌شود، اما بخار یا آب یک چرخه بسته را با گذر پیوسته از سیستم، تکمیل میکند، بنابراین (این چرخه) باید نشان دهد که قانون اول ترمودینامیک معتبر و رابطه زیر برقرار است:

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 0$$

$$\therefore \dot{Q}_1 + \dot{Q}_c + \dot{W}_T + \dot{W}_{Fp} = 0$$

با توجه به علامت قراردادی، \dot{Q}_c گرمای خروجی از سیستم است و باید منفی باشد و \dot{W}_T کار خروجی از سیستم است که علامت آن هم باید منفی باشد.

مثال ۶-۶

در یک نیروگاه بخار، که سوخت آن از زغال سنگ تأمین می‌شود، اطلاعات عملکرد سیستم به صورت زیر ثبت شده است:

$$\text{دبی جرمی زغال سنگ مصرفی در دیگ بخار} = 2/46 \text{ kg/s}$$

$$\text{مقدار کالری زغال سنگ} = 35000 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{بازده انتقال انرژی دیگ بخار} = 70\%$$

$$\text{توان خروجی از توربین} = 21/2 \text{ MW}$$

$$\text{دبی جرمی آب سرد به چگالنده} = 248/8 \text{ kg/s}$$

$$\text{دمای آب سرد به چگالنده} = 280 \text{ K}$$

$$\text{دمای آب سرد از چگالنده} = 310 \text{ K}$$

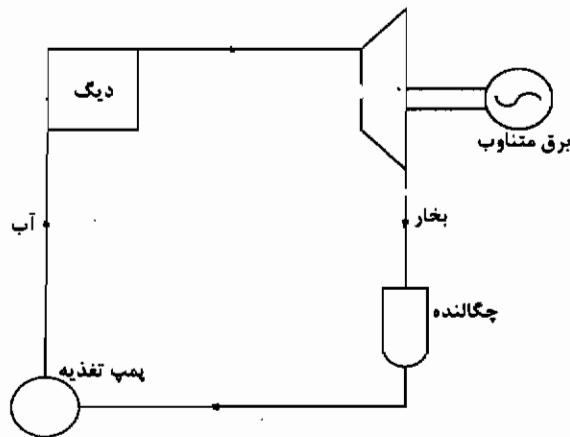
$$\text{گرمای ویژه آب سرد} = 4/2 \text{ kJ/kg K}$$

$$\text{بازده انتقال انرژی چگالنده} = 80\%$$

100 kW = توان داده شده به پمپ تغذیه

95% = بازده انتقال انرژی از چرخنده پمپ تغذیه

نشان دهید که قانون اول ترمودینامیک معتبر است و بازده گرمایی کل سیستم را به دست آورید.



شکل ۴-۱۵ انتقال انرژی در یک نیروگاه بخار

حل

در دیگ بخار، سوخت محترق و گرما تولید می‌شود. از رابطه (۷-۴)، انتقال گرما از سوخت \dot{Q}_{comb} برابر است با:

$$\dot{Q}_{comb} = \{\dot{m}\}_{fuel} CV = 2/46 \times 25000 = 86/1 \text{ MW}$$

برای بازده انتقال انرژی 70% ، انرژی ورودی برای کارکرد سیال \dot{Q}_i برابر است با:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{comb} \eta_e = 86/1 \times 0/7 = 60/3 \text{ MW}$$

کارخروجی از توربین \dot{W}_T برابر $21/2 \text{ MW}$ است، بنابراین:

$$\dot{W}_T = -21/1 \text{ MW}$$

در چگالنده، گرمای به دست آمده توسط آب سرد \dot{Q}_2 ، از حالت ۱ به حالت ۲، با

استفاده از رابطه (۶-۴) بدست می‌آید:

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}c(T_2 - T_1)\}_w = 248/8 \times 4/2 \times (210 - 280) = 21348/8 kW$$

اما بازده انتقال انرژی ۸۰٪ در چگالنده موجود است، بنابراین گرمای واقعی خروجی توسط تقطیر بخار \dot{Q}_C برابر است با:

$$\dot{Q}_C = \frac{21348/8}{\eta_e} = \frac{21348/8}{0.8} = 26685 kW = 29.2 MW$$

در پمپ تغذیه، توان خروجی در سیستم چرخنده ۱۰۵ kW است، بنابراین بازده انتقال انرژی ۹۵٪، توان ورودی به پمپ تغذیه \dot{W}_{FP} برابر است با:

$$\dot{W}_{FP} = \eta_e \times 105 = 0.95 \times 105 = 99.75 kW = 0.1 MW$$

طبق قانون علامت قرار دادی (ب)، انتقال گرمای خروجی برای سیال در حال کار در چگالنده، منفی است و جمع انتقال گرماها عبارت است از:

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_C = 60/2 - 29/2 = 21/1 MW$$

جمع انتقال کارها برابر است با:

$$\Sigma(\dot{W})_{cyc} = \dot{W}_T + \dot{W}_{FP} = -21/1 + 0.1 = -21/1 MW$$

$$\therefore \Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 21/1 - 21/1 = 0$$

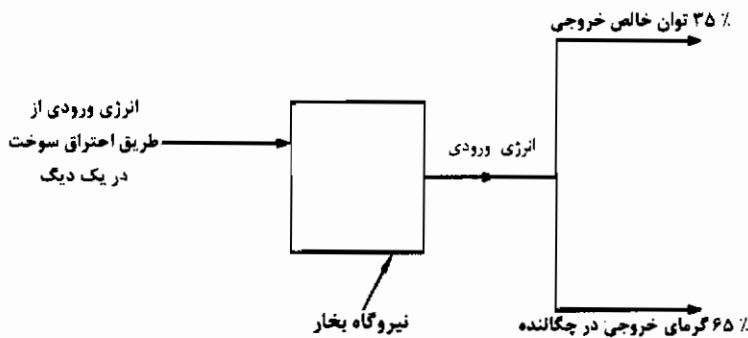
بازده کلی گرمایی یک سیستم η ، با استفاده از علامت قراردادی (ج) و با توجه به این که هردو کار ورودی پمپ تغذیه و سوخت برای دیگ بخار باید جبران شوند عبارت است از:

$$\eta = \frac{\Sigma(\dot{W})_{cyc}}{\dot{Q}_{comb} + \dot{W}_{FP}} = \frac{21/2}{86/1 + 0.105} = 24/6\%$$

بازده کلی گرمایی بسیار پایین است، زیرا نیروگاه بخار کوچک می باشد. نیروگاههای مدرن و بزرگ زغال سنگ و گازی با ظرفیت حدود $600 MW$ می توانند به بازده ۴۰٪ برسند، با وجود این حتی در این حد بالا هم حدوداً ۶۰٪ انرژی ورودی به صورت انرژی غیر مفید خروجی ظاهر می شود. با مراجعه به فصل اول، متوجه می شویم که این کمی بازده به علت اشتباه در طراحی نیروگاه نیست. برای چرخه دوباره، باید سیال در یک چگالنده تقطیر شود؛ یعنی قبل از این که از طریق پمپ تغذیه به صورت آب تحت فشار به دیگ بخار برگردد، از حالت بخار آب به حالت

آب مایع تبدیل شود. انرژی زیادی در برجهای خنک کننده تلف می‌شود و یا به علت تغییر فاز از بین می‌رود.

ممکن است تصور شود که بخار پس از خروج از توربین می‌تواند مستقیماً وارد پمپ تغذیه شود. قبل از ورود به دیگ بخار. اما، متراکم کردن بخار به این شکل نیاز به کار ورودی بیشتری، نسبت به کار مورد نیاز برای تراکم کردن مایع با همان فشار دارد. بنابراین کار خالص خروجی از نیروگاه کاهش می‌یابد. اضافه بر آن انتقال کار خالص به دست آمده در چرخه توسط مساحت نمودار فشار بخار بر حسب حجم محاسبه می‌شود - همان گونه که در فصل هفتم خواهید دید - مگر این که بخار تقطیر شود و به حالت آب مایع در چگالنده درآید. مساحت نمودار فشار بخار بر حسب دما در عمل، مقدار نسبتاً کمی است. باز هم تأکید می‌شود که کار خالص به مقدار کم از سیستم خارج شده است.

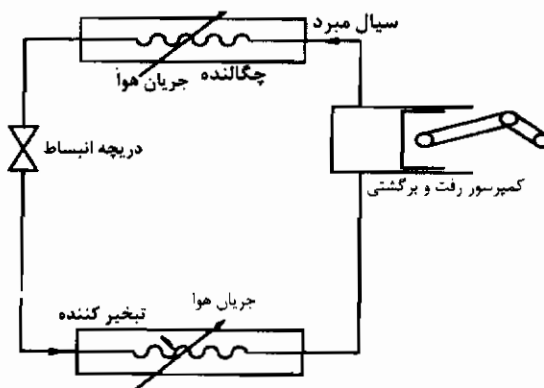


شکل ۱۶-۴ نمونه ای از تعادل انرژی در یک نیروگاه بخار

۳-۴- تعادل انرژی در یک یخچال / پمپ گرمایی

چهار قطعه اصلی که عمل تبدیل هوا به هوای بخارار در یک یخچال تراکمی با پمپ گرمایی تشکیل می‌دهند در شکل (۱۷-۴) نشان داده شده است. یخچال و پمپ گرمایی در یک چرخه کار می‌کنند، اما عملکرد آنها متفاوت است. در هر دو سیستم مانند شکل (۱-۴)، سیال مبرد در مسیر خلاف عقربه ساعت به دور سیستم می‌چرخد (با توجه به علامت قراردادی کار خالص ورودی).

در کمپرسور، بخار سرد کننده در فشار و دمای کم، متراکم می‌شود تا دما و فشار آن افزایش یابد. کمپرسور به وسیله یک نیروی خارجی، مثلاً یک موتور برقی، می‌چرخد، بنابراین نیاز به توان ورودی \dot{W}_c دارد. در چگالنده، سیال مبرد در فشار تقریباً ثابتی منقبض می‌شود تا به مایع تبدیل گردد، بدین وسیله گرمای \dot{Q}_c تولید می‌شود. برای متراکم کردن سیال مبرد، سیال توسط هوا در دمای کم تری باید سرد شود. در دریچه انبساط، مایع خنک کننده در فشار کم و دمای پایین منبسط می‌شود. هیچ گونه کاری داده یا گرفته نمی‌شود و هر گونه اثرات انتقال گرما کم است و قابل صرف نظر می‌باشد. در تبخیر کننده، مایع خنک کننده در شرایط لازم ورودی به کمپرسور، تبدیل به بخار می‌شود. برای آن که سیال مبرد به نقطه جوش برسد نیاز به گرمای (ورودی) \dot{Q}_{ev} دارد، که از طریق هوایی که از سیم پیچهای تبخیر کننده می‌گذرد، تامین می‌شود. برای به دست آوردن این گرما، دمای هوا باید بیشتر از دمای سیال مبرد باشد.



شکل ۱۷-۴ انتقال انرژی در یک یخچال / پمپ گرمایی

علت این که سیستم را هوا به هوا می‌گویند این است که انتقال گرما به سیال مبرد در تبخیر کننده از یک منبع هوا تامین می‌شود و گرمای منتقل شده توسط سیال مبرد به چگالنده در یک مخزن هوا تخلیه می‌شود. یخچال توسط هوایی که تبخیر کننده آن را احاطه کرده است، خنک می‌گردد. وظیفه یک پمپ گرمایی، گرمایش هوایی است، که چگالنده را در بر می‌گیرد، در غیر این صورت هر دو تأسیسات - پمپ گرمایی و یخچال - رفتاری مشابه‌ای دارند.

اگر چه هر چهار قطعه اصلی در مورد تأسیسات بخار باز هستند ، اما سیستم ، به طور کلی بسته است. سیال مبرد یک چرخه کامل را طی می کند و سیستم از قانون اول ترمودینامیک باید تبعیت کند، بنابراین :

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 0$$

$$\therefore \dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_c + \dot{W}_c = 0$$

طبق علامت قرار دادی ، \dot{Q}_c گرمای ورودی از چگالنده است و باید منفی باشد ، پمپ گرمایی مثالی برای سیستمی است که کار ورودی را به گرمای خروجی تبدیل می کند .

مثال ۲-۴

در یک یخچال تراکمی خانگی (هوا به بخار هوا) کار ورودی به سیال مبرد 0.8 kW در کمپرسور است . اگر انتقال گرما از سیال مبرد به محیط در چگالنده 1.7 kW باشد و اگر در نظر بگیریم قانون اول ترمودینامیک معتبر باشد ، انتقال گرما را به سیال مبرد در تبخیر کننده به دست آورید . اگر موتور برقی که کمپرسور را می چرخاند دارای بازده انتقال انرژی 75% باشد . هزینه جاری (کارکرد) سالانه یخچال را ، زمانی که کارکرد آن سال / ساعت 5000 باشد به دست آورید . هزینه برق را برای موتور $5/12 \text{ S/kWh}$ در نظر بگیرید . اگر بازده انتقال انرژی (موتور برق) با تغییرات ساده ای به 9% بهبود یابد ، صرفه جویی جاری (عملکرد سیستم) سالانه چقدر است ؟

حل

اگر قانون اول ترمودینامیک معتبر باشد ، رابطه (۱-۴) برابر است با :

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 0$$

اگر انتقال گرما به سیال مبرد در تبخیر کننده برابر \dot{Q}_{ev} باشد و انتقال گرمای خروجی سیال مبرد در چگالنده \dot{Q}_c و کار ورودی به کمپرسور \dot{W}_c باشد ، رابطه (۱-۴) را می توان به صورت زیر نوشت :

$$\dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_c + \dot{W}_c = 0$$

طبق «قانون علامت گذاری (ب)» \dot{Q}_e منفی است، بنابراین:

$$\dot{Q} - 1/7 + 0/8 = 0$$

$$\therefore \dot{Q}_{ev} = +0/9 kW$$

از آن جا که \dot{Q}_{ev} مثبت است، گرما به سیال مبرد داده می شود. در یک بازده انتقال انرژی ۷۵٪، توان لازم در موتور برقی \dot{W}_{EM} با استفاده از قانون علامت گذاری (ج)، برابر خواهد بود با:

$$\dot{W}_{EM} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_e} = \frac{0/8}{0/75} = 1/1 kW$$

از رابطه (۹-۴)، هزینه جاری (عملکرد سیستم) سالانه برابر است:

$$\$_{ARC} = EN_{hrs} \$_{kWh} = 1/1 \times 5000 \times 0/12 = \$660 \text{ در سال}$$

با تغییراتی در سیستم موتور برق، بازده جدید انتقال گرما η'_e برابر ۹۰٪ است، بنابراین توان ورودی جدید به موتور برقی \dot{W}'_{EM} می شود:

$$\dot{W}'_{EM} = \frac{\dot{W}_c}{\eta'_e} = \frac{0/8}{0/9} = 0/9 kW$$

با استفاده از رابطه (۹-۴) و هزینه جاری سالانه $\$_{ARC}$ به قرار زیر است:

$$\$_{ARC} = 0/9 \times 5000 \times 0/12 = \$540 \text{ در سال}$$

صرفه جویی در هزینه جاری برابر است با:

$$\$_{ARC} - \$_{ARC} = 660 - 540 = \$120 \text{ در سال}$$

چند روش دیگر برای به دست آوردن دمای پایین یخچال وجود دارد؛ اما مهم این است که هزینه جاری (کارکرد سیستم) به حداقل ممکن کاهش یابد.

مثال ۸-۴

یک پمپ گرمایی تراکمی خانگی (هوا به هوا)، از یک موتور برقی با توان $3 kW$ برای چرخاندن یک کمپرسور استفاده می شود. موتور برقی دارای بازده انتقال انرژی ۷۵٪ است. هوا با چگالی $1/2 kg/m^3$ و گرمای ویژه $1/005 kJ/kg \cdot K$ با نرخ $0/96 m^3/s$ از سیستم حلقه های تبخیر کننده می گذرد و اختلاف دمای $4^\circ C$ را تحمل می کند. تبخیر کننده دارای بازده انتقال

انرژی ۸۰٪ است، چقدر گرما را توسط سیال مبرد می‌توان به هوایی که از چگالنده می‌گذرد، انتقال داد؟ فرض کنید که قانون اول ترمودینامیک معتبر است.

بازده انتقال انرژی برای چگالنده در نظر گرفته شده است، بازده کلی گرمایی پمپ گرمایی را به دست آورید.

حل

برای هوایی که از تبخیر کننده می‌گذرد، از حالت ۱ به حالت ۲، انتقال گرما از هوا از رابطه (۴-۶) به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}c(T_2 - T_1)\}_{air} = 0.96 \times 1/2 \times 1/0.05 \times (-4) = -4/6 kW$$

توجه کنید که $(T_2 - T_1)_{air}$ برابر (۴-) است، به این علت که دما تقلیل می‌یابد. با به کارگیری قانون علامت گذاری (ج) و در نظر گرفتن بازده انتقال انرژی ۸۰٪، انرژی سیال مبرد در تبخیر کننده \dot{Q}_{ev} برابر است با:

$$\dot{Q}_{ev} = \frac{\dot{Q}_{12}}{\eta_e} = \frac{4/6}{0.8} = 5/8 kW$$

البته بازده انتقال انرژی، که به شکل بالا تعریف شده است، به این علت می‌باشد که سیال مبرد باید انرژی سرمایش بیشتری را نسبت به هوایی که می‌خواهد دمایش کاهش یابد، داشته باشد، زیرا زمانی که دمای هوا کاهش می‌یابد باید بتوان گرمای ذخیره شده در هوا را خنثی کرد. در بازده انتقال انرژی ۷۵٪، کار ورودی به سیال مبرد \dot{W}_c توسط موتور برقی محرک \dot{W}_{EM} برابر است با:

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{EM} \mu_e = 2 \times 0.75 = 2.0/25 kW$$

اگر در نظر بگیریم قانون اول ترمودینامیک معتبر است، رابطه (۴-۱) می‌شود:

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 0$$

اگر انتقال گرما به سیال مبرد در تبخیر کننده \dot{Q}_{ev} انتقال گرما از سیال مبرد در چگالنده \dot{Q}_c ، و کار ورودی به سیال مبرد توسط کمپرسور \dot{W}_c باشد، رابطه (۴-۱) را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_c + \dot{W}_c = 0$$

$$+ 5/8 + \dot{Q}_c + 2/25 = 0 \quad \therefore \dot{Q}_c = -8/05 kW$$

انتقال گرمای خروجی از سیال مبرد در چگالنده به محیط، منفی است - طبق علامت قراردادی - از این رو مقدار آن منفی است. برای چگالنده در بازده انتقال انرژی ۸۰٪، با استفاده از قانون علامت گذاری (ج) وقتی سیال از حالت ۳ به حالت ۴ تغییر می‌کند گرمای انتقال یافته به هوایی که از آن می‌گذرد برابر \dot{Q}_{24} می‌باشد.

$$\dot{Q}_{24} = 8/05 \times 0/8 = 6/4 kW$$

در یک پمپ گرمایی، انرژی مفید خروجی، گرمایی است که به هوا در چگالنده داده می‌شود، و این انرژی ورودی است که باید برای تأمین برق موتور در نظر گرفته شود، بنابراین، بازده گرمایی کلی با استفاده از قانون علامت گذاری (ج) برابر است با:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{24}}{\dot{W}_{EM}} = \frac{6/4}{2} = 31/3\%$$

آشکار است که داشتن بازده بیش از ۱۰۰٪ ممکن نیست، بنابراین، در مورد یک پمپ گرمایی، بازده کلی گرما، به عنوان ضریب کارآیی پمپ گرمایی دوباره نام گذاری می‌شود $COP_{hp} = 2/134$ مقدار آن $COP_{hp} = 2/134$ است.

هیچ گونه اشتباهی در نتایج دیده نمی‌شود، زیرا قانون اول ترمودینامیک رعایت شده است و تحلیل صحیح می‌باشد. جواب به دست آمده ناشی از تعریف بازده است، بدین معنی که چون گرمای ورودی در تبخیر کننده مجانی است؛ در نتیجه نیازی به منظور کردن، بازده در عبارت نیست. عملاً نتیجه به دست آمده بیانگر این است که به ازای هر $1 kW$ برق $2/13 kW$ گرما تولید می‌شود. دانستن یک وسیله گرمایی با چنین راندمان بالایی مزیت بزرگی است. متأسفانه پمپهای گرمایی همیشه نمی‌توانند از نظر اقتصادی (سرمایه گذاری اولیه و هزینه های جاری) با سیستمهای گرمایش که با گاز طبیعی کار می‌کنند، رقابت کنند. همچنین، بسته به سیال مبردی که مورد استفاده قرار می‌گیرد گرمای خروجی در دماهای معمول بین $50-60^\circ C$ ایجاد می‌شود که این امر می‌تواند در تعداد کاربردهای آن محدودیت ایجاد کند. سیالهای مبرد با دمای بالا موجودیت

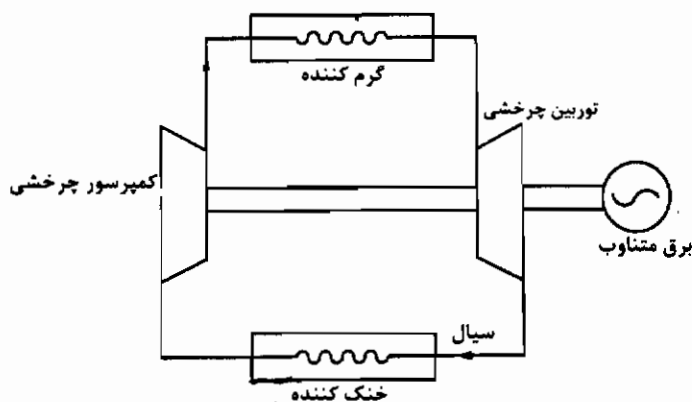
گرمای خروجی با دمای بالاتری را فراهم می‌سازند، اما هزینه آن زیاد است و انجام هزینه سرمایه‌گذاری را برای پمپ گرمایی غیر جاذب می‌کنند.

توجه کنید که ضریب کارایی یک یخچال COP_{fridge} بر حسب انتقال گرمای خروجی از هوا در تبخیر کننده تعریف شده است، زیرا هدف از یخچال این است که کار ورودی را در کمپرسور تقسیم کند. با استفاده از قانون اول ترمودینامیک می‌توان نشان داد که مقدار COP همیشه بزرگتر از یک است که در مورد یخچالها تا کنون کاربرد نداشته است، هر چند در عمل، بیشتر یخچالها دارای COP بالاتر از یک هستند.

۴-۳-۴ تعادل انرژی در یک توربین گازی با چرخه بسته

تأسیسات ساده توربین گازی با چرخه بسته که برق تولید می‌کند، شامل چهار جزء اصلی است، همان گونه که در شکل (۴-۱۸) نشان داده شده، گاز در جهت عقربه ساعت، مسیری را در اطراف سیستم طی می‌کند، تا برای نرخ کار خروجی، رعایت قرارداد، شده باشد.

در مبدل گرمایی، سیال عامل بعد از متراکم شدن در کمپرسور با فشار زیاد وارد می‌شود. گرمای ورودی \dot{Q}_H به سیال کار، توسط یک احتراق خارجی، انجام می‌گیرد. انتقال گرما تقریباً در یک فرآیند فشار ثابت انجام می‌شود، به طوری که سیال عامل در دما و فشار زیاد وارد توربین می‌شود. انرژی موجود با انبساط سیال به کار در توربین تبدیل و از کار خروجی \dot{W}_T جهت چرخاندن آرمیچر برای تولید برق استفاده می‌شود، بنابراین، سیال، توربین را در دما و فشار کمتری ترک می‌کند. در چگالنده، گرمای بیشتری برای گرمایش مخزن \dot{Q}_{cool} صرف می‌شود (شاید از طریق آب از رودخانه‌ای نزدیک). خنک کننده تقریباً یک فرآیند فشار ثابت را داراست. سیال با فشار و دمای کم، در یک کمپرسور متراکم می‌شود، تا دما و فشار آن افزایش یابد. کمپرسور نیاز به کار ورودی توسط توربین از طریق یک محور، که دو قطعه را متصل می‌کند، تأمین می‌شود. این عمل چرخه را برای سیال تکمیل می‌کند، چون سیال به حالت قبلی خود بر می‌گردد؛ از این رو دوباره به مبدل گرما وارد می‌شود، سیال استفاده شده، گاز است، ممکن است سیال هوا باشد و احتمالاً از هلیوم به سبب دارا بودن گرمای ویژه بهتر، استفاده می‌شود.



شکل ۱۸-۴ انتقال انرژی در یک توربین گازی با چرخه بسته

چرخه نشان می دهد که قانون اول ترمودینامیک معتبر است ، بنابراین :

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 0$$

$$\therefore \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{cool} + \dot{W}_T + \dot{W}_C = 0$$

با توجه به علامت قرار دادی \dot{Q}_{cool} گرمای خروجی از سیستم است و باید منفی باشد ،
و \dot{W}_T کار خروجی از سیستم است که باز هم باید منفی باشد .

مثال ۹-۴

در یک تأسیسات توربین گازی در یک چرخه بسته ، گاز ، گرمای ورودی 1000 kW را در مبدل گرمایی جذب می کند . در چگالنده آب از یک رودخانه نزدیک دما را به 10 K می رساند و دارای دبی جرمی 12 kg/s و گرمای ویژه $4/2 \text{ kJ/kg K}$ است .

چگالنده دارای بازده انتقال انرژی 80% می باشد و کمپرسور نیاز به توان ورودی 100 kW دارد . اگر توان ورودی کمپرسور توسط محور توربینی ، که دو قطعه را به متصل می کند ، تأمین شود ، توان خالص خروجی توربین چقدر خواهد بود ؟

اگر گرمای ورودی به مبدل گرمایی - که توسط سوخت زغال سنگ تأمین می شود - دارای بازده انتقال انرژی 65% باشد و مقدار کالری زغال سنگ 32000 kJ/kg باشد ، دبی جرمی چقدر است ؟ بازده کلی گرمایی تأسیسات دبی جرمی چقدر است ؟ اگر هزینه زغال

سنگ $0.02 \$ / kWh$ باشد و تأسیسات برای ۵۰۰۰ ساعت در سال کار کند، هزینه جاری (عملکرد) سالانه تأسیسات چقدر است؟
اگر آرمیچر بازده انتقال انرژی ۹۵٪ را داشته باشد، توان برقی تولید شده چقدر خواهد بود؟ اگر برق تولید شده را بتوان به مشتریان با نرخ $0.12 \$ / kWh$ فروخت، چقدر پول می‌توان به دست آورد؟

حل

از رابطه (۶-۴)، گرمای ذخیره شده توسط آب رودخانه در چگالنده، زمانی که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر کند، برابر \dot{Q}_{12} است:

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}c(T_2 - T_1)\}_w = 12 \times 4/2 \times 10 = 50.4 \text{ kW}$$

اگر چگالنده بازده انتقال انرژی ۸۰٪ را داشته باشد، گرمای از دست رفته توسط سیال \dot{Q}_{cool} در خنک کننده می‌شود:

$$\dot{Q}_{cool} = \frac{\dot{Q}_{12}}{\eta_e} = \frac{50.4}{0.8} = 63.0 \text{ kW}$$

اگر قانون اول ترمودینامیک معتبر باشد، رابطه (۶-۱) برابر است با:

$$\Sigma(\dot{Q})_{cyc} + \Sigma(\dot{W})_{cyc} = 0$$

اگر گرمای داده شده به سیال کار، \dot{Q}_i و کار خروجی از توربین \dot{W}_T و کار ورودی به کمپرسور \dot{W}_C باشد، رابطه (۶-۱) برابر می‌شود با:

$$\dot{Q}_i + \dot{Q}_{cool} + \dot{W}_T + \dot{W}_C = 0$$

اما \dot{Q}_{cool} طبق قانون قراردادی B، منفی است، بنابراین:

$$+1000 - 63.0 + \dot{W}_T + 100 = 0$$

$$\therefore \dot{W}_T = -470 \text{ kW}$$

اگر زغال سنگ با بازده انتقال انرژی ۶۵٪ بسوزد، گرمای آزاد شده توسط زغال سنگ \dot{Q}_{comb} برابر است با:

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{1000}{0.65} = 1538/5 \text{ kW}$$

کار خروجی از توربین طبق قرارداد علامت گذاری، باید منفی باشد. زمانی که توربین، کمپرسور را می‌چرخاند، توان خالص خروجی سیستم $\Sigma(\dot{W})$ برابر است با:

$$\Sigma(\dot{W}) = \dot{W}_T + \dot{W}_C = -740 + 100 = -640 \text{ kW}$$

از معادله (۷-۴) دبی جرمی زغال سنگ $\{\dot{m}\}_{fuel}$ مورد نیاز برای تولید این گرما برابر است با:

$$\{\dot{m}\}_{fuel} = \frac{\dot{Q}_{comb}}{CV} = \frac{1538/5}{32000} = 0.048 \text{ kg/s}$$

بازده کلی گرما برای تأسیسات η با استفاده از قانون علامت گذاری (ج)، برابر است با:

$$\eta = \frac{\Sigma(\dot{W})}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{640}{1538/5} = 21\%$$

از معادله (۹-۴)، هزینه جاری سالانه $\$_{ARC}$ برای دیگ زغال سنگ برابر است با:

$$\$_{ARC} = E N_{hrs} \$_{kWh} = 1538/5 \times 5000 \times 0.02 = \$15380 \text{ در سال}$$

اگر بازده انتقال انرژی برای آرمیچر ۹۵٪ باشد، توان خروجی آرمیچر \dot{W}_{aH} با استفاده از

قانون علامت گذاری، ج، می‌شود:

$$\dot{W}_{alt} = \Sigma(\dot{W})\eta_e = 640 \times 0.95 = 608 \text{ kW}$$

اگر برق تولید شده، با نرخ $0.12 \$ / kWh$ به مصرف کننده فروخته شود. درآمد حاصل با

استفاده از رابطه (۹-۴) برابر است با:

$$\dot{W}_{alt} N_{hrs} \$_{kWh} = 608 \times 5000 \times 0.12 = \$364800 \text{ در سال}$$

بازده کلی گرما در یک نیروگاه گازی با چرخه بسته برای تولید برق تا حدی کمتر از بازده

کلی گرما در نیروگاههای گازی با توان خروجی بالاست، همچنین این بازده از بازده کلی گرمایی که در یک موتور دیزل با توان خروجی کم ایجاد می‌شود، نیز کمتر است، بنابراین استفاده از این نوع توربینها از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نیست. مقدار زیادی از انرژی ورودی به گرم کننده داده می‌شود که به علت چرخه کامل سیال در قسمت چگالنده، تلف می‌شود؛ از این رو ممکن است که از چگالنده صرف نظر شود، که در این حالت سیستم یک توربین گازی با چرخه باز خواهد شد و سبب صرفه جویی در سرمایه گذاری و وزن سیستم می‌شود، اما فقط از هوا به عنوان

سیال می‌توان استفاده کرد با وجود این گازهای دیگری مانند، هلیوم هستند که در یک سیستم بسته به کار می‌روند و دارای مشخصه های انتقال گرما ویژه هستند.

محدود کردن چگالنده، مشکل پایین بودن بازده کلی گرما را حل نمی‌کند و نیاز دارد گرما در محیط تلف شود، قانون اول ترمودینامیک را می‌توان برای توربین گازی با چرخه باز - مانند موتور هواپیما - با همان روشی که برای موتور رفت و برگشتی گفته شد، اعمال نمود، البته به شرطی که یک تعبیر جداگانه‌ای برای عبارات سیستم بسته و چرخه بیان شود. بدون نصب یک چگالنده، گازهای داغ خروجی مستقیماً به جو تخلیه می‌شود و گرما را بدون نیاز به یک روش عملی برای ایجاد آن، پخش می‌کند (گرما تلف می‌شود). لوله خروجی داغ است، اما امکان این که دمای آن به دمای محیط تقلیل داده شود وجود ندارد و این به سبب آن است که برای تغییر فشار، محدودیت وجود دارد (فشار خروجی گاز نمی‌تواند کمتر از فشار جو شود، در غیر این صورت گاز را نمی‌توان از توربین خارج نمود)؛ از این رو بازده کلی گرما برای یک توربین گاز با چرخه بسته در حد کمترین مقدارش است، اما این ربطی به اشتباه در طراحی سیستم ندارد.

۴-۴ ترکیب گرما و نیروگاهها

تمام تأسیسات تولید نیرو، در این فصل مورد بررسی قرار گرفت، موتور رفت و برگشتی، نیروگاه بخار، توربین گاز با چرخه باز و بسته و همه اینها دارای بازده کلی کم، برای گرما هستند. زیرا بیشتر انرژی ورودی به شکل گرما به جو تخلیه می‌شود. اگر این انرژی را بتوان به شکل گرما مورد استفاده قرار داد، ممکن است به صورت یک انرژی خروجی مفید به حساب آید و بازده کلی گرما مانند اصول بنیادی یک نیروگاه و گرمای ترکیب شده به اندازه قابل توجه افزایش یابد.

در یک موتور رفت و برگشتی ممکن است یک مبدل گرمایی را برای تهیه آب داغ نصب نمود مثلاً در ابتدا می‌توان آب را به عنوان آب سرد کننده موتور به کار برد، سپس آن را به وسیله گازهای خروجی حرارت داد. آب قابلیت رسیدن به دمای بالا و مفید را داراست و در صنعت، کاربردهای فراوانی دارد.

در یک تأسیسات بخار، انباشتن و تلف کردن بخار در خروجی توربین و وارد کردن مرتب آب جدید از طریق پمپ تغذیه به دیگ بسیار گران تمام می‌شود؛ به جای آن بخار را باید

تافاز مایع متراکم کرد و چرخه را تکرار نمود. اگر عمل چرخه دوباره انجام شود، گرمای نهان تولید شده، در چگالنده ممکن است تقریباً در دمای مخزن موجود، انباشته شود. مثلاً دمای جو در مورد برجهای خنک کننده یا دمای رودخانه یا توسط دریای نزدیک به تأسیسات که به عنوان خنک کننده آب از آنها استفاده می شود که حدوداً $40-30$ سانتی گراد است. با توجه به فصل هفتم می توان دید که در این دما، فشار بخار باید تقریباً تا حدود 6 kPa متراکم شود. این فشار کمی است، اما بدان معناست که تقلیل فشار بخار در توربین در بالاترین حد خود خواهد بود، همچنین توان خروجی توربین و بازده کلی گرمای تأسیسات در بیشترین حد ممکن خواهند بود. گرمای تلف شده در دمای $40-30^\circ \text{C}$ کاربرد تجاری کمی دارد. با وجود این، اگر تراکم بخار تقریباً در فشار جو صورت گیرد، انتقال گرما در دمای 100°C ایجاد خواهد شد. این گرما را می توان به شکل آب جداگانه ای در جای دیگر استفاده نمود. چنین سیستمی اساس یک طرح حرارت مرکزی محدود است. توان خروجی از توربین تقلیل می یابد، اما در واقع بازده کلی گرمای تأسیسات افزایش می یابد، به شرط آن که توان خروجی و گرمای مفید خروجی - که از طریق سیستم آب به طور جداگانه دریافت می شوند - در رابطه منظور شوند.

گاز خروجی در یک توربین گاز با چرخه باز در دمای بسیار زیاد تخلیه می شود. ممکن است گرمای ذاتی گاز در یک دیگ حرارتی یا مبدل گرمایی به آب گرم مفید تبدیل شود. به عبارت دیگر ممکن است برای تولید دما و فشار زیاد، از بخار - که بعداً در یک سیستم بخار چرخه را طی می کند - استفاده شود. این اساس چرخه تأسیسات ترکیبی است. همین روش ممکن است برای یک توربین گازی با چرخه بسته، البته با جایگزینی چگالنده، به کار رود.

تمام این روشها سبب بالا بردن بازده کلی گرمایی یک سیستم می شود، اما اگر تقاضای مناسبی برای گرما نباشد، پیگیری این روشها ارزشی ندارد. حتی در یک طرح حرارت مرکزی محدود، هیچ کس نیاز به حرارت مرکزی در تابستان ندارد. هنوز گرما تولید می شود و باید به طریقی آن را دفع نمود. اغلب از نقطه نظر اقتصادی ارزشی ندارد که نصب ترکیبی گرما و نیروگاهها را مطرح کرد، مگر این که نیاز به گرما برای تعداد ساعات قابل ملاحظه ای در سال باشد. در نهایت، تصمیم اقتصادی در این مورد باید گرفته شود. تکنولوژی موجود و اصول گرمای سیالات کاملاً شکل گرفته است تا بتوان بالاترین کمیت گرما و توان را تولید نمود.

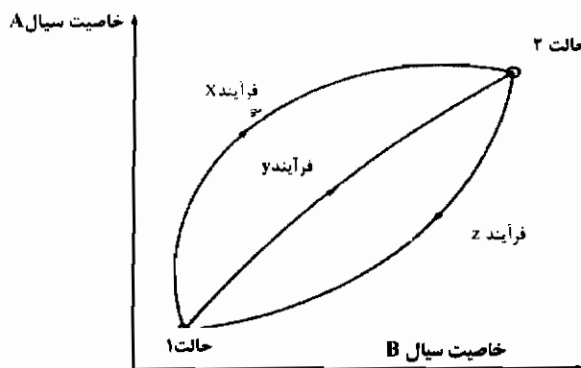
یک پمپ گرمایی نیز وسیله‌ای است که در تحلیل هزینه، بسیار مناسب است. متأسفانه، هزینه یک پمپ گرمایی خانگی نمونه برای یک کیلووات، معمولاً از دیگ گاز طبیعی بیشتر است، بنابراین هر گونه صرفه جویی در هزینه جاری (کارکرد سیستم) سبب تقلیل در زمان برگشت پولی است، که برای یک واحد سرمایه گذاری می‌شود. نامناسب بودن یک پمپ گرمایی که توسط محرک برقی عمل می‌کند، به دلیل هزینه برق است. پمپ گرمایی را می‌توان در شب استفاده نمود و از مزیت نرخ ارزان برق در ساعات کم مصرف استفاده کرد، و گرمای ایجاد شده را در یک منبع گرمایی (ذخیره) برای استفاده در طول روز، نگهداری کرد، اما هزینه اضافی برای نگهداری را به همراه دارد. هر چه فضا بیشتر اشغال شود و به پیچیدگی سیستم اضافه شود، استفاده از این روش آسانتر خواهد بود. پمپ گرمایی را می‌توان توسط یک موتور گازی (گاز طبیعی) به کار برد، اما برای یک موتور کوچک نمونه با توان خروجی 20 kW و یک پمپ گرمایی با $COP = 3$ یک سیستم گرمایی با خروجی 60 kW به دست می‌آید که در بازار داخلی چندان جاذبه‌ای ندارد و تنها برای بازار تجارتي و صنعتی، که تقاضا برای گرما وجود دارد، خوب است، با وجود این معرفی یک موتور گاز طبیعی با بازده 30% سبب تقلیل در بازده کلی گرمایی کل سیستم - تا حد یک دیگ گاز طبیعی - می‌شود که عملکرد بسیار ساده تری دارد و خرید آن هم ارزانتر است؛ به عبارت دیگر، اگر حرارت از دست رفته یک موتور مورد استفاده قرار گیرد، ممکن است سیستم پیچیده شود، اما از نظر تولید انرژی و مسائل مالی مورد توجه خواهد بود. کاربرد چنین سیستمی در بیمارستانها، استخرهای شنا و هتلها فراوان است.

معادله انرژی در فرایند بدون جریان

حال که صحت قانون اول ترمودینامیک معلوم شد، می توان کمی بیشتر آن را توسعه داد. بهتر است، مطالعه را فقط برای فرآیندهای بدون جریان ادامه داد (مانند مکانیزم یک سیلندر پیستون رفت و برگشتی و فنی دریچه های آن بسته است)؛ زیرا در ابتدا اطلاعات مفیدی را به دست می دهد. اگر چه بیشتر سیستم های گرمایی اجزا را به شکلی مرتبط می سازند که سیال بتواند فرآیندهای جریان دار را طی کند، ولی در این جا تحلیل، محدود به فرآیندهای بدون جریان می شود. دو مورد دیگر از خواص سیال را می توان مشخص نمود.

یک سیستم گرمایی که چرخه ای را طی می کند، در نظر بگیرید. این چرخه فقط شامل دو فرآیند بدون جریان است. فرض کنید، همان گونه که در شکل (۱-۵) نشان داده شده است، این فرآیندها را بتوان توسط نمودار خواص سیال؛ یعنی خاصیت سیال A بر حسب خاصیت سیال B ، توضیح داد.

برای چرخه اول، سیال با فرآیند بدون جریان X از حالت ۱ به حالت ۲ می‌رود و طی فرآیند بدون جریان Z به حالت ۲ برمی‌گردد. در چرخه دوم، سیال طی فرآیند بدون جریان Y از حالت ۱ به حالت ۲ می‌رود و طی فرآیند دیگری Z به حالت ۲ برمی‌گردد.



شکل ۱-۵ نمودار خاصیت سیال A، بر حسب خاصیت سیال B برای سیالی که یک چرخه را از طریق دو فرآیند بدون جریان طی می‌کند.

قانون اول ترمودینامیک را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\Sigma(Q+W)_{cyc} = 0$$

برای چرخه XZ:

$$\Sigma(Q+W)_{cycXZ} = \Sigma(Q+W)_X + \Sigma(Q+W)_Z$$

برای چرخه YZ:

$$\Sigma(Q+W)_{cycYZ} = \Sigma(Q+W)_Y + \Sigma(Q+W)_Z$$

واضح است که $\Sigma(Q+W)_Z$ در دو رابطه بالا مشترک است و همچنین با توجه به قانون

اول ترمودینامیک داریم:

$$\Sigma(Q+W)_{cycXZ} = \Sigma(Q+W)_{cycYZ} = 0$$

بنابراین:

$$\Sigma(Q+W)_X = \Sigma(Q+W)_Y$$

به عبارت دیگر، $\Sigma(Q+W)$ مستقل از فرآیند بدون جریان است، خواه سیال فرآیند x یا y را طی کند. به طور کلی مستقل از هر فرآیند بدون جریان می‌باشد، اما این عبارت در واقع خاصیت سیال را بیان می‌کند، بنابراین نتیجه‌ای که از عبارت $\Sigma(Q+W)$ به دست می‌آید، این است که این عبارت هر چند که شامل دو عبارت Q و W است، اما بیانگر یک خاصیت از سیال است. با وجود این، این امری طبیعی است، زیرا Q و W هر کدام شامل حاصل ضرب دو خاصیت از سیال می‌باشند، اما خاصیت جدید سیال، که در نتیجه قانون اول ترمودینامیک مشخص شده است، چیست؟ آشکار است که باید دارای همان آحاد انتقال کار و گرما باشد، بنابراین، انرژی است و در واقع آن را «انرژی داخلی U » نامند که مانند Q و W مستقل از جرم است. انرژی داخلی ویژه از تقسیم U بر واحد جرم به دست می‌آید:

(واحد J): U : انرژی داخلی

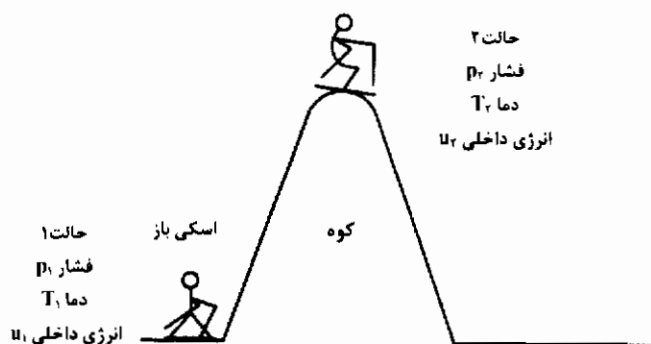
(واحد $\frac{J}{kg}$): u : انرژی داخلی ویژه

که $U = mu$ است.

اکنون قانون اول ترمودینامیک را می‌توان بین حالت ۱ و حالت ۲ برای سیالی که یک فرآیند بدون جریان را طی می‌کند، بر حسب تغییرات انرژی داخلی به دست آورد:

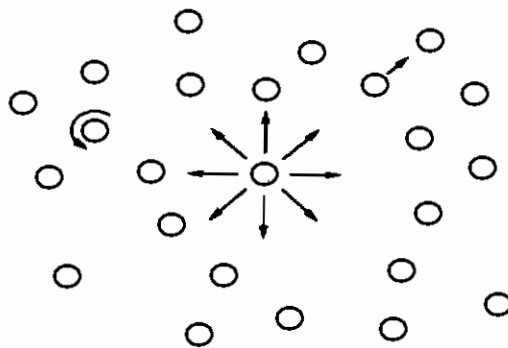
$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1) \quad (5-1)$$

این رابطه به نام رابطه انرژی بدون جریان شناخته شده است، زیرا از بررسی یک فرآیند بدون جریان و با استفاده از قانون اول ترمودینامیک محدود به یک سیستم بسته، به دست آمده است. این (رابطه) شکل مشخصی از اصل بقا انرژی است، که برای فرآیندهای بدون جریان محدود شده است؛ این بدان مفهوم نیست که خاصیت انرژی داخلی فقط مربوط به فرآیندهای بدون جریان می‌باشد، هر چند این رابطه برای یک فرآیند بدون جریان به دست آمده است، اما کاربرد خواص آن برای کلیه فرآیندهایی که حالت سیال را در هر وضعیت توضیح می‌دهند، به کار می‌رود و بستگی به نوع فرآیند ندارد (شکل ۵-۲)



شکل ۲-۵ انرژی داخلی سیال یک خاصیت است

برای تعریف فیزیکی انرژی داخلی، آن را به صورت یک انرژی ذاتی تصور کنید، که سیال به علت فشردگی ملکولهای خود، داراست، هر ملکول را در حال ارتعاش، چرخش و پخش در نظر بگیرید به طوری که مجموع انرژیهای ملکولی آنها برابر با انرژی داخلی (شکل ۳-۵) باشد. مانند آنتروپی، انرژی داخلی یک خاصیت دیگر از سیال است که نمی توان آن را حس یا مستقیم اندازه گرفت، اما این مانعی برای توسعه بیشتر و رسیدن به هدف مورد نظر، ایجاد نمی کند. مقادیر Q و W را می توان برای تعداد مختلفی از فرآیندهای بدون جریان محاسبه کرد. ممکن است میزان مقادیر انرژی داخلی سیال را در زمانی که تغییر حالت می دهد، به دست آورد. هر چند مانند آنتروپی سیال این مقادیر تنها اختلاف انرژی داخلی و نه مقدار مطلق آن را نشان دهد.



شکل ۳-۵ انرژی داخلی یک سیال، انرژی ذاتی موجود در مولکولهای سیال به علت ارتعاش، چرخش و پراکندگی آن است

چون انرژی داخلی اندازه‌ای (معیاری) از فعالیت ملکولی سیال است، واضح است، هرچه ملکولها فعالتر باشند، مقدار انرژی داخلی، بیشتر خواهد شد، به همین دلیل، زمانی که دمای سیال افزایش می‌یابد، ملکولهای آن بیشتر مرتعش می‌شوند؛ از این رو، افزایش دمای سیال سبب افزایش انرژی داخلی (و برعکس) می‌شود، در برخی مواقع این عمل مزیتی را نیز در بردارد. مثلاً زمانی که در یک چرخه موتور، گرما به سیال داده می‌شود و پس از آن به شکل انتقال کار در می‌آید، اما در مواقع دیگر، مشکل است که بتوان افزایش در انرژی داخلی را به شکل مفیدی تبدیل نمود.

برای مثال، زمانی که سیال از یک صفحه جامد می‌گذرد، نیروی اصطکاک در مرز، سبب کاهش سرعت در مسیر حرکت می‌شود. همان گونه که در بخش (۲-۵-۲) توضیح داده شد. اگر سیال دارای انرژی کافی برای حفظ نرخ جریان ثابت خود، باشد. این انرژی برای غلبه بر اثر کاهندگی - کم شدن شتاب - نیروی اصطکاک موجود در مرز به انرژی داخلی تبدیل می‌شود و دمای سیال را افزایش می‌دهد. تبدیل افزایش در انرژی داخلی به انرژی مفید کار ساده‌ای نیست. ممکن است اثرات زیان باری ایجاد کند. افزایش دمای هوا در راههای ورودی یک موتور سیلندر رفت و برگشتی، زمانی که موتور با دور زیاد کار می‌کند، سبب کاهش چگالی هوا، در نتیجه تنزل در توان خروجی می‌شود.

۵-۱ پنج فرآیند مبنایی بدون جریان برای تغییر حالت یک سیال

مشخص شد که کار و انتقال گرما خواص سیال نیستند، اما مقدار کار و گرمایی که در زمان تغییر حالت به دست می‌آید، وابسته به فرآیند است. حال لازم است که انواع فرآیندهای بدون جریانی که یک سیال طی می‌کند، مشخص تر شوند، زیرا معادله برگشت پذیر برای Q و W بر حسب چهار خاصیت سیال است، از این رو ساختار این خواص، فرآیند بدون جریان را تشریح می‌کند، بنابراین، چهار نوع از فرآیندهای بدون جریان را می‌توان سریعاً تشخیص داد، که عبارتند از: فرآیند بدون جریان در فشار ثابت، فرآیند بدون جریان در حجم ثابت، فرآیند بدون جریان در دمای ثابت و فرآیند بدون جریان با آنتروپی ثابت.

امکان ایجاد یک فرآیند بدون جریان دیگر، زمانی است که تمام این چهار خاصیت متغیر باشند، نیز وجود دارد. این فرآیند را فرآیند بدون جریان چند سان (پلی تروپیک) نامند، از این رو پنج روش یا پنج نوع فرآیند بدون جریان باید موجود باشد تا در آن سیال بتواند تغییر حالت دهد. اکنون این فرآیندها بررسی می‌شوند.

ابتدا، چهار معادله اصلی برای یک سیال که از حالت ۱ به حالت ۲ می‌رود مشخص می‌شوند، این معادلات ممکن است برای هر فرآیند بدون جریان کاربرد داشته باشند.

$$W_{12} = mw_{12} = - \int_1^2 p dV = - \int_1^2 mp dv \quad (3-1)$$

$$Q_{12} = mq_{12} = - \int_1^2 T dS = - \int_1^2 mT ds \quad (3-2)$$

$$\sum (Q)_{cyc} = \sum (W)_{cyc} = 0 \quad (4-1)$$

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1) \quad (5-1)$$

دو معادله اول، برای فرآیندهای برگشت پذیر بدون جریان، به کار می‌روند. هدف، جمع آوری و بررسی اطلاعات است که بعد از مشخص نمودن پنج نوع فرآیند به دست می‌آید. البته این برای زمانی است که سیال توسط فرآیند، بدون جریان از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر کند، اما هرگونه اقتباسی باید بر اساس تعاریف Q_{12} ، W_{12} و همچنین محدودیت تعریف برگشت پذیری باشد.

چرخه‌های اصلی فرآیندهای ایده‌ال، که در موتورهای رفت و برگشتی بررسی شد، شامل یک پارامتر یا بیشتر مانند: فشار ثابت، حجم ثابت، دمای ثابت و آنتروپی ثابت بودند. به عنوان نمونه چرخه‌های کارنو، استرلینگ، اتو و دیزل از این نوع هستند. هر چند بین چرخه‌های واقعی و تنوری، تفاوت زیادی وجود دارد، اما چرخه‌هایی تنوری مبنای عملکرد موتورها را تشکیل می‌دهد.

۵-۱-۱ فرآیند بدون جریان در فشار ثابت

این فرآیند به عنوان یک فرآیند بدون جریان در فشار ثابت شناخته شده است. معادله را می‌توان برای $W_{۱۲}$ انتگرال گرفت. در فرآیند برگشت پذیر، P ثابت است، بنابراین $W_{۱۲}$ برابر است با:

$$W_{۱۲} = -p(V_2 - V_1) = -mp(v_2 - v_1) \quad (۵-۲)$$

همچنین، از رابطه (۵-۱) مشتق می‌گیریم و برای dw جایگزین می‌کنیم (با فرض فرآیند برگشت پذیر):

$$dQ + dW = dU \quad \therefore dQ = dU + p dV$$

اما برای فرآیند فشار ثابت:

$$d(pV) = p dV + V dp = p dV$$

با جایگزینی:

$$dQ = dU + d(pV) = d(U + pV) = dH$$

که با انتگرال گیری داریم:

$$Q_{۱۲} = H_2 - H_1 \quad (۵-۳)$$

به علت این که خواص سیال $(U + pV)$ مکرراً در گرما - سیالات رخ می‌دهند، از این رو آنها را با علامت جداگانه H ، که «آنتالپی» نامیده می‌شود، نشان می‌دهیم، بنابراین (H) یک خاصیت دیگر از سیال می‌باشد، که از خواص دیگر به دست آمده است و باید مستقل از جرم باشد، در این صورت آنتالپی ویژه h برابر است با:

(واحد J) H : آنتالپی

(واحد $\frac{J}{kg}$) h : آنتالپی ویژه

که:

$$H = mh = U + pV = m(u + pv) \quad (5-4)$$

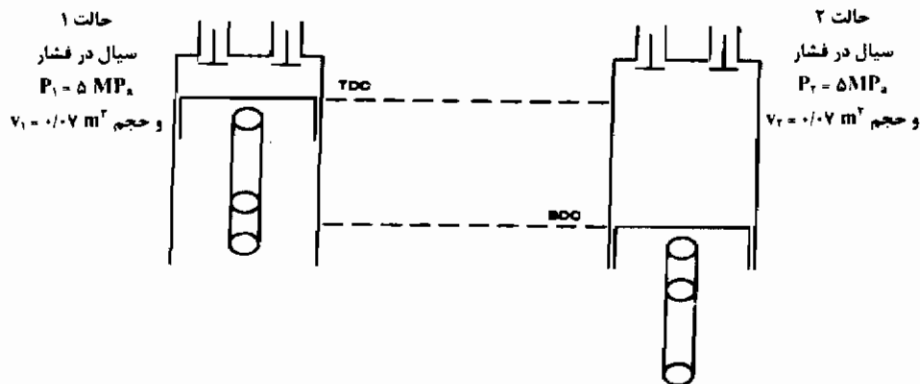
هر چند معادله بالا با فرض فرآیند بدون جریان در فشار ثابت، به دست آمده است، اما آنتالپی نیز مانند حجم، یک خاصیت سیال است و باید برای هر نوع فرآیندی که سیال طی کند، کاربرد داشته باشد، همانند خواص انرژی داخلی، تنها امکان به دست آوردن تغییرات در آنتالپی و نه مقادیر مشخص آن (زمانی که سیال و فرآیندی را طی می کند) وجود دارد.

رابطه (۳-۵) نشان می دهد که تغییر آنتالپی سیال در زمان و فرآیند بدون جریان و برگشت پذیر در فشار ثابت، برابر با انتقال گرماست. این مسأله دارای اهمیت است، زیرا در تعدادی از انواع سیستمهای بدون جریان، گرما تحت شرایط فشار ثابت، انتقال می یابد. برای مثال، در یک چرخه نظری دیزل، وقتی سیال تغییر فاز می دهد، فرآیند بدون جریان تولید گرما می کند، که این مبنای عملکرد یک موتور دیزل است. در موتورهای دیزل، سوخت به سیلندر - که از هوای فشرده پر شده است - تزریق می شود و می سوزد، در نتیجه فشار افزایش می یابد. در همین زمان پیستون از TDC به طرف پایین حرکت می کند و سبب کاهش فشار می شود. اگر این دو اثر یکدیگر را خنثی کنند، احتراق سوخت و گرمای به دست آمده در فشار ثابت انجام می شود.

از آن جا که آنتالپی نیز یک خاصیت سیال است (مانند هر خاصیت دیگر سیال) برای فرآیندهای جریان دار نیز کاربرد دارد و به همین دلیل است که آنتالپی اهمیت خود را نشان می دهد. معادله انرژی برای یک فرآیند جریان دار، مانند رابطه (۱-۵) برای NFEE - که در فصل هشتم به دست خواهد آمد - نشان می دهد که آنتالپی سیال، عامل اصلی انتقال گرما در دیگها، محفظه های احتراق، مبدل های گرمایی، همچنین انتقال کار در توربین ها و کمپرسورها است، به عبارت دیگر، آنتالپی یک خاصیت بسیار مهم سیال است، اگر چه در این جا به دست آوردن آنتالپی چندان ضروری به نظر نمی رسد.

مثال ۵-۱

سیالی داخل سیلندر یک مکانیزم سیلندر پیستون رفت و برگشتی را پر می‌کند، پیستون در TDC قرار دارد، از این رو حجم آزاد را اشغال می‌کند. فشار سیال 5 MPa و حجم آن 0.07 m^3 است؛ با حرکت پیستون به طرف BDC و انبساط سیال، 6000 kg گرمای تولید می‌شود و انتقال می‌یابد، در نتیجه فشار در 5 MPa ثابت می‌ماند. زمانی که حجم سیال به 0.1 m^3 می‌رسد، گرمای اضافی متوقف می‌شود (شکل ۵-۴). تغییر دز آنتالپی و تغییر در انرژی داخلی سیال را به دست آورید و مقدار انتقال کار را در مدت فرآیند محاسبه کنید، فرآیند را برگشت‌پذیر در نظر بگیرید.



شکل ۵-۴؛ مثال ۵-۱: سیال در یک مکانیزم سیلندر پیستونی طی فرایند فشار ثابت منبسط می‌شود و این انبساط به علت حرکت پیستون به طرف پایین از TDC است

حل

اجازه دهید که سیال طی یک فرآیند بدون جریان برگشت‌پذیر، در فشار ثابت از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر وضعیت دهد، از رابطه (۵-۳) تغییر آنتالپی سیال را می‌توان به دست آورد:

$$Q_{12} = H_2 - H_1$$

انتقال گرما، مقدار گرمای اضافی است که طبق قانون قراردادی (ب) برای علامت گذاری،

مثبت است، بنابراین:

$$+6000 = H_2 - H_1$$

تعریف آنتالپی، محاسبه تغییر در انرژی داخلی سیال را میسر می‌سازد. از رابطه (۵-۴):

$$H_2 - H_1 = (U_2 + p_2 V_2) - (U_1 + p_1 V_1)$$

$$\therefore U_2 - U_1 = 6000 \times 10^{-2} + 50 \times 10^3 \times 0.07 - 50 \times 10^3 \times 0.1 = 5850 \text{ kJ}$$

انتقال کار از رابطه (۵-۲) برابر است با:

$$W_{12} = -p(V_2 - V_1) = -50 \times 10^3 \times (0.1 \times 0.07) = -150 \text{ kJ}$$

چون علامت، منفی است، پس کار به سیستم داده شده است. با روش دیگر W_{12} را می‌توان از قانون اول ترمودینامیک بین حالت ۱ و حالت ۲، به دست آورد. با استفاده از رابطه (۵-۱) می‌شود:

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1$$

$$\therefore W_{12} = -6000 + 5850 = -150 \text{ kJ}$$

رابطه (۵-۱) تأکید می‌کند که اگر افزایش انرژی داخلی سیال به حداقل ممکن کاهش یابد، این افزایش انرژی را می‌توان با افزایش حجم جاروب شده سیلندر به دست آورد (همان گونه که مستقیماً در رابطه (۵-۲) نشان داده شده است).

۵-۱-۲ فرآیند بدون جریان در حجم ثابت

این فرآیند نیز به عنوان یک فرآیند بدون جریان در حجم ثابت، شناخته شده است که در آن داریم:

$$V_1 = V_2 \quad \therefore dV = 0$$

اما انتقال کار در فرآیند بدون جریان برگشت پذیر از رابطه (۳-۱) به دست می‌آید، از این رو در وضعیت حجم ثابت:

$$W_{12} = - \int_1^2 p dV = 0 \quad (5-5)$$

از رابطه (۵-۱) داریم:

$$Q_{12} = m q_{12} = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1) \quad (5-6)$$

بنابراین، در زمان تغییر حالت یک فرآیند در حجم ثابت، هیچ گونه کاری انتقال نمی‌یابد و انتقال گرما برابر با تغییر در انرژی داخلی سیال است. اگر گرما اضافه شود، انرژی داخلی سیال افزایش می‌یابد و دمای آن بالا می‌رود، (و بر عکس). یک فرآیند بدون جریان تولید کننده گرما در لحجم ثابت، در چرخه نظری اتو (Otto) که مبنای یک موتور بنزینی رفت و برگشتی است،

مورد استفاده قرار می‌گیرد. گرمای انتقال یافته به سیال، پس از آن، به کار مفید خروجی در فرآیند بدون جریان دیگری تبدیل می‌شود. در یک فرآیند بدون جریان اتلاف گرما در حجم ثابت در هر دو چرخه نظری (Otto) و چرخه نظری دیزل، مورد استفاده قرار می‌گیرد، این اتفاق زمانی رخ می‌دهد که سوپاپ خروجی باز است و تولیدات احتراق از طریق لوله خروجی با شتاب خارج می‌شوند.

مثال ۵-۲

ظرفی با حجم ثابت 0.5 m^3 ، دارای سیال است گرما از طریق احتراق خارجی توسط زغال سنگ به این سیال داده می‌شود، جرم زغال سنگ سوزانده شده 0.2 kg و مقدار کالری آن $\frac{29000 \text{ kJ}}{\text{kg}}$ است. بازده انتقال انرژی، وقتی که گرمای احتراق به سیال انتقال می‌یابد، برابر 60% می‌باشد (شکل ۵-۵). اگر در مدت تغییر حالت فرآیند برگشت پذیر فرض شود. افزایش انرژی داخلی چقدر خواهد بود؟

اگر جرم سیال 0.9 kg باشد، حجم ویژه اولیه سیال و تغییر در مقدار آن، چقدر است؟

حل

زمانی که زغال سنگ می‌سوزد، گرمای آزاد شده Q_{comb} ، طبق رابطه (۷-۴) برابر است با:

$$Q_{comb} = \{m\}_{fuel} CV = 0.2 \times 29000 = 5800 \text{ kJ}$$

اجازه دهید که سیال فرآیند بدون جریان و برگشت پذیری را در حجم ثابت از حالت ۱ به حالت ۲ طی کند، اگر بازده انتقال انرژی 60% باشد، گرمای داده شده به سیال در مدت تغییر حالت Q_{12} برابر است با:

$$Q_{12} = \{Q\}_{fuel} \eta_c = 5800 \times 0.6 = 3480 \text{ kJ}$$

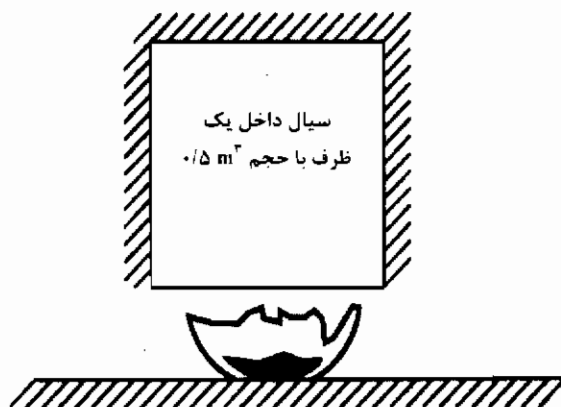
تغییر در انرژی داخلی سیال از رابطه (۶-۵) می‌شود:

$$Q_{12} = U_2 - U_1$$

که $Q_{۱۲}$ گرمای داده شده به سیال است، بنابراین، طبق قانون قراردادی علامت گذاری (ب) علامت مثبت است، بنابراین :

$$+۳۴۸۰ = U_f - U_i$$

$$\therefore U_f - U_i = +۳۴۸۰ \text{ kJ}$$



شکل ۵-۵؛ مثال ۵-۲ انرژی داخلی یک سیال وقتی که گرما در حجم ثابت، افزایش می یابد.

حجم ویژه سیال برابر است با نسبت حجم کل به جرم، اما حجم کل $V = ۰/۵ \text{ m}^3$ ثابت است و جرم سیال $m = ۰/۹ \text{ kg}$ نیز ثابت می باشد، بنابراین حجم ویژه سیال هم ثابت خواهد بود که مقدار آن برابر است با :

$$v = \frac{V}{m} = \frac{۰/۵}{۰/۹} = ۰/۵۶ \text{ m}^3 / \text{kg}$$

چون فرآیند در حجم ثابت انجام می شود، از این رو تغییر در حجم ویژه سیال برابر صفر است.

۵-۱-۳ فرآیند بدون جریان در دمای ثابت

این فرآیند نیز به عنوان یک فرآیند بدون جریان در دمای ثابت، شناخته شده است. چون در این حال T ثابت می باشد، معادله $Q_{۱۲}$ را می توان برای یک فرآیند برگشت پذیر انتگرال گرفت، بنابراین :

$$Q_{12} = mq_{12} = T(S_2 - S_1) = mT(s_2 - s_1) \quad (5-7)$$

در فرآیندهای بدون جریان برگشت پذیر، که دما در آن ثابت است، دو فرآیند از چهار فرآیند طی شده مربوط به تولید گرما و اتلاف گرما است که نظریه چرخه کارنو را تشکیل می دهند. هر چند هیچ گونه موتوری عملاً با چرخه کارنو کار نمی کند، (با وجود این) مسأله مهمی است، زیرا این فرآیندها حداکثر بازده نظری یک چرخه را مشخص می کنند، که می توان چرخه های دیگر را با آن مقایسه نمود. در واقع بازده کارنو از قانون دوم ترمودینامیک ناشی می شود، که به طور مفصل در فصل دوازدهم بررسی شده است. دو فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در دمای ثابت برای چرخه نظری استرلینگ نیز به کار می روند.

مثال ۵-۳

سیالی در داخل یک سیستم سیلندر پیستون رفت و برگشتی موجود است، پیستون در BDC قرار دارد و با ایجاد ۵۰ kJ کار ورودی به طرف TDC حرکت می کند، سیال متراکم می شود، اما دمای آن در $300^\circ K$ توسط آب خنک موجود در اطراف سیلندر، گرمای متراکم شده را جذب می کند و ثابت می ماند. جرم آب خنک $4/3 \text{ kg}$ ، گرمای ویژه آن $4/185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ و افزایش دمای آب $2/5^\circ K$ اندازه گیری شده است. بازده انتقال انرژی از هوای متراکم به هوای خنک، برابر ۹۰٪ است، به عبارت دیگری، ۱۰٪ از گرمای متراکم شده به محیط انتقال می یابد. با فرض یک فرآیند برگشت پذیر (شکل ۵-۶)، تغییر در آنروپی و تغییر در انرژی داخلی سیال را به دست آورید.

حل

انرژی به دست آمده توسط آب خنک، که از حالت ۳ به حالت ۴ می رود (Q_{34})، طبق رابطه (۴-۶) برابر است با:

$$Q_{34} = \{mc(T_4 - T_3)\}_w = 4/3 \times 4/185 \times 2/5 = 45 \text{ kJ}$$

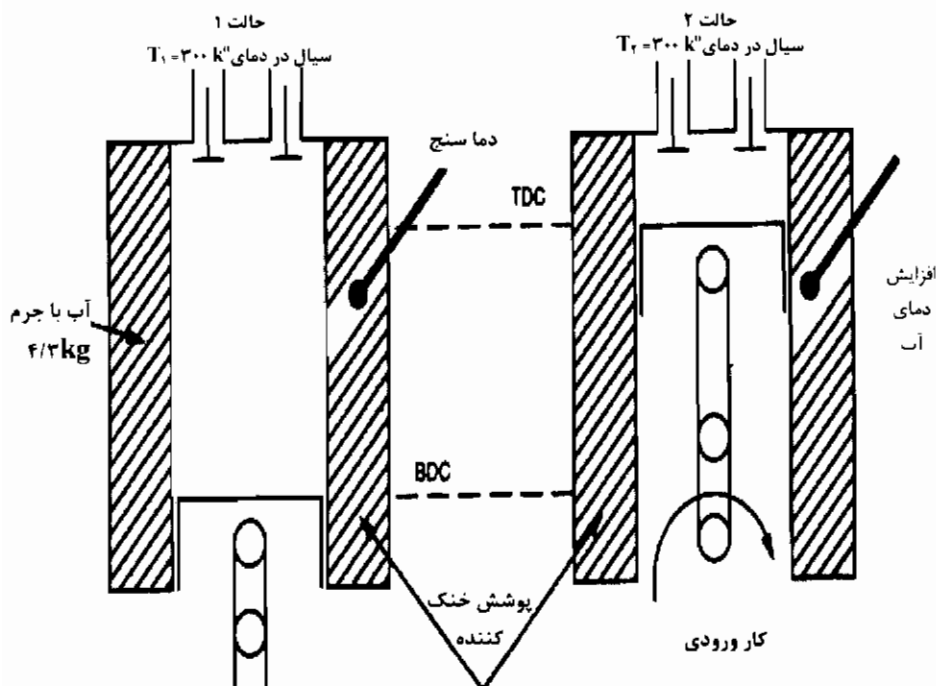
در بازده تبدیل انرژی ۹۰٪، گرمای انتقال یافته به خارج از سیال، طی فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در دما ثابت متراکم شده Q_{12} ، بین حالات ۱ و ۲ می شود:

$$Q_{12} = \frac{Q_{22}}{\eta_v} = \frac{45}{0.9} = 50 \text{ kJ}$$

تغییر آنترپی سیال از رابطه (۵-۷) به دست می‌آید و توجه کنید که Q_{12} باید منفی باشد، (طبق قانون علامت گذاری ب)

$$Q_{12} = T(S_2 - S_1)$$

$$\therefore S_2 - S_1 = \frac{-50}{300} = -0.167 \text{ kJ/K}$$



شکل ۵-۶؛ مثال ۵-۳ سیال در یک مکانیزم سیلندر پیستونی طی یک فرآیند دما ثابت، فشرده می‌شود.

تغییر در انرژی داخلی سیال از رابطه (۵-۱) به دست می‌آید. همانند قبل، Q_{12} منفی است، اما علامت کار ورودی W_{12} مثبت است (طبق قانون علامت گذاری ب):

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1$$

$$\therefore U_2 - U_1 = (-50) + 50 = 0$$

بنابراین، هیچ گونه تغییری در انرژی داخلی سیال انجام نشده است. در واقع این خصوصیت یک فرآیند با دمای ثابت برای یک سیال گاز کامل است و همان گونه که در بخش (۱-۱-۶) خواهید دید، در واقع این مبنای قانون ژول است که ما می‌شناسیم.

۵-۱-۴ فرآیند بدون جریان در آنتروپی ثابت

این فرآیند به عنوان فرآیند بدون جریان آنتروپی ثابت شناخته شده است

$$S_1 = S_2 \quad \therefore dS = 0$$

اما انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر از رابطه (۲-۳) به دست می‌آید، بنابراین، در وضعیت آنتروپی ثابت داریم:

$$Q_{12} = \int T dS = 0 \quad (5-8)$$

از رابطه (۵-۱) داریم:

$$W_{12} = mw_{12} = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1) \quad (5-9)$$

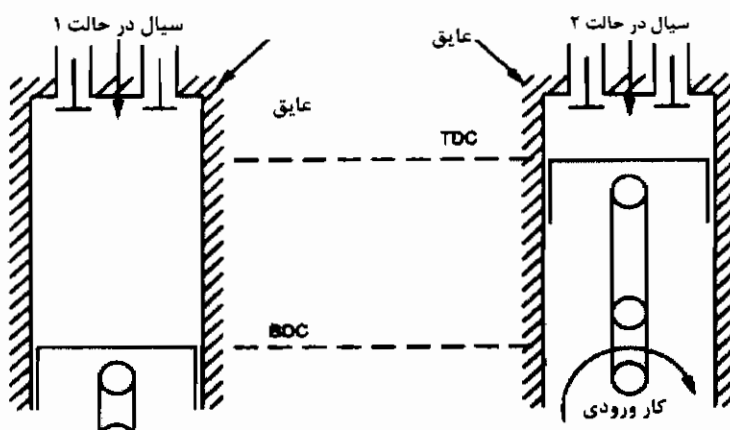
بنابراین، در زمان تغییر حالت در آنتروپی ثابت، هیچ گونه گرمایی منتقل نمی‌شود و انتقال کار برابر با تغییر در انرژی داخلی سیال است.

اصطلاح دیگری که تغییر حالات سیال - اتفاقاتی که برای سیال رخ می‌دهد - را طی یک تغییر حالت بدون انتقال گرما توضیح می‌دهد، فرآیند «بی در رو» است. هر فرآیند بدون انتقال گرما ممکن است بی در رو باشد، اما معادله‌ای که برای Q ، که شامل آنتروپی است، استفاده می‌شود فقط برای یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر به کار می‌رود، بنابراین یک فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان در واقع یک فرآیند بدون جریان بی در روی برگشت پذیر است، اما یک فرآیند بی در رو، الزاماً نمی‌تواند برگشت پذیر باشد، زیرا یک فرآیند آنتروپی ثابت ایده‌آل است، ممکن است تصور شود که فرآیندهای بی در روی مختلف را می‌توان با به دست آوردن مقدار واگرایی آنها از فرآیند آنتروپی ثابت گروه بندی یا درجه بندی نمود. عبارت بازده، معرف کمیت واگرایی است و این روش برای تعدادی از اجزاء، که سیستم‌های گرمایی را تشکیل می‌دهند، به کار می‌رود. این روش در فصل هشتم مفصلاً توضیح داده می‌شود.

نظریه چرخه‌های کارنو، اوتو و دیزل همگی شامل دو فرآیند بدون جریان برگشت پذیر با آنتروپی ثابت هستند. فرآیندی که طی آن بتوان بدون هیچ گونه نیازی به انتقال گرما از یک دما به دمای دیگری رسید، فرآیندی مناسب است.

مثال ۴-۵

سیالی در داخل سیلندر یک سیستم پیستون رفت و برگشتی قرار دارد، پیستون در BDC است، 600 kJ کار به پیستون داده می شود تا به نقطه TDC برسد و سیال را متراکم کند. سیلندر به کندی حرکت می کند (سنگین حرکت می کند) تا از انتقال گرما جلوگیری شود، بنابراین تراکم بی در رو است.



شکل ۵-۷؛ مثال ۴-۵ سیال در یک مکانیزم سیلندر پیستونی طی یک فرآیند بدون جریان در آنتروپی ثابت، متراکم می شود. این در حالی است که پیستون به سبب 600 kJ کار ورودی از BDC به طرف بالا حرکت می کند

تغییر در انرژی داخلی سیال در مدت تغییر حالت، اگر تراکم را برگشت پذیر در نظر بگیریم، چقدر خواهد بود ؟

زمانی که پیستون در TDC است. اگر از انرژی سیال برای عقب راندن آن به BDC استفاده شود، به طوری که سیال به همان حالت اولیه خود برگردد و یک چرخه را کامل کند، کار

خروجی در کورس تراکمی و تغییر در انتقال انرژی سیال چقدر است؟ فرآیند را بدون جریان، برگشت پذیر و بی در رو در نظر بگیرید.

حل

اجازه دهید که سیال از حالت ۱ به حالت ۲، یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر با آنتروپی ثابت را طی کند. اگر سیلندر به کندی حرکت کند، تراکم بی در رو است. اگر فرآیند بدون جریان نیز برگشت پذیر باشد، فرآیند آنتروپی ثابت است، بنابراین تغییر در انرژی داخلی سیال از رابطه (۹-۵) به دست می آید:

$$W_{12} = U_2 - U_1$$

انتقال کار، که سبب ایجاد تراکم می کند، همان کار ورودی است که طبق قانون علامت گذاری (ب) مثبت است، تغییر در انرژی داخلی برابر است با:

$$+600 = U_2 - U_1$$

$$\therefore U_2 - U_1 = +600 \text{ kJ}$$

انرژی داخلی سیال تحت فشار، افزایش می یابد، زیرا ملکولها در حجم کمتری فشرده می شوند و مقدار فعالیت آنها بالا می رود، در نتیجه دمای آنها افزایش می یابد، اگر چه فرآیند بی در رو باشد. تمام کار ورودی برای ایجاد تراکم، به انرژی داخلی سیال تبدیل می شود. اگر سیال یک چرخه را کامل کند، انرژی داخلی باید به حالت اولیه خود برگردد، بنابراین:

$$U_2 - U_1 = -600 \text{ kJ}$$

از رابطه (۹-۵)، انتقال کار برای انبساط W_{21} محاسبه می شود. توجه کنید، که در این حال سیال از حالت ۲ به حالت ۱ بر می گردد.

$$W_{21} = U_2 - U_1 = -600 \text{ kJ}$$

چون مقدار W_{21} منفی است، از این رو کار خروجی است. البته این خلاف انتظار نیست، زیرا پیستون از TDC به BDC حرکت می کند. حل مسأله نشان می دهد که یک فرآیند بدون جریان با آنتروپی ثابت حتما برگشت پذیر است، اما همان گونه که در بخش (۲-۳-۳) بحث شد، این موضوع یک حالت ایده آل است، زیرا از اثرات اصطکاک صرف نظر شده است.

۵-۱-۵ فرآیند بدون جریان پلی تروپیک (چندسان)

در این فرآیند بدون جریان، از تمام چهار خاصیت استفاده می شود تا بتوان رابطه تغییر W و Q را به دست آورد. این عمل - استفاده از چهار خاصیت - تحلیل اثرات تغییر حالت را بسیار مشکل می کند. خوشبختانه، امکان استفاده از اطلاعات آزمایشگاهی، برای ساده کردن ریاضیات، وجود دارد، از این رو می توان نشان داد که برخی از سیالات از رابطه (زیر) تابعیت می کنند:

$$pV^n = \text{ثابت}$$

این معادله گاهی فرآیند بدون جریان پلی تروپیک را توضیح می دهد، ممکن است که بتوان انبساط یا انقباض (n) را در اغلب موارد، مقدار ثابتی فرض کرد، رابطه را می توان با روشهای متعددی نمایش داد:

$$pV^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \frac{p_1}{\rho_1^n} = \frac{p_2}{\rho_2^n} = \text{ثابت} \quad (5-10)$$

برای آن دسته از سیالاتی که از رابطه پلی تروپیک تابعیت می کنند، معادله انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان و برگشت پذیر (رابطه ۱-۳) را می توان با جایگزینی برای P و V و انتگرال گیری به دست آورد:

$$W_{1-2} = - \int_1^2 p dV = - \int_1^2 \frac{\text{ثابت}}{V^n} \cdot dV \quad (5-11)$$

$$W_{1-2} = \frac{\text{ثابت}}{1-n} \cdot (V_1^{1-n} - V_2^{1-n})$$

$$W_{1-2} = \frac{p_2 V_2^n V_1^{1-n} - p_1 V_1^n V_2^{1-n}}{1-n}$$

$$\therefore W_{1-2} = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n} = - \frac{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{1-n} \quad (5-12)$$

تعداد زیادی از فرآیندهای نظری بدون جریان با آنترופی ثابت و دمای ثابت، در عمل تمایل به فرآیند پلی تروپیک دارند، و رابطه (۵-۱۲) برای به دست آوردن انتقال کار مناسب است. حتی اگر به دست آوردن این رابطه با فرض تغییر حالت، برگشت پذیر باشد. متأسفانه، رابطه‌ای

معادل، برای روابط (۵-۱۰) و (۵-۱۱) که دما و آنتروپی سیال را مرتبط سازد، وجود ندارد و ممکن نیست بتوان عبارتی را با این روش برای انتقال گرما در یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان و برگشت پذیر، به دست آورد، اما در مقابل، انتقال گرما را می توان از NFEE که بین دو انتهای حالت به کار می رود، به دست آورد.

برای مورد خاصی که نمای انبساط یا انقباض $n=1$ باشد، انتگرال برابر است با:

$$W_{12} = -p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = -mp_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (5-13)$$

همان گونه که در فصل ششم اشاره شد، سیالی که از معادله پلی تروپیک تبعیت کند، یک گاز کامل است. این سبب می شود که تحلیل کار و انتقال گرما به گونه ای مستقیا انجام شود. برای آن دسته از سیالاتی که از روابط پلی تروپیک تبعیت نمی کنند، باید از روش متفاوتی استفاده کرد، مثلاً در مورد آب و تغییر آب به بخار (فصل هفتم)، در فاز بخار عملکرد بخشی از مایع (طبق معادله) به روش پلی تروپیک صورت می گیرد.

مثال ۵-۵

سیالی در یک مکانیزم سیلندر پیستون رفت و برگشتی موجود است، زمانی که پیستون در BDC قرار دارد فشار سیال برابر ۱۰۰ kPa و حجم آن 0.008 m^3 می باشد. سیال تراکم می شود تا این که پیستون به TDC جایی که فشار ۵ MPa است، برسد. عملی تراکم طی یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان و برگشت پذیر بررسی می شود و سیال از معادله پلی تروپیک با نمای تراکم $(n = 1/2)$ پیروی می کند.

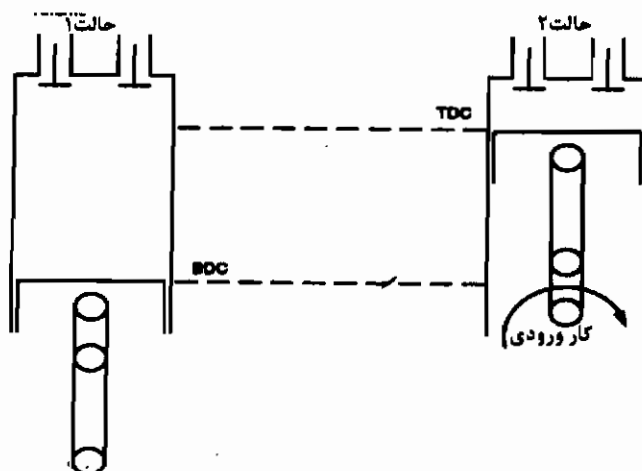
انتقال گرمای سیال در زمان تراکم ۱۰ kJ اندازه گیری شده است (شکل ۵-۸). انتقال گرما را در مدت فرآیند و تغییر در انرژی داخلی سیال را به دست آورید.

حل

اجازه دهید که سیال طی فرآیند پلی تروپیک بدون جریان و برگشت پذیر از حالت ۱ به حالت ۲ برود. از رابطه (۵-۱۰)، حجم سیال V_2 بعد از تراکم شدن (از رابطه زیر) به دست می آید:

$$p_1 V_1^{1/2} = p_2 V_2^{1/2}$$

$$\therefore V_2 = \frac{V_1 p_1^{1/\gamma}}{p_2^{1/\gamma}} = \frac{0.08 \times 1^{1/1.4}}{50^{1/1.4}} = 0.0031 \text{ m}^3$$



شکل ۸-۵: مثال ۵-۵ سیال در یک مکانیزم سیلندر پیستونی طی یک فرآیند بدون جریان پلی تروپیک متراکم می شود.

از رابطه (۵-۱۲)، کار انجام شده برای متراکم کردن سیال، W_{12} برابر است با:

$$W_{12} = -\frac{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{1 - \gamma}$$

$$\therefore W_{12} = -\frac{50 \times 10^{-5} \times 0.0031 - 10^{-5} \times 0.08}{1 - 1/2} = +37/5 \text{ kJ}$$

همان گونه که از یک فرآیند تراکمی انتظار می رود، چون W_{12} مثبت است، کار به سیستم

داده می شود. با استفاده از رابطه (۵-۱)، تغییر در انرژی داخلی سیال را می توان به دست آورد:

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1$$

انتقال گرمای به دست آمده در مدت تراکم Q_{12} طبق قانون علامت گذاری (ب)، باید

منفی باشد، زیرا گرما از سیال گرفته می شود، بنابراین:

$$-10 + 37/5 = U_2 - U_1$$

$$\therefore U_2 - U_1 = +27/5 \text{ kJ}$$

اگر انتقال گرما، در زمان تغییر حالت، از سیال گرفته نمی‌شد، فرآیند آنتروپی ثابت بود. در نتیجه انرژی داخلی سیال افزایش بیشتری پیدا می‌کرد و بالقوه برای تبدیل به کار خروجی مفید در یک فرآیند دیگر موجود بود.

۵-۲ گرمای ویژه سیال

در فصل چهارم، گرمای ویژه برای یک سیال تعریف شد و از آن برای به دست آوردن انتقال گرما در مدت، تغییر حالت سیال در یک سیستم گرمایی، استفاده شد. اکنون دقیقتر می‌توان در این مورد صحبت کرد، زیرا تعداد روشهایی که یک حالت می‌تواند طی یک فرآیند بدون جریان تغییر کند، به پنج روش محدوده شده است.

تعریف گرمای ویژه عبارت است از «گرمای لازم برای بالا بردن دمای یک واحد از جرم یک ماده به اندازه یک درجه» فرآیند پلی تروپیک بدون جریان فرآیندی کلی است که معادله گرمای ویژه برای آن بکار می‌رود، از رابطه (۵-۴):

$$c = \frac{dQ}{m \, dT}$$

واضح است که در یک فرآیند بدون جریان در دمای ثابت $dT = 0$ یا آنتروپی ثابت است ($dQ = 0$)، به عبارت دیگر، گرمای ویژه وجود ندارد، از این رو گرمای ویژه ممکن است در دو فرآیند دیگر - فشار ثابت یا حجم ثابت - موجود باشد.

در یک فرآیند بدون جریان در فشار ثابت، رابطه (۵-۳) نشان می‌دهد که انتقال گرما برابر با تغییر در آنتالپی سیال است. با جایگزینی در رابطه (۵-۴) گرمای ویژه در فشار ثابت c_p به دست می‌آید:

$$c_p = \frac{(dH)_p}{(m \, dT)_p} = \frac{(dh)_p}{(dT)_p} \quad (5-14)$$

در یک فرآیند بدون جریان در حجم ثابت، رابطه (۵-۶) نشان می‌دهد که انتقال گرما برابر با تغییر در انرژی داخلی سیال است. جایگزینی در رابطه (۵-۴)، گرمای ویژه در حجم ثابت c_v را به دست می‌آورد:

$$c_v = \frac{(dU)_v}{(m dT)_v} = \frac{(du)_v}{(dT)_v} \quad (5-15)$$

مانند قبل، هیچ یک از روابط بالا را نمی‌توان انتگرال گرفت، مگر این که گرمای ویژه سیال ثابت باشد. به طور کلی، گرمای ویژه با دما متغیر است، اما اگر اختلاف دما چندان زیاد نباشد و سیال در یک فاز باقی بماند، گرمای ویژه را می‌توان تقریباً ثابت در نظر گرفت. هر چند، اگر سیال تغییر فاز بدهد، مانند تغییر فاز بخار در یک دیگ، گرمای ویژه حتماً ثابت نیست و امکان انتگرال‌گیری از روابط (5-14) و (5-15) وجود ندارد.

برای مواقعی که گرمای ویژه تقریباً ثابت در نظر گرفته شود، می‌توان از رابطه (5-14) انتگرال‌گیری نمود:

$$(H_2 - H_1)_p = (m(h_2 - h_1))_p = (mc_p(T_2 - T_1))_p \quad (5-16)$$

و یا انتگرال‌گیری از رابطه (5-15) داریم:

$$(U_2 - U_1)_v = (m(u_2 - u_1))_v = (mc_v(T_2 - T_1))_v \quad (5-17)$$

در واقع، روابط (5-16) و (5-17) باید برای هر دو فرآیند بدون جریان و جریان‌دار کار برد داشته باشد، زیرا با ثابت بودن m ، c_p و c_v ، مقادیر خواص فقط در انتهای حالتها به یکدیگر مرتبط می‌شوند و خواص غیروابسته، تابعی از فرآیند هستند.

برای فرآیندهای جریان‌دار، روابط (به صورت زیر) نوشته می‌شوند:

$$(m(h_2 - h_1))_p = (\dot{m}c_p(T_2 - T_1))_p$$

$$(m(u_2 - u_1))_v = (\dot{m}c_v(T_2 - T_1))_v$$

بعضی از مقادیر نمونه که به طور مرتب اتفاق می‌افتد، به شرح زیر است:

برای هوا:

$$\{c_p\}_{air} = 1.005 \text{ kJ/kg } K^\circ$$

$$\{c_v\}_{air} = 0.718 \text{ kJ/kg } K$$

برای آب:

$$\{c_p\}_w = 4.186 \text{ kJ/kg } K^\circ$$

۳-۵ چرخه‌های متشکل از فرآیندهای بدون جریان

اگر یک سیال، چرخه‌ای از فرآیندهای بدون جریان را کامل کند، حداقل دو فرآیند مورد نیاز است، هر چند در عمل، به علت واقعیتهای ریاضی هر سیستم، معمولاً بیش از دو فرآیند لازم است. اگر مکانیزم یک سیلندر پیستون رفت و برگشتی به شکل اصولی برای یک چرخه بررسی شود، به طور کلی، حداقل دو فرآیند از کل فرآیندها نیاز به تعریف دارند، زیرا پیستون برای رسیدن به مکان اولیه خود نیاز به تکمیل (حداقل) دو کورس دارد.

چرخه‌های یک موتور یا یک کمپرسور را می‌توان در حالت نظری به گونه‌ای تصور کرد، که هر یک از پنج فرآیند بدون جریان ذکر شده در بالا را شامل شود. مسأله این است که تصمیم بگیریم کدام ترکیب از موارد یاد شده می‌تواند به بهترین نحو جوابگوی نیازهای تعیین شده باشد. مثلاً انتظار از یک موتور که بتواند در حجم معینی، بیشترین توان ممکن را تولید کند، یا نیاز به یک کمپرسور با راندمان بالا. هر چند در عمل، فقط تعداد محدودی از چرخه‌ها هستند که توانایی انجام کار موفقیت‌آمیز در یک مکانیزم سیلندر پیستون رفت و برگشتی را دارا هستند، در واقع، این محدودیت برای هر مکانیزم چرخشی امکان‌پذیر است.

مثال ۶-۵

یک کمپرسور سیلندر پیستون رفت و برگشتی به شکلی ساخته شده که سیال با شرایط زیر چهار فرآیند بدون جریان رفت و برگشتی را در یک چرخه انجام می‌دهد.

الف - حالت ۱ به حالت ۲: سیال با فرآیند پلی‌تروپیک در یک سیلندر متراکم می‌شود. فشار از 100 kPa به 1 MPa افزایش می‌یابد، مقدار حجم سیال در BDC برابر 0.08 m^3 است و تا نقطه جایگاه میانی (سیلندر) کاهش می‌یابد.

ب - حالت ۲ به حالت ۳: انتقال سیال در فشار ثابت به منبع ذخیره، طی فرآیندی که حجم سیال تا TDC تقلیل بیشتری یافته است تا به مقدار 0.01 m^3 برسد.

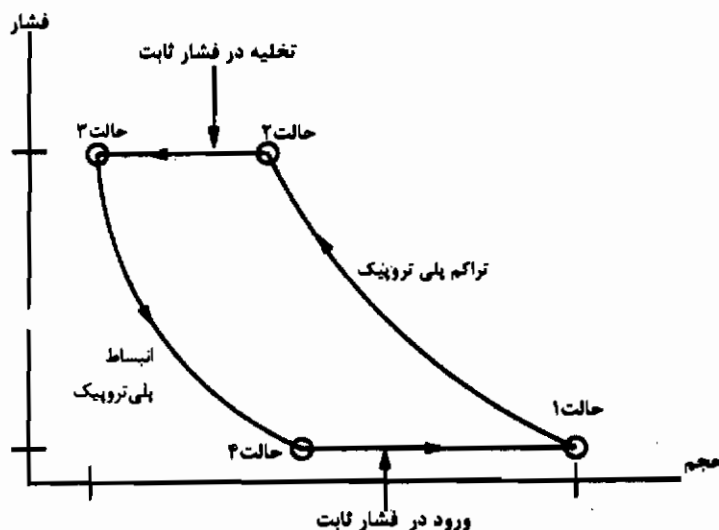
ج - حالت ۳ به حالت ۴: انبساط پلی‌تروپیک سیال، که در حجم آزاد با فشار 100 kPa باقی می‌ماند و طی این فرآیند، پیستون از TDC به مکان دیگری در جایگاه میانی سیلندر حرکت می‌کند.

د - حالت ۴ به حالت ۱: مکش سیال در فشار ثابت 100 kPa از مخزن چاه (پایین) انجام می‌شود. تا این که به مکان BDC برسد و چرخه تکمیل شود.

نمودار چرخه سیال را برای فشار بر حسب حجم بکشید و کار خالص ورودی مورد نیاز را برای حرکت کمپرسور جهت تکمیل چرخه به دست آورید. سیال از رابطه پلی تروپیک تبعیت می‌کند و توان برای هر دو - انبساط و تراکم - برابر $1/2$ است. نرخ انتقال گرمای کمپرسور را طی یک چرخه به دست آورید.

حل

نمودار فشار سیال بر حسب حجم برای چرخه در شکل (۵-۹) نشان داده شده است. در توضیح مفهوم چرخه باید دقت شود، زیرا جرم واقعی سیال از یک حالت به حالت دیگر تغییر می‌کند، برای مثال، بین حالات ۲ و ۳ بخشی از سیال به منبع ذخیره داده می‌شود، ولی بین حالات ۴ و ۱ بخشی از سیال از مخزن ذخیره گرفته می‌شود.



شکل ۵-۹؛ مثال ۵-۶: نمودار فشار بر حسب حجم وقتی که سیال یک فرآیند برگشت پذیر بدون جزیان را در یک چرخه طی می‌کند

از حالت ۱ به حالت ۲، فرآیند بدون جریان و برگشت پذیر؛ یعنی پلی تروپیک است. انتقال کار W_{12} طی تغییر حالت از رابطه (۵-۱۲) به دست می آید:

$$W_{12} = -\frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{1-n}$$

در این رابطه V_2 مشخص نیست، اما با استفاده از رابطه (۵-۱۰) داریم:

$$p_1 V_1^{1/n} = p_2 V_2^{1/n}$$

$$V_2 = -\frac{0.08 \times 1^{1/2}}{1^{1/2}} = 0.02 m^3$$

$$\therefore W_{12} = -\frac{1 \times 10^5 \times 0.02 - 10^5 \times 0.08}{1-1/2} = +2 \times 10^4 J$$

از حالت ۲ به حالت ۳ فرآیند بدون جریان و برگشت پذیر، در فشار ثابت است.

انتقال کار W_{23} در مدت تغییر حالت از رابطه (۵-۲) به دست می آید:

$$W_{23} = -p_2 (V_3 - V_2)$$

$$\therefore W_{23} = -10^5 \times 10^3 \times (0.01 - 0.02) = +0.2 \times 10^4 J$$

از حالت ۳ به حالت ۴: یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان و برگشت پذیر دیگر وجود

دارد. باز هم، با استفاده از رابطه (۵-۱۲) انتقال کار W_{34} طی تغییر حالت برابر است با:

$$W_{34} = -\frac{p_3 V_3 - p_4 V_4}{1-n}$$

که V_4 نامعلوم است، اما با استفاده از رابطه (۵-۱۰) می شود:

$$p_3 V_3^{1/n} = p_4 V_4^{1/n}$$

$$\therefore V_4 = -\frac{0.01 \times 1^{1/2}}{1^{1/2}} = 0.068 m^3$$

$$\therefore W_{34} = -\frac{10^5 \times 0.068 - 10^5 \times 0.01}{1-1/2} = -1.6 \times 10^4 J$$

برگشت از حالت ۴ به حالت ۱، یک فرایند بدون جریان برگشت پذیر در فشار ثابت است.

از رابطه (۵-۲) انتقال کار W_{41} طی تغییر حالت برابر است با:

$$W_{41} = -p_1 (V_1 - V_4)$$

$$\therefore W_{F1} = -10^5 \times (0.08 - 0.068) = -0.12 \times 10^5 \text{ J}$$

کار خالص انتقال انرژی در چرخه $\sum (W)_{cyc}$ برابر است با جمع انتقال کار در هر یک از چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر که چرخه را تشکیل می‌دهند، بنابراین:

$$\sum (W)_{cyc} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

$$\sum (W)_{cyc} = +2 \times 10^5 + 0.2 \times 10^5 - 1.6 \times 10^5 - 0.12 \times 10^5 = +4/8 \text{ kJ}$$

علامت مثبت بدین معنی است که کار خالص به سیستم داده می‌شود، و در این جا که کمپرسور مورد بررسی است، علامت مثبت است.

با استفاده از قانون اول ترمودینامیک رابطه (۱-۴)، کار خالص و انتقال گرمای خالص را در یک چرخه مرتبط می‌کند.

$$\sum (Q)_{cyc} + \sum (W)_{cyc} = 0$$

$$\sum (Q)_{cyc} = -4/8 \text{ kJ}$$

بنابراین، گرمای خالص به خارج از کمپرسور انتقال یافته است.

در عمل، کمپرسورهای هوا، از نوع رفت و برگشتی، تقریباً چرخه‌ای را که در این جا توضیح داده شده است، طی می‌کنند، اما به نحوی تحلیل آنها مشکل است، زیرا جرم سیال در چرخه تغییر می‌کند. بخشی از هوا همیشه در قسمت حجم آزاد (قسمت بالای سیلندر) باقی می‌ماند و بقیه (هوا) تقریباً در شرایط جو وارد سیلندر می‌شوند و پس در فشار بالاتری به محیط تخلیه می‌شود. چرخه مسیری را که عکس جهت عقربه ساعت است، با توجه به توافق قراردادی برای کار خالص ورودی که مورد نیاز کمپرسور است، طی می‌کند.

مثال ۲-۵

قرار است که یک موتور سیلندر پیستونی رفت و برگشتی ساخته شود، به شکلی که سیال چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را در یک چرخه طی کند.

الف - حالت ۱ به حالت ۲: تراکم در آتروپی ثابت، از دمای 290 K° به دمای 830 K°

ب - حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرما در فشار ثابت تا دمای سیال به 2000 K° برسد

ج - حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در آتروپی ثابت، تا دمای سیال به 990 K° برسد

د - حالت ۴ به حالت ۱: حجم ثابت، تقلیل در دمای سیال تا به شرایط اولیه باز گردد.
گرمای ویژه سیال در حجم ثابت و فشار ثابت در طول چرخه، ثابت فرض می شود و مقدار آن به ترتیب $0.7 \frac{kJ}{kg.K}$ و $1.1 \frac{kJ}{kg.K}$ است. اگر دبی جرمی سیال $0.05 \frac{kg}{s}$ باشد، انتقال گرمای خالص را بر حسب ثانیه در چرخه به دست آورید. همچنین بازده کلی گرمایی را برای موتور مورد نظر محاسبه کنید.

حل

اگر چه چرخه شامل چهار فرآیند بدون جریان است، اما تحلیل برای دبی جرمی سیال $0.05 \frac{kg}{s}$ انجام می شود و مقدار چند کیلوگرم از جرم سیال در هر چرخه مورد نظر نمی باشد، علش این است که چرخه چندین مرتبه در ثانیه تکرار می شود که در هر نوبت نتیجه نهایی آن یکسان است. با توجه به بخش (۱-۴-۳) مقادیر وابسته به زمان هستند. نمودار فشار سیال بر حسب حجم آن برای این چرخه در شکل (۱۰-۵) نشان داده شده است.

چرخه در جهت عقربه ساعت است و باید کار خالص خروجی را برای انتقال گرمای خالص ورودی، تولید کند (همان گونه از یک موتور انتظار می رود).

حالت ۱ به حالت ۲ یک فرآیند بدون جریان در آنتروپی ثابت است. با استفاده از رابطه (۵-۸) انتقال گرما \dot{Q}_{12} طی تغییر حالت صفر است، بنابراین $\dot{Q}_{12} = 0$ می شود.

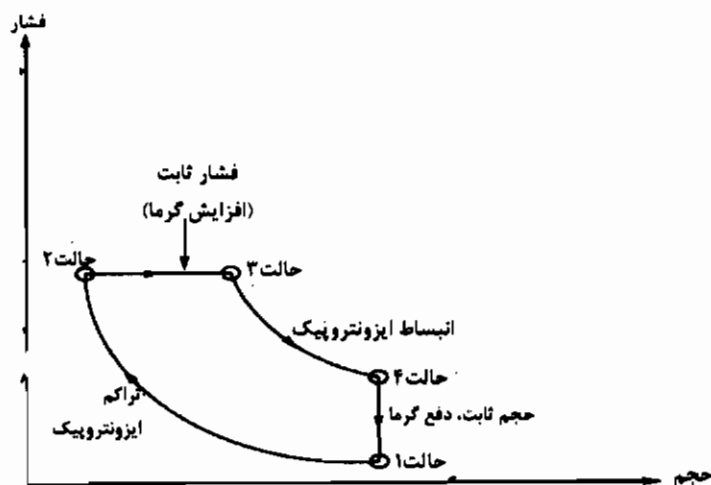
حالت ۲ به حالت ۳، یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در فشار ثابت است. از رابطه (۵-۳) انتقال گرما \dot{Q}_{23} طی تغییر حالت از رابطه زیر به دست می آید:

$$\dot{Q}_{23} = m(h_3 - h_2)$$

چون گرمای ویژه طی فرآیند، ثابت است، جایگزینی از رابطه (۵-۱۶) برای فرآیند در فشار ثابت برابر است با:

$$\dot{Q}_{23} = mc_p(T_3 - T_2) = 0.05 \times 1.1 \times (2000 - 830) = 64.4 \text{ kJ/s}$$

حالت ۳ به حالت ۴ نیز یک فرآیند بدون جریان در آنتروپی ثابت است. از رابطه (۵-۸) انتقال گرما \dot{Q}_{34} طی تغییر حالت، باز هم، صفر است، بنابراین $\dot{Q}_{34} = 0$ می شود.



شکل ۱۰-۵: مثال ۵-۷ نمودار فشار بر حسب حجم زمانی که سیال یک چرخه موتور، که شامل چهار فرایند بدون جریان برگشت پذیر است را طی می کند.

حالت ۴ به حالت ۱ یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در حجم ثابت است. انتقال گرما

\dot{Q}_{14} طی تغییر حالت از رابطه (۵-۶) برابر است با:

$$\dot{Q}_{14} = m(u_1 - u_4)$$

چون گرمای ویژه طی چرخه ثابت است، با جایگزینی از رابطه (۵-۷) برای فرآیند در

حجم ثابت برابر است با:

$$\dot{Q}_{14} = mc_v(T_1 - T_4) = 0.05 \times 0.7 \times (290 - 990) = -24/5 \text{ kJ/s}$$

انتقال گرمای خالص در ثانیه برای یک چرخه $\sum (\dot{Q})_{\text{cyc}}$ برابر با جمع گرماهای انتقال یافته

در هر فرآیند، بدون جریان برگشت پذیر است، بنابراین:

$$\sum (\dot{Q})_{\text{cyc}} = \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{34} + \dot{Q}_{41} = 0 + 64/4 + 0 - 24/5 = 39/9 \text{ kJ/s}$$

در نتیجه، انتقال گرما به چرخه وجود دارد. از قانون اول ترمودینامیک، رابطه (۴-۱) برابر

است با:

$$\sum (\dot{Q})_{\text{cyc}} + \sum (\dot{W})_{\text{cyc}} = 0$$

$$\therefore \sum (\dot{Q})_{\text{cyc}} = -\sum (\dot{W})_{\text{cyc}} = -39/9 \text{ kJ/s}$$

علامت منفی نشانه آن است که کار خالص خروجی از چرخه وجود دارد و سیستم در واقع

مانند یک موتور عمل می کند. برای بازده کلی گرما ۷۷، انرژی مفید خالص خروجی برابر است با

توان خالص خروجی، و انرژی ورودی برابر گرماهای ورودی بر حسب ثانیه است. بنابراین، با استفاده از قانون علامت گذاری (ج) η برابر است با:

$$\eta = \frac{\sum (\dot{W})_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{39/9}{64/4} = 62\%$$

چرخه‌ای که به وسیله موتور طی می‌شود، چرخه ایده‌ال^۱ (اکرویت - استوارت) است، که به نام طراح آن نامگذاری شده است. این چرخه اکنون به طور متداول به نام چرخه ایده‌آل دیزل شناخته می‌شود و این به سبب شناخت مهندسی آلمانی است که موفق شد تا این چرخه بتواند به طور رضایت بخش کار کند. در عمل موتورهای دیزلی در شرایط صحیح می‌توانند ۴۰٪ بازده داشته باشند.

۵-۴ تأثیر نوع سیال

در این فصل، فقط فرآیندهای بدون جریان مورد بررسی قرار گرفتند و می‌توان دید که NFEE شکل ویژه‌ای از بقای انرژی است، که برای فرآیند بدون جریان به کار می‌رود. گام منطقی بعد، اعمال اصول بقای انرژی برای فرآیندهای جریان‌دار است. قبل از آن بهتر است که تأثیر انتقال انرژی بر نوع سیالی، که در سیستم گرمایی استفاده می‌شود، بررسی شود. در واقع، تحلیل کامل تمام امکانات موجود در فرآیندهای بدون جریان، نیاز به اطلاعات بیشتری دارد. تمام مثالهای حل شده در این فصل، بدون ارجاع به خصوصیات ویژه سیال انجام شده در حالی که برخی از این اطلاعات برای ادامه تحلیل کار لازم است. (در این کتاب) فقط دو سیال بطور مفصل بررسی خواهند شد، ابتدا هوا که به شکل گاز کامل رفتار می‌کند، که در فصل ششم بررسی خواهد شد و دیگری آب که به بخار تغییر فاز می‌دهد که آن هم در فصل هفتم مطالعه می‌شود. این سیالات به دلایل واضح، بیشترین استفاده را در سیستم‌های گرمایی دارند. سیالات مبرد، نوع دیگری از سیالات متداول هستند، اما تحلیل سیستمی که با بخار کار می‌کند شبیه به تحلیل سیستمی است که با سیال مبرد کار می‌کند، بنابراین در عمل، نیازی به مطالعه جداگانه سیالات مبرد نیست.

سیال به شکل یک گاز کامل

گازها سیالاتی هستند که در حالت بخار در NTP موجود هستند. اکسیژن، نیتروژن، منواکسید کربن، دی اکسید کربن، هلیوم، متان و هوا به طور معمول در سیستمهای گرمایی یافت می شوند. یک گاز کامل گازی است که از مجموعه معادلات داده شده (مشخص) تبعیت می کند. گازهای واقعی در فشار و دماهای کم، تمایل به سمت گازهای کامل دارند، با این حال، منطقی به نظر می رسد که گازهای واقعی تحت بیشترین شرایط فشار و دما، به شکل گازهای کامل بررسی شوند و در این مورد معادله گاز کامل استفاده شود. زیرا نتایج پیش بینی شده ای که با استفاده از این فرض به دست می آید تقریباً با نتایجی که در عمل حاصل می شود یکسان است، از این رو برای اهداف این کتاب، همه گازها به صورت گازهای کامل در نظر گرفته شده اند.

می توان نشان داد، معادله ای که از گازهای کامل تبعیت می کند، به دو صورت تحلیلی و آزمایشی صحیح است. واقعیت این است که تغییرات در مقادیر خواص، تدریجی هستند و می توانند به طور نسبتاً ساده ای با یک روش ریاضی توصیف شوند و لازم نیست تا یک تحلیل موشکافانه برای به دست آوردن آنها انجام گیرد. خلاصه ای از این روابط در زیر بیان می شود.

۶-۱ معادله‌ای که برای یک گاز کامل به کار می‌رود

۶-۱-۱ رابطه حالت

رابطه حالت برای یک گاز کامل، چهار خاصیت مهم گاز، یعنی: فشار، دما، جرم و حجم را به هم مربوط می‌کند. رابطه زیر را می‌توان برای جرم مشخصی از گاز m یا برای یک دبی جرمی \dot{m} نوشت:

$$\frac{pV}{mT} = \frac{p\dot{V}}{\dot{m}T} = \frac{pv}{T} = \frac{p}{\rho T} = \text{ثابت} = R \quad (6-1)$$

مقدار ثابت در بالا، ثابت گاز نامیده می‌شود و با علامت R مشخص می‌گردد. این فقط برای یک گاز مشخص ثابت است و از گازی به گاز دیگر فرق می‌کند. ثابت جهانی گاز \tilde{R} ، همان گونه که از نامش پیداست، برای همه گازها (مقدار) ثابتی است. این مقدار $\frac{kJ}{kmol \cdot K^\circ}$ ۸/۳۱۴۵ است و برابر با حاصل ضرب ثابت گاز R (برای یک گاز مشخص) در وزن مولکولی آن (MW) است. بنابراین:

$$\text{واحد} \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) : R \quad \text{ثابت گازها}$$

$$\text{واحد} \left(\frac{J}{kmol \cdot K} \right) : \tilde{R} \quad \text{ثابت جهانی گاز}$$

$$R = \frac{\tilde{R}}{MW} \quad \text{به طوری که:}$$

برخی از مقادیر R برای گازهای متداول در جدول (۶-۱) داده شده است. یکی از این مقادیر مربوط به هواست، که اغلب مخلوطی از گازهای اکسیژن و نیتروژن می‌باشد. وزن مولکولی و دیگر مقادیر خواص آن را می‌توان با استفاده از یک مبای جرمی متناسب، با دانستن مقادیر مربوط به اجزای اصلی آن، تعیین نمود. هر گاز با علامتی مشخص می‌شود و علائم درون جدول مخصوص ملکول گاز؛ یعنی شرایطی که به طور طبیعی در آن وجود دارد و نه اتم آن، است. وزن مولکولی از جدول تناوبی عناصر به دست می‌آید.

جدول ۶-۱: مقادیر ثابت گاز R برای گازهای رایج

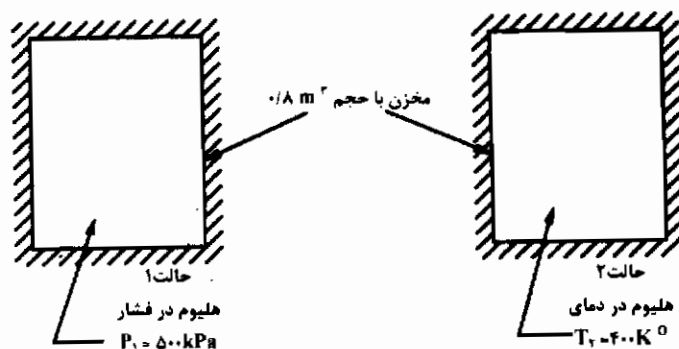
گاز	نشانه	وزن مولکولی	ثابت گاز $\frac{J}{kg \cdot K^\circ}$
اکسیژن	O _۲	۳۲	۲۶۰
نیتروژن	N _۲	۲۸	۲۹۷
هیدروژن	H _۲	۲	۴۱۵۷
هلیوم	He	۴	۲۰۷۹
منو اکسید کربن	CO	۲۸	۲۹۷
دی اکسید کربن	CO _۲	۴۴	۱۸۹
متان	CH _۴	۱۶	۵۲۰
دی اکسید سولفور	SO _۲	۶۴	۱۳۰
هوا		۲۹	۲۸۷

معادله حالت را می‌توان برای یک گاز کامل به کار برد. گازی که یک فرآیند بین دو حالت قابل تشخیص را طی کند و این معادله به طور یکسان برای یک فرآیند با جریان یا بدون جریان و فرآیندهای برگشت پذیر یا بازگشت ناپذیر قابل اجراست. زیرا رابطه میان خواص در انتهای دو حالت است و مقادیر خواص از فرآیند، مستقل هستند. در این مورد، میان حالت ۱ و حالت ۲ معادله زیر را می‌توان نوشت:

$$\frac{p_1 V_1}{m T_1} = \frac{p_1 \dot{V}_1}{\dot{m} T_1} = \frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_1}{\rho_1 T_1} = \frac{p_1 \dot{V}_1}{\dot{m} T_1} = \frac{p_1 V_1}{m T_1} = \frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_1}{\rho_1 T_1} \quad (6-2)$$

مثال ۶-۱

یک مخزن با حجم 0.8 m^3 ، شامل هلیوم است. اگر هلیوم را گازی کامل در نظر بگیریم و فشار آن برابر 500 kPa و دمای آن 300 K° باشد و مخزن حرارت داده شود تا دما به 400 K° برسد (شکل ۶-۱). جرم فشار نهایی و حجم مخصوص هلیوم چقدر است؟



شکل ۶-۱ هلیوم در یک مخزن با حجم ثابت گرما داده می شود

مثال ۶-۱

هلیوم در یک مخزن با حجم ثابت، گرما داده می شود.

حل

ثابت گاز $\{R\}_{he}$ برای هلیوم از جدول ۶-۱ به این صورت داده شده است:

$$\{R\}_{he} = 2079 \frac{J}{kg K^{\circ}}$$

در نظر بگیرید که هلیوم از حالت ۱ تا حالت ۲ تغییر کند و فرآیند افزایش گرمایی بدون جریانی را در حجم ثابت طی کند. جرم هلیوم $\{m\}_{he}$ توسط معادله حالت از رابطه (۶-۱) به دست می آید و در حالت ۱ به صورت زیر است:

$$\{p, V\}_{he} = \{mRT\}_{he}$$

$$\therefore \{m\}_{he} = \frac{5 \times 10^5 \times 0.8}{2079 \times 300} = 0.64 \text{ kg}$$

حجم مخصوص هلیوم در حالت ۱، $\{v_1\}_{he}$ برابر است با:

$$\{v_1\}_{he} = \frac{\{v\}_{he}}{\{m\}_{he}} = \frac{0.8}{0.64} \frac{m^3}{kg}$$

هنگامی که به مخزن گرما داده می‌شود، جرم هلیم، همچنین حجم کل و حجم مخصوص گاز ثابت باقی می‌ماند، زیرا اندازه مخزن ثابت است، بنابراین:

$$\{v_1\}_{he} = \{v_2\}_{he} = 0.8 \text{ m}^3$$

$$\{v_1\}_{he} = \{v_2\}_{he} = 1/25 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

فشار نهایی گاز $\{p_2\}_{he}$ توسط معادله حالت از رابطه (۶-۲) به دست می‌آید:

$$\frac{\{p_2 V_2\}_{he}}{\{T_2\}_{he}} = \frac{\{p_1 V_1\}_{he}}{\{T_1\}_{he}}$$

$$\therefore \{p_2\}_{he} = \frac{5 \times 10^5 \times 400}{300} = 667 \text{ kPa}$$

فشار هلیم به نسبت مستقیم با دما در یک فرآیند حجم ثابت افزایش می‌یابد، به این دلیل که افزایش گرما، ملکولها را بیشتر فعال می‌کند.

۶-۱-۲ قانون ژول

در دهه ۱۸۴۰، ژول تعدادی آزمایش را انجام داد که نتایج آنها به این صورت بود که انرژی داخلی یک گاز رابطه مستقیم با دمای آن دارد و اکنون به عنوان قانون ژول شناخته می‌شود، بنابراین:

$$U = \Phi(T) \quad (6-3)$$

آزمایشهای انجام شده شامل انبساط آزاد تعدادی از گازها در فشارها و دماهای مختلف بود (مانند مثال ۶-۲)

در حقیقت، اشکالاتی در آزمایشهای ژول وجود دارد که سبب بی اعتبار شدن نتایج می‌شود، با این حال، می‌توان به صورت تحلیلی، اثبات کرد که قانون ژول برای یک گاز کامل صحیح است و برای هدفهای مورد نظر در این کتاب قابل قبول می‌باشند. با یک آزمایش متفاوت و ابزارهای اندازه گیری مدرن، می‌توان نشان داد که بطور تقریبی گازهای حقیقی تنها در فشارهای پایین برای قانون ژول معتبر هستند.

با مراجعه به رابطه (۵-۱۷) :

$$(U_2 - U_1)_v = (m(u_2 - u_1))_v = (mc_v(T_2 - T_1))_v$$

اگر قانون ژول معتبر و انرژی داخلی تنها تابعی از دما باشد، گرمای ویژه در حجم ثابت c_v به منظور به دست آوردن رابطه (۵-۱۷) که تا به حال ثابت فرض شده است. باید فقط تابعی از دما باشد.

در این حالت، دیگر لازم نیست رابطه (۵-۱۷) را به یک فرآیند حجم ثابت محدود کرد. این رابطه برای هر فرآیندی که توسط یک گاز کامل طی شود، قابل اجراست و می توان آن را به صورت زیر نوشت:

$$U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1) = mc_v(T_2 - T_1) \quad (6-4)$$

این رابطه برای یک فرآیند جریان دار و نیز بدون جریان معتبر است. در این حالت رابطه ۱ به این صورت نوشته می شود:

$$\dot{m}(u_2 - u_1) = \dot{m}c_v(T_2 - T_1)$$

این رابطه برای یک فرآیند بازگشت پذیر و بازگشت ناپذیر نیز معتبر است، زیرا با c_v ثابت، این رابطه از خواصی تشکیل می شود که تنها به وضعیت گاز در حالت های انتهایی - نه به طبیعت فرآیند - بستگی دارند.

اگر رابطه بالا برای هر فرآیندی معتبر باشد، رابطه (۵-۱۵) برای یک گاز کامل را می توان به شکل زیر نوشت:

$$c_v = \frac{dU}{m \, dT} = \frac{du}{dT} \quad (6-5)$$

نیازی نیست تا زیرنویس در سمت راست معادله (۶-۵) برای یک گاز کامل در نظر گرفته شود. تعریف انتالی H (رابطه ۵-۴) برابر است با:

$$H = U + PV$$

برای یک گاز کامل، معادله حالت (رابطه ۶-۱) نشان می دهد که حاصل ضرب فشار و حجم گاز با دما متناسب است. با استفاده از قانون ژول، می توان فهمید انرژی داخلی نیز فقط تابعی از دماست. همچنین آنتالپی گاز نیز یک خاصیت وابسته به دما می باشد؛ به بیان دیگر:

$$H = \Phi(T) \quad (6-6)$$

اما معادله (۵-۱۶) برابر است با :

$$(H_v - H_l)_p = (m(h_v - h_l))_p = (mc_p(T_v - T_l))_p$$

با همان دلایلی که برای انرژی داخلی بیان شد، گرمای ویژه در فشار ثابت نیز باید تابعی از دما باشد و برای هر فرآیند طی شده توسط گاز قابل اجرا؛ بنابراین برای یک گاز کامل رابطه بالا را می توان به شکل زیر نوشت:

$$H_v - H_l = m(h_v - h_l) = mc_p(T_v - T_l) \quad (6-7)$$

$$c_p = \frac{dU}{m \, dT} = \frac{du}{dT} \quad (6-8)$$

باز هم مانند انرژی داخلی این معادلات برای یک فرآیند بازگشت پذیر یا بازگشت ناپذیر و برای یک فرآیند با جریان یا بدون جریان معتبرند. در این حالت رابطه (۶-۷) برابر است با:

$$\dot{m}(h_v - h_l) = \dot{m}c_p(T_v - T_l)$$

بنابراین، طی یک فرآیند، برای تغییر انرژی داخلی ویژه، بر حسب گرمای ویژه در حجم ثابت و اختلاف دما و همچنین برای تغییر آنتالپی ویژه بر حسب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما در گازهای کامل، جایگزینی می تواند صورت پذیرد. از آن جا که دما و گرمای ویژه می توانند به آسانی اندازه گیری شوند، منطقی به نظر می رسد که به جای انرژی داخلی و آنتالپی از این خواص استفاده شود.

مثال ۶-۲

یک مخزن عایق کاری شده صلب توسط یک غشا به دو قسمت که یکی چهار برابر دیگری است، تقسیم می شود (شکل ۶-۲). قسمت کوچکتر با یک گاز کامل در فشار ۸۰۰ kPa پر می شود و قسمت بزرگتر خالی است. هنگامی که غشا می شکند، گاز منبسط می شود و کل مخزن را پر می کند. فشار گاز بعد از فرآیند انبساط آزاد چقدر است ؟

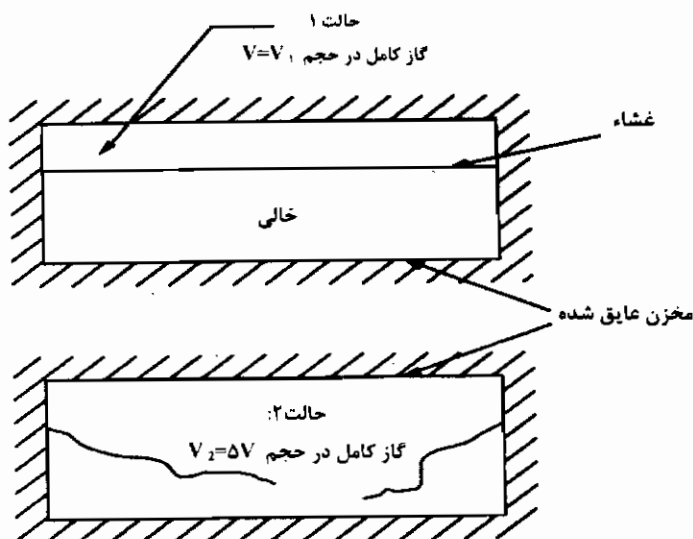
حل

حالت ۱ را، زمانی که گاز قسمت کوچکتر بالایی را اشغال می‌کند و حالت ۲ را زمانی که گاز کل مخزن را اشغال می‌کند، در نظر بگیرید.

زمانی که غشا شکسته می‌شود، گاز از قسمت کوچک به سمت بیرون منبسط می‌شود و حجم آن افزایش می‌یابد تا کل مخزن را پر کند، اما فشارش کاهش می‌یابد، زیرا در این حال همان تعداد از ملکولها حجم بزرگتر را اشغال می‌کنند.

اگر مانند شکل (۶-۲) مرز سیستم در درون دیواره‌های مخزن در نظر گرفته شود، سیال یک فرآیند بدون جریان را تحمل می‌کند. با در نظر گرفتن (فرآیند) NFEE از رابطه (۵-۱)

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1 \quad \text{داریم:}$$



شکل ۶-۲: مثال ۶-۲ یک مخزن تقسیم شده توسط یک غشا، که در آن قسمت کوچکتر بالایی با یک گاز کامل پر می‌شود و قسمت بزرگتر پایینی خالی است.

در این جا $Q_{12} = 0$ است، زیرا مخزن عایق کاری شده است، از این رو انتقال گرما از میان دیوارها انجام نمی‌گیرد. همچنین $W_{12} = 0$ (سیال تحت تأثیر فشار منبسط می‌شود و نه به علت انتقال کار) می‌باشد، بنابراین $U_2 = U_1$ است.

اما برای یک گاز کامل، قانون ژول (رابطه ۳-۶) برابر با $U = \Phi(T)$ است. در نتیجه برای گازی که از قسمت کوچکتر منبسط شده تا کل محفظه را پر کند $T_1 = T_2$ می‌باشد و از آن جا که قسمت بزرگتر چهار برابر اندازه قسمت کوچکتر است، داریم: $V_2 = 5V_1$.

با به کار بردن معادله حالت (رابطه ۲-۶) و با معلوم بودن این که جرم گاز ثابت است:

$$\frac{p_1 V_1}{m T_1} = \frac{p_2 V_2}{m T_2}$$

$$\therefore p_2 = \frac{1 \times 10^5}{5} = 2 \times 10^4 \text{ Pa}$$

فشار گاز به نسبت معکوس با حجم، طی فرآیند دما ثابت کاهش می‌یابد، زیرا همان تعداد ملکولها یک حجم بزرگتر را اشغال می‌کنند.

۳-۱-۶ ارتباط میان گرماهای ویژه

تعریف آنتالپی ویژه (معادله ۴-۵) برابر است با:

$$h = u + pV$$

تفاوت میان آنتالپی ویژه در حالت ۲ و حالت ۱ می‌تواند به این صورت نوشته شود:

$$h_2 - h_1 = (u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

با جایگزینی از معادله حالت (رابطه ۱-۶) برای یک گاز کامل داریم:

$$h_2 - h_1 = (u_2 - u_1) + R(T_2 - T_1)$$

با جایگزینی از رابطه (۴-۶) و (۷-۶) برای یک گاز کامل:

$$c_p (T_2 - T_1) = c_v (T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1)$$

$$\therefore c_p = c_v + R$$

(۹-۶)

از آنجا که ثابت گاز برای یک گاز کامل همواره یک مقدار مثبت است، رابطه (۹-۶)

نشان می‌دهد که گرمای ویژه یک گاز کامل در فشار ثابت، همیشه از گرمای ویژه در حجم ثابت بزرگتر است. می‌توان نشان داد که رابطه بالا با در نظر گرفتن شکل دیفرانسیلی برای گازهای کامل، که در آن گرماهای ویژه با دما تغییر می‌کنند، نیز صحیح است.

از آنجا که ثابت گاز برای یک گاز خاص مقداری ثابت است، تفاوت میان گرماهای ویژه باید ثابت باقی بماند. نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت، برای یک گاز کامل، با علامت خاص γ نشان داده می‌شود. اگر در نظر بگیریم که برای یک گاز کامل گرماهای ویژه ثابت هستند. در نتیجه نسبت تغییر ثابت است.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (6-10)$$

مقدار γ برای هوا برابر $1/4$ در نظر گرفته می‌شود.

جدول ۶-۲؛ مثال ۳-۶ مقادیر R و C_p برای گازهای رایج

گاز	$R \frac{J}{kg \ K^\circ}$	$C_p \frac{J}{kg \ K^\circ}$	$C_v \frac{J}{kg \ K^\circ}$	γ
O _۲	۲۶۰	۹۱۸		
N _۲	۲۹۷	۱۰۴۰		
H _۲	۴۱۵۷	۱۴۳۱۰		
He	۲۰۷۹	۵۱۹۳		
CO	۲۹۷	۱۰۴۰		
CO _۲	۱۸۹	۸۴۶		
CH _۴	۵۲۰	۲۲۲۶		
SO _۲	۱۳۰	۶۱۰		
هوا	۲۸۷	۱۰۰۵		

جدول ۶-۳: مثال ۶-۳: مقادیر R ، C_p ، C_v و γ برای گازهای رایج

گاز	$R \frac{J}{kg \ K^\circ}$	$C_p \frac{J}{kg \ K^\circ}$	$C_v \frac{J}{kg \ K^\circ}$	γ
O _۲	۲۶۰	۹۱۸	۶۵۸	۱/۳۹۵
N _۲	۲۹۷	۱۰۴۰	۷۴۳	۱/۴
H _۲	۴۱۵۷	۱۴۳۱۰	۱۰۱۵۳	۱/۴۰۹
He	۲۰۷۹	۵۱۹۳	۳۱۱۴	۱/۶۷
CO	۲۹۷	۱۰۴۰	۷۴۳	۱/۴
CO _۲	۱۸۹	۸۴۶	۶۵۷	۱/۳۸۸
CH _۴	۵۲۰	۲۲۲۶	۱۷۰۶	۱/۳۰۵
SO _۲	۱۳۰	۶۱۰	۴۸۰	۱/۲۷
هوا	۲۸۷	۱۰۰۵	۷۱۸	۱/۴

مثال ۶-۳

ثابت گاز R و گرمای ویژه در فشار ثابت C_p در دمای $300 \ K^\circ$ برای تمام گازهای فهرست بندی شده در جدول (۶-۱) را می‌توان در جدول (۶-۲) مشاهده کرد. این جدول را از طریق پیدا کردن گرمای ویژه در حجم ثابت و نسبت گرمای ویژه کامل کنید. در نظر بگیرید که همه گازها کامل هستند، این عمل را دوباره برای دمای $300 \ K^\circ$ تکرار کنید.

حل

گرمای ویژه در حجم ثابت C_v توسط رابطه (۶-۹) و نسبت گرمای ویژه از رابطه (۱۰-۶) داده شده است. جدول (۶-۳) شکل کامل نشده جدول (۶-۲) است. البته اگر هر کدام از دو مقدار R ، C_p ، C_v و γ برای یک گاز کامل مشخص باشد، دو مقدار دیگر می‌توانند تعیین شوند.

۶-۱-۴ آنتروپی یک گاز کامل

برای یک سیال، ضمن یک فرآیند بدون جریان، قانون اول ترمودینامیک به کار رفته بین دو حالت انتهایی معادله ۵-۱ را می‌توان به شکل زیر نوشت:

$$Q_{1,2} + W_{1,2} = U_2 - U_1$$

شکل دیفرانسیلی این معادله برابر است با:

$$dQ + dW = dU$$

به ترتیب، با جایگذاری برای کار و انتقال گرما توسط معادلات (۳-۱) و (۳-۲)، و با فرض فرآیندهای بدون جریان بازگشت پذیر، برای انرژی داخلی یک گاز کامل توسط رابطه (۶-۵) داریم:

$$mT ds - mp dv = mc_v dT$$

$$\therefore ds = c_v \frac{dT}{T} + p \frac{dv}{T}$$

با جایگزینی از معادله حالت (۶-۱) می شود:

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

با انتگرال گیری و فرض ثابت بودن گرمای ویژه در حجم ثابت و ثابت گاز، برای یک گاز کامل داریم:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (6-11)$$

با جایگزینی از معادله حالت (رابطه ۶-۲) و با استفاده از رابطه میان گرماهای ویژه یک گاز کامل (رابطه ۶-۹) دو رابطه مشابه دیگر به دست می آید:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (6-12)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (6-13)$$

روابط (۶-۱۱)، (۶-۱۲) و (۶-۱۳) برای یک گاز کامل در هر فرایند بدون جریان یا جریان دار، بازگشت پذیر یا بازگشت ناپذیر معتبر است. زیرا آنها فقط تغییر در مقدار خاصیت آنتروپی را به تغییر در مقدار دو خاصیت دیگر مرتبط می کنند. فرض ثابت بودن گرماهای ویژه، R و مستقل بودن مقادیر خواص در هر حالتی از فرآیند با این واقعیت مغایر است. یعنی روابطی که از قانون اول ترمودینامیک به دست می آیند محدودیت های خاص خود را دارند، اما جایگزینی

برای W و Q توسط معادله‌ای انجام می‌گیرد که تنها برای یک فرآیند بدون جریانی بازگشت پذیر به کار می‌رود، این معادلات بر حسب آنتروپی ویژه S است، اما می‌توان با ضرب کردن در جرم گاز m آن را به آنتروپی S تبدیل نمود، به عبارت دیگر:

$$S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1)$$

۶-۲ تعیین مقدار خواص

در فصل دوم روشهایی برای تعیین مقادیر جرم، حجم، فشار و دمای یک سیال بررسی شد. در فصل چهارم، روشهای کاربردی برای به دست آوردن گرمای ویژه پیشنهاد گردید. با استفاده از این رابطه‌ها می‌توان مقادیر اختلاف انرژی داخلی از (رابطه ۶-۴)، اختلاف آنتالپی از (رابطه ۶-۷) و اختلاف آنتروپی را با استفاده از رابطه‌های (۶-۱۱)، (۶-۱۲) و (۶-۱۳) برای یک گاز کامل در زمان یک تغییر حالت محاسبه نمود. این حقیقت، که فقط باید تغییرات خواص محاسبه شوند، یک اشکال نمی‌باشد، زیرا ضروری نیست مقادیر مطلق را در هر حالت به منظور یافتن کار و انتقال گرما طی یک فرآیند، محاسبه شود.

می‌توان یک حالت مرجع با فرض مقادیر صفر در نظر گرفت. برای مثال حالتی که در آن فشار و دما برای یک گاز کامل به صفر می‌رسد، اما انجام این کار به منظور آزمایش یک سیستم گرمایی، ضروری نیست. از این رو اگر چه وجود خواص انرژی داخلی، آنتالپی و آنتروپی برای یک گاز کامل به شکل فرضی و یا به صورت تئوری به دست آمده است، اما می‌تواند در هر تحلیلی مورد استفاده قرار گیرند. زیرا این مقادیر را می‌توان به آنها نسبت داد.

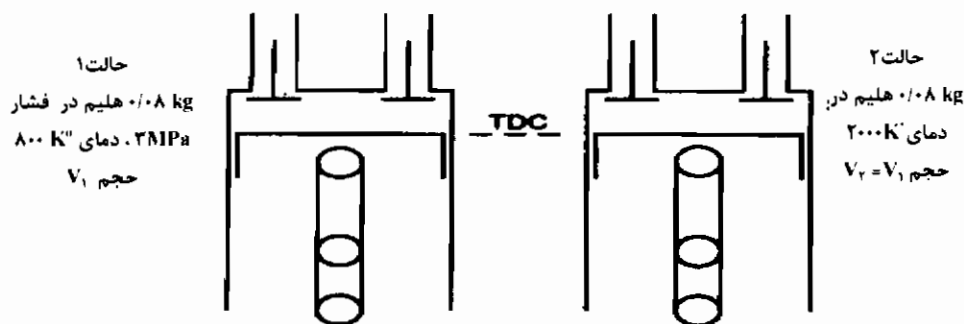
مثال ۶-۴

هلیوم به عنوان یک گاز کامل در یک مکانیزم سیلندر پیستون استفاده می‌شود. هنگامی که پیستون در TDC است، 0.08 kg هلیوم در فشار 3 MPa و دمای 800 K است (شکل ۶-۳). اگر گرما به هلیوم اضافه شود، در حالی که پیستون در موقعیت TDC باقی مانده است، تغییر در آنتروپی هلیوم، اگر دمای آن تا 2000 K افزایش یابد، چقدر است ؟

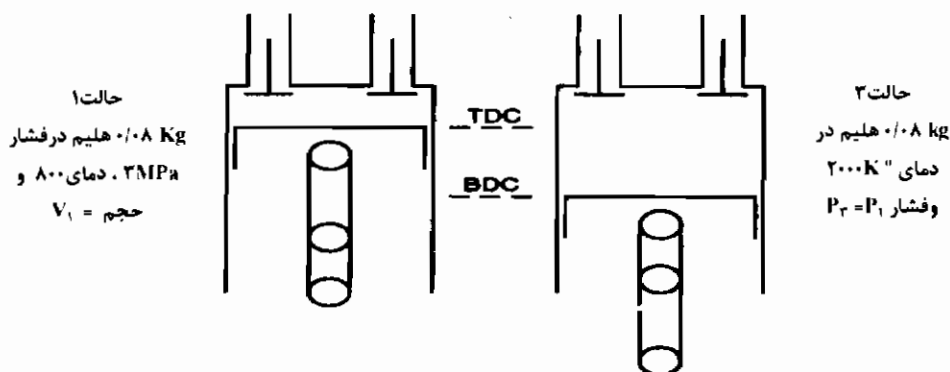
حال اگر گرما به هلیوم اضافه شود، در حالی که پیستون به سمت BDC حرکت می‌کند و فشار گاز نیز ثابت نگه داشته شده است، تغییر در آنتروپی هلیوم زمانی که دمایش به 2000 K می‌رسد چقدر خواهد بود؟ (شکل ۶-۴)

در نهایت اگر گرما به گونه‌ای افزوده شود که گاز منبسط شود و پیستون به سمت BDC حرکت کند، اما دمای گاز ثابت بماند، تغییر در آنتروپی هلیوم اگر حجمش چهار برابر افزایش یابد، چقدر است؟ (شکل ۶-۵)

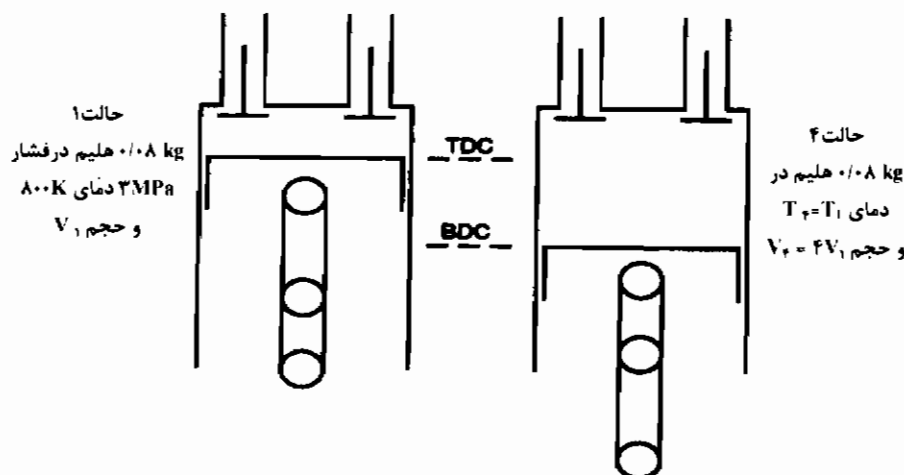
برای هلیوم مقادیر گرماهای ویژه از جدول (۶-۲) به دست می‌آید .:



شکل ۶-۳؛ مثال ۶-۴ افزایش گرما به هلیوم در یک مکانیزم سیلندر پیستون، طی یک فرآیند غیرجریانی یا حجم ثابت.



شکل ۶-۴؛ مثال ۶-۴ افزایش گرما به هلیوم در یک مکانیزم سیلندر پیستون طی یک فرآیند غیرجریانی در فشار ثابت



شکل ۵-۶: مثال ۴-۶ افزایش گرما به هلیم در یک مکانیزم سیلندر پیستون طی یک فرآیند بدون جریان، دما ثابت

حل

از جدول (۶-۲) برای هلیم داریم:

$$\{R\}_{he} = 2079 \text{ J / kg } K^\circ$$

$$\{c_p\}_{he} = 5193 \text{ J / kg } K^\circ$$

$$\{c_v\}_{he} = 3114 \text{ J / kg } K^\circ$$

با افزودن گرما در حجم ثابت، تغییر در آنترופی ویژه گاز بین حالت ۱ و حالت ۲، به بهترین صورت توسط رابطه (۶-۱۱) به دست می‌آید:

$$\{s_r - s_i\}_{he} = \left\{ c_v \ln \frac{T_r}{T_i} + R \ln \frac{v_r}{v_i} \right\}_{he}$$

$$\therefore \{s_r - s_i\}_{he} = 3114 \ln \frac{2000}{800} = 2853/3 \text{ J / kg } K^\circ$$

افزایش واقعی آنترופی برابر است با:

$$\{S_r - S_i\}_{he} = \{m(s_r - s_i)\}_{he} = 0.08 \times 2853/3 = 228/3 \text{ J / K}$$

هنگامی که گرما در فشار ثابت، بین حالت ۱ و حالت ۳ اضافه می‌شود، تغییر در آنتروپی ویژه گاز به بهترین شکل توسط رابطه (۶-۱۲) به دست می‌آید:

$$\{s_r - s_v\}_{he} = \left\{ c_p \ln \frac{T_r}{T_v} + R \ln \frac{p_r}{p_v} \right\}_{he}$$

$$\therefore \{s_r - s_v\}_{he} = 5193 \ln \frac{2000}{800} = 4758/3 \text{ J / kg } K^\circ$$

افزایش واقعی آنتروپی برابر است با:

$$\{S_r - S_v\}_{he} = \{m(s_r - s_v)\}_{he} = 0.08 \times 4758/3 = 380/7 \text{ J / } K^\circ$$

هنگامی که گرما در دمای ثابت، بین حالت ۱ و حالت ۴ اضافه می‌شود، تغییر در آنتروپی ویژه گاز مجدداً به بهترین صورت توسط رابطه (۶-۱۱) داده می‌شود:

$$\{s_r - s_v\}_{he} = \left\{ c_v \ln \frac{T_r}{T_v} + R \ln \frac{V_r}{V_v} \right\}_{he}$$

$$\therefore \{s_r - s_v\}_{he} = 2079 \ln 4 = 2882/8 \text{ J / kg } K^\circ$$

افزایش واقعی آنتروپی برابر است با:

$$\{S_r - S_v\}_{he} = \{m(s_r - s_v)\}_{he} = 0.08 \times 2882/8 = 230/6 \text{ J / } K^\circ$$

در حقیقت، افزایش آنتروپی طی یک فرآیند، عددی مهم است و می‌تواند نکاتی را دربارهٔ راندمان آن فرآیند، همان طور که با جزئیات بیشتر در فصلهای هشتم و دوازدهم ملاحظه خواهد شد، بیان کند.

۶-۳ فرآیندهای بدون جریان در گازهای کامل

در فصل پنجم، پنج فرآیند بدون جریان به نامهای فشار ثابت، حجم ثابت، دمای ثابت، آنتروپی ثابت و فرآیند پلی تروپیک تعریف شدند. اکنون اگر سیال یک گاز کامل باشد، می‌توان تمامی روابط به دست آمده در فصل ششم یعنی روابط (۶-۱) تا (۶-۱۳) را جایگزین روابط به دست آمده در فصل پنجم کرد.

این روابط می‌توانند به شکل قابل توجهی به تحلیل یک سیستم گرمایی کمک کنند. در واقع می‌توان نشان داد که برای یک گاز کامل، چهار فرآیند اول، با مقادیر مختلفی از نمای n پلی تروپیک هستند.

۶-۳-۱ فرآیند فشار ثابت بدون جریان، در یک گاز کامل

در یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان، رابطه فشار و حجم گاز به شکل زیر است:

$$PV^n = \text{ثابت}$$

اگر $n=0$ باشد آن وقت مقدار p ثابت خواهد شد. بنابراین یک فرآیند بدون جریان در فشار ثابت، یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان با شاخص $n=0$ است. از این رو باید از تمام روابط پلی تروپیک بدون جریان، که در فصل پنجم داده شده است و جایگزین شده‌اند، تبعیت کند. این برای هر سیالی صادق است. مخصوصاً، برای یک گاز کامل که غالباً به طور حتم از فرآیند پلی تروپیک (معادله ۵-۱۰)، پیروی می‌کند.

۶-۳-۲ فرآیند حجم ثابت بدون جریان، در یک گاز کامل

دوباره، رابطه (۵-۱۰) را برای یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان در نظر بگیرید:

$$PV^n = \text{ثابت}$$

با مرتب کردن مجدد داریم:

$$p^{\frac{1}{n}} V = \text{ثابت} \quad (n \neq 0)$$

اگر $n=\infty$ باشد، آن وقت V ثابت است. بنابراین فرآیند بدون جریان با حجم ثابت نیز یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان است. در صورتی که با اندیس $n=\infty$ باشد و از تمام روابط پلی تروپیک فصل پنجم، که در آنها جایگزینی ایجاد شده است، تبعیت کند.

برای مثال، با قرار دادن $n=\infty$ در رابطه (۵-۱۲) کار خروجی برابر صفر است، که این نیز همان نتیجه رابطه (۵-۵) است. این وضعیت مانند یک فرآیند بدون جریان در فشار ثابت است که مخصوصاً در یک گاز کامل به کار می‌رود و از رابطه (۵-۱۰) تبعیت می‌کند.

۳-۶ فرآیند بدون جریان دما ثابت در یک گاز کامل

معادله حالت، رابطه (۶-۱) برابر است با:

$$PV = mRT$$

برای جرم ثابت گاز m در دمای ثابت T ، این رابطه برابر است با:

$$PV = \text{ثابت} = PV^1$$

به عبارت دیگر، در مقایسه با رابطه پلی تروپیک (۵-۱۰) فرآیند بدون جریان دما ثابت، فرآیندی پلی تروپیک بدون جریان است. البته زمانی که $n=1$ باشد و فرآیند از رابطه پلی تروپیک فصل پنجم با جایگزینی ایجاد شده، تبعیت کند. با این حال، برخلاف فرآیندهای فشار ثابت و حجم ثابت، این موضوع تنها موقعی صحت دارد که سیال یک گاز کامل باشد. زیرا در اغلب مواقع معادله حالت فقط برای گازهای کامل به کار می‌رود.

با جایگزینی $n=1$ در معادله (۵-۱۲) جواب مورد قبولی برای انتقال کار به دست نمی‌آید، با این حال، اکنون امکان دارد که انتقال کار W در یک فرآیند بدون جریان با دمای ثابت را، هنگامی که سیال یک گاز کامل است، به دست آورد.

انتقال کار، هنگامی که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ می‌رود، توسط رابطه (۳-۱) به دست

می‌آید:

$$W_{12} = - \int_1^2 P dV$$

برای یک گاز کامل، معادله حالت (رابطه ۶-۱) برابر است با:

$$PV = mRT$$

با جایگذاری برای P می‌دهد:

$$W_{12} = - \int_1^2 \frac{mRT}{V} dV$$

برای جرم مشخصی از گاز m و ثابت گاز R از آن جا که فرآیند هم دماست، حاصل mRT ثابت خواهد بود. بنابراین با انتگرال گیری از رابطه بالا خواهیم داشت:

$$W_{12} = -mRT \ln \frac{V_2}{V_1}$$

این عبارت برای انتقال کار یک گاز کامل در یک فرآیند هم دمای بدون جریان می‌تواند بر حسب خواص دیگر گاز، با جایگزینی از معادله حالت (رابطه ۶-۲) نوشته شود. به علاوه، با در نظر گرفتن (فرآیند) NEFF برای یک سیال در فرآیندهای بدون جریان رابطه (۵-۱) می‌شود:

$$Q_{12} + W_{12} = (U_2 - U_1)$$

از قانون ژول (رابطه ۶-۳) $U = \Phi(T)$ - اگر فرآیند هم دما باشد، دما، ثابت باقی می‌ماند. بنابراین باید انرژی داخلی ثابت باشد از (فرآیند) NEFF داریم:

$$Q_{12} = -W_{12} = m RT \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (6-14)$$

به عبارت دیگر، انتقال گرمای یک گاز در فرآیند بدون جریان از نظر عددی برابر با انتقال کار است.

۶-۳-۴ فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان در یک گاز کامل

فرض کنید که تغییر آنتروپی یک گاز کامل، در عبور کردن از حالت ۱ به حالت ۲، توسط رابطه (۶-۱۳) به صورت زیر داده می‌شود:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1}$$

اگر فرآیند آنتروپی ثابت (آیزنتروپیک) باشد، $s_2 = s_1$ ، معادله برابر است با:

$$0 = \ln \frac{p_2}{p_1} + \frac{c_p}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

با جایگزینی از رابطه (۶-۱۵) داریم:

$$0 = \ln \frac{p_2}{p_1} + \gamma \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\therefore 0 = \ln \frac{p_2 v_2^\gamma}{p_1 v_1^\gamma}$$

لگاریتم گیری معکوس می‌دهد:

$$p_2 v_2^\gamma = p_1 v_1^\gamma = \text{ثابت} \quad (6-15)$$

یا

$$p_r V_r^\gamma = p_v V_v^\gamma = \text{ثابت} \quad (6-16)$$

به عبارت دیگر، یک فرآیند بدون جریان با آنتروپی ثابت، فرآیند پلی تروپیک بدون جریان با شاخص $n=\gamma$ است و از تمام روابط پلی تروپیک بدون جریان که با روابط فصل پنجم جایگزین شده‌اند، تبعیت می‌کند؛ البته تنها زمانی که سیال یک گاز کامل باشد. در حقیقت، روابط (6-15) و (6-16) برای یک فرآیند جریان دار و فرآیند بازگشت پذیر یا بازگشت ناپذیر معتبر هستند. زیرا آنها از رابطه (6-13) نتیجه می‌شوند و شرایط لازم اعمال شده است.

6-3-5 فرآیند پلی تروپیک بدون جریان در یک گاز کامل

رابطه (6-10) برای یک فرآیند بدون جریان پلی تروپیک بین حالت ۱ و حالت ۲

عبارت است از:

$$p_v V_v^n = p_r V_r^n$$

از ترکیب روابط (6-10) و (6-2) معادله حالت برای یک گاز کامل می‌شود:

$$\frac{p_v V_v}{m T_v} = \frac{p_v v_v}{T_v} = \frac{p_r V_r}{m T_r} = \frac{p_r v_r}{T_r}$$

مجموعه روابط زیر برای یک گاز کامل به دست می‌آید:

$$\frac{T_v}{T_r} = \frac{p_v^{(n-1)/n}}{p_r^{(n-1)/n}} = \frac{V_r^{1-n}}{V_v^{1-n}} = \frac{v_r^{1-n}}{v_v^{1-n}} \quad (6-17)$$

رابطه (6-17) نه تنها برای هر فرآیند پلی تروپیک بدون جریان، که توسط یک گاز کامل

بین حالت ۱ و ۲ عمل می‌کند، معتبر است، بلکه برای هر فرآیند فشار ثابت بدون جریان؛ یعنی $n=0$ ، و هر فرآیند حجم ثابت بدون جریان - یعنی $n=\infty$ - و هر فرآیند دما ثابت بدون جریان - یعنی $n=1$ - و هر فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان - یعنی $n=\gamma$ - صحیح است. در حالت اخیر این رابطه برای یک فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان نیز برقرار است، زیرا رابطه

$$p V^\gamma = \text{ثابت}$$

در همان شرایط به دست آمده است. این رابطه در تحلیل برخی از فرآیندهای جریان‌دار فصل هشتم بسیار مفید است. بیشتر اوقات راه آسانتر این است که کار و انتقال گرما در هر فرآیند بدون جریان به همراه گاز کامل را با استفاده از روابط پلی تروپیک تعیین نمود، که برابرند با:

$$W_{12} = - \frac{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{\gamma - 1} \quad (5-12)$$

$$Q_{12} = m(u_2 - u_1) - W_{12}$$

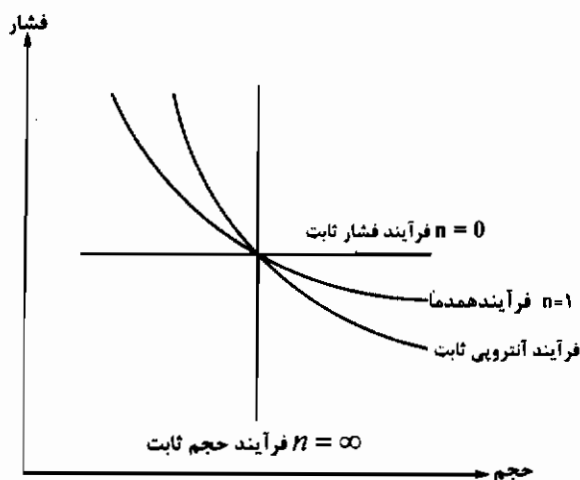
و برای یک گاز کامل:

$$Q_{12} = mc_v(T_2 - T_1) - W_{12} \quad (6-18)$$

اگر $n=0$ برای یک فرآیند فشار ثابت، $n=\infty$ برای یک فرآیند حجم ثابت، $n=1$ برای یک فرآیند دما ثابت و $n=\gamma$ برای یک فرآیند آنتروپی ثابت باشند. روابط (5-12) و (6-18) و ترکیب ویژه‌ای از روابط دیگر؛ یعنی روابط (6-1) تا (6-17) برای یک گاز کامل، کافی هستند. ولی با یک استثنا؛ یعنی هنگامی که فرآیند هم حالت، $n=1$ در رابطه (5-12) جایگزین می‌شود، جواب درستی به دست نمی‌آید و لازم است تا از رابطه (6-14) استفاده شود.

شکل (6-6) یک نمودار فشار سیال بر حسب حجم برای چهار نوع مختلف از فرآیندهای پلی تروپیک بدون جریان برای گاز کامل، نشان داده شده است.

می‌توان سیستم‌هایی را فرض کرد که در آن مقدار منفی باشد، مثلاً زمانی که فشار و حجم گاز هر دو افزایش می‌یابند. اما اینها تاکنون استفاده کاربردی نداشته‌اند شیب هر منحنی هنگامی که یک چرخه موتور رفت و برگشتی یا کمپرسور تحت بررسی است، نکته مهمی است.



شکل ۶-۶. نمودار فشار بر حسب حجم، برای گاز کاملی که فرآیند فشار ثابت، حجم ثابت، دما ثابت و فرآیند بدون جریان آنتروپی ثابت را طی می کند.

مثال ۶-۵

یک موتور سیلندر پیستونی رفت و برگشتی، باید بر اساس چرخه ایده آل استرلینگ ساخته شود. سیال، گاز کامل فرض شده است و گرمای ویژه آن در فشار ثابت $\{c_p\}_{hc}$ برابر 5193 J/kg K می باشد. این موتور به منظور استفاده 0.105 kg هلیوم در نظر گرفته شده است که تحت تأثیر فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان زیر در کامل کردن یک چرخه که ۲۰ مرتبه در ثانیه صورت می پذیرد، قرار دارد.

الف - حالت ۱ به حالت ۲: تراکم هم دما در فشار 100 kPa و دمای 300 K با یک نسبت

حجمی ۸.

ب - حالت ۲ به حالت ۳: افزایش گرمای در حجم ثابت 176 kJ/kg

ج - حالت ۳ به حالت ۴: انبساط هم دما تا بیشترین حجم.

د - حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در حجم ثابت تا برگشتن به حالت اولیه.

چرخه را روی یک نمودار فشار بر حسب حجم رسم کنید، بیشترین دما و فشار چرخه، توان تولید شده توسط چرخه، گرمای دفع شده از حالت ۴ به حالت ۱ و راندمان گرمایی کل موتور را تعیین کنید.

حل

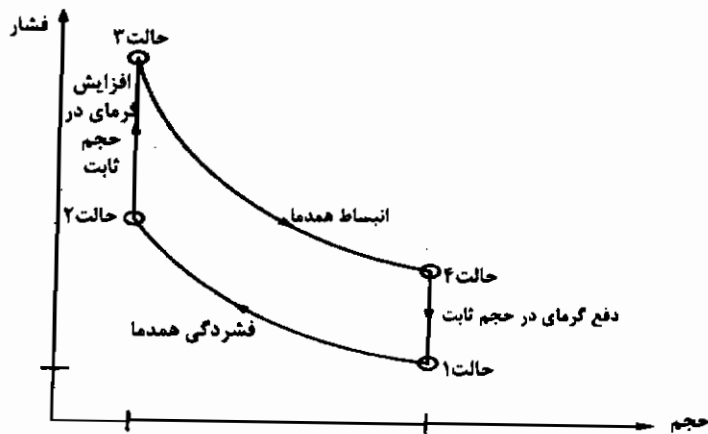
چرخه رسم شده، به صورت نموداری از فشار هلیم بر حسب حجم در شکل (۶-۷) نشان داده می‌شود. برای هلیم با وزن ملکولی ۴، ثابت گاز $\{R\}_{he}$ از جدول (۶-۱) برابر است با:

$$\{R\}_{he} = 2/0.79 \text{ kJ/kg K}$$

گرمای ویژه در حجم ثابت $\{c_v\}_{he}$ توسط رابطه (۶-۹) به صورت زیر داده می‌شود.

$$\{c_p - c_v\}_{he} = \{R\}_{he}$$

$$\therefore \{c_v\}_{he} = 5/193 - 2/0.79 = 3/114 \text{ kJ/kg K}^\circ$$



شکل ۶-۷؛ مثال ۵-۶ نمودار فشار سیال بر حسب حجم برای هلیم در یک چرخه ایده‌آل استرلینگ شامل چهار فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان

نسبت حجمی گاز برابر است با:

$$\frac{\{V_1\}_{he}}{\{V_2\}_{he}} = \frac{\{v_1\}_{he}}{\{v_2\}_{he}} = \frac{\{V_3\}_{he}}{\{V_4\}_{he}} = \frac{\{v_3\}_{he}}{\{v_4\}_{he}} = A$$

در حرکت از حالت ۱ به حالت ۲، فرآیند، بدون جریان و بازگشت پذیر و همدماست، از این رو داریم:

$$\{T_v\}_{he} = \{T_v\}_{he} = 300 \text{ K}^\circ$$

با به کار بردن معادله حالت، از رابطه (۶-۲) داریم:

$$\frac{\{p_v v_v\}_{he}}{\{T_v\}_{he}} = \frac{\{p_v v_v\}_{he}}{\{T_v\}_{he}}$$

$$\therefore \{p_v\}_{he} = 8 \times 10^5 = 8 \times 10^5 \text{ Pa}$$

از آن جا که فرآیند، بدون جریان و بازگشت پذیر و همدماست، انتقال کار W_{12} و انتقال گرما Q_{12} - هر دو- توسط رابطه (۶-۱۴) حساب می شوند:

$$Q_{12} = -W_{12} = \left\{ mRT_v \ln \frac{V_2}{V_1} \right\}_{he} = 0.005 \times 2079 \times 300 \ln \frac{1}{8} = -656 \text{ kJ}$$

بنابراین از حالت ۱ به حالت ۲، یک کار ورودی و یک گرمای خروجی وجود دارد.

از حالت ۲ به حالت ۳ یک فرآیند حجم ثابت و بازگشت پذیر بدون جریان همراه با افزایش گرما است، که برای آن انتقال کار W_{23} با استفاده از رابطه (۵-۱۲) با $n = \infty$ برابر صفر است، بنابراین $W_{23} = 0$ است و انتقال گرما Q_{23} برابر 1760 kJ/kg و با علامت مثبت می باشد، زیرا افزایش گرما را داراست، که از رابطه (۶-۱۸) به صورت زیر دست می آید:

$$Q_{23} = \{mc_v(T_3 - T_2)\}_{he} - W_{23}$$

$$\therefore 1760 \times 10^3 \times 0.005 = 0.005 \times 3114 (\{T_3\}_{he} - 300)$$

$$\therefore \{T_3\}_{he} = 865/2 \text{ K}^\circ$$

$\{T_3\}_{he}$ بیشترین دمایی است که توسط هلیوم در چرخه به دست می آید. طی فرآیند بدون

جریان، حجم ثابت و بازگشت پذیر $\{V_2\}_{he} = \{V_3\}_{he}$ است. با به کارگیری معادله حالت (رابطه ۶-۲) داریم:

$$\frac{\{p_v V_v\}_{he}}{\{T_v\}_{he}} = \frac{\{p_v V_v\}_{he}}{\{T_v\}_{he}}$$

$$\therefore \{p_v\}_{he} = \frac{8 \times 10^5 \times 865/2}{300} = 23/1 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$\{p_r\}_{hc}$ بیشترین فشار است، که توسط هلیوم در چرخه به دست می‌آید. حالت ۳ به حالت ۴ یک فرآیند هم دمای بدون جریان و بازگشت پذیر دیگری است که برای آن انتقال کار Q_{r4} توسط رابطه (۱۴-۶) به دست می‌آید:

$$Q_{r4} = -W_{r4} = \left\{ mRT_r \times \ln \frac{V_r}{V_r}_{hc} \right\} = 0.005 \times 20.79 \times 865/2 \ln 8 = +18/7 \text{ kJ}$$

از این رو طی این فرآیند همدمای بدون جریان و بازگشت پذیر، کار خروجی و افزایش گرما وجود دارد.

سرانجام، حالت ۴ به حالت ۱، یک فرآیند حجم ثابت بدون جریان و بازگشت پذیر دیگری است که برای آن انتقال کار W_{r1} توسط رابطه (۱۲-۵) با جایگزین کردن $n = \infty$ دوباره برابر صفر است و انتقال گرما Q_{r1} از رابطه (۱۸-۶) برابر می‌شود با:

$$Q_{r1} = \{mc_v(T_1 - T_r)\}_{nc} - W_{r1}$$

ممکن است که دماهای مجهول را از معادله حالت مشخص کرد، سپس Q_{14} را مانند فرآیند (۳-۲) به دست آورد، اما روش دیگر به این صورت است که انتقال کار خالص در چرخه $\sum (W)_{cyc}$ برابر با مجموع انتقال کارها در هر فرآیند بدون جریان و بازگشت پذیر است، بنابراین:

$$\sum (W)_{cyc} = W_{r2} + W_{r3} + W_{r4} + W_{r1} = +6/5 + 0 - 18/7 + 0 = -12/7 \text{ kJ}$$

اما یک کار خروجی خالص از چرخه که واقعاً به عنوان یک موتور رفتار می‌کند، وجود دارد. اگر چرخه ۲۰ بار در هر ثانیه تکرار شود، توان خروجی موتور $\sum (\dot{W})_{cyc}$ برابر است با:

$$\sum (\dot{W})_{cyc} = 12/7 \times 20 = -244 \text{ kW}$$

از قانون اول ترمودینامیک (رابطه ۱-۴) داریم:

$$\sum (Q)_{cyc} = -\sum (W)_{cyc} = +12/7 \text{ kJ}$$

انتقال گرمای خالص برابر با مجموع انتقال گرماها در هر کدام از فرآیندهای بدون جریان و بازگشت پذیر است، که چرخه را تشکیل می‌دهند، بنابراین:

$$\sum (Q)_{cyc} = Q_{r2} + Q_{r3} + Q_{r4} + Q_{r1}$$

$$12/7 = -6/5 + 176 \times 0.005 + 18/7 + Q_{r1}$$

$$\therefore Q_{r1} = -8/8 \text{ kJ}$$

در یک چرخه استرلینگ، در یک فرآیند حجم ثابت بدون جریان و بازگشت پذیر گرمای دفع شده برابر همان گرمای تولید شده در یک فرآیند حجم ثابت بدون جریان و بازگشت پذیر است و کارایی یک موتور بر اساس این چرخه بستگی به صورت گرفتن انتقال گرما در یک مبدل گرمایی دارد. با فرض این حالت، گرمای فراهم شده به موتور ضمن این که سیال فرآیند همدمايي از حالت ۳ به حالت ۴ را طی می کند، اتفاق می افتد.

بنابراین بازده گرمایی کل η ، با استفاده از قانون علامت گذاری ج، توسط رابطه زیر داده می شود:

$$\eta = \frac{\sum (W)_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{12/2}{18/7} = 65/2\%$$

این یک بازده، بسیار بالاست، زیرا حالت ایده آل می باشد. موتورهای کاربردی بر اساس چرخه ایده آل استرلینگ کار می کنند و سوخت که ایجاد احتراق خارجی می کند و با استفاده از زغال سنگ یا انرژی هسته ای به عنوان منبع انرژی متمرکز، تأمین می شود. بازده عملی آنها با یک موتور دیزل با همان چرخه قابل مقایسه است. مهمترین عیب آنها مشکلاتی است که در طراحی یک مبدل گرمایی اقتصادی وجود دارد.

مثال ۶-۶

یک موتور سیلندر پیستونی رفت و برگشتی باید بر اساس چرخه ایده آل دیزل ساخته شود. سیال مورد نظر هواست که گاز کامل فرض می شود و مقدار ثابت گاز $(R)_{\text{air}}$ برابر 287 J/kg K است و گرمای ویژه در حجم ثابت $(C_v)_{\text{air}}$ برابر 718 J/kg K می باشد. جرم هوا 0.05 kg چهار فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان زیر را در کامل کردن چرخه، ۳۰ بار در هر ثانیه طی می کند.

الف - حالت ۱ به حالت ۲: تراکم بی درو از یک فشار اولیه 100 kPa و حجم مخصوص

$$0.83 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ تا فشاری برابر } 5 \text{ MPa}$$

ب - حالت ۲ به حالت ۳: انبساط فشار ثابت تا زمانی که حجم 0.2 برابر مقدار اولیه در

حالت ۱ می شود.

ج - حالت ۳ به حالت ۴: انبساط بی درو تا زمانی که حجم برابر مقدار اولیه اش در حالت ۱ شود.

د - حالت ۴ به حالت ۱: کاهش فشار حجم ثابت تا برگشتن به حالت اولیه.

چرخه را روی یک نمودار فشار سیال بر حسب حجم بویژه آن رسم کنید. توان خروجی موتور، انتقال گرمای خالص و بازده چرخه را ارزیابی کنید.

حل

چرخه رسم شده به صورت نمودار فشار هوا بر حسب حجم ویژه در شکل (۸-۶) نشان داده شده است. گرمای ویژه در فشار ثابت برای هوا $\{c_p\}_{air}$ توسط رابطه (۹-۶) به صورت زیر است:

$$\{c_p - c_v\}_{air} = \{R\}_{air}$$

$$\therefore \{c_p\}_{air} = 287 + 718 = 1005 \text{ J/kg K}$$

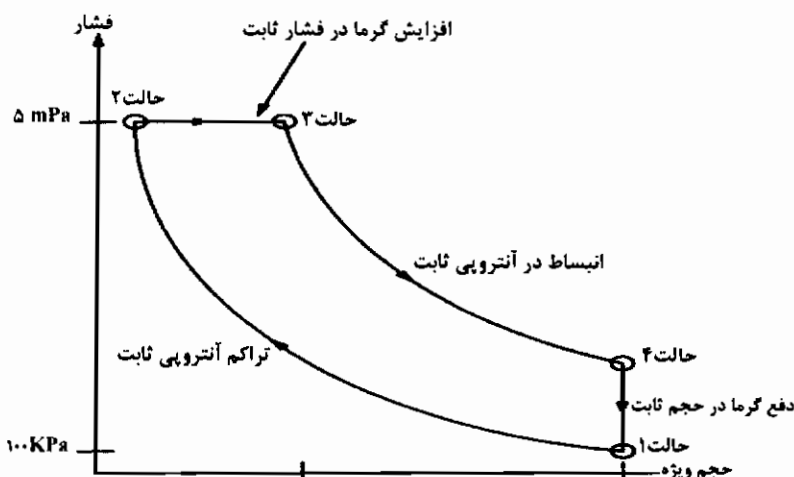
نسبت گرماهای ویژه $\{\gamma\}_{air}$ توسط معادله (۱۰-۶) به این صورت داده می شود:

$$\{\gamma\}_{air} = \frac{\{c_p\}_{air}}{\{c_v\}_{air}} = \frac{1005}{718} = 1.4$$

حالت ۱ به حالت ۲ یک فرآیند بازگشت پذیر بی دروی (آنتروپی ثابت) بدون جریان است. حجم ویژه هوا در حالت ۲، $\{v_2\}_{air}$ توسط رابطه (۱۵-۶) خواهد بود:

$$\{p_1 v_1^\gamma\}_{air} = \{p_2 v_2^\gamma\}_{air}$$

$$\therefore \{v_2\}_{air} = \frac{\{p_1^\gamma v_1^\gamma\}_{air}}{\{p_2^\gamma\}_{air}} = \frac{1^{1.4/4} \times 0.83}{5^{1.4/4}} = 0.51 \text{ m}^3/\text{kg}$$



شکل ۸-۶: مثال ۶-۶ نمودار فشار سیال بر حسب حجم ویژه برای هوا، یک چرخه ایده آل دیزل شامل چهار فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان

دمای هوا در حالت‌های ۱ و ۲ به ترتیب $\{T_1\}_{air}$ و $\{T_2\}_{air}$ توسط معادله حالت (رابطه ۱-۶)

به صورت زیر می‌شود:

$$\{p_1 v_1\}_{air} = \{RT_1\}_{air}$$

$$\therefore \{T_1\}_{air} = \frac{1 \times 10^{-5} \times 0.82}{287} = 289/2 K^\circ$$

$$\{p_2 v_2\}_{air} = \{RT_2\}_{air}$$

$$\therefore \{T_2\}_{air} = \frac{50 \times 10^{-5} \times 0.051}{287} = 888/5 K^\circ$$

انتقال کار در فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان W_{12} توسط رابطه (۱۲-۵) با $n = \gamma$ برابر

است با:

$$W_{12} = - \frac{\{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)\}_{air}}{\{1 - \gamma\}_{air}}$$

$$\therefore W_{12} = - \frac{0.005 \times 10^{-5} \times (50 \times 0.051 - 1 \times 0.82)}{1 - 1/4} = +2/2 kJ$$

انتقال گرما در فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان Q_{12} ، طبق تعریف برابر صفر است، بنابراین $Q_{12}=0$ است. که می توان آن را با استفاده از رابطه (۶-۱۸) امتحان کرد.

$$Q_{12} = mc_v(T_2 - T_1) - W_{12} = mc_v(T_2 - T_1) + \frac{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{1 - \gamma}$$

با جایگزینی از معادله حالت (رابطه ۶-۱) برابر می شود با:

$$Q_{12} = mc_v(T_2 - T_1) + \frac{mR(T_2 - T_1)}{1 - \gamma} = m(T_2 - T_1) \left(c_v + \frac{R}{1 - \gamma} \right)$$

اما از معادلات (۶-۹) و (۶-۱۰) داریم:

$$c_p - c_v = R$$

$$\therefore c_v \left(\frac{c_p}{c_v} - 1 \right) = R$$

$$\therefore c_v(\gamma - 1) = R$$

$$\therefore c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$$

با جایگزینی در رابطه Q_{12} داریم:

$$Q_{12} = m(T_2 - T_1) \left(\frac{R}{\gamma - 1} + \frac{R}{1 - \gamma} \right) = 0$$

حالت ۲ به حالت ۳ یک افزایش گرمای فشار ثابت بازگشت پذیر بدون جریان است، تا هنگامی که حجم ۵/۲ مقدارش در حالت ۱ شود. از این رو:

$$\{p_r\}_{air} = \{p_r\}_{air} = 5 \text{ MPa} = 5.0 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\{v_r\}_{air} = 0.7 \{v_r\}_{air} = 0.7 \times 0.166 = 0.1162 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

دمای هوا در حالت ۳، $\{T_r\}_{air}$ توسط معادله حالت (رابطه ۶-۱) به این صورت داده می شود:

$$\{p_r v_r\}_{air} = \{RT_r\}_{air}$$

$$\therefore \{T_r\}_{air} = \frac{5.0 \times 10^6 \times 0.1162}{287} = 2892 \text{ K}^\circ$$

انتقال کار در فرآیند فشار ثابت بدون جریان بازگشت پذیر توسط رابطه (۶-۱۲) با

$n=0$ برابر است با:

$$W_{12} = -\{mp_r(v_r - v_1)\}_{air} = -0.005 \times 5.0 \times 10^6 \times (0.1162 - 0.051) = -279 \text{ kJ}$$

انتقال گرما در فرآیند فشار ثابت بدون بازگشت پذیر Q_{T_2} توسط رابطه (۶-۱۸) می شود:

$$Q_{T_2} = \{mc_v(T_2 - T_1)\}_{air} - W_{T_2}$$

$$= 0.005 \times 718 \times (2892 - 888/5) + 2/9 \times 10^3 = 10 \text{ kJ}$$

حالت ۳ تا حالت ۴ یک فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان دیگری است که در آن، حجم ویژه هوا تا مقدار اصلی اش در حالت ۱ به پایین انبساط می یابد، بنابراین:

$$\{v_2\}_{air} = \{v_1\}_{air} = 0.83 \text{ m}^3/\text{kg}$$

فشار هوا در حالت ۴، $\{p_2\}_{air}$ توسط رابطه (۶-۱۵) می شود:

$$\{p_2 v_2^{\gamma}\}_{air} = \{p_1 v_1^{\gamma}\}_{air}$$

$$\therefore \{p_2\}_{air} = \frac{50 \times 10^5 \times 0.166}{0.83^{1/\gamma}} = 5.25 \times 10^5 \text{ Pa}$$

دمای هوا در حلت ۴، $\{T_2\}_{air}$ توسط معادله حالت (رابطه ۶-۱) برابر است با:

$$\{p_2 v_2\}_{air} = \{RT_2\}_{air}$$

$$\therefore \{T_2\}_{air} = \frac{5.25 \times 10^5 \times 0.83}{287} = 1518/3 \text{ K}^\circ$$

انتقال کار در فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان W_{T_2} توسط رابطه (۵-۱۲) با $n = \gamma$ ، به صورت زیر داده می شود:

$$W_{T_2} = - \frac{\{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)\}_{air}}{\{1 - \gamma\}_{air}}$$

$$\therefore W_{T_2} = - \frac{0.005 \times 10^5 \times (5.25 \times 0.83 - 50 \times 0.166)}{1 - 1/4} = -4/9 \text{ kJ}$$

انتقال گرما در فرآیند آنتروپی ثابت بدون جریان Q_{T_2} ، طبق تعریف، صفر است، بنابراین $Q_{T_2} = 0$ می باشد. حالت ۴ به حالت ۱ یک حجم ثابت بدون جریان بازگشت پذیر با کاهش فشار است. انتقال کار W_{41} از رابطه (۵-۱۲) با $n = \infty$ صفر می باشد، بنابراین $W_{41} = 0$ خواهد شد. انتقال گرما Q_{41} از رابطه (۶-۱۸) برابر است با:

$$Q_{T_1} = \{mc_v(T_1 - T_2)\}_{air} + W_{T_1} = 0.005 \times 718 \times (289/2 - 1518/3) = -4/4 \text{ kJ}$$

انتقال کار خالص از چرخه $\sum (W)_{cyc}$ برابر مجموع انتقال کار در هر فرآیند بدون جریان بازگشت پذیر است، بنابراین:

$$\sum (W)_{cvc} = W_{vr} + W_{rr} + W_{rr} + W_{rv} = +2/2 - 2/9 - 4/9 + = -5/6 kJ$$

اگر چرخه، ۳۰ مرتب در هر ثانیه کامل شود، توان خروجی خالص $\sum (\dot{W})_{cvc}$ برابر است با:

$$\sum (\dot{W})_{cvc} = \sum (W)_{cvc} \times 30 = -5/6 \times 30 = -168 kJ$$

برای امتحان، از قانون اول ترمودینامیک (رابطه ۱-۴) مجموع انتقال کار خالص در رابطه

$\sum (W)_{cvc}$ و انتقال گرمای خالص $\sum (Q)_{cvc}$ در چرخه باید برابر صفر باشد:

$$\sum (Q)_{cvc} = Q_{vr} + Q_{rr} + Q_{rr} + Q_{rv} = 0 + 10/0 + 0 - 4/4 = 5/6 kJ$$

$$\therefore \sum (Q)_{cvc} + \sum (W)_{cvc} = 5/6 - 5/6 = 0$$

بنابراین، نتایج با یک دیگر مطابقت دارند و بازده گرمایی کل چرخه η برابر نسبت انتقال

کار خالص به گرمای تولید شده است، که در فرآیند بدون بازگشت پذیر (۲-۳) می‌باشد، پس با

به کار بردن قانون علامت گذاری (ج) داریم:

$$\eta = \frac{\sum (W)_{cvc}}{Q_{vr}} = \frac{5/6}{10/0} = 56\%$$

البته این بازده برای یک موتور دیزل، زیاد است، زیرا تحلیل بر اساس فرآیندهای بازگشت

پذیر ایده آل می‌باشد. موتورهای دیزلی کاربردی با احتراق داخلی، سوخت را به کار تبدیل

می‌کنند و تنها می‌توان آنها را به شکل کلی به عنوان یک چرخه ایده آل در نظر گرفت. سوخت به

داخل سیلندر در فشار بالا تزریق می‌شود و تراکم نسبتاً زیاد هوا طی فرآیند، سبب تغییر حجم

می‌گردد. سوخت توسط دمای هوای متراکم شده محترق می‌شود که نیاز به جرقه الکتریکی را

برطرف می‌کند، در نتیجه قابلیت اعتماد موتورها بهتر می‌شود و راندمان‌های نزدیک به ۴۰٪

امکان پذیر است.

مثال ۶-۲

قرار است یک موتور سیلندر پیستونی رفت و برگشتی بر اساس چرخه ایده آل، اتو، ساخته

شود. سیال هوا و گاز کامل فرض شده است و ثابت گاز $(R)_{air}$ برابر $287 J/kg K$ است و

گرمای ویژه در حجم ثابت $(c_v)_{air}$ برابر $718 J/kg K$ است. هوا، چهار فرآیند بازگشت پذیر

بدون جریان زیر را طی می‌کند:

الف - حالت ۱ به حالت ۲: تراکم بی‌درو با فشار اولیه ۱۰۰ kPa و حجم ویژه $1/8 \text{ m}^3/\text{kg}$ و نسبت حجمی ۸ که نسبت تراکم نامیده می‌شود.

ب - حالت ۲ به حالت ۳: افزایش گرما در حجم ثابت تا وقتی که دمای هوا به 2000°K برسد.

ج - حالت ۳ به حالت ۴: انبساط بی‌درو تا وقتی که حجم برابر مقدار اولیه‌اش در حالت ۱ شود.

د - حالت ۴ به حالت ۱: کاهش فشار در حجم ثابت تا رسیدن به حالت اولیه.

اگر چه چرخه شامل چهار فرآیند بدون جریان است ولی تحلیل باید با در نظر گرفتن دبی جرمی هوا 0.5 kg/s انجام شود.

چرخه را روی یک نمودار فشار سیال بر حسب حجم ویژه رسم کنید. توان خروجی موتور، انتقال گرمای خالص و بازده چرخه را ارزیابی کنید.

اگر سوختی که باید مصرف شود بنزین با میزان گرمایی 43000 kJ/kg و قیمت $0.05 \text{ $/kWh}$ باشد، دبی جرمی بنزین و هزینه کارکرد سالیانه موتور را، اگر ۵۰۰۰ ساعت در هر سال کار کند و هیچ گونه اتلافی به علت احتراق نداشته باشد، تعیین کنید.

اثرات افزودن یک توربوشارژر به موتور را بررسی کنید. این اثرات را می‌توان به شکل نمودار فشار سیال بر حسب حجم ویژه به صورت ایده‌آل نمایش داد، با پذیرفتن این که انبساط آنتروپی ثابت ادامه یابد تا این که فشار هوا به حالت ۱ برابر گردد و چرخه با داشتن یک فشار ثابت به همراه کاهش در حجم تا برگشتن به حالت اولیه، کامل شود.

حل

چرخه رسم شده به صورت یک نمودار فشار هوا بر حسب حجم ویژه در شکل (۹-۶) نشان داده است. گرمای ویژه در فشار ثابت هوا $\{c_p\}_{air}$ توسط معادله (۹-۶) به دست می‌آید:

$$\{c_p\}_{air} - \{c_v\}_{air} = \{R\}_{air}$$

$$\therefore \{c_p\}_{air} = 287 + 718 = 1005 \text{ J/kg K}$$

نسبت گرمای ویژه $\{\gamma\}_{air}$ توسط رابطه (۱۰-۶) به صورت زیر به دست می‌آید:

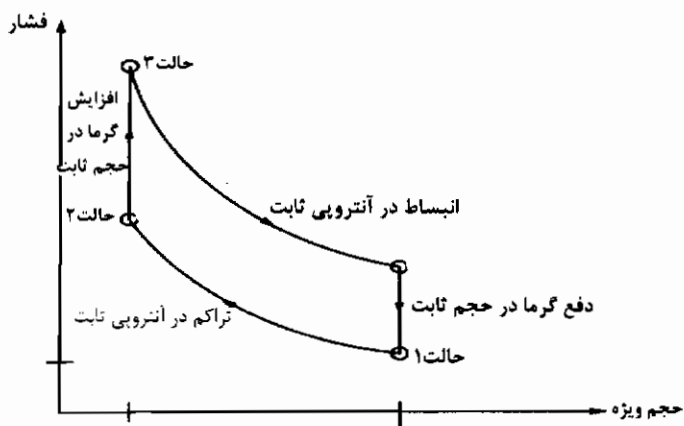
$$\{\gamma\}_{air} = \frac{\{c_p\}_{air}}{\{c_v\}_{air}} = \frac{1005}{718} = 1.4$$

حالت ۱ به حالت ۲ یک فرآیند بدون جریان بی دروی بازگشت پذیر است. حجم ویژه هوا در حالت ۲، $\{v_r\}_{air}$ برابر است با:

$$\{v_r\}_{air} = \frac{\{v_r\}_{air}}{\lambda} = \frac{0.18}{\lambda} = 0.18 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

فشار هوا در حالت ۲، $\{p_r\}_{air}$ توسط رابطه (۱۵-۶) برابر است با:

$$\begin{aligned} \{p_r v_r\}_{air} &= \{p_r v_r\}_{air} \\ \therefore \{p_r\}_{air} &= \frac{\{p_r v_r\}_{air}}{\{v_r\}_{air}} = 1 \times 10^5 \times (\lambda)^{1/3} = 18/4 \times 10^5 \text{ Pa} \end{aligned}$$



شکل ۹-۶؛ مثال ۶-۷ نمودار فشار سیال بر حسب حجم ویژه، برای هوا در یک، چرخه ایده آل اتو شامل چهار فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان

دمای هوا در حالت‌های ۱ و ۲، به ترتیب $\{T_r\}_{air}$ و $\{T_r\}_{air}$ توسط معادله حالت (رابطه ۱-۶) به این صورت به دست می‌آید:

$$\{p_r v_r\}_{air} = \{RT_r\}_{air}$$

$$\therefore \{T_r\}_{air} = \frac{1 \times 10^5 \times 0.18}{287} = 278.7 \text{ K}^\circ$$

$$\{p_r v_r\}_{air} = \{RT_r\}_{air}$$

$$\therefore \{T_r\}_{air} = \frac{18/4 \times 10^5 \times 0.1}{287} = 640.4 \text{ K}^\circ$$

انتقال کار در فرآیند، بدون جریان آنتروپی ثابت \dot{W}_{12} توسط رابطه (۵-۱۲) با $n = \gamma$ برابر است با :

$$\dot{W}_{12} = - \frac{\dot{m}(p_1 v_1 - p_2 v_2)}{\{\gamma - 1\}_{air}}$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = - \frac{0.05 \times 10^{-3} \times (18/4 \times 0.1 - 1 \times 0.1)}{1 - 1/4} = +13 \text{ kW}$$

انتقال گرما در فرآیند بدون جریان آنتروپی ثابت - \dot{Q}_{12} - طبق تعریف، صفر است، بنابراین $\dot{Q}_{12} = 0$ می باشد. حالت ۲ به حالت ۳، یک افزایش گرمای بدون جریان در حجم ثابت و بازگشت پذیر است، تا وقتی که دمای $\{T_3\}_{air}$ برابر 2000 K می شود، از این رو :

$$\{v_3\}_{air} = \{v_2\}_{air} = 0.1 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

فشار هوا در حالت ۳، $\{p_3\}_{air}$ ، توسط معادله حالت (رابطه ۶-۱) برابر است با :

$$\{p_3 v_3\}_{air} = \{RT_3\}_{air}$$

$$\therefore \{p_3\}_{air} = \frac{287 \times 2000}{0.1} = 574 \times 10^5 \text{ Pa}$$

انتقال کار در فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان در حجم ثابت، \dot{W}_{23} ، از رابطه (۵-۱۲) با $n = \gamma$ به صورت $\dot{W}_{23} = 0$ مشخص می شود. انتقال گرما در فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان در حجم ثابت \dot{Q}_{23} توسط رابطه (۶-۱۸) برابر است با :

$$\dot{Q}_{23} = \left\{ \dot{m} c_v (T_3 - T_2) \right\}_{air} - \dot{W}_{23} = 0.05 \times 718 \times (2000 - 640/4) = -48/8 \text{ kW}$$

حالت ۳ به حالت ۴ یک فرآیند بدون جریان و آنتروپی ثابت دیگری است که طی فرآیند حجم ویژه هوا تا رسیدن به مقدار اولیه اش در حالت ۱ به پایین، انبساط می یابد، بنابراین :

$$\{v_4\}_{air} = \{v_1\}_{air} = 0.1 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

فشار هوا در حالت ۴، $\{p_4\}_{air}$ توسط رابطه (۶-۱۵) به این صورت داده می شود :

$$\{p_4 v_4^\gamma\}_{air} = \{p_1 v_1^\gamma\}_{air}$$

$$\therefore \{p_4\}_{air} = \frac{574 \times 10^5 \times (0.1)^{1/4}}{0.1^{1/4}} = 3/1 \times 10^5 \text{ Pa}$$

دمای هوا در حالت ۴، $\{T_4\}_{air}$ توسط معادله حالت رابطه ۶-۱ برابر است با :

$$\{p_4 v_4\}_{air} = \{RT_4\}_{air}$$

$$\therefore \{T_r\}_{air} = \frac{3/1 \times 10^3 \times 0/8}{287} = 864/1 \text{ K}^\circ$$

انتقال کار در فرآیند بدون جریان آنتروپی ثابت \dot{W}_{rr} از معادله (۵-۱۲) با $n = \gamma$ به دست می‌آید:

$$\dot{W}_{rr} = - \frac{\left\{ \dot{m}(p_r v_r - p_r v_r) \right\}_{air}}{\{\gamma - 1\}_{air}}$$

$$\therefore \dot{W}_{rr} = - \frac{0/05 \times 10^3 \times (3/1 \times 0/8 - 57/4 \times 0/1)}{1 - 1/4} = -40/8 \text{ kW}$$

انتقال گرما در فرآیند ایزوتروپیک بدون جریان - \dot{Q}_{rr} - طبق تعریف صفر است، بنابراین:

$\dot{Q}_{rr} = 0$ می‌باشد. حالت ۴ به حالت ۱ یک حجم ثابت بدون جریان بازگشت پذیر به همراه کاهش

فشار است، انتقال کار \dot{W}_{r1} از رابطه (۵-۱۲) با $n = \infty$ صفر است، بنابراین: $\dot{W}_{r1} = 0$ می‌باشد.

انتقال گرما \dot{Q}_{r1} با استفاده از رابط (۶-۱۸) به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{r1} = \left\{ \dot{m} c_v (T_1 - T_r) \right\}_{air} - \dot{W}_{rr} = 0/05 \times 718 \times (278/7 - 861/1) = -21/0 \text{ kW}$$

انتقال کار خالص از چرخه $\sum (\dot{W})_{cyc}$ برابر مجموع انتقال کار در هر فرآیند بدون جریان

بازگشت پذیر است، بنابراین:

$$\sum (\dot{W})_{cyc} = \dot{W}_{rr} + \dot{W}_{rr} + \dot{W}_{rr} + \dot{W}_{r1}$$

$$\therefore \sum (\dot{W})_{cyc} = +13 + 0 - 40/8 + 0 = -27/8 \text{ kW}$$

برای اطمینان از صحت جواب از قانون اول ترمودینامیک (رابطه ۴-۱) مجموع انتقال کار

خالص در چرخه $\sum (\dot{W})_{cyc}$ و انتقال گرمای خالص در چرخه $\sum (\dot{Q})_{cyc}$ باید برابر صفر باشد:

$$\sum (\dot{Q})_{cyc} = \dot{Q}_{rr} + \dot{Q}_{rr} + \dot{Q}_{rr} + \dot{Q}_{r1} = 0 + 48/8 + 0 - 21/0 = 27/8 \text{ kW}$$

$$\therefore \sum (\dot{Q})_{cyc} + \sum (\dot{W})_{cyc} = 27/8 - 27/8 = 0$$

بنابراین نتایج مطابقت دارند. و بازده گرمایی کلی چرخه η برابر با نسبت کار خالص به

گرمای تولید شده است، که در فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان ۲۳ می‌باشد، بنابراین با به

کاربردن، قانون علامت گذاری ج داریم:

$$\eta = \frac{\sum (\dot{W})_{cyc}}{\dot{Q}_{rr}} = \frac{27/8}{48/8} = 57\%$$

برای تولید گرمای $48/8 \text{ kW}$ از احتراق بنزین، بدون هیچ گونه اتلافی، دبی جرمی بنزین

$\{\dot{m}\}_{fuel}$ از رابطه (۷-۴) به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{comb} = \{\dot{m}\}_{fuel} CV$$

$$\therefore \{\dot{m}\}_{fuel} = \frac{48/8}{43000} = 0.001135 \text{ kg/s}$$

هزینه کارکرد سالیانه موتور SARC با استفاده از معادله (۹-۴) برابر است با:

$$\$_{ARC} = E N_{hrs} \$_{kWh} = 48/8 \times 5000 \times 0.05 = \$12200 \text{ در سال}$$

هنگامی که یک توربوشارژر مناسب وجود دارد، نمودار فشار هوا بر حسب حجم ویژه،

همانند شکل (۱۵-۶) نشان داده می‌شود.

حالت ۳ به ۵، هنوز یک فرآیند بدون جریان در آنروپی ثابت است. لذا:

$$\{p_o\}_{air} = \{p_o\}_{cur} = 100 \text{ kPa}$$

حجم ویژه هوا در حالت ۵، $\{v_o\}_{air}$ توسط رابطه (۱۵-۶) برابر است با:

$$\{p_o v_o^\gamma\}_{air} = \{p_o v_o^\gamma\}_{cur}$$

$$\therefore \{p_o\}_{air} = \frac{57/4^{1/\gamma} \times 0.1}{1^{1/\gamma}} = 1/8 \text{ m}^3/\text{kg}$$

دمای هوا در حالت ۵، $\{T_o\}_{air}$ با استفاده از معادله حالت (۱۵-۶) برابر است با:

$$\{p_o v_o^\gamma\}_{air} = \{p_o v_o^\gamma\}_{cur}$$

$$\therefore \{v_o\}_{air} = \frac{57/4^{1/\gamma} \times 0.1}{1^{1/\gamma}} = 1/8 \text{ m}^3/\text{kg}$$

دمای هوا در حالت ۵، $(T_o)_{air}$ توسط معادله حالت (۱۵-۶) برابر است با:

$$(p_o v_o)_{air} = (R T_o)_{air}$$

$$(T_o)_{air} = \frac{1 \times 10^5 \times 1/8}{287} = 627/2 \text{ K}^\circ$$

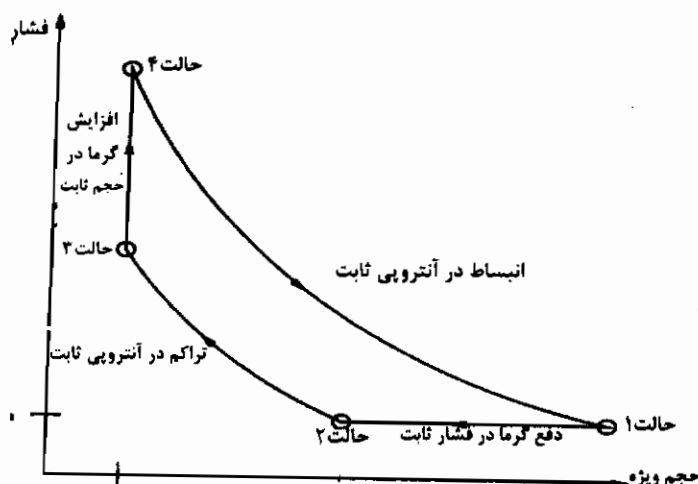
انتقال کار در فرآیند بدون جریان در آنروپی ثابت \dot{W}_{r0} با استفاده از رابطه (۱۲-۵) با

$n = \gamma$ برابر می‌شود با:

$$\dot{W}_{r0} = - \frac{\{\dot{m}(p_o v_o - p_r v_r)\}_{air}}{\{1 - \gamma\}_{air}}$$

$$\therefore \dot{W}_{r0} = - \frac{0.05 \times 10^5 \times (1 \times 1/8 - 57/4 \times 0.1)}{1 - 1/4} = -49/3 \text{ kW}$$

انتقال گرما در فرآیند بدون جریان در آنتروپی ثابت \dot{Q}_{r0} طبق تعریف، صفر است، بنابراین $\dot{Q}_{r0} = 0$ می شود.



شکل ۶-۱۰: مثال ۶-۷ نمودار فشار سیال بر حسب حجم ویژه برای هوا که یک چرخه تشکیل یافته از چهار فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان را طی می کند.

حالت ۵ به حالت ۱ یک فشار بازگشت پذیر بدون جریان، به همراه کاهش در حجم است. انتقال کار \dot{W}_{51} از رابطه (۵-۱۲) با $n=0$ ، برابر است با:

$$\dot{W}_{51} = - \left\{ \dot{m} p_5 (v_1 - v_5) \right\}_{air} = -0.05 \times 10^5 \times (0.1/8 - 1/8) = +5 \text{ kW}$$

انتقال گرما، \dot{Q}_{51} ، با استفاده از رابطه (۶-۱۸) برابر است با:

$$\dot{Q}_{51} = \left\{ \dot{m} c_v (T_1 - T_5) \right\}_{air} - \dot{W}_{51}$$

$$\therefore \dot{Q}_{51} = 0.05 \times 718 \times (278/7 - 627/2) - 5 \times 10^3 = -17/5 \text{ kW}$$

انتقال کار خالص از چرخه با توربوشاژ $\sum (\dot{W}')_{cyc}$ برابر مجموع انتقال کار در هر

فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان است، بنابراین:

$$\sum (\dot{W}')_{cyc} = \dot{W}_{12} + \dot{W}_{23} + \dot{W}_{34} + \dot{W}_{51}$$

$$\therefore \sum (\dot{W}')_{cyc} = +13 + 0 - 49/3 + 5 = -21/3 \text{ kW}$$

برای اطمینان از صحت نتایج با استفاده از قانون اول ترمودینامیک از (رابطه ۱-۴) مجموع انتقال کار خالص در چرخه $\sum (\dot{W}')_{cyc}$ و انتقال گرمای خالص در چرخه $\sum (\dot{Q}')_{cyc}$ باید برابر صفر باشد:

$$\sum (\dot{Q}')_{cyc} = \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{34} + \dot{Q}_{41} = 0 + 48/8 + 0 - 17/5 = 31/3 kW$$

$$\therefore \sum (\dot{Q}')_{cyc} + \sum (\dot{W}')_{cyc} = 31/3 - 31/3 = 0$$

بنابراین نتایج با یکدیگر مطابقت دارند. بازده گرمایی کل چرخه η برابر نسبت انتقال گرمای خالص به گرمای تولید شده است، که در فرآیند بازگشت پذیر بدون جریان ۲۳ می باشد، بنابراین با به کار بردن قانون علامت گذاری ج داریم:

$$\eta = \frac{\sum (\dot{W}')_{cyc}}{\dot{Q}_{23}} = \frac{31/3}{48/8} = 64\%$$

از آن جا که تولید گرما یکسان است، دبی جرمی سوخت و نرخ کارکرد سالیانه موتور یکسان باقی می ماند، از این رو موتور متصل شده به توربوشارژر، کار بیشتری تولید می کند، زیرا مساحت نمودار فشار - حجم بزرگتر است و کارآیی بیشتری دارد، زیرا هیچ گرمای مازادی برای افزایش کار، ایجاد نمی شود؛ اما هزینه اولیه آن زیاد است. عملکرد موتورهای بتزینی کاربردی، مانند موتورهای دیزلی با استفاده از احتراق داخلی است و می توان گفت که فقط چرخه ایده آل اتو (Otto) را به طور تقریبی دنبال می کنند. سوخت و هوا از طریق لوله های ورودی وارد سیلندر می شوند و چون تغییر در حجم مخلوط طی فرآیند تراکم، نسبتاً کوچک است، در نتیجه سوخت باید توسط یک شمع محترق شود. بازده های این موتور، از دیزل معادل پایینتر هستند، اما برای توان خروجی کوچکتر، دقیقاً مناسب می باشند، زیرا تغییر در حجم طی فرآیند تراکم، کم است. از این رو یک موتور با ظرفیت کمتر را جوابگو می باشند.

با توجه به این نتایج مشاهده می شود که بدون توربوشارژر، در فشار ۱۰۰ kPa و دمای $278/7 K^\circ$ ، در حالت ۴، فشار و دمای هوا به ترتیب برابر ۳۱۰ kPa و $864/1 K^\circ$ است. در یک موتور واقعی از اختلاف فشار نسبت به جو برای بیرون راندن محصولات، احتراق از طریق پاپ تخلیه استفاده می شود. تمام محصولات در دمای $864/1 K^\circ$ خارج می شوند (که در واقع انرژی

تلف می‌شود. (همان گونه که در بخش ۱-۲-۱ اشاره شد). حتی با نصب یک توربوشارژر، که در این حال فشار به کمترین مقدار خود؛ یعنی 10 kPa کاهش می‌یابد، دمای محصولات احتراق در حالت ۴ برابر $627/2 \text{ K}^\circ$ است (یعنی) هنوز هم اتلاف انرژی قابل توجهی را نشان می‌دهد و در واقع توضیح می‌دهد که چرا بازده یک موتور ذاتاً پایین است، (البته) غیرممکن است که دما را در خروجی تا حد نزدیک به مقدار جو کاهش داد.

مثال ۶-۸

یک سیلندر شامل یک پیستون در موقعیت TDC، $0/082 \text{ kg}$ هوا، که یک گاز کامل فرض شده، در دمای 0°C و فشار $1/03 \text{ MPa}$ است. گاز، یک انبساط بدون جریان پلی تروپیک بازگشت پذیر را هنگامی که پیستون به سمت BDC حرکت می‌کند، طی می‌کند، که ضمن آن حجمش چهار برابر افزایش می‌یابد (شکل ۶-۱۱). اندازه انتقال کار و گرما را طی فرآیند بدون جریان بازگشت پذیر، هنگامی که شاخص انبساط $n = \gamma$ است، به دست آوردید، همچنین نسبت گرماهای ویژه، در حالتی که انبساط در آنتروپی ثابت انجام می‌شود، در زمانی که n برابر $1/1$ ، $1/2$ ، $1/3$ و برای $n=1$ و فرآیند همدمای تعیین کنید. گرمای ویژه در فشار ثابت هوا مقداری ثابت و برابر با 1005 J/kg K است.

حل

ثابت گاز $\{R\}_{air}$ برای هوا در جدول (۶-۱) داده شده است:

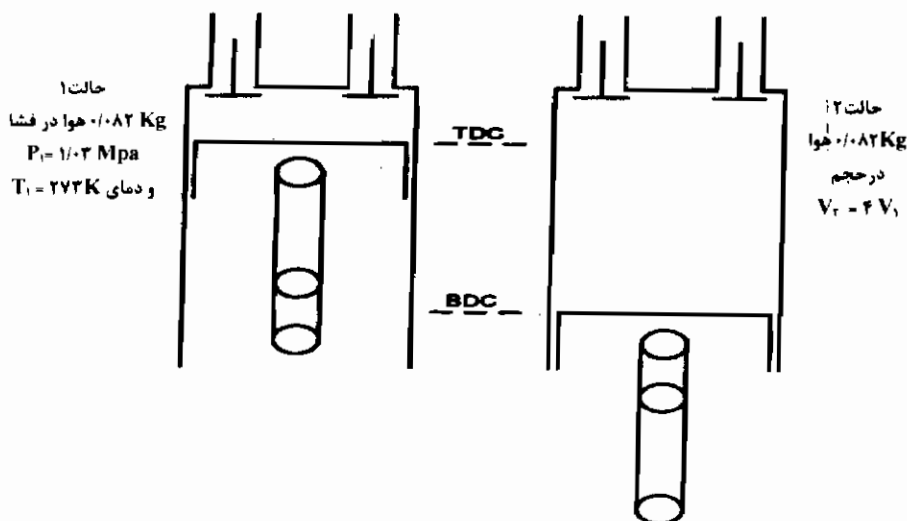
$$\{R\}_{air} = 287 \text{ J/kg K}$$

معادلات (۶-۹) و (۶-۱۰) روابط میان گرماهای ویژه را مشخص می‌کند:

$$\{\gamma\}_{air} = \frac{\{c_p\}_{air}}{\{c_v\}_{air}}$$

$$\{c_p - c_v\}_{air} = \{R\}_{air}$$

$$\therefore \{c_v\}_{air} = 718 \text{ J/kg K} \quad , \quad \{\gamma\}_{air} = 1/4$$



شکل ۱۱-۶: مثال ۸-۶ یک مکانیزم سیلندر پیستون، که در آن هوا تعدادی از فرآیندهای بازگشت پذیر بدون جریان پلی تروپیک را طی می‌کند.

زمانی که هوا از حالت ۱ به حالت ۲ می‌رود. دمای نهایی هوا $\{T_2\}_{air}$ ، در هر حالت توسط رابطه (۱۷-۶) داده می‌شود:

$$\frac{\{T_2\}_{air}}{\{T_1\}_{air}} = \left\{ \frac{V_2}{V_1} \right\}_{air}^{1-n}$$

به طوری که:

$$\{T_1\}_{air} = 0^\circ\text{C} = 273\text{ K}^\circ$$

انتقال کار W_{12} در هر حالت توسط رابطه (۱۲-۵) به دست می‌آید:

$$W_{12} = - \frac{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{1-n}$$

هنگامی که سیال، یک گاز کامل است و با جایگذاری از معادله حالت (رابطه ۱-۶) داریم:

$$W_{12} = - \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n}$$

زمانی که $n=1$ باشد، لازم است که از رابطه همدم (معادله ۶-۱۴) برای انتقال کار استفاده شود:

$$Q_{12} = -W_{12} = \left\{ mRT \ln \frac{V_2}{V_1} \right\}_{\text{air}}$$

انتقال گرما Q_{12} در هر حالت، به استثنای زمانی که $n=1$ باشد، توسط رابطه (۶-۱۸) به این صورت داده می‌شود:

$$Q_{12} = \{mc_v (T_2 - T_1)\}_{\text{air}} - W_{12}$$

از این رو ممکن است که جدول (۶-۴) را برای حل مسئله تهیه کرد. توجه به چنین جدولهایی کمک خواهد کرد تا بهترین شیوه برای بر طرف کردن نیاز خاصی در زمان طراحی یک موتور رفت و برگشتی یا کمپرسور، صورت گیرد.

جدول ۶-۴: مثال ۶-۸: مقادیر n ، $\{T_2\}_{\text{air}}$ و W_{12} و Q_{12}

نوع فرآیند	مقدار n	$\{T_2\}_{\text{air}} (K^\circ)$	$W_{12} (kJ)$	$Q_{12} (kJ)$
آنتروپی ثابت	$n = \gamma = 1/4$	۱۵۶/۸	-۶/۸	۰
پلی تروپیک	$n = 1/3$	۱۸۰/۱	-۷/۳	۱/۸
پلی تروپیک	$n = 1/2$	۲۰۶/۹	-۷/۸	۳/۹
پلی تروپیک	$n = 1/1$	۲۳۷/۷	-۸/۳	۶/۲
همدم	$n = 1/0$	۲۷۳/۰	-۸/۹	۸/۹

۶-۴- فرآیندهای جریان‌دار در گازهای کامل

در حالی که کاربردهای زیادی برای گازهای کامل در فرآیندهای بدون جریان وجود دارد، نظیر آنچه در ماشینهای میلندر پیستونی رفت و برگشتی رخ می‌دهند - با وجود این کاربردهای بسیار زیادی نیز برای گازهای کامل در فرآیندهای جریان‌دار وجود دارند، که همه آنها با جزئیات در فصل هشتم بررسی شده‌اند.

فصل هشتم

سیال به شکل آب / بخار آب

بعد از هوا، آب / بخار آب متداولترین سیالی است که در یک سیستم گرمایی به کار می رود و لازم است آن را به صورت آب مایع، بخار آب و یا به صورت تغییر فاز آب به بخار یا تغییر فاز بخار به آب بررسی نمود. هر چند روابط بین خواص، زمانی که سیال در حالت مایع یا بخار باشد، نسبتاً آسان و بدون پیچیدگی است، اما زمانی که سیال تغییر فاز می دهد دیگر چنین روابط ساده ای وجود ندارند. تشریح تغییرات در مقادیر خاصیت (سیال) توسط یک معادله نسبتاً ساده، مانند یک گاز کامل، امکان پذیر نیست؛ از این رو با مراجعه به جدولها و یا نمودارها باید اطلاعات لازم را به دست آورد.

۲-۱ رابطه دما / حجم برای، آب / بخار آب

ظرفی حاوی یک کیلوگرم آب را، که از بالای یک حلقه سبک از گاز طبیعی قرار گرفته، در نظر بگیرید، ابتدا، آب تقریباً در شرایط جو، در فشار $101/325 \text{ kPa}$ و دما 293 K° قرار دارد.

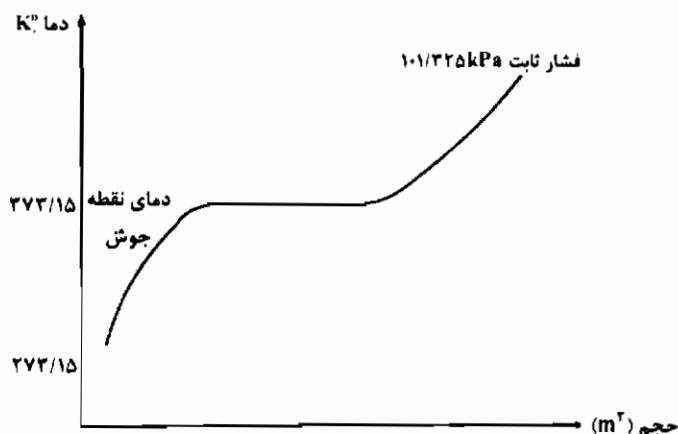
با انتقال گرما به آب از طریق احتراق گاز طبیعی، دمای آب بالا می رود و حجم آن به مقدار بسیار کمی افزایش می یابد. زمانی که دما به $373/15^\circ K$ می رسد، حتی اگر باز هم گرما اضافه شود، برای مدتی دما ثابت می ماند. زمانی که به بخار آب تغییر فاز می دهد، حجم آب به مقدار زیادی افزایش می یابد. زمانی که تمام آب به بخار تبدیل می شود، افزایش بیشتر گرما منجر به افزایش دما و کمی انبساط در حجم بخار آب می گردد. رابطه بین دما و حجم آب/بخار آب در شکل (۷-۱) نشان داده شده است.

زمانی که آب به بخار تغییر فاز می دهد، این عمل در شرایط فشار و دمای ثابت، در این مورد، در دمای $373/15^\circ K$ و فشار $101/325\text{ kPa}$ ، انجام می شود. این دما را «نقطه جوش» می نامند و آب در این حالت به جوش می آید یا تبخیر می شود. دو خاصیت فشار و دما، مستقل از یکدیگر هستند. (در زمان تغییر فاز)، در عوض، دما وابسته به فشار و نقطه جوش است و با فشار تغییر می کند. گرمایی که در مدت تغییر فاز اضافه می شود به عنوان «گرمای نهان» تبخیر شناخته شده است.

امکان دارد که برای تبدیل بخار به آب، تغییر فاز در جهت دیگری رخ دهد، در این حالت، نیازی به تولید گرما نیست، بلکه گرمای نهان از طریق سیال به جو (محیط) داده می شود. این تغییر فاز را «تقطیر» گویند.

زمانی که آب به نقطه جوش در فشار معینی برسد، آب را «اشباع» گویند، و زمانی که به بخار آب، تغییر فاز دهد (همچنین در نقطه جوش) آن را «بخار اشباع» و در برخی مواقع «بخار خشک اشباع» نامند. بین این نقاط سیال مخلوطی از آب اشباع و بخار اشباع با خواص مشخصی است، که آن را «مخلوط» یا «بخارتر» نام دارد.

بالا تر از نقطه جوش - جایی که دما افزایش می یابد - سیال به عنوان بخار فوق داغ شناخته می شود، و زیر نقطه جوش - جایی که دما کاهش می یابد - سیال را «آب غیر اشباع» نامند.



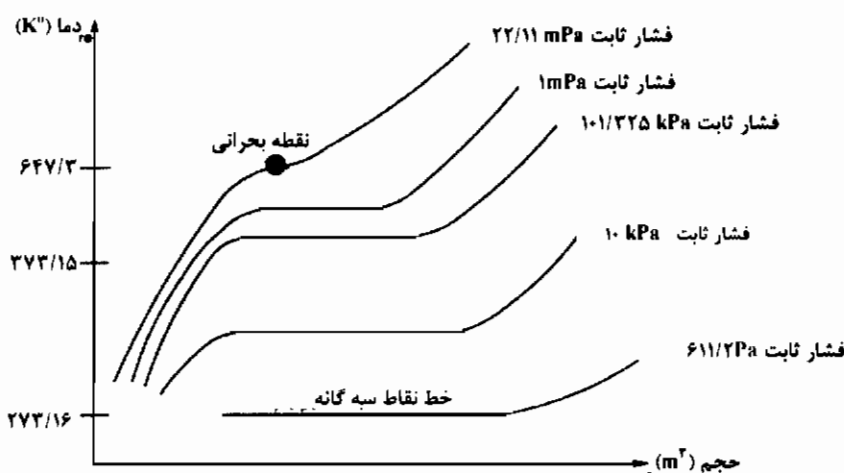
شکل ۷-۱ رابطه بین دما و حجم آب / بخار در فشار ثابت 101/325 kPa

زمانی که فرآیند گرم کردن برای یک کیلوگرم آب در یک ظرف و در شرایط فشار بالا انجام می شود، حجم اولیه آن نسبت به حجم آن در فشار جو کمی کمتر است و همان گونه که در شکل (۷-۲) نشان داده شده، دمای نقطه جوش بالا می رود و در مقایسه افزایش حجم آب ضمن تغییر فاز به بخار، کاهش می یابد.

در نهایت زمانی که فشار به $22/11 \text{ MPa}$ می رسد، نقطه عطفی (تغییر کوچک در انحنای) در نمودار ایجاد می شود که تأکید کننده نقطه جوش است و دمای آن $647/3 \text{ K}$ می باشد. دیگر زمانی برای افزودن گرما نیست و با افزایش حجم، دما ثابت می ماند. در این حالت گرمای نهان تبخیر صفر است؛ بنابراین، تغییر در حجم آب / بخار آب، طی (مرحله) تغییر فاز نشانگر مقدار انتقال گرما به سیال یا از سیال می باشد. نقطه عطف را «نقطه بحرانی» نامند. در بالاتر از فشار بحرانی، هیچ گونه تغییر (گذر) مشخصی از آب به بخار دیده نمی شود و دو فاز به طور مجزا قابل تفکیک نیستند.

زمانی که این فرآیند، گرم کردن یک کیلوگرم آب موجود در ظرفی در شرایط فشار کمتر از جو انجام شود، حجم اولیه آن کمی بیش از حجم آن در فشار جو خواهد شد، از این رو دمای نقطه جوش کمتر است و افزایش در حجم آب طی تغییر فاز به بخار، و در گرمای

نهان تبخیر، به وجود می آید. شکل (۷-۲) این مطلب را نشان می دهد. می توان فشار را به $611/2 \text{ Pa}$ تقلیل داد، که در این صورت نقطه جوش به $273/16^\circ \text{K}$ کاهش می یابد و یخ، آب و بخار آب، هم زمان به وجود می آیند. این نقطه را «نقطه سه گانه» آب نامند، که حجم مخلوط بستگی به مقادیر یخ، آب اشباع و بخار اشباع دارد.



شکل ۷-۲ رابطه بین دما و حجم بخار / آب در فشارهای مختلف

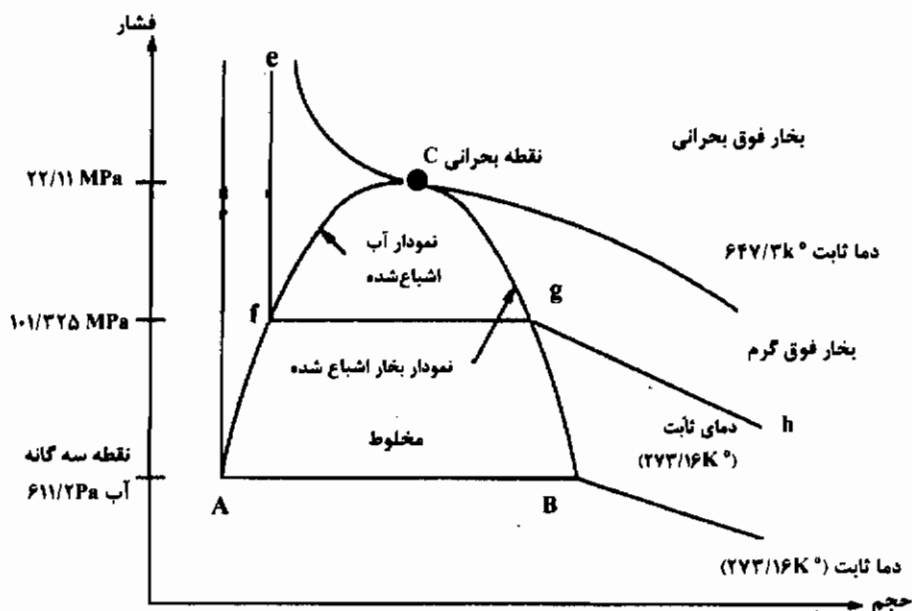
۷-۲ رابطه فشار / حجم آب / بخار آب

نمودار دما بر حسب حجم آب / بخار آب، کاربرد محدودی دارد - همان گونه که در شکل (۷-۳) نشان داده شده است - و بیشترین ارتباط آن مربوط به نمودار فشار، بر حسب حجم است؛ زیرا مساحت زیر نمودار نشانگر انتقال کار در هر فرآیند گرمایی است. شکل (۷-۳) از اطلاعات مربوط به شکل های (۷-۱) و (۷-۲) به دست آمده است، اما به جای خطوط فشار ثابت (ایزوبار)، خطوط دمای ثابت (ایزوترم) را نشان می دهد.

خط AB ، تغییر حجم سیال را در نقطه سه گانه آب نشان می دهد، که در آن فازهای یخ، آب و بخار همگی موجود هستند. نقطه C نقطه بحرانی آب است که فقط نقطه عطفی است که نقطه جوش و تغییر فاز آب به بخار را نشان می دهد. منحنی ACB را «منحنی اشباع» نامند. AC منحنی آب اشباع است و هر زمان شرایط آب طوری باشد که بر

روی این منحنی قرار گیرد، باید در حالت آب اشباع باشد. CB منحنی بخار اشباع است و در هر شرایطی که بخار آب روی این منحنی واقع شود، باید در حالت بخار اشباع باشد. در ناحیه احاطه شده توسط $ACBA$ ، سیال شامل مخلوطی از آب اشباع و بخار اشباع است. در این ناحیه تغییرات فاز سیال تحت شرایط فشار ثابت و دمای ثابت انجام می گیرد، که می توان آن را با خطوط افقی مابین منحنی AC و BC نشان داد.

در قسمت چپ منحنی AC ، سیال در حالت آب غیر اشباع است و در قسمت راست منحنی CB ، سیال در حالت بخار غیر اشباع می باشد که «بخار داغ» یا «مافوق گرم» نامیده می شود. در بالای نقطه بحرانی، آب بدون نقطه جوش مشخصی به بخار تغییر فاز می دهد به عبارت دیگر، یک حالت گذرای مشخصی از مایع به حالت بخار وجود ندارد و بخار را «مافوق بحرانی» نامند.



شکل ۳-۷ رابطه بین فشار و حجم آب / بخار در دماهای مختلف

برای سیستمهای گرمایی، خواص آب / بخار آب مورد نظر در ناحیه فشار بین نقاط بحرانی و سه گانه (نقاط سه گانه) قرار دارد. به عنوان مثال ناحیه هم دما $efgh$ را در نظر

بگیرید (اگر آب غیر اشباع باشد)، در نقطه f ، آب اشباع شده است، در نقطه g ، بخار اشباع موجود است و بین نقاط f و g تغییر فاز از آب اشباع به بخار اشباع صورت می گیرد و مخلوطی از هر دو آنهاست. در خط gh ، بخار داغ موجود می باشد.

۲-۳ روابط مربوط به خواص دیگر آب/بخار آب

در یک سیستم گرمایی اگر مقادیر بعضی از خواص دیگر آب / بخار آب مانند آنروپی، انرژی داخلی و آنتالپی مورد نظر باشند، با کشیدن نمودار فشار بر حسب حجم، می توان آنها را به دست آورد؛ زیرا برای یک گاز کامل می توان اختلاف این خواص را ضمن تغییر حالت سیال به دست آورد. برای انرژی داخلی، فرآیند $NFEE$ (رابطه ۵-۱) برای هر فرآیند بدون جریان کاربرد دارد، بنابراین، تغییر انرژی داخلی آب / بخار آب را می توان از دانسته های مربوط به کار و انتقال گرما، طی تغییر حالت در یک فرآیند بدون جریان به دست آورد. تغییر آنتالپی توسط رابطه (۵-۴) داده می شود. برای تغییر آنروپی، رابطه (۳-۲) فقط برای فرآیند بدون جریان برگشت پذیر به کار می رود. هر چند، آنروپی یک خاصیت است و در دو انتهای حالت وجود دارد و وابسته به فرآیند آب / بخار آب بین دو حالت نیست، اما می توان تغییر در آنروپی را از دانسته های مربوط به مقادیر دیگر خواص، که فرآیند $NFEE$ را طی می کنند، به صورت زیر به دست آورد:

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1$$

با جایگزینی رابطه های (۳-۱) و (۳-۲) داریم:

$$\int_1^2 T ds - \int_1^2 p dv = \int_1^2 du$$

$$\therefore S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dU}{T} + \int_1^2 \frac{p dV}{T}$$

هر چند روابط (۳-۱) و (۳-۲) منحصرأ برای فرآیندهای بدون جریان بازگشت پذیر به کار می روند، اما این رابطه فقط مقادیر خاصیت سیال را، که غیر وابسته به فرآیند هستند، به هم مرتبط می سازند. چون آب / بخار آب یک فرآیند بدون جریان را طی می کند. بنابراین می توان فشار، دما و حجم آن را اندازه گیری نمود و در نمودار p/T بر حسب V رسم کرد

. شیب واقعی این نمودار زیاد مهم نیست، زیرا تغییر در آنتروپی فقط بستگی به انتهای حالات دارد. تغییر انرژی داخلی از فرآیند $NFEI$ ، که در بالا بحث شد، به دست می آید، بنابراین نمودار $1/T$ بر حسب l را می توان رسم نمود. تغییر در آنتروپی آب / بخار آب بین حالات انتهایی فرآیند با جمع مساحت‌های زیر منحنی هر نمودار، به دست می آید.

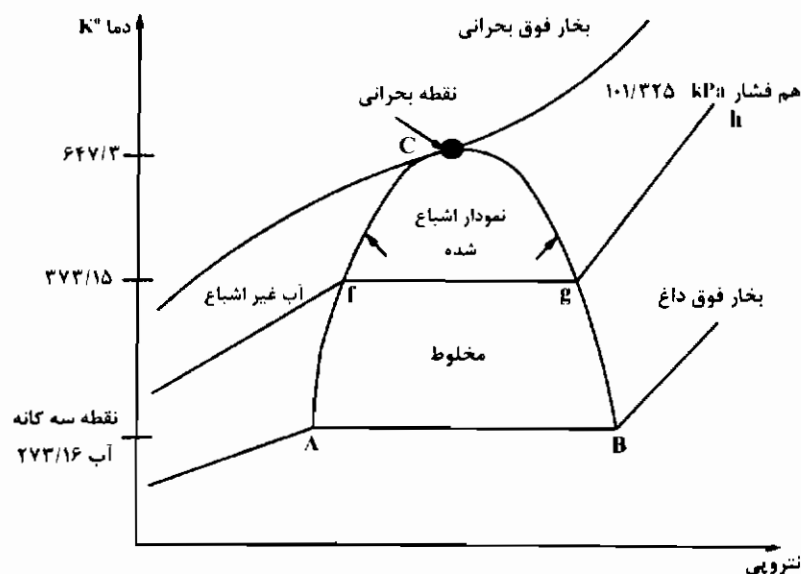
طبق توافق بین المللی، در نقطه سه گانه آب، که فشار $611/2 \text{ Pa}$ و دما $273/16 \text{ K}$ است، انرژی داخلی و آنتروپی آب اشباع باید برابر صفر در نظر گرفته شود. طبق تعریف، آنتروپی را می توان از رابطه (۵-۴) به دست آورد، بنابراین می توان مقادیر جداگانه ای را برای آنتروپی، انرژی داخلی و آنتالپی به دست آورد. هر چند این مقادیر، در این حال، مفهوم درستی ندارند، خوشبختانه، طی یک تغییر حالت فقط اختلاف مقادیر این خواص، در یک سیستم گرمایی به دست می آید. مقادیر جداگانه را می توان در یک نمودار فشار بر حسب حجم، رسم نمود (شکل ۷-۳)، اما مقادیر جداگانه به علت فراوانی خطوط، در نمودار نشان داده نشده اند.

۷-۳-۱ گرمای ویژه

گرمای ویژه در فشار ثابت و گرمای ویژه در حجم ثابت برای آب مایع و بخار آب، هر دو، با دما متغیر هستند، اما در زمان تحلیل سیستم‌های گرمایی، معمولاً نتایج تا یک درجه دقت برای هر دو (گرمای ویژه در حجم و فشار ثابت)، مناسب در نظر گرفته می شود. این فرض قطعاً برای آب صحیح است، اما در مورد بخار آب فقط برای محدوده کمی از تغییر دما می تواند صحیح باشد، بنابراین، وقتی آب / بخار در حالت مایع یا حالت بخار وجود دارد، رابطه های (۵-۱۵) و (۵-۱۶) به کار می روند. به علاوه، اختلاف بین گرمای ویژه در فشار ثابت، گرمای ویژه در حجم ثابت، بسیار کم است. به این علت، که تغییر حجم سیالات نسبت به دما، طی فرآیند فشار ثابت، قابل صرف نظر است، همچنین فرآیند فشار ثابت به طور مؤثر یک فرآیند حجم ثابت نیز هست، بنابراین، به طور کلی فقط گرمای ویژه در فشار ثابت برای مایعات ذکر و استفاده می شود و نیازی به محدود کردن رابطه (۵-۱۵) برای هر نوع فرآیند

نمی باشد و نیازی به زیر نویس نیز ندارد. در نتیجه، برای آب در فاز مایع، رابطه (۶-۷) به کار می رود.

همچنین، بخار آب را در اغلب مواقع می توان، به عنوان یک گاز کامل در نظر گرفت که با این فرض، بخار آب تقریباً از معادلات به دست آمده در فصل ششم تبعیت خواهد کرد. در این مورد، جایگزینی برای آنتالپی و انرژی داخلی بر حسب گرمای ویژه را، می توان از روابط (۶-۴)، (۶-۵)، (۶-۷) و (۶-۸) انجام داد و بدون هر گونه محدودیتی در هر نوع فرآیند به کار گرفت. با وجود این، گرماهای ویژه در فشار و حجم ثابت، برای آب مایع و بخار آب بسیار متفاوت هستند. هیچگونه رابطه ای که بتوان گرماهای ویژه را طی تغییر فاز، ثابت فرض کرد، وجود ندارد و تمام رابطه های به دست آمده با فرض گرماهای ویژه ثابت بدون اعتبار هستند.



شکل ۴-۷ رابطه بین دما و آنتروپی، بخار / آب، در فشارهای متفاوت

۷-۴ روابط دما / آنتروپی برای آب / بخار آب

نمودار خواص دما بر حسب آنتروپی برای آب / بخار بین نقاط بحرانی و نقاط سه گانه نیز مفید است، زیرا انتقال گرما را در هر فرآیند مشخص می کند، و این موضوع در شکل (۷-۴) برای خطوط فشار ثابت نشان داده شده است .

مانند نمودار فشار بر حسب حجم، می توان منحنی اشباع، که در آن سیال تغییر فاز می دهد، و نواحی آب غیر اشباع و فوق داغ را مشخص نمود برای این که مطالب واضح باشند از خواص، حجم، انرژی داخلی و آنتالپی صرف نظر شده است .

۷-۵ نمودارهایی برای گازهای کامل

در فصل ششم یک گاز به شکل سیالی، که به صورت طبیعی در حالت بخار و در NTP موجود است، تعریف شد، به عبارت دیگر، نقطه بحرانی آن در دما و فشار بسیار کمی ایجاد می شود .

مشخصه گاز این است که باید آن را یک گاز کامل فرض نمود، تغییرات مقادیر خواص آن را می توان توسط تعدادی رابطه ساده بیان کرد . در واقع، همین موارد برای بخار آب، زمانی که در شرایط بالای نقطه بحرانی قرار دارد، نیز صادق است، اما در عمل به ندرت در سیستمهای گرمایی پیش می آید . هر چند، منطقی به نظر می رسد که معادله گاز کامل را برای بخار آب، زمانی که در حالت فوق داغ است، اعمال نمود ؛ اما تغییر در مقادیر خاصیت (سیال)، همان گونه که در شکلهای (۷-۳) و (۷-۴) نشان داده شده است به طور آهسته و مداوم انجام می شود و روابط فصل ششم، جوابهای تقریبی را که به حد کافی دقیق هستند، برای اغلب مواقع بیان می کند . در شکل (۷-۳) (منحنی $efgh$) را در نظر بگیرید، زیرا نمی توان معادلانی را به دست آورد که تغییر در مقادیر خاصیت سیال را، زمانی که از آب غیر اشباع به حالت فوق داغ می رود، توضیح دهند، از این رو از این جدولها و نمودارها استفاده شده است .

۷-۶ کیفیت بخار (نسبت خشکی)^۱

منحنی دمای ثابت $efgh$ را در شکل (۷-۳) در نظر بگیرید، در نقطه f سیال آب اشباع و در نقطه g بخار اشباع است و ما بین این دو، زمانی که تغییر فاز در فشار و دمای ثابت انجام شود، مخلوطی از هردو است - آب اشباع و بخار اشباع -. تعریف کیفیت بخار عبارت است از : «جرم بخار اشباع در جرم کل مخلوط» و آن را با علامت X نشان می دهند و به صورت زیر نوشته می شود :

$$X = \frac{\text{جرم بخار اشباع}}{\text{جرم مخلوط}} \quad (7-1)$$

بنابراین، مقدار X از صفر در نقطه f تا ۱ در نقطه g ، متغیر است .

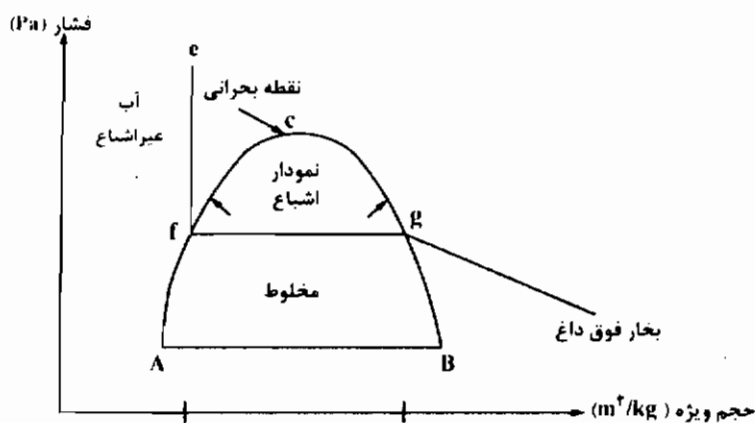
برای بررسی بیشتر، نمودار ساده شده فشار بر حسب حجم را، در شکل (۷-۵) در نظر بگیرید، که در واقع بر حسب حجم ویژه رسم شده است . زمانی که سیال آب اشباع باشد و بر روی منحنی AC قرار داشته باشد، برای کلیه مقادیر خواص سیال زیرنویس f را در نظر بگیرید، بنابراین، حجم ویژه آب اشباع در نقطه f برابر v_f است . به طور مشابه، زمانی که سیال بخار اشباع است و بر روی منحنی CB قرار دارد، برای کلیه مقادیر خواص زیر نویس g را در نظر بگیرید، از این رو حجم ویژه بخار اشباع در نقطه g برابر v_g است .

چون کیفیت بخار X از صفر در نقطه f تا یک در نقطه g تغییر می کند، بنابراین حجم ویژه v مخلوط با همین روش، بین مقادیر v_f در نقطه f و v_g در نقطه g ، متغیر است . نسبت تغییرات باید برابر باشد و می توان نوشت:

$$X = \frac{v - v_f}{v_g - v_f}$$

$$\therefore v = Xv_g + (1 + X)v_f \quad (7-2)$$

۱ - نسبت خشکی (Dryness fraction) همان کیفیت بخار (Quality VaPour) است که استفاده از اصطلاح کیفیت بخار در اغلب کتابهای مرجع متداول است.



شکل ۷-۴ رابطه بین فشار و حجم مخصوص بخار / آب برای یک دمای ثابت

از رابطه (۷-۲) می توان حجم ویژه مخلوط را با استفاده از اطلاعات مربوط به کیفیت بخار و حجمهای ویژه سیال، در شرایط آب اشباع و بخار اشباع، به دست آورد. در عمل، مقدار v_g در نقطه B ، برابر $۲۰۶/۱ \text{ m}^3/\text{kg}$ و مقدار v در نقطه C ، برابر $۰/۰۰۳۱۷ \text{ m}^3/\text{kg}$ (در نقطه بحرانی) است، به طور واضح، در اغلب مواقع می توان از فرض قابل قبولی، که در رابطه (۷-۳) نوشته شده است، استفاده کرد.

$$v = Xv_g \quad (۷-۳)$$

با همین روشی، که از رابطه مربوط برای محاسبه حجم ویژه مخلوط به دست آمد، می توان روابط مشابهی را مانند رابطه (۷-۲) برای محاسبه آنتروپی ویژه s ، انرژی داخلی ویژه u و آنتالپی ویژه h در حالت مخلوط نوشت. در این حالت، فرض ساده شده در رابطه (۷-۳) معتبر نیست، از این رو:

$$s = Xs_g + (1 - X)s_f \quad (۷-۴)$$

$$u = Xu_g + (1 - X)u_f \quad (۷-۵)$$

$$h = Xu_g + (1 - X)h_f \quad (۷-۶)$$

۷-۷ جدولهای بخار آب

سعی شده که به کتابچه ترمودینامیک و انتقال خواص سیالات، ویرایش چهارم، که توسط *G.F.C. Rogers* و *Y.R. Mayhew* تهیه شده و ناشر آن *Basil Blackwell* است و به طور متداول جداول بخار گفته می شود، برای خواص آب / بخار مورد نیاز، مراجعه شود. این کتابچه از انتشارات بسیار مفیدی است که حاوی اطلاعات فراوانی نه فقط برای بخار / آب بلکه برای سیالات دیگر است.

فقط قسمت محدودی از جدولها در بخشهای (۷-۷-۳) و (۷-۷-۲) بررسی شده اند. این جدولها شامل شرایط فوق داغ، آب اشباع و بخار آب می باشند. اما جدولهای دیگری که مربوط به خواص (بخار آب / آب) می شوند، نیز مفید هستند.

با استفاده از جدولهای بخار آب، امکان محاسبه مقادیر فشار، دما، حجم ویژه، آنترپی ویژه، انرژی داخلی ویژه، آنتالپی ویژه برای آب غیر اشباع، آب اشباع، مخلوط آب اشباع و بخار اشباع، بخار اشباع و بخار فوق داغ برای سیال در فشارهای بین حالت بحرانی و نقاط سه گانه، وجود دارد. البته به طور واضح، تمام مقادیر را نمی توان فهرست کرد، بلکه نیاز به میان یابی است.

۷-۷-۱ بخار فوق داغ

محور اصلی در جدولهایی بخار فوق داغ، فشار و دماست و مقادیر خاصیت سیال در شرایط فشار اشباع شروع می شود و برای فشارهای دیگر ادامه می یابد. حدود فشار تا حد نقطه بحرانی، یعنی فشار $22/11 \text{ MPa}$ است. بالاتر از نقطه بحرانی، فشار در ناحیه فوق داغ قرار دارد. اگر مقدار خاصی از فشار یا دمای مورد نیاز در فهرست جدولها نباشد، لازم است که با میان یابی بین مقادیری که فهرست شده اند و با فرض این که تغییرات در مقدار هر خاصیت سیال خطی باشد، مقدار مورد نظر را به دست آورد.

برای به دست آوردن تمام این مقادیر نیاز به داشتن دو خاصیت از سیال در جاولهایی فوق داغ است، البته این دو خاصیت حتما نباید فشار و دما باشند.

مثلا به طور کامل می توان فشار و دما را با دانستن آنترופی ویژه و حجم ویژه پیدا کرد، اما انجام این کار کمی خسته کننده است. در این جا فقط مثالهایی که در آن فشار سیال یا دما داده شده است، بررسی خواهد شد.

مثال ۷-۱

حجم ویژه، آنترופی ویژه، انرژی داخلی ویژه و آنتالپی ویژه بخار فوق داغ (در هر یک از حالات زیر) چقدر خواهد بود؟

الف) فشار 3 MPa و دما 400°C ؟

ب) فشار 3 MPa و دما 420°C ؟

ج) فشار $3/3 \text{ MPa}$ و دما 400°C ؟

د) فشار $3/3 \text{ MPa}$ و دما 420°C ؟

حل

الف) فشار 3 MPa و دمای 400°C در جدولهای فوق داغ داده شده است، بنابراین حجم ویژه $\{v\}_s$ ، آنترופی ویژه $\{s\}_s$ ، انرژی داخلی ویژه $\{u\}_s$ و آنتالپی ویژه $\{h\}_s$ را می توان مستقیما به صورت زیر (از جدولها) قرائت نمود:

$$\{v\}_s = 0.0993 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{s\}_s = 6.921 \text{ kg/kg K}$$

$$\{u\}_s = 2933 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_s = 3231 \text{ kJ/kg}$$

ب) - فشار 3 MPa از جدول، فقط در دماهای 400°C و 450°C داده شده است.

برای پیدا کردن مقادیر $\{v\}_s$ ، $\{s\}_s$ ، $\{u\}_s$ و $\{h\}_s$ در 420°C لازم است بین مقادیر داده شده در 400°C و 450°C به صورت خطی میان یابی شود، بنابراین:

$$\frac{420 - 400}{450 - 400} = \frac{\{v\}_s - 0.0993}{0.1078 - 0.0993} = \frac{\{s\}_s - 6.921}{7.082 - 6.921} = \frac{\{u\}_s - 2933}{3020 - 2933} = \frac{\{h\}_s - 3231}{3343 - 3231}$$

$$\{v\}_s = 0.1027 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{s\}_u = 6/985 \text{ kg/kg K}$$

$$\{u\}_u = 2968 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_u = 3276 \text{ kJ/kg}$$

ج - دمای 400°C در جدول، فقط برای فشارهای 3 MPa و 4 MPa داده شده است. برای پیدا کردن مقادیر $\{v\}_u$ ، $\{s\}_u$ ، $\{u\}_u$ و $\{h\}_u$ لازم است که میانمایی خطی بین مقادیر داده شده در 3 MPa و 4 MPa انجام شود، بنابراین:

$$\frac{3/3 - 3}{4 - 3} = \frac{\{v\}_u - 0.0993}{0.0733 - 0.0993} = \frac{\{s\}_u - 6/921}{6/769 - 6/91} = \frac{\{u\}_u - 2933}{2921 - 2933} = \frac{\{h\}_u - 3231}{3214 - 3231}$$

$$\{v\}_u = 0.0915 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{s\}_u = 6/875 \text{ kg/kg K}$$

$$\{u\}_u = 2929 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_u = 3226 \text{ kJ/kg}$$

جدول ۷-۱: مثال ۷-۱: مقادیر $\{v\}_u$ ، $\{s\}_u$ ، $\{u\}_u$ و $\{h\}_u$ در فشارهای متفاوت

فشار	خاصیت	واحد	دما		
			400°C	420°C	450°C
3 MPa	$\{v\}_u$	m^3/kg	0.0993	0.1027	0.1075
	$\{s\}_u$	kJ/kg K	6/921	6/985	7/082
	$\{u\}_u$	kJ/kg	2933	2968	3020
	$\{h\}_u$	kJ/kg	3231	3276	3343
$3/3 \text{ MPa}$	$\{v\}_u$	m^3/kg	0.0915	0.0947	0.0995
	$\{s\}_u$	kJ/kg K	6/875	6/940	7/038
	$\{u\}_u$	kJ/kg	2929	2964	3017
	$\{h\}_u$	kJ/kg	3226	3271	3339
4 MPa	$\{v\}_u$	m^3/kg	0.0733	0.0760	0.0800
	$\{s\}_u$	kJ/kg K	6/769	6/835	6/935
	$\{u\}_u$	kJ/kg	2921	2957	3010
	$\{h\}_u$	kJ/kg	3214	3260	3330

د) - فشار $3/3 \text{ MPa}$ و دمای 420°C در جدولهای فوق داغ مستقیماً وجود ندارد، فقط فشارهای 4 MPa و 3 و دماهای 500°C و 400°C را می توان از جدول پیدا کرد، از این رو برای پیدا کردن مقادیر $\{u\}_g$ ، $\{s\}_g$ ، $\{h\}_g$ در $3/3 \text{ MPa}$ و 420°C پیش از هر کاری دیگر، لازم است که مقادیر خواص سیال را بین 4 MPa و 3 از طریق میانمایی به دست آورد.

بنابراین، ابتدا، لازم است مقادیر خواص سیال را در $3/3$ برای هر دو دمای 400°C و 450°C از طریق میانمایی بین فشارهای 4 MPa و 3 به دست آورد. و سپس در فشار $3/3 \text{ MPa}$ بین دمای 400°C و 450°C با میانمایی، مقادیر خواص سیال را در 420°C به دست آورد. با انجام میانمایی (مانند بالا) و فرض روابط خطی در تمام حالات، جدول (۷-۱) نتیجه می شود. زمانی که نیاز به دو میانمایی باشد، بهتر است که از نمودار استفاده شود، ولی در این کتاب فقط از جدولها استفاده شده است.

مثال ۷-۲:

دما، حجم ویژه، انرژی داخلی ویژه و آنتالپی ویژه برای بخار فوق داغ برای موارد زیر بدست آورید؟

الف) فشار 1 MPa و آنتروپی ویژه $6/926 \text{ kJ/kg K}^\circ$ ؟

ب) فشار 1 MPa و آنتروپی ویژه $6/950 \text{ kJ/kg K}^\circ$ ؟

ج) فشار $1/2 \text{ MPa}$ و آنتروپی ویژه $6/800 \text{ kJ/kg K}^\circ$ ؟

حل

الف) فشار 1 MPa و آنتروپی ویژه $6/926 \text{ kJ/kg K}$ در جدولها نشان داده شده است، بنابراین دما $\{T\}_{sl}$ ، حجم ویژه $\{V\}_{sl}$ ، انرژی داخلی ویژه $\{u\}_{sl}$ و آنتالپی ویژه $\{h\}_{sl}$ را می توان مستقیماً از جدولها به شکل زیر به دست آورد:

$$\{T\}_{sl} = 250^\circ\text{C}$$

$$\{v\}_{st} = 0.2328 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\{u\}_{st} = 2711 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\{h\}_{st} = 2944 \text{ kJ} / \text{kg}$$

ب) - در فشار 1 MPa ، آنتروپی ویژه $6/926 \text{ kJ} / \text{kg K}$ در دمای 250°C و همچنین آنتروپی ویژه $7/124$ در دمای 300°C در جدول نشان داده شده است. آنتروپی ویژه مورد نیاز، $6/95 \text{ kJ} / \text{kg K}$ بین این دو قرار دارد، اما مستقیماً در جدول موجود نیست. همچنین دمای $\{T\}_{st}$ را باید بین 250°C و 300°C با همان نسبت آنتروپی ویژه، به دست آورد.

به صورت مشابه برای محاسبه حجم ویژه $\{v\}_{st}$ ، انرژی داخلی ویژه $\{u\}_{st}$ و آنتالپی ویژه $\{h\}_{st}$ ، با فرض یک میانمایی بی خطی، می توان مقادیر خاصیت سیال را به دست آورد:

$$\frac{6/95 - 6/926}{7/124 - 6/926} = \frac{\{T\}_{st} - 250}{300 - 250} = \frac{\{v\}_{st} - 0.2328}{0.2580 - 0.2328} = \frac{\{u\}_{st} - 2711}{2794 - 2711} = \frac{\{h\}_{st} - 2944}{3052 - 2944}$$

$$\{T\}_{st} = 256/1^\circ \text{C}$$

$$\{v\}_{st} = 0.2359 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\{u\}_{st} = 2721 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\{h\}_{st} = 2957 \text{ kJ} / \text{kg}$$

جدول ۷-۲: مثال ۷-۲: مقادیر $\{v\}_{st}$ ، $\{s\}_{st}$ ، $\{u\}_{st}$ و $\{h\}_{st}$ در فشار $1/2 \text{ MPa}$

فشار	خاصیت	واحد	دما	
			200°C	250°C
$1/2 \text{ MPa}$	$\{v\}_{st}$	m^3 / kg	0.1766	0.2005
	$\{s\}_{st}$	$\text{kJ} / \text{kg K}$	6/598	6/840
	$\{u\}_{st}$	kJ / kg	2613	2705
	$\{h\}_{st}$	kJ / kg	2816	2936

ج) - فشار $1/2 \text{ MPa}$ و آنتروپی ویژه $6/8 \text{ kJ} / \text{kg K}$ هیچ کدام در جدولهای فوق داغ لیست نشده اند. ابتدا باید مقادیر خاصیت خواص را در فشار $1/2 \text{ MPa}$ با میانمایی بین مقادیر

داده شده در فشار یک و $1/5 \text{ MPa}$ به دست آورد. لازم است که این عمل را در ناحیه آنتروپی ویژه با مقدار $6/8 \text{ kJ/kg K}$ انجام داد. با فرض یک میانبایی خطی، نتایج در جدول (۷-۲) نشان داده شده است. مقدار آنتروپی ویژه بخار $6/8 \text{ kJ/kg K}$ ، داده شده است، که بین مقادیر $6/598 \text{ kJ/kg K}$ در دمای 200°C و (آنتروپی ویژه) $6/84 \text{ kJ/kg K}$ در دمای 250°C قرار دارد. مقادیر نامشخص خاصیت باید با فرض یک میانبایی خطی، با همان نسبت آنتروپی ویژه، به دست آید، بنابراین داریم:

$$\frac{6/8 - 6/598}{6/84 - 6/598} = \frac{\{T\}_M - 200}{350 - 200} = \frac{\{v\}_M - 0/1766}{0/2005 - 0/1766} = \frac{\{u\}_M - 2613}{2705 - 2613} = \frac{\{h\}_M - 2816}{3936 - 2816}$$

$$\{T\}_M = 241/7^\circ \text{C}$$

$$\{v\}_M = 0/1965 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{u\}_M = 2690 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_M = 2916 \text{ kJ/kg}$$

۷-۲-۲ آب اشباع و بخار

دو مجموعه از جدولها برای آب اشباع و بخار موجود است، اولی دارای دما می باشد، که نقطه جوش را به عنوان محور اصلی در بردارد و مقدار نقطه سه گانه آن بین $0/01^\circ \text{C}$ و 100°C است و اصولاً برای مسائل تهویه مطبوع به کار می رود. مجموعه دومی دارای فشار، به عنوان محور اصلی می باشد محدوده آن از فشار نقطه سه گانه $611/2 \text{ Pa}$ تا فشار نقطه بحرانی $22/11 \text{ MPa}$ است. وقتی سیال مخلوطی از آب اشباع و بخار باشد، فشار و دما مستقل از یکدیگر نمی باشند، بنابراین برای هر دمای داده شده، یک فشار معین p_{fg} و یک دمای مشخص، یعنی نقطه جوش T_{fg} موجود است. برای هر فشار و دما، مقادیر u_f ، u_g ، h_f ، h_g ، s_f و s_g داده شده است، اینها مقادیر آب اشباع و بخار اشباع هستند، و برای پیدا کردن مقادیر خاصیت هر مخلوط، باید کیفیت بخار را بدانیم، همچنین ستونهایی برای h_{fg} و s_{fg} موجود می باشد. در واقع ستونهای h_{fg} و s_{fg} هستند که به طور ساده اختلاف بین مقادیر آنتالپی ویژه اشباع و مقادیر آنتروپی ویژه را نشان می دهند، به عبارت دیگر:

$$h_{fg} = (h_g - h_f) \quad \text{and} \quad s_{fg} = (s_g - s_f)$$

هر دما یا فشار، در محدوده ای که در بالا اشاره شده، در جدولها داده نشده است، اما روش معمول آن است که در حد درجه مناسبی از دقت، نزدیکترین مقدار را در فهرست (جدول) در نظر گرفت. در مورد جدولهای فوق داغ، فقط مثالهایی که در فشار یا دمای مخلوط معین هستند، بررسی خواهند شد.

مثال ۲-۳

مقادیر نامعلوم خواص بخار، فشار، دما، حجم ویژه، انرژی داخلی ویژه، آنتالپی ویژه، آنتروپی ویژه و کیفیت بخار را در موارد زیر پیدا کنید:

- فشار $1/2 \text{ MPa}$ وقتی بخار در حالت آب اشباع است.
- فشار $1/2 \text{ MPa}$ وقتی بخار در حالت بخار اشباع است.
- فشار $1/2 \text{ MPa}$ وقتی بخار مخلوط با کیفیت بخار $0/8$ می باشد.
- فشار $1/24 \text{ MPa}$ و بخار مخلوطی است با کیفیت بخار $0/8$.
- فشار $1/2 \text{ MPa}$ و بخار دارای آنتالپی ویژه 2000 kJ/kg است.
- فشار $1/2 \text{ MPa}$ و بخار دارای حجم ویژه $0/15 \text{ m}^3/\text{kg}$ می باشد.
- دما 70°C و بخار در حالت بخار اشباع است.
- دما 130°C و بخار در حالت بخار اشباع می باشد.
- دما 160°C و بخار مخلوطی است با کیفیت بخار $0/5$.

حل

الف) برای مقادیر آب اشباع، زیر نویس f را در نظر می گیریم، بنابراین در فشار $1/2 \text{ MPa}$ داریم:

$$\{T_{fg}\}_s = 188^\circ\text{C} \quad (\text{نقطه جوش})$$

$$\{v\}_s = v_f \quad (\text{چون بسیار کم است در جدول موجود نیست})$$

$$\{u\}_s = u_f = 797 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_s = h_f = 798 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_s = s_f = 2/216 \text{ kJ/kg K}$$

$$X = 0 \quad (\text{برای آب اشباع})$$

(ب) - برای مقادیر بخار اشباع، زیر نویس g را قرار می دهیم، بنابراین در فشار $1/2 \text{ MPa}$ خواهیم داشت :

$$\{T_{fg}\}_s = 188^\circ \text{C} \quad (\text{نقطه جوش})$$

$$\{v\}_s = v_f = 0/1632 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{u\}_s = u_f = 2588 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_s = h_f = 2784 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_s = s_f = 6/523 \text{ kJ/kg K}$$

$$X = 1 \quad (\text{برای آب اشباع})$$

(ج) - برای کیفیت بخار $X = 0/8$ ، لازم است از رابطه های (۷-۶) و (۷-۳) استفاده شود، بنابراین در فشار $1/2 \text{ MPa}$ داریم :

$$\{T_{fg}\}_s = 188^\circ \text{C}$$

$$\{v\}_s = Xv_g = 0/8 \times 0/1632 = 0/1306 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{u\}_s = Xu_g + (1-X)u_f = 0/8 \times 2588 + (1-0/8) \times 797 = 2230 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_s = Xh_g + (1-X)h_f = 0/8 \times 2784 + (1-0/8) \times 798 = 2387 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_s = Xs_g + (1-X)s_f = 0/8 \times 6/523 + (1-0/8) \times 2/216 = 5/662 \text{ kJ/kg K}$$

(د) - (مقادیر خاصیت سیال) در فشار $1/24$ داده نشده است، ولی این مقادیر در فشارهای $1/2$ و $1/3 \text{ MPa}$ از جدولها به دست می آیند. می توان با میانبایی بین مقادیر $1/2$ و $1/3 \text{ MPa}$ مقادیر خاصیت های سیال ؛ یعنی $\{T_{fg}\}_s, v_g, u_g, h_g, s_g, s_f, s_g$ را در فشار $1/24 \text{ MPa}$ پیدا کرد. هر چند معمول است که با یک درجه دقت کافی، مقادیری را که نزدیکتر به فشار است مورد نظر قرار گیرد، در این مورد فشار $1/2 \text{ MPa}$ ، در نظر گرفته می شود، بنابراین، در کیفیت بخار $0/8$ ، جوابها همانند قسمت (ج) مسأله است.

ه) در این مورد کیفیت بخار مشخص نیست، هر چند، بخار باید یک مخلوط باشد، زیرا در فشار $۱/۲ \text{ MPa}$ ، آنتالپی ویژه بین آب اشباع با مقدار $h_f = ۷۹۷ \text{ kJ/kg}$ و بخار اشباع با مقدار ۲۷۸۴ kJ/kg قرار دارد. آنتالپی ویژه مشخص است، بنابراین برای پیدا کردن کیفیت بخار از رابطه (۶-۷) به صورت زیر استفاده می شود:

$$\{h\}_m = Xh_g + (1-X)h_f$$

در فشار $۱/۲ \text{ MPa}$:

$$۲۰۰۰ = X \times ۲۷۸۴ + (1-X) \times ۷۹۷ \quad \therefore X = ۰/۶۰۵$$

مقادیر دیگر خاصیت (سیال) را اکنون می توان از رابطه های (۵-۷) و (۳-۷) به

دست آورد:

$$\{T_g\}_m = ۱۸۸ \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (مانند قبل)}$$

$$\{v\}_m = Xv_g = ۰/۶۰۵ \times ۰/۱۶۳۲ = ۰/۰۹۸۷ \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{u\}_m = Xu_g + (1-X)u_f = ۰/۶۰۵ \times (۱ - ۰/۶۰۵) ۷۹۷ = ۲۲۳۰ \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_m = Xs_g + (1-X)s_f = ۰/۶۰۵ \times ۶/۵۲۳ + (۱ - ۰/۶۰۵) \times ۲/۲۱۶ = ۴/۸۲۲ \text{ kJ/kg K}$$

و)- مانند قسمت (ه) کیفیت بخار مشخص نیست، اما بخار می تواند مخلوط و یا مایع باشد، زیرا در فشار $۱/۲ \text{ MPa}$ ، حجم ویژه آن کمتر از مقدار بخار اشباع $۰/۱۶۳۲ \text{ m}^3/\text{kg}$ می باشد، اما حجم ویژه بخار آب داده نشده است. البته حجم ویژه آب اشباع در نقطه بحرانی برابر $۰/۰۳۱۷ \text{ m}^3/\text{kg}$ است و چون حجم برابر $۰/۱۵ \text{ m}^3/\text{kg}$ می باشد؛ از این رو باید یک مخلوط باشد. حجم ویژه را می توان برای پیدا کردن کیفیت بخار از رابطه (۳-۷) به صورت زیر، به دست آورد:

$$\{v\}_m = Xv_g$$

در فشار $۱/۲ \text{ MPa}$:

$$۰/۱۵ = X \times ۰/۱۶۳۲$$

$$\therefore X = ۰/۹۱۹$$

مقادیر دیگر خواص سیال را می توان با توجه به رابطه ای های (۴-۷) و (۶-۷) بدست آورد.

$$\{T_g\}_m = ۱۸۸ \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (مثل قبل)}$$

$$\begin{aligned}\{u\}_{st} &= Xu_g + (1-X)u_f = 0.919 \times 2588 + (1-0.919) \times 797 = 2443 \text{ kJ/kg} \\ \{h\}_{st} &= Xh_g + (1-X)h_f = 0.919 \times 2784 + (1-0.919) \times 798 = 2623 \text{ kJ/kg} \\ s\{h\}_{st} &= Xs_g + (1-X)s_f = 0.919 \times 6/523 + (1-0.919) \times 2/216 = 6/174 \text{ kJ/kg K}\end{aligned}$$

(ز) - برای مقادیر بخار اشباع از زیرنویس استفاده می شود. در دمای 70°C از اولین

مجموعه جدولهای آب اشباع و بخار داریم:

$$\{p_{fg}\}_{st} = 31/16 \text{ kPa} \quad (\text{فشار نقطه جوش})$$

$$\{v\}_{st} = v_g \quad (\text{داده نشده است})$$

$$\{u\}_{st} = u_g \quad (\text{داده نشده است})$$

$$\{h\}_{st} = h_g = 2626/3 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_{st} = s_g = 7/755 \text{ kJ/kg K}$$

$$X = 1 \quad (\text{برای بخار اشباع})$$

مقدار تقریبی برای u_g و v_g را می توان از مجموعه دوم جدولهای آب اشباع و بخار به دست آورد. دمای 70°C داده نشده است، اما نقطه جوش، که با فشار 32 KPa مطابقت می کند، برابر $70/6^\circ \text{C}$ است، از این رو فرض می شود که این دما به حد کافی نزدیک به دمای مورد نظر (70°C) می باشد:

$$\{v\}_{st} = v_g = 4/921 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{u\}_{st} = u_g = 2470 \text{ kJ/kg}$$

(ح) - زیرنویس برای f آب اشباع به کار می رود. اولین مجموعه از جدولهای آب اشباع و بخار فقط برای دما تا 100°C است، اما دمای 130°C در مجموعه دوم جدولها داده شده است، بنابراین در فشار 270 kPa مقادیر خواص دیگر سیال به شرح زیر هستند:

$$\{p_{fg}\}_{st} = 270 \text{ kPa} \quad (\text{فشار نقطه جوش})$$

$$\{v\}_{st} = v_f \quad (\text{چون بسیار کوچک می باشد در جدول نیست})$$

$$\{u\}_{st} = u_f = 546 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_{st} = h_f = 546 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_{st} = s_f = 1/634 \text{ kJ/kg K}$$

$$X = 0$$

(برای بخار اشباع)

(ط) - دمای $160^\circ C$ در مجموعه دوم از جدولهای بخار و آب اشباع داده نشده است، اما مقادیر خاصیت سیال در دماهای $158/8^\circ C$ (که با فشار 600 kPa مطابقت دارد) و $165^\circ C$ (مطابق با فشار 700 kPa) داده شده است. با فرض این که مقادیر در $158/8^\circ C$ از دقت کافی برخوردار باشد، در کیفیت بخار $X = 0/5$ مقادیر خاصیت دیگر (سیال) را می توان از رابطه های (۷-۶) و (۷-۳) به شرح زیر به دست آورد:

$$\{p_{fk}\}_M = 600 \text{ kPa}$$

(فشار نقطه جوش)

$$\{v\}_M = Xv_g = 0/5 \times 0/3156 = 0/1578 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{u\}_M = Xu_g + (1-X)u_f = 0/5 \times 2568 + (1-0/5) \times 669 = 1619 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_M = Xh_g + (1-X)h_f = 0/5 \times 2757 + (1-0/5) \times 670 = 1714 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_M = Xs_g + (1-X)s_f = 0/5 \times 6/761 + (1-0/5) \times 1/931 = 4/346 \text{ kJ/kg K}$$

۲-۲-۳ آب غیر اشباع

مقادیر خاصیت آب در حالت غیر اشباع نسبت به مقادیر مشابه در حالت اشباع تغییر بسیار کمی در فشار و دما نشان می دهند؛ برای مثال، اگر در دمای ثابت، حجم آب موجود در یک مخزن، ابتدا تحت فشار 100 kPa و سپس 10 MPa قرار گیرد، اختلاف بسیار جزئی در حجم آن دیده می شود.

به صورت مشابه، حجم آب در فشار ثابت 100 MPa در دمای 20° الی $99^\circ C$ ، به ندرت تغییر می کند. همین موضوع برای خواص آنتروپی، انرژی داخلی و آنتالپی نیز صادق است، به همین دلیل، در نظر گرفته می شود که در یک درجه دقت مناسب، زمانی که آب غیر اشباع در یک سیستم گرمایی به کار می رود، مقادیر خاصیت پارامترهایی هستند که در همان شرایط اشباع می شوند و برای این مقادیر زیرنویس f به کار می رود، بنابراین نیازی به جدولهای جداگانه برای آب غیر اشباع نیست. برخی از مواقع، اختلاف در مقدار اشباع، در شرایط محدودی داده می شوند.

اگر لازم باشد، ساده تر است که انرژی داخلی ویژه یا آنتالپی ویژه را، برای آب غیر اشباع زمانی که گرماهای ویژه در فشار ثابت و حجم ثابت فرض می شوند، به دست آورد. برای مثال انرژی داخلی ویژه آب غیر اشباع u در دمای T می تواند، از مقدار اشباع u_f (مطابق با دمای نقطه جوش T_{fg})، به صورت زیر به دست آید:

$$u = u_f - (u_f - u)$$

از رابطه (۵-۱۶)، برای یک سیال با گرمای ویژه ثابت داریم:

$$(u_f - u)_v = (c_v(T_{fg} - T))_v$$

همان گونه که در بخش (۷-۳-۱) بیان شد، لازم نیست رابطه را برای فرآیند با حجم ثابت در یک مایع محدود کرد.

$$\therefore u = u_f - c_v(T_{fg} - T) \quad (7-7)$$

به طور مشابه اگر گرمای ویژه آب در فشار ثابت مقدار ثابتی c_p باشد، آنتالپی ویژه آب غیر اشباع، با استفاده از رابطه (۵-۱۵) برابر است با:

$$h = h_f - c_p(T_{fg} - T) \quad (7-8)$$

۷-۸ حالت آب / بخار آب چگونه تعیین می شود

در یک سیستم گرمایی چگونگی حالت آب / بخار هیچگاه واضح نیست. فقط با اندازه گیری یا دانستن دو خواص مستقل می توان این وضعیت را مشخص نمود، بدین معنی که با دانستن فشار و دمای سیال در حالت مخلوط، نمی توان حالت سیال را مشخص کرد. مقادیری که در جدولهای بخار داده شده اند برای آن است که معین کند آیا سیال بخار فوق داغ، بخار اشباع، یک مخلوط یا آب غیر اشباع است.

مثال ۷-۴

برای مقادیر خواص داده شده (در زیر) حالت آب / بخار آب را تعیین کنید.

$$X = 0 \text{ و } \{p\}_v = 1/5 \text{ MPa (الف)}$$

(ب) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $X = ۱$

(ج) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $X = ۰/۸$

(د) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{v\}_m = ۰/۱۳۱۷ \text{ m}^3/\text{kg}$

(هـ) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{s\}_m = ۲/۳۱۵ \text{ kJ/kg K}^\circ$

(و) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{u\}_m = ۲۰۰۰ \text{ kJ/kg}$

(ز) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{h\}_m = ۷۰۰ \text{ kJ/kg}$

(ح) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{T\}_m = ۱۶۰^\circ \text{C}$

(ط) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{T\}_m = ۱۹۸/۳^\circ \text{C}$

(ظ) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{T\}_m = ۲۵۰^\circ \text{C}$

(ی) $\{p\}_m = ۱/۵ \text{ MPa}$ و $\{h\}_m = ۳۰۰۰ \text{ kJ/kg}$

(ج) $\{T\}_m = ۱۰۰^\circ \text{C}$ و $\{s\}_m = ۷/۳۵۵ \text{ kJ/kg K}^\circ$

(م) $\{T\}_m = ۱۰۰^\circ \text{C}$ و $\{v\}_m = ۲۰۰ \text{ m}^3/\text{kg}$

(ن) $\{T\}_m = ۱۰۰^\circ \text{C}$ ، $\{h\}_m = ۴۰۰ \text{ kJ/kg}$

(س) $\{T\}_m = ۳۰۰^\circ \text{C}$ ، $\{s\}_m = ۶/۵۴۱ \text{ kJ/kg K}$

(ع) $\{T\}_m = ۳۰۰^\circ \text{C}$ ، $\{h\}_m = ۳۰۰۰ \text{ kJ/kg}$

حل

نتایج در جدول (۷-۳) نشان داده شده است.

جدول (۷-۳): مثال ۷-۴

شرایط	دلایل
آب اشباع (الف)	کیفیت بخار صفر است
بخار اشباع (ب)	کیفیت بخار صفر است
مخلوط (ج)	کیفیت بخار بین صفر و یک است
بخار اشباع (د)	$\{v\}_s = v_g$
آب اشباع (هـ)	$\{s\}_s = s_f$
مخلوط (و)	بین $\{u\}_s$ و $u_g = 843 \text{ kJ/kg}$ و $u_f = \dots$ است
آب غیر اشباع (ز)	$\{h\}_s < h_f$ ($h_f = 845 \text{ kJ/kg}$)
آب غیر اشباع (ح)	$\{T\}_s < 198/3^\circ\text{C}$ (نقطه جوش)
آب اشباع، بخار اشباع یا مخلوط (ط)	$\{T\}_s = 198/3^\circ\text{C}$ نقطه جوش طی تغییر فاز ثابت است و $\{P_{fg}\}_s$ و $\{T_{fg}\}_s$ غیر وابسته هستند
بخار فوق داغ (ظ)	$\{T\}_s > 198/3^\circ\text{C}$ (نقطه جوش)
بخار فوق داغ (ی)	$\{h\}_s > h_g$ ($h_g = 2792 \text{ kJ/kg}$)
بخار اشباع (ل)	$\{s\}_s = s_g$
بخار فوق داغ (م)	$\{v\}_s > v_g$ ($v_g = 1/673 \text{ m}^3/\text{kg}$)
آب غیر اشباع (ن)	$\{h\}_s < h_f$ ($h_f = 419/1 \text{ kJ/kg}$)
بخار فوق داغ (س)	مقدار $\{s\}_s$ در جدولهای گرمای فوق داغ در 300°C داشته است.
بخار فوق داغ (ع)	$\{h\}_s = 3025 \text{ kJ/kg}$ در فشار 2 MPa و $\{h\}_s = 2995 \text{ kJ/kg}$ در فشار 3 MPa از جدولهای گرمای فوق داغ داده شده اند

۷-۹ آب / بخار آب در فرآیندهای جدول جریان

ممکن است از آب / بخار آب، به صورت یک سیال در فرآیند بدون جریان استفاده شود. امروزه مکانیزم سیلندر پیستونی، کاربرد چندانی ندارد - این بدان معنی نیست که موتورهای بخار رفت و برگشتی دیگر طرفداری ندارند - به هر حال، در برخی موارد عملکرد سیستمهای گرمایی، که با آب / بخار آب کار می کنند، مورد بررسی قرار می گیرد، که در آن فرآیند بدون جریان، یک فرآیند فشار ثابت، حجم ثابت، دمای ثابت، آنتروپی ثابت و یا پلی تروپیک را طی می کند. تمام رابطه های به دست آمده در فصل پنجم، بسته به نوع فرآیندی که دنبال می کنند، قابل کاربرد هستند.

مثال ۷-۵

$1/2 \text{ kg}$ بخار در حالت اولیه دارای فشار 1 MPa و دمای 250°C است. حالت نهایی را برای هر یک از فرآیندهای بدون جریان برگشت پذیر زیر به دست آورید:

(الف) گرمای تخلیه شده به محیط 300 kJ ، در فشار ثابت است، اندازه و جهت انتقال کار در این مورد چقدر خواهد بود؟

(ب) تخلیه گرما در حجم ثابت تا فشار 200 kPa انجام می شود، اندازه گرمای تخلیه شده در این مورد به چه میزان است؟

(ج) گرمای تخلیه شده به محیط 300 kJ در دمای ثابت صورت می گیرد. اندازه و جهت انتقال کار در این مورد به چه اندازه است؟

(د) کار خروجی در آنتروپی ثابت تا فشار 200 kPa انجام می شود، اندازه انتقال کار در این مورد چیست؟

(ه) یک انبساط پلی تروپیک طبق قانون «ثابت» $pv^{1.4}$ که به فشار 200 kPa برسد. اندازه کار و انتقال گرما در این مورد چیست؟

حل

در فشار 1 MPa ، نقطه جوش $179/9^\circ \text{C}$ است، بنابراین در دمای 250°C ، بخار باید فوق داغ باشد. از جدولهای فوق داغ، مقادیر خواص اولیه در حالت ۱، به صورت زیر است:

$$\{p\}_M = 1 \text{ MPa}$$

$$\{v\}_M = Xv_g = 0.2328 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{u\}_M = 2711 \text{ kJ/kg}$$

$$\{h\}_M = 2944 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s\}_M = 6/926 \text{ kJ/kg K}$$

$$\{T\}_M = 250^\circ\text{C}$$

$$\{m\}_M = \{m_r\}_M = 1/2 \text{ kg}$$

(الف) برای یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در فشار ثابت، گرما از حالت ۱ به حالت ۲ به مقدار 300 kJ دفع می شود. انتقال گرما متناسب با تغییر آنتالپی سیال است و رابطه (۳-۵) در این مورد به کار می رود:

$$Q_{12} = \{H_2 - H_1\}_M = \{m(h_2 - h_1)\}_M$$

طبق قانون علامت گذاری (ب)، Q_{12} چون گرما تخلیه می شود، منفی است، بنابراین:

$$-300 = 1/2(\{h_r\}_M - 2944)$$

$$\therefore \{h\}_M = 2694 \text{ kJ/kg}$$

برای فرآیند فشار ثابت:

$$\{p\}_M = \{p_r\}_M = \{p\}_M = 1 \text{ MPa}$$

در فشار 1 MPa ، آنتالپی ویژه بخار اشباع h_g برابر 2778 kJ/kg است، بنابراین چون $\{h_r\}_M < h_g$ می باشد. سیال در حالت ۲ یک مخلوط است، آنتالپی ویژه مشخص خواهد بود، بنابراین می توان برای پیدا کردن کیفیت بخار X_r از رابطه (۶-۷) استفاده کرد. از جدولهای آب اشباع و بخار در فشار 1 MPa داریم:

$$\{h_r\}_M = X_r h_g + (1 - X_r) h_f$$

$$\therefore 2694 = X_r \times 2778 + (1 - X_r) \times 763$$

$$\therefore X_r = 0.958$$

حجم ویژه در حالت ۲، $\{v_r\}_M$ را می توان از رابطه (۳-۷) به دست آورد:

$$\{v_r\}_M = X_r v_g$$

$$\{u_r\}_w = 0.958 \times 0.1944 = 0.1862 \text{ m}^2/\text{kg}$$

انتقال گرما W_{1r} برای یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در فشار ثابت از رابطه (۵-۲) به دست می آید:

$W_{1r} = -\{mp(u_r - u_1)\}_w = -1/2 \times 10 \times 10^3 \times (0.1862 - 0.2328) = +55/9 \text{ kJ}$
از آن جایی که W_{1r} مثبت است، کار به سیستم داده می شود، بنابراین می توان فرآیند را توسط یک خط افقی در نمودار فشار بر حسب حجم، نمایش داد. گرمای تخلیه شده در فشار ثابت مربوط به کار ورودی است، در نتیجه کاهش را به همراه بخار فوق داغ موجب می شود، که تمایل به مخلوط دارد و برعکس آن برای گرمای تولید شده در فشار ثابت است.

ب - برای فشار 200 kPa ، حجم مخصوص بخار اشباع برابر $0.8856 \text{ m}^3/\text{kg}$ است. چون $\{u_r\}_w$ بزرگتر از حجم ویژه در نقطه بحرانی می باشد، سیال در حالت ۳ یک مخلوط است. حجم ویژه معلوم را می توان از رابطه (۷-۳) برای پیدا کردن کیفیت بخار X_r به کار برد. از جدولهای آب اشباع و بخار در فشار 200 kPa داریم:

$$\{u_r\}_w = X_r u_{rg} \quad \therefore X_r = \frac{0.2328}{0.8856} = 0.263$$

انرژی داخلی ویژه در حالت ۳، $\{u_r\}_w$ را می توان از رابطه (۷-۵) به دست آورد:

$$\{u_r\}_w = X_r u_{rg} + (1 - X_r) u_{rf}$$

$$\therefore \{u_r\}_w = 0.263 \times 2530 + (1 - 0.263) \times 505 = 1038 \text{ kJ/kg}$$

انتقال گرما Q_{1r} را می توان از رابطه (۵-۶) برای یک حجم ثابت در فرآیند بدون جریان برگشت پذیر محاسبه کرد:

$$Q_{1r} = \{m(u_r - u_1)\}_w = 1/2(1038 - 2711) = -200.7/6 \text{ kJ}$$

از آن جا که Q_{1r} منفی است، گرما به خارج منتقل می شود. در یک فرآیند بدون جریان در حجم ثابت کاری، که بتوان آن را در نمودار فشار بر حسب حجم با یک خط عمودی نشان داد، منتقل نمی شود گرمای تخلیه شده (گرفته شده) در حجم ثابت مربوط به تقلیل در فشار و (مربوط به) بخار فوق داغ است، که تمایل به یک مخلوط دارد، و برعکس برای گرمای داده شده (تولید شده) در حجم ثابت است.

ج - برای یک فرآیند در دمای ثابت، بین حالت ۱ و حالت ۴، داریم:

$$\{T_1\}_m = \{T_2\}_m = \{T\}_m = 25.0^\circ C = 298\text{ K}$$

برای تخلیه گرما در (فرآیند) بدون جریان برگشت پذیر در دمای ثابت وقتی Q_{12} برابر 300 kJ است، رابطه (۷-۵) به کار می رود:

$$Q_{12} = \{mT(s_2 - s_1)\}_m$$

طبق قانون علامت گذاری ب، Q_{12} منفی است، بنابراین:

$$-300 = 1/2 \times 298 (\{s_2\}_m - 6/926)$$

$$\therefore \{s_2\}_m = 6/448\text{ kJ/kg K}$$

در دمای $25.0^\circ C$ ، مطابق با فشار 1 MPa ، آنتروپی ویژه بخار اشباع برابر $6/448\text{ kJ/kg K}$ است، بنابراین $s_g = \{s_2\}_m$ است، سیال در حالت ۲ فوق داغ می باشد. با میانبایی از جدولهای فوق داغ در $25.0^\circ C$ ، بین فشار 2 MPa جایی که آنتروپی ویژه $6/547\text{ kJ/kg K}$ است و در فشار 3 MPa ، جایی که آنتروپی ویژه برابر $6/289\text{ kJ/kg K}$ می باشد. می توان انرژی داخلی ویژه $\{u_2\}_m$ سیال را در حالت ۲، به دست آورد:

$$\frac{6/448 - 6/547}{6/289 - 6/547} = \frac{\{u_2\}_m - 2681}{2646 - 2681}$$

$$\therefore \{u_2\}_m = 2668\text{ kJ/kg}$$

انتقال کار در یک فرآیند، بدون جریان در دمای ثابت W_{12} از رابطه (۵-۱) به دست می آید، (فرآیند NFEE)

$$Q_{12} + W_{12} = \{m(u_2 - u_1)\}_m$$

$$-300 + W_{12} = 1/2 (2668 - 2711)$$

$$\therefore W_{12} = +248/4\text{ kJ}$$

از آن جا که W_{12} مثبت است کار به سیستم داده می شود و فرآیند را می توان بر حسب آنتروپی توسط یک خط افقی بر روی نمودار دما، نشان داد. گرمای گرفته شده در دمای ثابت مربوط به کار ورودی است در نتیجه موجب کاهش در آنتروپی می شود و بخار داغ تمایل به حالت مخلوط دارد.

(۵) برای انتقال کار در آنتروپی ثابت بین حالت ۱ و حالت ۵ داریم:

$$\{s_1\}_m = \{s_5\}_m = 6/926\text{ kJ/kg K}$$

در فشار 200 kPa ، آنتروپی ویژه بخار اشباع، برابر $7/127 \text{ kJ/kg K}$ است. چون $\{s_g\}_m \langle s_g \rangle$ می باشد، سیال در حالت ۵ یک مخلوط است. آنتروپی ویژه معلوم را می توان برای پیدا کردن کیفیت بخار X_5 از رابطه (۷-۴) به دست آورد. از جدولهای آب اشباع و بخار در فشار 200 kPa داریم:

$$\{s_5\}_m = X_5 s_g + (1 - X_5) s_f$$

$$6/926 = X_5 \times 7/127 + (1 - X_5) \times 1/53$$

$$\therefore X_5 = 0/964$$

انرژی داخلی ویژه در حالت ۵، $\{u_5\}_m$ فاصله ز رابطه (۷-۵) به دست می آید:

$$\{u_5\}_m = X_5 u_g + (1 - X_5) u_f$$

$$\therefore \{u_5\}_m = 0/964 \times 2530 + (1 - 0/964) \times 505 = 2457 \text{ kJ/kg}$$

انتقال کار را می توان از رابطه (۵-۹) برای یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در آنتروپی ثابت، محاسبه کرد:

$$W_{15} = -\{m(u_1 - u_5)\}_m = -1/2(2711 - 2457) = -304/8 \text{ kJ}$$

چون W_{15} منفی است، بنابراین کار خروجی می باشد و هیچ گونه انتقال گرمایی در فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در آنتروپی ثابت، صورت نمی گیرد، که بتوان آن را به صورت یک خط عمودی در نمودار دما بر حسب آنتروپی نمایش داد. کار خروجی در آنتروپی ثابت، به کاهش دما و به بخار فوق داغ بستگی دارد، که تمایل به سمت یک سیال مخلوط دارد.

هـ- برای یک انبساط پلی تروپیک از حالت ۱ به حالت ۶- جایی که فشار

200 kPa ، طبق قانون ثابت $p v^{1/2} = \text{const}$ - حجم ویژه در حالت ۶، برابر است با:

$$\{p_1 v_1^{1/2}\}_m = \{p_6 v_6^{1/2}\}_m$$

$$\therefore \{v_6\}_m = \frac{10^{1/2} \times 0/2328}{\sqrt{p_6}} = 0/8901 \text{ m}^3/\text{kg}$$

حجم ویژه بخار اشباع v_g در فشار 200 kPa برابر $0/8856 \text{ m}^3/\text{kg}$ است، واز آن جا

که $\{v_g\}_m \langle v_g \rangle$ می باشد، سیال در حالت، فوق داغ قرار دارد. به وسیله میانایی از جدولهای فوق داغ در 200 kPa بین نقطه جوش جایی که حجم ویژه برابر $0/8856 \text{ m}^3/\text{kg}$ و دما

150°C است و جایی که حجم ویژه $0.9602 \text{ m}^3/\text{kg}$ می باشد می توان انرژی داخلی ویژه $\{u_f\}_v$ سیال را در حالت ۶، به دست آورد.

$$\frac{0.8901 - 0.8856}{0.9602 - 0.8856} = \frac{\{u_f\}_v - 2530}{2578 - 2530}$$

$$\therefore \{u_f\}_v = 2533 \text{ kJ/kg}$$

انتقال کار - W_{1f} - با استفاده از رابطه (۱۲-۵) برای یک فرآیند بدون جریان برگشت

پذیر پلی تروپیک، برابر است با :

$$W_{1f} = - \frac{\{m(p_f v_f - p_1 v_1)\}_v}{1-n}$$

$$\therefore W_{1f} = - \frac{1/2 \times (2 \times 10^5 \times 0.8901 - 10 \times 10^5 \times 0.2328)}{1-1/2} = -328/7 \text{ kJ}$$

چون W_{1f} منفی است، پس کار خروجی می باشد .

انتقال گرما در فرآیند Q_{1f} از رابطه (۱-۵) به دست آید، (فرآیند NFEE)

$$Q_{1f} + W_{1f} = \{m(u_f - u_1)\}_v$$

$$\therefore Q_{1f} - 328/7 = 1/2 \times (2533 - 2711)$$

$$\therefore Q_{1f} = 115/1 \text{ kJ}$$

از آن جایی که Q_{1f} مثبت می باشد، پس گرما به سیستم داده شده است . فرآیند پلی تروپیک فقط زمانی که بخار در ناحیه فوق داغ است قابل شناسایی می باشد زیرا فقط در این ناحیه است که خواص به شکلی تغییر می کند که توسط معادله، قابل نمایش هستند، ولی در زمان تغییر فاز بخار، این عمل ممکن نیست، در نمودار فشار بر حسب حجم، فرآیند منحنی ای است که شکل آن توسط توان انبساط یا تراکم n ، رابطه های (۱۰-۵) و (۱۱-۵) بیان می شود. گرمای ورودی مربوط به کار خروجی است، یعنی تقلیل در فشار بخار و افزایش در حجم بخار می باشد .

۱۰-۲ آب/بخار آب در فرآیندهای جریان دار

در اغلب کاربردهای سیستمهای گرمایی، زمانی که سیال آب / بخار آب است،

فرآیندهای جریان دار هستند، این موارد در فصل هشتم مفصلاً بررسی شده اند .

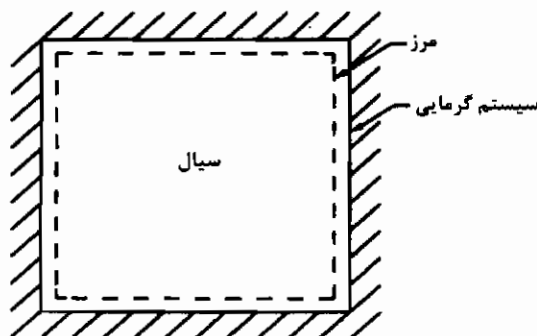
فرآیندهای جریانی پایدار

تفاوت میان یک فرآیند بدون جریان و یک فرآیند با جریان در فصل سوم گفته شد، اما اکنون می توان این موضوع را مشخصتر بررسی نمود.

در یک فرآیند بدون جریان - فیزیکی یا تخیلی - سیال مرز معینی دارد، حتی اگر این مرز تغییر شکل دهد، هیچ زمانی سیال از آن عبور نمی کند. انرژی می تواند به شکل کار و یا گرما به سیال عامل انتقال یابد و انرژی داخلی سیال ممکن است، تغییر نماید. هر چند کار و انتقال گرما، همان گونه که در شکل (۸-۱) نشان داده شده است، و مقادیر تمام خواص سیال مستقل از زمان هستند.

در یک فرآیند جریان دار، سیال مرتباً به داخل یا خارج از مرز حرکت می کند. معمولاً تمام سیال از یک مکان به مرز وارد می شود و از مکان دیگر از آن خارج می گردد، اما همیشه این گونه نیست، مادامی که سیال در مرز سیستم قرار دارد، گرما و کار ممکن است به صورت عادی انتقال یابند، اما انتقال انرژی و تغییرات برخی از خواص سیال بستگی به زمان دارد (شکل ۸۲). یک فرآیند با جریان می تواند پایدار یا ناپایدار باشد، اما فقط فرآیندهای جریانی

پایدار مورد بررسی قرار خواهند گرفت. یک فرآیند جریان دار برای پایداری باید از شرایط زیر تبعیت کند (شکل ۳-۸):



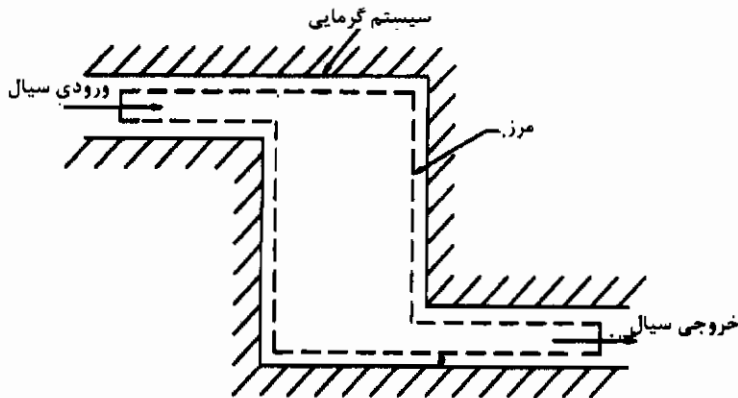
شکل ۸-۱ در فرآیندهای غیر جریانی، سیال داخل مرز می نامند

۱- دبی جرمی سیال باید طی فرآیند، ثابت بماند، به عبارت دیگر دبی جرمی سیال باید در ورودی و خروجی سیستم ثابت باشد. و بقای دبی جرمی سیال حفظ شود. البته ممکن است، سیال در نقاط مختلفی از مرز به سیستم وارد یا از آن خارج شود. اما اگر فرآیند پایدار باشد. مجموع دبی های جرمی در ورودی باید برابر با مجموع دبی های جرمی در خروجی باشد.

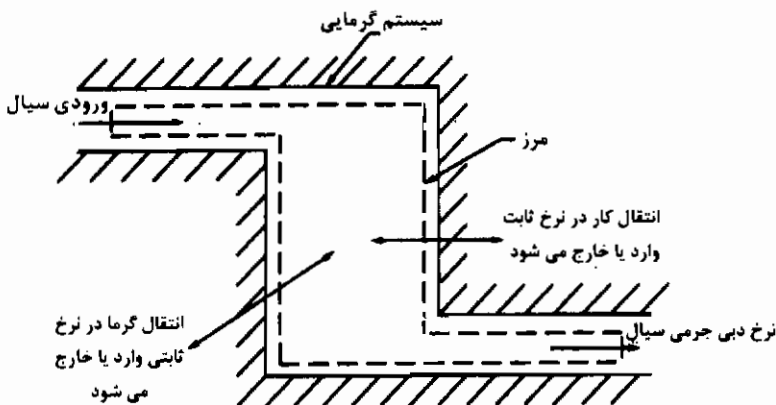
۲- انرژی انتقال یافته توسط کار یا گرما در مرز سیستم بین سیال و محیط، باید در نرخ ثابتی انجام گیرد. اگر یک توربین چرخشی در یک نیروگاه برق آبی 100 MW کار خروجی تولید کند، این مقدار در تمام مدتی که سیال با نرخ ثابتی در توربین جریان داشته باشد، ثابت می ماند.

۳- خواص سیال در هر نقطه از فرآیند، مستقل از زمان می باشد. هر خاصیت از سیال ممکن است از یک نقطه مشخص به نقطه مشخص دیگر، تغییر کند. خواص سیال در طول زمانی که سیال در یک نرخ ثابتی جریان داشته باشد، دارای مقدار معینی است که با زمان تغییر نمی کند. در فصل گذشته بعضی مواقع - مثلاً برای یک سطح مقطع مشخصی از لوله - خواص سیال یکنواخت در نظر گرفته می شد. برای فرآیند جریانی، مفهوم حالت پایدار این نیست که خواص

سیال در هر جایی یکنواخت باشد. خواص ممکن است با گذر از یک سطح مقطع تغییر کند، اما باید در هر نقطه مقدار آن با زمان ثابت بماند.



شکل ۲-۸ در فرآیند جریانی، سیال از مرز عبور می کند



شکل ۳-۸ در فرآیند یکنواخت، نرخ دبی جرمی سیال ثابت است و انتقال انرژی در نرخ ثابتی انجام می شود.

تا این جا تمام فرآیندهایی که مربوط به ماشینهای سیلندر پیستون رفت و برگشتی می شوند، به شکل بدون جریان دسته بندی شده اند. اغلب قطعات را در یک سیستم گرمایی می توان نه تنها به عنوان فرآیندهای جریان دار، بلکه به عنوان فرآیندهای جریانی پایدار نیز بررسی نمود،

بنابراین تحلیل فرآیندهای جریانی پایدار بسیار مهم و مفید است. این تحلیل عمدتاً بر دو معادله؛ یعنی معادله پیوستگی و معادله انرژی با جریان پایدار ($SFEE$)، متکی است.

۸-۱ معادله پیوستگی

برای فرآیندهای جریانی پایدار، دبی جرمی سیال ورودی به سیستم در حالت ۱؛ یعنی \dot{m}_1 باید برابر با دبی جرمی سیال در خروجی از سیستم در حالت ۲؛ یعنی \dot{m}_2 باشد. این در واقع، عبارتی از بقای دبی جرمی سیال است، که می توان آن را به صورت زیر نوشت:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = \text{ثابت} \quad (۸-۱)$$

دبی جرمی، برابر با دبی حجمی \dot{V} سیال ضرب در چگالی سیال ρ است، بنابراین رابطه (۸-۱) برابر می شود با:

$$\dot{m}_1 = \dot{V}_1 \rho_1 = \dot{m}_2 = \dot{V}_2 \rho_2 = \dot{m} = \text{ثابت} \quad (۸-۲)$$

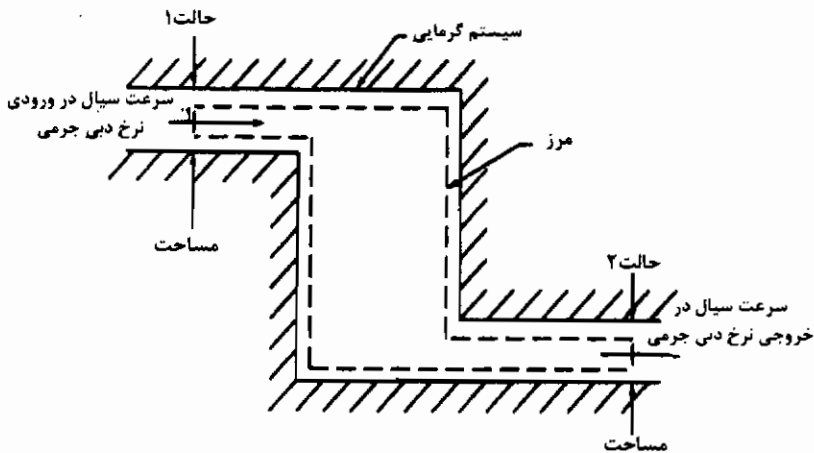
اگر سیال غیر قابل تراکم و چگالی آن ثابت باشد، نه تنها دبی جرمی سیال ثابت است، بلکه دبی حجمی آن نیز ثابت خواهد بود.

دبی حجمی را می توان به صورت ساده تر؛ یعنی حاصل ضرب سرعت سیال C در مساحت سطح مقطع جریان A_{xs} (شکل ۸-۴)، بیان کرد. بنابراین رابطه (۸-۲) برابر است با:

$$\dot{m} = \rho_1 C_1 (A_{xs})_1 = \dot{m}_2 = \rho_2 C_2 (A_{xs})_2 = \dot{m}$$

معادله (بالا) را می توان بر حسب حجم ویژه نوشت:

$$\dot{m}_1 = \frac{C_1 (A_{xs})_1}{v_1} = \dot{m}_2 = \frac{C_2 (A_{xs})_2}{v_2} = \dot{m} \quad (۸-۴)$$



شکل ۴-۸ برای بقاء نرخ دبی جرمی، نرخ دبی جرمی وارد به سیستم برابر است با دبی جرمی که از سیستم خارج می شود

مثال ۸-۱

بخار آب در فشار 200 kPa ، دمای 150°C و سرعت 30 m/s در لوله ای به قطر 250 mm ، در یک سه راهی در لوله جریان دارد. قطر لوله در دو طرف خروجی از سه راهی فقط 75 mm است. بخار آب در یکی از لوله های خروجی جریان دارد و در نهایت برای فرآیند تمیز کننده ای با فشار 150 kPa و دمای 125°C مورد استفاده قرار می گیرد. در طرف دیگر لوله خروجی، بخار آب از یک مبدل گرمایی می گذرد، که مایع اشباع شده در فشار 120 kPa حاصل می شود (شکل ۵-۸). اگر دبی جرمی آب اشباع در خروجی از مبدل گرمایی، ده برابر دبی جرمی بخار آب ورودی برای فرآیند تمیز کننده باشد، سرعت آب خروجی از مبدل گرمایی و سرعت بخاری که برای انجام فرآیند تمیز کننده وارد می شود، چقدر است؟ شرایط جریان پایدار فرض می شود.

حل

در فشار 200 kPa و دمای 150°C ، بخار آب در لوله اصلی به قطر 250 mm ، فوق داغ است. از جدولهای فوق داغ، حجم ویژه $\{v\}_{st}$ برابر می شود با:

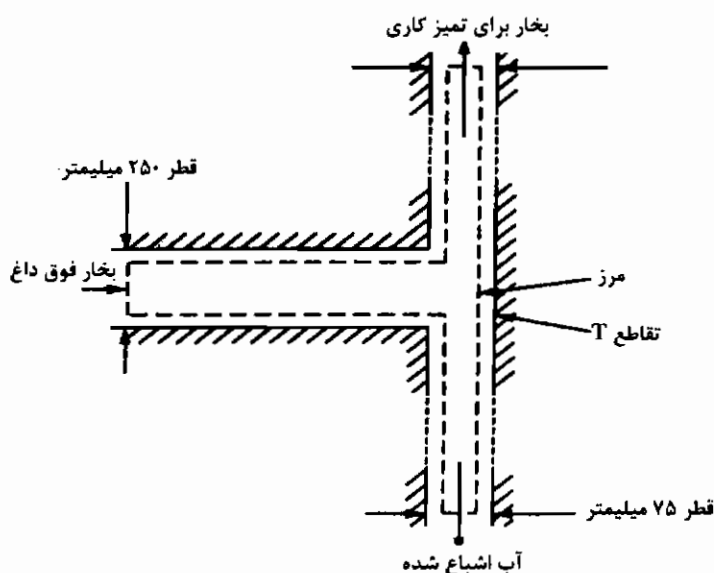
$$\{v\}_{st} = 0.9602 \text{ m}^3/\text{kg}$$

مساحت سطح مقطع لوله اصلی (A_{ks}) با قطر 250 mm می شود:

$$A_{ks} = 0.25\pi \times 0.25^2 = 0.049 \text{ m}^2$$

دبی جرمی بخار آب در لوله اصلی $\{\dot{m}\}_{st}$ را از رابطه (۸-۴) می توان حساب نمود:

$$\{\dot{m}\}_{st} = \frac{\{C\}_{st} A_{ks}}{\{v\}_{st}} = \frac{30 \times 0.049}{0.9602} = 1.53 \text{ kg/s}$$



شکل ۸-۵؛ مثال ۸-۱ بخار فوق داغ در تقاطع T وارد می شود، آب اشباع، مبدل گرمایی را ترک می کند و بخار فوق داغ برای انجام فرآیند تمیزکاری وارد می شود.

اگر دبی جرمی بخار آب خروجی $\{\dot{m}\}_w$ از مبدل گرمایی، ده برابر دبی جرمی بخار آبی، که برای فرآیند تمیز کردن وارد می شود $\{\dot{m}\}_{st}$ ، باشد. طبق بقای جرم داریم:

$$\{\dot{m}\}_{st} = \{\dot{m}\}_w + \{\dot{m}'\}_{st}$$

$$\therefore 1.53 = 11\{\dot{m}'\}_{st} = 1/11\{\dot{m}\}_w$$

$$\therefore \{\dot{m}'\}_M = 0.139 \text{ kg/s and } \{\dot{m}\}_w = 1.39 \text{ kg/s}$$

حجم ویژه آب اشباع در خروجی مبدل گرمایی $\{v\}_w$ از جدولهای بخار و آب اشباع شده، در فشار تقریباً 120 kPa برابر است با:

$$\{v\}_w = v_f = 0.1048 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

مساحت مقطع لوله با جریان آب اشباع، یعنی A''_{xs} برابر است با:

$$A''_{xs} = 0.25\pi \times 0.075^2 = 4.42 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

سرعت آب اشباع در خروجی از مبدل گرمایی $\{C\}_w$ توسط رابطه پیوستگی (رابطه ۸-۴) به دست می آید:

$$\{C\}_w = \frac{\{\dot{m}v\}_w}{A''_{xs}} = \frac{1.39 \times 0.1048}{0.00442} = 0.32 \text{ m/s}$$

در دمای 125°C و فشار 150 kPa ، بخار آب ورودی برای فرآیند تمیز کننده، بخار داغ است. از جدولهای فوق داغ، حجم ویژه آن $\{v'\}_M$ با میان یابی برابر می شود با:

$$\{v'\}_M = 1.204 \text{ m}^3/\text{kg}$$

مساحت مقطع لوله ای که در آن بخار آب فوق داغ جریان دارد، عبارت است از:

$$A''_{xs} = 0.25\pi \times 0.075^2 = 4.42 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

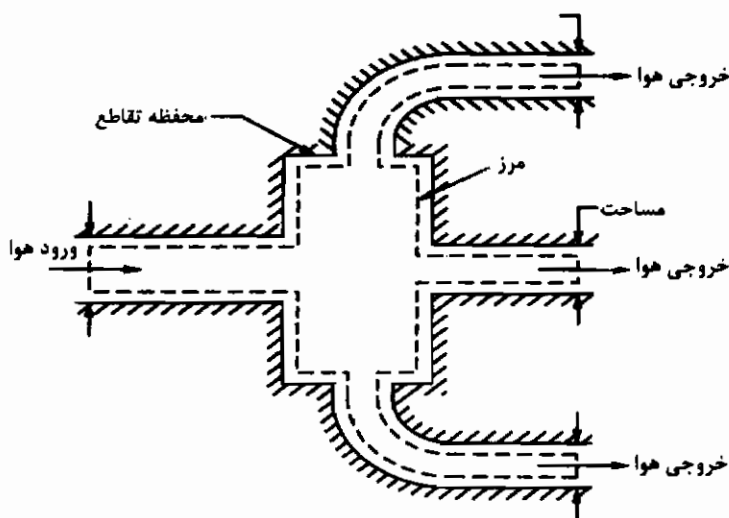
سرعت بخار فوق داغ ورودی به فرآیند تمیز کننده $\{C'\}_M$ با استفاده از رابطه پیوستگی (رابطه ۸-۴) می شود:

$$\{C'\}_M = \frac{\{\dot{m}v'\}_M}{A''_{xs}} = \frac{0.139 \times 1.204}{0.00442} = 37.9 \text{ m/s}$$

در لوله ها، مقدار سرعت بخار آب، یعنی 37.9 m/s زیاد است، اما غیر معمول نیست. البته سرعتهای آب معمولاً خیلی کمترند. در حل مسأله، مهم نیست که در مبدل گرمایی تغییر فاز بخار آب انجام بشود یا نشود، اما دبی جرمی بخار آب در ورودی باید برابر با دبی جرمی آب اشباع در خروجی باشد.

مثال ۸-۲

هوا در فشار 225 kPa و دمای 280 K ، از یک کانال اصلی تهویه مطبوع مستطیلی شکل به عرض 60 mm و عمق 600 mm عبور می کند و به یک جعبه انشعاب وارد می شود. هوا، جعبه انشعاب را توسط کانالهای ثانویه و از سه راه مجزا ترک می کند. عرض و عمق هر کانال 300 mm است، که هوا را به سه اتاق متفاوت در ساختمان هدایت می کند، در خروجی هر یک از کانالهای ثانویه، سرعت هوا 5 m/s ، فشار 100 kPa و دما 290 K می باشد (شکل ۸-۶). دبی جرمی هوا و سرعت هوا را در کانال اصلی محاسبه کنید.



شکل ۸-۶؛ مثال ۸-۲ هوا در کانال اصلی یک سیستم تهویه به سه کانال فرعی تقسیم می شود.

حل

مساحت مقطع هر یک از کانالهای ثانویه A'_{xy} برابر است با:

$$A'_{xy} = 0.3 \times 0.3 = 0.09 \text{ m}^2$$

اگر هوا، هر یک از کانالهای ثانویه را در فشار p' و دمای T' ترک کند، و چگالی هوا در خروجی هر کانال ρ' باشد - با فرض این که گاز کامل است - از رابطه حالت (رابطه ۱-۶) می شود:

$$\{\rho'\}_{air} = \frac{\{p'\}_{air}}{\{RT\}_{air}} = \frac{1 \times 10^5}{287 \times 290} = 1/2 \text{ kg/m}^3$$

دبی جرمی هوا، که از هر یک از کانالهای ثانویه خارج می شود، $\{\dot{m}\}_{air}$ از رابطه پیوستگی (رابطه ۳-۸) برابر است با:

$$\{\dot{m}'\}_{air} = \{\rho' C'\}_{air} A'_{ex} = 1/2 \times 5 \times 0.09 = 0.045 \text{ kg/s}$$

طبق قانون بقای جرم، دبی جرمی هوا در کانال اصلی $\{\dot{m}\}_{air}$ باید برابر با جمع دبی های جرمی هوا در خروجی هر یک از کانالهای ثانوی باشد، از این رو دبی جرمی هوا در هر یک از کانالهای ثانوی برابر است با $\{\dot{m}\}_{air}$.

$$\{\dot{m}\}_{air} = 3\{\dot{m}'\}_{air} = 3 \times 0.045 = 0.135 \text{ kg/s}$$

از آن جا که سیال قابل تراکم است، چگالی آن در کانال اصلی با چگالی هوا در خروجی کانالهای ثانوی، فرق می کند. اگر فشار هوا در کانال اصلی $\{p\}_{air}$ و دمای آن $\{T\}_{air}$ باشد، چگالی هوا در کانال اصلی $\{\rho\}_{air}$ توسط معادله حالت (رابطه ۱-۶) به دست می آید:

$$\{\rho\}_{air} = \frac{\{p\}_{air}}{\{RT\}_{air}} = \frac{2/25 \times 10^5}{287 \times 280} = 2/8 \text{ kg/m}^3$$

مساحت مقطع کانال اصلی A_{ex} می شود:

$$A_{ex} = 0.06 \times 0.06 = 0.0036 \text{ m}^2$$

سرعت هوا در کانال اصلی $\{C\}_{air}$ از رابطه پیوستگی (رابطه ۳-۸) برابر است با:

$$\{C\}_{air} = \frac{\{\dot{m}\}_{air}}{A_{ex} \{\rho\}_{air}} = \frac{0.135}{0.0036 \times 2/8} = 1/6 \text{ m/s}$$

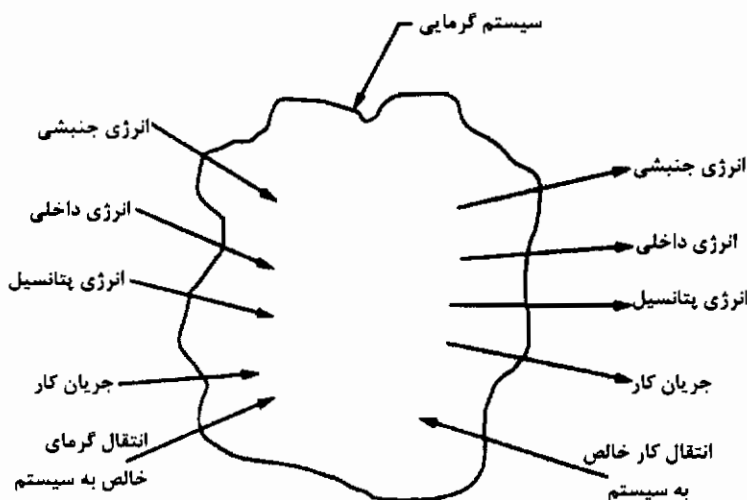
مهم نیست که هوا در کانال اصلی متراکم شده باشد، یا فشار (هوا) به اندازه فشار جو در خروجی کانال ثانوی باشد، به هر حال معادله پیوستگی برای دبی جرمی ثابت در ورودی و خروجی کاربرد دارد.

۸-۲ بقای انرژی

$NFEE$ (رابطه ۵-۱) کار و انتقال گرما را در یک فرآیند بدون جریان، با تغییر در انرژی داخلی سیال مرتبط می‌سازد. $SFEE$ همان مفهوم اصول نظری است، اما برای فرآیند جریانی پایدار به کار می‌رود. در این مورد، نرخهای انتقال انرژی؛ یعنی نرخ انتقال کار، نرخ انتقال گرما و نرخ تغییر در انرژی داخلی باید مورد بررسی قرار گیرند، همچنین، انرژیهای دیگر، در ارتباط با جریان سیال، به داخل مرز سیستم یا به خارج از آن؛ یعنی انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل سیال نیز مورد مطالعه است.

$SFEE$ به اصل بقای انرژی متکی است، به طور واضح، جمع تمام انرژیهای منتقل شده به داخل یک سیستم در حالت ۱، باید برابر با جمع تمام انرژیهای منتقل شده به خارج از سیستم، در حالت ۲ باشد. (شکل ۷-۸).

با نوشتن تمام انرژیهای ورودی و خروجی سیستم و مساوی قرار دادن آنها، رابطه مورد نظر به دست می‌آید، انرژیهای مرتبط به قرار زیر مورد بررسی قرار می‌گیرند.



شکل ۷-۸ اصل بقای انرژی برای سیستم گرمایی کاربرد دارد.

۸-۲-۱ عبارت انتقال گرما

گرمای داده شده به یک سیستم، مثبت و گرمای گرفته شده از آن، منفی می باشد. طبق قرار داد علامت گذاری که تاکنون اقتباس شده است - اما در این جا بهتر و ساده تر آن است که تمام گرماهای منتقل شده به سیستم و خارج شده از آن را با عبارت \dot{Q}_1 ، که در واقع نرخ انتقال انرژی توسط گرما است، نمایش داد. انرژی ورودی به سیستم مقداری مثبت در نظر گرفته می شود.

۸-۲-۲ عبارت انتقال کار

کار منتقل شده به سیستم مثبت و کار گرفته شده از آن را، طبق علامت قراردادی اقتباس شده، منفی در نظر می گیریم، اما ساده تر است که مانند انتقال گرما، نرخ انتقال کار را با عبارت \dot{W}_1 نمایش داد و مقدار انرژی ورودی به سیستم را مثبت فرض نمود.

۸-۲-۳ جریان کار

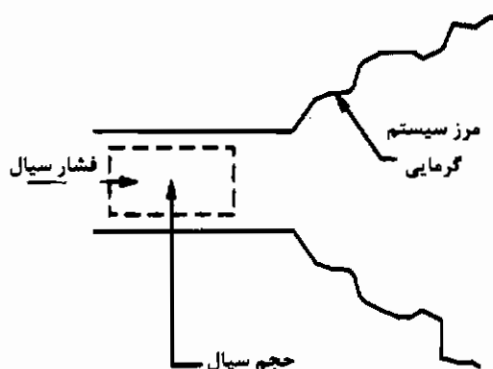
بخشی از انتقال کار، در خصوص سیالاتی که به سیستم گرمایی وارد یا از آن خارج می شوند، به صورت مجزا مشخص گردید. سیال ورودی به مقطعی از سیستم که در شکل (۸-۸) نشان داده شده، را در نظر بگیرید.

برای متراکم کردن حجم سیال بر ثانیه \dot{V}_1 به داخل سیستم در مقابل فشار ورودی p_1 ، نیاز به انجام مقداری کار است. کار انجام شده را کار جریانی نامند که در بخش ۲-۳ معرفی شد، رابطه (۲-۳) را می توان به شکل زیر نوشت:

$$p_o = p + 0.5 \rho C^2$$

با منظم کردن دوباره رابطه بالا، دبی جرمی سیال به دست می آید:

$$\frac{\dot{m} p_o}{\rho} = \frac{\dot{m} p}{\rho} + 0.5 \dot{m} C^2$$



شکل ۸-۸ سیال در ورود به یک سیستم گرمایی نیاز به انرژی دارد که آنرا جریان کار نامند.

آخرین عبارت در رابطه بالا، همان گونه که در بخش (۸-۲-۴) اشاره شد، انرژی جنبشی سیال را توصیف می کند، بنابراین ترم دوم این رابطه نیز باید انرژی باشد و در واقع توانایی سیال را برای انجام کار توضیح می دهد. چون این انرژی کار، همان انرژی مورد نیاز برای متراکم کردن حجم سیال بر ثانیه \dot{V}_1 به داخل سیستم در برابر فشار ورودی p_1 ، است، از این رو کار جریانی باید همان شکل از عبارت دوم را در رابطه بالا داشته باشد، بنابراین، کار جریانی در ورودی برابر است با:

$$(\text{جریان کار})_1 = \frac{\dot{m}p_1}{\rho_1} = \dot{m}p_1v_1 = p_1\dot{V}_1$$

بطور مشابه کار جریانی در خروجی برابر خواهد بود با:

$$(\text{جریان کار})_2 = \frac{\dot{m}p_2}{\rho_2} = \dot{m}p_2v_2 = p_2\dot{V}_2$$

۸-۲-۴ انرژی جنبشی

این انرژی به سبب طبیعت سرعت (وجود سرعت) به طور ذاتی در سیال موجود است و

برابر $\dot{m}C_v^2/2$ در ورودی و $\dot{m}C_v^2/2$ در خروجی می باشد.

۸-۲-۵ انرژی پتانسیل

این انرژی به سبب طبیعت ارتفاع (وجود ارتفاع) در بالای یک مبنای مشخصی به طور ذاتی در سیال وجود دارد و برابر mgz در ورودی و mgz در خروجی است.

۸-۲-۶ انرژی داخلی

این انرژی به علت طبیعت فعالیت ملکولی (وجود فعالیت ملکولی)، به طور ذاتی در سیال موجود است، همان گونه که در فصل پنجم به دست آمد، مقدار آن در ورودی $\dot{m}u_1$ و در خروجی $\dot{m}u_2$ می باشد.

۸-۲-۷ انرژیهای دیگر

در بعضی کاربردها، انرژیهای به علت کشش سطحی، برق، جو یا مغناطیس، می تواند موجود باشد. که در این کتاب بررسی نخواهد شد.

۸-۳ معادله انرژی برای جریان پایدار (SFEE)

SFEE با جمع تمام انرژیهای ورودی به سیستم، و مساوی قرار دادن آن، با جمع تمام انرژیهای خروجی از سیستم، به دست می آید. در نتیجه برای ارضای قانون بقای انرژی. سیستم کلی گرمایی شکل ۸-۹ را در نظر بگیرید.

$$\Sigma (\text{انرژی})_1 = \Sigma (\text{انرژی})_2$$

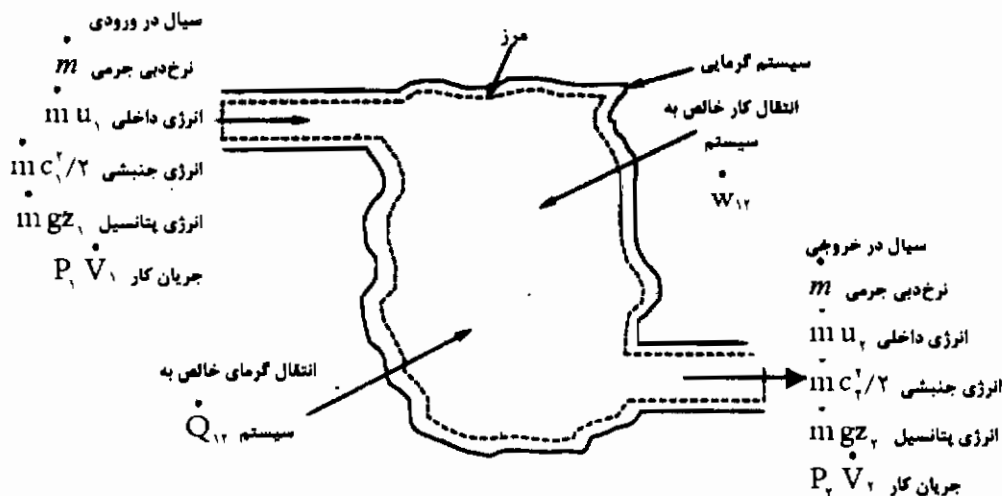
$$\dot{Q}_{1,2} + \dot{W}_{1,2} + \dot{m} \left(\frac{p_1}{\rho_1} + u_1 + \frac{C_1^2}{2} + gz_1 \right) = \dot{m} \left(\frac{p_2}{\rho_2} + u_2 + \frac{C_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad (8-5)$$

اما تعریف آنتالپی ویژه، h ، برابر است با:

$$h = u + \frac{p}{\rho} = u + pv$$

با جایگزینی در رابطه (۸-۵) داریم:

$$\dot{Q}_{1,2} + \dot{W}_{1,2} + \dot{m} (h_1 + \cdot / \Delta C_1^2 + gz_1) = \dot{m} (h_2 + \cdot / \Delta C_2^2 + gz_2) \quad (8-6)$$



شکل ۸-۹ انرژی ورودی و خروجی در یک سیستم کلی گرمایی

این $SFEE$ احتمالاً مفیدترین رابطه در گرما سیالات است. این رابطه ممکن است بین ورودی و خروجی جزئی از سیستم گرمایی، یا در ورودی و خروجی تمام اجزای (قطعات) سیستم تحت شرایط جریان پایدار، که یک سیستم گرمایی را تشکیل می دهد، کاربرد داشته باشد. دانستن دقیق چگونگی کارکرد سیستم، لازم نیست، آنچه ضروری به نظر می رسد این است که بتوان خواص سیال را در رابطه جایگزین کرد، به طوری که نتیجه آن رابطه ای کلی، ولی قابل استفاده باشد.

رابطه بالا را می توان برای اجزایی که قسمت اعظم سیستمهای گرمایی را تشکیل می دهند و در آنها جریان سیال پایدار است، به کار برد. این اجزاء عبارتند از: دیگهای بخار، مبدلهای گرمایی، توربینها، کمپرسورها، بادبزنها، پمپها، نازلها، پخش کننده ها، محفظه های مخلوط کننده و درجه ها. همچنین می توان آن را برای لوله و تأسیسات لوله کشی، که برای اتصال قطعات به یکدیگر در سیستم استفاده می شود، نیز به کار برد. همین رابطه برای سیال به صورت یک گاز کامل، مایع، بخار یا تغییر فاز دهنده، هم مورد استفاده قرار می گیرد. زمانی که سیال در یک فاز باقی بماند، اغلب می توان برای آنتالپی ویژه بر حسب حاصل ضرب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما، جایگزین نمود (مانند رابطه ۱۵-۵).

خوشبختانه، همیشه ضروری نیست از تمام عباراتی که در $SFEE$ به کار رفته اند، استفاده شود. بعضی از عبارات ممکن است به یکدیگر مرتبط نشوند. و بعضی عبارت هم ممکن است مقدارشان به حدی جزئی باشد که در محاسبات مهم نباشند. برای هر کاربردی، لازم است که هر یک از عبارات را به نوبت بررسی کرد و تصمیم بگیریم که آیا مقادیری برای آنها جایگزین کنیم یا براحتی از آنها صرف نظر شود، برای مثال، ممکن است سیستمی را بررسی کنیم که، هیچ گونه انتقال گرمایی به داخل مرز سیستم و یا خارج از آن وجود نداشته باشند، $\dot{Q}_r = 0$. اغلب، عبارات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل از نظر اندازه در درجه بسیار کمتری نسبت به عبارت آنتالپی ویژه قرار دارد و در مقایسه می توان از آن صرف نظر کرد. هر چند، عبارتی که همیشه در رابطه باقی می ماند آنتالپی ویژه است. این موضوع نشان دهنده اهمیت یک خاصیت سیال است؛ زیرا سبب ارتباط بین انواع انرژیهای دیگر در (فرآیند) $SFEE$ می شود.

فرآیند $SFEE$ بین ورودی (حالت ۱) و خروجی (حالت ۲) در یک سیستم گرمایی به متداولترین شکل و به صورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{Q}_r + \dot{W}_r = \dot{m}(h_2 - h_1) + 0.5\dot{m}(C_2^2 - C_1^2) + \dot{m}g(z_2 - z_1) \quad (A-7)$$

پس از بررسی، این عبارت به تعادل خالص انرژیهای زیر منتهی شد:

(تغییر انرژی پتانسیل) + (تغییر انرژی جنبشی) + (تغییر آنتالپی) = (انتقال کار) + (انتقال گرما)

به این صورت نوشته می شود:

$$\dot{Q}_r + \dot{W}_r = \Delta \text{Enthalpy} + \Delta KE + \Delta PE \quad (A-8)$$

مثال ۸-۳

هوا با دمای $290^\circ K$ ، وارد موتوری می شود. سرعت آن 10 m/s و دبی جرمی آن در حالت پایدار 0.9 kg/s است. هوا با نرخ جریان جرمی و همان ارتفاع عمودی در دمای $700^\circ K$ و سرعت 30 m/s از موتور خارج می شود. موتور 500 kW گرمای خالص در ورودی دریافت می کند (شکل ۸-۱۰). اگر گرمای ویژه در فشار ثابت هوا، ثابت فرض شود و برابر $1.01 \text{ kJ/kg}^\circ K$ باشد، نرخ توان خروجی و بازده کلی گرمای موتور چقدر است؟

فرآیند را $SFEE$ در نظر بگیرید، از رابطه (A-7) داریم:

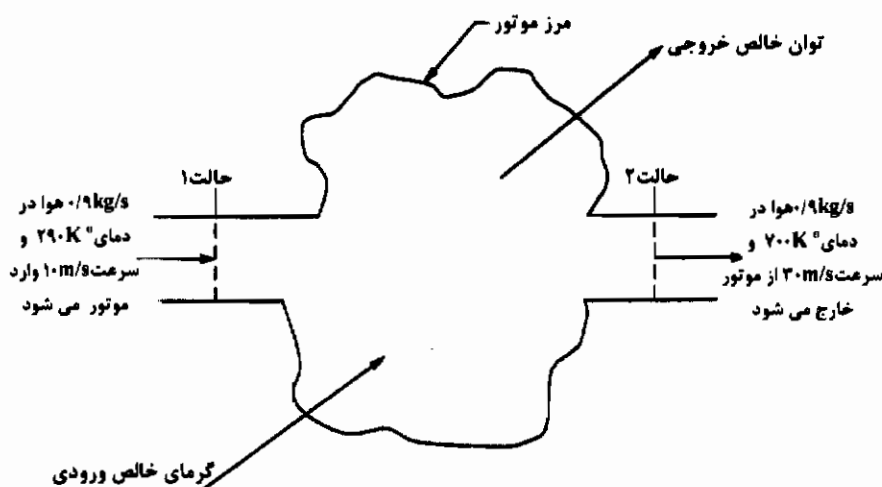
(چون گرما، ورودی است، از این رو علامت، مثبت است). $\dot{Q}_{12} = +500 \times 10^3 \text{ W}$

(زیرا سیال یک گاز کامل با گرمای ویژه ثابت است و رابطه (۶-۷) معتبر است)

$$\{\dot{m}(h_2 - h_1)\}_{air} = \{\dot{m}c_p(T_2 - T_1)_{air}\}$$

$$\{\dot{m}c_p(T_2 - T_1)_{air}\} = 0.9 \times 1.01 \times 10^3 \times (700 - 290) = 372690 \text{ W}$$

$$\{\dot{m}\Delta h(C_p^* - C_p^*)_{air}\} = 0.9 \times 0.9 \times (30^2 - 10^2) = 360 \text{ W}$$



شکل ۱۰-۸؛ مثال ۳-۸ کاربرد SFEE برای یک موتور هوایی بطوری که گرما به سیستم داده می شود و کار از آن گرفته می شود.

$z_1 = z_2$ است، (زیرا هوا در ارتفاع عمودی، به صورت مساوی به سیستم وارد و از آن

خارج می شود) با جایگزینی در رابطه (۸-۷) می دهد:

$$500 \times 10^3 + \dot{W}_{12} = 372690 + 360$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = -126950 \text{ kW}$$

علامت منفی نشانگر آن است که نرخ توان مربوط به خروجی از موتور است. راندمان کلی

گرما η نسبت نرخ توان خروجی، به نرخ گرمای ورودی می باشد، بنابراین، با استفاده از قانون علامت گذاری (ج) داریم:

$$\mu = \frac{\dot{W}_{12}}{Q_{12}} = \frac{126/95}{500} = 25/4\%$$

قابل توجه است که عبارت انرژی جنبشی، تأثیر ناچیزی در توان خروجی، با مقایسه عبارت انتقال گرما یا عبارت آنتالپی دارد؛ در واقع، صرف نظر کردن از آن کاملاً قابل قبول است. در سرعت ورودی 10 m/s ، برای آن که عبارت انرژی جنبشی مؤثر باشد، سرعت خروجی بیش از 100 m/s ، مورد نیاز است و این چنین سرعتی در یک موتور واقعی، کاربردی ندارد.

مثال ۴-۸

بخار آب با فشار 500 kPa و دمای 200°C ، وارد موتوری می شود. این بخار آب با دبی جرمی 9 kg/s ، در حالت پایدار از موتور می گذرد و آن را در فشار 150 kPa ترک می کند. سرعت بخار آب در ورودی و خروجی موتور یکسان است، اما افزایش ارتفاع عمودی (بین ورودی و خروجی) برابر 5 m است (شکل ۸-۱۱). اگر گرمای خالص منتقل شده به موتور، 750 kW و توان خروجی تولید شده به وسیله موتور، 250 kW باشد، آنتالپی ویژه و شرط بخار آب در خروجی موتور چقدر خواهد بود؟

حل

در ورودی به موتور، فشار 500 kPa و دما 200°C ، بخار آب فوق داغ است. از جدولهای فوق داغ، آنتالپی ویژه بخار آب در ورودی $(h_1)_g$ ، برابر است با:

$$(h_1)_g = 2857 \text{ kJ/kg}$$

فرآیند $SFEE$ را طبق رابطه (۸-۷) در نظر می گیریم:

$$\dot{Q}_{12} = +750 \times 10^3 \text{ W} \quad (+ve, \text{ کار ورودی به سیستم مثبت است})$$

$$\dot{W}_{12} = -250 \times 10^3 \text{ W} \quad (-ve, \text{ توان خروجی از سیستم منفی است})$$

$$\{C_v\}_g = \{C_v\}_g \quad (\text{زیرا بخار آب ورودی و خروجی موتور دارای سرعت مساوی هستند})$$

$$z_2 - z_1 = 5 \text{ m} \quad (\text{زیرا بخار آب } 5 \text{ متر بالاتر از نقطه ورودی، موتور را ترک می کند})$$

$$\{\dot{m}\}_g g(z_2 - z_1) = 9 \times 9/81 \times 5 = 441/45 \text{ W}$$

با جایگزینی در رابطه (۷-۸) داریم:

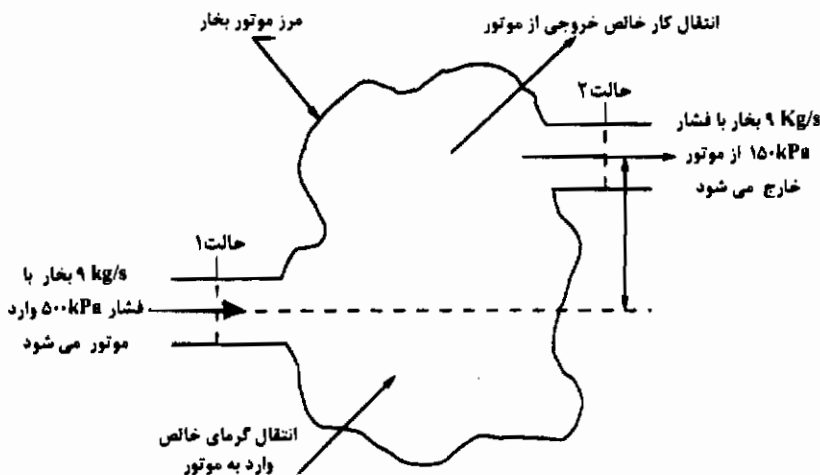
$$750 \times 10^2 - 250 \times 10^2 = 9(\{h_v\}_M - 2857 \times 10^2) + 241/45$$

$$\{h_v\}_M = 2912/5 \text{ kJ/kg}$$

با این مقدار $\{h_v\}_M$ و فشار 150 kPa در خروجی، بخار آب خروجی از موتور فوق داغ است، با میان یابی از جدولهای فوق داغ، دمای خروجی بخار آب $\{T_v\}_M$ می شود:

$$\{T_v\}_M = 219/75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

عبارت انرژی پتانسیل، تأثیر اندکی در جواب آنتالپی ویژه بخار آب در خروجی دارد و صرف نظر کردن از آن توجیه پذیر است. غالباً این مورد برای فرآیند $SFEE$ وجود دارد. بعضی از عبارات از نظر درجه بزرگی نسبت به عبارات دیگر چندان، تأثیری ندارند، از این رو می توان از آنها صرف نظر کرد.



شکل ۱۱-۸؛ مثال ۴-۸ کاربرد $SFEE$ برای یک موتور بخار، گرما داده و کار گرفته می شود

۸-۴ کاربرد (فرآیند) $SFEE$ در دیگ بخار / مبدل حرارتی

در یک دیگ بخار، یک منبع گرمایی و یک لگن (منبع دریافت کننده) وجود دارد، که بین این دو انتقال گرما صورت می گیرد. در دیگ با سوخت فسیلی کار می کند؛ یعنی تولید گرما در نتیجه احتراق سوختی مثل نفت، زغال سنگ، گاز طبیعی، چوب و یا زغال چوب،

صورت می گیرد. در انواع دیگر دیگها، تولید گرما ممکن است از یک منبع انرژی مثل خورشید باشد. در اغلب دیگها، منبع دریافت کننده گرماسیالی مانند، آب است. که ممکن است تغییر فاز دهد و به بخار آب تبدیل شود و در جای دیگر، در یک سیستم گرمایی استفاده شود. طرحی از یک دیگ نمونه در شکل (۸-۱۲) نشان داده شده است.

فرآیند $SFEE$ را می توان برای سیالی که در دیگ، گرما دریافت می کند، به کار برد. با بررسی هر عبارت در رابطه (۸-۸) به ترتیب داریم:

\dot{Q}_{12} - هدف اصلی یک دیگ، انتقال گرماست، از این رو واضح است که این عبارت مهم می باشد.

\dot{W}_{12} - یک پمپ مورد نیاز که سیال را در داخل دیگ حرکت دهد، اما این (عمل) را می توان به صورت یک جزء جداگانه بررسی کرد، از این رو عبارت انتقال کار صفر است.

آنتالپی Δ - این عبارت همیشه باقی می ماند.

ΔKE - در یک دیگ نمونه، سیال تقریباً با همان سرعت خروجی وارد می شود و تغییر در انرژی جنبشی، مخصوصاً در مقایسه با عبارت آنتالپی، جزئی است. این فرض مناسبی است، از این رو از عبارت انرژی جنبشی صرف نظر می شود.

ΔPE - اغلب دیگها به اندازه کافی بلند نیستند، که بتوانند به طور مؤثر انرژی پتانسیل سیال را تغییر دهند، بنابراین چشم پوشی از انرژی پتانسیل فرض مناسبی است. فرآیند $SFEE$ برای یک دیگ به عبارت زیر کاهش می یابد.

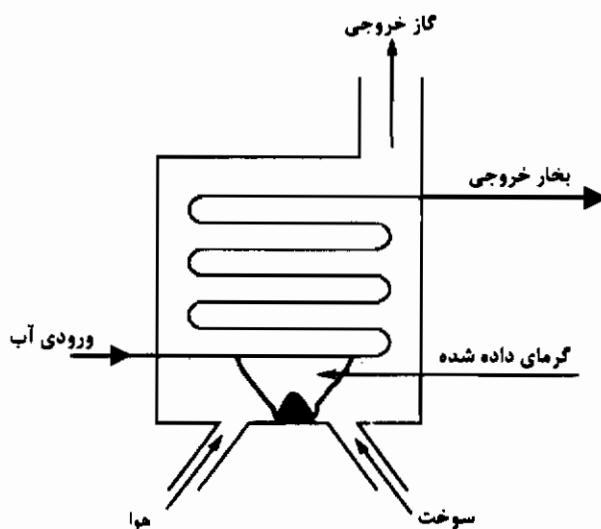
$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (8-9)$$

وقتی یک دیگ با سوخت فسیلی کار کند، حرارت آزاد شده \dot{Q}_{comb} توسط احتراق جرم جریان سوخت، $\{\dot{m}\}_{fuel}$ ، با مقدار کالری CV از رابطه (۶-۴) به دست می آید:

$$\dot{Q}_{comb} = \{\dot{m}\}_{fuel} CV$$

تمام گرمای آزاد شده در احتراق به سیال منتهی نمی شود و بخشی از لوله خروجی دیگ، خارج و بخشی از طریق دیوارهای دیگ به محیط منتقل می گردد، بنابراین، بازده انتقال انرژی η_e به صورت، نسبت گرمای جذب شده توسط سیال به انرژی آزاد شده از احتراق سوخت، تعریف می شود. بازده انتقال انرژی برای یک دیگ معمولی، ۷۰٪ است، اگر چه برای دیگهای

مردن تقطیر کننده می تواند به ۸۵٪ برسد ، یک محفظه احتراق را می توان با همین روش - مانند یک دیگ - بررسی کرد . تفاوت اصلی این است که منبع دریافت کننده گرما هواست ، که از آن برای احتراق استفاده می شود ، رابطه (۸-۹) معتبر است .

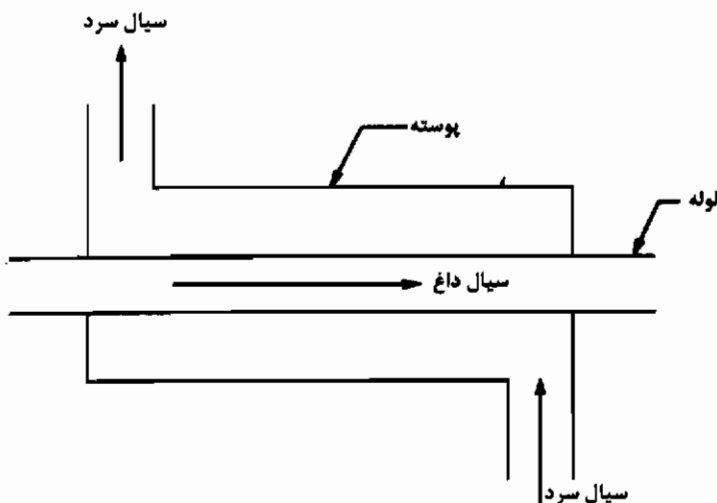


شکل ۸-۱۲ نمونه ای از یک دیگ بخار که با احتراق سوخت، آب را به بخار تبدیل می کند

در یک مبدل گرمایی ، گرما از یک سیال داغ به سیال خنک تر انتقال می یابد . تعداد زیادی از انواع مختلف مبدلهای گرمایی با تنوع سیال هوا یا مایع در بازار موجود هستند . در این جا نمی توان تمام طرحهای موجود را بررسی کرد . به طور نمونه ، مبدلهای گرمایی به گونه ای رسم می شوند که سیال داغ تر را - از دو سیالی که جریان دارند - در یک لوله نشان دهد و آن (لوله) توسط پوسته ای که سیال خنک تر در آن جریان دارد ، احاطه شده است . اگر هر دو سیال در یک جهت جریان داشته باشند ، «مبدل گرمایی موازی» نامیده می شود و اگر در جهات مختلف حرکت کنند ، آن را «مبدل گرمای جریان معکوس» نامند . تا جایی که به رابطه $SFEE$ مربوط می شود ، فرقی نمی کند که سیال در کدام جهت حرکت کند . یک مبدل گرمایی با جریان معکوس در شکل (۸-۱۳) نشان داده شده است .

$SFEE$ را می توان برای هر یک از سیالهایی که در بالا اشاره شد، بکار برد، اما به کارگیری همان مباحثی که برای دیگ مطرح شد، به رابطه (۸-۹) منتهی می شود، البته، بازده انتقال انرژی بین دوسیال موجود است، زیرا تمام گرمایی که از سیال داغ جدا می شود به سیال سرد منتقل نمی شود، بلکه بخشی از آن به جو انتقال می یابد. نمونه ای از محاسبات برای مبدل گرمایی در مثال (۲-۴) نشان داده شده است. بازده های انتقال انرژی مبدل گرمایی بستگی به پارامترهای زیادی دارد، اما عددی حدود ۸۰٪ را می توان برای آن مناسب دانست.

به طور ساده یک چگالنده، مبدلی گرمایی است، که در آن یکی از سیالات از فاز بخار به فاز مایع فشرده می شود. یک تبخیر کننده، نیز مبدل گرمایی است که عمل تبخیر برای یکی از سیالات را از فاز مایع به فاز بخار انجام می دهد. رابطه (۸-۹) برای فرآیند $SFEE$ هنوز معتبر است. اگر چه سیالی که تغییر فاز می دهد باید دوباره استفاده شود، این عمل در فشار ثابت و دمای ثابت انجام می شود.



شکل ۸-۱۳ کاربرد $SFEE$ در یک مبدل گرمایی

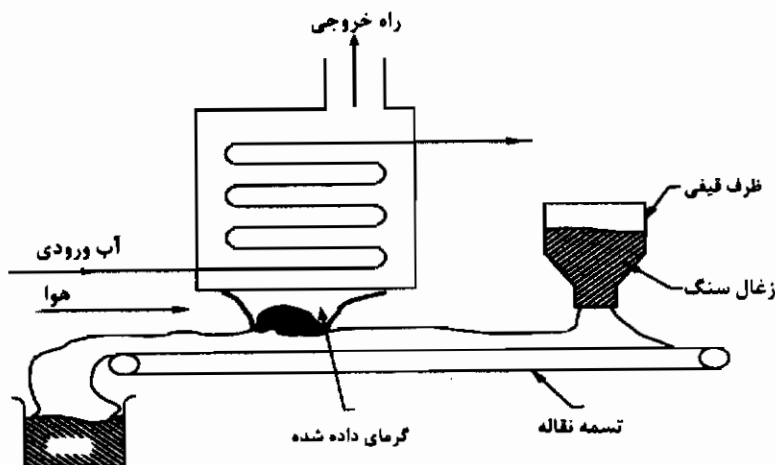
۸-۱- زمانی که سیال یک گاز کامل است

زمانی که سیالی در یک نوع مبدل گرمایی با فرآیند جریان، گاز کاملی با گرمای ویژه ثابتی باشد، می توان به جای آنروپی ویژه بر حسب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما، جایگزین نمود. طبقه رابطه (۶-۷) و رابطه (۸-۹) برابر می شود با:

$$\dot{Q}_r = mc_p(T_r - T_i) \quad (۸-۱۰)$$

مثال ۸-۵

یک دیگ بخار برای تولید 3000 kg/h بخار در فشار 2 MPa ، و دمای 350°C مورد نیاز است. از عبارات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل صرف نظر شده است. نرخ گرمای ورودی مورد نیاز را، با فرض این که آب تغذیه شده در فشار 2 MPa اشباع شده باشد، حساب کنید



شکل ۸-۱۴؛ مثال ۸-۵: یک دیگ با سوخت زغال سنگ که آب را به بخار فوق داغ تبدیل می کند

نرخ گرمای ورودی به دیگ بخار، اگر آب تغذیه شده در دمای 70°C اشباع باشد را محاسبه کنید.

گرمای ویژه آب در فشار ثابت برابر $4/2 \text{ kJ/kg K}$ و ثابت در نظر گرفته شده است. نرخ گرمای ورودی به دیگ بخار، اگر آب تغذیه شده در فشار 2 MPa و دمای 70°C باشد، چقدر است؟

برای مورد آخر (دمای 70°C)، اگر دیگ بخار در بازده انتقال انرژی 70% عمل کند، انرژی محتوی سوخت چقدر است؟

اگر سوخت، زغال سنگ و با هزینه $0.4 \text{ \$ / kWh}$ باشد و دیگ برای 5000 ساعت در سال کار کند، هزینه کارکرد سالانه دیگ چقدر خواهد بود؟

حل

در خروجی دیگ - حالت ۴ - جایی که فشار بخار 2 MPa و دما آن 350°C است، بخار آب فوق داغ است، از این رو از جدولهای فوق داغ، آنتالپی ویژه بخار آب در خروجی برابر می شود با:

$$\{h_t\}_s = 3138 \text{ kJ/kg}$$

اگر آب تغذیه شده در ورودی، اشباع و فشارش 20 bar باشد (حالت ۱) آنتالپی ویژه $\{h_t\}_w$ از جدولهای بخار آب و آب اشباع برابر است با:

$$\{h_t\}_w = h_f = 90.9 \text{ kJ/kg}$$

با جایگزینی در رابطه (۸-۹) گرمای ورودی به دیگ بخار \dot{Q}_{in} می شود:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{in} &= \{\dot{m}\}_s (\{h_t\}_s - \{h_t\}_w) \\ \therefore \dot{Q}_{in} &= \frac{3000 \times (3138 - 90.9)}{3600} = 1858 \text{ kW} \end{aligned}$$

اگر آب تغذیه شده در ورودی، در دمای 70°C اشباع باشد (حالت ۲)، آنتالپی ویژه، $\{h_t\}_w$ از جدولهای بخار و آب اشباع برابر است با:

$$\{h_t\}_w = 293 \text{ kJ/kg}$$

با جایگزینی در رابطه (۸-۹) گرمای ورودی به دیگ \dot{Q}_{in} می شود

$$\dot{Q}_{in} = \{\dot{m}\}_s (\{h_t\}_s - \{h'_t\}_w)$$

$$\dot{Q}_{rr} = \frac{3000 \times (3138 - 293)}{3600} = 2371 \text{ kW}$$

اگر آب تغذیه شده در ورودی دارای فشار 2 MPa و دمای 70°C (حالت ۳) باشد، در شرایط مایع غیر اشباع است آنتالپی ویژه از جدولهای آب اشباع و بخار آب با استفاده از رابطه (۸-۷) به دست می آید:

$$\{h_r\}_w = \{h_f - c_p(T_{fk} - T_s)\}_w = 90.9 - 4/2 \times (212/4 - 70) = 310.9 \text{ kJ/kg}$$

با جایگزینی در رابطه (۸-۹) گرمای ورودی به دیگ \dot{Q}_{rr} به قرار زیر است:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rr} &= \{\dot{m}\}_s (\{h_r\}_s - \{h_r\}_w) \\ \therefore \dot{Q}_{rr} &= \frac{3000 \times (3138 - 310.9)}{3600} = 2356 \text{ kW} \end{aligned}$$

توجه داشته باشید که \dot{Q}_{rr} و \dot{Q}_{rr} تقریباً با هم برابر هستند. شرایط آب در ورودی به دیگ در حالت ۳ مهم‌ترین نمایش وضعیت (سیال) در عمل است، اما اکنون می‌توان دید که با در نظر گرفتن مقدار اشباع آنتالپی ویژه آب ورودی در دمای مناسب، راهی سریع‌تر برای رسیدن به همان جواب تقریباً برای انتقال گرماست.

در بازده انتقال انرژی ۷۰٪، η_e ، گرمای تولید شده توسط احتراق زغال سنگ \dot{Q}_{comb} برابر

است با:

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{Q}_{rr}}{\eta_e} = \frac{2356}{0.7} = 3367 \text{ kW}$$

هزینه عملکرد سالانه $\$_{ARC}$ از رابطه (۹-۴) به دست می آید:

$$\$_{ARC} = EN_{hrs} \$_{kWh} = 3367 \times 5000 \times 0.04 = \$673400$$

درسال

هزینه جاری (عملکرد) سالانه زیاد است، زیرا بازده دیگ فقط ۷۰٪ است، ۳۰٪ انرژی

ورودی، را که از احتراق سوخت حاصل می‌شود و از لوله خروجی به هدر می‌رود، می‌توان مانند مثال (۴-۴)، با پیش گرم کردن هوای احتراق در یک مبدل گرمایی مورد استفاده قرار داد. همان (فرآیند) $SFEE$ برای دیگ بخار نیز به کار می‌رود (هرچه شرایط آب در ورودی باشد و علی‌رغم این واقعیت که آب تغییر فاز می‌دهد). انتقال گرما توسط رابطه بین خواص سیال در ورودی و خروجی دیگ بخار به دست می‌آید در این مورد آتروپی ویژه محاسبه می‌شود.

مثال ۶-۸

در یک مبدل گرمایی معین، بخار در فشار 150 kPa در پوسته خارجی متراکم است و آب در لوله با نرخ $1/2 \text{ kg/s}$ جریان دارد، در این حال، دما از 45°C به 90°C افزایش می یابد و فشار آب تقریباً ثابت می ماند. مبدل گرمایی کاملاً عایق شده است و راندمان انتقال گرما 90% است (شکل ۱۵-۸). دبی جرمی بخار مورد نیاز، در شرایطی که وضعیت آب ثابت بماند چقدر است؟ گرمای ویژه در فشار ثابت برابر $4/2 \text{ kJ/kg}$ و طی فرآیند ثابت می ماند.

اگر بخار تولید شده در یک دیگ بخار گازی دارای راندمان 75% باشد و هزینه گاز طبیعی $0.04 \text{ \$/kWh}$ در نظر گرفته شود، هزینه کارکرد (جاری) سالانه دیگ بخار، زمانی که مبدل گرمایی برای 5000 ساعت در سال کار کند، چقدر است؟

بعد از یک سال کارکرد، عایق روی مبدل گرمایی خراب می شود و بازده انتقال انرژی به 70% کاهش می یابد. دبی جرمی بخار لازم برای حفظ شرایط آب چقدر است؟ درصد افزایش در دبی جرمی بخار و افزایش در هزینه کارکرد سالانه (هزینه جاری) دیگ را محاسبه کنید.

حل

برای آب، که از حالت ۳ به حالت ۴ می رسد، از رابطه (۹-۸) برای فرآیند می توان گرمای به دست آمده \dot{Q}_{12} را حساب کرد:

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}(h_2 - h_1)\}_w$$

از بخش (۱-۳-۷) می توان برای حاصل ضرب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما، طبق رابطه (۷-۶) به شکل زیر جایگزین نمود:

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}c_p(T_2 - T_1)\}_w = 1/2 \times 4/2(90 - 45) = 226/8 \text{ kW}$$

با استفاده از قانون علامت گذاری (ج)، در بازده انتقال گرما 90% انتقال گرما از بخار طی حالت ۱ به حالت ۲، \dot{Q}_{12} برابر است با:

$$\eta_e = \frac{\dot{Q}_{23}}{\dot{Q}_{12}} \quad \therefore \quad \dot{Q}_{12} = \frac{226/8}{0.9} = 252 \text{ kW}$$

طبق قانون علامت گذاری (ب) علامت \dot{Q}_{12} باید منفی باشد، زیرا گرما از بخار به آب انتقال یافته است.

اگر بخار آب در پوسته مبدل گرمایی بررسی شود، زمانی که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ می رود، تغییر در آنتالپی ویژه $\{h_r - h_s\}$ از جدولهای آب اشباع و بخار آب در فشار 150 kPa برابر است با:

$$\{h_r - h_s\}_m = h_f - h_g = (467 - 2633) = -2226 \text{ kJ/kg}$$

دبی جرمی بخار $\{\dot{m}\}_m$ از فرآیند $SFEE$ برای بخار در پوسته مبدل گرمایی، از رابطه (۹) - ۸ به شکل زیر به دست می آید (توجه کنید که \dot{Q}_{12} منفی است):

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}(h_r - h_s)\}_m$$

$$\therefore \{\dot{m}\}_m = \frac{-252}{-2226} = 0.113 \text{ kg/s}$$

اگر بخار آب تولید شده در دیگ دارای ۷۵٪ بازده باشد، انرژی موجود در سوخت گاز طبیعی \dot{Q}_{comb} با استفاده از قانون علامت گذاری (ج) می شود:

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{Q}_{12}}{\eta_c} = \frac{252}{0.75} = 336 \text{ kW}$$

برای هزینه گاز طبیعی $\$ / \text{kWh}$ ۰.۴ و کارکرد ۵۰۰۰ ساعت در سال، هزینه سالانه عملکرد دیگ بخار $\$_{ARC}$ را رابطه (۹-۴) می شود:

$$\$_{ARC} = EN_{hrs} \$_{kWh} = 336 \times 5000 \times 0.4 = \$67200 \text{ در سال}$$

اگر بازده انتقال گرما برای مبدل گرمایی به ۷۰٪ کاهش یابد، دبی جرمی جدید برای بخار آب مورد نیاز $\{\dot{m}'\}$ برابر است با:

$$\{\dot{m}'\}_m = \frac{\{\dot{m}\}_m \times 0.9}{0.7} = \frac{0.113 \times 0.9}{0.7} = 0.145 \text{ kg/s}$$

افزایش در دبی جرمی بخار آب $\{\dot{m}''\}_m$ به قرار زیر است:

$$\{\dot{m}''\}_m = \{\dot{m}'\}_m - \{\dot{m}\}_m = 0.145 - 0.113 = 0.032 \text{ kg/s}$$

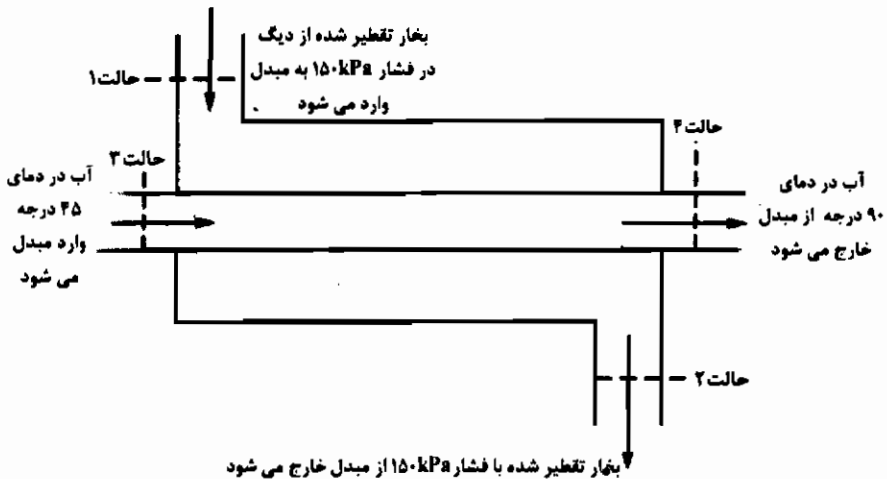
درصد افزایش در دبی جرمی بخار آب $\{\dot{m}\% \}_m$ می شود:

$$\{\dot{m}^{\%}\}_{SI} = \frac{\{\dot{m}^{\%}\}_{SI}}{\{\dot{m}\}_{SI}} = \frac{0.032}{0.113} = 28.3\%$$

بنابراین: افزایش در هزینه کارکرد سالانه دیگ بخار $\$'_{ARC}$ برابر است با:

$$\$_{ARC}' = 0.283 \times 67200 = \$19047/6 \quad \text{در سال}$$

در عمل، افزایش دبی جرمی بخار آب متراکم شده، بدون افزایش مساحت موجود برای انتقال گرما، میسر نیست، و به احتمال زیاد شرایط دما و فشار سیال هر دو تغییر خواهد کرد.



شکل ۸-۱۵؛ مثال ۸-۶ یک مبدل گرمایی که در آن دمای آب توسط بخار تقطیر شده افزایش می یابد

۸-۵ کاربرد فرآیند SFEE در شیپوره^۱ / پخش کن^۲

هدف از یک شیپوره، افزایش انرژی جنبشی یک سیال به قیمت افت در فشار آن است. به عنوان نمونه، اگر یک سیال با فشار نسبی زیاد و سرعت کم وارد یک شیپوره شود و با فشار کمتر و سرعت بیشتر، از شیپوره خارج شود، برای رسیدن به این تبدیل انرژی لازم است که مساحت سطح مقطع جریان، کاهش یابد.

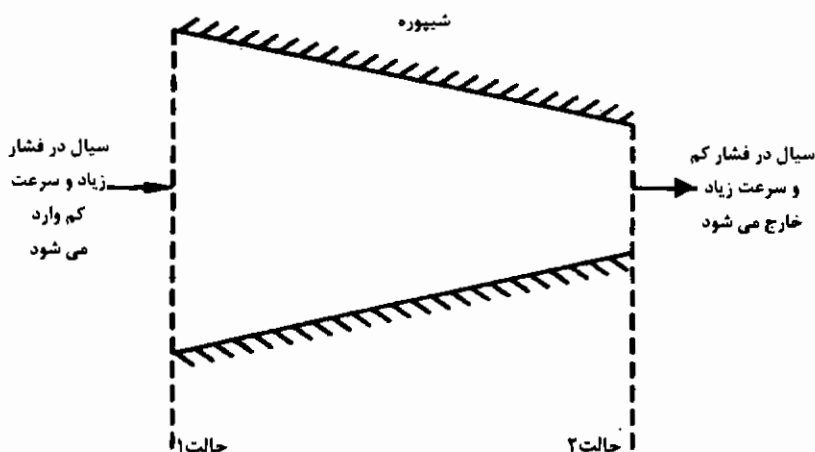
۱- Nozzle

۲- Diffuser

شیپوره ها به شکلهای زیاد و مختلف وجود دارند . شکل ۸-۱۶ طرح یک شیپوره را نشان می دهد . برای درک چگونگی عملکرد یک شیپوره ، لازم است که از رابطه (۲-۳) که فشارهای ساکن و جنبشی سیال و معادله پیوستگی (۸-۳) را به یکدیگر مرتبط می سازد ، استفاده نمود این دو رابطه به شکل زیر نوشته می شود:

$$p + \frac{1}{2} \rho C^2 = p_0 \quad (2-3)$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 C_1 (A_{xs})_1 = \dot{m}_2 = \rho_2 C_2 (A_{xs})_2 \quad (8-3)$$



شکل ۸-۱۶ تصویری از یک شیپوره که فشار زیاد سیال ورودی را به انرژی جنبشی زیاد در خروجی تبدیل می کند

اگر در همان ابتدا ، سیال را غیر قابل تراکم و جریان را پایدار در نظر بگیریم . در این حال چون مساحت شیپوره کاهش می یابد ، با استفاده از معادله پیوستگی می توان نشان داد که سرعت سیال افزایش خواهد یافت ، اما در رابطه (۲-۳) ، اگر در ابتدا فرض شود که فشار کل p_0 تقریباً ثابت است ، چون سرعت سیال افزایش می یابد ، فشار ساکن سیال باید کاهش پیدا کند . بنابراین ، شیپوره فشار زیاد یک سیال را به انرژی جنبشی زیاد تبدیل می کند . حتی اگر سیال قابل تراکم باشد و فشار کل تغییر کند ، همین اثرات معتبر هستند . اگر $SFEE$ را به سیالی که از یک

شیپوره می گذرد، اعمال شود. با بررسی هر یک از عبارات موجود در رابطه (۸-۸) به ترتیب داریم:

\dot{Q}_{12} - مقدار انتقال گرمای مربوط به سیال که از شیپوره می گذرد، تعیین کمیت آن مشکل است. بعلاوه، مقدار انتقال گرما زیاد نیست، زیرا بیشتر شیپوره ها چندان بزرگ نیستند و زمان لازم برای انتقال گرما، کم است، بنابراین، در لحظه اول می توان از انتقال گرما صرف نظر کرد.

\dot{W}_{12} - برای حرکت سیال از شیپوره نیاز به یک پمپ است، این (پمپ) را می توان به صورت یک جزء (قطعه) مجزا بررسی نمود، در نتیجه عبارت انتقال کار (در این حالت) صفر در نظر گرفته می شود.

آنتالپی Δ (تغییر آنتالپی) - این عبارت همیشه به قوت خود باقی است.

ΔKE - به طور واضح، هدف از شیپوره افزایش انرژی جنبشی سیال است، بنابراین این عبارت مهم است.

ΔPE - اگر سیال فقط در یک جهت افقی جریان داشته باشد، این عبارت صفر است، اما در تمام شیپوره ها، اثرات انرژی پتانسیل مهم در نظر گرفته نمی شوند. بنابراین رابطه $SFEE$ برای یک شیپوره به شکل زیر تقلیل می یابد.

$$0 = (h_2 - h_1) + 0.5(C_2^2 - C_1^2) \quad (8-11)$$

رابطه (۸-۱۱) مقادیر چهار خاصیت سیال را (به یکدیگر) ربط می دهد. (از این رابطه) به سادگی می توان مقادیر (مربوط به) به یک خاصیت را به دست آورد. به شرط آن که سه خاصیت دیگر، معلوم باشند، البته این زمانی ممکن است که اندازه گیری مناسبی انجام شود. توانایی پیشگویی شرایط خروجی از اطلاعات شرایط ورودی به طور نظری مزیت است، اما چون سیال از سطح شیپوره می گذرد، نیروهای اصطکاکی در آن جا مخالف جریان هستند. بخشی از فشار (زیاد) سیال در ورودی باید صرف خشنی کردن اصطکاک شود، بدین مفهوم که فشار کمتری برای تبدیل به انرژی جنبشی موجود خواهد بود، نیروهای اصطکاکی سبب افزایش انرژی داخلی سیال می شوند. رابطه بین انرژی داخلی و فشار سیال در عبارت آنتالپی، در رابطه (۸-۱۱) تاثیر می گذارد.

اگر بازده یک شیپوره تعریف شده باشد می توان بر مشکل غلبه کرد. انبساط سیال، زمانی که از شیپوره می گذرد، بی درو فرض شده است. اگر برگشت پذیر نیز فرض شود، فرآیند یک جریان آیزوتروپیک است، البته، هرگز نمی تواند برگشت پذیر باشد، زیرا زمانی که سیال در جهت مخالف جریان حرکت می کند، اصطکاک دوباره در خلاف جهت جریان مقاومت می کند، اما این فرض مفیدی است، زیرا آنتالپی سیال، ثابت خواهد ماند، بنابراین، بازده شیپوره را می توان بر حسب، نسب انرژی جنبشی، که در واقع سیال به دست می آورد به انرژی جنبشی که ممکن بود به دست آورد، (اگر فرآیند ایزوتروپیک در نظر گرفته می شد)، تعریف نمود. اگر مقدار واقعی سرعت سیال در خروجی برابر $(C_v)_{act}$ و مقدار آیزوتروپیک آن $(C_v)_{isen}$ در نظر گرفته شود، بازده شیپوره η_N برای دبی جرمی سیال برابر است با:

$$\eta_N = \frac{\cdot/\Delta h(C_v^*)_{act}}{\cdot/\Delta h(C_v^*)_{isen}} = \frac{(C_v^*)_{act}}{(C_v^*)_{isen}} \quad (۸-۱۲)$$

بازده شیپوره را بعضی مواقع «بازده آیزوتروپیک» نامند، زیرا انرژی جنبشی واقعی سیال در خروجی با مقدار آن - اگر فرآیند، آیزوتروپیک باشد - مقایسه می شود. برای بازده شیپوره مقادیر را می توان با آزمایش به دست آورد، زیرا $(C_v)_{act}$ را می توان اندازه گرفت و $(C_v)_{isen}$ با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به دست آورد. معمولاً، بازده شیپوره به طور تقریبی در محدوده زیادی از شرایط سیال ورودی، ثابت می ماند، اما این اطلاعات را باید از تولید کننده شیپوره (کارخانه تولید کننده) به دست آورد.

مقدار بازده نمونه، برای یک شیپوره ۹۵٪ است، البته با توجه به این که فشار مورد نیاز برای غلبه بر نیروهای اصطکاکی بسیار اندک در نظر گرفته شود.

با فرض این که، فرآیند، آیزوتروپیک باشد، شرایط سیال در خروج از شیپوره را می توان از اطلاعات شرایط ورودی پیشگویی کرد و تصحیح جواب را با استفاده از بازده شیپوره به دست آورد، به عبارت دیگر، هر چه فرآیند به طرف آیزوتروپیک بودن تمایل داشته باشد، بازده شیپوره بیشتر خواهد بود. این تأکیدی است بر اهمیت خاصیت آنتروپی سیال، بنابراین در اغلب موارد، تغییر نکردن آنتروپی حالت ایده آل است.

برخی مواقع تشخیص کم شدن فشار سیال بر اثر فشرده شدن آن از یک سطح مقطع کوچکتر، روشن نیست و این برعکس مکانیزم یک سیلندر پیستون است که با برگشت پیستون، فشار کاهش می یابد و حجم سیال افزایش می یابد، هر چند که سیال در سیلندر پیستون یک فرآیند بدون جریان و سیال در شیپوره، یک فرآیند جریانی را طی می کنند. اما در شیپوره یک عبارت اضافی انرژی جنبشی، وجود دارد که در انتقال انرژی کلی موثر است.

هدف از یک پخش کن، افزایش فشار سیال به قیمت تقلیل در انرژی جنبشی آن است. به عنوان نمونه، سیال با فشار نسبی کم و سرعت زیاد وارد یک پخش کن می شود و با سرعت کمتر، ولی افزایش فشار، از آن خارج می شود، برای به دست آوردن این تبدیل انرژی لازم است که مساحت سطح مقطع جریان افزایش یابد، بنابراین، پخش کنها دقیقاً عکس شیپوره ها عمل می کنند. شکل (۸-۱۷) طرحی از یک پخش کن را نشان می دهد.

دقیقاً مانند یک شیپوره، و به همان دلایلی که در بالا ذکر شد، فرآیند $SFEE$ برای یک پخش کن به رابطه (۸-۱۱) تقلیل می یابد، بعلاوه لازم است بازده یک پخش کن تعریف شود، اما برعکس یک شیپوره، چون هدف اصلی یک پخش کن افزایش فشار سیال است، بازده برحسب افزایش فشار تعریف می شود. بازده پخش کن (η_{diff}) برابر نسبت افزایش فشار واقعی سیال $(p_r - p_s)_{act}$ به افزایش فشاری است، که طی یک فرآیند آیزوتروپیک می توان به دست آورد $(p_r - p_s)_{isen}$.

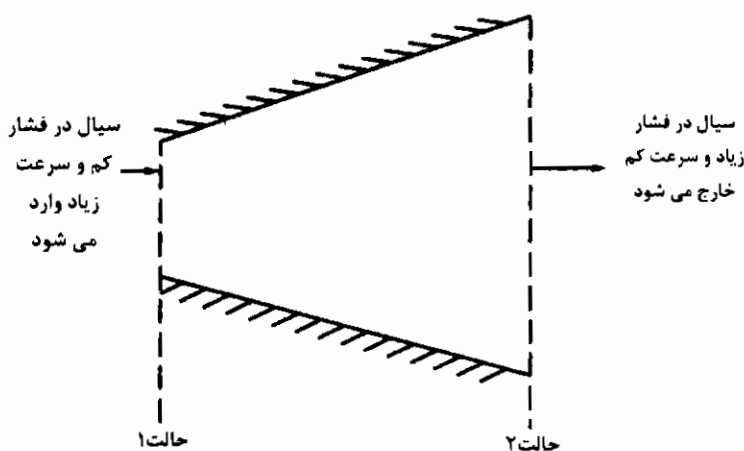
$$\eta_{diff} = \frac{(p_r - p_s)_{act}}{(p_r - p_s)_{isen}} \quad (8-13)$$

دوباره، (η_{diff}) را در برخی موارد بازده آیزوتروپیک نامند، زیرا افزایش فشار واقعی با مقدار آیزوتروپیک مقایسه می شود. مقادیر را می توان با آزمایش، به دست آورد، اما آنها (این مقادیر) بستگی زیادی به طراحی پخش کن دارد.

اگر سیال بتواند مرز ظاهری پخش کن را طی کند، مقادیر بازده تا ۸۵٪ به دست می آیند، اما اگر شکل پخش کن تغییر کند - به طوری که نیاز به تغییر عمده یا ناگهانی در جهت سیال داشته باشد - سیال دیگر قادر به دنبال کردن محیط پخش کن نخواهد بود. این تغییر سبب ایجاد حفره یا اصطکاک می شود که بازده را به حد قابل توجهی کاهش می دهد. همین اثر در

وسایل اندازه گیری سیال مانند ونتوری متر مشاهده می شود. توضیح بیشتر این نتایج در بخش (۸-۹) آمده است.

در مورد شیپوره، شرایط خروجی سیال از پخش کننده را می توان از طریق اطلاعات ورودی، با فرض جریان فرآیند آیزونتروپیک، پیشگویی کرد و جواب به دست آمده را از طریق بازده پخش کن تصحیح نمود.



شکل ۸-۱۷ تصویری از یک پخش کن که انرژی جنبشی زیاد سیال ورودی را به فشار زیاد در خروجی تبدیل می کند

۸-۵-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است.

زمانی که سیال در یک شیپوره یا پخش کن، یک گاز کامل با گرمای ویژه ثابت باشد، می توان مطابق رابطه (۶-۷)، برای آنتالپی ویژه، بر حسب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما، جایگزین کرد. رابطه (۸-۱۱) برابر می شود با:

$$0 = C_p(T_2 - T_1) + 0.5(C_p - C_v) \quad (8-14)$$

علاوه بر آن، فرض بر این است که گاز کامل در به کارگیری عبارت بازده، یک فرآیند بی درو و برگشت پذیر را طی کند، بنابراین می توان مطابق معادله (۶-۱۷)، معادلات مرتبط کننده یعنی دما، فشار و حجم گاز را به شکل زیر و با $n = \gamma$ به کار برد:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2^{(\gamma-1)/\gamma}}{p_1^{(\gamma-1)/\gamma}} = \frac{v_2^{1-\gamma}}{v_1^{1-\gamma}}$$

این رابطه برای هر دو فرآیند-آیزوتروپیک بدون جریان و با جریان - معتبر شناخته شده است و رابطه بسیار مفیدی است، زیرا از آن می توان شرایط خروجی سیال را، با دانستن شرایط ورودی و بدون انجام هر گونه آزمایشی، به دست آورد.

مثال ۸-۷

سیالی در فشار 150 kPa و دمای 150°C با سرعت 10 m/s و بازده 95% وارد شیبوره ای شده است و با فشار 100 kPa (شکل ۸-۱۸) به جو تخلیه می شود. با فرض این که سیال هوا، یک گاز کامل باشد، سرعت خروجی، تغییر در آنتروپی هوا و نسبت مساحت شیبوره در ورودی و خروجی را حساب کنید؟ فرض کنید برای هوا، گرمای ویژه در فشار ثابت $1/005 \text{ kJ/kg K}$ و نسبت گرماهای ویژه $1/4$ و ثابت گاز $0/287 \text{ kJ/kg K}$ باشد. سرعت خروجی، تغییر در آنتروپی ویژه و نسبت مساحت شیبوره برای سیال بخار آب چقدر است؟

حل

ابتدا با فرض فرآیند آیزوتروپیک، از رابطه (۱۷-۶) دمای آیزوتروپیک هوا در خروجی شیبوره $(T_2)_{isen}$ به دست می آید:

$$\frac{\{(T_2)_{isen}\}_{air}}{\{T_1\}_{air}} = \frac{\{p_2^{(\gamma-1)/\gamma}\}_{air}}{\{p_1^{(\gamma-1)/\gamma}\}_{air}}$$

$$\therefore \{(T_2)_{isen}\}_{air} = \frac{423 \times 1^{(1/4-1) \cdot 1/4}}{1^{(1/4-1)/1/4}} = 376/7 \text{ K}^0$$

برای یک گاز کامل در شیبوره، زمانی که سرعت افزایش می یابد، دما با افزایش فشار - طبق معادله حالت - تقلیل می یابد. فرآیند $SFEE$ برای گاز کامل در یک شیبوره از رابطه (۸-۱۴) می شود:

$$= \{C_p (T_r - T_i) + 0.5(C_p^* - C_i^*)\}_{air}$$
 مقدار آیزوتروپیک سرعت هوای خروجی $\{(C_p)_{isen}\}_{air}$ ، زمانی که $\{(T_r)_{isen}\}_{air}$ بکار رود، برابر است با:

$$= 1/0.5 \times 1.0^2 \times (376/7 - 423) + 0.5 \{ \{(C_p)_{isen}\}_{air}^2 - 1.0^2 \}$$

$$\therefore \{(C_p)_{isen}\}_{air} = 30.5/2 \text{ m/s}$$

مقدار واقعی سرعت هوا را، در خروجی شیبوره با استفاده از بازده شیبوره می توان به دست آورد: (رابطه ۱۲-۸):

$$\eta_N = \frac{\{(C_p)_{act}\}_{air}}{\{(C_p)_{isen}\}_{air}}$$

$$\therefore \{(C_p)_{act}\}_{air} = (0.95)^{0.5} \times 30.5/2 = 297/5 \text{ m/s}$$

با دانستن سرعت واقعی سیال در خروجی شیبوره، می توان دمای واقعی هوا را در خروجی (به شکل زیر) به دست آورد:

$$= \{C_p (T_r - T_i) + 0.5(C_p^* - C_i^*)\}_{air}$$

$$\therefore 0 = 1.05 \{ \{(T_r)_{act}\}_{air} - 423 \} + 0.5 \times \{ 297/5^2 - 1.0^2 \}$$

$$\therefore \{(T_r)_{act}\}_{air} = 379 \text{ K}^o$$

تغییر در آنتروپی ویژه هوا را، می توان با استفاده رابطه (۱۲-۶) به دست آورد، که برای هر فرآیندی کاربرد دارد، بنابراین:

$$\{s_r - s_i\}_{air} = \left\{ C_p \ln \frac{T_r}{T_i} - R \ln \frac{p_r}{p_i} \right\}_{air}$$

$$\therefore \{s_r - s_i\}_{air} = 1/0.5 \ln \frac{379}{423} - 0.287 \ln \frac{1}{1/5} = 0.006 \text{ kJ/kgK}$$

آنتروپی ویژه واقعی هوا، همان گونه که انتظار می رود، افزایش می یابد و هر چه این افزایش بیشتر باشد، بازده شیبوره کاهش پیدا می کند، اگر فرآیند، در یک نمودار دمای سیال بر حسب آنتروپی ویژه، کشیده شود. تغییر حالت (فرآیند) آیزوتروپیک یک خط عمودی در جهت پایین است، که با دما تقلیل می یابد و تغییر حالت واقعی، بخشی از منحنی است که به طرف پایین است و افزایش آنتروپی ویژه را نشان می دهد.

نسبت مساحت شیپوره را می توان ، به شکل زیر از معادله پیوستگی (رابطه ۸-۳) به دست آورد :

$$\{\rho_v C_v\}_{air} (A_{xs})_s = \{\rho_v C_v\}_{air} (A_{xs})_t$$

با جایگزینی برای چگالی ، از معادله حالت (رابطه ۲۰۶) داریم :

$$\frac{\{p_v C_v\}_{air} (A_{xs})_s}{\{RT_s\}_{air}} = \frac{\{p_v C_v\}_{air} (A_{xs})_t}{\{RT_t\}_{air}}$$

$$\therefore \frac{150 \times 10 (A_{xs})_s}{287 \times 423} = \frac{100 \times 297/5 (A_{xs})_t}{287 \times 379}$$

$$\therefore \frac{(A_{xs})_s}{(A_{xs})_t} = 22/1$$

برای سیال بخار آب ، در دمای $150^\circ C$ و فشار 150 kPa ، بخار آب فوق داغ است . با استفاده از جدولهای فوق داغ ، آنتالپی ویژه ، آنتروپی ویژه و حجم ویژه بخار آب در ورودی به شیپوره برابر است با :

$$\{h\}_s = 2773 \text{ kJ/kg} \quad \{s\}_s = 7/42 \text{ kJ/kg K} \quad \text{and} \quad \{v\}_s = 1/288 \text{ m}^3/\text{kg}$$

اگر فرآیند ، در شیپوره در مرحله اول آیزونتروپیک فرض شود :

$$\{s_v\}_s = \{s_v\}_t = 7/42 \text{ kJ/kg K}$$

در فشار 100 kPa و آنتروپی ویژه $7/42 \text{ kJ/kg K}$ بخار آب در خروجی شیپوره هنوز فوق داغ است . با میان یابی از جدولهای فوق داغ ، مقدار آیزونتروپیک آنتالپی ویژه بخار آب $\{(h_v)_{isen}\}_s$ در خروجی شیپوره برابر است با :

$$\{(h_v)_{isen}\}_s = 2700 \text{ kJ/kg}$$

در نظر گرفتن فرآیند $SFEE$ برای یک شیپوره ، از رابطه (۸-۱۱) مقدار آیزونتروپیک سرعت بخار آب ، در خروجی از شیپوره $\{(C_v)_{isen}\}_s$ ، به شکل زیر به دست می آید :

$$0 = \{(h_v)_{isen} - h_s\} + 0/5 \{((C_v)_{isen})^2 - C_s^2\}$$

$$0 = 10^2 \times (2700 - 2773) + 0/5 \{((C_v)_{isen})^2 - 10^2\}$$

$$\therefore \{(C_v)_{isen}\}_s = 382/2 \text{ m/s}$$

مقدار واقعی سرعت بخار آب، در خروج از شیوره را می توان با استفاده از بازده شیوره (رابطه ۸-۱۲) محاسبه کرد:

$$\eta_v = \frac{\{(C_v)_{act}\}_M}{\{(C_v)_{isen}\}_M}$$

$$\therefore \{(C_v)_{act}\}_M = (0.95)^{1/5} \times 282/2 = 272/5 \text{ m/s}$$

آنتالپی ویژه واقعی بخار آب را (فرآیند $SFEE$) را می توان به شکل زیر به دست آورد (رابطه ۸-۱۱):

$$= \{(h_v)_{act} - h_v\} + 0.5 \{((C_v)_{act})^2 - C_v^2\}$$

$$\therefore 0 = 10^3 \{(h_v)_{act} - 2773\} + 0.5(272/5^2 - 10^3)$$

$$\therefore (h_v)_{act} = 270.4 \text{ kJ/kg}$$

در فشار ۱۰۰ kPa و آنتالپی ویژه ۲۷۰۴ kJ/kg بخار آب در خروجی شیوره، هنوز فوق داغ است. با میان یابی از جدولهای فوق داغ مقدار واقعی آنروپی ویژه $\{(s_v)_{act}\}_M$ و دمای بخار آب در خروجی شیوره $\{(T_v)_{act}\}_M$ به دست می آید:

$$\{(s_v)_{act}\}_M = 7/43 \text{ kJ/kg K} \quad \text{and} \quad \{(T_v)_{act}\}_M = 113/9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

افزایش در آنروپی ویژه واقعی بخار آب، برابر است با:

$$\{(s_v)_{act} - (s_v)_{act}\}_M = 7/43 - 7/42 = 0.01 \text{ kJ/kgK}$$

همچنین برای هوا، آنروپی ویژه واقعی بخار آب، همان گونه که انتظار می رود، افزایش می یابد و هر چه این افزایش بیشتر باشد، بازده شیور کمتر می شود. اگر فرآیند، در نمودار دمای سیال بر حسب آنروپی ویژه نمایش داده شود، تغییر حالت آیزوتروپیک یک خط عمودی به طرف پایین با کاهش دما، خواهد بود. سیال تمایل به فوق داغ شدن دارد، هر چند در این مورد، کاملاً در ناحیه فوق داغ می ماند. نسبت مساحت شیوره را می توان از معادله پیوستگی (رابطه ۸-۳) به صورت زیر به دست آورد:

$$\frac{\{C_v\}_M (A_{cs})_i}{\{v_v\}_M} = \frac{\{C_v\}_M (A_{cs})_r}{\{v_v\}_M}$$

در فشار خروجی 100 kPa و آنتالپی 2704 kJ/kg حجم ویژه خروجی بخار آب با میان یابی از جدولهای فوق داغ برابر است با:

$$\begin{aligned} \{v\}_v &= 1/763 \text{ m}^3/\text{kg} \\ \therefore \frac{10(A_{xs})_1}{1/286} &= \frac{272/5(A_{xs})_v}{1/763} \\ \therefore \frac{(A_{sv})_1}{(A_{xs})_v} &= 27/2 \end{aligned}$$

در عمل، مقدار محدودی از دبی جرمی سیال می تواند از شیپوره بگذرد و این زمانی رخ می دهد که سرعت سیال برابر با سرعت صوت در خروجی باشد.

مثال ۸-۸

بخار آب، در فشار اولیه 300 kPa ، ضریب کیفیت بخار 0.9 و سرعت ورودی 1000 m/s ، از یک پخش کن (شکل ۱۹-۸) می گذرد. اگر دمای خروجی 300°C و بازده آیزونتروپیک شیپوره 80% باشد، سرعت و فشار خروجی را به دست آورید، همچنین افزایش آنتروپی بخار و نسبت مساحت ورودی به خروجی مورد نیاز در شرایط خروجی را حساب کنید.

حل

در فشار 300 kPa با ضریب کیفیت بخار 0.9 بخار در ورودی به پخش کن یک مخلوط با دمای $133/5^\circ \text{C}$ است. از جدولهای آب اشباع و بخار آنتالپی ویژه ورودی، آنتروپی ویژه و حجم ویژه بخار، به ترتیب برابر است با:

$$\begin{aligned} \{h\}_s &= X_g h_g + (1 - X_g) h_f \\ \{h\}_s &= 0.9 \times 2725 + (1 - 0.9) \times 561 = 250.8/6 \text{ kJ/kg} \\ \{s\}_s &= X_g s_g + (1 - X_g) s_f \\ \therefore \{s\}_s &= 0.9 \times 6/993 + (1 - 0.9) \times 1/672 = 6/461 \text{ kJ/kg K} \\ \{v\}_s &= X_g v_g \\ \therefore \{v\}_s &= 0.9 \times 0/6057 = 0/5451 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

در همان ابتدا، با فرض این که فرآیند، در پخش کن آیزوتروپیک است، آنتروپیی ویژه بخار آب در خروجی پخش کن $\{s_r\}_{st}$ می شود:

$$\{s_r\}_{st} = \{s_r\}_{st} = 6/461 \text{ kJ/kg K}$$

در دمای 300°C و آنتروپیی ویژه $6/461 \text{ kJ/kg K}$ ، بخار آب در خروجی پخش کن فوق داغ است. با میان یابی از جدولهای فوق داغ، مقدار فشار بخار در فرآیند آیزوتروپیک $\{(p_r)_{isen}\}_{st}$ و در خروجی پخش کن برابر است با:

$$\{(p_r)_{isen}\}_{st} = 3/45 \text{ MPa}$$

با استفاده از بازده پخش کن (رابطه ۱۳-۸) می توان فشار واقعی بخار آب در خروجی پخش کن $\{(p_r)_{act}\}_{st}$ را به صورت زیر پیدا کرد:

$$\eta_{diff} = \frac{\{(p_r - p_s)_{act}\}_{st}}{\{(p_r - p_s)_{isen}\}_{st}}$$

$$\therefore 0/8 = \frac{\{(p_r)_{act}\}_{st} - 3}{3/45 - 3}$$

$$\therefore \{(p_r)_{act}\}_{st} = 2/82 \text{ MPa}$$

در فشار $2/82 \text{ kPa}$ و دمای 300°C بخار آب فوق داغ است با میان یابی جدولهای بخار فوق داغ، آنتالپی ویژه واقعی بخار آب در خروجی از پخش کن $\{(h_r)_{act}\}_{st}$ می شود:

$$\{(h_r)_{act}\}_{st} = 3000 \text{ kJ/kg}$$

با جایگزینی برای فرآیند در یک پخش کن (رابطه ۱۱-۸) سرعت واقعی بخار آب در خروجی پخش کن $\{(C_r)_{act}\}_{st}$ به صورت زیر به دست می آید:

$$= \{(h_r - h_s)_{act}\}_{st} + 0/5(C_r^2 - C_s^2)_{act}$$

$$= (3000 - 2508/6) \times 10^3 + 0/5(\{(C_r)_{act}\}_{st}^2 - 1000^2)$$

$$\therefore \{(C_r)_{act}\}_{st} = 131/1 \text{ m/s}$$

در فشار $2/82 \text{ mPa}$ و دمای 300°C ، آنتروپیی ویژه واقعی بخار آب در خروجی از پخش کن $\{(s_r)_{act}\}_{st}$ با میان یابی از جدولهای فوق داغ برابر است با:

$$\{(s_r)_{act}\}_{st} = 6/582 \text{ kJ/kg K}$$

افزایش واقعی آنتروپی ویژه بخار آب می شود :

$$\{(s_v)_{act} - (s_v)_{act}\}_{st} = 6/582 - 6/461 = 0/121 \text{ kJ/kg K}$$

همان گونه که انتظار می رود ، آنتروپی ویژه واقعی بخار ، افزایش یافته است ، و هر چه این افزایش بیشتر باشد ، راندمان پخش کن کمتر است . اگر فرآیند ، بر روی یک نمودار برای دمای سیال بر حسب آنتروپی ویژه کشیده شود ، تغییر آیزونتروپیک حالت یک خط عمودی مستقیم به طرف بالا با افزایش دماست ، و تغییر واقعی حالت بخشی از منحنی به سمت بالا خواهد بود ، که افزایش آنتروپی ویژه را تأیید می کند . سیال تمایل دارد که از حالت ترکیب به حالت فوق داغ تغییر پیدا کند (که در این مورد حتماً همین طور است) . نسبت مساحت ورودی به خروجی برای پخش کن ، از معادله پیوستگی (رابطه ۳-۸) به صورت زیر به دست می آید .

$$\frac{\{C_v\}_{st} (A_{xs})_1}{\{v_1\}_{st}} = \frac{\{C_v\}_{st} (A_{xs})_2}{\{v_2\}_{st}}$$

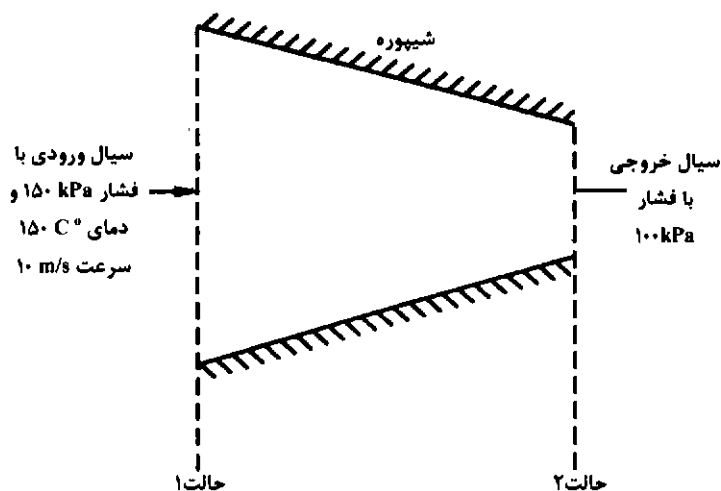
در فشار خروجی $2/82 \text{ MPa}$ و دمای خروجی 300°C حجم ویژه بخار آب از

جدولهای فوق داغ به دست می آید :

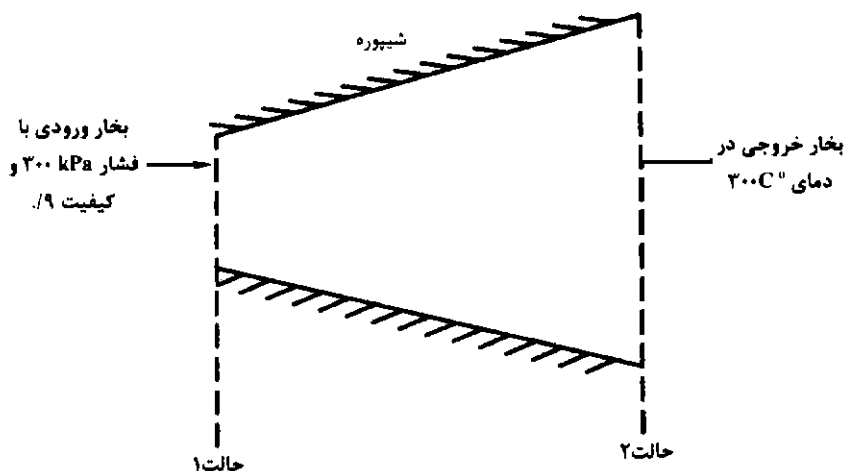
$$\begin{aligned} \{v_2\}_{st} &= 0/089 \text{ m}^3/\text{kg} \\ \therefore \frac{1000 (A_{xs})_1}{0/5451} &= \frac{131/2 (A_{xs})_2}{0/089} \\ \therefore \frac{(A_{xs})_1}{(A_{xs})_2} &= 0/8 \end{aligned}$$

هر چند نسبت مساحت ورودی به خروجی پخش کن نسبتاً کم است ، ولی سبب کاهش

بسیار زیادی در سرعت خروجی بخار می شود .



شکل ۸-۱۸ : مثال ۸-۷ یک شیپوره فشار زیاد سیال ورودی را به انرژی جنبشی زیاد در خروجی تبدیل می کند

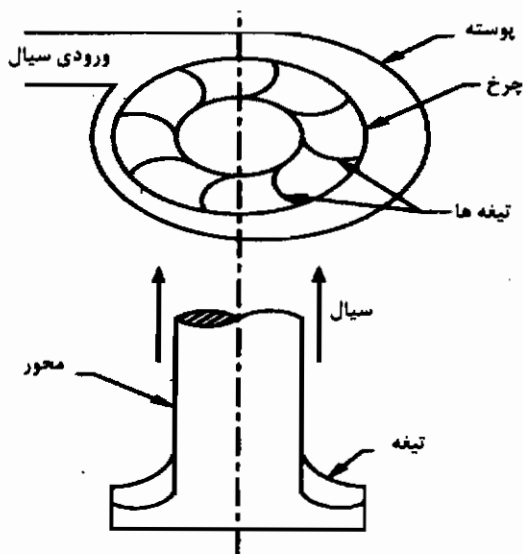


شکل ۸-۱۹ : مثال ۸-۸ یک پخش کن، انرژی جنبشی زیاد بخار ورودی را به بخار با فشار زیاد در خروجی تبدیل می کند

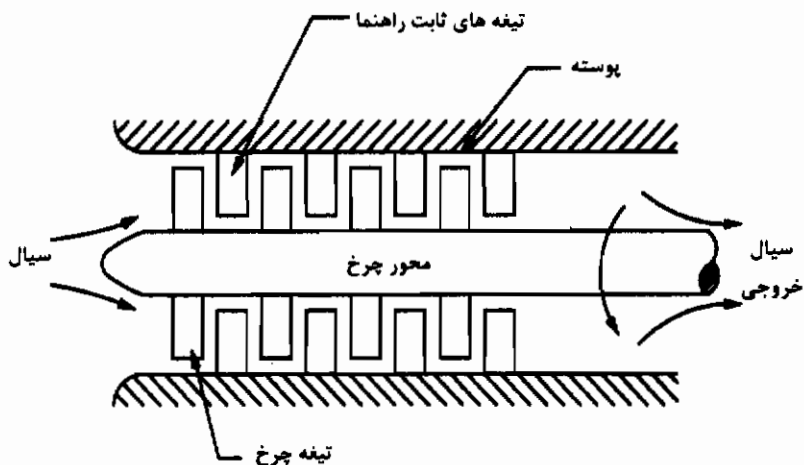
۸-۶ کاربرد فرآیند *SREE* در توربین دوار / کمپرسور

یک توربین دوار، از نوع جریان شعاعی، در شکل (۸-۲۰) نشان داده شده است و مشابه یک کمپرسور دوار با جریان شعاعی است، به جز این که سیال در جهت مخالف حرکت می کند. این یک جریان گریز از مرکز یا نوع جریان شعاعی است، زیرا سیال به طور شعاعی در تیغه ها حرکت می کند. همچنین می تواند از نوع جریان محوری مانند کمپرسوری، که با جریان محوری در شکل (۸-۲۱) نشان داده شده است، می باشد.

قاعده کلی عملکرد یک توربین گریز از مرکز بدین صورت است، که سیال با سرعت کم و فشار زیاد وارد می شود. در تیغه های چرخ که به شکل افشانک هستند، سرعت سیال افزایش می یابد. و فشار آن کم می شود. در نتیجه از انرژی جنبشی سیال برای چرخاندن محور استفاده می شود و توان خروجی تولید می کند. سپس سیال از توربین با فشار و سرعت کم، خارج می شود. عملکرد یک توربین محور عمودی نیز به همین روش است، با این تفاوت که تیغه های چرخ به شکل یک سطح آئرو دینامیکی است و طوری طراحی شده که سیال، فشار کمی در بالای سطح آئرو دینامیکی، نسبت به قسمت تحتانی آن ایجاد می کند، که نتیجه آن ایجاد نیرو در جهت چرخش محور است. سیالی که از مقطع آئرو دینامیکی می گذرد، به طور مفصل در بخش های (۹-۵) و (۹-۶) بررسی شده است. تیغه های راهنمای ساکن برای جهت دادن مجدد سیال، بین تیغه های هر چرخ به کار می روند.



شکل ۸-۲۰ توربین چرخشی با جریان شعاعی



شکل ۸-۲۱ کمپرسور جریان محوری

برای عملکرد یک کمپرسور، سیال در جهت مخالفت حرکت می کند و با فشار کم و سرعت کم وارد می شود. تیغه های چرخ توسط توان یک منبع خارجی می چرخند. سیال با حرکت خود از تیغه ها مقدار قابل ملاحظه ای انرژی جنبشی دریافت می کند. این انرژی جنبشی

توسط تیغه هایی به شکل افشانک تبدیل به فشار می شود و سیال با سرعت کم، ولی فشار زیاد خارج می شود. (رابطه) $SFEE$ را می توان برای سیالی که از یک توربین یا کمپرسور می گذرد به کار برد. با در نظر گرفتن هر یک از عبارات در رابطه (۸-۸) خواهیم داشت:

Q_{12} - مقدار گرمای انتقالی مربوط به سیالی است که از یک کمپرسور یا توربین می گذرد، تعیین مقدار آن مشکل است. ابتدا، از انتقال گرما صرف نظر می گردد و فرض می شود که فرآیند بی دررو است (قطعاً این طور نیست)، اما با در نظر گرفتن بازده مناسبی - مانند مورد شیپوره و پخش کن - می توان مشکل را برطرف نمود.

\dot{W}_{12} - هدف از یک توربین ایجاد توان و هدف از کمپرسور دریافت توان است، بنابراین عبارت \dot{W}_{12} بسیار مهم است.

آنتالپی $\Delta Enthalpy$ - این عبارت همیشه باقی می ماند.

ΔKE - هدف از طراحی - توربین و کمپرسور - این است که سیال با سرعت کم وارد و خارج شود، در غیر این صورت استفاده کافی از انرژی جنبشی وجود نخواهد داشت و از این عبارت باید صرف نظر کرد.

ΔPE - هر تغییری در ارتفاع سیال، در اثر گذشتن از توربین یا کمپرسور ایجاد انرژی پتانسیل، خواهد کرد، که با مقایسه با عبارات دیگر در فرآیند $SFEE$ بی اهمیت است و از آن صرف نظر خواهد شد.

رابطه $SFEE$ برای یک توربین یا کمپرسور به شکل زیر کاهش می یابد:

$$\dot{W}_{12} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (8-15)$$

همان گونه که در مورد پخش کن و شیپوره گفته شده استفاده از رابطه (۸-۱۵) برای پیشگویی انتقال کار با داشتن شرایط ورود، محدود است، مگر این که عبارت بازده، نیز با فرض فرآیند ایزوتروپیک تعریف شود.

برای یک توربین بازده η_T به صورت نسبت توان واقعی خروجی توربین $(\dot{W}_{12})_{act}$ به توان خروجی، زمانی که فرآیند ایزوتروپیک باشد، $(\dot{W}_{12})_{isen}$ با استفاده از رابطه (۸-۱۵) تعریف می شود:

$$\eta_T = \frac{(\dot{W}_{\text{ش}})_{\text{act}}}{(\dot{W}_{\text{ش}})_{\text{isen}}} = \frac{(h_1 - h_2)_{\text{act}}}{(h_1 - h_2)_{\text{isen}}} \quad (۸-۱۶)$$

برای یک کمپرسور، نیروی کار توسط یک منبع خارجی تأمین می شود، از این رو بازده η_C برعکس تعریف بالاست.

$$\eta_C = \frac{(\dot{W}_{\text{ش}})_{\text{isen}}}{(\dot{W}_{\text{ش}})_{\text{act}}} = \frac{(h_1 - h_2)_{\text{isen}}}{(h_1 - h_2)_{\text{act}}} \quad (۸-۱۷)$$

باز هم، این بازده ها در برخی مواقع به عنوان بازده های آیزوتروپیک شناخته شده اند، اگر بازده کمپرسور ۸۵٪-۸۰٪ باشد، بازده توربین، بیش از ۹۰٪ خواهد بود. دلیل آن این است، که یک کمپرسور شامل قطعه پخش کن است، ولی توربینهای شامل قطعه شیپوره ای هستند. هر چه فرآیند بیشتر به سمت آیزوتروپیک تمایل داشته باشد، بازده توربین یا کمپرسور بیشتر خواهد بود، و فرآیند آیزوتروپیک حالت ایده آل موضوع را نشان می دهد.

اگر افزایش فشار مایع مورد نظر باشد، از لغت پمپ، به جای لغت کمپرسور استفاده می شود و اگر افزایش فشار گاز در نظر باشد، لغت دمنده (پنکه) به جای عبارت کمپرسور محور عمودی ساده به کار می رود. در واقع، پنکه یک کمپرسور کم بازده است، زیرا فشار زیادی ایجاد نمی کند و اصولاً برای حرکت و جریان گاز از یک مکان به مکان دیگر استفاده می شود. هر چند سرعتها زیاد نیستند، اما لازم است که عبارت انرژی جنبشی را در فرآیند $SFEE$ در نظر گرفت، زیرا پیشگویی توان پنکه واقعی تر خواهد کرد.

۸-۱۶ زمانی که سیال یک گاز کامل است

زمانی که از سیالی به شکل گاز کامل، در یک توربین چرخشی یا کمپرسور با گرمای ویژه استفاده می شود، می توان برای آنتالپی ویژه بر حسب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما در رابطه (۶-۷)، جایگزین نمود، بنابراین رابطه (۸-۱۵) برابر می شود با:

$$\dot{W}_{\text{ش}} = \dot{m}C_p(T_1 - T_2) \quad (۸-۱۸)$$

همین، برای شیپوره و پخش کن (با همین دلایل) می توان رابطه (۶-۱۷) را به کار برد، که دما، فشار و حجم سیال را به یکدیگر مرتبط می سازد.

مثال ۸-۹

یک توربین بخار، با فشار و دمای ورودی 800 kPa و 225°C کار می کند. دبی جرمی بخار توربین 18 kg/s و فشار بخار در خروجی از توربین برابر 90 kPa است. اگر انبساط بخار (طی فرآیند) بی دررو برگشت پذیر فرض شده باشد، توان خروجی از توربین چقدر خواهد بود؟ در واقع، تحلیل بخار خروجی از توربین نشان می دهد، که خروجی شامل آب است که با نرخ 0.9 kg/s تخلیه می شود. توان در خروجی توربین، بازده توربین، و تغییر در آنتروپی ویژه بخار را طی فرآیند (شکل ۸-۲۲) محاسبه کنید؟

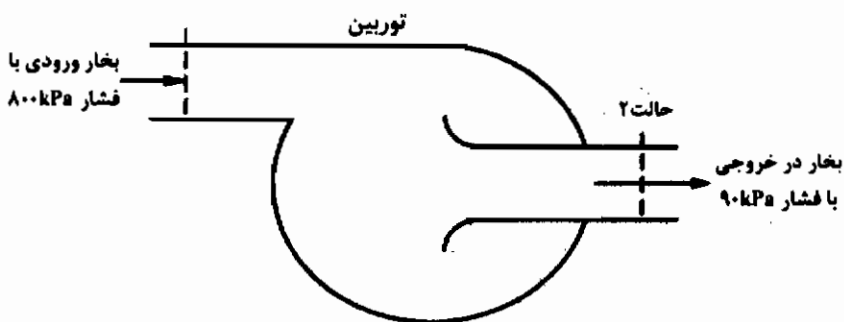
حل

در فشار 800 kPa و دمای 225°C ، بخار در ورودی فوق داغ است. با میان یابی از جدولهای فوق داغ آتالپی ویژه بخار و آنتروپی ویژه آن در ورودی $\{h\}_1$ و $\{s\}_1$ به ترتیب می شود:

$$\{h\}_1 = 2896 \text{ kJ/kg} \quad \text{and} \quad \{s\}_1 = 6/9285 \text{ kJ/kg K}$$

با فرض این که تراکم فرآیند در توربین آیزونتروپیک است (بی درو و برگشت پذیر)، آنتروپی ویژه بخار در خروجی $\{s\}_2$ برابر است با:

$$\{s\}_2 = \{s\}_1 = 6/9285 \text{ kJ/kg K}$$



شکل ۸-۲۲ یک توربین بخار که توان خروجی را از طریق فشار زیاد بخار فوق داغ ایجاد می کند

در فشار 90 kPa و آنتروپی ویژه $6/9285 \text{ kJ/kgk}^0$ ، بخار در خروجی یک مخلوط است. از جدولهای آب اشباع و بخار، کیفیت بخار آیزوتروپیک و آنتالپی ویژه آیزوتروپیک بخار در خروجی $\{X_v\}_{isen}$ و $\{(h_v)\}_{isen}$ به ترتیب برابرند با:

$$\begin{aligned}\{s_v\}_{st} &= (X_v)_{isen} s_g + (1 - (X_v)_{isen}) s_f \\ \therefore 6/9285 &= (X_v)_{isen} \times 7/394 + (1 - (X_v)_{isen}) \times 1/27 \\ \therefore (X_v)_{isen} &= 0/924 \\ \{(h_v)_{isen}\}_{st} &= (X_v)_{isen} h_g + (1 - (X_v)_{isen}) h_f \\ \therefore \{(h_v)_{isen}\}_{st} &= 0/924 \times 2671 + (1 - 0/924) \times 40.5 = 2499 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

با جایگزینی در فرآیند $SFEE$ برای یک توربین و با استفاده از رابطه (۱۵-۸) توان خروجی آیزوتروپیک $(\dot{W}_{12})_{isen}$ برای دبی جرمی بخار $\{\dot{m}\}_{st}$ برابر است با:

$$\begin{aligned}(\dot{W}_{12})_{isen} &= \{\dot{m}(h_v)_{isen} - h_{st}\}_{st} \\ \therefore (\dot{W}_{12})_{isen} &= 18 \times (2499 - 2896) = -7164 \text{ kW}\end{aligned}$$

علامت، منفی است، زیرا توان خروجی برای توربین است. زمانی که $0/9 \text{ kg/s}$ آب در 18 kg/s بخار خروجی از توربین موجود باشد، کیفیت واقعی بخار $(X_v)_{act}$ از رابطه (۱-۷) می شود:

$$(X_v)_{act} = \frac{18 - 0/9}{18} = 0/95$$

در نتیجه، آنتالپی ویژه واقعی $\{(h_v)_{act}\}_{st}$ و آنتروپی ویژه واقعی $\{(s_v)_{act}\}_{st}$ بخار در خروجی توربین و در فشار 90 kPa و دمای $96/7^\circ \text{C}$ برابر است با:

$$\begin{aligned}\{(h_v)_{act}\}_{st} &= (X_v)_{act} h_g + (1 - (X_v)_{act}) h_f \\ \therefore \{(h_v)_{act}\}_{st} &= 0/95 \times 2671 + (1 - 0/95) \times 40.5 = 2557/7 \text{ kJ/kg} \\ \{(s_v)_{act}\}_{st} &= (X_v)_{act} s_g + (1 - (X_v)_{act}) s_f \\ \therefore \{(s_v)_{act}\}_{st} &= 0/95 \times 7/394 + (1 - 0/95) \times 1/27 = 7/088 \text{ kJ/kg K}\end{aligned}$$

با جایگزینی در (فرآیند) $SFEE$ برای یک توربین از رابطه (۱۵-۸) توان خروجی واقعی (\dot{W}_{12}) می شود:

$$(\dot{W}_{sr})_{act} = \{\dot{m}(h_r)_{act} - h_r\}_{st}$$

$$\therefore (\dot{W}_{sr})_{act} = 18 \times (2557/7 - 2896) = -6089/4 \text{ kW}$$

بازدم آیزونتروپیک توربین η_c از رابطه (۸-۱۶) برابر است با:

$$\eta_T = \frac{(\dot{W}_{sr})_{act}}{(\dot{W}_{sr})_{isen}} = \frac{6089/4}{7146} = 85/2\%$$

افزایش آنتروپی ویژه واقعی بخار برابر است با:

$$\{(s_r)_{act} - (s_r)_{isen}\}_{st} = 7/088 - 6/9285 = 0/1595 \text{ kJ/kg K}$$

آنتروپی ویژه واقعی بخار، همان گونه که انتظار می رود، افزایش می یابد. هر چه این افزایش بیشتر باشد، توربین بازده کمتری دارد. اگر فرآیند در یک نمودار برای دمای سیال بر حسب آنتروپی ویژه رسم شود، تغییر حالت آیزونتروپیکی یک خط عمودی به سمت پایین با کاهش دما خوددهد بود و تغییر واقعی حالت، بخشی از منحنی است که به سمت پایین است و نشانگر افزایش آنتروپی ویژه است. سیال از حالت فوق داغ تمایل به سمت مخلوط شدن پیدا می کند (در این مورد قطعاً همین طور است). این فرآیند مانند مسأله (۶-۴) نمونه ای است از آنچه در یک تأسیسات توربین بخار اتفاق می افتد.

مثال ۸-۱۰

هوا به یک کمپرسور دوار با فشار 100 kPa و دمای $99/6^\circ \text{C}$ وارد می شود و در فشار 1 mPa و دمای 600°C از آن خارج می گردد. دبی جرمی هوا مقداری ثابت و برابر $0/8 \text{ kg/s}$ است (شکل ۸-۲۳). توان واقعی مورد نیاز برای چرخاندن کمپرسور در شرایط ورودی و خروجی ذکر شده در بالا، چیست؟

هوا را مانند یک گاز کامل در نظر بگیرید، گرمای ویژه در فشار ثابت مقداری ثابت و برابر $1/005 \text{ kJ/kg K}$ است و نسبت گرمای ویژه آن $1/4$ می باشد.

اگر تراکم آیزونتروپیک بود؛ یعنی دمای خروجی برای یک نسبت فشار، کمتر می شد، در این صورت توان نظری مورد نیاز برای چرخاندن کمپرسور را به دست آید.

اگر سیال تحت همان شرایط بخار باشد و در ورودی اشباع در نظر گرفته شود، بازده آیزونتروپیک کمپرسور و تغییر آنتروپی ویژه چقدر می شود ؟

حل

زمانی که سیال، هوا باشد - با فرض یک گاز کامل - و (فراآیند) $SFEE$ برای کمپرسور در نظر گرفته شود. از رابطه (۸-۱۸) مقدار واقعی توان ورودی $(\dot{W}_{12})_{act}$ به دست می آید:

$$(\dot{W}_{12})_{act} = \{\dot{m} c_p (T_2 - T_1)_{act}\}_{air}$$

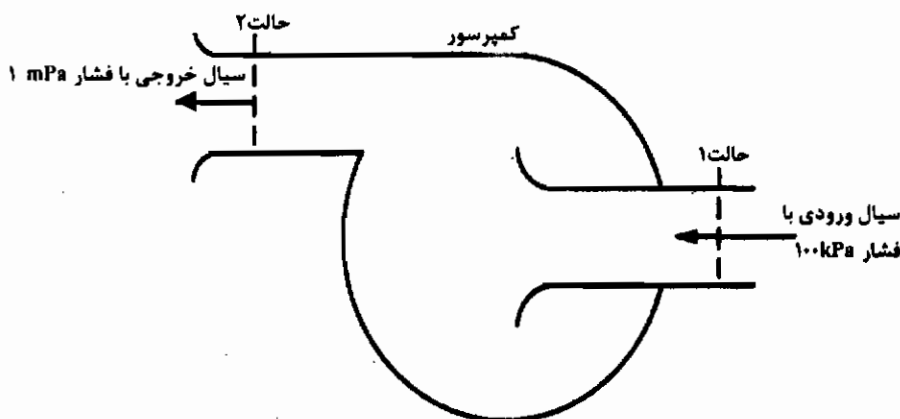
$$\therefore (\dot{W}_{12})_{act} = 0.18 \times 1.005 \times (600 - 99/6) = 4.2/3 \text{ kW}$$

علامت، مثبت است زیرا کار ورودی برای کمپرسور است. اگر تراکم، آیزونتروپیک

فرض شده باشد، مقدار آیزونتروپیک دمای هوا در خروجی از کمپرسور توسط $\{(T_2)_{isen}\}_{air}$ توسط رابطه ۶-۱۷ به دست می آید.

$$\frac{\{(T_2)_{isen}\}_{air}}{\{T_1\}_{air}} = \frac{\{p_2^{(\gamma-1)/\gamma}\}_{air}}{\{p_1^{(\gamma-1)/\gamma}\}_{air}}$$

$$\therefore \{(T_2)_{isen}\}_{air} = \frac{372/6 \times 1.0^{(1/2-1)/1/2}}{\sqrt{(1/2-1)/1/2}} = 719/4 \text{ K} = 446/4 \text{ } ^\circ\text{C}$$



شکل ۲۳-۸؛ مثال ۸-۱۰ تراکم شدن سیال در یک کمپرسور چرخشی

برای فرآیند $SFEE$ در کمپرسور می توان با استفاده از رابطه (۸-۱۸) توان ورودی آیزونتروپیک را به دست آورد:

$$(\dot{W}_{\text{is}})_{\text{isen}} = \{\dot{m} c_p (T_r - T_1)_{\text{isen}}\}_{\text{air}}$$

$$(\dot{W}_{\text{is}})_{\text{isen}} = 0.18 \times 1100.5 \times (446/4 - 99/6) = 278/8 \text{ kW}$$

بازده آیزونتروپیک کمپرسور از رابطه (۸-۱۷) به دست می آید:

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_{\text{is}})_{\text{isen}}}{(\dot{W}_{\text{is}})_{\text{act}}} = \frac{278/8}{402/3} = 69/3\%$$

تغییر در آنتروپی ویژه هوا را می توان از رابطه (۱۲-۶) به دست آورد، که برای هر فرآیندی کاربرد دارد، بنابراین:

$$\{s_r - s_1\}_{\text{air}} = \left\{ c_p \ln \frac{T_r}{T_1} - R \ln \frac{p_r}{p_1} \right\}_{\text{air}}$$

$$\therefore \{s_r - s_1\}_{\text{air}} = 1100.5 \ln \frac{473}{372/6} - 0.287 \ln \frac{10}{1} = 0.195 \text{ kJ/kg K}$$

آنتروپی ویژه واقعی هوا، همان گونه که انتظار داشتیم، افزایش می یابد. هر چه این افزایش بیشتر باشد کمپرسور بازده کمتری خواهد داشت. اگر فرآیند بر روی یک نمودار، برای دمای سیال بر حسب آنتروپی ویژه رسم شود، تغییر حالت آیزونتروپیک خطی عمودی به سمت بالا و با افزایش دما است و تغییر حالت واقعی بخشی از منحنی به سمت بالا است، که نشانگر افزایش آنتروپی ویژه است. این اتفاقی است که مانند مثال (۹-۴) در یک کمپرسور چرخه بسته توربین بخار رخ می دهد.

زمانی که سیال بخار است، فشار و دمای ورودی در حالت اشباع است و به ترتیب برابر 100 kPa و $99/6^\circ \text{C}$ هستند. از جدولهای آب اشباع و بخار، آنتالپی ویژه و آنتالپی ویژه در ورودی $\{h_1\}_s$ و $\{s_1\}_s$ به ترتیب می شود:

$$\{h_1\}_s = h_g = 2675 \text{ kJ/kg}$$

$$\{s_1\}_s = s_g = 7/359 \text{ kJ/kg K}$$

اگر فشار و دمای واقعی در خروجی کمپرسور برابر 1 mPa و 600°C باشد، بخار فوق داغ است. از جدولهای فوق داغ، آنتالپی ویژه واقعی $\{(h_r)_{act}\}_{st}$ و آنتروپی ویژه واقعی $\{(s_r)_{act}\}_{st}$ بخار در خروجی برابر می شود با:

$$\{(h_r)_{act}\}_{st} = 3698 \text{ kJ/kg}$$

$$\{(s_r)_{act}\}_{st} = 8.028 \text{ kJ/kg K}$$

برای فرآیند $SFEE$ در یک کمپرسور می توان از رابطه (۸-۱۵) توان ورودی واقعی به کمپرسور را به دست آورد:

$$(\dot{W}_{12})_{act} = \{\dot{m}(h_r - h_i)_{act}\}_{st}$$

$$\therefore (\dot{W}_{12})_{act} = 0.18(3698 - 2675) = 188/4 \text{ kW}$$

اگر فرآیند تراکم، آیزونتروپیک فرض شده باشد، در فشار 1 mPa و آنتروپی ویژه $7/359 \text{ kJ/kg K}$ بخار در خروجی کمپرسور فوق داغ است. با میان یابی از جدولهای فوق داغ مقدار آیزونتروپیک آنتالپی ویژه بخار در خروجی کمپرسور $\{(h_r)_{isen}\}_{st}$ برابر:

$$\{(h_r)_{isen}\}_{st} = 3196 \text{ kJ/kg}$$

برای فرآیند $SFEE$ در یک کمپرسور می توان با استفاده از رابطه (۸-۱۵)، توان ورودی آیزونتروپیک به کمپرسور را به صورت زیر به دست آورد:

$$(\dot{W}_{12})_{isen} = \{\dot{m}(h_r - h_i)_{isen}\}_{st} = 0.18 \times (3196 - 2675) = 94/8 \text{ kW}$$

بازده آیزونتروپیک برای کمپرسور η_c از رابطه (۸-۱۷) برابر می شود با:

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_{12})_{isen}}{(\dot{W}_{12})_{act}} = \frac{94/8}{188/4} = 50.9\%$$

افزایش واقعی آنتروپی ویژه بخار برابر است با:

$$\{(s_r)_{act} - (s_r)_{isen}\}_{st} = 8.028 - 7/359 = 0/669 \text{ kJ/kg K}$$

آنتروپی ویژه واقعی بخار، همان گونه که انتظار داشتیم، افزایش یافته است و هر چه این افزایش بیشتر باشد، کمپرسور بازده کمتری دارد. اگر فرآیند، در یک نمودار برای دمای سیال بر حسب آنتروپی ویژه رسم شود، تغییر حالت آیزونتروپیک یک خط عمودی است بسمت بالا و با افزایش دما است و تغییر واقعی حالت بخشی از منحنی است که به سمت بالا حرکت می کند و

نشانگر افزایش آنتروپی ویژه است. و سیال از حالت مخلوط به حالت فوق داغ تمایل پیدا می کند.

۸-۷ کاربرد و فرآیند $SFEE$ در دریچه انبساط

دریچه انبساط وسیله است که در آن با اعمال نیرو می توان در عبور از یک مانع فشار سیال را کاهش داد. یک شیر نیمه باز در مسیر یک خط لوله - شبیه هر مانعی در مسیر جریان - مانند یک دریچه انبساط عمل می کند. زمانی که سیال با اعمال نیرو از مجرای نسبتاً کوچکی می گذرد فشارش کم می شود. یک طرح از دریچه انبساطی در شکل (۸-۲۴) نشان داده شده است. فرآیند $SFEE$ را می توان برای جریان سیالی که از دریچه می گذرد، به کار گرفت. با در نظر گرفتن هر یک از عبارات رابطه (۸-۸) داریم:

\dot{Q}_{cv} - مقدار انتقال گرمای مربوط به سیالی که از دریچه می گذرد و مشخص نمودن مقدار آن مشکل است، اما احتمالاً زیاد نیست، زیرا اغلب دریچه ها چندان بزرگ نیستند، و زمان انتقال گرما، کوتاه است، بنابراین در لحظه نخست، انتقال گرما قابل صرف نظر فرض خواهد شد.

\dot{W}_{cv} - برای انتقال سیال از دریچه، نیاز به یک پمپ است، اما پمپ را می توان به شکل یک قطعه جداگانه بررسی کرد، بنابراین عبارت انتقال کار صفر است.

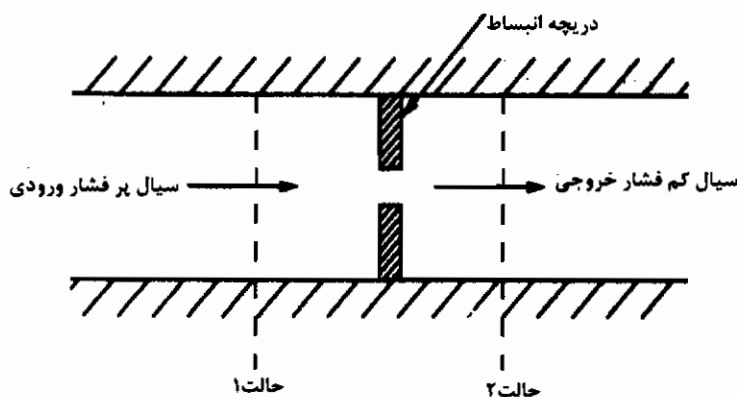
تغییر آنتالپی Δ - این عبارت همیشه برقرار است.

ΔKE - به طور کلی، سرعت سیال قبل و بعد از دریچه مشابه هم است و این عبارت غیر موثر در نظر گرفته می شود.

ΔKE - اگر سیال فقط در جهت افقی جریان داشته باشد، این عبارت صفر است، بنابراین در تمام دریچه ها از تأثیر انرژی پتانسیل صرف نظر می شود. در نتیجه رابطه $SFEE$ ، برای یک دریچه انبساط، برابر است با:

$$0 = h_1 - h_2 \quad (۸-۱۹)$$

به عبارت دیگر، آنتالپی ویژه سیال، ضمن عبور از دریچه، ثابت می ماند. این وضعیت تقریباً درست است و در تحلیل یک سیستم گرمایی، هر خطایی که از این فرضیات به دست آید، در مقایسه با خطاهای دیگر، که از فرضیات دیگر نتیجه می شوند، مقداری ناچیز است. در یک دریچه انبساط، قطعاً فرآیند، برگشت پذیر است که در آن عملاً امکان ندارد سیال را مجبور به حرکت در جهت مخالف کند، بنابراین موضوع ربطی به فرآیند آیزوتروپیک پیدا نمی کند و نیازی به تعریف بازده نیست.



شکل ۸-۲۴ شماتیکی از یک دریچه انبساط که در آن فشار سیال کاهش می یابد

۸-۲-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است

زمانی که سیال منبسط شونده در یک دریچه انبساط، یک گاز کامل با گرمای ویژه ثابت باشد، می توان برای آنتالپی ویژه بر حسب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما، در رابطه (۶-۷) جایگزین کرد. در این مورد، رابطه (۸-۱۶) به شکل زیر کاهش می یابد.

$$0 = T_2 - T_1 \quad (8-20)$$

مثال ۸-۱۱

بخار، در فشار ۵۰۰ kPa و کیفیت ۰/۹۸ از یک دریچه انبساط می گذرد و فشار آن به ۳۵۰ kPa تقلیل می یابد (شکل ۸-۲۵). اختلاف دما و آنتروپی ویژه بخار را به دست آورید.

حل

با فشار ۵۰۰ kPa و کیفیت ۰/۹۸، بخار قبل از گذر از دریچه انبساط، یک مخلوط است.

از جدولهای آب اشباع و بخار، آنتالپی ویژه، آنترپپی ویژه و دما، به ترتیب، و برابرند با:

$$\{h\}_{st} = X_v h_g + (1 - X_v) h_f = 0.98 \times 2749 + (1 - 0.98) \times 640 = 27.7 \text{ kJ/kg}$$

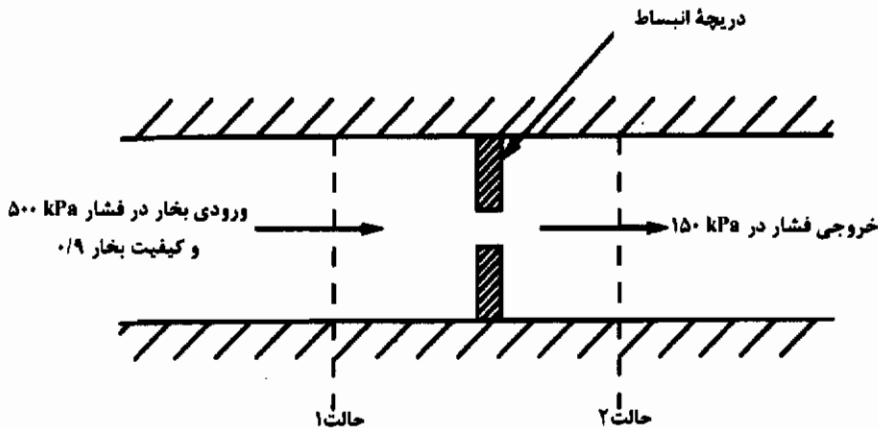
$$\{s\}_{st} = X_v s_g + (1 - X_v) s_f = 0.98 \times 6/822 + (1 - 0.98) \times 1/86 = 6/723 \text{ kJ/kgK}$$

$$\{T\}_{st} = 151/8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(رابطه) $SFEE$ برای دریچه، رابطه (۸-۱۹)، آنتالپی ویژه بعد از دریچه $\{h_v\}_{st}$ برابر

است با:

$$\{h_v\}_{st} = \{h\}_{st} = 27.7 \text{ kJ/kg}$$



شکل ۸-۲۵ دریچه انبساط که در آن فشار بخار کاهش می یابد

در فشار ۱۵۰ kPa و آنتالپی ویژه ۲۷.۷ kJ/kg، بخار بعد از گذشتن از دریچه انبساط فوق

داغ است. با میان یابی از جدولهای فوق داغ، آنترپپی ویژه و دمای بخار به ترتیب

$\{T_v\}_{st}$ و $\{s_v\}_{st}$ برابرند با:

$$\{s_v\}_{st} = 7/257 \text{ kJ/kg K}$$

$$\{T_v\}_{st} = 118/2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

اختلاف در آنترپپی ویژه و دمای بخار در زمان گذشتن از دریچه انبساط می شود:

$$\{s_v - s_v\}_{st} = 7/257 - 6/723 = 0.534 \quad kJ/kg \quad K$$

$$\{T_v - T_v\}_{st} = 118/2 - 151/8 = -33/6 \quad ^\circ C$$

بنابراین ، در دریچه انبساط ، آنتروپی بخار افزایش می یابد و فرآیند برگشت ناپذیر است و دما کاهش می یابد .

۸-۸ کاربرد $SFEE$ در یک فرآیند مخلوط

در یک فرآیند مخلوط ، دو یا بیش از دو جریان از سیال ، تماماً با فشار مساوی ، با یکدیگر مخلوط می شوند و یک بخار را تشکیل می دهند . $SFEE$ را می توان برای فرآیند مخلوط به کار برد ، اما لازم است هر یک از بخارها به طور مجزا در ورودی مورد بررسی قرار گیرد . عبارات موجود در رابطه (۸-۸) به ترتیب بررسی می شوند :

\dot{Q}_{12} - مقدار انتقال گرما مربوط به سیالاتی است که یک فرآیند مخلوط را طی می کنند . مشخص کردن مقدار آن مشکل است ، اما احتمالاً مقدار آن زیاد نیست ، زیرا زمانی که برای انتقال گرما صرف می شود کوتاه است . همچنین مجموعه مخلوط باید کم شتاب باشد ، بنابراین ، در لحظه اول ، انتقال گرما قابل صرف نظر است .

\dot{W}_{12} - یک پمپ برای انتقال سیالات در فرآیند مخلوط مورد نیاز است ، اما پمپ را می توان به شکل یک قطعه مجزا بررسی نمود ، بنابراین عبارت انتقال کار صفر است .

تغییر آنتالپی - این عبارت همیشه باقی می ماند .

ΔKE - به طور کلی ، سرعت سیالات ، قبل از فرآیند مخلوط و بعد از آن ، مشابه هستند ، و این عبارت ممکن است بدون تأثیر در نظر گرفته شود .

ΔPE - اگر سیال فقط در جهت افقی حرکت کند ، این عبارت صفر است ، به هر حال در تمام فرآیندهای مخلوط از تأثیر انرژی پتانسیل صرف نظر می شود .

(رابطه) $SFEE$ برای یک فرآیند مخلوط به شکل زیر تقلیل می یابد .

$$\dot{Q}_{12} = \sum (\text{آنتالپی هر سیال}) - (\text{آنتالپی سیال مخلوط})$$

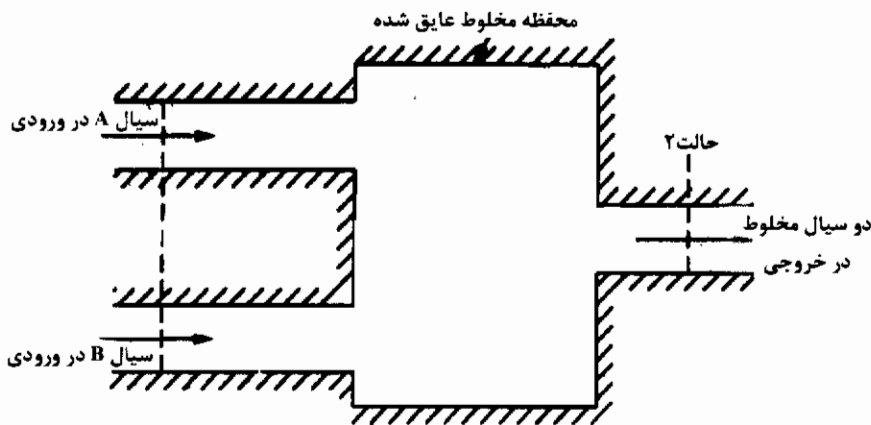
عبارت آنتالپی بستگی به جرم دارند و لازم است حاصل ضرب جرم و آنتالپی ویژه هر سیال را در ورودی (شکل ۸-۲۶) بررسی کرد. برای مثال، اگر دو سیال A و B با هم مخلوط شوند، رابطه (۸-۸) برابر می شود با:

$$\dot{m}_v h_v = (\dot{m}_v h_v)_A + (\dot{m}_v h_v)_B \quad (۸-۲۱)$$

از (قانون) بقای جرم، (رابطه ۸-۱) برابر است با:

$$\dot{m}_v = (\dot{m}_v)_A + (\dot{m}_v)_B$$

از آن جا که در یک دریچه انبساط، فرآیند مخلوط کاملاً برگشت ناپذیر است، بنابراین بررسی عبارت بازده در شرایط آیزوتروپیک اهمیتی ندارد.



شکل ۸-۲۶ یک فرآیند مخلوط که در آن دو سیال بی دررو مخلوط شده اند

۸-۸-۱ زمانی که سیال یک گاز کامل است

زمانی که سیالات در یک فرآیند مخلوط، گازهای کامل با گرمای ویژه ثابت، هستند، طبق رابطه (۶-۷) می توان برای آنتالپی ویژه بر حسب گرمای ویژه در فشار ثابت و اختلاف دما جایگزین نمود و رابطه (۸-۱۸) برابر خواهد بود با:

$$\dot{m}_v (c_p)_v T_v = (\dot{m}_v (c_p)_v T_v)_A + (\dot{m}_v (c_p)_v T_v)_B \quad (۸-۲۲)$$

مثال ۸-۱۲

در یک محفظه مخلوط بی دررو، 4 kg/s از بخار A با کیفیت بخار 0.9 و فشار 500 kPa با 10 kg/s از بخار B ، با همان فشار و دمای 300°C مخلوط می شوند (شکل ۸-۲۷) دمای نهایی مخلوط چقدر خواهد بود؟

حل

بخار A در فشار 500 kPa و کیفیت بخار 0.9 ، یک مخلوط است، از این رو با استفاده از جدولهای آب اشباع و بخار، آنتالپی ویژه آن $\{h_A\}_M$ برابر است با:

$$\{h_A\}_M = (Xh_g + (1-X)h_f)_A = 0.9 \times 2749 + (1-0.9) \times 640 = 2538 \text{ kJ/kg}$$

بخار B در فشار 500 kPa و دمای 300°C فوق داغ است، بنابراین از جدولهای فوق داغ، آنتالپی ویژه آن $\{h_B\}_M$ برابر است با:

$$\{h_B\}_M = 3065 \text{ kJ/kg}$$

از قانون بقای جرم، رابطه (۸-۱)، می توان دبی جرمی مخلوط را به دست آورد:

$$\{\dot{m}_r\}_M = \{(\dot{m}_r)_A + (\dot{m}_r)_B\}_M = 4 + 10 = 14 \text{ kg/s}$$

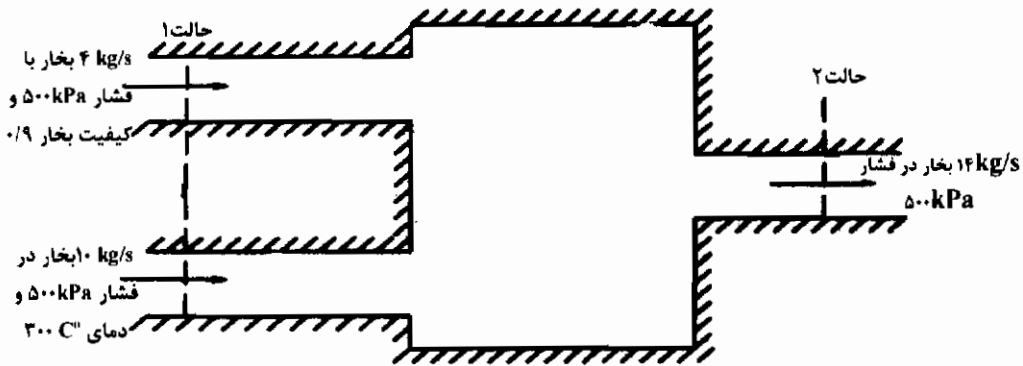
با استفاده از رابطه $SFEE$ برای یک فرآیند مخلوط (رابطه ۸-۲۱)، آنتالپی ویژه مخلوط $\{h_r\}_M$ به دست می آید:

$$\begin{aligned} \langle \dot{m}_r h_r \rangle_M &= \{(\dot{m}_r h_r)_A + (\dot{m}_r h_r)_B\}_M \\ \therefore \{h_r\}_M &= \frac{4 \times 2538 + 10 \times 3065}{14} = 2914 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

بخار A و بخار B دارای فشار یکسان هستند. فشار مخلوط نیز همین مقدار است. در فشار 500 kPa و آنتالپی ویژه 2914 kJ/kg مخلوط فوق داغ است. با میان یابی از جدولهای فوق داغ، دمای مخلوط $\{T_r\}_M$ برابر می شود با:

$$\{T_r\}_M = 227.1^\circ\text{C}$$

فشار مخلوط باید با فشارهای هر دو سیال اولیه برابر باشد در غیر این صورت یک فشار غیر پیوسته در محفظه مخلوط رخ خواهد داد.



شکل ۲۷-۸؛ مثال ۱۲-۸ یک فرایند مخلوط که در آن دو جریان بخار مخلوط شده اند

۸-۹ کاربرد فرآیند $SFEE$ در لوله / کانال

این مبحث بستر مهمی است و به طور مفصل در فصل نهم، دهم و یازدهم بررسی شده است.

۸-۱۰ تعدادی سیستم گرمایی متداول

کتاب حاضر محدود به بررسی سیستمهای گرمایی است که فقط شامل اجزایی هستند که در بالا مطالعه شدند. همچنین شامل مکانیزمهای سیلندر پیستون است، که همه آنها در مثلث انرژی شکل (۱-۳) نشان داده شده است. خوشبختانه، این بررسیها بیشتر سیستمهای کاربردی مورد استفاده امروزه را پوشش می دهند، برای مثال، یک سیستم توربین بخار، یک دستگاه خنک کننده، یک پمپ گرمایی و یک دستگاه توربین گاز با چرخه بسته در فصل چهارم مورد بررسی قرار گرفتند. خواهید دید که همه آنها ترکیب از اجزایی هستند که در این فصل بحث می شوند.

یک دستگاه توربین گازی چرخه باز، مانند یک چرخه بسته، بدون خنک کننده است. یک سیستم حرارت مرکزی، شامل یک دیگ، تاسیسات لوله یا تأسیسات کانال و مبدل‌های گرمایی (اگر سیال آب باشد «رادیاتور» نامیده می شود)، است یک سیستم تهویه مطبوع، شامل: یک پنکه، تاسیسات کانال، گرمکن‌ها و یخچال‌ها (خنک کننده ها)، چیلرها (chillers) یا

رطوبت گیرها می باشد. اهمیت و تأثیر (رابطه) $SFEE$ به این دلیل است، که می تواند برای تمام این وسایل و سیستمها به کار برده شود. فقط مکانیزم سیلندر پیستون است، که نمی تواند با بررسی (رابطه) $SFEE$ تحلیل شود.

مثال ۱۳-۸

بخار با فشار ۱ mPa وارد یک لوله افقی می شود و در شرایط جریان یکنواخت در حجم ویژه ثابت و سرعت ثابت از لوله می گذرد. طی این فرآیند فشار به 100 kPa کاهش می یابد و در حالت نهایی به صورت بخار خشک اشباع در می آید. در گلوگاه درجه، فشار به 700 kPa می رسد و بعد از آن، در یک توربین چرخشی با بازده ۸۵٪ منبسط می شود. و به فشار 100 kPa می رسد (شکل ۸-۲۵). انتقال گرما را از بخاری که در لوله جریان دارد، بر حسب کیلوگرم بخار، تغییر در آنتروپی ویژه، که از درجه می گذرد و انتقال کار را طی انبساط در توربین، به دست آورید.

اگر توربین چرخشی به وسیله مکانیزم سیلندر پیستون، که برای همان حدود فشار کار می کند، جایگزین شود، اختلاف در انتقال کار چقدر خواهد بود، در نظر بگیرید که سیال منبسط شده در سیلندر، یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان را طی کرده است. نمای توان انبساط نیز ۱/۳ باشد.

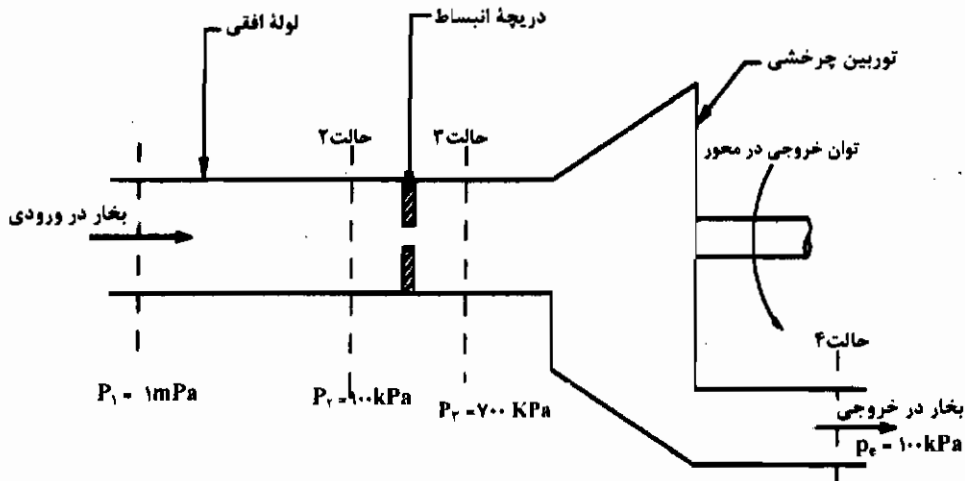
حل

با توجه به شکل (۸-۲۷) برای بخار در لوله، در حالت ۲، خروجی لوله، جایی که فشار 900 kPa است، بخار اشباع است. با استفاده از جدولهای بخار و آب اشباع در خروجی لوله به ترتیب آنتالپی ویژه، حجم ویژه و آنتروپی ویژه $\{h_r\}_s$ ، $\{v_r\}_s$ و $\{s_r\}_s$ برابر است با:

$$\{h_r\}_s = h_g = 2774 \text{ kJ/kg}$$

$$\{v_r\}_s = v_g = 0.2149 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\{s_r\}_s = s_g = 6.623 \text{ kJ/kg K}$$



شکل ۲۸-۸: مثال ۱۳-۸ بخار در طول لوله از طریق دریچه انبساط از توربین در حال چرخش عبور می‌کند

حجم ویژه بخار در لوله مقداری ثابت است. از این رو حجم ویژه بخار در ورود به لوله در حالت ۱ برابر است با:

$$\{v_1\}_m = \{v_1\}_m = 0.2149 \text{ m}^3/\text{kg}$$

در ورودی به لوله، جایی که فشار بخار برابر ۱ MPa و حجم ویژه $0.2146 \text{ m}^3/\text{kg}$ است بخار فوق داغ است. با میان یابی از جدولهای فوق داغ، آنترپی ویژه بخار در ورودی به لوله $\{h_1\}_m$ می‌شود:

$$\{h_1\}_m = 2867 \text{ kJ/kg}$$

با در نظر گرفتن (رابطه) SFEE مانند رابطه (۷-۸)، و به کار گرفتن آن برای جریان بخار در لوله داریم:

$$\dot{W}_t = 0$$

(چون پمپ و یا توربینی در مسیر لوله نیست)

$$\{C_1\}_m = \{C_2\}_m$$

(چون سرعت بخار در لوله ثابت است)

$$z_1 = z_2$$

(چون لوله افقی است)

(رابطه) $SFEE$ برای لوله برابر می شود با :

$$\dot{Q}_v = \{\dot{m}(h_r - h_s)\}_v$$

بنابراین ، انتقال گرما از لوله بر حسب کیلو گرم بخار q_{v2} برابر است با :

$$q_{v2} = \frac{\dot{Q}_v}{\{\dot{m}\}_v} = \{h_r - h_s\}_v = 2774 - 2867 = -93 \text{ kJ/kg}$$

علامت منفی برای آن است که گرما به خارج از لوله انتقال می یابد .

برای دریچه ، شرایط ورودی بخار برای آنروپی ویژه و آنتالپی ویژه ، همان شرایط خروجی بخار از لوله است . رابطه $SFEE$ برای یک دریچه انبساط ، وقتی بخار از حالت ۲ به حالت ۳ جریان دارد (رابطه ۱۹-۸) ، برابر است با :

$$0 = \{h_r - h_s\}_v$$

$$\therefore \{h_r\}_v = \{h_s\}_v = 2774 \text{ kJ/kg}$$

در خروجی از دریچه ، جایی که فشار 700 kPa و آنتالپی ویژه 2774 kJ/kg است ،

بخار فوق داغ است . با میان یابی از جدولهای فوق داغ ، آنروپی ویژه بخار $\{s_r\}_v$ می شود :

$$\{s_r\}_v = 6/731 \text{ kJ/kg K}$$

تغییر آنروپی ویژه بخاری که از دریچه می گذرد $\{\Delta s_{vr}\}_v$ برابر است با :

$$\{\Delta s_{vr}\}_v = \{s_r - s_v\}_v = 6/731 - 6/623 = 0/108 \text{ kJ/kg K}$$

همان گونه که انتظار داشتیم ، آنروپی بخار افزایش یافته است و فرآیند ، کاملاً

برگشت ناپذیر است . برای توربین ، آنتالپی ویژه ورودی و آنروپی ویژه (ورودی) بخار همان

مقداری است که آنروپی ویژه و آنتالپی ویژه در خروجی از دریچه (حالت ۳) است . فرض کنید

در لحظه نخست انبساط از حالت ۳ به حالت ۴ آیزونتروپیک باشد ، آنروپی ویژه در خروجی

توربین $\{s_r\}_v$ برابر است با :

$$\{s_r\}_v = \{s_v\}_v = 6/731 \text{ kJ/kg K}$$

در خروجی توربین ، جایی که فشار 100 kPa و آنروپی ویژه $6/731 \text{ kJ/kg K}$ است ،

بخار یک مخلوط است ، با استفاده از جدولهای آب اشباع و بخار ، مقدار آیزونتروپیک کیفیت

بخار در خروجی توربین $(X_r)_{isen}$ برابر است با :

$$\{s_r\}_{st} = (X_r)_{isen} s_g + (1 - (X_r)_{isen}) s_f$$

$$\therefore 6/731 = (X_r)_{isen} \times 7/359 + (1 - (X_r)_{isen}) \times 1/303$$

$$\therefore (X_r)_{isen} = 0/9$$

بنابراین، مقدار آیزونتروپیک آنتالپی ویژه بخار در خروج از توربین $\{(h_r)_{isen}\}_t$ می شود:

$$\{(h_r)_{isen}\}_{st} = (X_r)_{isen} h_g + (1 - (X_r)_{isen}) h_f$$

$$\{(h_r)_{isen}\}_{st} = 0/9 \times 2675 + (1 - 0/9) \times 417 = 2449/2 \text{ kJ/kg}$$

با جایگزینی در (رابطه) $SFEE$ برای توربین (رابطه ۸-۱۵)، انتقال کار ویژه توربین، فرآیند آیزونتروپیک، برای هر کیلوگرم بخار $\{w_{rr}\}_{isen}$ برابر است با:

$$(w_{rr})_{isen} = \frac{(\dot{W}_{rr})_{isen}}{\{\dot{m}\}_{st}} = \{(h_r)_{isen} - h_r\}_{st}$$

$$(w_{rr})_{isen} = 2449/2 - 2774 = -324/8 \text{ kJ/kg}$$

برای یک توربین با بازده ۸۵٪، رابطه (۸-۱۶)، انتقال کار واقعی بر کیلوگرم بخار $(w_{rr})_{act}$ برابر است با:

$$\eta_T = \frac{(\dot{W}_{rr})_{act}}{(\dot{W}_{rr})_{isen}} = \frac{(w_{rr})_{act}}{(w_{rr})_{isen}}$$

$$\therefore (w_{rr})_{act} = 0/85 \times (-324/8) = -276/8 \text{ kJ/kg}$$

علامت منفی نشان می دهد که گاز همان گونه ک از یک توربین انتظار دارید، به خارج از سیستم انتقال یافته است.

اگر توربین چرخشی با یک مکانیزم سیلندر پیستون جایگزین شود، بخار، یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان را طی می کند. در ورودی به مکانیزم سیلندر پیستون، بخار در فشار $\{p_r\}_{st}$ ، 700 kPa ، و آنتالپی ویژه $\{h_r\}_{st}$ ، 2774 kJ/kg ، فوق داغ است. از جدولهای فوق داغ، حجم ویژه بخار $\{v_r\}_{st}$ می شود:

$$\{v_r\}_{st} = 0/2761 \text{ m}^3/\text{kg}$$

با فرض این که بخار از حالت ۳ به حالت ۵ می رود و از رابطه پلی تروپیک پیروی می کند، داریم:

$$\{p_r v_r^{1/3}\}_{st} = \{p_s v_s^{1/3}\}_{st}$$

بنابراین، حجم ویژه بخار در خروجی مکانیزم سیلندر پیستون $\{v_s\}_{st}$ برابر است با:

$$\{v_s\}_{st} = \frac{v_r^{1/3} \times 0.2761}{v_r^{1/3}} = 1.234 \text{ m}^3/\text{kg}$$

رابطه (۱۲-۵) انتقال کار برای هر کیلوگرم از سیال، با استفاده از فرآیند بدون جریان پلی

تروپیک w_{r-s} می شود:

$$w_{r-s} = \frac{\dot{W}_{r-s}}{\{\dot{m}\}_{st}} = - \frac{\{p_s v_s - p_r v_r\}_{st}}{1-n}$$

بنابراین: انتقال کار بر کیلوگرم از بخار از مکانیزم سیلندر پیستون w_{r-s} برابر است با:

$$w_{r-s} = - \frac{1.0 \times 1.234 - 7 \times 1.0 \times 0.2761}{1-1/3} = -232/9 \text{ kJ/kg}$$

این جواب هیچ عبارتی از بازده را شامل نمی شود. اگر با انتقال کار آیزونتروپیک توربین

چرخشی مقایسه شود، خواهید دید که ۳۰٪ از آن کمتر است، به عبارت دیگر، توربین چرخشی در فشارهای مساوی، انتقال کار بیشتری نسبت به مکانیزم سیلندر پیستون تولید می کند، اما این بستگی به نمای توان انبساط دارد.

مثال ۸-۱۴

هوا، گاز کامل فرض شده است و تحت شرایط پایدار با نرخ 10 kg/s در یک مبدل

گرمایی افقی با سرعت 10 m/s ، فشار 190 kPa و دمای 400°K جریان دارد. این هوا در فشار

ثابت گرم می شود تا به دمای 1000°K برسد و سپس مبدل گرمایی را در همان سرعت ترک می

کند (شکل ۲۹-۸). با فرض این که گرمای ویژه در فشار ثابت هوا، مقداری ثابت و برابر

$1005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ است و نسبت گرماهای ویژه $1/4$ است، گرمای ورودی به مبدل گرمایی

چقدر خواهد بود؟

هوا وارد شیوره می شود، جایی که به طور آیزونتروپیک منبسط می شود تا به فشار

150 kPa برسد، سرعت خروجی هوا از شیوره و مقطع شیوره در خروجی چیست؟ در واقع،

اگر شیوره دارای راندمان ۹۰٪ باشد، سرعت واقعی هوا و دمای آن در خروجی چقدر است؟

حل

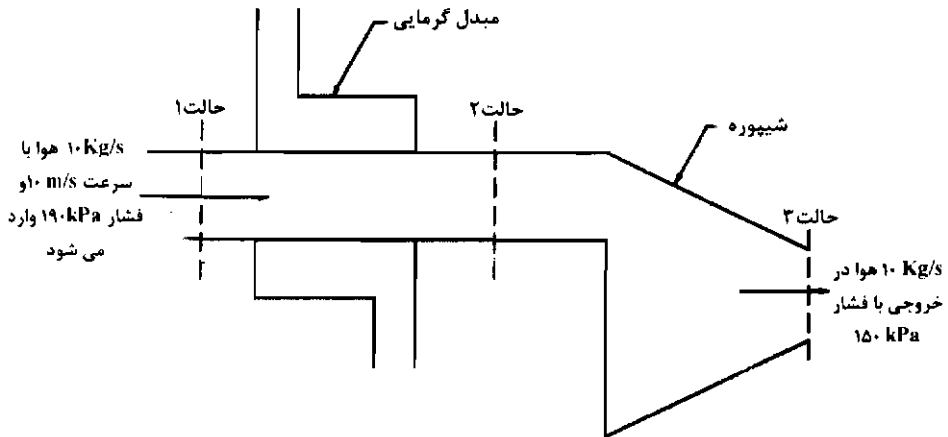
زمانی که سیال گازی کامل است و در یک مبدل گرمایی از حالت ۱ به حالت ۲ تغییر می کند، با استفاده از رابطه (۸-۱۰) برای فرآیند $SFEE$ می توان انتقال گرما \dot{Q}_{12} را به دست آورد:

$$\dot{Q}_{12} = \{\dot{m}c_p(T_2 - T_1)\}_{air} = 10 \times 1/0.5 \times (1000 - 400) = 600 \text{ kW}$$

در نظر بگیرید هوا از حالت ۲ به حالت ۳ در شیپوره جریان دارد. فرآیند در حالت اولیه آیزونتروپیک است. مقدار آیزونتروپیک دمای خروجی شیپوره $\{(T_r)_{isen}\}_{air}$ می تواند از رابطه (۱۷-۶) به صورت زیر به دست آید:

$$\frac{\{(T_r)_{isen}\}_{air}}{\{T_r\}_{air}} = \frac{\{p_r^{(\gamma-1)/\gamma}\}_{air}}{\{p_r^{(\gamma-1)/\gamma}\}_{air}}$$

$$\therefore \{(T_r)_{isen}\}_{air} = \frac{1000 \times 1/5^{(1/4-1)/4}}{1/9^{(1/4-1)/4}} = 934/7 \text{ K}^\circ$$



شکل ۸-۲۹؛ مثال ۸-۱۴ هوا در یک مبدل گرمایی، قبل از اینکه در شیپوره انبساط یابد، گرم می شود

در فرآیند $SFEE$ برای یک شیبوره، با این فرض که سیال یک گاز کامل است، می توان با استفاده از رابطه (۸-۱۴) مقدار آیزونتروپیک سرعت هوا را در خروجی از شیبوره $\{(C_r)_{isen}\}_{air}$ به دست آورد:

$$\begin{aligned} &= \{c_p (T_r - T_r)_{isen} + 0.5(C_r^2 - C_r^2)_{isen}\}_{air} \\ \therefore 0 &= 1/0.05 \times 10^2 \times (934/7 - 1000) + 0.5(\{(C_r)_{isen}\}_{air}^2 - 10^2) \\ \therefore \{(C_r)_{isen}\}_{air} &= 362/4 \text{ m/s} \end{aligned}$$

چگالی هوا در خروجی شیبوره $\{\rho_r\}_{air}$ با استفاده از معادله حالت (رابطه ۱-۶) به دست می آید:

$$\begin{aligned} \{p_r\}_{air} &= \{\rho_r RT_r\}_{air} \\ \therefore \{\rho_r\}_{air} &= \frac{1/5 \times 10^5}{287 \times 934/7} = 0.056 \text{ kg/m}^3 \\ \text{از معادله پیوستگی (رابطه ۳-۸) سطح مقطع شیبوره در خروجی } (A_{xs})_r &\text{ برابر است با:} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \{\dot{m}_r\}_{air} &= \{\rho_r C_r\}_{air} (A_{xs})_r \\ \therefore (A_{xs})_r &= \frac{10}{0.056 \times 362/4} = 0.49 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

رابطه (۸-۱۲) برای بازده شیبوره اجازه می دهد که سرعت واقعی هوا را در خروجی شیبوره $\{(C_r)_{act}\}_{air}$ به شکل زیر به دست آوریم:

$$\begin{aligned} \eta_N &= \frac{\{(C_r)_{act}\}_{air}^2}{\{(C_r)_{isen}\}_{air}^2} \\ \therefore \{(C_r)_{act}\}_{air} &= 0.9^{1/2} \times 362/4 = 343/8 \text{ m/s} \end{aligned}$$

در فرآیند $SFEE$ ، برای یک شیبوره، با این فرض که سیال یک گاز کامل است، می توان از رابطه (۸-۱۴) دمای واقعی هوا را در خروجی شیبوره $\{(T_r)_{act}\}_{air}$ به دست آورد:

$$\begin{aligned} &= \{c_p (T_r - T_r)_{act} + 0.5(C_r^2 - C_r^2)_{act}\}_{air} \\ \therefore 0 &= 1/0.05 \times 10^2 (\{(T_r)_{act}\}_{air} - 1000) + 0.5 \times (343/8^2 - 10^2) \\ \therefore \{(T_r)_{act}\}_{air} &= 941/2 \text{ K} \end{aligned}$$

همان گونه که انتظار می رود، دمای واقعی هوا در خروجی شیبوره، بیش از مقدار آیزونتروپیک آن است، زیرا آنتروپی هوا افزایش یافته است.

۸-۱۱ شکل‌های ساده شده رابطه $SFEE$

زمانی که سیال بر روی، سطحی جریان یابد، اثرات اصطکاک باعث کم شدن سرعت آن می گردد. این وضعیت درست مانند نیروی اصطکاک در حالتی است، که دو سطح در جهت مخالف روی یکدیگر می لغزند. در سیالات، نیروی فشاری در جهت جریان، برای غلبه بر نیروی اصطکاک و ادامه جریان، به کار می رود، به عبارت دیگر، فشار سیال در جهت جریان کاهش می یابد. اثر عمده نیروی اصطکاکی که مخالف جهت عمل می کند، این است که انرژی داخلی سیال، دمای سیال و مقدار انتقال گرمای آن را افزایش می دهد. اگر فرض شود که نیروی اصطکاک وجود نداشته باشد، از اثرات انتقال گرما و انرژی داخلی در سیال می توان صرف نظر کرد. اگر جریان سیال، مستقل از پمپی، که سبب حرکت سیال می شود، در نظر گرفته شود، عبارت انتقال کار صفر است، بنابراین، در حالت بدون اصطکاک داریم:

$$\dot{Q}_s = 0 \quad \dot{W}_s = 0 \quad u_s = u_r$$

(رابطه) $SFEE$ ، مانند رابطه (۸-۵) برابر است با:

$p_s v_s + \cdot / \Delta C_s^r + gz_s = p_r v_r + \cdot / \Delta C_r^r + gz_r$

این رابطه (۸-۲۳) به عنوان «معادله برنولی» شناخته شده است. به نام برنولی (دانشمند و محقق در علم سیالات)، و شکل ایده آل (رابطه) $SFEE$ با فرض نبودن اصطکاک است. تمام سیالات حقیقی اثرات اصطکاک را تحمل می کنند، اما برخی از مواقع ممکن است با فرض ایده آل بودن (سیال) و به کارگرفتن معادله برنولی، جوابهای مناسبی را برای یک مسأله به دست آورد.

در مواردی که جریان افقی است، $z_s = z_r$ و این رابطه می شود:

$$p v + \cdot / \Delta C^r = \text{ثابت}$$

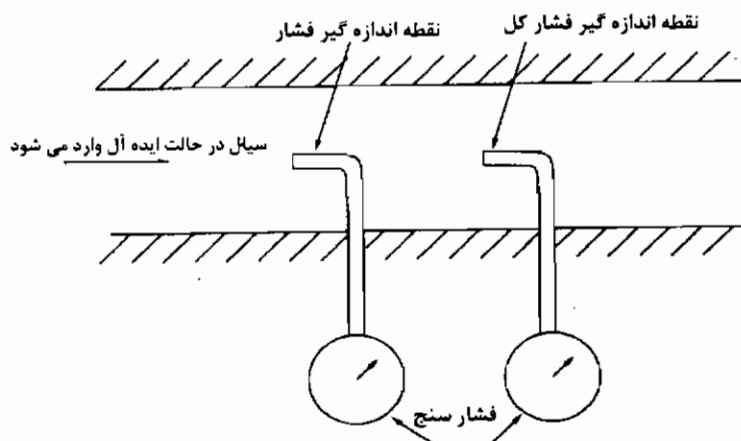
غالباً این رابطه به صورت زیر نوشته می شود:

$$p + \cdot / \Delta \rho C^r = \text{ثابت}$$

این رابطه فشار ساکن و فشار جنبشی را به یکدیگر ربط می دهد و با در نظر گرفتن رابطه (۲-۳) از قبل، اسماً داریم:

فشار کل = فشار جنبشی + فشار ساکن

$$p + \frac{1}{2} \rho C^2 = P_0$$



شکل ۳۰-۸ در یک سیال ایده آل، فشار کل سیال ثابت می ماند

حال می توان دید که، در یک جریان سیال ایده آل، فشار کل سیال از یک مکان به مکان دیگر ثابت خواهد ماند، اما در سیال با جریان حقیقی، فشار کل از یک مکان به مکان دیگر متغیر است (شکل ۳۰-۸).

همچنین توجه داشته باشید که - به عنوان نمونه گاز کامل را در نظر بگیرید - برای جریان افقی یک گاز بدون گرما و انتقال کار، رابطه (۷-۸) برابر است با:

$$= c_p (T_r - T_i) + \frac{1}{2} (C_i^2 - C_r^2)$$

$$\therefore T + \frac{1}{2} \frac{C^2}{c_p} = \text{ثابت} = T_0$$

که T دمای ساکن سیال و T_0 دمای کل (Stagnation) سیال است. همان گونه که قبلاً در بخش (۴-۲) نیز اشاره شد، این دمای ساکن است که باید در بیشتر معادلات به دست آید و جایگزین شود، اما دمای کل، دمایی است که در حقیقت اندازه گیری و به کار برده می شود.

به عنوان مثال برای هوا با $c_p = 1/0.5 \text{ kJ/kg K}$ ، اختلاف دمای بین T و T_0 با استفاده از رابطه (۸-۲۴)، زمانی که سرعت تقریباً 45 m/s باشد، فقط یک درجه است. به هر صورت، با علم به عدم دقت در اندازه گیری دما، واقعیت بالا، استفاده از دمای کل در معادلات را برای کاربرد در بیشتر سیستمهای گرمایی توجیه می کند.

فصل نهم

اثرات حرکت یک سیال

اکنون می توان کار و انتقال گرما را به صورت تئوری در یک فرآیند بدون جریان ، و فرآیند جریان دار، هنگامی که سیال در یک سیستم ، چرخه ای شامل هر دو نوع فرآیند را کامل می کند ، پیش بینی کرد و این پیش بینی می تواند هنگامی که سیال یک گاز کامل یا بخار آب است ، صورت گیرد ، ولی دانستن این که برای سیال ضمن جریان از یک قسمت به قسمت دیگر در انجام یک چرخه کامل چه اتفاقی رخ می دهد، مهم است . به عنوان مثال این چرخه می تواند در یک نیروگاه بخار یا یک یخچال ، یازمانی که سیال به داخل یا خارج از جزئی از یک سیستم مانند یک مکانیزم سیندر پیستونی رفت و برگشتی و یا یک توربین چرخشی در یک نیروگاه برق آبی، جریان دارد ، صورت پذیرد ، زیرا تحلیل برای کار و انتقال گرما بستگی به مقادیر خواص سیال در ورودی و خروجی یک فرآیند یا عضو ، دارد . به طور کلی ، سیال در مجموع لوله ها یا مجراها جریان می یابد، اما قبل از این که رفتار سیال را بتوان در این مجراها بررسی کرد ، بهتر است ابتدا چند مشخصه سیال در این فصل مورد بررسی قرار گیرند ، همچنین روشهایی برای

اندازه گیری نرخ جریان ارائه شود. در فصل دهم نیروهایی که در اثر جریان سیال از یک مکان به مکان دیگر ایجاد می شود، مورد بحث قرار گرفته است و فصل یازدهم این نتایج را بر حسب تغییر در مقادیر خواص، بخصوص کاهش در فشار به علت نیروهای اصطکاکی مخالف حرکت، تحلیل می کند.

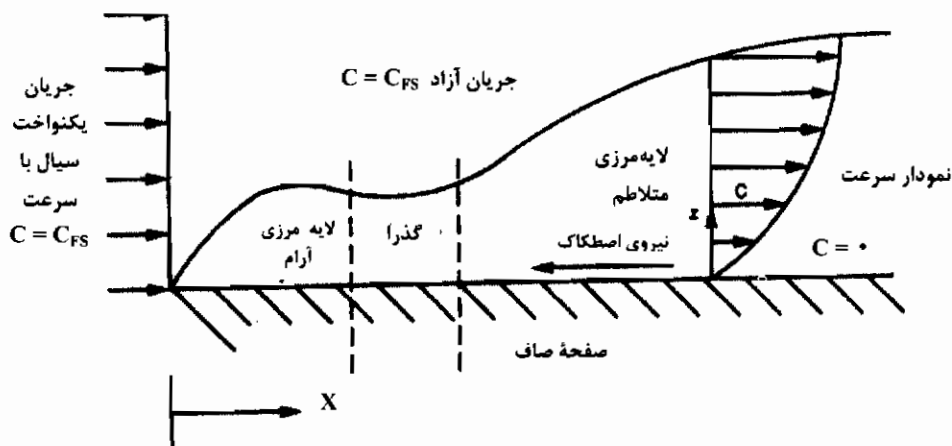
در فصل دوم، خاصیت لزجت، به عنوان یک مقیاس مقاومت در برابر جریان سیال، معرفی شد. در حقیقت این مقاومت هر زمان که سیال از روی یک سطح جامد جریان می یابد، خود را به صورت یک نیروی اصطکاکی مخالف حرکت جریان سیال، نشان می دهد و این مقاومت، پاره ای اثرات بنیادی بر رفتار سیال، ایجاد می کند.

حالتی از یک سیال را در نظر بگیرید، که به یک مرز ساکن جامد با یک سرعت یکنواخت، به نام «سرعت جریان آزاد» C_{FS} ، نزدیک می شود. زمانی که سیال روی سطح جامد جریان می یابد، لایه بسیار نازک سیال در مجاورت سطح به آن می چسبد که در این حال سرعت برابر صفر است، اما کمی دورتر از سطح، سیال تحت تاثیر وجود سطح قرار نمی گیرد و به حرکت با سرعت جریان آزاد ادامه می دهد. در این فاصله، لایه های سیال با سرعت های متفاوت روی یکدیگر می لغزند و ناحیه تغییر سرعت یا گرادیان سرعت به وجود می آید، که در آن سرعت سیال از صفر در سطح، تا C_{FS} تغییر می کند، که «لایه مرزی» (شکل ۹-۱) نامیده می شود. در این لایه مرزی، تنش های برشی ناشی از سرعت های دیفرانسیلی هر لایه سیال، ایجاد می شوند. برآیند نیروی اصطکاک بر روی سطح عمل می کند. خارج از لایه مرزی، «جریان آزاد» نامیده می شود که در آن جا، اثرات لزجت قابل چشم پوشی است و سیال می تواند به صورت ایده آل رفتار کند.

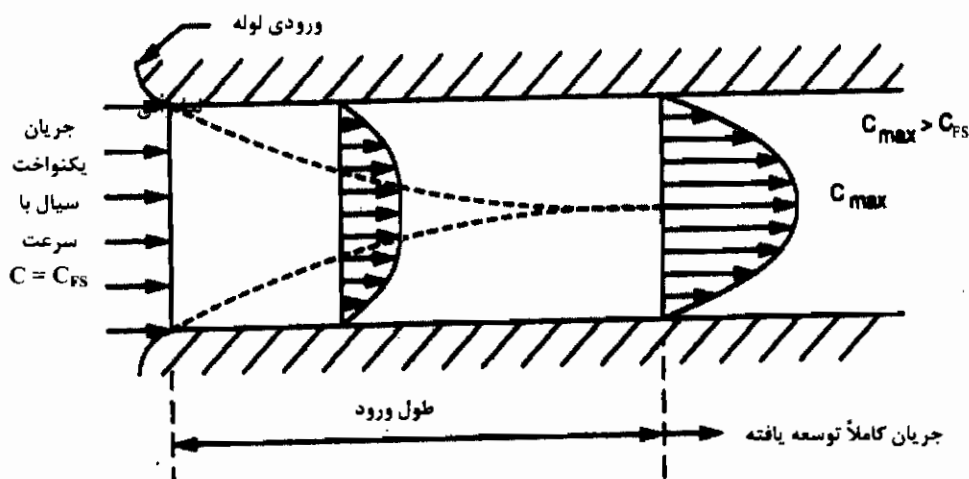
۹-۱ جریان سیال در یک لوله یا مجرا

زمانی که سیال در یک لوله یا مجرا جریان دارد، لایه مرزی داخل آن تشکیل می شود. ابتدا این لایه بسیار نازک است، اما ضخامت آن با فاصله در جهت جریان افزایش می یابد. سرانجام لایه مرزی از اطراف لوله یا مجرا، در مرکز به هم می رسد، به طوری که کل جریان با لایه مرزی پر می شود. این جریان به عنوان جریان کاملاً توسعه یافته در یک لوله یا مجرا شناخته

شده است. قسمت جلوی لوله، مطابق شکل (۹-۲) که در آن لایه های مرزی به یکدیگر نرسیده اند، به عنوان «طول ورود» شناخته می شود.



شکل ۹-۱ یک لایه مرزی که در آن، سرعت سیال از صفر در سطح، تا سرعت جریان آزاد C_{FS} تغییر می کند، و هر زمان که سیالی روی یک جامد جریان یابد، تشکیل می شود.



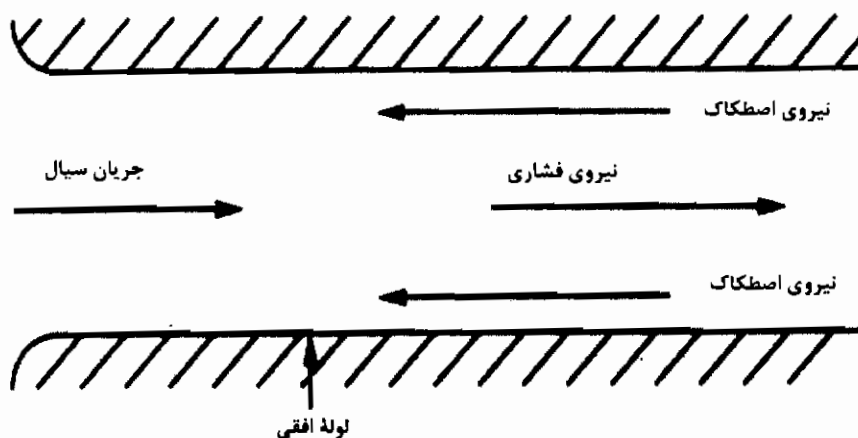
شکل ۹-۲ لایه مرزی در یک لوله که در ورود به لوله از نزدیک به دیواره لوله شروع می شود، سرانجام تمام لوله را پر می کند و جریان، کاملاً توسعه یافته می شود.

نمایه سرعت سیال، ابتدا یکنواخت است و در ورود به لوله برابر C_{FS} است و در ناحیه جریان، کاملاً توسعه یافته می باشد و شکل سهمی به خود می گیرد. از آن جا که لایه سیال در مجاورت سطح لوله، ساکن است و لایه های سیال در اطراف کند می شوند. اگر دبی جرمی سیال در لوله پایدار باشد، سرعت بیشینه سیال در مرکز لوله، C_{max} می شود که باید از C_{FS} بزرگ تر باشد. در جریان غیر قابل تراکم کاملاً توسعه یافته در لوله، با یک دبی جرمی ثابت، می توان معادله پیوستگی را رابطه (۸-۳) که وضعیت سیال را در دو نقطه در مسیر لوله نشان می دهد، به کار برد:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \rho_1 (A_{cs})_1 C_1 = \rho_2 (A_{cs})_2 C_2$$

اما برای جریان غیر قابل تراکم یک سیال در یک لوله مستقیم داریم:

$$(A_{cs})_1 = (A_{cs})_2 \quad \text{and} \quad \rho_1 = \rho_2 \quad \therefore C_1 = C_2$$



شکل ۳-۹: برای جریان غیر قابل تراکم سیالی از میان یک لوله مستقیم، سرعت ثابت و دبی جرمی ثابت حفظ می شود. وقتی که نیروی اصطکاک مخالف حرکت توسط یک افت فشار در سیال متعادل می شود.

نیروی اصطکاک سعی در تأخیر جریان دارد. به منظور حفظ دبی ثابت و سرعت ثابت، نیرویی مساوی و مخالف با نیروی اصطکاک و در جهت حرکت سیال باید وجود داشته باشد. این نیرو باید یک نیروی فشاری باشد، به عبارت دیگر باید کاهشی در فشار سیال، ضمن جریان آن در لوله وجود داشته باشد که مطابق شکل (۳-۹) نیروی اصطکاک را کاملاً خنثی کند.

نزدیک ورودی لوله - جایی که لایه مرزی نازک است - گرادیان سرعت در سطح بزرگتری، از گرادیان سرعت در پایین دست جریان در حالت کاملاً توسعه یافته، است. نیروی اصطکاک در نزدیکی سطح همچنین باید بزرگتری از آن در جهت جریان باشد، بنابراین افت فشار سیال طی مسیر طول ورود از همان طول در جریان کاملاً توسعه یافته، بزرگتر است. زمانی که عدد رینولدز سیال (که در رابطه ۱۵-۲ تعریف شده است) کمتر از ۲۰۰۰ و جریان، آرام باشد، طول ورود، EL ، در یک لوله با نسبت به قطر D آن، از رابطه تجربی زیر به دست می آید:

$$EL = 0.065 \text{ Re } D \quad (9-1)$$

زمانی که عدد رینولدز سیال بزرگتر از ۳۵۰۰ و جریان مغشوش باشد، شرایط نزدیک محل ورود به طور کیفی، مشابه همان شرایط برای جریان آرام است، اما در شرایط کاملاً توسعه یافته، سریعتر ایجاد می شود. و طول ورود کوتاهتر است. پیش بینی دقیق طول ورودی غیر ممکن است، زیرا هر گونه اغتشاش در سیال در ورود به لوله یا زبری سطح لوله، به ایجاد ناحیه جریان کاملاً توسعه یافته سرعت می بخشد.

جریان در مجراها شبیه جریان در لوله هاست، اگر چه اثرات سه بعدی در گوشه ها، آن را پیچیده تر می کند، با این وجود، به طور کلی، اطلاعات زیادی درباره جریان سیالات در لوله ها و مجراها به دو صورت تحلیلی و آزمایشی در دسترس است. رابطه ویژه، نمودارهای لگاریتم ضریب اصطکاک - f - بر حسب لگاریتم عدد رینولدز - Re - هستند، که نواحی آرام و مغشوش جریان را مشخص می کند، این نوع نمودار با جزئیات بیشتر در فصل یازدهم بررسی خواهد شد. زیرا اثرات اصطکاک در لوله ها و مجراها بسیار مهم هستند.

۹-۱-۱ قطر معادل در یک مجرا

بیشتر مایعات که در سیستمهای گرمایی جریان دارند، دارای لوله هایی با مقطع عرضی دایره ای هستند بعضی مواقع جریان، گاز است - مانند سیستمهای تهویه مطبوع - در مجراهای مستطیلی یا مربعی خوشبختانه آزمایش نشان می دهد که اگر از قطر معادل استفاده شود، رابطه های توسعه یافته برای مقاطع عرضی دایروی، می تواند برای مقاطع عرضی غیر دایروی نیز قابل اجرا باشد. قطر معادل در یک مجرا با مقطع عرضی (به جز دایروی) به این صورت تعریف می شود: حاصل ضرب مساحت مقطع عرضی مجرا در ضریب ϵ ، تقسیم بر محیط مجرا. قطر معادل، نمی تواند برای مقاطع عرضی مجرا، که بسیار غیر طبیعی یا نامنظم هستند، به کار برده شود و فقط برای جریانهای مغشوش قابل اجراست. بسیاری از سیالات که در یک سیستم گرمایی جریان دارند، مغشوش هستند (همان طور که در مثال ۸-۲ بحث شد) و اگر آنها در یک مجرای غیر دایروی جریان داشته باشند، آن مجرا اغلب مربعی یا تا حدی مستطیلی شکل است. در این حال مفهوم قطر معادل بیشتر مناسب است.

۹-۲ جریان سیال بر روی یک صفحه مسطح

زمانی که سیالی با جریان یکنواخت و سرعت C_{FS} از روی یک صفحه مسطح می گذرد، لایه مرزی در لبه ابتدایی صفحه شروع می شود و ضخامت آن با فاصله از لبه صفحه افزایش می یابد (همان طور که در شکل ۴-۹ نشان داده شده است). ضخامت لایه مرزی δ موقعی پدید می آید که سرعت سیال، C ، برابر 99% C_{FS} باشد.

مطابق رابطه (۱۶-۲) عدد رینولدز جریان، بستگی به بعد مشخصه دارد، که طول سطحی است که سیال با آن تماس دارد، بنابراین، عدد رینولدز جریان در لایه مرزی، در ابتدای صفحه که بر اساس سرعت جریان آزاد قرار گرفته است، بسیار کوچک و جریان، آرام خواهد بود؛ ولی هر چقدر فاصله طی شده روی صفحه بزرگتر شود، عدد رینولدز افزایش بیشتری خواهد داشت. سرانجام عدد رینولدزی به دست خواهد آمد، که آن را «عدد رینولدز بحرانی» نامند و، مطابق با بخش (۵-۵-۲)، جریان در یک منطقه گذرا به شرایط مغشوش تغییر خواهد. در عمل، این کار با افزایش در ضخامت لایه مرزی همراه می شود، زیرا اختلاط بیشتری در جریان مغشوش وجود

اگر ابتدای لبه ، تیز باشد یا اگر صفحه ناصاف باشد و یا سیال در ابتدا اعتناش قابل توجهی داشته باشد ، لایه مرزی می تواند تقریباً از ابتدای صفحه، مغشوش باشد . طبق تعریف ، فقط ناحیه لایه مرزی از وجود سطح صفحه تاثیر می پذیرد . جریان یکنواخت سیال ، که به صفحه و با سرعت C_{∞} نزدیک می شود ، به جریان خود بر روی صفحه در ناحیه خارج از لایه مرزی ، بدون توجه به حضور صفحه ادامه می دهد . تنها در لایه مرزی است که توجه به نوع جریان - اعم از این که آرام یا مغشوش باشد - اهمیت دارد ، زیرا فقط در لایه مرزی است که تنشهای برشی و نیروهای لزجی ، که بر روی سطح صفحه عمل می کنند ، ایجاد می شوند . این عمل منجر به تقسیم شدن تحلیل جریان سیال بر روی یک سطح ، به دو ناحیه می شود که عبارتند از : لایه مرزی ، که در آن لزجت اهمیت دارد و نیروی اصطکاک ایجاد می شود و دیگری جریان آزاد

که در آن لزجت مهم نیست و نیروهای اصطکاک وجود ندارد، بنابراین سیال را می توان ایده آل فرص نمود.

در بسیاری از کاربردها، از قبیل: هواپیما یا خودروی سواری، لایه مرزی بسیار نازک؛ یعنی از مرتبه چند میلی متر است، ولی این اهمیت زیادی دارد. زیرا در فاصله بسیار کوتاهی دور از یک سطح، سرعت می تواند به طور قابل ملاحظه ای از صفر در سطح، تا مقدار جریان آزاد تغییر کند، که این عمل منجر به نیروهای اصطکاکی بزرگی می شود و باید در طراحی در نظر گرفته شوند. تحلیل جریان لایه مرزی بر روی یک سطح، بسیار پیچیده است و عمدتاً بستگی به اطلاعات آزمایشگاهی دارد تا روابط تنوری را تقویت کند. جریان آرام ساده تر است، زیرا می توان رابطه (۱۳-۲) را در مورد آن به کار برد، اما این رابطه برای جریان مغشوش قابل اجرا نیست. در این حالت، به رابطه های تجربی به دست آمده از رابطه (۱۹-۲) مراجعه می شود.

یک رابطه نمونه، که ضخامت لایه مرزی آرام δ را در هر فاصله x از صفحه بیان می کند، برابر است با:

$$\delta = \frac{5.48x}{Re^{1/2}} \quad (9-2)$$

همان طور که عدد رینولدز بستگی به فاصله دارد، به طور مشابه، رابطه ای برای ضخامت یک لایه مرزی مغشوش، δ ، در هر فاصله x از صفحه برابر است با:

$$\delta = \frac{0.37x}{Re^{1/4}} \quad (9-3)$$

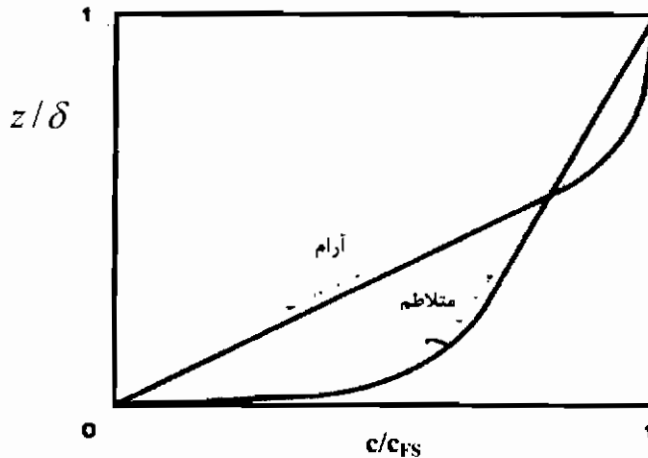
در عددهای رینولدز بالا، فاصله از صفحه بسیار بزرگتر از ضخامت لایه مرزی است و شکل (۹-۴) به طور کاملاً اغراق آمیز بر روی محور δ نشان داده شده است. در یک جریان مغشوش، اختلاط قابل ملاحظه ذرات سیال وجود دارد، که یک نمایه سرعت یکنواخت تر را نتیجه می دهد، اگر چه سرعت هنوز باید به صفر در سطح کاهش یابد، اما در جریان آرام، فقط ملکولها از لایه ای به لایه دیگر، حرکت می کنند و نمایه سرعت به تدریج تغییر می کند. نمایه های سرعت نمونه برای یک لایه مرزی آرام و مغشوش، روی یک صفحه صاف در شکل (۹-۵) نشان داده شده است.

یک رابطه معمول ، که برای توصیف یک نمایه سرعت آرام بر روی یک صفحه صاف به کار برده می شود ، برابر است با :

$$\frac{C}{C_{FS}} = \frac{2z}{\delta} - \frac{z^2}{\delta^2} \quad (9-4)$$

و یک رابطه متداول ، که برای توصیف یک نمایه سرعت مغشوش بر روی یک صفحه صاف استفاده می شود ، برابر است با :

$$\frac{C}{C_{FS}} = \frac{z^{1/4}}{\delta^{1/4}} \quad (9-5)$$



شکل ۹-۵ نمایه های نمونه ای برای سرعت لایه مرزی آرام و مغشوش زمانی که جریان سیالی از روی یک صفحه صاف می گذرد

از آن جا که تنش برشی سطح τ (یعنی مقدار تنش برشی τ در سطح ، که در آن $z = 0$ است) متناسب با dc/dz است ، مقادیر τ_w برای لایه های مرزی مغشوش بزرگتر از لایه های مرزی آرام هستند ، زیرا گرادیان سرعت نزدیک سطح دارای شیب بیشتری است . برای به دست آوردن نیروی اصطکاک F_F بر روی صفحه ، با توجه به این که سرعت با هر ارتفاعی در لایه

مرزی با فاصله از صفحه تغییر می کند، برای یک صفحه با طول L و عرض h نیروی اصطکاک به این صورت باید نوشته شود:

$$F_F = h \int_0^L \tau_s dx \quad (9-6)$$

در جریان آرام، جایگزین برای τ_s می تواند از رابطه (۲-۱۳) به دست آید، اما در جریان مغشوش لازم است تا تعریف ضریب اصطکاک f را در رابطه (۲-۱۹) به کار برد و برای پی بردن به روابط تجربی میان ضریب اصطکاک و عدد رینولدز، همان طور که در بخش (۲-۵-۶) ذکر شد، رابطه پیشنهادی برای یک صفحه صاف برابر است با:

$$f = \frac{0.058}{Re^{1/4}} \quad (9-7)$$

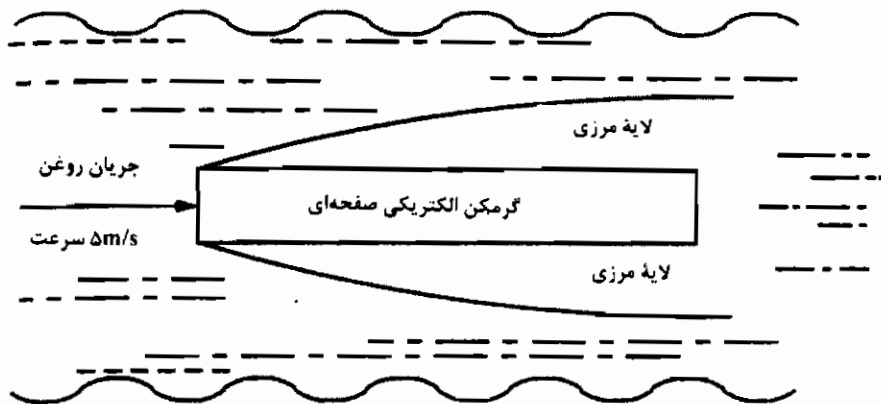
مثال ۹-۱

صفحه یک گرمکن الکتریکی در مخزن روغن قرار می گیرد و برای گرما دادن روغن، قبل از این که روغن وارد یک فرآیند خاص شود، استفاده می شود. در تحلیل اولیه، فرض می شود که گرمکن صفحه ای صاف با طول 2 m در 1 m پهنا است. روغن با چگالی 800 kg/m^3 و لزجت دینامیکی 0.9 kg/ms موازی با گرمکن روی هر دو طرف صفحه با سرعتی برابر 5 m/s جریان می یابد (همان طور که در شکل ۹-۶ نشان داده شده است). با فرض این که لایه مرزی روغن باشد و در زمان عبور بر روی صفحه، تشکیل شود و جریان کاملاً آرام باشد، نیروی اصطکاک روی گرمکن را تعیین کنید.

حل

برای سرعت جریان آزاد روغن $\{C'_{FS}\}_{out}$ ، که 5 m/s است، عدد رینولدز روغن در انتهای صفحه R_{ρ} با طول L با استفاده از رابطه (۲-۱۶) به این صورت داده می شود:

$$Re = \frac{\{\rho C'_{FS}\}_{out} L}{\{\mu\}_{out}} = \frac{800 \times 5 \times 2}{0.9} = 8888/9$$



شکل ۹-۶؛ مثال ۹-۱ در همان حالی که روغن روی صفحه گرمکن جریان می یابد لایه‌ای مرزی روی هر دو طرف صفحه تشکیل می شود، که نیروی اصطکاک راروی صفحه تولید می کند .

از آن جا که عدد رینولدز کمتر از 10^5 در انتهای صفحه است ، تایید می کند ، که لایه مرزی سیال در تمام مسیر طولی هنگام عبور روغن از روی گرمکن ، آرام خواهد بود . نمایه سرعت روغن در لایه مرزی را می توان با استفاده از رابطه (۹-۴) به دست آورد :

$$\frac{\{C\}_{oil}}{\{C_{FS}\}_{oil}} = \frac{yz}{\delta} - \frac{z^3}{\delta^3}$$

$$\therefore \frac{dC}{dz} = \frac{\{C_{FS}\}_{oil} \times y}{\delta} - \frac{\{C_{FS}\}_{oil} \times yz}{\delta^3}$$

در سطح ، $z = 0$ است ، بنابراین :

$$\frac{dC}{dz} = \frac{\{C_{FS}\}_{oil} \times y}{\delta} \quad (\text{در سطح})$$

با استفاده از رابطه (۲-۱۷) تنش برشی در سطح تولید شده توسط روغن ، τ_s به این صورت

داده می شود:

$$\tau_s = \frac{\{\mu dC\}_{oil}}{dz} = \frac{\{\mu C_{FS}\}_{oil} \times y}{\delta}$$

نیروی اصطکاک بر روی صفحه ایجاد شده توسط روغن، F_F ، از رابطه (۶-۹) به دست می آید:

$$F_F = b \int_0^L \tau_s dx = b \int_0^L \frac{\{\mu C_{FS}\}_{oil} \times 2 dx}{\delta}$$

برای یک لایه مرزی آرام، در یک فاصله x از صفحه، ضخامت لایه مرزی روغن δ با استفاده از رابطه (۲-۹) می شود:

$$\delta = \frac{5/48x}{Re^{1/5}} = \frac{5/48x\{\mu\}_{oil}^{1/5}}{(\{\rho C_{FS}\}_{oil} x)^{1/5}}$$

با جایگذاری در رابطه برای نیروی اصطکاک می دهد:

$$F_F = b \int_0^L \frac{0.365\{\mu^{1/5} C_{FS}^{1/5} \rho^{1/5}\}_{oil} dx}{x^{1/5}}$$

$$\therefore F_F = b \times 0.72 \{\mu^{1/5} C_{FS}^{1/5} \rho^{1/5}\}_{oil} L^{4/5}$$

$$\therefore F_F = 1 \times 0.72 \times 0.9^{1/5} \times 5^{1/5} \times 800^{1/5} \times 2^{4/5} = 30.9/7 \text{ N}$$

از آن جا که روغن روی هر دو طرف صفحه جریان دارد نیروی اصطکاک کل روی صفحه گرمکن ناشی از روغن F_F برابر است با:

$$F'_F = 2F_F = 2 \times 30.9/7 = 61.9/4 \text{ N}$$

نیروی ممانعت کننده در جهت مخالف جریان روغن باید تأمین شود تا صفحه را در محل نگاه دارد و نیروی اصطکاک را خنثی کند. این اضافه بر هر گونه تقریبی است که برای نگاه داشتن صفحه به بالا در برابر اثرات جاذبه لازم است.

مثال ۲-۹

قطاری را به شکل ساده در نظر بگیرید، (مطابق شکل ۷-۹) که دارای 100 m طول، 300 m پهنا و $3/75 \text{ m}$ ارتفاع باشد. به عنوان یک تقریب اولیه، نیروی اصطکاک در اطراف و سطح بالای قطار، ممکن است به صورت نیرویی فرض شود که در روی یک طرف صفحه صاف با $10/5 \text{ m}$ پهنا و 100 m طول، عمل می کند. اگر قطار در حال حرکت، از میان هوا با چگالی

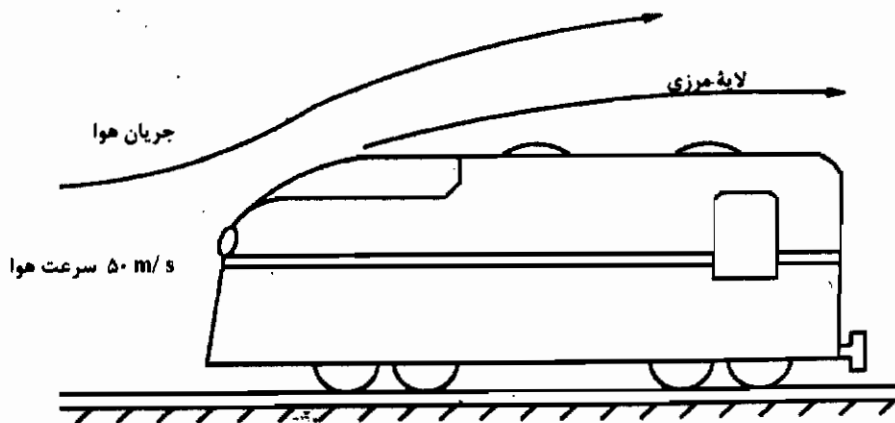
$1/2 \text{ kg/m}^2$ و لزجت دینامیکی $1/8 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$ با سرعتی برابر 50 m/s بگذرد، توان مورد نیاز برای غلبه بر نیروی اصطکاک مخالف حرکت قطار چقدر خواهد بود؟
اگر قطار مورد نظر، الکتریکی و هزینه الکتریسته $0.12 \text{ \$/kWh}$ باشد، هزینه صرف شده برای غلبه بر نیروی اصطکاک، در یک مسافت ۲ ساعته، با قطار چقدر است؟

حل

در این مثال، هوا ساکن و قطار در حال حرکت است. اگر در نظر بگیریم که قطار ساکن و هوا جریان دارد آن وقت نیروهای مساوی و مخالف یکدیگر پدید می آیند.
اگر لایه مرزی بر روی سطح قطار، به علت هوای در حال حرکت، با سرعت جریان آزاد $\{C_{FS}\}_{air}$ تشکیل شود، جریان در عدد رینولدز Re برابر با 2×10^6 ، مغشوش می شود همان طور که در قسمت (۵-۵-۲) اشاره شد. این در فاصله L' از جلوی قطار اتفاق می افتد و از رابطه (۱۶-۲) به این صورت داده می شود:

$$Re = \frac{\{\rho C_{FS}\}_{air} L'}{\{\mu\}_{air}}$$

$$\therefore L' = \frac{2 \times 10^6 \times 1/8 \times 10^{-3}}{1/2 \times 50} = 0.6 \text{ m}$$



شکل ۷-۹؛ مثال ۲-۹ زمانی که قطار از میان هوا عبور می کند لایه مرزی در جلوی قطار تشکیل می شود که سبب ایجاد نیروی اصطکاک، مخالف حرکت قطار می شود.

از آن جا که قطار ۱۰۰ m طول دارد، منطقی به نظر می رسد، که لایه مرزی از همان ابتدای جلوی قطار، مغشوش در نظر گرفته شود. نیروی اصطکاک F_F ناشی از هوا با استفاده از رابطه (۶-۹) به این صورت داده می شود:

$$F_F = b \int_0^L \tau_s dx$$

برای یک لایه مرزی مغشوش، تنش برشی در سطح τ_s با استفاده از رابطه (۱۹-۲) برابر است با:

$$\tau_s = f \times 0.5 \{ \rho C_{FS}^2 \}_{air}$$

دوباره برای جریان مغشوش رابطه میان ضریب اصطکاک و عدد رینولدز ممکن است به صورت آنچه در رابطه (۷-۹) داده شده است. فرض شود که برابر می شود با:

$$f = \frac{0.058}{Re^{1/4}} = \frac{0.058 \{ \mu^{1/4} \}_{air}}{(\{ \rho C_{FS} \}_{air} x)^{1/4}}$$

با جایگزینی برای τ_s و f در رابطه برای نیروی اصطکاک F_F می دهد:

$$F_F = b \int_0^L \frac{0.029 \{ \rho^{1/4} C_{FS}^{3/4} \mu^{1/4} \}_{air} dx}{x^{1/4}}$$

$$\therefore F_F = b \times 0.036 \{ \rho^{1/4} C_{FS}^{3/4} \mu^{1/4} \}_{air} L^{3/4}$$

$$\therefore F_F = 10/5 \times 0.036 \times 1/2^{1/4} \times 50^{1/4} \times (1/8 \times 10^{-5})^{1/4} \times 100^{3/4} = 2238/9 \text{ N}$$

توان مورد نیاز برای غلبه بر نیروی اصطکاک \dot{W} برابر است با:

$$\dot{W} = F_F \{ C_{FS} \}_{air} = 2238/9 \times 50 = 112 \text{ kW}$$

برای یک مسافرت ۲ ساعته، این مقدار هزینه می شود:

$$\$112 \times 0.12 \times 2 = \$26/9$$

در این جا \dot{W} تنها توانی است که برای غلبه بر نیروهای اصطکاک، لازم است و در زمان عبور قطار از میان هوای ساکن، ایجاد می شود. علاوه بر این توانی، لازم است تا بر اصطکاک میان چرخهای قطار و ریل غلبه کند و از یک وضعیت سکون تا سرعت کامل به آن شتاب بدهد.

مثال ۹-۳

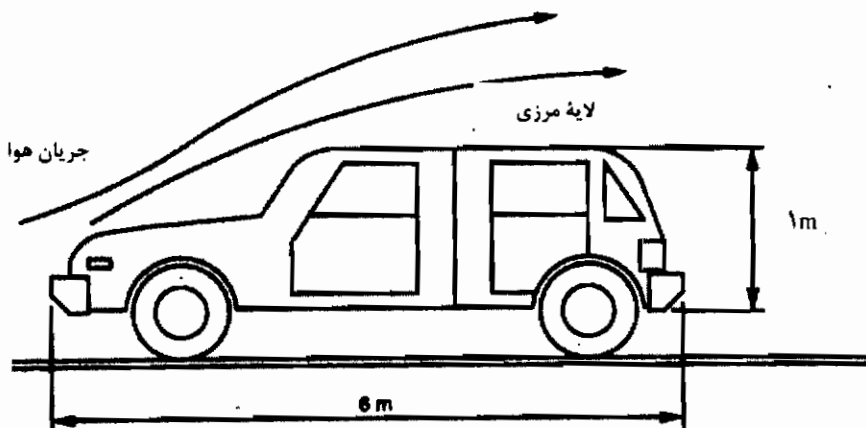
اگر جریان هوا با چگالی $1/2 \text{ kg/m}^3$ و لزجت دینامیکی $1/8 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ بر روی یک خودروی سواری به صورت آنرودینامیکی شکل داده شده باشد (تطبیق شکل ۸-۹) و اگر فرض شود که این جریان مشابه با جریانی است که از یک سمت صفحه صاف، با پهنای 4 m (تا وجوه خودرو را شامل شود) و طول 6 m می‌گذرد، بیشترین سرعتی که خودرو می‌تواند از هتوا عبور کند تا لایه مرزی آرام در سراسر صفحه تشکیل شود، چقدر است؟ لایه مرزی، آرام باقی خواهد ماند، اگر عدد رینولدز جریان کمتر از $1/5 \times 10^6$ باشد. ضخامت لایه مرزی در عقب خودرو را تحت این شرایط محاسبه کنید.

هنگامی که خودرو با سرعت 70 m/s حرکت می‌کند، ضخامت لایه مرزی در عقب خودرو چقدر است؟

حل

مانند مثال (۹-۲)، در نظر بگیرید که هوا با سرعت جریان آزاد $(C_{FS})_{air}$ بر روی خودروی ساکن عبور کند. عدد رینولدز Re برای جریان هوا با سرعت $\{C_{FS}\}$ روی یک صفحه با طول L با استفاده از رابطه (۲-۱۶) به این صورت تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\{\rho C_{FS}\}_{air} L}{\{\mu\}_{air}}$$



شکل ۸-۹: مثال ۳-۹ زمانی که یک خودروی سواری از میان هوا عبور می کند، یک لایه مرزی جلوی خودرو تشکیل می شود، که نیروی اصطکاکی مخالف حرکت خودرو ایجاد می کند.

برای یک عدد رینولدز حداکثر به منظور حفظ یک لایه مرزی آرام، هوا باید با سرعت جریان آزاد $\{C_{FS}\}_{air}$ با اندازه زیر حرکت کند:

$$\{C_{FS}\}_{air} = \frac{Re\{\mu\}_{air}}{\{\rho\}_{air} L} = \frac{1/5 \times 10^6 \times 1/8 \times 10^{-5}}{1/2 \times 6} = 3/75 \text{ m/s}$$

از این رو، خودرو باید با سرعتی برابر $3/75 \text{ m/s}$ ، یا کمتر حرکت کند تا لایه مرزی به کلی آرام بماند. ضخامت لایه مرزی هوا δ در عقب خودرو برای جریان آرام با استفاده از رابطه (۹-۲) به این صورت داده می شود:

$$\delta = \frac{5/48 L}{Re^{1/5}} = \frac{5/48 \times 6}{(1/5 \times 10^6)^{1/5}} = 26/8 \text{ mm}$$

اگر خودرو واقعا با سرعتی برابر 70 m/s در حال حرکت باشد، لایه مرزی آرام اولیه با طول L' خواهد بود که با استفاده از رابطه (۲-۱۶) می شود:

$$Re = \frac{\{\rho C_{FS}\}_{air} L'}{\{\mu\}_{air}}$$

$$\therefore L' = \frac{Re\{\mu\}_{air}}{\{\rho C_{FS}\}_{air}} = \frac{1/5 \times 10^6 \times 1/8 \times 10^{-5}}{1/2 \times 70} = 0.32 \text{ m}$$

با خودرویی به طول 6 m ، منطقی به نظر می رسد که لایه مرزی از ابتدا، مغشوش در نظر گرفته شود. عدد رینولدز هوا در عقب خودرو با استفاده از رابطه (۱۶-۲) به این صورت داده می شود:

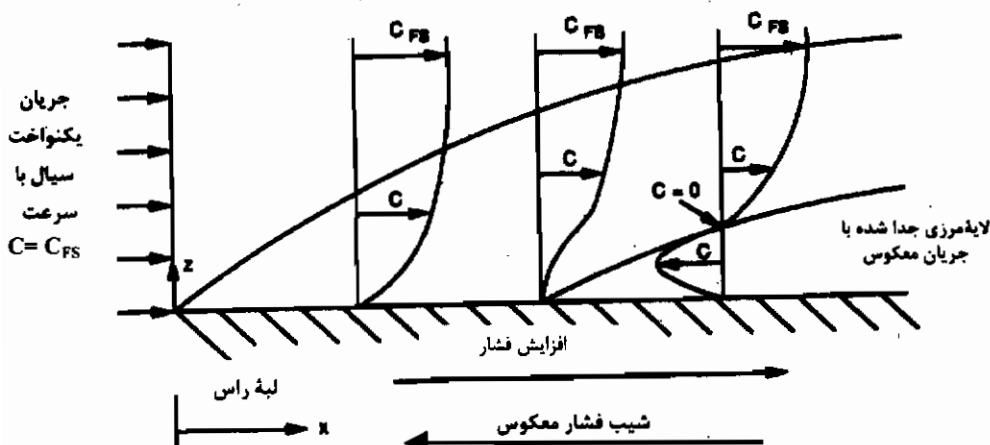
$$Re = \frac{\{\rho C_{FS}\}_{air} L}{\{\mu\}_{air}} = \frac{1/2 \times 70 \times 6}{1/8 \times 10^{-5}} = 28 \times 10^6$$

بنابراین، ضخامت لایه مرزی δ هوا در عقب خودرو برای جریان مغشوش از رابطه (۳-۹) خواهد بود:

$$\delta = \frac{0.37L}{Re^{1/4}}$$

$$\therefore \delta = \frac{0.37 \times 6}{(28 \times 10^6)^{1/4}} = 71/9 \text{ mm}$$

می توان مشاهده کرد که لایه مرزی خیلی ضخیم نیست، اما در این ناحیه است که سرعت از 5 m/s در سطح خودرو تا 70 m/s جریان آزاد تغییر می کند. تغییر در سرعت منجر به نیروهای اصطکاکی می شود که مانع از پیشروی خودرو می شوند.



شکل ۹-۹ لایه مرزی روی یک صفحه صاف، از سطح صفحه، در اثر وجود یک شیب فشار معکوس، جدا خواهد شد و جریان در جهت مخالف خواهد بود.

۹-۳ جدایش لایه مرزی بر روی یک صفحه مسطح

هر لایه مرزی به اندازه قابل ملاحظه ای از وجود گرادیان فشار، که در سیال ایجاد می شود، تأثیر می پذیرد. جدایش لایه مرزی از سطح، زمانی رخ می دهد که یک شیب معکوس وجود داشته باشد، به عبارت دیگر، این جدایش زمانی است که نیروی فشار مخالف حرکت موجود باشد. معمولاً این پدیده زمانی اتفاق می افتد که سیال در یک پخش کن یا بر روی یک سطح خمیده در حال جریان باشد. لایه مرزی یاد شده در بالا را روی یک صفحه مسطح با یک شیب فشار معکوس، همان گونه که در شکل (۹-۹) نشان داده شده است، در نظر بگیرید.

سیال در لایه مرزی که نزدیک به دیوار تشکیل می شود، دارای لختی کمی است، زیرا توسط نیروهای اصطکاک مخالف حرکتش، کند می شود. اگر علاوه بر این، یک شیب فشار، که در جهت مخالف، نسبت به جریان عمل می کند، نیز وجود داشته باشد، سیال به زودی به سکون می رسد. این عمل سبب می شود که سیال در نزدیکی دیوار اما در فاصله ای دورتر در پایین دست جریان، در جهت مخالف حرکت کند. در این حال گفته می شود که لایه مرزی از سطح جدا شده است.

۹-۴ نیروی پسا بر روی یک جسم نامسطح

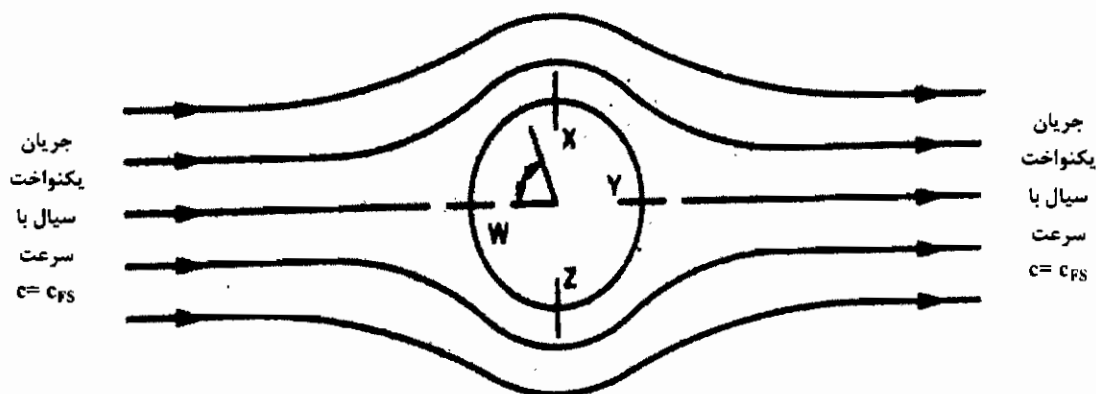
۹-۴-۱ نظریه سیال ایده آل

یک سیال ایده آل بدون لزجت و بدون لایه مرزی است و هیچ گونه نیروی اصطکاک می کند کننده ای ندارد. جریان یک سیال ایده آل را روی یک استوانه مدور با طول بی نهایت (جسم نامسطح)، را همان گونه که در شکل (۹-۱۰) نشان داده شده است، در نظر بگیرید. جریان از شکل ساده معادله برنولی (نظیر رابطه ۳-۲) که فشار کلی p_0 و فشار ایستایی p سیال را به هم مربوط می کند، پیروی خواهد کرد.

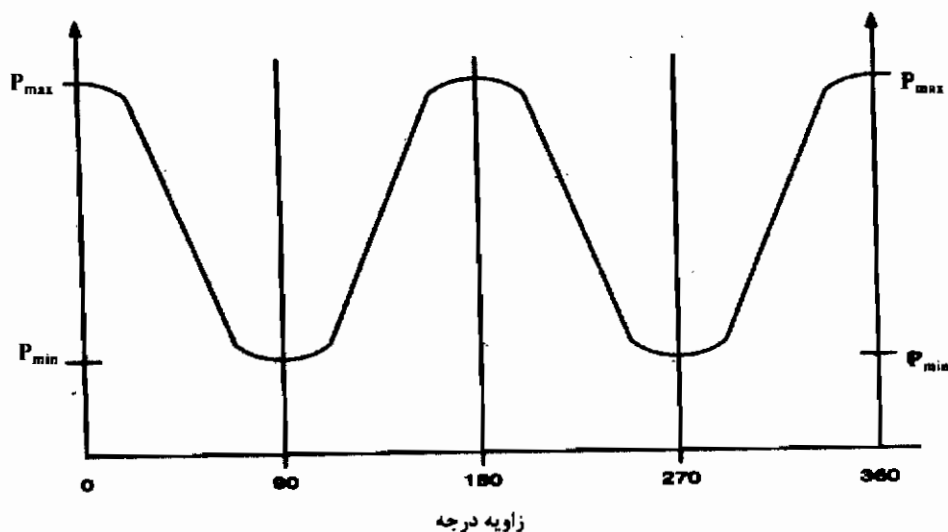
$$p + \frac{1}{2}\rho C^2 = p_0 = \text{ثابت}$$

در مکانهای W و Y ، نقاطی وجود دارند که سیال در آنها به سکون می رسد و فشار آن برابر فشار کلی p_0 است، در روی استوانه، سرعت جریان تا رسیدن به بیشترین مقدار خود، افزایش می یابد. از آن جا که فشار کلی، ثابت باقی می ماند، فشار ایستایی سیال باید کاهش یابد

و به کمترین مقدار در موقعیتهای X و Z برسد. توزیع فشار در اطراف استوانه، متقارن است (همان طور که در شکل ۹-۱۱ نشان داده شده است) و وجود نیروهای برآیندی پیش بینی نمی شوند.



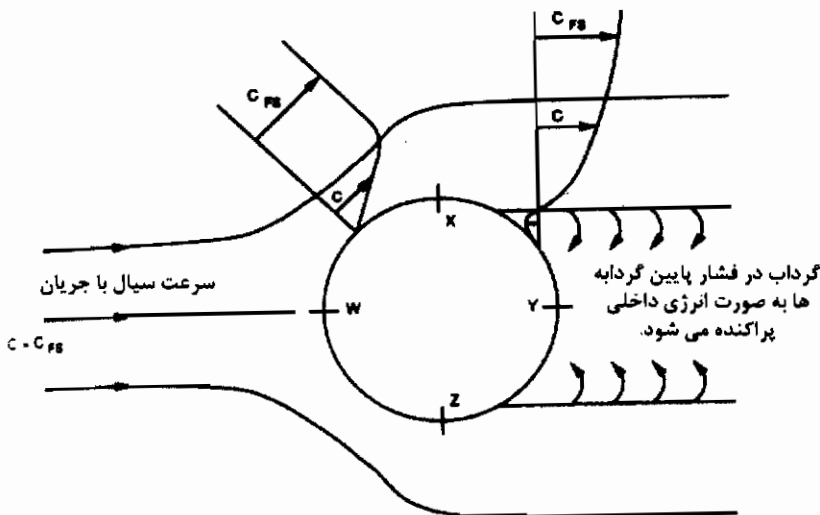
شکل ۹-۱۰ جریان ایده آل سیالی روی یک استوانه بی نهایت طویل، که از معادله برنولی پیروی کرده است، و باعث ایجاد یک الگوی جریان متقارن برای خطوط جریان می شود.



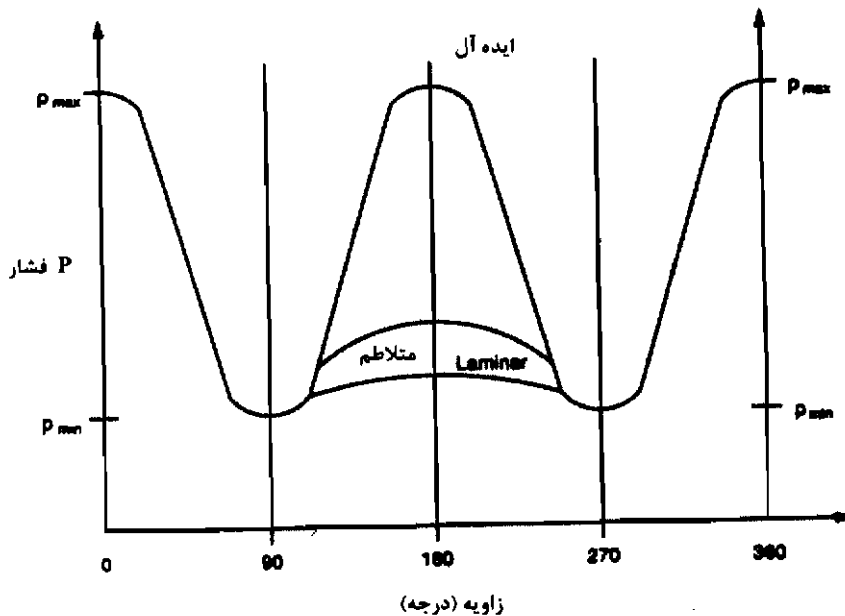
شکل ۹-۱۱ توزیع فشار برای جریان ایده آل سیالی روی یک استوانه بی نهایت طویل، متقارن است، که باعث ایجاد هیچ گونه نیروی خالصی روی استوانه نمی شود.

۹-۴-۲ سیال واقعی

جریان در جلوی استوانه، مشابه با جریان برای یک سیال ایده آل با یک نقطه سکون در موقعیت W و یک سیال در حالت شتاب با فشار ایستایی کند شونده در نقاط X و Z ، خواهد بود، ولی اختلاف مهمی که وجود دارد، این است که چون یک سیال حقیقی لزجت دارد، بنابراین لایه مرزی به واسطه نقطه سکون جلویی تشکیل می شود. زمانی که باید سیال بین نقاط X و Y و Z (یک ناحیه با افزایش فشار) کاهش سرعت پیدا کند، سیال لختی کمتری نسبت به زمانی که لایه مرزی وجود نداشت، دارد، بنابراین باید مسیرش را به سمت جلو و در خلاف گرادیان فشار پیش ببرد. نیروهای اصطکاک بر روی سطح استوانه نیز مخالف جهت جریان هستند و اثر خالص، آن است که مانند شکل (۹-۱۲) سیال از سطح استوانه جدا شود و در یک ناحیه، گردابه ای از فشار را تشکیل دهد، که با گردابه های کوچک پر می شود.



شکل ۹-۱۲ در جریان یک سیال واقعی روی یک استوانه بی نهایت طویل، لایه مرزی از سطح استوانه جدا می شود و باعث ایجاد یک گرداب فشار پایین در جریان پشت استوانه می گردد.



شکل ۹-۱۳ توزیع فشار یک سیال واقعی روی یک استوانهٔ مدور بی نهایت طویل ، چندان متقارن نیست و باعث ایجاد یک نیروی باز دارنده بر روی استوانه در جهت حرکت سیال می شود .

خطوط جریان نسبت به محور Z ، دیگر متقارن نیستند و این باعث ایجاد نیرویی در جهت حرکت می شود ، که معروف به «نیروی پسا» است و «پسای فشاری» نامیده می شود که ناشی از اختلاف فشار بین جلو عقب استوانه است . توزیع فشار همان گونه است که در شکل (۹-۱۳) نشان داده شده است. به علت تغییر الگوی جریان ، که از تشکیل گردابه ناشی می شود ، محل کمترین فشار ممکن است ، برای مثال از 90° به 80° تغییر داده شود .

علاوه بر پسای فشاری ، نیروی اصطکاک نیز وجود دارد ، از این رو یک نیروی پسای اصطکاکی هر جا که سیال در تماس با سطح استوانه (قبل از نقطهٔ جدایی) باشد ، ایجاد می شود . پسای کلی F_D ، برابر مجموع پساهای فشاری و اصطکاکی است . وقتی که استوانه در سیالی در حال حرکت است ، هر دو نیروی پسا ، در جهت مخالف حرکت استوانه ، عمل می کنند .

در یک لایه مرزی مغشوش، سیال با سرعت بیشتری نزدیک به سطح استوانه حرکت می کند، از این رو دارای لختی بیشتری است، که در برابر شیب فشار معکوس و نیروی اصطکاک مقاومت می کند. نقطه جدایش سیال از سطح استوانه به تأخیر می افتد (تا نزدیک به زاویه حدوداً 130°). فشار سیال می تواند تا حدی قبل از جدایش و تشکیل گردابه افزایش یابد، و اختلاف در فشار بین جلو و عقب استوانه چندان زیاد نیست. پسای فشاری کاهش پیدامی کند (اندازه گردابه به طور متناسب کاهش می یابد و می توان آن را به عنوان یک نشانه پسای فشاری در نظر گرفت)، پسای اصطکاکی افزایش می یابد، زیرا سیال در تماس بیشتری با سطح استوانه است، اما پسای کلی کمتر است.

هنگامی که استوانه، چندان طویل نیست، بعضی اثرات اضافی در انتها وجود دارند که در آنجا فشار سیال در بالا سعی می کند خودش را با فشار سیال در پایین متعادل کند، از این رو پیش بینی پسای کلی، مشکل است.

۹-۵ خط جریان در اجسام

برای مثال، یک ایرفویل (مطابق شکل ۹-۱۴) را در نظر بگیرید. دماغه این مقطع آئرودینامیکی بعد از طی موقعیت کمترین فشار، نرخ افزایش فشار را کاهش می دهد و جدایش لایه مرزی تقریباً تا انتهای مقطع آئرودینامیکی به تأخیر می افتد. فشار تقریباً تا نقطه فشار سکون، قبل از جدایش، افزایش می یابد، گردابه بسیار کوچک و پسای فشاری قابل صرف نظر است. پسای اصطکاکی افزایش می یابد، زیرا سیال در تماس با سطح بزرگتر این مقطع آئرودینامیکی است. اما پسای کلی به طور قابل ملاحظه ای کاهش می یابد.

۹-۶ ضرایب برآ و پسا

۹-۶-۱ اجسام پخ دار

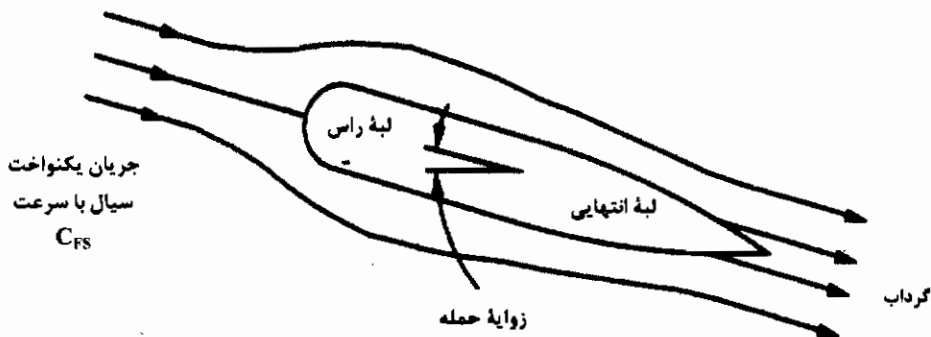
بر روی یک جسم پخ دار، نظیر استوانه مدور، نیروی پسای کل F_D ، که در جهت حرکت است، می تواند به صورت یک عدد بدون بعد، به نام «ضریب پسای C_D » و به صورت زیر بیان شود:

$$C_D = \frac{\text{نیروی پسای در واحد سطح}}{\text{فشار دینامیکی}}$$

$$C_D = \frac{F_D}{A \times 0.5 \rho C^2} \quad (9-8)$$

به طوری که F_D ، نیروی پسای کل روی جسم پخ دار مساوی است با پسای فشاری + نیروی پسای اصطکاکی. در رابطه بالا A ، مساحت سطح مشخصه است؛ یعنی مساحت مقطع جسم پخ دار و ρ چگالی سیال و C ، سرعت جسم پخ دار، است که معادل با سرعت جریان آزاد سیال است.

نمودارهای ضریب پسا بر حسب عدد رینولدز، می تواند برای شکل های مختلف جسم پخ دار، مثل: یک استوانه مدور یا کروی رسم شود. بعد مشخصه در عدد رینولدز بستگی به شکل جسم پخ دار دارد. برای یک استوانه مدور یا کروی، این بعد برابر قطر است.

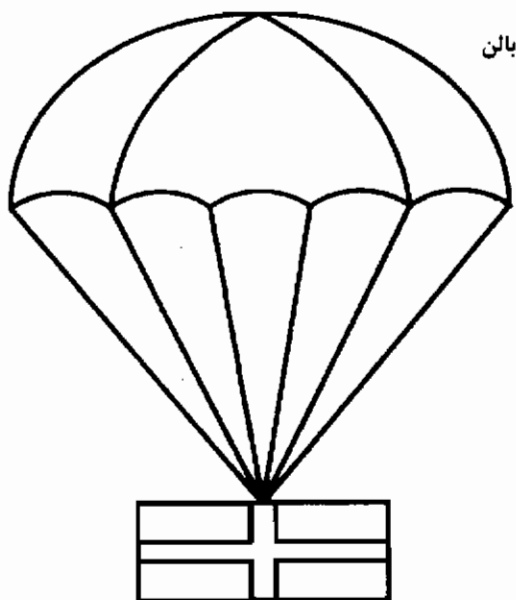


شکل ۹-۱۴ نرخ کمتر فشار سیال به سمت لبه انتهایی یک ایرفویل بیشتر می شود و جدایی لایه مرزی را به تأخیر می اندازد و منجر به یک گردابه کوچک و نیروهای پسای کم می شود.

مثال ۹-۴

طی یک عملیات نجات از قحطی، لازم است تا بسته های غذا و دارو از یک هواپیما در یک ناحیه غیر قابل دسترسی ریخته شود. هر بسته 300 kg وزن دارد و چتر نجاتی، که باید از آن استفاده شود، (شکل ۹-۱۵) قطری برابر 8 m دارد. یک نمونه آزمایشی در یک تونل باد بر روی

نیمکره‌ای تو خالی صورت گرفته است، به طوری که جریان هوا روی یک چتر نجات را شباهسازی می‌کند. این نمونه آزمایشی نشان می‌دهد، زمانی که عدد رینولدز برای جریان هوا از 10^3 بزرگتر است، ضریب پسا ثابت و برابر $1/3$ خواهد بود. اگر چگالی و لزجت هوا، به ترتیب $1/2 \text{ kg/m}^3$ و $1/8 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ در نظر گرفته شوند، در چه سرعتی هر بسته به زمین برخورد خواهد کرد؟

بسته غذا با جرم 300 kg

شکل ۱۵-۹؛ مثال ۴-۹ یک بسته غذا با وزن 300 kg ، توسط یک چتر نجات حمل می‌شود. بسته غذا در هوا، بعد از آن که از یک هواپیما به بیرون می‌افتد، به سمت پایین می‌رود.

حل

مساحت مقطع عرضی A_{xv} چتر نجات با قطر D که، مواجه با جریان است، می‌شود:

$$A_{xv} = 0.75\pi D^2 = 0.75\pi \times 8^2 = 50.3 \text{ m}^2$$

نیروی پسا F_D به علت وزن بسته به صورت قائم به سمت پایین عمل می‌کند، برابر

می‌شود با:

$$F_D = 300 \times 9/81 = 2943 \text{ N}$$

ضریب پسا C_D ، با استفاده از رابطه (۸-۹) به این صورت داده می شود:

$$C_D = \frac{F_D}{A \times 0.5 \rho C^2}$$

با در نظر گرفتن این که مساحت مشخصه برابر با مساحت مقطع عرضی چترنجات است،

سرعت بسته C به صورت زیر خواهد بود:

$$1/3 = \frac{2943}{0.5 \times 1/2 C^2 \times 50/3}$$

$$\therefore C = 8/7 \text{ m/s}$$

اگر شرایط برعکس شوند، به طوری که هوا روی بسته ساکن در حال حرکت باشد، عدد

رینولدز هوا، در یک سرعت جریان آزاد $\{C_{FS}\}_{air}$ برابر $8/7 \text{ m/s}$ با استفاده از رابطه (۱۵-۲)

می شود:

$$Re = \frac{\{\rho C_{FS}\}_{air} D}{\{\mu\}_{air}} = \frac{1/2 \times 8/7 \times 8}{1/8 \times 10^{-5}} = 46/4 \times 10^5$$

این مقدار به مراتب بیشتر از حد پایین تری است که در آن ضریب پسا مقدار ثابتی است.

۹-۶-۲ خط جریانی اجسام

خط جریانی را بر روی یک جسم، مانند یک بال هواپیما در نظر بگیرید. طراحی به گونه

ای است که هوا باید مسافت بیشتری را در بالای بال در مقایسه با پایین آن در فاصله بین لبه های

رأس و انتها، طی کند. سرعت سیال در بالای سطح بزرگتر از پایین است و فشار روی بال بالا

کمتر از فشار در بال پایین است و این باعث ایجاد یک نیروی بالابر F_L می شود، که عمود بر

جهت حرکت است (شکل ۹-۱۶).

برای یک بال هواپیما، هر دو نیروی پسا (به علت تشکیل گردابه) و نیروی بالابر (برا)

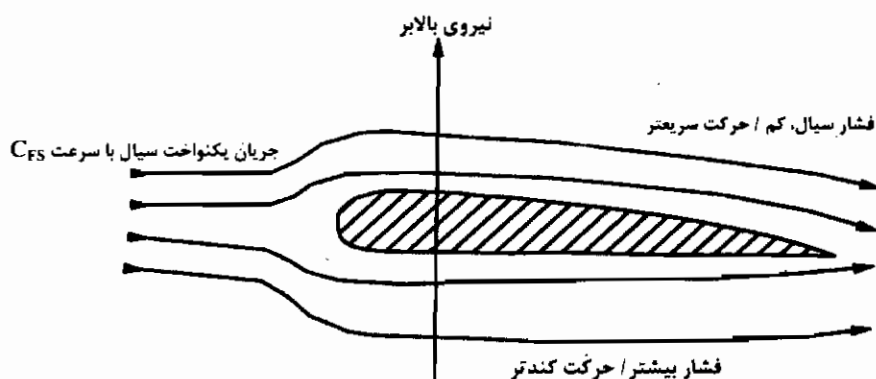
F_L ، هم چنین هر دو ضریب پسا و ضریب برا وجود دارند. ضریب پسا، به صورت آنچه در قبل

دیدیم، و ضریب برا، C_L برای سرعت بال C ، به این صورت تعریف می شود:

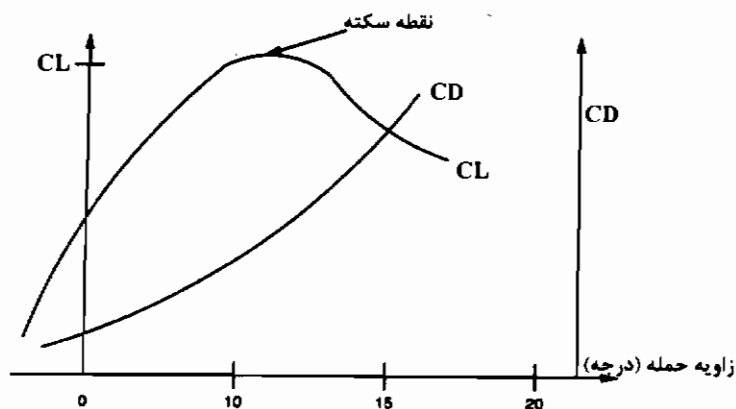
$$C_L = \frac{\text{نیروی بالابر در واحد سطح}}{\text{فشار دینامیکی}}$$

$$\therefore C_L = \frac{F_L}{A \times 0.5 \rho C^2}$$

مساحت A معمولاً به برای سطح ایرفویل در نظر گرفته می شود، که برابر حاصل ضرب اندازه طول آن (پهنا) در وتر است (فاصله متوسط خط مستقیم از لبه رأس تا لبه انتها). یک ایرفویل، که به خوبی طراحی شده باشد، پسای آن زیاد و برآ، آن کم است. اما وقتی که زاویه حمله افزایش می یابد، جریان روی سطح بالایی در لبه انتهایی و بیشتر به سمت لبه جلویی جدا می شود و منجر به یک گردابه بزرگ و نیروی پسای زیاد می گردد، سرانجام نقطه ای فرا می رسد (این نقطه «سکته» نامیده می شود) که در آن ضریب برآ افت می کند. (شکل ۱۷-۹)



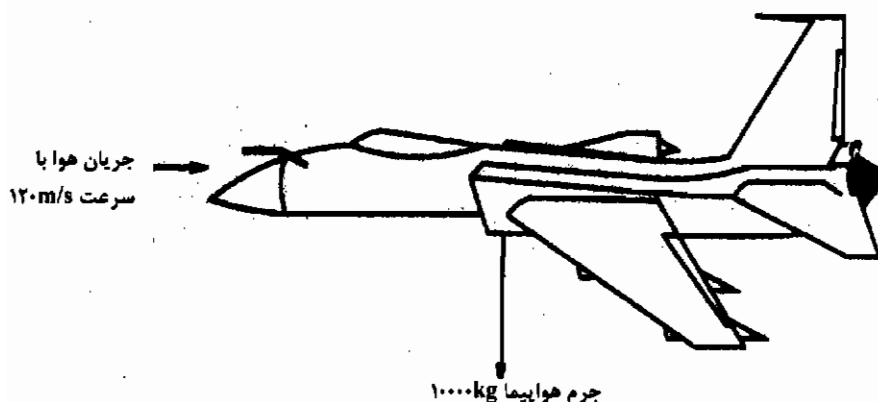
شکل ۱۶-۹ الگوی خط جریان سیال بالای مقطع آئرو دینامیکی، همانند الگوی خط جریان در پایین مقطع آئرو دینامیکی نیست و باعث ایجاد یک اختلاف فشار سیال و یک نیروی بالابر می شود.



شکل ۹-۱۷ نمودار ضریب برا و ضریب پسا روی یک مقطع آنرو دینامیکی بر حسب زاویه حمله .

مثال ۹-۵

جرم یک هواپیمای کوچک ، (مطابق شکل ۹-۱۸) 10000 kg و مساحت کل سطح بال شامل دم ، 30 m^2 است . ضریب برا ، هنگامی که هواپیما در 120 m/s و در هوایی با چگالی $1/10 \text{ kg/m}^3$ در حال پرواز است ، محاسبه کنید . اگر در این موقعیت کاری ، نسبت ضریب برا به ضریب پسا برابر ۱۲ به ۱ باشد ، چه توان موتوری مورد نیاز است تا نیروی جلو برنده را تأمین کند ؟



شکل ۹-۱۸؛ مثال ۹-۵ تعیین ضریب برا و نیروی جلو برنده یک هواپیما .

حل

ضریب برا C_L با استفاده از رابطه (۹-۹) به این صورت داده می شود :

$$C_L = \frac{F_L}{A \times 0.5 \rho C^2}$$

$$\therefore C_L = \frac{10000 \times 9/81}{0.5 \times 1/15 \times 120^2 \times 35} = 0.34$$

نسبت ضریب برا، C_L ، به ضریب پسا، C_D ، از روابط (۹-۹) و (۹-۸) برابر است با :

$$\frac{C_L}{C_D} = \frac{F_L}{F_D}$$

$$\therefore F_D = \frac{10000 \times 9/81}{12} = 8175 \text{ N}$$

توان مورد نیاز برای غلبه بر نیروی پسا، \dot{W} ، می شود :

$$\dot{W} = 8175 \times 120 = 981 \text{ kW}$$

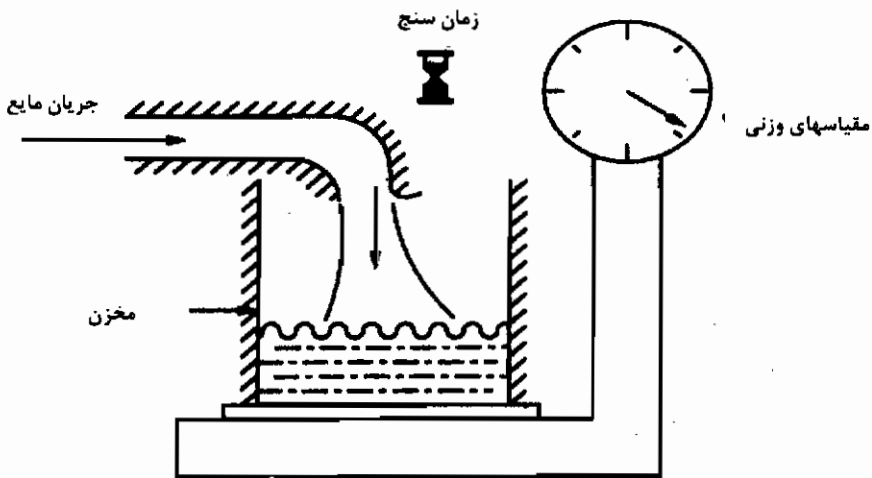
زمانی که هواپیما با سرعتی برابر 120 m/s پرواز می کند، اگر هیچ نیروی اصطکاکی مخالف حرکتش وجود نداشته باشد و از آن جا که هوا لزجت ندارد، بنابراین هیچ نیروی جلوی برنده ای مورد نیاز نخواهد بود، به شرط آن که هواپیما در وضعیت پرواز نگه داشته شود. در عمل، هر قدر شکل هواپیما بیشتر آیرودینامیک باشد، نیروی پسای کمتری وجود خواهد داشت، در نتیجه توان خروجی کمتری از طریق موتورها مورد نیاز است.

۹-۲ اندازه گیری جریان

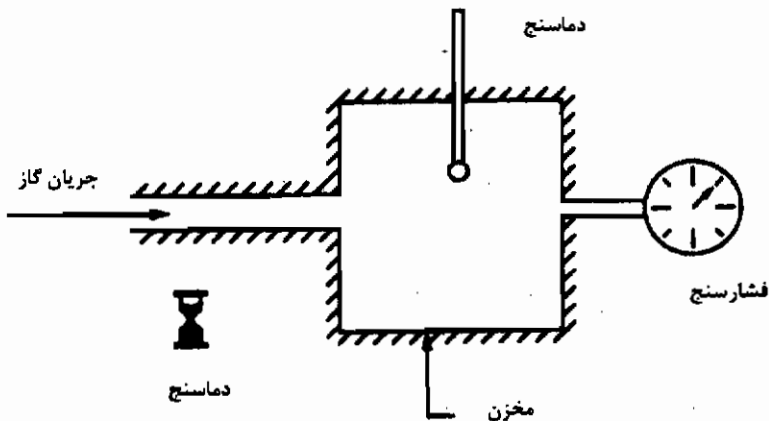
دبی جرمی سیالات \dot{m} در واحد کیلوگرم بر ثانیه، می تواند به طور دقیق، با دو روش اندازه گیری شود. برای مایعات آن را در یک مخزن اندازه گیری جمع آوری می کنند و جرم مایع انباشته شده در یک زمان مشخص را تعیین می نمایند (شکل ۹-۱۹).

همین روش می تواند برای گازها نیز استفاده شود، اما مدت زمانی طول می کشد تا به قرائت محسوس برسیم. یک روش دیگر در مورد گازها، این است که آن را در یک مخزن با حجم معین جمع آوری کنیم و فشار و دما را در یک زمان مشخص، اندازه گیری نمائیم و سپس

فشار و دما را دوباره پس از گذشت یک دوره، زمانی مشخص، اندازه گرفته، و دبی جرمی را از معادله حالت محاسبه نماییم (شکل ۹-۲۵).



شکل ۹-۱۹ اندازه گیری دبی جرمی مایعات می تواند با جمع آوری مایع در یک مخزن و تعیین جرم انباشته شده در یک زمان داده شده، صورت پذیرد.



شکل ۹-۲۰ اندازه گیری دبی جرمی گازها، می تواند با جمع کردن گاز در یک مخزن، و با توجه به تغییر در فشار و دما در یک زمان داده شده استفاده از معادله حالت صورت پذیرد.

با این حال، هیچ یک از این دو روش از دقت کافی برخوردار نیستند و برای دقت بیشتر، جریان باید در زمان اندازه گیری قطع شود، که کار آسانی نیست. از این رو نیاز به معرفی و اندازه گیری جریان سیال با استفاده از روشهای دیگری است که بتوان به جای روش اندازه گیری مطلق، که در بالا توضیح داده شد، به کار برد.

۸-۹ وسایل اندازه گیری جریان، بر اساس معادلات پیوستگی و برنولی

معادله پیوستگی، که در فصل هشتم شرح داده شد، دبی جرمی جریان سیال \dot{m} را به چگالی ρ ، سرعت C و مساحت مقطع عرضی جریان A_{xx} ، مربوط می کند. برای یک دبی جرمی پایدار سیال، بین ورود (حالت ۱) و خروج (حالت ۲) در یک سیستم گرمایی، می توان رابطه (۸-۳) را به کار برد:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 (A_{xx})_1 C_1 = \dot{m}_2 = \rho_2 (A_{xx})_2 C_2 = \dot{m} \quad (8-3)$$

معادله برنولی نیز در فصل هشتم به دست آمد. معادله برنولی، یک شکل ایده آل $SFEE$ است، با فرض این که هیچ گونه اتلافی به علت اصطکاک و اغتشاش وجود نداشته باشد. برای یک دبی جرمی پایدار سیال، بین ورود و خروج از یک سیستم گرمایی، رابطه (۸-۲۰) می تواند به صورت زیر نوشته شود:

$$p_1 + 0.5 \rho_1 C_1^2 + \rho_1 g z_1 = p_2 + 0.5 \rho_2 C_2^2 + \rho_2 g z_2 \quad (8-20)$$

با استفاده از رابطه (۸-۳) سرعت خروجی C_2 برابر است با:

$$C_2 = \frac{\rho_1 (A_{xx})_1 C_1}{\rho_2 (A_{xx})_2}$$

با جایگزینی برای C_2 در رابطه (۸-۲۰) خواهیم داشت:

$$C_1 = \frac{(2g((p_1/\rho_1 g) - (p_2/\rho_2 g) + (z_1 - z_2)))^{1/2}}{(((\rho_1 (A_{xx})_1)/(\rho_2 (A_{xx})_2))^2 - 1)^{1/2}} \quad (9-10)$$

با جایگزینی C_1 برای از رابطه (۹-۱۰) در رابطه (۸-۳) می دهد:

$$\dot{m} = \frac{\rho_1 (A_{xx})_1 (2g((p_1/\rho_1 g) - (p_2/\rho_2 g) + (z_1 - z_2)))^{1/2}}{(((\rho_1 (A_{xx})_1)/(\rho_2 (A_{xx})_2))^2 - 1)^{1/2}} \quad (9-11)$$

رابطه (۹-۱۱)، دبی جرمی سیال را به موارد زیر مربوط می کند:

- ۱- چگالیهای سیال، که می توانند به آسانی تعیین شوند.
- ۲- مساحتهای مقطع عرضی، که می توانند به آسانی اندازه گیری شوند.
- ۳- ارتفاعهای عمودی که می توانند به راحتی اندازه گیری شوند.
- ۴- اختلاف فشار سیال $(p_1 - p_2)$ ، که توسط تغییر مساحت ایجاد می شود و دوباره می تواند به آسانی با یک مانومتر یا فشار سنج اندازه گیری شود.

رابطه (۹-۱) می تواند اساس یک ابزار اندازه گیری برای تعیین دبی جرمی یک سیال باشد. آنچه مورد نیاز است، وسیله ای است که در آن مساحت مقطع عرضی جریان، تغییر کند. این از یک تغییر فشار به دست خواهد آمد که می تواند اندازه گیری شود. لوله ای که در آن قطر کاهش می یابد وسیله ای مناسب است.

اگر وسیله اندازه گیری افقی باشد، رابطه (۹-۱۱) را می توان ساده تر نمود، که در این حالت $z_1 = z_2$ است. هم چنین اگر سیال غیر قابل تراکم باشد $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ یا حتی اگر سیال تراکم پذیر باشد، ولی تغییرات در فشار ناچیز باشد (تغییرات در چگالی نیز اندک خواهد بود)، می توان فرض کرد که $\rho_1 = \rho_2$ است. تحت این شرایط، رابطه (۹-۱۱) به این صورت کاهش پیدا خواهد کرد.

$$\dot{m} = \frac{\rho(A_{xs})_1 \left(2 \left((p_1 / \rho) - (p_2 / \rho) \right) \right)^{1/2}}{\left(\left((A_{xs})_1 / (A_{xs})_2 \right)^2 - 1 \right)^{1/2}} \quad (9-12)$$

از آن جا که رابطه (۹-۱۱) با استفاده از معادله برنولی، که ایده آل است، به دست آمده، بنابراین دبی جرمی، که بدین ترتیب تعیین می شود، مقدار تئوری \dot{m}_{theor} خواهد بود. دبی واقعی متفاوت از دبی تئوری خواهد بود، زیرا اثرات اصطکاک در یک سیال واقعی وجود دارد. دبی جرمی واقعی سیال برابر است با:

$$\dot{m}_{act} = C_d \dot{m}_{theor} \quad (9-13)$$

واضح است که \dot{m}_{theor} مقدار داده شده توسط رابطه (۹-۱۱) است.

در این جا C_d «ضریب تخلیه» نامیده می شود و ضریبی است که نمایانگر اتلافات ایجاد شده در یک وسیله اندازه گیری جریان، بر اساس رابطه (۹-۱۱) است، به عبارت دیگر هر وسیله

اندازه گیری که با استفاده از رابطه (۹-۱۱) طراحی شده باشد، باید در برابر یک دبی سنج مطلق، به منظور تعیین ضریب تخلیه، سنجیده شود. معمولاً سه نوع از این وسایل اندازه گیری استفاده می شوند و از آن جا که آنها با طراحیهای استاندارد در نظر گرفته می شوند، بنابراین موافقت شده که آنها مطابق با یک استاندارد ملی ساخته شوند. اگر قوانین مورد قبول دنبال شوند، مقدار C_d می تواند از نمودارهای استاندارد و جدولها به دست آید. هیچ نیازی نیست تا هر وسیله اندازه گیری به منظور یافتن ضریب تخلیه اش سنجیده شود. سه نوع از وسایلی اندازه گیری متداول، که مورد استفاده هستند، عبارتند از: ونتوری متر، نازل متر و صفحه روزنه ای جریان سنج. یک عیب رابطه (۹-۱۱) این است، که دبی جرمی سیال \dot{m} متناسب با ریشه دوم اختلاف فشار است. اگر نمودار سنجش (تنظیم) \dot{m}_{act} بر حسب $(p_1 - p_2)$ رسم شود، یک منحنی خواهد بود. خطاها می توانند در هر محدوده از منحنی اتفاق بیفتند، که در آن تغییرات کوچک در یک مقدار می تواند تغییرات بزرگی در مقدار دیگر ایجاد کند. نمودار \dot{m}_{act} بر حسب $(p_1 - p_2)^{1/2}$ باید یک خط راست باشد، چرا که برای مقاصد سنجش بهتر است، به جز مواردی که در آن به جای قرائت مستقیم نیاز به محاسبه باشد.

مثال ۶-۹

آب با چگالی 1000 kg/m^3 برای یک گرمکن، که با گاز طبیعی کار می کند، از طریق یک لوله افقی با قطر 50 mm تأمین می شود. در داخل این لوله مقطع شیپوره ای با قطر خروجی 20 mm قرار دارد، که توسط یک مقطع به شکل پخش کن دنبال می شود، وظیفه شیپوره، ایجاد اختلاف فشار برای آب بین ورودی و خروجی شیپوره است و این اختلاف فشار برای به حرکت درآوردن یک پیستون با قطر 25 mm استفاده می شود. پیستون توسط یک سوپاپ در خط تغذیه گاز طبیعی، مطابق شکل (۹-۲۱) به گرمکن آب متصل می شود. پیستون بر خلاف یک نیروی فنر کار می کند و تنها هنگامی که دبی آب کافی از لوله به گرمکن وجود داشته باشد، حرکت خواهد کرد، به عبارت دیگر، سوپاپ در خط تغذیه گاز طبیعی تنها هنگامی باز می شود که نیروی روی پیستون، به علت اختلاف فشار در عرض شیپوره به حد کافی بزرگ باشد تا بر نیروی مخالف فنر غلبه کند و پیستون را به حرکت درآورد. اختلاف فشار با دبی

آب افزایش می یابد و این وسیله به عنوان یک مکانیزم ایمنی عمل می کند ، به این صورت که تا زمانی که یک جریان مناسب آب وجود دارد ، به گاز طبیعی اجازه نمی دهد تا به گرمکن برسد . اگر کمترین دبی آب ، که توسط سازنده گرمکن گاز طبیعی مشخص شده است ، $2/4 \text{ kg/s}$ باشد ، نیروی روی پیستون ، با فرض شرایط بدون اصطکاک ، چقدر است ؟

حل

ورود به شیپوره را حالت ۱ و خارج از آن را حالت ۲ قرار دهید . مساحت مقطع عرضی در ورود به شیپوره $(A_{xs})_1$ ، که در آن جا قطر D_1 است ، می شود :

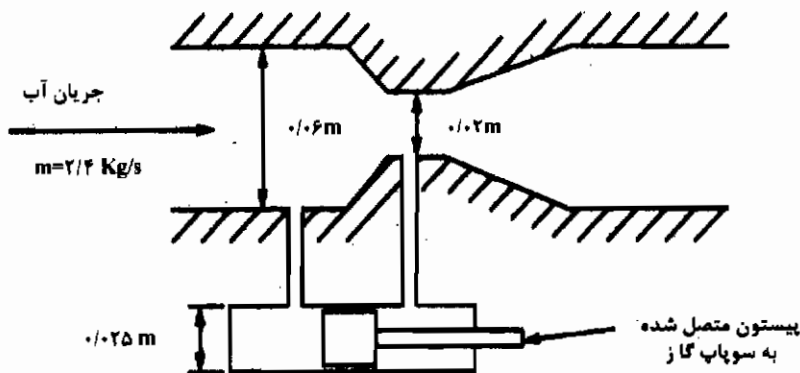
$$(A_{xs})_1 = 0.25\pi D_1^2 = 0.25\pi \times 0.05^2 = 1.96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

مساحت مقطع عرضی در خروج از شیپوره $(A_{xs})_2$ ، که در آن جا قطر D_2 است ، برابر است با :

$$(A_{xs})_2 = 0.25\pi D_2^2 = 0.25\pi \times 0.02^2 = 3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

اگر چگالی آب غیر قابل تراکم برابر $\{\rho\}_w$ باشد ، معادله پیوستگی ، رابطه (۳-۸) ، سرعت آب در ورود به نازل $\{C_v\}_w$ را به این صورت نشان می دهد :

$$\{C_v\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{\{\rho\}_w (A_{xs})_1} = \frac{2/4}{1000 \times 1.96 \times 10^{-3}} = 1/22 \text{ m/s}$$



شکل ۲۱-۹؛ مثال ۶-۹ یک آب گرمکن به همراه سوپاپ کنترل ، تنها زمانی که جریان آب کافی در لوله وجود دارد ، باز می شود:

و سرعت آب در خروج از نازل $\{C_v\}_w$ به این صورت خواهد بود:

$$\{C_v\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{\{\rho\}_w (A_{x_1})_v} = \frac{2/4}{1000 \times 2/14 \times 10^{-2}} = 7/64 \text{ m/s}$$

با فرض جریان بدون اصطکاک آب از شیپوره افقی، معادله برنولی، رابطه (۸-۲۰)

اختلاف فشار آب در طول شیپوره $\{p_1 - p_v\}_w$ را به صورت زیر خواهد بود:

$$\begin{aligned} \{p_1\}_w + 0/5 \{\rho C_v^2\}_w &= \{p_v\}_w + 0/5 \{\rho C_v^2\}_w \\ \therefore \{p_1 - p_v\}_w &= 0/5 \times 1000 \times (7/64^2 - 1/22^2) = 28440/6 \text{ Pa} \end{aligned}$$

مساحت مقطع عرضی پیستون A'_{cs} با قطر D' ، برابر است با:

$$A'_{cs} = 0/25 \pi D'^2 = 0/25 \pi \times 0/025^2 = 4/91 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

با فرض این که حرکت پیستون بدون اصطکاک است نیروی F' روی پیستون می شود:

$$F' = \{p_1 - p_v\}_w A'_{cs} = 28440/6 \times 4/91 \times 10^{-2} = 14 \text{ N}$$

در عمل، نیروی فتر کمی با مقدار بالا متفاوت است، زیرا جریان آب از میان این ناحیه

بدون اصطکاک فرض شده است و معادله ایده آل برنولی برای تعیین اختلاف فشار استفاده نشده است.

۹-۸-۱ ونتوری متر

یک ونتوری متر در شکل (۹-۲۲) نشان داده شده است. ونتوری متر شامل یک قسمت

شیپوره ای است که در آن مساحت مقطع عرضی جریان که به یک قسمت گلوپی متصل شده

است، کاهش می یابد و سپس به شکل یک بخش کن می باشد (دیفوزر) که در آن مساحت

مقطع عرضی افزایش می یابد. اگر دبی سیال ثابت باشد، زمانی که مساحت مقطع عرضی در

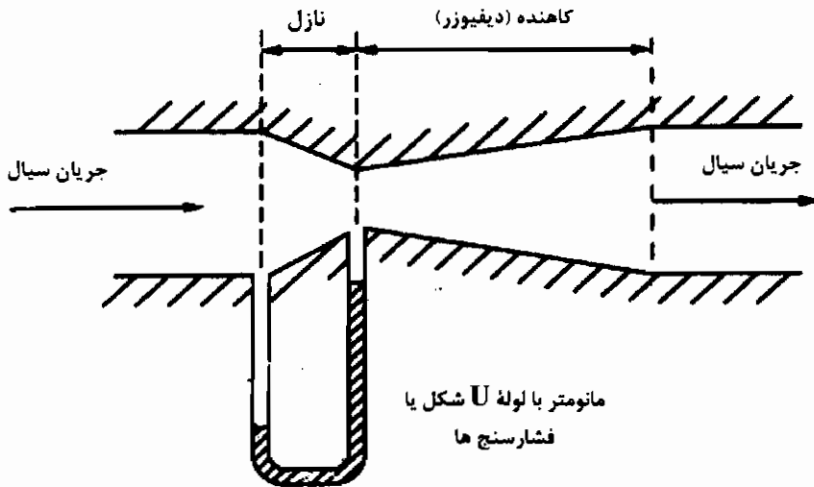
شیپوره کاهش می یابد - همان گونه که از معادله پیوستگی پیش بینی می شود - سرعت سیال

افزایش می یابد، بنابراین، فشار سیال مطابق معادله برنولی، کاهش پیدا می کند. یک مانومتر یا

فشار سنج، می تواند برای اندازه گیری افت فشار بین ورود به قسمت شیپوره و گلوپی ونتوری،

مورد استفاده قرار گیرد و جایگزاری در رابطه (۹-۱۱) دبی جرمی تئوری را به دست می آورد. با

دانستن ضریب تخلیه دستگاه اندازه گیری، می توان دبی جرمی واقعی را تعیین نمود.



شکل ۲۲-۹ یک ونتوری متر

قسمت شیپوره و گلویی به یک قسمت پخش کن (دیفیوزر) متصل می شوند، که در آن مساحت مقطع عرضی جریان افزایش می یابد و سرعت سیال کاهش می یابد، بنابراین فشار سیال بالا می رود. از این رو، افت فشار در شیپوره، دوباره در پخش کن به حالت اول خود بازگردانده می شود. اگر هیچ گونه اتلافی، به علت اصطکاک و اغتشاش، در ونتوری وجود نداشته باشد، فشار سیال در خروج از پخش کن برابر همان فشار در ورود به شیپوره خواهد بود.

با این حال، به علت وجود اتلاف، فشار در خروج همیشه کمتر از فشار در ورود است و مقداری از انرژی جنبشی سیال به انرژی داخلی، برای غلبه بر اصطکاک و اغتشاش، تبدیل می شود. به منظور کاهش اتلافات به کمترین مقدار خود، پخش کننده دارای زاویه بیشینه ۸ درجه خواهد بود، این زاویه ای است که سیال از پخش کننده خارج می شود، اگر هیچ گونه مرز فیزیکی وجود نمی داشت و اگر زاویه مورد نظر برای مرز فیزیکی بزرگتر می بود، سیال شکل خودش را حفظ نمی کرد، اما در عوض جریانهای چرخشی یا گردابه هایی در فضای مرده تشکیل می داد که حتی منجر به تبدیل بیشتر انرژی جنبشی به انرژی داخلی می شد و کمترین برگشت فشار به حالت اول را در خروج از پخش کن نتیجه می داد. این به این معناست که قسمت پخش کن یک ونتوری کاملاً دراز است که این، هزینه را افزایش می دهد. هم چنین هر قدر

پخش کن طولتر باشد، نیروهای اصطکاک سطحی بزرگتر می شوند، اما در مجموع، ونتوری وسیله ای بسیار کارآمد است.

مقدار نمونه ای که برای C_d در نظر گرفته می شود حدود ۰/۹۶ است، که نشانگر حداقل استفاده از انرژی موجود برای غلبه بر اصطکاک بین ورودی و گلوگاه است، علاوه بر این، بیشتر فشار سیال در پخش کن به حالت اول بازگردانده می شود و هزینه های رایج یک ونتوری متر کم هستند. توجه کنید که در شیپوره سیال هیچ اختیاری ندارد، بلکه تنها دنبال کننده مرز فیزیکی است، زیرا مساحت به تدریج کاهش می یابد.

طول پخش کن می تواند با داشتن نسبت مساحت کمتری در شیپوره، کوچکتر شود، اگر چه ممکن است دقت اندازه گیری فشار را تحت تأثیر قرار دهد. استانداردهای ملی، همه دستورالعملهای لازم برای طراحی یک ونتوری متر با ضریب تخلیه $C_d = 0.96$ برای دبی های مشخص و چگالیهای سیال، فراهم می کنند. ضریب تخلیه ضرورتاً ثابت نیست اما به طور قطع ضمن افزایش عدد رینولدز، جریان به داشتن یک مقدار ثابت تمایل دارد.

دیگر فواید ونتوری متر عبارتند از این که: هیچ عضو متحرکی ندارد؛ جریان را قطع نمی کند؛ می تواند با گستره ای از مواد بسته به نوع سیال؛ ساخته شود، نصب آن در یک خط لوله آسان است و اندازه گیری فشار ارزان است. پس از نصب، می توان از نمودار تنظیم دبی، بر حسب افت فشار استفاده کرد. این نمودار یک منحنی است، زیرا دبی جریان متناسب با ریشه دوم اختلاف فشار میان ورودی به نازل و گلویی است و می تواند منجر به خطاهایی در اندازه گیری در هر دو مورد دبی های پایین و بالا بشود و معایب ونتوری متر عبارتند از: طول بلند پخش کن که تا حدودی هزینه ونتوری را بالا می برد، هم چنین برای به دست آوردن C_d برابر ۰/۹۶، پخش کن باید در یک خط لوله با یک طول داده شده برای لوله مستقیم در بالا و پایین ونتوری متر نصب شود. طول واقعی مورد نیاز در استانداردهای ملی مشخص شده اند.

مثال ۲-۹

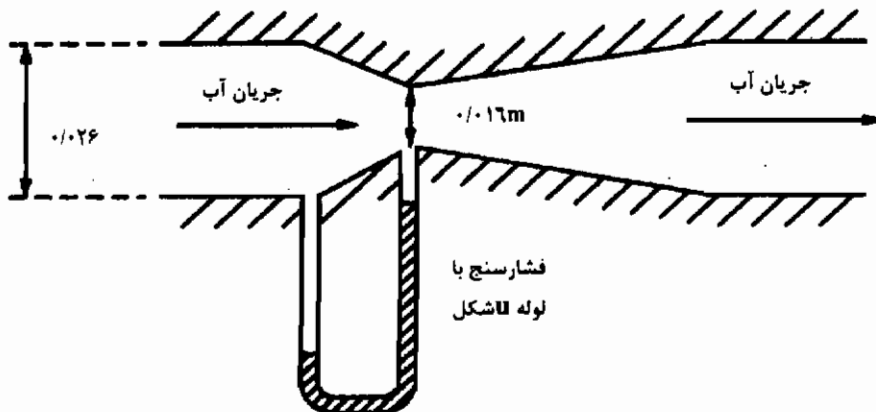
یک ونتوری متر، مطابق شکل (۲۳-۹) به صورت افقی در یک خط لوله قرار گرفته است و توسط آب با چگالی 1000 kg/m^3 در آزمایشگاه آزمایش می شود. قطر ورودی و قطر گلویی

ونتوری به ترتیب 0.026 m و 0.016 m است. شش دبی مختلف برای آب امتحان می شود و در هر جریان، اختلاف فشار آب بین ورودی به ونتوری و گلویی، بر روی یک فشارسنج اندازه گیری می گردد و طی آن، زمان برای آب تا پر کردن یک مخزن با حجم 0.0068 m^3 گرفته می شود. نتایج جدول (۹-۱) نشان داده می شود. ضریب تخلیه ونتوری متر برای هر یک از شش دبی آب را تعیین کنید.

حل

ورودی به ونتوری متر را حالت ۱ و ورودی به گلویی و ونتوری متر را حالت ۲ در نظر بگیرید. مساحت مقطع عرضی در ورود به ونتوری $(A_{t1})_1$ ، که در آن جا قطر D_1 است برابر است با:

$$(A_{t1})_1 = 0.025\pi D_1^2 = 0.025\pi \times 0.026^2 = 5.31 \times 10^{-5}\text{ m}^2$$



شکل ۹-۲۳؛ مثال ۹-۷ تعیین ضریب تخلیه یک ونتوری متر.

جدول ۹-۱ : مثال (۹-۷)

شماره آزمایش	اختلاف فشار آب بین ورود و گلوپی (mm)	زمان لازم برای پر شدن مخزن $m^3 \times 0.0068$ (s)
۱	۲۳۶	۱۵/۱
۲	۲۲۸	۱۵/۴
۳	۲۰۷	۱۶/۱
۴	۱۸۴	۱۷/۱
۵	۱۱۰	۲۲/۱
۶	۶۷	۲۸/۳

جدول ۹-۲ : مثال ۹-۷ مقادیر C_d و $\{\dot{m}_{act}\}_w$ ، $\{\dot{m}_{theor}\}_w$

شماره آزمایش	$\{\dot{m}_{theor}\}_w$ (kg/s)	$\{\dot{m}_{act}\}_w$ (kg/s)	C_d
۱	۰/۴۶۸	۰/۴۵	۰/۹۶۲
۲	۰/۴۶	۰/۴۴۲	۰/۹۶۱
۳	۰/۴۳۸	۰/۴۲۲	۰/۹۶۳
۴	۰/۴۱۳	۰/۴	۰/۹۶۹
۵	۰/۳۱۹	۰/۳۰۸	۰/۹۶۶
۶	۰/۲۴۹	۰/۲۴	۰/۹۶۴

مساحت مقطع عرضی گلوپی و نتوری، $(A_{xs})_r$ ، که در آن قطر D_r است، برابر است با:

$$(A_{xs})_r = 0.785\pi D_r^2 = 0.785\pi \times 0.16^2 = 2/0.1 \times 10^{-2} m^2$$

رابطه (۲-۸) اختلاف فشار، بین ورودی و گلوپی و نتوری متر را از میلی متر آب به پاسکال

تبدیل می کند. از آن جا که آب غیر قابل تراکم و نتوری متر افقی است، رابطه (۹-۱۰) این

امکان را فراهم می کند تا دبی جرمی نتوری $\{\dot{m}_{theor}\}_w$ آب از داخل و نتوری محاسبه شود. دبی

جرمی واقعی $\{\dot{m}_{act}\}_w$ آب با تقسیم کردن حجم آب جمع شده در مخزن، به زمان پر کردن

مخزن، ضرب در چگالی آب، به دست می آید. ضریب تخلیه، C_d ، و تئوری با استفاده از رابطه (۹-۱۳) به صورت نسبت $\{\dot{m}_{act}\}_w$ به $\{\dot{m}_{theor}\}_w$ داده شده است. نتایج در جدول ۹-۲ نشان داده شده است.

مقدار متوسط C_d ، ۰/۹۶۴ است. نتیجه این می شود که C_d برای یک محدوده بزرگ جریان آب ثابت است و برای بیشتر و تئوری مترها همین مقدار است.

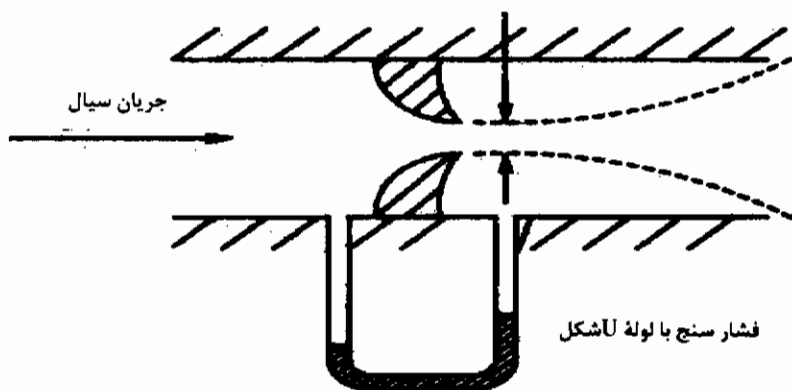
۹-۸-۲ جریان سنج شیپوره ای

جریان سنج شیپوره ای به طور ساده، شامل قسمت بالای و تئوری متر است. ضریب تخلیه آن نیز همانند یک و تئوری متر است، البته در آن هیچ قسمت پخش کن که بتواند فشار سیال را جبران کند، وجود ندارد، بنابراین، هزینه های رایج جریان سنج شیپوره ای افزایش می یابد، اما ساخت آن ارزاتر است و فضای کمتری نسبت به یک و تئوری متر اشغال می کند. نقطه حداقل فشار، کمی پایین تر از خروجی جریان سنج شیپوره ای است و به عنوان، انقباض نهایی (Vena-Contracta)، شناخته می شود. نقطه اندازه گیری فشار سیال در ورود به جریان سنج شیپوره ای و نقطه انقباض نهایی در استانداردهای ملی مشخص شده اند. یک نمونه از جریان سنج شیپوره ای در شکل (۹-۲۴) نشان داده شده است.

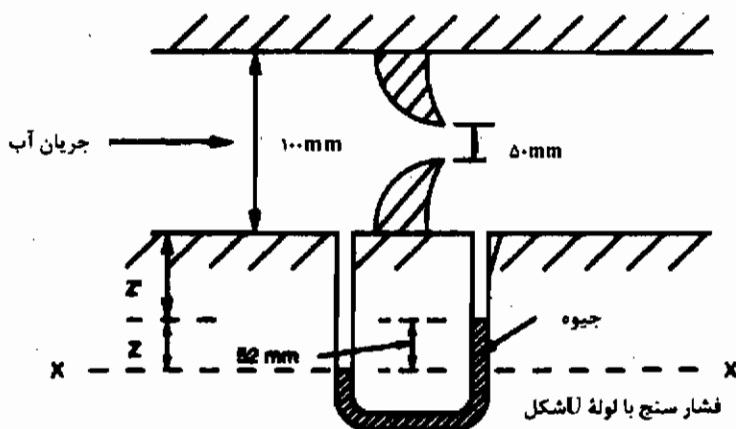
مثال ۹-۸

از یک تکنسین خواسته می شود تا یک جریان سنج شیپوره ای با گلولی به قطر 50 mm را، در یک طول افقی خط لوله ای با قطر 100 mm ، مطابق شکل (۹-۲۵)، نصب کند. از این خط لوله برای منتقل کردن آب با چگالی 1000 kg/m^3 استفاده می شود. به تکنسین اطلاع داده می شود تا دبی جرمی واقعی آب در خط لوله $0/067\text{ m}^3/\text{s}$ باشد. یک نمودار برای راهنمایی و تنظیم جریان سنج شیپوره ای در دسترس است و نشان می دهد که برای دبی مورد نظر باید اختلاف 52 mm در ارتفاع جیوه در لوله U شکل فشار سنج (مانومتر)، بین ورودی و گلولی جریان سنج شیپوره ای وجود داشته باشد. اگر چگالی جیوه 13600 kg/m^3 باشد، ضریب تخلیه جریان سنج چقدر است؟

در زمان دیگری مسیر خط لوله، عوض می شود، به طوری که جریان سنج در یک طول عمودی با جریان آب و در حال رفتن به سمت پایین قرار می گیرد، اگر ضریب تخلیه ثابت باقی بماند و فاصله عمودی بین اندازه گیر فشار؛ فشار ایستایی در ورودی جریان سنج و گلویی نازل متر 0.1 m باشد؛ دبی آب را حساب کنید با این فرض که اختلاف ارتفاع جیوه در فشار سنج با لوله U شکل دوباره 52 mm باشد.



شکل ۲۴-۹ یک نازل متر



شکل ۲۵-۹؛ مثال ۸-۹ نازل متر در طول افقی لوله

حل

ورودی جریان سنج را حالت ۱ و خروج از آن را حالت ۲ قرار دهید. مساحت مقطع عرضی در ورودی جریان سنج $(A_{xs})_1$ ، که در آن جا D_1 قطر است، برابر می شود با:

$$(A_{xs})_1 = 0.785 \pi D_1^2 = 0.785 \pi \times 0.1^2 = 0.00785 \text{ m}^2$$

مساحت مقطع عرضی در خروجی دستگاه $(A_{xs})_2$ ، که در آنجا قطر D_2 می باشد، برابر است با:

$$(A_{xs})_2 = 0.785 \pi D_2^2 = 0.785 \pi \times 0.05^2 = 0.00196 \text{ m}^2$$

فرض کنید که فشار ایستایی آب روی مقطع عرضی، در ورود و در گلولی جریان سنج یکنواخت است. اگر چگالی آب غیر قابل تراکم را $\{\rho\}_w$ و چگالی جیوه غیر قابل تراکم را $\{\rho\}_m$ در نظر بگیرید و فشار جیوه در دو طرف فشار سنج با لوله U شکل در سطح XX (۹-۲۵) برابر باشد، آنوقت با برابر قرار دادن فشارها داریم:

$$\{p_1\}_w + \{\rho\}_w g(Z' + Z) = \{p_2\}_w + \{\rho\}_w gZ' + \{\rho\}_m gZ$$

$$\therefore \{p_1 - p_2\}_w = Zg(\{\rho\}_m - \{\rho\}_w)$$

$$\therefore \{p_1 - p_2\}_w = 0.052g(13600 - 1000) = 6427/5 \text{ Pa}$$

با جایگزاری در معادله (۹-۱۲)، دبی جرمی تئوری آب $\{\dot{m}_{theor}\}_w$ به این صورت می شود:

$$\{\dot{m}_{theor}\}_w = \frac{\{\rho\}_w (A_{xs})_1 (\{p_1 / \rho\}_w - \{p_2 / \rho\}_w)^{1/2}}{\left(\left((A_{xs})_1 / (A_{xs})_2 \right)^2 - 1 \right)^{1/2}}$$

$$\therefore \{\dot{m}_{theor}\}_w = \frac{1000 \times 0.00785 \times (2 \times 10^{-3} \times 6427/5)^{1/2}}{\left(\left((7/85) / (1/96) \right)^2 - 1 \right)^{1/2}}$$

$$\therefore \{\dot{m}_{theor}\}_w = 7/26 \text{ kg/s}$$

اگر دبی جرمی آب با چگالی 1000 kg/m^3 ، برابر $0.007 \text{ m}^3/\text{s}$ باشد، دبی جرمی

واقعی $\{\dot{m}_{act}\}_w$ برابر است با:

$$\{\dot{m}_{act}\}_w = 1000 \times 0.0067 = 6/7 \text{ kg/s}$$

از این رو، با استفاده از رابطه (۹-۱۳)، ضریب تخلیه C_d می شود:

$$C_d = \frac{\{\dot{m}_{act}\}_w}{\{\dot{m}_{theor}\}_w} = \frac{6/7}{7/26} = 0.92$$

زمانی که جریان سنج در یک طول عمودی لوله، نظیر شکل (۹-۲۶) نصب شود، با مساوی قرار دادن فشارها در فشارسنج جیوه در سطح XX می شود:

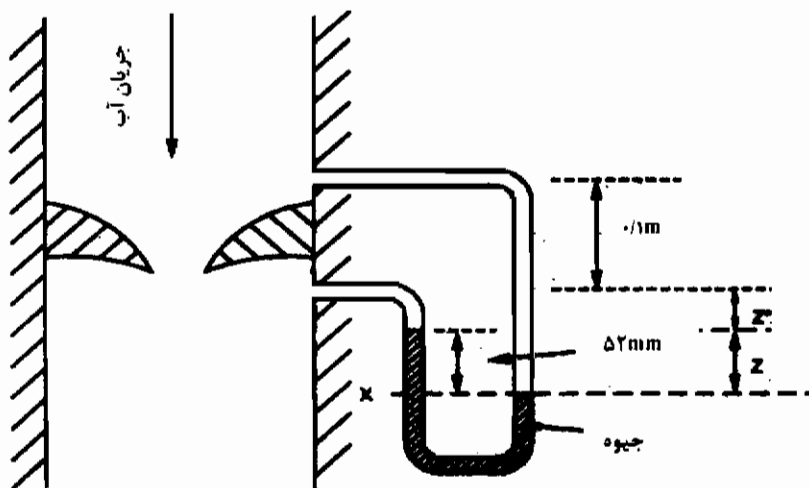
$$\{p'\}_w + \{\rho\}_w g(\cdot/\cdot + Z'' + Z) = \{p'_r\}_w + \{\rho\}_w gZ'' + \{\rho\}_m gZ$$

$$\therefore \{p'_r - p'\}_w = Zg(\{\rho\}_m - \{\rho\}_w - \{\rho\}_w g \times \cdot/\cdot)$$

$$\therefore \{p'_r - p'\}_w = 0.052g(13600 - 1000) - 1000g \times 0.1 = 5446/5 \text{ Pa}$$

با جایگزاری در رابطه (۹-۱۱) دبی جرمی تئوری آب $\{m''_{theor}\}$ می شود:

$$\{\dot{m}'_{theor}\}_w = \frac{\{\rho\}_w (A_{xs})_1 (2g(\{p_1 / \rho g\}_w - \{p_r / \rho g\}_w + (z_1 - z_r)))^{1/2}}{((A_{xs})_1 / (A_{xs})_r)^2 - 1}^{1/2}$$



فشار سنج با لوله لاشکل

شکل ۹-۲۶؛ مثال ۸-۹ نازل متر در طول عمودی لوله

$$\therefore \{\dot{m}'_{theor}\}_w = \frac{1000 \times 0.00785 \times (2 \times 10^{-2} \times 5446/5 + 2g \times 0.1)^{1/2}}{((7/85/1/96)^2 - 1)^{1/2}}$$

$$\therefore \{\dot{m}'_{theor}\}_w = 7/26 \text{ kg/s}$$

اگر ضریب تخلیه، ثابت باقی بماند، با استفاده از رابطه (۹-۱۳) دبی جرمی

واقعی $\{\dot{m}'_{act}\}_w$ می شود:

$$\{\dot{m}'_{act}\}_w = C_d \{\dot{m}'_{theor}\}_w = 0.92 \times 7/26 = 6/7 \text{ kg/s}$$

جواب یکسان است ، زیرا عبارت فشار، ناشی از فاصله عمودی بین لوله اندازه گیری فشار ایستایی برای فشار سنج در نظر گرفته می شود .

۹-۸-۳ جریان سنج روزنه ای

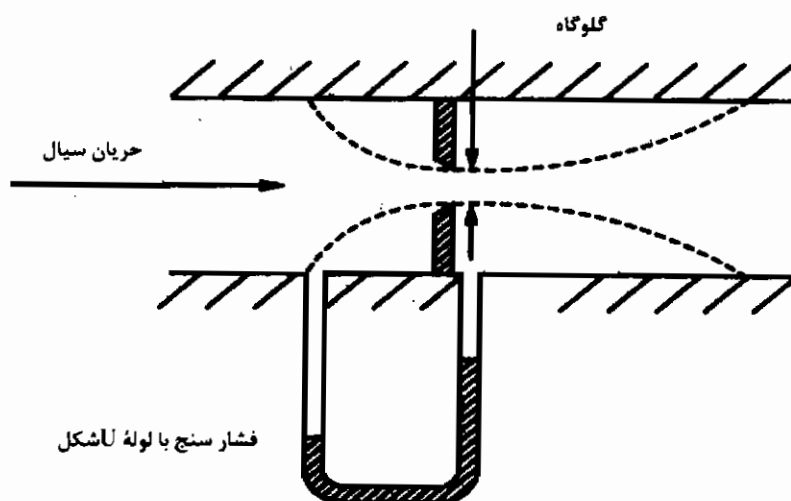
ساختن این دستگاه ، جتی ارزاتر از یک جریان سنج شیپوره ای است . ضریب تخلیه در حدود 0.76 است و فاقد قسمت کاهنده برای جبران فشار سیال می باشد و هزینه های رایج به طور قابل ملاحظه ای بالاتر هستند . یک روزنه صفحه ای در شکل (۹-۲۷) نشان داده شده است .

مثال ۹-۹

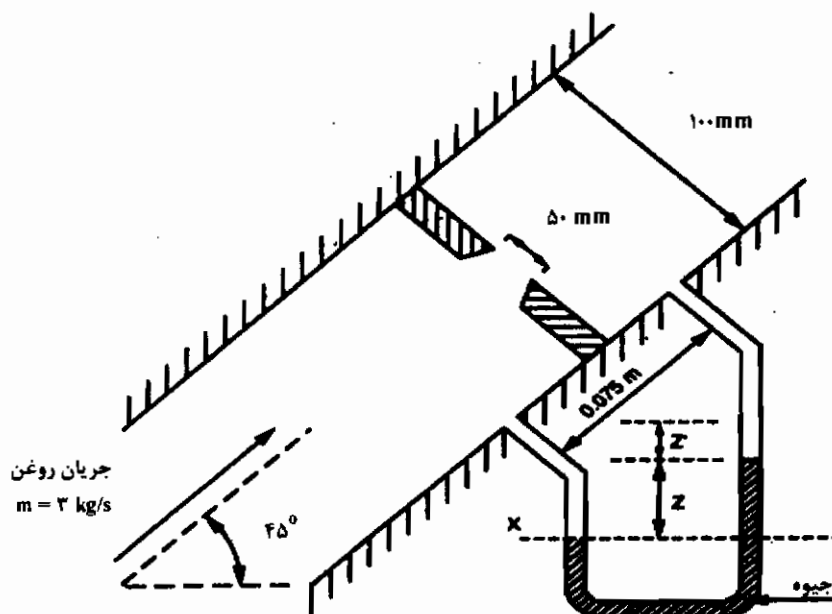
یک دستگاه روزنه صفحه ای ، با گلولی به قطر 50 mm در مسیر طولی لوله به قطر 100 mm ، نصب می شود ، که مطابق شکل (۹-۲۸) دارای زاویه ای برابر 45° درجه است . لوله در حال عبور دادن روغن با چگالی 800 kg/m^3 و با نرخ 3 kg/s به سمت بالا است . ضریب تخلیه دستگاه روزنه صفحه ای 0.76 است . لوله های اندازه گیر فشار ایستایی که در فاصله 0.75 m از یکدیگر و در قبل و بعد از دستگاه روزنه صفحه ای واقع می شوند ، به یک فشار سنج با لوله U شکل متصل هستند ، که اختلاف فشار را ثبت می کنند . اختلاف در ارتفاع جیوه با چگالی 13600 kg/m^3 در فشار سنج چقدر است ؟

حل

ورود به روزنه را حالت ۱ و خروج از روزنه را حالت ۲ قرار دهید . مساحت مقطع عرضی لوله در ورودی روزنه (A_{in}) ، که در آن جا قطر D است ، می شود :



شکل ۹-۲۷ یک دستگاه روزنه صفحه‌ای



شکل ۹-۲۸؛ مثال ۹-۹ دستگاه روزنه صفحه‌ای در یک لوله شیب دار با زاویه ۴۵ درجه

مساحت مقطع عرضی در خروجی روزنه $(A_{xs})_r$ که در آن جا قطر D_r است، می شود:

$$(A_{xs})_r = 0.785 \pi D_r^2 = 0.785 \pi \times 0.1^2 = 0.00785 \text{ m}^2$$

مساحت مقطع عرضی در خروجی روزنه $(A_{xs})_r$ با قطر برابر است D_r با:

$$(A_{xs})_r = 0.785 \pi D_r^2 = 0.785 \pi \times 0.05^2 = 0.00196 \text{ m}^2$$

با جایگزینی در رابطه (۹-۱۳) دبی جرمی تئوری روغن $\{\dot{m}_{theor}\}_w$ به این صورت

خواهد بود:

$$\{\dot{m}_{theor}\}_{oil} = \frac{\{\dot{m}_{act}\}_{oil}}{C_d} = \frac{3}{0.6} = 5 \text{ kg/s}$$

اگر چگالی روغن غیر قابل تراکم $\{\rho\}_{oil}$ باشد با جایگزینی در رابطه (۹-۱۱) افت فشار در

طول روزنه $\{p_1 - p_2\}_{oil}$ به صورت زیر به دست می آید:

$$\{\dot{m}_{theor}\}_{oil} = \frac{\{\rho\}_{oil} (A_{xs})_r (2\{p_1/\rho p\}_{oil} - \{p_2/\rho p\}_{oil} + (z_1 - z_2))^{1/2}}{\left(\left((A_{xs})_r / (A_{xs})_r\right)^2 - 1\right)^{1/2}}$$

$$\therefore 5 = \frac{800 \times 0.00785 \times (2\{p_1 - p_2\}_{oil} / 800 - 2g \times 0.75 \sin 45)^{1/2}}{\left((7/85 / 1/96)^2 - 1\right)^{1/2}}$$

$$\therefore \{p_1 - p_2\}_{oil} = 4230 \text{ Pa}$$

اگر چگالی جیوه $\{\rho\}_m$ باشد، با فرض کردن فشارهای یکنواخت در طول مقطع عرضی

لوله در ورودی و خروجی روزنه و با مساوی قرار دادن فشارها در طرفین فشارسنج با لوله U شکل،

روی سطح XX داریم:

$$\{p_1\}_{oil} + \{\rho\}_{oil} g(Z' + Z) = \{p_2\}_{oil} + \{\rho\}_{oil} g(Z' + 0.75 \sin 45) + \{\rho\}_m gZ$$

$$\therefore Zg(\{\rho\}_m - \{\rho\}_{oil}) = \{p_1 - p_2\}_{oil} - \{\rho\}_{oil} g \times 0.75 \sin 45$$

$$\therefore Zg(13600 - 800) = 4230 - 800 \times g \times 0.75 \sin 45$$

$$\therefore Z = 30/4 \text{ mm}$$

اگر دستگاه روزنه صفحه ای، در لوله ای با زاویه 45° قرار داده می شود، نامناسب بود. و این در عمل توصیه نمی شود، با این حال ممکن است بعضی مواقع اتفاق بیفتد، که راه حل بالا نشان دهنده چگونگی برخورد با این وضعیت است.

۹-۹ روشهای دیگر اندازه گیری جریان بر اساس رابطه برنولی

۹-۹-۱ لوله استاتیکی پیتوت

این وسیله، شامل یک لوله که در داخل جریان قرار گرفته و به وسیله آن فشار کل سیال p_0 اندازه گیری می شود و یک لوله با زاویه قائمه نسبت به جریان، که فشار استاتیکی p را اندازه می گیرد، می باشد. این دو لوله، مطابق شکل (۹-۲۹) می توانند با هم به عنوان یک وسیله ترکیب شوند یا اندازه گیری فشار استاتیکی، به شرطی که بدین ترتیب محصور باشد، می تواند از یک نقطه اندازه گیر فشار استاتیکی ساده به دست آید.

لوله استاتیکی پیتوت تنها سرعت سیال، C ، ر یک نقطه را، به صورت زیر اندازه گیری می کند: یک شکل ساده شده رابطه برنولی برای سیالی با چگالی ρ ، رابطه (۲-۳) است که عبارت است از:

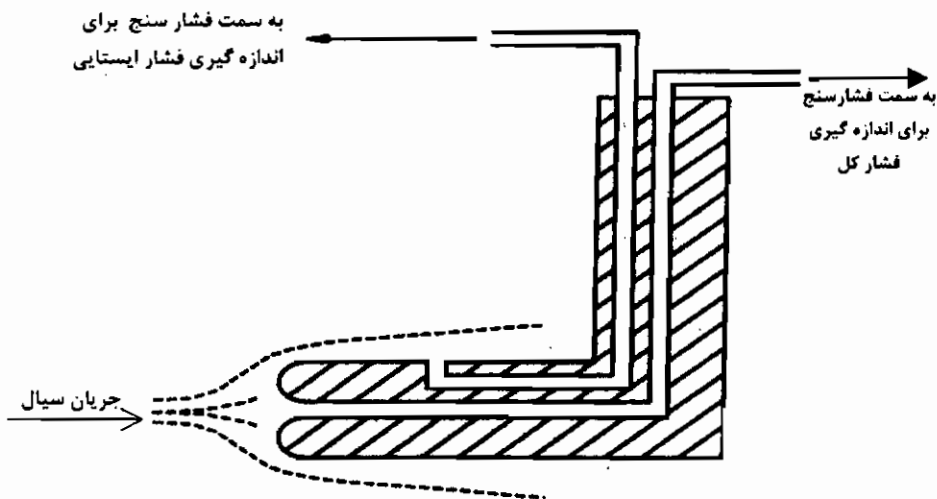
$$p + 0.5\rho C^2 = p_0$$

$$\therefore C = \frac{(2(p_0 - p))^{0.5}}{\rho^{0.5}} \quad (9-14)$$

برای یافتن دبی جرمی، سیال باید در یک مجرا با قطر و سرعت معلوم در مجرا جریان یابد. مساحت مقطع عرضی مجرا، باید به تعدادی حلقه با مساحت هایی مساوی تقسیم شود و سرعت سیال باید در مرکز هر حلقه اندازه گیری شود. استانداردهای ملی به طور دقیق مشخص می کنند، که این جریان چگونه باید انجام شود. دبی جرمی کل سیال \dot{m} توسط معادله پیوستگی و به صورت حاصل ضرب مجموع سرعت C در هر نقطه، در مساحت مقطع عرضی حلقه، که در آن A_{xs} اندازه گیری می شود، ضرب در چگالی سیال ρ به دست می آید. از این رو رابطه (۸-۳) می دهد:

$$\dot{m} = \Sigma(\rho A_{xs} C) \quad \text{در هر حلقه} \quad (9-15)$$

لوله استاتیکی پیتوت، روشی ساده و ارزان برای تعیین دبی جرمی یک سیال است، ولی پر زحمت می باشد. هم چنین یک روش صحیح اندازه گیری است، به شرطی که قواعدی از قبیل، قرار دادن لوله در جهت حرکت سیال رعایت شود. اگر جریان دارای چرخش زیاد باشد، از یک لوله استاتیکی پیتوت نمی توان استفاده کرد. این لوله می تواند برای تعیین درجه بندی دیگر وسایل استفاده شود و مخصوصاً در جریانهای گاز مفید است. فرضیات موجود در مورد استفاده از معادله برنولی ساده شده، توجیه می شوند، با این حال، نوعی از جریان عرضی لازم است، مگر این که سرعت سیال یکنواخت باشد در غیر این صورت، قرائت نادرستی از دبی جرمی به دست خواهد آمد، به عنوان مثال نمایه سرعت یک سیال در یک لوله و در جریان کاملاً توسعه یافته، سهمی است و همان گونه که در بخش (۹-۱) توضیح داده شد، سرعت خط محوری بزرگتر از سرعت متوسط است.



شکل ۹-۲۹ یک لوله استاتیکی پیتوت

مثال ۹-۱۰

یک لوله افقی، که آب را با چگالی 1000 kg/m^3 انتقال می دهد، قطر آن از 150 mm به 100 mm بار یک می شود. یک لوله استاتیکی پیتوت، که به یک فشار سنج جیوه ای متصل

شده است، برای اندازه گرفتن سرعت آب، بعد از انقباض در لوله استفاده می شود، همان طور که در شکل (۹-۳۰) نشان داده شده است، اختلافی در ارتفاع جیوه به اندازه 650 mm در فشار سنج ایجاد می شود. چگالی جیوه برابر با 13600 kg/m^3 است. اگر جریان در این انقباض بتواند بدون اصطکاک فرض شود و نمایه سرعت در هر مقطع عرضی مجرا یکنواخت باشد، دبی جرمی آب چقدر است؟

اگر دبی جریان ثابت نگاه داشته شود، اما محل های لوله های فشار کلی و فشار ایستایی جابه‌جا شوند، در این حالت قرائت از روی فشار سنج جیوه ای چقدر می شود؟

حل

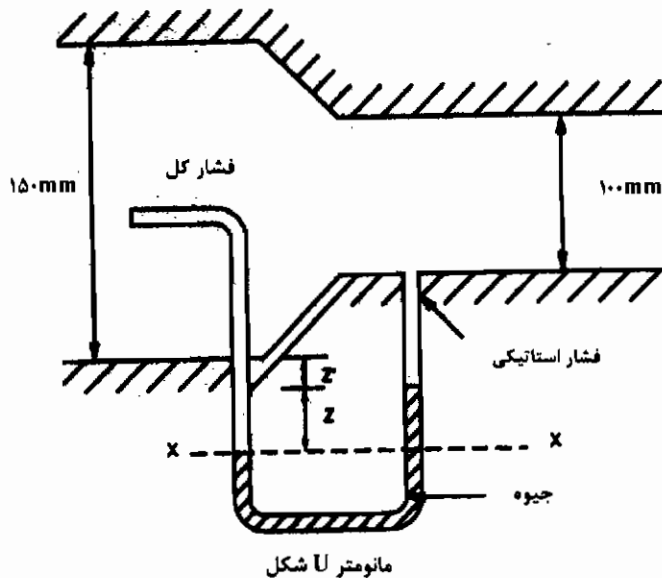
شرایط آب قبل از انقباض را حالت ۱ و شرایط آب بعد از انقباض را حالت ۲ در نظر بگیرید. فرض کنید که فشار کلی آب، که بوسیله میله اندازه گیر (Probe) به دست می آید، برابر با $\{p_o\}_w$ است و فشار ایستایی آب، که توسط فشار سنج؛ یعنی فشار ایستایی اندازه گیری شده است $\{p\}_w$ باشد و چگالی آب $\{\rho\}_w$ و چگالی جیوه $\{\rho\}_m$ باشد با برقراری ارتفاع فشار جیوه در طرفین فشار سنج U شکل در سطح XX ، داریم:

$$\{p_o\}_w + \{\rho\}_w g(0.075 + Z' + Z) = \{p\}_w + \{\rho\}_w g(0.075 + Z') + \{\rho\}_m gZ$$

$$\therefore \{p_o - p\}_w = gZ(\{\rho\}_m - \{\rho\}_w) - \{\rho\}_w g \times 0.075$$

$$\therefore \{p_o - p\}_w = g \times 0.075 \times (13600 - 1000) - 1000 \times g \times 0.075 = 79853/4 \text{ Pa}$$

اگر جریان در مسیر انقباض، بدون اصطکاک باشد، رابطه (۲-۳) پیش بینی می کند که فشار کلی آب ثابت است، بنابراین، مهم نیست که فشار کلی کجا اندازه گیری می شود و موقعیت میله اندازه گیر فشار کلی کجاست. فشار سنج، فشار ایستایی در لوله با قطر کوچکتر بعد از انقباض قرار داده می شود، بدین ترتیب لوله ایستایی پیتوت، همان طور که در شکل (۹-۳۰) نصب شده است، سرعت جریان آب در لوله کوچکتر را نشان می دهد.



شکل ۹-۳۰: مثال ۹-۱۰ یک لوله ایستایی پیتوت، برای تعیین دبی جرمی آب در یک لوله بعد از انقباض و با فرض یک نمایه سرعت یکنواخت به کار می رود

با جایگزینی در رابطه (۹-۱۴) سرعت خط مرکزی آب را در لوله کوچکتر، $\{C_r\}_w$ ، برابر است با:

$$\{C_r\}_w = \frac{(2\{p_o - p\}_w)^{1/2}}{\{\rho\}_w^{1/2}} = \frac{(2 \times 79853/4)^{1/2}}{(1000)^{1/2}} = 12/6 \text{ m/s}$$

مساحت مقطع عرضی لوله، در خروج از انقباض ناحیه $(A_{xs})_r$ ، که در آن جا قطر D_r است، می شود:

$$(A_{xs})_r = 0.25 \pi D_r^2 = 0.25 \pi \times 0.1^2 = 7/85 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

معادله پیوستگی، رابطه (۸-۳)، دبی جرمی آب $\{\dot{m}_w\}$ را به این صورت می دهد:

$$\{\dot{m}\}_w = \{\rho C_r\}_w (A_{xs})_r = 1000 \times 7/85 \times 10^{-3} \times 12/6 = 99 \text{ kg/s}$$

اگر محل میله های اندازه گیر فشار کلی و فشار نسبی، با فشار ایستایی جا به جا شوند - تطبیق شکل (۹-۳۱) - در این حال لوله استاتیکی پیتوت، سرعت آب در لوله، با قطر بزرگتر را نشان می دهد.

مساحت مقطع عرضی لوله در ورود به انقباض $(A_{xx})_1$ ، که در آن جا قطر D_1 است، برابر است با:

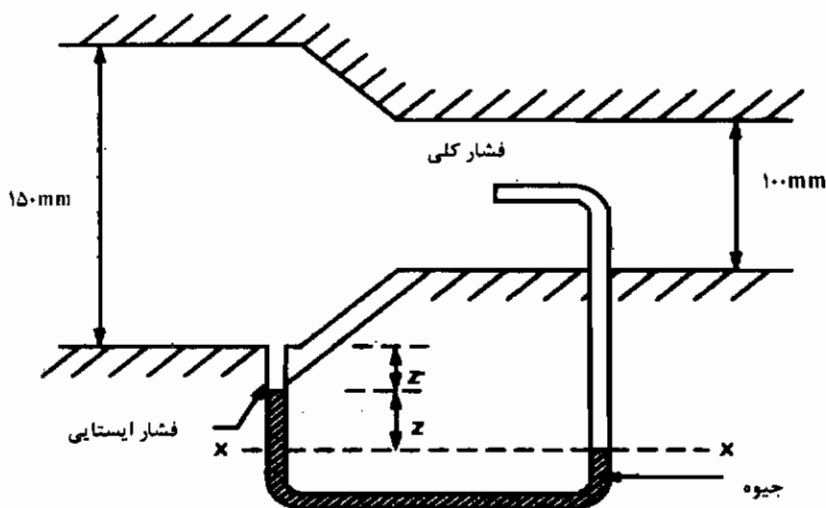
$$(A_{xx})_1 = 0.25 \pi D_1^2 = 0.25 \pi \times 0.15^2 = 0.0177 \text{ m}^2$$

از آن جا که دبی جرمی ثابت باقی می ماند، معادله پیوستگی، رابطه (۳-۸)، سرعت آب در لوله با قطر بزرگتر $\{C_1\}_w$ را به این صورت نشان می دهد:

$$\{C_1\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{\{\rho\}_w (A_{xx})_1} = \frac{900}{1000 \times 0.0177} = 50.59 \text{ m/s}$$

رابطه (۹-۱۴) اجازه می دهد تا فشار کلی و اختلاف فشار ایستایی آب $\{p_o - p\}_w$ به صورت زیر تعیین شود:

$$\{p_o - p\}_w = 0.5 \{\rho C_1^2\}_w = 0.5 \times 1000 \times 50.59^2 = 12624 \text{ Pa}$$



شکل ۹-۳۱؛ مثال ۹-۱۰ فشار سنج استاتیکی پیتوت در لوله قبل از انقباض

با مراجعه به شکل (۹-۳۱)، و برابر قراردادن سطح فشارهای جیوه در هر طرف فشارسنج U شکل، نسبت به سطح XX داریم:

$$\{p\}_w + \{\rho\}_w gZ' + \{\rho\}_m gZ = \{p_o\}_w + \{\rho\}_w g(0.075 + Z' + Z)$$

$$\therefore 13600 \cdot gZ = 15624 + 1000 \cdot g(0.075 + Z)$$

$$\therefore Z = 0.132 \text{ m}$$

در لوله های قطور آب، که در آن از لوله استاتیکی پیتوت استفاده می شود، مانند لوله هایی که در برخی از برجهای خنک کن به کار می روند، لوله پیتوت باید به طور قابل توجهی مقاوم باشد، تا از خمش آن جلوگیری شود. این خمش ممکن است باعث انسداد جریان شود و باید به آن توجه داشت.

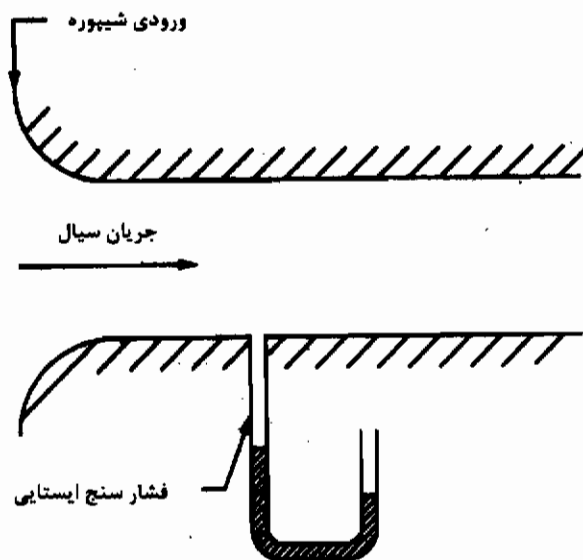
۹-۹-۲ شیپوره ورودی

این وسیله می تواند در ورودی یک لوله یا مجرا نصب شود، که به طور ساده شامل یک نوع شیپوره صاف ورودی و یک اندازه گیر فشار استاتیکی است که در محل مشخص در جهت جریان، قرار می گیرد و فشار ایستایی سیال را، در آن جا، نسبت به فشار جو نشان می دهد. شیپوره ورودی در شکل (۹-۳۲) نشان داده شده است.

رابطه (۹-۱۴) برابر شیپوره ورودی معتبر است. فشار کلی p_o برابر فشار سیال در مخزن، قبل از شیپوره؛ یعنی فشار جو است و فشار ایستایی سیال برابر با فشار ایستایی اندازه گیری شده است. اختلاف فشار را می توان با متصل کردن یک مانومتر که با جو و محلی که فشار ایستایی در آن اندازه گیری می شود، در ارتباط است، به دست آورد. رابطه (۹-۱۴) سرعت متوسط سیال در مجرا را تعیین می کند. اگر چگالی سیال برابر ρ و مساحت مقطع عرضی مجرا در محل اندازه گیر فشار ایستایی A_{xx} باشد، با استفاده از معادله پیوستگی رابطه (۹-۳) دبی جرمی سیال \dot{m} به دست می آید:

$$\dot{m} = \rho A_{xx} C$$

در یک شیپوره با طراحی خوب، افتهای اصطکاکی در ورود قابل صرف نظر هستند، در غیر این صورت ضریب C_d در حدود ۰.۹۶، معمول است.



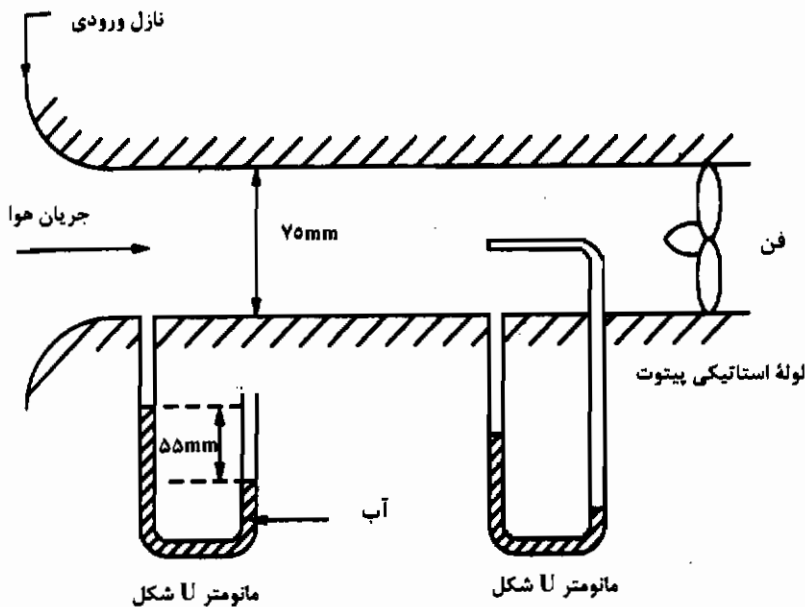
شکل ۹-۳۲ ورودی شپوره

مثال ۹-۱۱

یک فن، هوا را با چگالی ثابت $1/2 \text{ kg/m}^3$ در داخل لوله ای به قطر 75 mm از طریق یک شپوره ورودی، به جریان می اندازد. مانومتر، اختلاف فشاری برابر با 50 میلیمتر آب را در عرض شپوره ورودی نشان می دهد. در پایین دست جریان، کمی دورتر از شپوره، جایی که سیال کاملاً توسعه پیدا کرده است، از یک لوله استاتیکی پیتوت برای اندازه گیری جریان هوا در مسیر قطر لوله، استفاده می شود، همان طور که در شکل (۹-۳۳) نشان داده شده است، مقطع عرضی لوله به پنج حلقه با مساحت یکسان، برابر $8/835 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ تقسیم می شود و اختلاف بین فشار کل و ایستایی هوا $\{p_0 - p\}_{air}$ در مرکز هر حلقه توسط یک مانومتر مشاهده می گردد. قرائتها به همان صورت است که در جدول (۹-۳) نشان داده شده است.

با توجه به این که چگالی آب 1000 kg/m^3 است، دبی جرمی هوا را که توسط شپوره ورودی با فرض جریان بدون اصطکاک پیش بینی می شود، تعیین کنید؛ دبی جرمی واقعی هوا از حرکت جریان در لوله استاتیکی پیتوت تعیین کنید، مقدار C_d برای شپوره ورودی را تعیین کنید.

تعداد حلقه	۱	۲	۳	۴	۵
شعاع هایی که در آن قرائت صورت می گیرد (mm)	۰	۲۰/۲۴	۲۶/۳۸	۳۱/۲۹	۳۵/۵۲
مساحت حلقه ($m^2 \times 10^{-2}$)	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵
اختلاف فشار $\{p_o - p\}_{air} (Pa)$	۷۴۵/۵۶	۵۹۷/۲۸	۵۲۶/۷۸	۴۴۵/۹۴	۳۲۱/۷۳



شکل ۳۳-۹: مثال ۱۱-۹ یک شیپوره ورودی و یک لوله استاتیکی پیتوت، که برای تعیین دبی جرمی هوا در یک لوله به کار برده می روند

حل

برای شیپوره ورودی، اختلاف فشار تئوری $(p_o - p)_{theor}$ را می توان با بکار بردن رابطه (۲-۸) از میلی متر آب به پاسکال، تبدیل نمود. اگر چگالی آب $\{\rho\}_w$ باشد:

$$\{(p_o - p)_{theor}\}_{air} = 55 \times 10^{-2} g \{\rho\}_w = 55 \times 10^{-2} g \times 10^3 = 531/55 \text{ Pa}$$

اگر چگالی هوا $\{\rho\}_{air}$ باشد، سرعت متوسط تئوری جریان هوای پیش بینی شده به وسیله شیپوره ورودی $\{C_{theor}\}_{air}$ می تواند با استفاده از رابطه (۹-۱۴) به صورت زیر تعیین شود:

$$\{C_{theor}\}_{air} = \frac{(2\{(p_a - p)_{theor}\}_{air})^{1/2}}{\{\rho^{1/2}\}_{air}}$$

$$\{C_{theor}\}_{air} = \frac{(2 \times 539/55)^{1/2}}{1/2^{1/2}} = 29/99 \text{ m/s}$$

سطح مقطع لوله A_{xs} ، برای لوله ای با قطر D برابر است با:

$$A_{xs} = 0/25 \pi D^2 = 0/25 \pi \times 0/075^2 = 4/418 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

دبی جرمی تئوری هوای پیش بینی شده به وسیله شیپوره ورودی $\{\dot{m}_{theor}\}$ می تواند با استفاده از معادله پیوستگی (رابطه ۸-۳) به این صورت به دست آید:

$$\{\dot{m}_{theor}\}_{air} = \{\rho C_{theor}\}_{air} A_{xs} = 1/2 \times 29/99 \times 4/418 \times 10^{-2} = 0/159 \text{ kg/s}$$

برای جریان عرضی در لوله استاتیکی پیتوت، سرعت هوا در هر نقطه $\{C_{act}\}_{air}$ می تواند با استفاده از رابطه (۹-۱۴) تعیین شود. با دانستن سطح مقطع + حلقه A'_{xs} و چگالی هوا $\{\rho\}_{air}$ ، دبی جرمی هوا در هر حلقه $\{\dot{m}'_{act}\}_{air}$ می تواند با استفاده از معادله پیوستگی رابطه (۸-۳) پیدا شوند. نتایج به گونه ای است که در جدول (۹-۴) نشان داده شده اند.

جدول ۹-۴: مثال ۹-۱۱ نتایج

تعداد annulus (حلقه ها)	۱	۲	۳	۴	۵
سرعت هوا $\{C_{act}\}_{air} \text{ (m/s)}$	۳۵/۲۵	۳۱/۵۵	۲۹/۶۳	۲۷/۲۶	۲۳/۱۶
مساحت حلقه $A'_{xs} \text{ (m}^2 \times 10^{-2}\text{)}$	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵	۸/۸۳۵
دبی جرمی حلقه $\{\dot{m}'_{act}\}_{air} \text{ (kg/s)}$	۰/۰۳۷۴	۰/۰۳۳۴	۰/۰۳۱۴	۰/۰۲۸۹	۰/۰۲۴۶

دبی جرمی واقعی هوا در لوله $\{\dot{m}_{act}\}_{air}$ ، همان طور که از حرکت جریان در لوله استاتیکی پیتوت پیش بینی می شود، برابر مجموع دبی های جرمی در هر حلقه است، بنابراین:

$$\{\dot{m}_{act}\}_{air} = \Sigma \{\dot{m}'_{act}\}_{air} = 0/156 \text{ kg/s}$$

مقدار C_d برابر شیپوره ورودی با استفاده از رابطه (۹-۱۳) به این صورت داده می شود:

$$C_d = \frac{\{\dot{m}_{act}\}_{air}}{\{\dot{m}_{theor}\}_{air}} = \frac{0.156}{0.159} = 0.98$$

مقادیر C_d برای ورودی، به شیوره به مقدار زیادی به شکل آنها دارد؛ اما اگر نمایه صاف و آئرو دینامیک باشد، باید مقدار این ضریب، $C_d = 1$ ، به یک نزدیک شود.

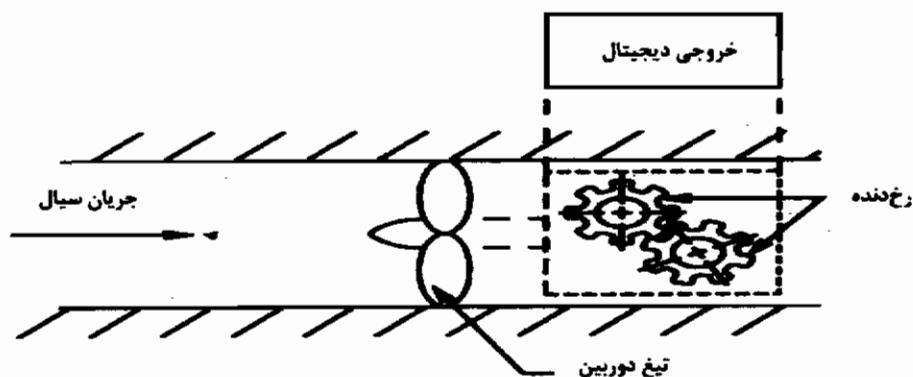
۹-۱۰ روشهای دیگر اندازه گیری جریان

۹-۱۰-۱ جریان سنجی توریینی

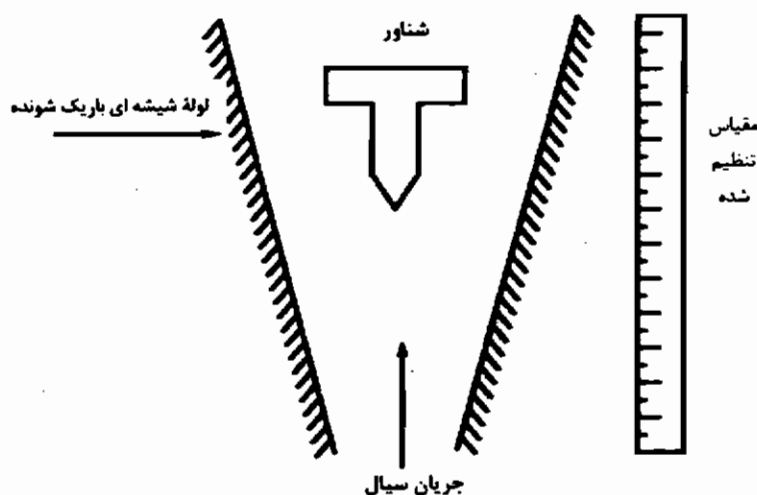
هر پدیده فیزیکی را، که در یک شکل منظم با دبی سیال تغیر کند، می توان در قالب یک دستگاه اندازه گیری جریان به کار برد و آن را کالیبره کرد. یک جریان سنج توریینی بر اساس همین واقعیت کار می کند، به طوری که هر چه دبی جرمی بیشتر شود، توریین سریعتر می چرخد، این دستگاه در شکل (۹-۳۴) نشان داده شده است. تعداد دورهای توریین در یک زمان معین را می توان اندازه گرفت و کالیبره کرد تا سرعتهای مورد نظر به دست آیند، که معمولاً مقدار خروجی برای سیال هوا است. به طریق دیگر، دستگاه اندازه گیری را می توان طوری تنظیم کرد تا حجم یک سیال را قرائت کند. برای به دست آوردن دبی، تغیر حاصل باید در یک فاصله زمانی معین، ثبت شود. این عمل، مخصوصاً توسط شرکت آب انجام می شود تا بتوانند هزینه آب مصرفی را برای مدت چند ماه، زمانی که دبی سنج موجود نیست، مشخص کنند.

۹-۱۰-۲ روماتر

روماتر، وسیله ای ساده، اما دقیق است، که در شکل (۹-۳۵) نشان داده شده است، این دستگاه شامل لوله ای باریک شده است که از میان آن سیال به سمت بالا و به درون سطح آن جریان می یابد. جسم شناور موقعیت مکانی خود را مطابق با افت فشار در طول روماتر تغیر می دهد، که بستگی به دبی جریان دارد. با باریک کردن این لوله، مقیاس خطی دبی جریان به دست می آید. دستگاه اندازه گیری باید در برابر یک اندازه گیر استاندارد تنظیم شود. معمولاً هر دستگاه اندازه گیری تنها برای یک سیال تحت شرایط بخصوص مناسب است.



شکل ۹-۳۴ یک توربین متر



شکل ۹-۳۵ یک روتامتر

۹-۱۰-۳ سرعت سنج - سیم داغ

این دستگاهها، وسایلی هستند که عموماً شامل یک قطعه سیم یا فلزند که توسط یک جریان الکتریکی تا یک دمای ثابت خاص گرما داده می شوند. زمانی که در یک جریان سیال قرار داده شوند، فلز سرد می شود و دما کاهش می یابد. مقدار جریانی که باید افزایش یابد، تا

دما را به مقدار ثابت اولیه اش برساند ، متناسب با سرعت جریان سیال است و به طور متناسب می توان آن را کالیره کرد . سرعت را می توان با استفاده از معادله پیوستگی به دبی جرمی تبدیل کرد . چنین سرعت سنجهایی به صورت بسیار متداول در جریانهای گاز استفاده می شوند ، و بسیار حساس و گران هستند .

۹-۱۱ کاربرد در سیستمهای گرمایی

جدا از اندازه گیری دبی جرمی یک سیال ، که در هر سیستم گرمایی ضروری دارد، در این فصل بعضی از مشخصه های بنیادی یک سیال توضیح داده شد که رفتارش را مشخص می کند . این دست آوردها تا جایی که یک سیستم گرمایی در نظر گرفته می شود ، به طبیعت نیروهای ایجاد شونده و اثر آنها بر روی خواص سیال ، در یک قسمت یا در شبکه لوله ، ضمن عبور سیال درون سیستم بستگی دارد . فصل دهم نشان می دهد که چگونه بزرگی نیروها می توانند پیش بینی شوند ، و فصل یازدهم، تغییراتی را که در مقادیر خواص سیال را ، به علت این نیروها در حال عمل کردن اتفاق می افتند ، ارزیابی می کند .

فصل دهم

معادله اندازه حرکت در جریان پایدار

هر زمان که سیالی، درون مرزی جامد، مثلاً: داخل یک لوله، یا روی یک مرز جامد، نظیر، جریان خارجی روی اجسامی مانند اتومبیلها یا بالهای هواپیما یا مجموعه پره ها در ماشین آلات سیالاتی، در حال جریان باشد، تعدادی نیرو اعمال می شوند که باید در نظر گرفته شوند. معادله اندازه حرکت برای جریان پایدار تلاشی برای انجام این کار است، تنها یک رهیافت بسیار آسان اتخاذ می شود، که برای تحلیل اولیه بسیاری از موقعیتهای سیال کافی است.

تعدادی از نیروهایی که در جریان سیال ظاهر می شوند، پیش از این آزمایش شده اند. به عنوان مثال، آنهایی که ناشی از خواص جرمی، فشار و لزجت هستند. معادله اندازه حرکت در جریان پایدار، تمام نیروهایی را که ممکن است توسط سیال بر یک جسم جامد وارد شوند، در

نظر می گیرد، که این نیروها به عنوان نتیجه ای از جریان سیال - چه در داخل یا روی سطوح جسم - هستند.

معادله اندازه حرکت برای جریان پایدار توسعه یافته، همان گونه که در بخش هشتم تعریف شد، تنها به شرایط جریان پایدار محدود می شود، همچنین به یک روش یک بعدی محدود می شود که در آن فقط مقادیر خواص متوسط، تطبیق: سرعت در فشار سیال در هر حالت در نظر گرفته می شوند، اگر چه ممکن است سیال جهت خود را تغییر دهد، که در این صورت یک بعد دیگر را به تحلیل اضافه می کند.

۱۰-۱ نیروهای ناشی از جریان یک سیال

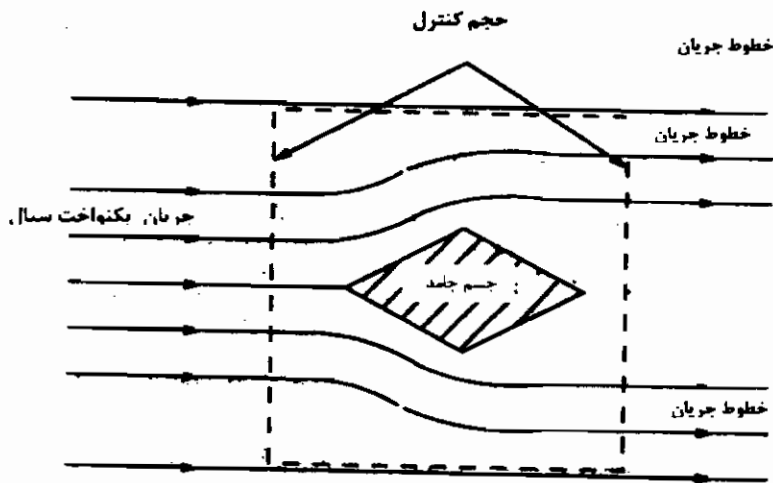
معادله اندازه حرکت در جریان پایدار از قوانین حرکت نیوتن، که برای سیال به کار برده شده است، نتیجه می شود. این قوانین ممکن است به صورت زیر بیان شوند:

یک جسم در وضعیت سکون، یا در یک وضعیت حرکت، یکنواخت باقی خواهد ماند؛ مگر این که نیرویی بر آن اعمال شود. بزرگی این نیرو با نرخ تغییر اندازه حرکت جسم در جهت نیرو متناسب است.

عکس العملی مساوی و مخالف جهت، برای این نیرو وجود دارد.

در مورد یک سیال در حال حرکت، نیروی اعمال شده توسط سیال بر جسم جامدی که با آن در تماس است، اهمیت دارد، بنابراین، شکل (۱۰-۱) را در نظر بگیرید، که در آن سیال از روی جسم جامدی، که مسیرش را مسدود می کند، می گذرد.

جریان سیال با کشیدن چندین خط جریان مشخص می شود. این سیال مجبور خواهد بود تا دستخوش تغییری در جهت حرکت و سرعت خود شود، تا بتواند از روی جسم جامد عبور کند. سیال در اندازه حرکت خود نیز تغییری خواهد داشت، که بستگی به نیرو و جسمی که نیرو به آن وارد می شود، دارد. نیروی عکس العملی، که توسط سیال بر جسم وارد می شود، مساوی و مخالف نیرویی است که از طرف جسم بر سیال وارد می گردد. با آزمایش اتفاقاتی که برای خواص سیال رخ می دهد، می توان این نیرو را مشخص کرد.



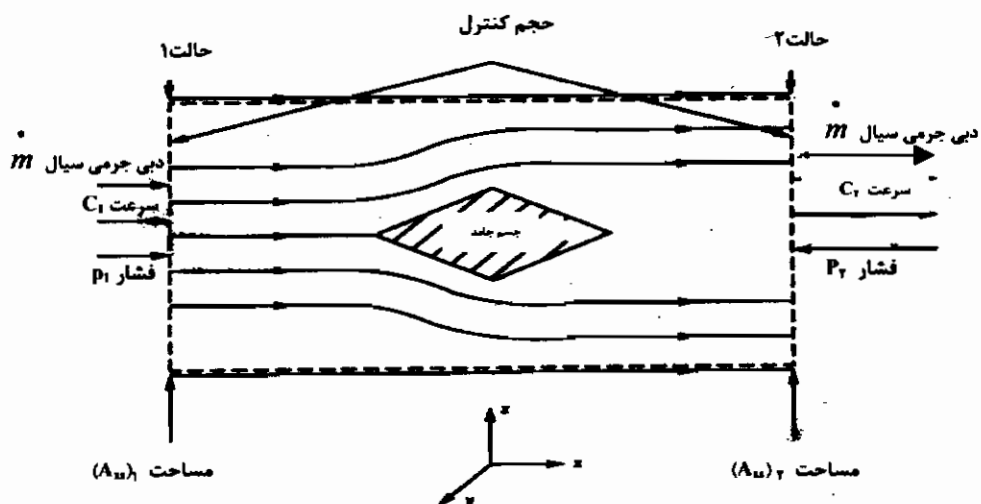
شکل ۱-۱۰ حجم کنترل برای جریان یک سیال روی یک جسم جامد

برای انجام تجزیه و تحلیل، باید مرز سیستم که به عنوان حجم کنترل شناخته شده است و به جریان سیال مرتبط است، مشخص شود. این مرز می تواند فرضی و یا در بعضی مواقع، واقعی باشد. که در آن همه نیروهای مربوطه مورد مطالعه هستند. برجستگی رابطه $SFME$ در این است که فقط نیروهایی که در مرز سیستم عمل می کنند را در نظر می گیرد نه آنهایی که در حین مسیر عبور سیال در بالا یا روی جسم اعمال می شوند. و این به دلیل آن است که هر نیرویی در حجم کنترل، توسط یک عکس العمل مساوی و مخالف جهت، موازنه خواهد شد. بنابراین این معادله یک معادله کلی است و نیازی به شناخت دقیق مسیر جریان مشخص شونده توسط سیال، ندارد. علاوه بر این، سیال ممکن است تراکم پذیر یا تراکم ناپذیر باشد و اثرات اصطکاک در نظر گرفته شوند یا نشوند، که بستگی به کاربرد آن دارد. برای مثال، حالتی از یک سیال را در نظر بگیرید که از روی یک پره منحنی شکل عبور می کند. اگر سیال ایده آل فرض شود، نیروهای اصطکاکی، روی سیال هنگامی که از روی سطح پره عبور می کند، وجود ندارند، به این ترتیب اندازه سرعت خروجی سیال برابر سرعت ورودی خواهد بود، اگر چه جهت حرکت آن متفاوت است. اگر سیال ایده آل نباشد و اصطکاک نیرویی کند کننده را بر آن اعمال کند سرعت خروجی

سیال از سرعت ورودی کمتر خواهد بود. آگاهی از سرعتها در ورود و خروج، به علت اثرات نیروی اصطکاک است. مجدداً اگر سیال غیر قابل تراکم باشد، چگالی آن ثابت است. در غیر این صورت آگاهی از چگالی، در ورود و خروج به حجم کنترل، به سبب نیروهای ناشی از تراکم پذیری خواهد بود.

۱-۱-۱ نیروهای اندازه حرکت

با مراجعه به شکل (۱-۲) و با به کار بردن قوانین حرکت نیوتن برای حجم کنترل در ورود و خروج سیال، که به ترتیب حالت ۱ و حالت ۲ معرفی شده اند، نیرویی که توسط جسم وارد می شود ستاسب با نرخ تغییر اندازه حرکت سیال است. نرخ تغییر اندازه حرکت، برابر با حاصل ضرب جرم سیال در شتاب آن است. به هر صورت، ساده تر آن است، که دبی جرمی سیال، هنگامی که سیال از یک مکان به مکان دیگر جریان دارد، در نظر گرفته شود. در چنین حالتی نرخ تغییر اندازه حرکت برابر حاصل ضرب دبی جرمی در تغییر سرعت سیال است، به عبارت دیگر، در مکانیک جسم جامد، قانون دوم نیوتن درباره حرکت، برابر است با:

$$\text{نیرو} = (\text{جرم}) \times (\text{شتاب})$$


شکل ۱-۲ خواص سیال قابل اجرا در مرز حجم کنترل، برای جریان سیال روی یک جسم جامد

در علم گرما - سیالات، به این صورت تبدیل می شود:

(تغییر سرعت) \times (دبی جرمی) = نیرو

برای شرایط جریان پایدار، دبی جرمی سیال \dot{m} ، که به حجم کنترل وارد می شود، برابر با: دبی جرمی سیالی است که حجم کنترل را ترک می کند. اگر مرزهای AB و CD از حجم کنترل، خطوط جریان باشند هیچ جریانی از روی آنها نخواهد گذشت، بنابراین تغییر در سرعت سیال، که باید در نظر گرفته شود، برابر سرعت متوسط سیالی است که مرز را ترک می کند، منهای سرعت متوسط سیالی که به مرز DA وارد می شود. به هر حال، سرعت همانند نیرو و اندازه حرکت یک کمیت برداری است، در نتیجه جهت آن باید در نظر گرفته شود. در شکل (۱۰-۲) سرعت در ورود، C_1 ، در همان جهتی است که سرعت در خروج، C_2 ، می باشد. این امکان وجود دارد که یک نیرو، حتی اگر سرعتهای ورودی و خروجی یکسان باشند، نیز ایجاد شود، به شرط این که آنها در جهتهای مختلف باشند. این موقعیت هنگامی پدید می آید که سیالی بر روی یک پره منحنی شکل در ماشینهای دارای روتور دوار، عبور می کند. اگر جهتهای x ، y و z معرفی شوند، نیروی ناشی از نرخ تغییر اندازه حرکت در جهت x ، F_{Mx} به صورت زیر داده می شود:

$$F_{Mx} = (\dot{m}(C_2 - C_1))_x$$

زیرنویس x در سمت راست معادله، تأکید می کند که تنها مؤلفه های سرعت سیال در ورود و خروج در جهت x ، باید در نظر گرفته شوند. این نیرویی است که توسط جسم به سیال وارد می شود، از قانون سوم نیوتن، حرکت نیرویی که توسط سیال بر جسم در جهت x وارد می شود، برابر است با:

$$F_{Mx} = (\dot{m}(C_1 - C_2))_x \quad (10-1)$$

نیروی اندازه حرکت، که توسط سیال بر جسم در جهتهای y و z ، وارد می شود، به

ترتیب به صورت زیر داده می شود:

$$F_{My} = (\dot{m}(C_1 - C_2))_y \quad (10-2)$$

$$F_{Mz} = (\dot{m}(C_1 - C_2))_z \quad (10-3)$$

زیرنویسهای y و z در سمت راست معادله اشاره می کنند که تنها مؤلفه های سرعت سیال در ورود و خروج در جهت های y و z به ترتیب باید در معادلات (۱۰-۲) و (۱۰-۳) در نظر گرفته شوند. در حقیقت در شکل (۱۰-۲)، C_1 و C_2 هر دو تنها در جهت x رسم می شوند، بنابراین F_{Mz} و F_{My} در این حالت صفر خواهند بود.

۱۰-۱-۲ نیروهای فشاری

نیروهای ناشی از نرخ تغییر اندازه حرکت، تنها نیروهای اعمال شده نیستند. اگر فشار ایستایی سیال در ورود به حجم کنترل با خروج از آن برابر نباشد، نیروی فشاری را نتیجه خواهد داد. مجدداً این نیروی فشاری به جهت، وابسته خواهد بود و لازم است تا مؤلفه های x ، y ، z در نظر گرفته شود. همان طور که در فصل دوم ذکر شد و مطابق شکل (۱۰-۲)، فشارها رسم شده اند تا سیال را در محل، در این حالت در حجم کنترل، نگاه دارند. نیروی ناشی از فشار، نیرویی است که به طور مؤثری توسط سیال خارج از حجم کنترل به سیال داخل حجم کنترل، وارد می شود. مرزهای AB و CD خطوط جریانی هستند، بدون آن که جریانی از آنها بگذرد. هر گونه نیروهای فشاری که بر روی آن قسمت از مرز (مرزهای AB و CD) عمل می کنند، عمود بر جهت جریان هستند و هنگامی که در جهت جریان قرار گیرند، صفر می شوند. همین نتیجه برای مرزهای حجم کنترل در جهت y به کار می رود، که در شکل (۱۰-۲) نشان داده شده است، اما اگر فرض شود که فشار استاتیکی متوسط p_1 بر روی مرز DA در مساحت مقطع عرضی $(A_{xs})_1$ با فشار استاتیکی متوسط p_2 بر روی مرز BC در مساحت مقطع عرضی $(A_{xs})_2$ ، برابر نباشد، نیروی ناشی از فشار که توسط سیال بر روی جسم در جهت x وارد می شود، برابر است با:

$$F_{Px} = \Sigma(p(A_{xs}))_x$$

$$\therefore F_{Px} = (p_1(A_{xs})_1 - p_2(A_{xs})_2)_x \quad (10-4)$$

در این جا p_2 منفی است، زیرا جهت آن مخالف جهت x است. مجدداً زیرنویس به این معناست که تنها مؤلفه های p_1 و p_2 در جهت x ، باید مورد استفاده قرار گیرند. در جهت های y و z ،

نیروی که از سیال بر روی جسم به علت فشار سیال، وارد می شود به ترتیب F_{pz} ، F_{py} ، برابر است با:

$$F_{py} = \Sigma(p(A_{xs}))_y \quad (10-5)$$

$$F_{pz} = \Sigma(p(A_{xs}))_z \quad (10-6)$$

در شکل (۱۰-۲)، p_x و p_y کاملاً در جهت x هستند. بنابراین، هیچ نیرویی به علت فشار، در جهت های y و z وجود نخواهد داشت و F_{py} و F_{pz} صفر خواهند بود.

نیروی ناشی از اختلاف فشارها در سیال، نیاز به بررسی دقیق دارد. در بعضی کاربردها، تطبیق: موقعی که یک فواره سیال به صفحه ای در جو برخورد می کند، در این حال فواره ممکن است در کلیه نقاط در داخل حجم کنترل دارای فشار جو باشد. از آن جایی که فشار سیال خارج حجم کنترل نیز برابر فشار جو است، نیروی فشاری وارد شده، صفر است. در ماشینهای سیالاتی تطبیق توربین روتوری شکل (۸-۲۰)، که سیال در معرض جو قرار ندارد، اگر چه فشار استاتیکی در جهت حرکت سیال تغییر می کند، نیرو در جهت گردش اعمال می شود. در هر شعاع داده شده، فشار استاتیکی یکسان خواهد بود و سهم آن در نیروی کلی، که بر روی محور وارد می شود، صفر خواهد بود. در جریان اطراف یک زانویی در یک لوله، تغییرات در فشار استاتیکی، مهم است و باید در نظر گرفته شود، به علت این که جو، فشاری به مرز وارد می کند و این فشار استاتیکی است، که سبب ایجاد نیرو می شود. همه این نکات در مثالهای زیر توضیح داده می شود.

۱۰-۱-۳ نیروهای جسم (نیروهای ناشی از وزن سیال)

در بسیاری از کاربردها، نیروهایی را که سیال به سبب وزن خود بر جسم وارد می کند، نیروهای جسمی نامند، که به سادگی با حاصل ضرب، جرم سیال موجود، در حجم کنترل، در شتاب ناشی از جاذبه، به دست می آیند، بنابراین در جهت های x ، y و z شکل (۱۰-۲)، نیروهای جسمی F_{Rx} ، F_{Ry} و F_{Rz} به ترتیب برابرند با:

$$F_{Rx} = (mg)_x \quad (10-7)$$

$$F_{Ry} = (mg)_y \quad (10-8)$$

$$F_{Bz} = (mg)_z \quad (۱۰-۹)$$

البته در شکل (۱۰-۲)، وزن سیال در حجم کنترل به صورت عمودی به سمت پایین عمل می کند. بدین ترتیب F_{Bx} ، F_{By} برابر با صفر و F_{Bz} منفی خواهد بود، زیرا در جهت مخالف Z است. در بسیاری کاربردها، مانند: جریان سیال در یک لوله قائم، نیروهای جسمی فقط در نیروی برآیند وارده بر لوله، در جهت عمودی، مؤثر هستند.

نیروی کلی وارد شده توسط سیال بر روی جسم در هر جهت F_x ، F_y و F_z به ترتیب به صورت زیر داده می شود:

$$F_x = F_{Mx} + F_{Px} + F_{Bx} \quad (۱۰-۱۰)$$

$$F_y = F_{My} + F_{Py} + F_{By} \quad (۱۰-۱۱)$$

$$F_z = F_{Mz} + F_{Bz} + F_{Bz} \quad (۱۰-۱۲)$$

نیروی برآیند برابر است با:

$$F = (F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)^{1/2} \quad (۱۰-۱۳)$$

معادله (۱۰-۱۳) در حقیقت *SFME* است، اما فقط می تواند بعد از معادلات (۱۰-۱) تا

(۱۰-۱۲) که برای هر جریان داده شده مورد استفاده قرار می گیرد، به کار رود.

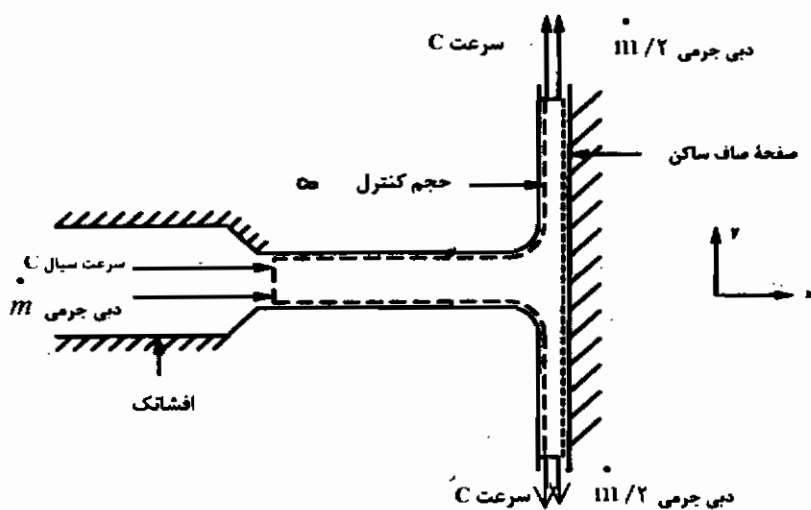
۲-۱۰ انرژی جنبشی و ضریب تصحیح اندازه حرکت

برای به دست آوردن *SFME*، از سرعت متوسط سیال در ورود به حجم کنترل یا خروج از آن، استفاده می شود در عمل، سرعت در هر مجرای لوله، از حداکثر مقدر خود در مرکز، به صفر در جداره سطح، تغییر می کند. نمایه سرعت حتی در جو ممکن است یکنواخت نباشد. ضرایب تصحیح انرژی جنبشی و اندازه حرکت، ممکن است برای توجیه این تغییر در سرعت، همچنین برای عبارت مربوط به انرژی جنبشی و اندازه حرکت به کار برده شود. ضریب تصحیح انرژی جنبشی معمولاً با علامت α ، و ضریب تصحیح اندازه حرکت با علامت β ، نشان داده می شود. مقادیر α و β را می توان در کتابهای استاندارد و مرجع پیدا کرد، ضمن این که آنها می توانند دارای اهمیت کمی باشند، در جریانهای ثابت و مستمر فقط در حد چند درصد هستند و زیاد مورد توجه قرار نمی گیرند.

۱۰-۳ کاربردهای SFME

۱۰-۳-۱ برخورد فواره به صفحه مسطح عمودی

ابتدا حالت ساده یک فواره افقی از سیال تراکم ناپذیر با چگالی ρ ، را در نظر بگیرید، که به یک صفحه صاف دایروی ساکن برخورد می کند. مرکز صفحه عمود بر جهت جریان فواره است. سیال از یک افشانک، با قطر D و با سرعت C به جو تخلیه می شود و به صفحه ساکن قائم برخورد می کند، مطابق شکل (۱۰-۳) صفحه با فاصله کمی دور از افشانک نگه داشته شده است. سیال ضمن برخورد به صفحه، در جهت شعاعی به سمت بیرون پراکنده می شود. به دلیل متقارن بودن حرکت سیال از صفحه، تنها لازم است سیال را در دو بعد بررسی نمود. اگر شکل (۱۰-۳) یک دید از صفحه باشد، جهت های x و y را در نظر بگیرید. در این جا دبی جرمی اولیه سیال از افشانک \dot{m} است. بعد از برخورد با صفحه، نصف جریان سیال در جهت مثبت y و نیم دیگر آن در جهت منفی y خارج می شود. در ابتدا، این یک فرض معقول است که سیال صفحه را با همان سرعت C ترک خواهد کرد، که افشانک را ترک می کند. حجم کنترل به گونه ای رسم می شود، تا همه نیروهایی را که ممکن است عمل کنند، شامل شود.



شکل ۱۰-۳ دید دو بعدی سطح حجم کنترل، برای یک فواره به شکل افقی که، به یک صفحه ساکن عمود برخورد می کند.

ابتدا نیروهای اندازه حرکت را در نظر بگیرید. در جهت x ، معادله (۱۰-۱) قابل اجراست. سرعت اولیه سیال در جهت x مقدار C است. در خروج، تمام سیال در جهت y خارج می گردد، بنابراین سرعت خروجی در جهت x ، برابر با $C \cos 90^\circ$ خواهد بود، که برابر صفر است. در این حالت خاص، دبی جرمی سیالی که به حجم کنترل وارد می شود \dot{m} ، است، اما توسط این صفحه به نصف تقسیم می گردد. و از دو نقطه خارج می گردد، که باید جداگانه در نظر گرفته شوند. معادله (۱۰-۱) برابر است با:

$$F_{M_x} = \dot{m}C - (0/\dot{m}C \cos 90^\circ + 0/\dot{m}C \cos 90^\circ) = \dot{m}C$$

در جهت y ، معادله (۱۰-۲) قابل اجراست. در ورود به حجم کنترل، سرعت سیال کاملاً در جهت x است، بنابراین مؤلفه آن در جهت y برابر $C \cos 90^\circ$ است، که مجدداً صفر می شود. در خروج نصف سیال در جهت مثبت، اما نیمه دیگر در جهت منفی ظاهر می گردد. معادله (۱۰-۲) برابر می شود با:

$$F_{M_y} = \dot{m}C \cos 90^\circ - (0/\dot{m}C + 0/\dot{m}(-C)) = 0$$

به عبارت دیگر، نیروی اندازه حرکت در جهت y وجود ندارد، زیرا جریان متقارن است. اینک، نیروهای فشاری را در نظر بگیرید. سیال، افشانک را به سمت جو ترک می کند، زیرا سیال به صورت فواره فشرده است، لذا منطقی به نظر می رسد که فشار آن را در همه جا تقریباً ثابت و برابر فشار جو فرض نمود. از آن جاییکه فشارجو و فشار سیال یکی است، نیروی ناشی از فشار بر روی حجم کنترل، صفر خواهد شد، بنابراین:

$$F_{p_x} = F_{p_y} = 0$$

سرانجام نیروهای جسمی (وزنی) را در نظر بگیرید. وزن سیال در حجم کنترل به صورت قائم و به سمت پایین در جهت منفی z عمل خواهد کرد، اما فقط جهت‌های x و y در شکل (۱۰-۳) در نظر گرفته می شوند، که یک دید صفحه ای از فواره است، بنابراین در این حالت نیروهای جسمی صفر هستند، به این ترتیب داریم:

$$F_{H_x} = F_{H_y} = 0$$

معادلات (۱۰-۱۰) و (۱۰-۱۱) نیروهای خالص F_x و F_y در جهت‌های x و y را، به ترتیب

نشان می دهند:

$$F_x = F_{Mx} + F_{Px} + F_{Hx} = \dot{m}C + 0 + 0 = \dot{m}C$$

$$F_y = F_{My} + F_{Py} + F_{By} = 0 + 0 + 0 = 0$$

برآیند نیروی F از معادله (۱۰-۱۳) برابر است با :

$$F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} = \dot{m}C \quad (10-14)$$

که این نیرو در جهت x است. دبی جرمی سیال را می توان با استفاده از معادله پیوستگی که برای شیپوره به کار می رود ، مشخص نمود . (معادله ۳-۸).

تحلیل بالا تا حدی ساده شده است . در واقع ، هنگامی که سیال به صفحه اصابت می کند ، به احتمال زیاد ، نمی تواند به طور آرام در جهت شعاعی به سمت بیرون جریان پیدا کند . در مقابل ، (عملاً) بخشی از سیال از پشت صفحه به داخل فواره برگشت می کند و جریان را آشفته می سازد . زمانی که سیال بر روی صفحه ، جریان دارد ، یک نیروی اصطکاکی بازدارنده را تجربه می کند ، بنابراین سرعت سیال در خروج از حجم کنترل ، کمتر از سرعت سیالی است که افشانک را ترک می کند . باز هم ، زمانی که سیال از روی صفحه عبور می کند ، جریان سه بعدی خواهد بود و نیروهای جسمی ممکن است جریان جرمی سیالی را ، که بالای صفحه در مقایسه با پایین صفحه ، ترک می کند ، تغییر دهند . سرانجام یقیناً فاصله صفحه از افشانک نیرویی را که بر آن وارد می شود ، تحت تأثیر قرار می دهد . هنگامی که سیال از افشانک به جو تخلیه می شود ، تنشهای برشی میان فواره متحرک و جو ساکن ، ایجاد می شوند . از آنجایی که سیال در مرز ثابتی قرار ندارد ، از نظر شکلی منبسط می شود و هوا را به داخل خود می کشد . سرعت فواره با افزایش سطح مقطع ، کاهش می یابد . ابتدا ، اندازه حرکت سیال - شامل هوایی که وارد می شود - تقریباً ثابت است ، اما در نهایت نیروهای وزن سیال به حدی می رسند ، که فواره را از مسیر افقی آن منحرف می سازند .

اگر صفحه ، تا حد کافی به فواره نزدیک نگه داشته شود - نه خیلی نزدیک - از تمام اثرات نیرو ، که در بالا توضیح داده شد صرف نظر می شود و نیروی اعمال شده را می توان با استفاده از معادله (۱۰-۱۴) و با دقت قابل قبولی ، پیش بینی کرد .

مثال ۱۰-۱

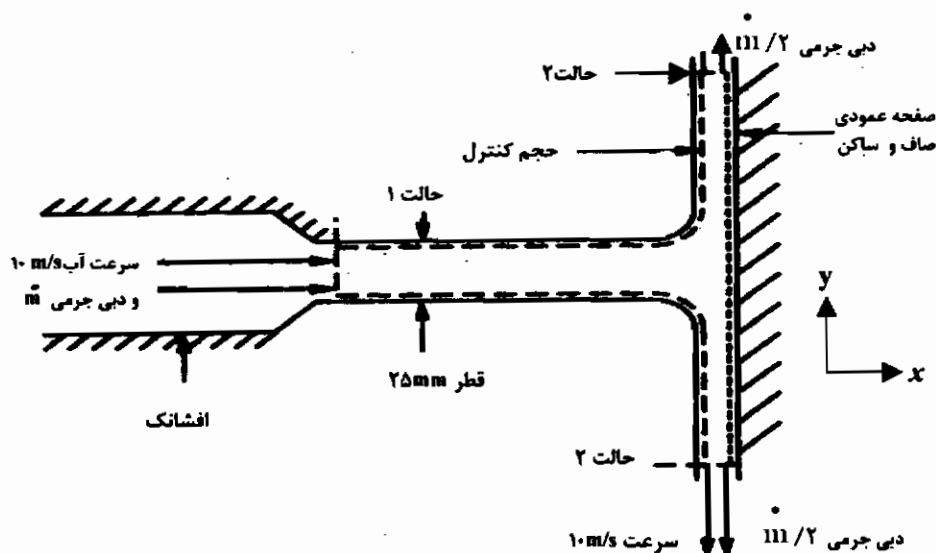
فواره آبی، با چگالی 1000 kg/m^3 ، از یک افشانک به قطر 25 mm با سرعتی برابر 10 m/s ، به صورت افقی به داخل جو تخلیه می شود. فواره به یک صفحه صاف دایروی برخورد می کند و مرکز آن - صفحه - به صورت قائم در برابر سیال قرار می گیرد. نیروی وارد بر صفحه مطابق شکل (۱۰-۴) چقدر است؟

اگر این صفحه مسطح با سرعتی برابر 2 m/s ، هم جهت با فواره در حال حرکت باشد، در این حالت نیروی وارد بر صفحه را محاسبه کنید این صفحه با صفحه دیگری، که سوراخی به قطر 10 mm در مرکزش دارد، جایگزین می شود، نیروی وارد بر صفحه، اگر ساکن نگاه داشته شود، چقدر است؟ (شکل ۱۰-۵)

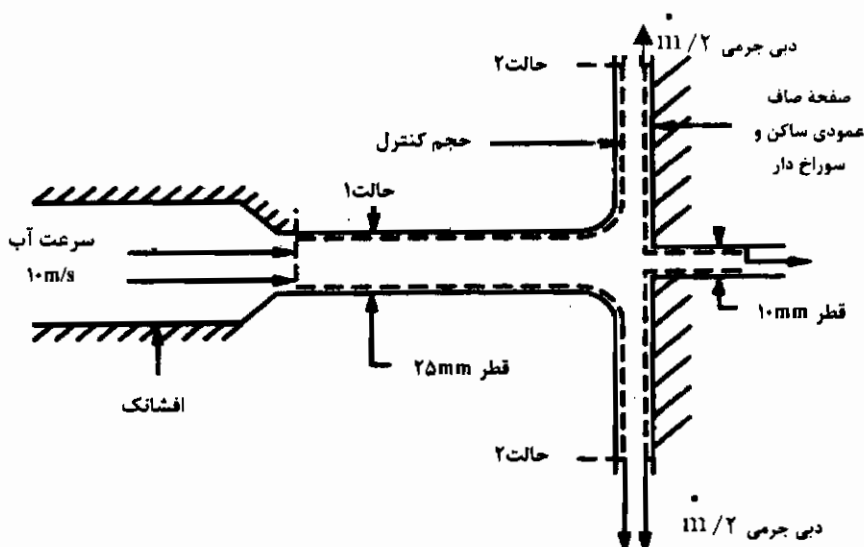
حل

دبی جرمی آب $\{\dot{m}\}_w$ را می توان با استفاده از معادله پیوستگی تعیین کرد (معادله ۳-۸):

$$\{\dot{m}\}_w = A_{cs} \{\rho C\}_w = 0.0025\pi D^2 \{\rho C\}_w = 0.0025\pi \times 0.025^2 \times 1000 \times 10 = 4.91 \text{ kg/s}$$



شکل ۱۰-۴؛ مثال ۱۰-۱ دید دو بعدی حجم کنترل برای یک فواره افقی آب، که به یک صفحه ساکن عمودی برخورد می کند.



شکل ۵-۱۰؛ مثال ۱-۱۰ دید دو بعدی حجم کنترل، برای یک فواره افقی آب، که به صفحه ساکن عمودی سوراخ دار برخورد می کند.

معادله (۱۰-۱۴) نیروی برآیند F در جهت x را به این صورت می دهد:

$$F = \{\dot{m}C\}_w = 4/91 \times 10 = 49/1 \text{ N}$$

زمانی که صفحه در حال دور شدن از فواره، با سرعت نسبی 2 m/s ، است این نیرو را تأمین می کند. به شرط به کارگیری سرعت نسبی آب $\{C'\}_w$ ، از معادلاتی شبیه به آنچه در بالا گفته شد، می توان استفاده کرد:

$$\{C'\}_w = 10 - 2 = 8 \text{ m/s}$$

دبی جرمی نسبی، با استفاده از معادله (۸-۳) - معادله پیوستگی - برابر است با:

$$\{\dot{m}'\}_w = 0/25 \pi D^2 \{\rho C'\}_w = 0/25 \pi \times 0/25^2 \times 1000 \times 8 = 3/93 \text{ kg/s}$$

برآیند نیرو، F' ، در جهت x ، هنگامی که صفحه در حال حرکت است، برابر می شود با:

$$F' = \{\dot{m}'C'\}_w = 3/93 \times 8 = 31/4 \text{ N}$$

زمانی که صفحه ساکن است، اما در مرکز سوراخی دارد، فقط جریان جرمی سیال، که به صفحه برخورد می کند، به این نیرو مربوط می شود و جریان جرمی، که از میان سوراخ

عبور می کند، هیچ نیرویی وارد نخواهد کرد. اگر قطر فواره D و قطر سوراخ D'' باشد جریان جرمی آب، که به صفحه برخورد می کند $\{\dot{m}''\}_w$ با استفاده از معادله (۳-۸) یعنی معادله پیوستگی، به صورت زیر داده می شود:

$$\{\dot{m}''\}_w = 0.785\pi(D'' - D'')^2 \rho C \{v\}_w = 0.785\pi(0.025' - 0.01')^2 \times 1000 \times 10$$

$$\therefore \{\dot{m}''\}_w = 4/12 \text{ kg/s}$$

اکنون، نیروی برآیند در جهت x وارد بر صفحه F'' ، با استفاده از معادله (۱۴-۱۰) به صورت زیر است:

$$F'' = \{\dot{m}'' C\}_w = 4/12 \times 10 = 41/2 \text{ N}$$

اگر صفحه سوراخ دار، در همان جهت فواره در حال حرکت باشد، باید از سرعتهای نسبی استفاده می شود و به دنبال آن نیروی وارد بر صفحه کاهش پیدا می کند.

۲-۳-۱۰ برخورد فواره به صفحه زاویه دار

در این حالت، مانند ماشینهای آبی، صفحه ممکن است مسطح یا منحنی شکل باشد. حالت ساده ای در نظر بگیرید، که در آن یک فواره سیال با چگالی ρ و سرعت C ، از یک افشانک با قطر D به جو ریخته می شود. این سیال به یک صفحه منحنی ساکن به صورت مماس برخورد می کند و جهت آن به اندازه زاویه θ تغییر می نماید. سیال، مطابق شکل (۴-۱۰)، صفحه و افشانک را با سرعت C ترک می کند.

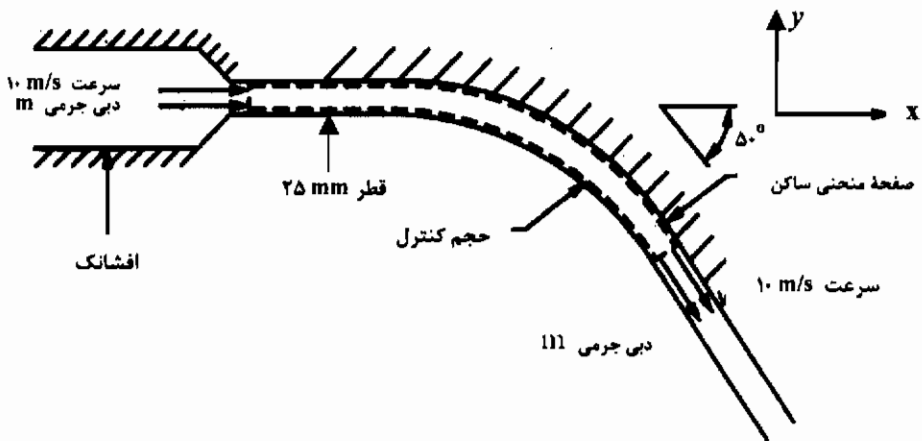
برای سادگی و به منظور نادیده گرفتن نیروهای جسمی، در نظر بگیرید که آب تحت این زاویه در صفحه ای افقی تغییر جهت دهد. شکل (۶-۱۰) حجم کنترلی را نشان می دهد، که تمام نیروهای مورد نظر را شامل می شود و تطبیق سیالی است که به یک صفحه مسطح قائم بر جریان برخورد می کند. در این جا دید از صفحه ای است که در آن سیال فقط به صورت افقی در جهت های x و y حرکت می کند. ابتدا نیروهای اندازه حرکت را در نظر بگیرید؛ سرعت اولیه سیال C کاملاً در جهت y است. سرعت نهایی C می تواند در هر دو جهت x و y تجزیه شود. بنابراین، اگر دبی جرمی سیال \dot{m} باشد، نیروی اندازه حرکت در جهت x ، برابر F_{Ax} خواهد بود. در نتیجه معادله (۱-۱۰) برابر است با:

$$F_{Ax} = \dot{m}(C - C \cos \theta)$$

در جهت y ، نیروی اندازه حرکت F_{My} با استفاده از معادله (۲-۱۰) به این صورت داده می شود:

$$F_{My} = \dot{m}(0 - (-C \sin \theta)) = \dot{m}C \sin \theta$$

توجه کنید، از آن جا که مؤلفه تجزیه شده C ، در جهت منفی y است، از این رو سرعت نهایی، منفی است.



شکل ۶-۱۰ دید دو بعدی حجم کنترل، برای یک فواره افقی که به یک سطح منحنی شکل ساکن، در یک صفحه افقی برخورد می کند.

به همان دلایلی که برای یک فواره برخورد کننده به یک صفحه مسطح که قائم بر جریان نگاه داشته شده است، تشریح شد نیروهای فشاری و جسمی صفر می باشند؛ بنابراین، نیروی کلی در جهتهای x و y ، F_x و F_y به ترتیب برابر است با:

$$F_x = F_{Mx} + F_{Px} + F_{Bx} = \dot{m}(C - C \cos \theta)$$

$$F_y = F_{My} + F_{Py} + F_{By} = \dot{m}C \sin \theta$$

نیروی برآیند وارد بر صفحه، با استفاده از معادله (۱۳-۱۰) می شود:

$$F = \left(F_x^2 + F_y^2 \right)^{1/2} = \dot{m}C \left((1 - \cos \theta)^2 + (\sin \theta)^2 \right)^{1/2}$$

$$\therefore F = \dot{m}C(2 - 2\cos \theta)^{1/2} \quad (10-15)$$

اگر نیروی برآیند در یک زاویه θ' نسبت به جهت x باشد، این زاویه به این صورت داده می شود:

$$\tan \theta' = \frac{F_v}{F_x} = \frac{\sin \theta}{1 - \cos \theta} \quad (10-16)$$

همانند گذشته، این یک تحلیل ساده شده، است (به همان دلایل بحث شده برای فواره ای که به یک صفحه قائم برخورد می کند). بعلاوه، به سختی می توان سیالی را پیدا کرد که به صورت مماس بر صفحه برخورد کند.

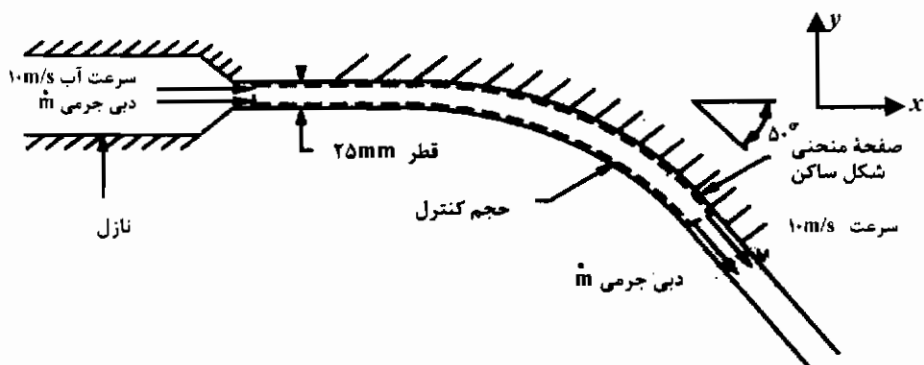
مثال ۲-۱۰

یک فواره آب به شکل افقی، با چگالی 1000 kg/m^3 ، از یک افشانک به قطر 25 mm ، با سرعتی برابر 10 m/s به داخل جو می ریزد.

این فواره به صورت مماس به یک صفحه منحنی ساکن برخورد می کند، که آن را با زاویه 50° در صفحه افقی می چرخاند. آب صفحه را با سرعت 10 m/s ترک می کند. نیروی وارد بر صفحه چقدر است (شکل ۷-۱۰)؟

اگر صفحه را به شکل دیگری تصور کنید، به طوری که آب را با زاویه 150° بچرخاند، نیروی وارد بر صفحه را محاسبه کنید.

اگر صفحه با زاویه 150° ، طوری قرار گیرد که با سرعت 2 m/s در همان جهتی، که فواره از افشانک خارج می گردد، حرکت کند، در صد کاهش در نیروی وارد شده بر صفحه چقدر است؟



شکل ۷-۱۰: مثال ۲-۱۰ صفحه دو بعدی حجم کنترل، برای یک فواره افقی که به یک صفحه منحنی شکل و ساکن با زاویه ۵۰ درجه در صفحه افقی، برخورد می کند.

حل

دبی جرمی آب $\{\dot{m}\}_w$ که افشانک را ترک می کند را می توان با به کار بردن معادله (۸-۳) از معادله پیوستگی تعیین نمود.

$$\{\dot{m}\}_w = A_{x1} \{\rho C\}_w = 0.025\pi D^2 \{\rho C\}_w = 0.025\pi \times 0.025^2 \times 1000 \times 10 = 4/91 \text{ kg/s}$$

نیروی برآیند وارد بر صفحه، توسط معادله (۱۰-۱۵) می شود:

$$F = \{\dot{m}C\}_w (2 - 2\cos\theta)^{1/2} = 4/91 \times 10 \times 2(2 - 2\cos 50^\circ)^{1/2} = 41/5 \text{ N}$$

جهت زاویه ای آن نسبت به جهت x ، θ' با استفاده از معادله (۱۰-۱۶) به دست می آید:

$$\theta' = \tan^{-1} \frac{\sin 50^\circ}{1 - \cos 50^\circ} = 65^\circ$$

هنگامی که به آب با یک زاویه بزرگتر تغییر جهت داده می شود، دیگر نیازی به تغییر معادلات نیست، زیرا علامتها خودشان را در توابع مثلثاتی حفظ خواهند کرد. همه شرایط یکسان است، به جز θ' که 150° است، بنابراین، نیروی برآیند F'' با استفاده از معادله (۱۰-۱۵) می شود:

$$F'' = 4/91 \times 10 \times (2 - 2\cos 150^\circ)^{1/2} = 94/9 \text{ N}$$

جهت زاویه نسبت به جهت x ، θ'' با استفاده از معادله (۱۰-۱۶) برابر است با:

$$\theta'' = \tan^{-1} \frac{\sin 15^\circ}{1 - \cos 15^\circ} = 15^\circ$$

اگر صفحه، با سرعت 2 m/s در همان جهت فواره حرکت کند، از سرعت‌های نسبی باید استفاده کرد. سرعت نسبی آب برابر است با:

$$\{C'\}_w = 10 - 2 = 8 \text{ m/s}$$

دبی جرمی نسبی $\{\dot{m}'\}_w$ ، برابر است با:

$$\{\dot{m}'\}_w = 0.25 \times 1000 \pi \times 0.025^2 \times 8 = 3.93 \text{ kg/s}$$

نیروی برآیند F' می‌شود:

$$F' = 3.93 \times 8 \times (2 - 2 \cos 15^\circ)^{1/2} = 60.7 \text{ N}$$

درصد کاهش در نیرو ($F\%$) وقتی که صفحه در حال حرکت است، به این صورت است:

$$(F\%) = \frac{F - F'}{F} = \frac{94.9 - 60.7}{94.9} = 36\%$$

جهت نیروی برآیند، ثابت باقی می‌ماند.

می‌توان دید که نیرو، زمانی که فواره در جهت حرکت خود برگردانده می‌شود، به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد، در حقیقت، بزرگترین نیرو، از نظر تئوری، هنگامی به دست می‌آید، که زاویه θ برابر 180° است، اما وقتی که سیال صفحه را ترک می‌کند، این احتمال وجود دارد که با سیال ورودی تداخل پیدا کند. ماشینی که توان خروجی تطبیق این را تولید می‌کند «چرخ پلتون» نامیده می‌شود. تحلیل بالا همچنین می‌تواند برای تعیین نیروی وارد بر پره‌ها در ماشینهای باروتور دوار، نظیر: یک توربین دورانی یا کمپرسور، مطابق شکل (۲۰-۸)، استفاده شود. در این جا، چون سیال در فشار جو حرکت می‌کند، از نیروهای فشاری، به این علت که فقط در جهت شعاعی عمل می‌کنند و نیرو در جهت دوران تولید می‌شود، می‌توان صرف نظر کرد. شکل پره‌ها باعث می‌شود تا فشار به شکل عمده‌ای ضمن عبور سیال از میان هر مجموعه پره، تغییر کند و این، مقدار سرعت سیال در خروج را تغییر دهد.

مثال ۳-۱۰

یک فواره آب، به شکل افقی با چگالی 1000 kg/m^3 ، از افشانی به قطر 25 mm ، با سرعتی برابر 10 m/s ، به داخل جو تخلیه می شود. این فواره به یک صفحه مسطح، که در زاویه ای 45° نگه داشته شده است، در نقطه مرکز آن برخورد می کند. صفحه مسطح به عنوان تقسیم کننده جریان، عمل می کند، به طوری که در یک دید صفحه ای دو بعدی، نیمی از جریان به یک سمت صفحه و نیمه دوم آن به سمت دیگر می رود، به عبارت دیگر، مطابق شکل (۸-۱۰)، هر دو در صفحه افقی هستند. نیروی وارد بر این تقسیم کننده جریان، چقدر است؟ در واقع، اگر جریان به شکلی تقسیم شود که یک سوم آن با زاویه ای 135° درجه و دو سوم آن با زاویه 45° ، تغییر جهت دهند، نیروی وارد بر این تقسیم کننده جریان چقدر خواهد بود؟

حل

دبی آب $\{\dot{m}\}_w$ ، که افشانک را ترک می کند، را می توان با به کار بردن معادله (۳-۸) و استفاده از معادله پیوستگی تعیین نمود:

$\{\dot{m}\}_w = A_{\text{ex}} \{\rho C\}_w = 0.025\pi D^2 \{\rho C\}_w = 0.025\pi \times 0.025^2 \times 1000 \times 10 = 4/91 \text{ kg/s}$
مانند مثالهای (۱۰-۱) و (۱۰-۲)، نیروهای فشاری و جسمی، صفر هستند. فرض کنید، حالت ۱ جایی است که آب، افشانک را ترک می کند و حالت ۲ جایی است، که آب صفحه مسطح را در این دو موقعیت، ترک می کند. نیروی اندازه حرکت در جهت x ، یعنی F_{Ax} ، با استفاده از معادله (۱۰-۱)، برابر است با:

$$F_{Ax} = \{\dot{m}(C_x - C_x)\}_w$$

$$\therefore F_{Ax} = 4/91 \times 10 - (4/91 \times 0.5 \times 10 \cos 45 + (-4/91 \times 0.5 \times 10 \cos 45)) = 49/1 \text{ N}$$

در جهت y ، جریان به نصف تقسیم می شود، بنابراین، نیروی اندازه حرکت در جهت y ، یعنی F_{Ay} ، با استفاده از معادله (۱۰-۲) برابر است با:

$$F_{Ay} = \{\dot{m}(C_y - C_y)\}_w$$

$$F_{Ay} = 4/91 \times 10 \cos 90 - (0.5 \times 4/91 \times 10 \cos 45 + (-0.5 \times 4/91 \times 10 \cos 45))$$

$$\therefore F_{Ay} = 0$$

نیروی کلی در جهت x ؛ یعنی F_x با استفاده از معادله (۱۰-۱۰) می شود:

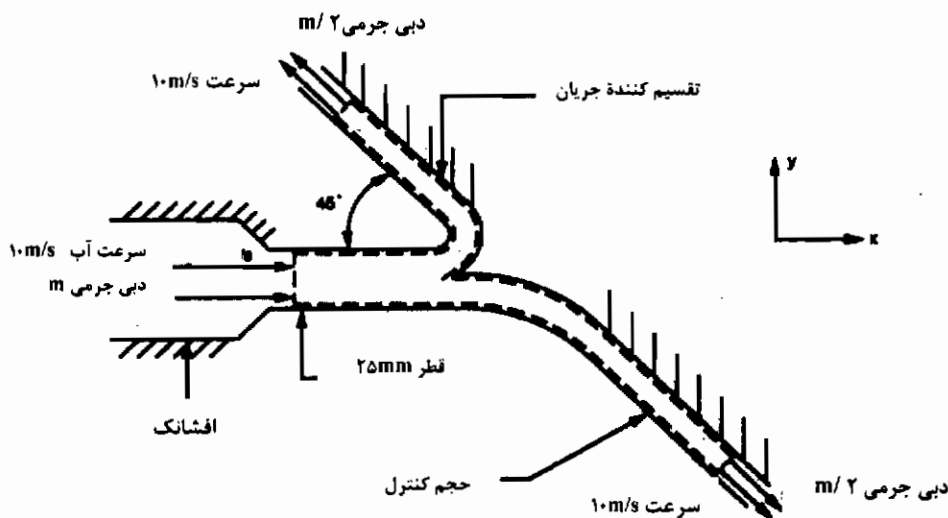
$$F_x = (F_{Mx} + F_{Px} + F_{Bx}) = 49/1 \text{ N}$$

نیروی کلی در جهت y ؛ یعنی F_y با توجه به معادله (۱۰-۱۱) برابر است با:

$$F_y = (F_{My} + F_{Py} + F_{By}) = 0$$

نیروی برآیند F ، از معادله (۱۰-۱۳) به صورت زیر خواهد بود:

$$F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} = 49/1 \text{ N}$$



شکل ۸-۱۰ دید صفحه ای دو بعدی حجم کنترل، برای یک فواره افقی آب، که به یک تقسیم کننده جریان برخورد می کند و جریان آب را به نصف در صفحه ای افقی تقسیم می کند

این برآیند نیرو، در جهت x است. نیروی وارد شده، برابر زمانی است که صفحه به صورت عمود بر جریان نگاه داشته می شود، به عبارت دیگر، نیروی برآیند، از زاویه صفحه مستقل است. این تنها، هنگامی درست است که جریان به صورت مساوی، توسط این جدا کننده جریان، تقسیم شود. هنگامی که یک سوم جریان با زاویه 135° و دوم سوم با 45° تغییر جهت داده می شود، نیروی اندازه حرکت در جهت x ، یعنی F'_{Mx} با استفاده از معادله (۱۰-۱) برابر است با:

$$F'_{Ax} = 4/91 \times 10 - (-49 \times 0/23 \times 10 \cos 45 + 0/67 \times 4/91 \times 10 \cos 45) = 37/3 \text{ N}$$

نیروی اندازه حرکت در جهت x ؛ یعنی F'_{Ax} با توجه به معادله (۱۰-۲) می شود:

$$F'_{Ax} = 0 - (4/91 \times 0/23 \times 10 \cos 45 + (-0/67 \times 4/91 \times 10 \cos 45)) = 11/8 \text{ N}$$

نیروی برآیند F' ، از معادله (۱۰-۱۳) برابر است با:

$$F' = (37/3^2 + 11/8^2)^{1/2} = 39/1 \text{ N}$$

جهت آن در یک زاویه θ' نسبت به جهت x قرار دارد.

$$\theta' = \tan^{-1} \frac{11/8}{37/3} = 17/6^\circ$$

زاویه ای که این نیرو در آن عمل می کند، بستگی به شیوه ای دارد که این تقسیم کننده جریان عمل می کند همچنین بستگی به این دارد و که چه میزانی از آن در یک مسیر و چه مقدار، در مسیر دیگر هدایت می شود.

۳-۱۰-۳ عکس العمل یک فواره

زمانی که سیال از یک دهانه، در بدنه یک مخزن بزرگ خارج می گردد، نیرویی که باعث می شود تا سیال به بیرون تخلیه شود، ناشی از فشار استاتیکی سیال داخل این مخزن است، بنابراین، نیرویی مساوی و مخالف جهت از سیال بر مخزن اعمال می شود، که می تواند توسط SFME پیش بینی شود (شکل ۹-۱۰).

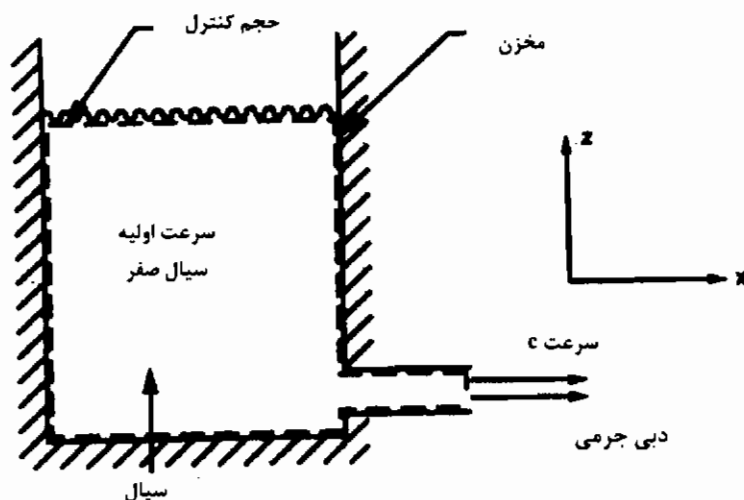
اگر مخزن به اندازه کافی بزرگ باشد و سرعت سیال در داخل مخزن، تقریباً، صفر در نظر گرفته شود و همچنین سرعت فواره C و دبی جرمی آن \dot{m} باشد، نیروی ناشی از اندازه حرکت در جهت x ؛ یعنی F'_{Ax} ، برابر است با:

$$F'_{Ax} = \dot{m}(0 - C) = -\dot{m}C$$

به عبارت دیگر، نیروی اندازه حرکت فواره، که به مخزن وارد می شود، در جهت مخالف x است و چون تمام جریان در جهت x است، از این رو نیروهای اندازه حرکت در جهتهای y و z صفر است. اگر فواره در فشار تقریبی جو باشد، فواره همان فشار اطراف حجم کنترل را خواهد داشت و نیروهای فشاری قابل اعمال نیستند. نیروهای جسمی ناشی از این که فواره به صورت قائم به سمت پایین عمل می کند، نیز کاربردی ندارند. نیروی برآیند F می شود:

$$F = F_x = F_{Mx} = -\dot{m}C$$

(۱۷-۱۰)



شکل ۹-۱۰ حجم کنترل برای یک سیال در حال خارج شدن از یک مخزن

عکس العمل فواره می تواند برای به جلو راندن مخازن مختلفی استفاده شود، برای مثال: یک هواپیما یا کشتی، اگر چه تعیین واقعی این نیرو از معادله (۱۷-۱۰) مقداری پیچیده تر است.

مثال ۴-۱۰

عملکرد یک موتور جت، بر روی یک سکو، در یک آزمایشگاه در حال آزمایش است. هوا از جو به موتور، با سرعت 10 m/s و چگالی $1/25 \text{ kg/m}^3$ ، از سطحی با مساحت 0.7 m^2 وارد می شود. سوخت در هوا با نسبت جرمی هوا به سوخت ۶۰:۱ برای تولید گرما، سوزانده می شود. گازهای احتراقی، موتور را ترک می کنند و به داخل جو با سرعتی برابر 300 m/s (شکل ۱۰-۱۰) تخلیه می شوند. نیروی مورد نیاز برای نگه داشتن موتور به صورت ساکن چقدر

است؟

حل

از آن جا که سیال در جهت x و در فشار جو، به موتور وارد و از آن خارج می گردد، معادله (۱۷-۱۰) را می توان به کار برد. به جز برای جریان سیال که به علت وارد شدن سوخت تغییر می کند و هوا، که دارای یک سرعت اولیه است.

اگر دبی جرمی هوا $\{\dot{m}\}_{air}$ و دبی جرمی سوخت $\{\dot{m}\}_{fuel}$ باشد و سرعت سیال در ورودی و خروجی به ترتیب برابر C_1 و C_2 باشد، معادله (۱۷-۱۰) برای نیروی کلی F می شود:

$$F = \{\dot{m}\}_{air} C_2 - (\{\dot{m}\}_{air} + \{\dot{m}\}_{fuel}) C_1$$

دبی جرمی هوا در ورود $\{\dot{m}\}_{air}$ با استفاده از معادله پیوستگی (۳-۸) به این صورت

داده می شود:

$$\{\dot{m}\}_{air} = A_{cv} \{\rho C_1\}_{air} = 0.6 \times 1.25 \times 10 = 7.5 \text{ kg/s}$$

لذا دبی جرمی سوخت $\{\dot{m}\}_{fuel}$ برابر است با:

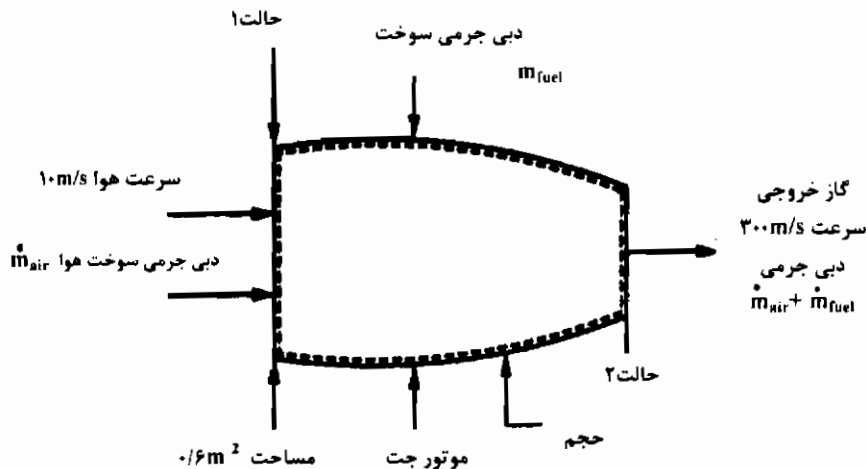
$$\{\dot{m}\}_{fuel} = \frac{\{\dot{m}\}_{air}}{60} = \frac{7.5}{60} = 0.125 \text{ kg/s}$$

نیروی برآیند F برابر است با:

$$F = 7.5 \times 10 - (7.5 + 0.125) \times 300 = -2212.5 \text{ N}$$

این نیرویی است، که در جهت مخالف x ، توسط سیال در جایگاه آزمایش وارد می شود

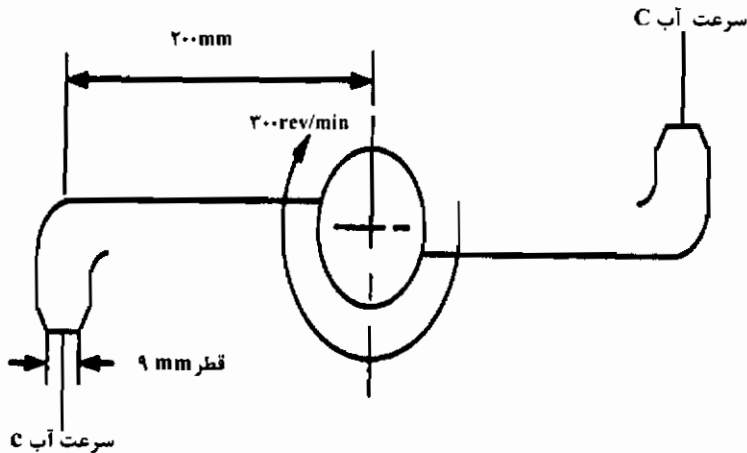
، بنابراین، نیرویی مورد نیاز برای نگه داشتن موتور در سکو برابر 2212.5 N در جهت x است.



شکل ۱۰-۱۰؛ مثال ۱۰-۴ حجم کنترل برای یک موتور جت

مثال ۱۰-۵

یک آب پاش باغبانی مطابق شکل (۱۰-۱۱) دارای دو افشانک خروجی است. آب با چگالی 1000 kg/m^3 و نرخ $1/2 \text{ kg/s}$ وارد پایه این آب پاش می شود. افشانکهای خروجی، هر دو دارای قطر 9 mm هستند. سرعت خروج آب از هر افشانک، هنگامی که سر آب پاش، ساکن نگه داشته می شود، چقدر خواهد بود؟



شکل ۱۱-۱۰: مثال ۵-۱۰ سریک آب پاش

اگر سرآب پاش با سرعت 300 rev/min ، در یک صفحه افقی دوران کند و افشانک‌ها در شعاع 200 mm از محور مرکزی آب پاش قرار گرفته باشند، سرعت آبی که هر افشانک را ترک می کند، نسبت به یک نقطه مرجع ساکن محاسبه کنید.

گشتاوری، که مورد نیاز است تا آب پاش را ساکن نگاه دارد و گشتاور مقاوم را، هنگامی که سرآب پاش با دور 300 rev/min در حال دوران است، تعیین کنید.

سرآب پاش در چه سرعتی باید دوران کند تا برای آن گشتاور مقاومت صفر باشد؟

حل

مساحت مقطع عرضی A_{xs} ، برای هر افشانک به قطر D ، به صورت زیر داده می شود.

$$A_{xs} = 0.785 \pi D^2 = 0.785 \pi (9 \times 10^{-3})^2 = 6.36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

از آن جا که دو افشانک وجود دارد، دبی جرمی هر افشانک $\{\dot{m}'\}_w$ برابر نصف دبی کلی است، که به آب پاش وارد می شود $\{\dot{m}\}_w$. بنابراین:

$$\{\dot{m}'\}_w = 0.5 \{\dot{m}\}_w = 0.5 \times 1/2 = 0.16 \text{ kg/s}$$

سرعت آبی که هر افشانک را ترک می کند $\{C\}_w$ ، زمانی که سرآب پاش ساکن است ، به وسیله معادله پیوستگی معادله (۳-۸) به دست می آید :

$$\{\dot{m}'\}_w = A_{ex} \{\rho C\}_w$$

$$\therefore \{C\}_w = \frac{0.6}{1000 \times 6/36 \times 10^{-5}} = 9/4 \text{ m/s}$$

هنگامی که سرآب پاش با در 300 rev/min در حال چرخش است ، افشانک ها در

شعاع 200 mm ، با سرعتی معادل دوران می کنند ، که به وسیله رابطه زیر داده می شود :

$$C'' = \frac{300 \times 2\pi \times 0.2}{60} = 6/3 \text{ m/s}$$

سرعت آب نسبت به یک نقطه مرجع ساکن $\{C'\}_w$ ، برابر با سرعت نسبی سیال آب و آب پاش است ، بنابراین :

$$\{C'\}_w = \{C\}_w - C'' = 9/4 - 6/3 = 3/1 \text{ m/s}$$

با در نظر گرفتن $SFME$ ، نیروهای فشاری را می توان نادیده گرفت ؛ زیرا فواره آب را به جو تخلیه می کند . از نیروهای جسمی نیز ، می توان صرف نظر کرد ، به این دلیل که فواره در صفحه افقی پخش می گردد . حجم کنترل در این مثال ، تا حدی ، گنج کننده است ، زیرا سرآب پاش می چرخد ، اما شرایط ورودی (حالت ۱) انتهایی هستند که در ورود به پایه آب قرار دارند و شرایط خروجی (حالت ۲) به قسمتی مربوط می شود که آب ، مطابق شکل (۱۲-۱۰) افشانک را ترک می کند .

با در نظر گرفتن جهت مماسی ، نیروی اندازه حرکت F_M ناشی از هر دو افشانک با استفاده از معادله (۱-۱۰) به این صورت داده می شود :

$$F_{M1} = \{\dot{m}(C_1 - C_1')\}_w = \{(\dot{m})\}_w (\{C_1\}_w - \{C_1'\}_w)$$

$$\therefore F_{M1} = 1/2 C_1 \cos 90 - 2 \times 0.6 \times 9/4 = -11/3 \text{ N}$$

علامت منفی نشان می دهد که نیرو در جهت مخالف جریان آب است .

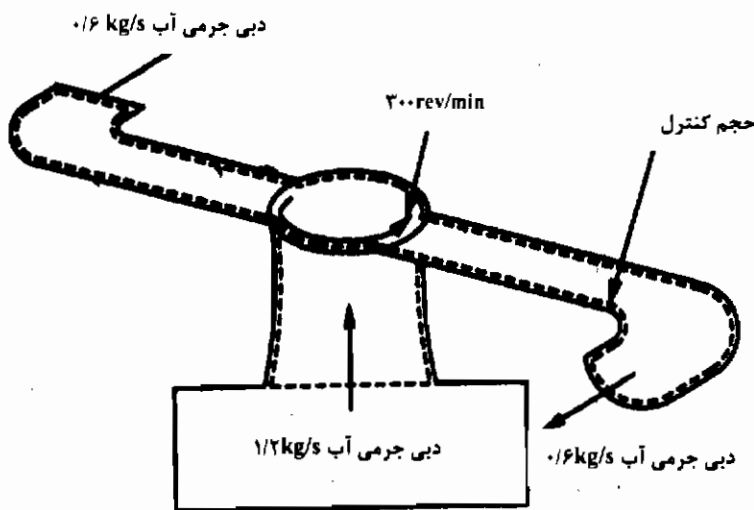
گشتاوری که مورد نیاز است تا سرآب پاش را به صورت ساکن نگه دارد (TQ) ، برابر

است با :

$$TQ = F_M \times 0.2 = -11/3 \times 0.2 = -2/3 \text{ Nm}$$

هنگامی که سرآب پاش در حال دورلن است ، سرعت نسبی آب باید در نظر گرفته شود، گشتاور مقاوم TQ' می شود.

$$TQ' = -2 \times 0.6 \times 3 / 1 \times 0.2 = -0.72 \text{ Nm}$$



شکل ۱۰-۱۲: مثال ۱۰-۱۰ حجم کنترل برای آب در ورودی و خروجی یک پاش باغبانی

برای این که گشتاور مقاوم ، صفر باشد ، آب باید افشانک را با همان سرعتی ترک کند ، که سرآب پاش دوران می کند ، اگر سرآب پاش با سرعت $9/4 \text{ m/s}$ در حال دوران باشد ، این سرعت معادل با یک سرعت دورانی N_{rev} زیر است :

$$N_{rev} = \frac{9/4}{2\pi \times 0.2} = 7.48 \text{ rev/s}$$

این سرعت دورانی است که سرآب پاش طبیعتاً برای دبی داده شده $1/2 \text{ kg/s}$ آب ، اتخاذ می کند .

۴-۳-۱۰ نیرو ، زمانی که سیال از روی یک سطح عبور می کند هر زمان که سیال روی سطحی حرکت کند ، همان گونه که در بخش نهم شرح داده شد ، لایه مرزی تشکیل می دهد . خارج از لایه مرزی ، سیال با سرعت جریان آزاد حرکت می کند و

حضور سطح در آن تأثیری ندارد. در داخل لایه مرزی یک توزیع سرعت در سیال پدید می آید و سبب افزایش تنشهای برشی میان لایه های سیال، که با سرعتهای متفاوت حرکت می کنند، می شود و ایجاد نیروی لزجی، که سیال را کند می کند و در سطح، به عنوان یک نیروی اصطکاکای عمل می کند، می گردد. می توان نیرو را با توجه به فرآیند $SFME$ تحلیل کرد، اما این کار در محدوده این کتاب نیست. نیروهای فشاری و اندازه حرکت، هر دو قابل اجرا هستند و باید ضخامت لایه مرزی انتگرال گیری شود.

۵-۳-۱۰ نیروی وارد بر یک جسم جامد، زمانی که سیال جریان دارد

شکل (۲-۱۰)، جریان پایداری از یک سیال را بر روی یک جسم جامد، نشان می دهد و معادلات (۱-۱۰) تا (۱۳-۱۰)، فرآیند $SFME$ را به منظور تعیین نیروی برآیند تولید شده، توسعه می کنند. در عمل چنین تحلیل ساده ای، صحیح نیست، زیرا سرعت و فشار در خروج از حجم کنترل یکنواخت نیستند. همچنین این اختلاف در توزیع سرعت و فشار جریانهای سیال در بالا و پایین جسم جامد است که نیرو را تعیین می کند، همان طوری که در بخش نهم بحث شد.

۶-۳-۱۰ جریان سیال، داخل یک مجرا یا لوله مستقیم

تحلیل یک بعدی فرآیند $SFME$ ، برای یک لوله مانند یک مجرا است، به شرطی که در حالت دوم (مجرا) از قطر معادل استفاده شود. در عمل جریان در مجراها کمی پیچیده تر است و این به علت اثرات سه بعدی در گوشه هاست.

ابتدا، ساده ترین حالت؛ یعنی جریان پایدار یک سیال را درون لوله ای افقی به مساحت مقطع عرضی A_1 و قطر D ، در نظر بگیرید. در یک حجم کنترل داده شده، سیال در حالت ۱ با سرعت C_1 ، فشار p_1 و چگالی ρ_1 وارد خواهد شد و در حالت ۲ با سرعت C_2 ، فشار p_2 و چگالی ρ_2 خارج می شود، همان طور که در شکل (۱۳-۱۰) نشان داده شده است، از آن جایی که جریان تنها در جهت محوری لوله در نظر گرفته می شود و تمام مقادیر خواص سیال در گذر از مقطع عرضی آن ثابت فرض می شوند. بنابراین نیروی کل، تنها در جهت جریان سیال وجود خواهد داشت، که آن را «جهت x » می نامیم. اگر دبی جرمی سیال \dot{m} باشد، نیروی اندازه حرکت برابر است با:

اگر $\rho_1 = \rho_2$ و لوله دارای قطر ثابت باشد، به طوری که $(A_{1v})_1 = (A_{1v})_2$ برای حفظ جریان پایدار، سرعت سیال نیز باید ثابت بماند. بنابراین نیروی ناشی از اندازه حرکت صفر است، و در معادله (۱۸-۱۰)، نیروی برآیند و در نتیجه نیروی اصطکاک برابر نیروی فشاری است، به عبارت دیگر، برای جریان غیر قابل تراکم سیال در یک خط لوله افقی، نیروی فشاری باید در جهت جریان اعمال شود تا جریان پایدار بماند. این نیروی فشاری خنثی کننده نیروی اصطکاک است که در خلاف جهت جریان اعمال می شود و برابر است با:

$$F = F_x = A_{1v}(p_1 - p_2) \quad (19-10)$$

اگر لوله به اندازه زاویه θ نسبت به افق شیب داده شود، اما جهت هم چنان در راستای محور لوله باقی بماند، معادله (۱۸-۱۰) نیروهای جسمی را به صورت زیر شامل خواهد شد:

$$F_x = \dot{m}(C_1 - C_2) + A_{1v}(p_1 - p_2) \pm mg \sin \theta \quad (20-10)$$

علامت، مثبت است اگر سیال در لوله به سمت پایین حرکت کند و منفی است اگر به سمت بالا حرکت کند.

هنگامی که سیال داخل یک مرز جامد محصور می شود، نظیر جریان سیال در درون یک لوله، ضروری است تا اثر جو روی مرز بیرونی در نظر گرفته شود. انجام این عمل در یک لوله مستقیم ساده است، اما نه در وسایلی که در آنها مقطع عرضی جریان را تغییر می کند. مانند یک افشانک. با این حال، این مسأله را می توان با به کار گرفتن فشارهای نسبی در محاسبات به جای فشارهای مطلق، حل نمود. به این صورت که (مثلاً) اگر لوله به جز هوای ساکن، خالی از هر چیز دیگری باشد، باز هم نیرو بر سطح آن وارد می شود. زمانی که لوله کاملاً از سیالی که درون آن جریان دارد، پر است، نیروی تولید شده توسط جریان سیال موجود در لوله، اعمال می شود و این نیرو بیش از نیرویی است که در لوله خالی ایجاد می شود. (در حقیقت) نیروی ناشی از هوای ساکن توسط نیروی جو، که در خارج از لوله موجود است، خنثی می شود.

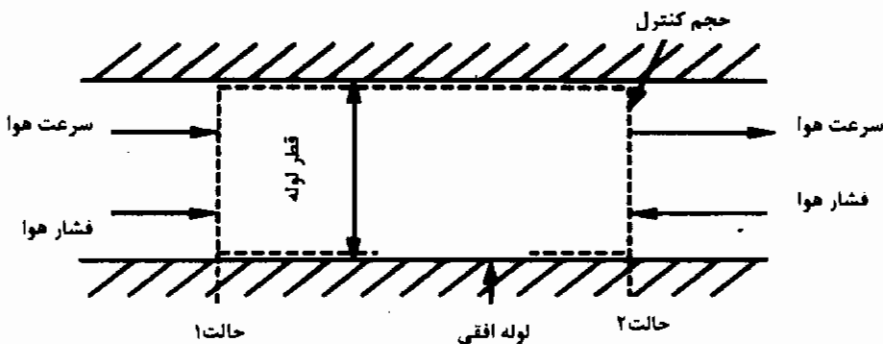
در عمل، برای جریان سیال درون لوله های مستقیم، که قطر ثابت دارند، برای جواب به دست آمده از محاسبات برآیند نیرو، هیچ گونه فرقی نمی کند که از فشارهای استاتیکی مطلق و یا از فشارهای استاتیکی نسبی استفاده شود، زیرا نیروی فشاری برابر با حاصل ضرب اختلاف فشار سیال در ورود و خروج، در مساحت مقطع عرضی آن است. به هر حال در چنین حالتی بهتر است

که همیشه از فشارهای مطلق استفاده شود، اما اگر لوله از یک زانویی بگذرد، یا باعث ایجاد تغییری در مساحت مقطع عرضی جریان شود، فشارهای نسبی باید در رابطه $SFME$ جایگزین شوند. این یکی از موارد استثنا برای معادله (۱-۲) است، که باید از فشارهای مطلق در محاسبات استفاده کرد.

مثال ۱۰-۶

در کارخانه ای، لوله افقی طویل به قطر 50 mm ، برای منتقل کردن هوا به کار می رود. هوا در فشار 200 kPa ، چگالی $2/4\text{ kg/m}^3$ و سرعت 2 m/s وارد این لوله می شود. در انتهای لوله، فشار هوا 110 kPa و سرعت $3/7\text{ m/s}$ است. نیروی اصطکاکی وارد شده توسط لوله، که در جهت مخالف هوا حرکت می کند، چقدر است؟ (شکل ۱۴-۱۰)

در نقطه دیگر کارخانه، لوله ای دیگر با همان قطر برای منتقل کردن آب با چگالی 1000 kg/m^3 استفاده می شود، نیروی اصطکاکی وارد شده توسط لوله، که در جهت مخالف آب حرکت می کند، چقدر خواهد بود، اگر شرایط فشار ورودی و سرعت آب و افت فشار آب در لوله، همان مقادیری باشند که برای هوا ذکر شد. توجه کنید که افت فشار طی مسیر کوتاهتری از لوله رخ می دهد. اگر لوله انتقال آب دارای شیب 5° به سمت بالا باشد، نیروی اصطکاک اعمال شده توسط لوله، که در جهت مخالف آب حرکت می کند چقدر است؟ اگر طول مورد نیاز لوله برای دستیابی به افت فشار، $56/25\text{ m}$ باشد.



شکل ۱۴-۱۰: مثال ۱۰-۶ حجم کنترل برای یک سیال در یک لوله افقی

حل

ورود به لوله را حالت ۱ و خروج از لوله را حالت ۲ در نظر بگیرید .

وقتی که سیال هواست ، تراکم پذیر است لذا سرعت افزایش می یابد. در شرایط جریان پایدار ، دبی جرمی هوا $\{\dot{m}\}_{air}$ تغییر نمی کند و در ورود به لوله ، با استفاده از معادله (۳-۸) ، معادله پیوستگی ، به صورت زیر داده می شود :

$$\{\dot{m}\}_{air} = A_{xs} \{\rho_1 C_1\}_{air} = 0.25\pi \times 0.05^2 \times 2/4 \times 2 = 0.0094 \text{ kg/s}$$

نیروی برآیند وارد بر لوله F' در جهت x ، وقتی که سیال هواست ، توسط معادله (۱۸-۱۰) به این صورت داده می شود .

$$F' = F'_x = \{\dot{m}(C_1 - C_2)\}_{air} + A_{xs} \{p_1 - p_2\}_{air}$$

$$\therefore F' = F'_x = 0.0094(2 - 2/7) + 0.25\pi \times 0.05^2 (2 \times 10^5 - 1/1 \times 10^5) = 176/7 \text{ N}$$

از آنجایی که دبی جرمی هوا نسبتاً کم است ، سهم نیروی اندازه حرکت قابل توجه نیست . ممکن است عجیب به نظر برسد که سرعت هوا وقتی که اصطکاک وجود دارد ، افزایش می یابد . در حقیقت مقادیر خواص سیال توسط بزرگی نسبی سه نیرو ؛ یعنی نیروهای ناشی از اندازه حرکت ، فشار و تراکم پذیری تعیین می شوند ، ارتباط میان آنها پیچیده است .

زمانی که سیال آب و غیر قابل تراکم است ، دبی جرمی $\{\dot{m}\}_w$ با استفاده از معادله پیوستگی معادله (۳-۸) به صورت زیر به دست می آید :

$$\{\dot{m}\}_w = A_{xs} \{\rho C_1\}_w = 0.25\pi \times 0.05^2 \times 1000 \times 2 = 3/93 \text{ kg/s}$$

اگر سیال تراکم ناپذیر باشد ، سرعت ، ثابت باقی خواهد ماند و نیروی اندازه حرکت صفر است ، بنابراین ، به کار بردن معادله (۱۹-۱۰) نیروی برآیند F در جهت x ، به این صورت خواهد بود :

$$F = F_x = A_{xs} \{p_1 - p_2\}_w = 0.25\pi \times 0.05^2 (2 \times 10^5 - 1/1 \times 10^5) = 176/7 \text{ N}$$

این نیرو باید برابر نیروی اصطکاک ، مخالف جریان باشد و مقدار آن برابر با نیرویی است که جریان هوا ایجاد می کند ، زیرا نیروی اندازه حرکت ، در جریان هوا قابل صرف نظر است ؛ با

این حال، این نیرو در فاصله نسبتاً کوتاهی از لوله اتفاق می افتد، زیرا چگالی آب از هوا بسیار سنگینتر است.

وقتی که لوله آب با زاویه شیب 5° به سمت بالا قرار دارد نیروهای جسمی بر نیروی برآیند تاثیر می گذارند. از معادله (۲۰-۱۰) نیروی برآیند به سمت بالا، در طول محور در لوله F ، با استفاده از معادله زیر به دست می آید:

$$F = \{m(C_v - C_v)\}_w + A_{xs}\{p_v - p_v\}_w - \{m\}_w g \sin \theta$$

جرم آب (m) در طول $56/25 \text{ m}$ از لوله، برابر با حاصل ضرب مساحت مقطع عرضی لوله A_{xs} در طول لوله L و در چگالی آب $\{\rho\}_w$ است، بنابراین:

$$m = A_{xs} L \{\rho\}_w = 0.25\pi \times 0.05^2 \times 56/25 \times 1000 = 110/4 \text{ kg}$$

نیروی اصطکاک F برابر است با:

$$F = 176/7 - 110/4 \times 9.81 \sin 5 = 82/3 \text{ N}$$

نیروی برآیند، تا حد قابل توجهی کاهش می یابد، زیرا نیروهای جسمی (در حقیقت سهم انرژی پتانسیل) وقتی که لوله طویل است، دارای اهمیت هستند.

مثال ۷-۱۰

هوا به ترتیب با فشار، سرعت و دمای 100 kPa ، 50 m/s و 290 K داخل یک مجرای افقی، با مساحت مقطع عرضی 0.16 m^2 جریان می یابد. هوا از میان یک تورسیمی صفحه ای شکل یکنواخت، که درون مجرا به صورت عمود در جهت جریان نصب شده است شکل (۱۵-۱۰) می گذرد، فشار هوا پس از عبور از میان این تور صفحه ای شکل به 90 kPa افت می کند، اگر دمای هوا تقریباً ثابت باقی بماند، نیروی وارد شده توسط هوا بر تورسیمی صفحه ای چقدر است؟

حل

اگر شرایط بالادست جریان در حالت ۱ و شرایط پایین دست جریان در حالت ۲ باشند، چگالی هوا بالا دست تورسیمی صفحه ای $\{\rho_v\}_{avr}$ با استفاده از معادله حالت معادله (۶-۱) به این صورت به دست می آید:

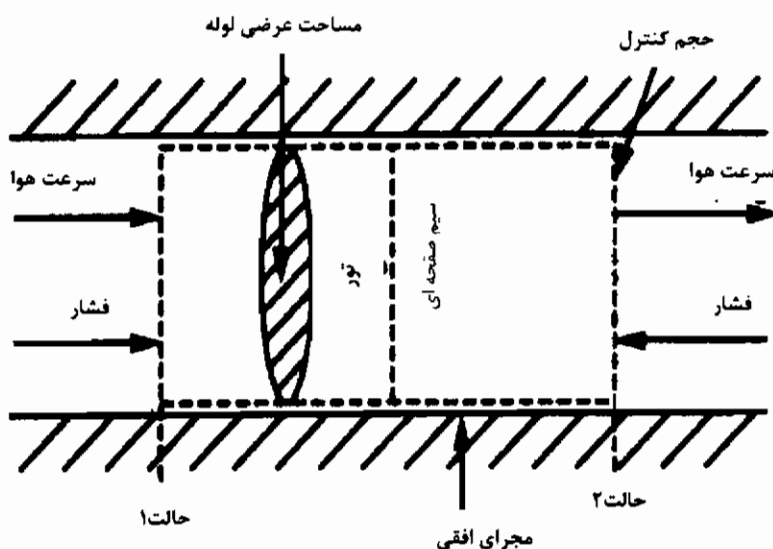
$$\{\rho_v\}_{avr} = \frac{\{p_v\}_{avr}}{\{RT_v\}_{avr}} = \frac{1 \times 10^5}{287 \times 290} = 1/2 \text{ kg/m}^3$$

به طور مشابه، چگالی هوا پایین دست تورسیمی $\{\rho_v\}_{avr}$ ، برابر است با:

$$\{\rho_v\}_{avr} = \frac{\{p_v\}_{avr}}{\{RT_v\}_{avr}} = \frac{0.9 \times 10^5}{287 \times 290} = 1/0.8 \text{ kg/m}^3$$

دبی جرمی پایدار هوا، با توجه به معادله پیوستگی به کار رفته برای شرایط بالا دست جریان داده می شود. معادله (۸-۳) برابر است با:

$$\{\dot{m}\}_{avr} = A_{vs} \{\rho_v C_v\}_{avr} = 0.16 \times 1/2 \times 50 = 9/6 \text{ kg/s}$$



شکل ۱۵-۱۰: مثال ۷-۱۰ حجم کنترل برای جریان هوا از میان یک تورسیمی صفحه ای در یک مجرای افقی

با دانستن دبی جرمی هوا و به کار بردن معادله پیوستگی برای جریان پایین دست تورسیمی، سرعت خروجی $\{C_v\}_{air}$ به این صورت به دست می آید:

$$\{C_v\}_{air} = \frac{\{\dot{m}\}_{air}}{\{\rho_v\}A_{xs}} = \frac{9/6}{1/0.8 \times 0.16} = 55/6 \text{ m/s}$$

در نظر بگیرید که جهت x در امتداد محور مجرا و در جهت حرکت هوا قرار دارد. با در نظر گرفتن رابطه $SFME$ ، تنها نیروهای عمل کننده، نیروهای ناشی از اندازه حرکت در جهت x ، و نیروی فشاری هستند. برآیند نیرو F ، در جهت x با استفاده از رابطه (۱۸-۱۰) به دست می آید:

$$F = F_x = F_{Mx} + F_{px} = \{\dot{m}(C_v - C_v)\}_{air} + A_{xs}\{p_v - p_v\}_{air}$$

$$\therefore F = F_x = 9/6 \times (50 - 55/6) + 0.16 \times 10^5 \times (1 - 0.9) = 1546/2 \text{ N}$$

این نیروی بزرگی است، از این رو باید توجه کرد که تورسیمی صفحه ای، کاملاً محکم باشد که پاره و یا از محل نصب آن در داخل مجرا، کنده نشود.

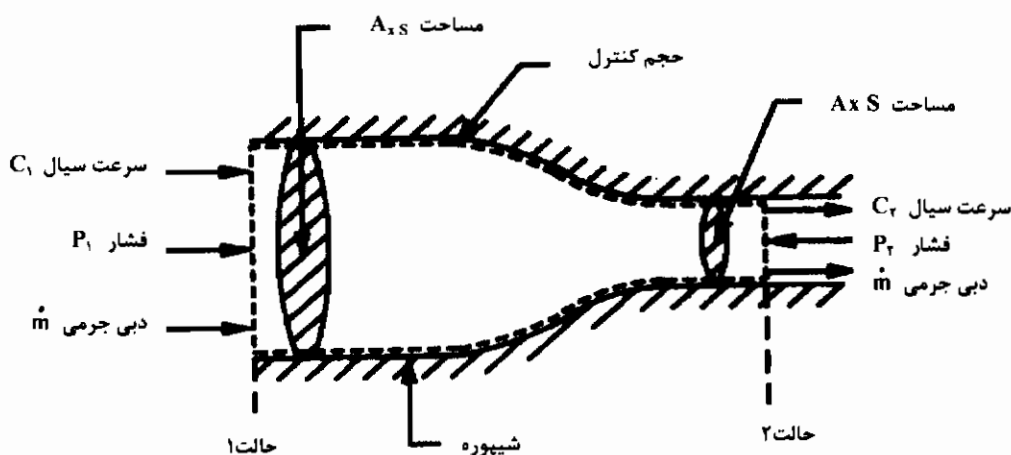
۲-۳-۱۰ جریان سیال در داخل یک لوله یا مجرا با سطح مقطع متغیر

بررسی تمام وضعیتهای بالقوه، نظیر جریان از میان اتصالات انقباضی، اتصالات انبساطی، شیپوره ها، پخش کننده ها، شیرها و مسدود کننده ها، در این بخش نیست. اصول اساسی باید در هر وضعیتی به کار برده شود، به عنوان مثال، حالتی از جریان یک سیال درون یک شیپوره افقی را در نظر بگیرید که در مقطعی از لوله قرار گرفته است مطابق شکل (۱۶-۱۰). فرض کنید که در ورود به شیپوره (حالت ۱) سرعت سیال، فشار سیال و مساحت مقطع عرضی شیپوره به ترتیب C_1 ، p_1 و $(A_{xs})_1$ باشد. و همین موارد؛ یعنی سرعت سیال، فشار سیال و مساحت مقطع عرضی شیپوره، در خروج از آن (حالت ۲) به ترتیب C_2 ، p_2 و $(A_{xs})_2$ در نظر گرفته شود. جریان جرمی سیال، که پایدار است، (\dot{m}) و در جهت x در امتداد محور شیپوره قرار دارد. از آن جا که همه جریان در جهت x است، همه مؤلفه های نیرو در جهتهای y و z ، شامل نیروهای جسمی که بصورت عمود به سمت پایین عمل می کنند، کاربردی ندارند، بنابراین نیروی اندازه حرکت در جهت x ، یعنی F_{Mx} برابر است با:

$$F_{hx} = \dot{m}(C_v - C_r)$$

نیروی فشار در جهت x می شود :

$$F_{px} = p_v(A_{xs})_v - p_r(A_{xs})_r$$



شکل ۱۶-۱۰ حجم کنترل برای جریان یک سیال از میان یک شیبوره در یک لوله افقی

نیروی برآیند F وارد بر شیبوره، برابر است با :

$$F = F_x = \dot{m}(C_v - C_r) + p_v(A_{xs})_v - p_r(A_{xs})_r \quad (۱۰-۲۱)$$

اگر شیبوره با زاویه θ نسبت به راستای افق قرار گیرد، اما جهت x (کماکان در امتداد

محور شیبوره باقی بماند، نیروهای جرمی را باید در نظر گرفت و معادله می شود :

$$F = \dot{m}(C_v - C_r) + p_v(A_{xs})_v - p_r(A_{xs})_r \pm mg \sin \theta \quad (۱۰-۲۲)$$

علامت مثبت است، اگر سیال در شیبوره به سمت پایین برود و منفی است اگر به سمت

بالا حرکت کند.

اگر فشار p_r معلوم نباشد، در بعضی موارد می توان جریان را بدون اصطکاک در نظر

گرفت و معادله برنولی (معادله ۸-۲۰) را برای پیدا کردن تغییر در فشار به کار برد، بدون این که

خطای خیلی زیادی (از نظر دقت در تعیین کردن نیروی برآیند) داشته باشیم. در حقیقت، این

روش را می توان گسترش داد تا یک معیار بازدهی، برای مسدود کننده هایی که آزمایش شده

اند، به دست آید، البته به شرط این که فشار واقعی در خروجی اندازه گیری شود و با مقدار پیش بینی شده از رابطه برنولی، مقایسه گردد. که در واقع برای جریان یک سیال ایده آل است. همان طور که در بخش (۶-۳-۱۰)، برای جریان سیال درون یک لوله بحث شد، در محاسبات مربوط به SFME باید از فشارهای نسبی استفاده کرد.

مثال ۸-۱۰

یک شیپوره آب به شکل عمودی از قطر 100 mm در ورودی تا 50 mm در خروجی، در طولی برابر 100 mm ، باریک می شود. آب با چگالی 1000 kg/m^3 ، سرعتی برابر 5 m/s و فشار نسبی 300 kPa وارد شیپوره می شود (شکل ۱۷-۱۰). فرض کنید که جریان در شیپوره بدون اصطکاک باشد، اگر جریان آب، بالا یا پایین برود، اختلاف نیروی لازم برای نگه داشتن شیپوره در مکان اولیه را محاسبه کنید؟

حل

ورود به شیپوره را حالت ۱ و خروج از آن را حالت ۲، فرض کنید.

اگر قطرهای ورودی و خروجی شیپوره به ترتیب D_1 و D_2 باشند، مساحت‌های ورودی و خروجی، $(A_{x1})_1$ و $(A_{x2})_2$ برابرند با:

$$(A_{x1})_1 = 0.785 \pi D_1^2 = 0.785 \pi \times 0.1^2 = 7.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$(A_{x2})_2 = 0.785 \pi D_2^2 = 0.785 \pi \times 0.05^2 = 1.96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

دبی جرمی آب در ورود به شیپوره $\{\dot{m}\}_w$ ، با استفاده از معادله پیوستگی (معادله ۳-۸) به

این صورت داده می شود:

$$\{\dot{m}\}_w = (A_{x1})_1 \{\rho C_v\}_w = 0.00785 \times 1000 \times 5 = 39.3 \text{ kg/s}$$

از آن جا که جریان پایدار است، دبی جرمی آب ثابت است. معادله پیوستگی می تواند به

صورت زیر برای تعیین سرعت آب در خروجی از شیپوره $\{C_v\}_w$ استفاده شود:

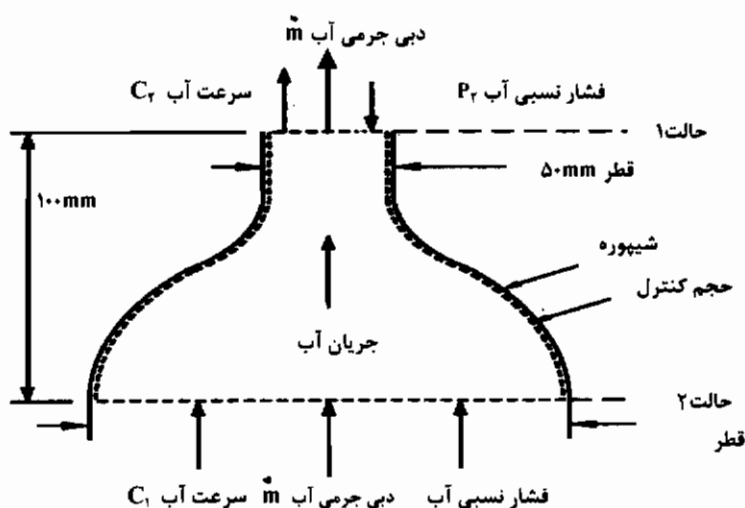
$$\{C_v\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{\{\rho\}_w (A_{x2})_2} = \frac{39.3}{1000 \times 0.00196} = 20.1 \text{ m/s}$$

اگر جریان، بدون اصطکاک باشد، معادله برنولی معادله (۲۰-۸) می تواند برای محاسبه فشار خروجی آب از شیپوره استفاده شود، به صورت زیر:

$$\{p_1\}_w + 0.5\{\rho C_1^2\}_w + \{\rho\}_w g z_1 = \{p_2\}_w + 0.5\{\rho C_2^2\}_w + \{\rho\}_w g z_2$$

اگر جریان به سمت پایین باشد.

$$z_1 - z_2 = 0.1 \text{ m}$$



شکل ۱۷-۱۰: مثال ۸-۱۰ حجم کنترل برای جریان سیال از میان یک شیپوره در یک لوله قائم

بنابراین:

$$3 \times 10^5 + 0.5 \times 10^2 \times 5^2 + 10^3 g \times 0.1 = \{p_r\}_w + 0.5 \times 10^2 \times (20/1)^2$$

$$\therefore \{p_r\}_w = 111/5 \text{ kPa gauge}$$

توجه کنید، که فشارهای مطلق در معادله برنولی باید استفاده شوند، اما فشار جو، که به $\{p_1\}_w$ و $\{p_2\}_w$ اضافه می شود، از دو طرف معادله حذف خواهد شد.

با گرفتن جهت x به سمت پایین در امتداد محور شیپوره نیروی برآیند F ، با استفاده از معادله (۲۲-۱۰) به این صورت داده می شود:

$$F = F_x = \{\dot{m}(C_v - C_r)\}_w + \{p_v\}_w (A_{xv})_v - \{p_r\}_w (A_{xr})_r + \{m\}_w g \sin \theta$$
 به طوری که $\{p_v\}_w$ و $\{p_r\}_w$ فشارهای نسبی واقعی هستند، زیرا ارتفاع مخروط، که بالای مساحت $(A_{xr})_r$ امتداد یافته است، $0.1m$ می باشد، جرم آب در نازل $\{m\}_w$ از معادله زیر داده می شود:

$$\begin{aligned} \{m\}_w &= \{\rho\}_w \left(0.22(A_{xv})_v \times 0.2 - 0.22(A_{xr})_r \times 0.1 \right) \\ \therefore \{m\}_w &= 1000 \times (0.22 \times 0.00785 \times 0.2 - 0.22 \times 0.00196 \times 0.1) = 0.45 \text{ kg} \\ \therefore F &= 39/3 \times (5 - 20/1) + 10^3 \times (3 \times 7/85 - 1/115 \times 1/96) + 0.45g \sin 90^\circ \\ \therefore F &= 1547/4 \text{ N} \quad \text{به طرف پایین} \end{aligned}$$

اگر جریان به سمت بالا باشد، فشار خروجی نسبی $\{p'_v\}$ ، که توسط معادله برنولی پیش بینی می شود، کمی متفاوت است؛ زیرا $(z_v - z_r)$ برابر $0.1m$ است. با استفاده از معادله زیر داریم:

$$\begin{aligned} \{p_v\}_w + 0.5\{\rho C_v^2\}_w + \{\rho\}_w gz_v &= \{p'_v\}_w + 0.5\{\rho C_v^2\}_w + \{\rho\}_w gz_r \\ \therefore 3 \times 10^3 + 0.5 \times 10^3 \times 5^2 - 10^3 g \times 0.1 &= \{p'_v\}_w + 0.5 \times 10^3 \times 20/1^2 \\ \therefore \{p'_v\}_w &= 109/5 \text{ kPa} \quad \text{نسبی} \end{aligned}$$

نیروی برآیند جدید F' به سمت بالا در امتداد محور شیپوره، که جهت x است، با استفاده از معادله (۲۲-۱۰) برابر است با:

$$F' = F'_x = \{\dot{m}(C_v - C_r)\}_w + \{p_v\}_w (A_{xv})_v - \{p'_v\}_w (A_{xv})_v - \{m\}_w g \sin \theta$$

بار دیگر $\{p_v\}_w$ و $\{p'_v\}_w$ فشارهای نسبی هستند.

$$\begin{aligned} \therefore F' &= 39/3 \times (5 - 20/1) + 10^3 \times (3 \times 7/85 - 1/0.95 \times 1/96) - 0.45g \sin 90^\circ \\ \therefore F' &= 1542/5 \text{ N} \end{aligned}$$

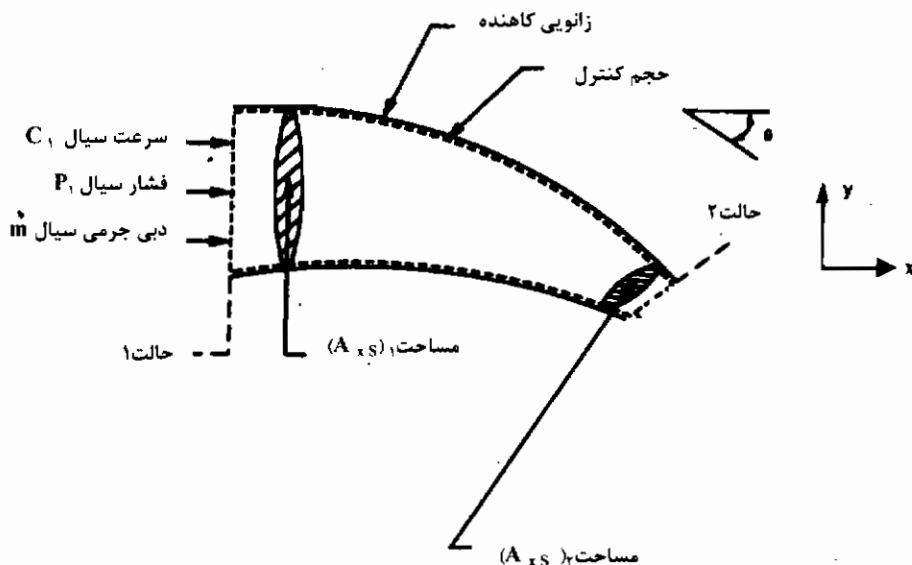
اختلاف تنها (5 N) است، زیرا نیروی فشاری از نظر اندازه از نیروی جسمی، بسیار بزرگتر است.

۸-۳-۱۵ جریان سیال اطراف زانویی در یک لوله یا مجرا

جریان پایدار یک سیال تراکم ناپذیر، با چگالی ρ و دبی جرمی \dot{m} را در نظر بگیرید که در حال چرخش به دور یک زانویی کاهنده (تبدیل) با زاویه θ است. زاویه θ یک زاویه حاده می باشد و نسبت به جهت x اندازه گیری شده است. فرض کنید جریان در یک صفحه افقی نگاه داشته می شود - همان طور که در شکل (۱۸-۱۰) نشان داده شده است - و حالت ۱ جریان بالادست زانویی (قبل از زانویی) و حالت ۲ جریان پایین دست زانویی (بعد از زانویی) است. مساحت مقطع عرضی لوله در ورود $(A_{xy})_1$ و در خروج $(A_{xy})_2$ است. سرعت و فشار سیال در ورود به زانویی به ترتیب P_1 و C_1 و در خروج از زانویی، به ترتیب P_2 و C_2 است. نیروهای اندازه حرکت در جهت های x و y ، F_{Mx} و F_{My} به ترتیب عبارتند از:

$$F_{Mx} = \dot{m}(C_2 - C_1 \cos \theta)$$

$$F_{My} = \dot{m}(C_1 \cos 90^\circ - (-C_2 \sin \theta)) = \dot{m} C_2 \sin \theta$$



شکل ۱۸-۱۰ حجم کنترل برای جریان یک سیال، به دور یک زانویی کاهنده در یک لوله افقی

نیروهای فشاری در جهتهای x و y ؛ یعنی F_{px} و F_{py} به صورت زیر است :

$$F_{px} = p_v(A_{xs})_v + (-p_v(A_{xs})_v \cos \theta) = p_v(A_{xs})_v + (-p_v(A_{xs})_v \cos \theta)$$

$$F_{py} = p_v(A_{xs})_v \cos 90 + p_v(A_{xs})_v \sin \theta = p_v(A_{xs})_v \sin \theta$$

نیروهای جسمی در جهتهای x و y صفر می باشند؛ زیرا همه وزن سیال به صورت قائم و

به سمت پایین در جهت z عمل می کند. نیروی کل در جهت x ، یعنی F_x ، برابر است با :

$$F_x = F_{Ax} = \dot{m}(C_v - C_v \cos \theta) + p_v(A_{xs})_v - p_v(A_{xs})_v \cos \theta \quad (۱۰-۲۳)$$

نیروی کلی در جهت y یعنی F_y برابر است با :

$$F_y = F_{Ay} = \dot{m}C_v \sin \theta + p_v(A_{xs})_v \sin \theta \quad (۱۰-۲۴)$$

نیروی برآیند F با استفاده از معادله (۱۰-۱۳) به این صورت داده می شود :

$$F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2}$$

اگر زانویی در یک صفحه قائم باشد، نیروهای وزن در معادلات باید در نظر گرفته شود، مانند شیپوره ها، فشارهایی که در محاسبات مربوط به SFME استفاده می شوند باید فشارهای نسبی باشند و اگر جریان بدون اصطکاک فرض شود، معادله برنولی را می توان برای محاسبه p_v ، با معلوم بودن p_v و سرعتهای سیال، به کار برد. به صورت دقیق و جداگانه برای محاسبه نیروی وارد به هر زانویی، زانویی را باید به لوله یا مجرا در ورود یا خروج، توسط اتصالات قابل انعطاف، که هیچ نیرویی بر آنها وارد نشود، متصل کرد. این مطلب در مثالهای زیر در نظر گرفته خواهد شد.

مثال ۹-۱۰

روغن با چگالی 800 kg/m^3 ، از یک زانویی کاهنده در صفحه افقی با زاویه 45° ، جریان می یابد. قطر لوله در ورود 100 mm و در خروج 75 mm است. روغن به زانویی با سرعت و فشار نسبی، به ترتیب 4 m/s و 300 kPa نزدیک می شود. (شکل ۱۹-۱۰). فرض کنید که جریان روغن در اطراف زانویی بدون اصطکاک باشد، نیروی وارد شده توسط سیال بر زانویی چقدر است؟ و در چه زاویه ای عمل می کند؟

حل

ورود به زانویی را حالت ۱ و خروج از زانویی را حالت ۲ قرار دهید.

در ورود به زانویی و خروج از آن، مساحت‌های مقطع عرضی $(A_{xs})_1$ و $(A_{xs})_2$ برابرند با:

$$(A_{xs})_1 = 0.25 \pi D_1^2 = 0.25 \pi \times 0.1^2 = 0.0079 \text{ m}^2$$

$$(A_{xs})_2 = 0.25 \pi D_2^2 = 0.25 \pi \times (0.075)^2 = 0.0044 \text{ m}^2$$

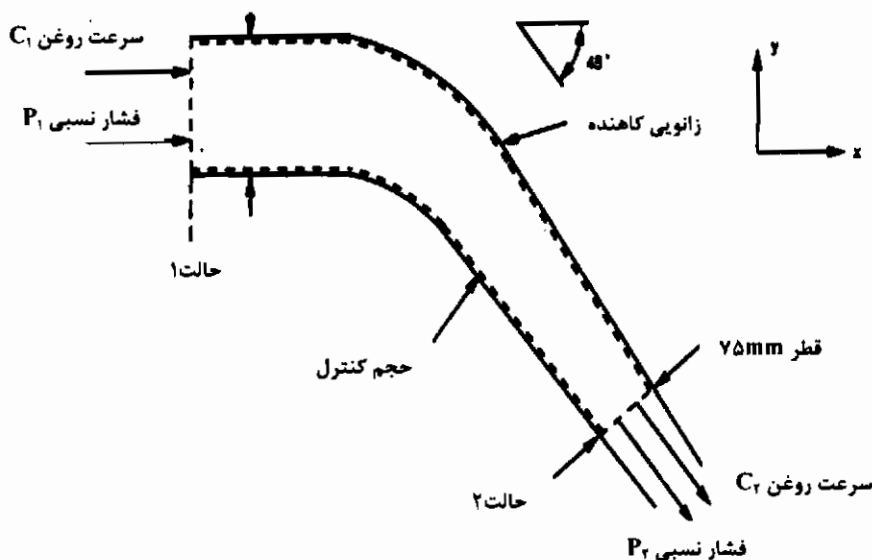
با استفاده از معادله پیوستگی، معادله (۸-۳) که در ورود به کار رفته، دبی جرمی

روغن $\{\dot{m}\}_{oil}$ برابر است با:

$$\{\dot{m}\}_{oil} = (A_{xs})_1 \{\rho C\}_{oil} = 0.0079 \times 800 \times 4 = 25/3 \text{ kg/s}$$

از این رو، سرعت روغن در خروج از زانویی می‌شود:

$$\{C_2\}_{oil} = \frac{\{\dot{m}\}_{oil}}{\{\rho\}_{oil} (A_{xs})_2} = \frac{25/3}{800 \times 0.0044} = 7/2 \text{ m/s}$$



شکل ۱۹-۱۰: مثال ۹-۱۰ حجم کنترل برای جریان روغن از میان یک زانویی کاهنده با زاویه ۴۵ درجه، در یک لوله افقی

با استفاده از معادله برنولی، فشار خروجی از زانویی $\{p_v\}_{oil}$ می تواند تعیین شود، معادله (۸-۲۰) به این صورت است:

$$\begin{aligned}\{p_v\}_{oil} + 0.5\{\rho C_v^2\}_{oil} + \{\rho\}_{oil}gz_v &= \{p_v\}_{oil} + 0.5\{\rho C_v^2\}_{oil} + \{\rho\}_{oil}gz_v \\ \therefore 3 \times 10^5 + 0.5 \times 800 \times 4^2 &= \{p_v\}_{oil} + 0.5 \times 800 \times (7/2)^2 \\ \therefore \{p_v\}_{oil} &= 286 \text{ kPa} \text{ فشار نسبی}\end{aligned}$$

توجه داشته باشید که مانند شیپوره، فشارهای مطلق باید در معادله برنولی استفاده شوند، اما فشار جو، که به $\{p_v\}_{oil}$ و $\{p_v\}_{oil}$ اضافه می شود، از دو طرف معادله حذف خواهد گردید. نیروی کلی در جهت x یعنی F_x ، با استفاده از معادله (۱۰-۲۳) به این صورت داده می شود:

$$\begin{aligned}F_x &= \{m(C_v - C_v \cos 45)\}_{oil} + \{p_v\}_{oil}(A_{xs})_v - \{p_v\}_{oil}(A_{xs})_v \cos 45 \\ &\text{به طوری که } \{p_v\}_{oil} \text{ و } \{p_v\}_{oil} \text{ در حقیقت فشارهای نسبی هستند.} \\ \therefore F_x &= 25/3(4 - 7/2 \cos 45) + 10^3 \times (3 \times 0.79 - 2/86 \times 0.44 \cos 45) = 1452/6 \text{ N} \\ &\text{نیروی کلی در جهت } y \text{ یعنی } F_y \text{ از معادله (۱۰-۲۴) به شکل زیر خواهد بود:}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_y &= \{mC_v\}_{oil} \sin 45 + \{p_v\}_{oil}(A_{xs})_v \sin 45 \\ \therefore F_y &= 25/3 \times 7/2 \sin 45 + 2/86 \times 10^5 \times 0.44 \sin 45 = 1018/6 \text{ N} \\ &\text{نیروی برآیند } F \text{ با استفاده از معادله (۱۰-۱۳) می شود:}\end{aligned}$$

$$F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} = (1452/6^2 + 1018/6^2)^{1/2} = 1774/1 \text{ N}$$

اگر جهت آن نسبت به محور x در زاویه θ' باشد، آنوقت θ' برابر است با:

$$\theta' = \tan^{-1} \frac{1018/6}{1452/6} = 35/1^\circ$$

نیروی که توسط یک سیال در حال جریان از داخل یک زانویی کاهنده تولید می شود، می تواند قابل توجه باشد؛ از این رو زانویی را باید از طریق مقاومت فلانجهها، که زانویی را در لوله مستقر می سازند، و یا به وسیله پیههای سخت، از قبیل: تکیه گاههای بتونی، که لوله را در محل نگه می دارند، تقویت کرد. اینها علاوه بر وسایل محافظی مورد نیاز، برای نگهداری زانویی و هدایت سیال به سمت بالاست. نیرویی که توسط سیال در حال جریان از یک زانویی با

قطر ثابت تولید می شود، نیز قابل توجه است، با این حال این نیرو را زمانی می توان به دست آورد، که فشارهای ورودی و خروجی سیال به زانویی اندازه گیری شوند. اگر فشار خروجی، که با استفاده از معادله برنولی تعیین می شود، برابر با همان فشار ورودی در یک زانویی با مساحت ثابت باشد، آنوقت سرعت در یک سیال تراکم ناپذیر تغییر نمی کند. زانویی کاهنده به صورت مثالی در نظر گرفته می شود، که بتوان کاربرد معادله برنولی را نشان داد.

مثال ۱۰-۱۰

هوا به اطراف یک زانویی 90° کاهنده (تبدیل) در یک تونل باد افقی جریان می یابد. هوا به زانویی با فشار مطلق 112 kPa و سرعت 20 m/s و چگالی $1/2 \text{ kg/m}^3$ نزدیک می شود. بالا دست زانویی (قبل از زانویی)، تونل باد دارای مقطع عرضی به ابعاد $1/2 \text{ m}$ پهنا در $1/2 \text{ m}$. عمق می باشد. در پایین دست زانویی (بعد از زانویی) عمق، یکسان است، اما پهنا فقط $0/6 \text{ m}$ است. ده پره راهنما وجود دارند که به صورت ده تایی در زانویی نصب شده اند و به هدایت جریان کمک می کنند (شکل ۱۰-۲۰). با فرض این که هوا رفتار یک سیال تراکم ناپذیر را دارد، و اثرات اصطکاک در زانویی نادیده گرفته شود، نیروی وارد بر هر کدام از پره های راهنما در این مجموعه ده تایی، چقدر است؟ (فشار جو را 108 kPa در نظر بگیرید).

حل

ورود به زانویی را حالت ۱ و خروج از زانویی را حالت ۲ فرض کنید.

مساحت های مقطع عرضی تونل باد، در جریان بالادست و پایین دست زانویی $(A_{xs})_1$ و $(A_{xs})_2$ به ترتیب برابرند با:

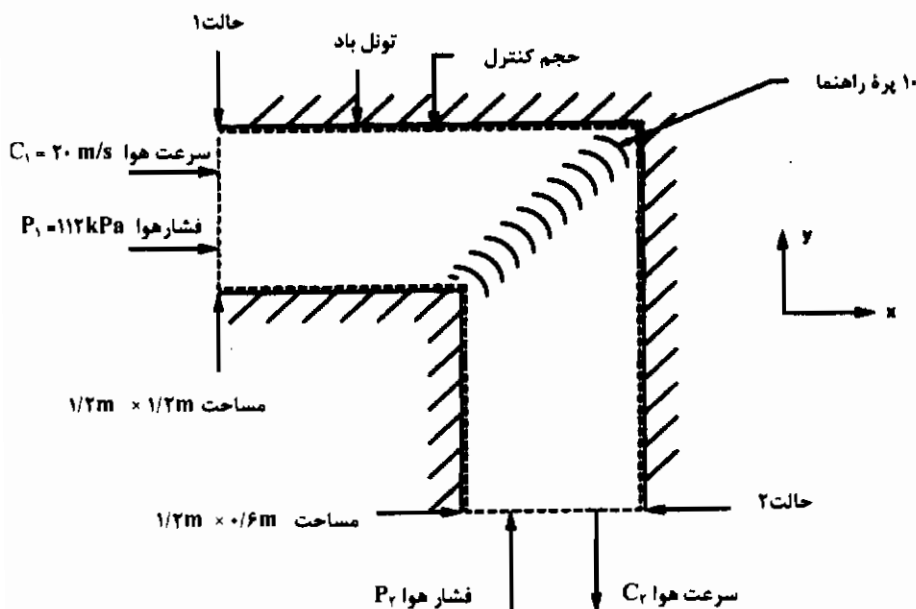
$$(A_{xs})_1 = 1/2 \times 1/2 = 1/44 \text{ m}^2$$

$$(A_{xs})_2 = 1/2 \times 0/6 = 0/72 \text{ m}^2$$

دبی جرمی هوا $\{\dot{m}\}_{air}$ با استفاده از معادله پیوستگی برای شرایط بالا دست جریان

مشخص می شود، معادله (۳-۸) می دهد:

$$\{\dot{m}\}_{air} = (A_{xs})_1 \{\rho C_v\}_{air} = 1/44 \times 1/2 \times 20 = 34/6 \text{ kg/s}$$



شکل ۱۰-۱۰: حجم کنترل برای جریان هوا از میان یک زانویی کاهنده ۹۰ درجه در یک
تونل باد افقی

سرعت هوا در خروج از زانو $\{C_v\}_{air}$ را می توان با استفاده از معادله پیوستگی محاسبه کرد، بنابراین:

$$\{C_v\}_{air} = \frac{\{\dot{m}\}_{air}}{\{\rho\}_{air} (A_{xs})_v} = \frac{34/6}{1/2 \times 0.72} = 40 \text{ m/s}$$

فشار در خروج از زانویی $\{p_v\}_{air}$ ، با فرض اثرات اصطکاک ناچیز، می تواند به وسیله معادله برنولی تعیین شود، معادله (۸-۲۰) می دهد:

$$\begin{aligned} \{p_v\}_{air} + 0.5 \{\rho C_v^2\}_{air} &= \{p_1\}_{air} + 0.5 \{\rho C_1^2\}_{air} \\ \therefore 1/12 \times 10^5 + 0.5 \times 1/2 \times 20^2 &= \{p_v\}_{air} + 0.5 \times 1/2 \times 40^2 \\ \therefore \{p_v\}_{air} &= 111/3 \text{ kPa مطلق} \end{aligned}$$

برای $SFME$ ، فشارهای نسبی باید استفاده شوند ، بدین ترتیب:

$$\{p_v\}_{air} = 112 - 108 = 4 \text{ kPa}$$

$$\{p_v\}_{air} = 111/3 - 108 = 3/3 \text{ kPa}$$

نیروی کلی در جهت x ، یعنی F_x با استفاده معادله (۲۳-۱۰) به این صورت داده می شود:

$$F_x = \{\dot{m}(C_v - C_v \cos 90^\circ)\}_{air} + \{p_v\}_{air} (A_{xs})_v - \{p_v\}_{air} (A_{xs})_r \cos 90^\circ$$

$$\therefore F_x = 34/6 \times 20 + 0/04 \times 10^5 \times 1/44 = 6452 \text{ N}$$

نیروی کلی در جهت y ، یعنی F_y ، با استفاده از معادله (۲۴-۱۰) به این صورت

داده می شود:

$$F_y = \{\dot{m} C_v\}_{air} \sin 90^\circ + \{p_v\}_{air} (A_{xs})_r \sin 90^\circ$$

$$\therefore F_y = 34/6 \times 40 + 0/033 \times 10^5 \times 0/72 = 3760 \text{ N}$$

نیروی برآیند F با استفاده از معادله (۱۳-۱۰) این گونه است:

$$F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} = (6452^2 + 3760^2)^{1/2} = 7468 \text{ N}$$

اگر ۱۰ پره راهنما وجود داشته باشد ، نیروی وارد بر هر پره F' برابر است با:

$$F' = \frac{7468}{10} = 747 \text{ N}$$

نیروی واقعی ، تا اندازه ای ، بزرگتر خواهد بود ، زیرا جریان سیال ایده آل بین ورود و خروج زانویی ، به منظور محاسبه فشار خروجی هوا ، فرض شده است . با این حال ، پره های راهنما در زانویی های با زاویه 90° قائم ضروری هستند . اگر یک جریان هوای ملایم مورد نیاز باشد ، خسارت فوق العاده آنها توسط کاهش در افت فشار ناشی از اصطکاک و اثرات اغتشاش متعادل می شود .

مثال ۱۱-۱۰

آب با چگالی 1000 kg/m^3 ، در یک لوله افقی با قطر 150 mm با دبی جرمی 60 kg/s به صورت پایدار جریان دارد . اتصالی به درون لوله نصب می شود که جریان آب را به دو قسمت تقسیم می کند . در بالا دست این اتصال (قبل از اتصال) ، فشار نسبی آب 110 kPa است . بعد از

اتصال، 20 kg/s از جریان آب از میان یک مقطع در لوله، به قطر 75 mm که با زاویه 45° درجه نسبت به جهت جریان اصلی قرار دارد، جریان می یابد و 40 kg/s در مقطع دیگر لوله با قطر 100 mm که در زاویه 30° درجه نسبت به جهت جریان اصلی قرار دارد، جریان می یابد (شکل ۱۰-۲۱) با فرض این که اثرات اصطکاک در این اتصال قابل صرف نظر باشند، نیروی مورد نیاز برای نگه داشتن لوله در این محل چقدر است؟

حل

ورودی به اتصال را حالت ۱ و خروجی از لوله، با قطر 75 mm را، حالت ۲ و خروجی از لوله با قطر 100 mm را، حالت ۳ قرار دهید.
مساحت‌های مقطع عرضی این سه لوله عبارتند از:

$$(A_{xs})_1 = 0.25\pi D_1^2 = 0.25\pi \times 0.075^2 = 0.018 \text{ m}^2$$

$$(A_{xs})_2 = 0.25\pi D_2^2 = 0.25\pi \times 0.075^2 = 0.0044 \text{ m}^2$$

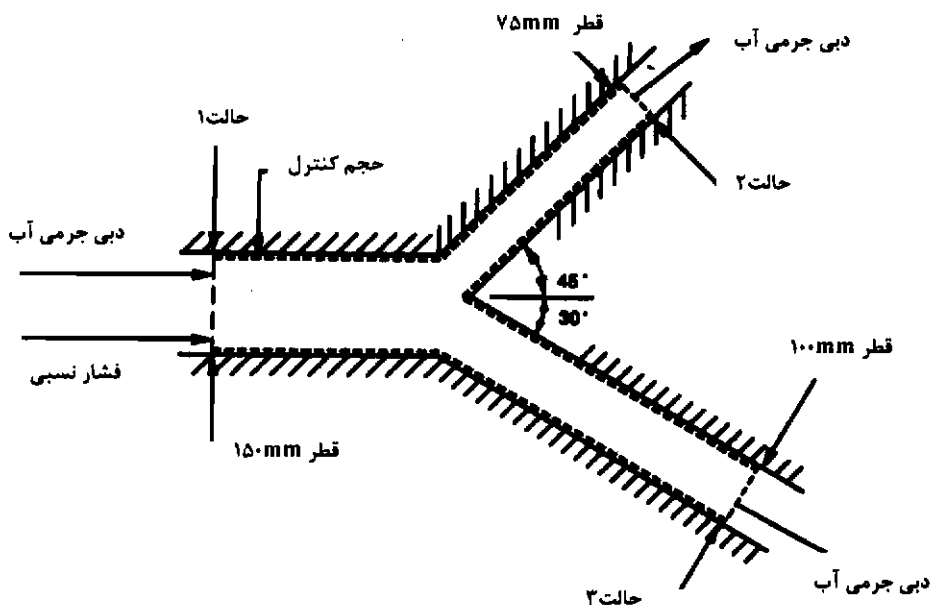
$$(A_{xs})_3 = 0.25\pi D_3^2 = 0.25\pi \times 0.1^2 = 0.0079 \text{ m}^2$$

سرعت آب در هر لوله با استفاده از معادله پیوستگی، معادله (۳-۸)، به این صورت داده می شود:

$$\{C_1\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{\{\rho\}_w (A_{xs})_1} = \frac{60}{1000 \times 0.018} = 3.3 \text{ m/s}$$

$$\{C_2\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{\{\rho\}_w (A_{xs})_2} = \frac{20}{1000 \times 0.0044} = 4.5 \text{ m/s}$$

$$\{C_3\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{\{\rho\}_w (A_{xs})_3} = \frac{40}{1000 \times 0.0079} = 5.1 \text{ m/s}$$



شکل ۲۱-۱۰؛ مثال ۱۰-۱۱ حجم کنترل برای جریان آب از میان یک تقسیم کننده افقی

با صرف نظر از اثرات اصطکاک، معادله برنولی می تواند برای تعیین فشار در هر کدام از لوله های خروجی $\{p_r\}_w$ و $\{p_l\}_w$ استفاده شود. معادله (۸-۲۰) برای یک سیستم افقی، برابر است با:

$$\begin{aligned} \{p_l\}_w + 0.15\{\rho C_l^2\}_w &= \{p_r\}_w + 0.15\{\rho C_r^2\}_w = \{p_r\}_w + 0.15\{\rho C_r^2\}_w \\ \therefore 1/1 \times 10^5 + 500 \times 3/3^2 &= \{p_r\}_w + 500 \times 4/5^2 = \{p_r\}_w + 500 \times 5/1^2 \\ \therefore \{p_r\}_w &= 105 \text{ kPa} \text{ نسبی} \quad \text{and} \quad \{p_r\}_w = 102 \text{ kPa} \text{ نسبی} \end{aligned}$$

مانند شیوره، از فشارهای مطلق باید در معادله برنولی استفاده شوند، لذا فشار جو که به $\{p_r\}_w$ ، $\{p_l\}_w$ و $\{p_r\}_w$ افزوده می شود، از معادلات حذف خواهد شد.

اگر جهت x را در جهت اصلی حرکت آب در نظر بگیریم، نیروی اندازه حرکت F_{Mx}

در جهت x ، با استفاده از معادله (۱۰-۱)، برابر است با:

$$F_{Ax} = \left\{ \dot{m}(C_v - C_r) \right\}_w = 60 \times 2/3 - 20 \times 4/5 \cos 45 - 40 \times 5/1 \cos 30 = -42/3 \text{ N}$$

نیروی فشاری در جهت x ، یعنی F_{Px} با استفاده از معادله (۱۰-۴) - به طوری که همه

فشارها مقادیر نسبی هستند - برابر است با:

$$\begin{aligned} F_{Px} &= \Sigma(\{p\}_w A_v)_x \\ \therefore F_{Px} &= \{p_v\}_w (A_{vx})_x - \{p_r\}_w (A_{rx})_r \cos 45 - \{p_r\}_w (A_{rx})_r \cos 30 \\ \therefore F_{Px} &= 10^2 \times (1/1 \times 0.18 - 1/0.5 \times 0.44 \cos 45 - 1/0.3 \times 0.79 \cos 30) \\ \therefore F_{Px} &= 955/5 \text{ N} \end{aligned}$$

از آن جایی که اتصال در صفحه افقی است، نیروهای جسمی در جهت x می توانند نادیده

گرفته شوند. نیروی خالص در جهت x ، یعنی F_x ، با استفاده از معادله (۱۰-۱۰) برابر است با:

$$\begin{aligned} F_x &= F_{Ax} + F_{Px} = -42/3 + 955/5 = 913/2 \text{ N} \\ \text{نیروی اندازه حرکت در جهت } y, F_{Ay}, \text{ یعنی از معادله (۱۰-۲) می شود:} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{Ay} &= \left\{ \dot{m}(C_v - C_r) \right\}_w \\ \therefore F_{Ay} &= 60 \times 2/3 \cos 90 - 20 \times 4/5 \sin 45 - (-40 \times 5/1 \sin 30) \\ \therefore F_{Ay} &= 38/4 \text{ N} \end{aligned}$$

نیروی فشاری در جهت y ، یعنی F_{Py} با توجه به معادله (۱۰-۵) - مجدداً همه فشارها

مقادیر نسبی هستند - برابر است با:

$$\begin{aligned} F_{Py} &= \Sigma(\{p\}_w A_{vx})_y \\ \therefore F_{Py} &= \{p_v\}_w (A_{vx})_y \cos 90 - \{p_r\}_w (A_{rx})_r \sin 45 + \{p_r\}_w (A_{rx})_r \sin 30 \\ \therefore F_{Py} &= 0 - 1/0.5 \times 10^2 \times 0.44 \sin 45 + 1/0.3 \times 10^2 \times 0.79 \sin 30 \\ \therefore F_{Py} &= 76/2 \text{ N} \end{aligned}$$

از آن جایی که اتصال در صفحه افقی است، از نیروهای وزن در جهت y صرف نظر

می شود. نیروی خالص در جهت y ، یعنی F_y ، با استفاده از معادله (۱۰-۱۱)، برابر می شود:

$$F_y = F_{Ay} + F_{Py} = 38/4 + 76/2 = 114/6 \text{ N}$$

نیروی برآیند وارد بر زانویی F ، با توجه به معادله (۱۰-۱۳) برابر است با:

$$F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} = (913/2^2 + 114/6^2)^{1/2} = 920/4 \text{ N}$$

جهت نیروی برآیند در زاویه θ' نسبت به جهت x قرار دارد، که عبارت است از:

$$\theta' = \tan^{-1} \frac{114/6}{913/2} = 7/15^\circ$$

زاویه نیروی برآیند، بستگی به چگونگی انشعاب یافتن لوله ها بعد از اتصال دارد و نباید فقط به بزرگی نیرو توجه شود، بلکه جهت آن نیز باید در نظر گرفته شود.

۴-۱۰ کاربرد در سیستمهای گرمایی

اینک می توان با تقریب اولیه، نیروهایی را که به علت حرکت یک سیال در موارد زیادی استفاده می شوند، تخمین زد. نیروهای اعمال شده در جریان خارجی یک سیال بر روی یک جسم، یا در مجموعه پره های یک ماشین با روتور دوار، نیاز به تحلیل عمیق تر دارند، که فراتر از سطح این کتاب است، اما نیروهای به وجود آمده در نتیجه عبور یک سیال از درون یک مجرا در یک سیستم گرمایی و زمانی که سیال از جزئی به جزء دیگر منتقل می شود، مهم هستند و می توان آنها را تا حد قابل قبولی از نظر دقت تعیین نمود.

فصل یازدهم

معادله انرژی جریان پایدار و کاربرد آن در جریان لوله

همان گونه که در فصل دهم توضیح داده شد، هرگاه سیالی در حال انتقال از داخل مجرای باشد، تحت تأثیر نیروهایی قرار می گیرد، که بر حرکت آن اثر می گذارند. این نیروها سبب ایجاد تغییراتی در خواص سیال، بخصوص، فشار آن می شوند. استفاده از معادله انرژی جریان پایدار^۱ $SFEE$ این امکان را فراهم می سازد، تا خواص سیال در هر مقطع از مجرا مشخص شوند.

معادله $SFEE$ برای سیالی، که به یک سیستم گرمایی رایج، وارد و یا از آن خارج شود، در فصل هشتم بدست آمده است. زمانی که این معادله برای موقعیتهای ورودی و خروجی سیال؛ یعنی حالت ۱ و ۲ به کار برده شود، به طوری که کلیه مقادیر خواص سیال معلوم باشند، این معادله را می توان به شکل معادله (۵-۸) و به صورت زیر نوشت:

۱- The Steady Flow Energy Equation

$$\dot{Q}_{12} + \dot{W}_{12} + \dot{m} \left(u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \cdot / \Delta C_{v1}^2 + gz_1 \right) = \dot{m} \left(u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \cdot / \Delta C_{v2}^2 + gz_2 \right)$$

معادله $SFEE$ برای یک سیستم گرمایی معمول مانند لوله (یا مجرا) که جریان سیال از آن می‌گذرد، معتبر است، این حال ترجیح داده می‌شود، تا رابطه را برای این کاربرد به صورت زیر تعدیل نمود.

همان گونه که در فصلهای دوم و نهم توضیح داده شد، زمانی که سیال بر روی سطحی جریان می‌یابد، اثرات اصطکاک در جهت کاهش سرعت عمل می‌کنند. در مورد جریان پایدار یک سیال در لوله، نیروهای اصطکاکی، که بر روی جداره‌های داخلی لوله عمل می‌کنند، سبب کندی حرکت سیال می‌شوند. اگر دبی جرمی سیال ثابت بماند، باید نیرویی مساوی و مخالف با جهت حرکت سیال وجود داشته باشد تا بتوان اثرات نیروی اصطکاک را کاهش داد. این نیرو توسط فشار سیال تأمین می‌شود، که در آن فشار سیال ضمن عبور از لوله دچار افت می‌شود و نیروی ناشی از افت فشار، متوازن کننده نیروی ناشی از اصطکاک است.

مهمترین اثر نیروی اصطکاک، که مخالف جریان عمل می‌کند، افزایش انرژی داخلی سیال است. این عمل سبب افزایش دمای سیال می‌شود، که خود منجر به کاهش انتقال گرما از سیال به محیط می‌گردد؛ از این رو انرژی مفید سیال از بین می‌رود. راحت تر است تا عبارتهای موجود در $SFEE$ ، را که به انرژی داخلی و انتقال گرما مربوط می‌شوند، با هم دسته بندی کرد و آنها را به عنوان انرژی اصطکاکی در نظر گرفت، که به این صورت تعریف می‌شود:

$$E_F = (\dot{m}u_2 - \dot{m}u_1 - \dot{Q}_{12})$$

علامت منفی قبل از عبارت انتقال گرما، به این علت است، که گرما از سیستم گرفته میشود، از این رو مطابق قانون علامت گذاری (ب)، مقدار عددی آن باید منفی باشد و گرمای خروجی، انرژی تلف شده ناشی از اصطکاک را افزایش می‌دهد.

با جایگذاری برای انرژی اصطکاک در معادله داریم:

$$\frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{\cdot / \Delta C_{v1}^2}{g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{\cdot / \Delta C_{v2}^2}{g} + z_2 + \frac{E_F}{\dot{m}g} - \frac{\dot{W}_{12}}{\dot{m}g} \quad (11-1)$$

انرژی اصطکاکی همان طور که در رابطه (۱۱-۱) نوشته شده است، دارای واحد ارتفاع است، بنابراین به آن علامت Z_F اختصاص داده می‌شود و «افت ارتفاع ناشی از اصطکاک»

نامیده می شود، زیرا ارائه دهنده اتلاف انرژی مفید توسط سیال به محیط است و ناشی از اثرات اصطکاک می باشد، بنابراین $SFEE$ می شود:

$$\frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{\cdot/\Delta C_1^2}{g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{\cdot/\Delta C_2^2}{g} + z_2 + Z_F - \frac{\dot{W}_{12}}{mg} \quad (11-2)$$

رابطه (۱۱-۲)، مناسبترین رابطه ای است که می توان برای جریان سیال در لوله، به کار برد. برای حل، نیاز به داشتن عبارت Z_F است؛ این عبارت را می توان برای جریان آرام و مغشوش به دست آورد.

توجه کنید که در یک سیال ایده آل، اصطکاک وجود ندارد و صفر است. اگر هیچ انتقال کاری در مقطع لوله تحت بررسی انجام نگیرد، این رابطه به معادله برنولی، یعنی رابطه (۸-۲۰) تبدیل می شود.

مثال ۱۱-۱

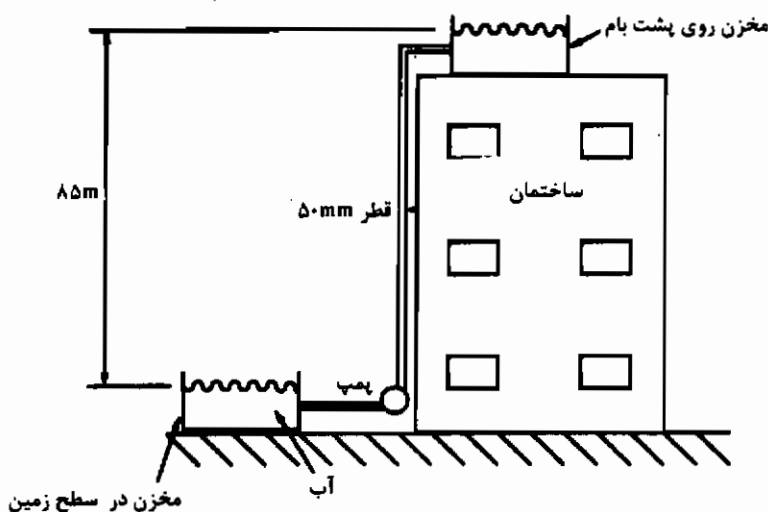
مخزن آبی با چگالی 1000 kg/m^3 ، بر روی پشت بام یک ساختمان، به ارتفاع 85 m قرار دارد. لوله ای به قطر 50 mm ، این مخزن را به مخزن دیگری، که روی سطح زمین واقع شده است، متصل می کند. مخزنی که در پایین قرار دارد، برای آبیاری چمن زار به کار می رود و معمولاً توسط آب باران از آب روها پر نگذاشته می شود. با این حال، هنگامی که به حد کافی بارندگی وجود نداشته باشد، مخزن پایینی به وسیله آب مخزن روی پشت بام، پر می شود (شکل ۱۱-۱). افت ارتفاع ناشی از اصطکاک، هنگامی که آب از مخزن روی پشت بام به مخزن در سطح زمین، تحت شرایط جریان پایدار جریان می یابد، چقدر است؟

هنگامی که بارندگی بیش از حد لازم باشد، باید آب را از انتهای مخزن واقع در سطح زمین به داخل مخزن روی پشت بام پمپ کرد، که پمپی، برای این منظور در خط لوله قرار داده می شود.

اگر آب از انتهای مخزن به سمت بالا با سرعتی برابر 0.6 m/s پمپ شود، به طوری که افت ارتفاع به علت اصطکاک بازمانی که آب به سمت پایین به طور آزاد حرکت می کند، برابر باشد. توان ورودی مورد نیاز به پمپ را با بازده انتقال انرژی برابر 70% محاسبه کنید.

حل

هنگامی که آب به سمت پایین در حال جریان است، $SFEE$ را بین سطح آب در مخزن پشت بام (حالت ۱) و سطح آب در مخزن روی زمین (حالت ۲) به کار می‌بریم. با در نظر گرفتن رابطه (۱۱-۲):



شکل ۱۱-۱؛ مثال ۱۱-۱ دو مخزن آب در یک ساختمان، که توسط خط لوله ای شامل یک پمپ به هم متصل شده‌اند.

$$\{p_1\}_w = \{p_2\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_1\}_w = \{C_2\}_w = 0$$

(زیرا سطح آب در هر مخزن تنها به آرامی پایین یا بالا می‌رود، بنابراین سرعت در آنجا می‌تواند ناچیز فرض شود).

$$z_1 - z_2 = 85 \text{ m}$$

$$\dot{W}_{pump} = 0 \quad (\text{زیرا زمانی که آب به سمت پایین جریان دارد، پمپ خاموش است})$$

از این رو رابطه (۱۱-۲) برابر است با:

$$Z_p = 85 \text{ m}$$

اتلاف ارتفاع ناشی از اصطکاک، برابر انرژی پتانسیل آب است.

هنگامی که جریان برعکس می شود، سطح آب مخزن روی زمین را حالت ۱ و سطح آب مخزن در پشت بام را حالت ۲ در نظر بگیرید. دبی جرمی آب $\{\dot{m}\}_w$ را می توان با استفاده از معادله پیوستگی رابطه (۳-۸) با معلوم بودن سرعت آب $\{C\}_w$ برابر 0.6 m/s به صورت زیر تعیین نمود:

$$\{\dot{m}\}_w = A_{cs} \{\rho C\}_w = 0.75\pi D^2 \{\rho C\}_w = 0.75\pi \times 0.5^2 \times 1000 \times 0.6 = 1/18 \text{ kg/s}$$

با در نظر گرفتن رابطه (۲-۱۱) خواهیم داشت:

$$\{p_1\}_w = \{p_2\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_1\}_w = \{C_2\}_w = 0 \text{ (به همان دلایل قبلی)}$$

$$z_1 - z_2 = -85 \text{ m}$$

$$Z_F = 85 \text{ m}$$

$$\{\dot{m}\}_w = 1/18 \text{ kg/s}$$

با جایگزینی در رابطه (۲-۱۱) داریم:

$$-85 = 85 - \frac{\dot{W}_{12}}{1/18g}$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = +1967/9 \text{ W}$$

در بازده، انتقال انرژی برابر ۷۰٪، توان ورودی واقعی مورد نیاز به پمپ $(\dot{W}_{12})_{act}$ برابر

است با:

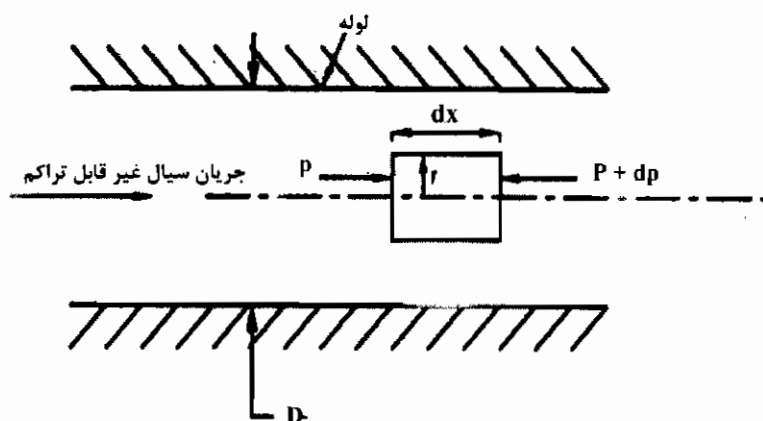
$$(\dot{W}_{12})_{act} = \frac{1967/9}{0.7} = +2/8 \text{ kW}$$

علامت، مثبت است، زیرا از پمپ استفاده شده است. بنابراین توان به سیستم داده می شود.

برای این که Z_F ، زمانی که آب به سمت پایین به صورت آزاد جریان می یابد با هنگامی که به سمت بالا از یک مخزن به مخزن دیگری پمپ می شود، برابر می شود، دبی جرمی و سرعت آب در لوله باید یکسان باشد که یک حالت خاص است.

۱۱-۱ جریان آرام و پایدار سیال در یک لوله مستقیم

در ساده ترین حالت ، یک جریان سیال غیر قابل تراکم ، تحت شرایط آرام و پایدار از داخل یک لوله مستقیم افقی را در نظر بگیرید . جزء بسیار کوچکی از سیال را در اطراف محور لوله (همانگونه که در شکل (۱۱-۲) نشان داده شده است) مورد بررسی قرار می دهیم . این جزء با ضخامت $2r$ و طول dx نسبت به محور قرار دارد. فشار p در سمت بالا دست جریان و فشار $p + dp$ در سمت پایین دست جریان عمل می کند .



شکل ۱۱-۲ جریان آرام پایدار یک سیال غیر قابل تراکم در داخل یک لوله افقی

فشار متفاوت است ، زیرا در جهت حرکت و به منظور تأمین نیرویی برای مواجهه با نیروی اصطکاک مخالف حرکت ، افت می کند . با فرض جریان کاملاً توسعه یافته در لوله ، یک توزیع سرعت سیال در طول لوله وجود دارد (با قطر D). هر لایه از سیال با سرعت متفاوت حرکت می کند و تنشهای برشی میان این لایه ها وجود دارند ، بنابراین ، در شکل (۱۱-۲) ، یک تنش برشی روی لبه این المان و در جهت مخالف حرکت سیال وجود دارد .

برای دبی جرمی پایدار (ثابت \dot{m}) در یک سیال تراکم ناپذیر (ثابت ρ) در داخل یک لوله مستقیم (ثابت A_{cs}) معادله پیوستگی پیش بینی می کند که سرعت سیال نیز ثابت باقی خواهد ماند . در شکل (۱۱-۲) ، سرعت هر لایه ضمن عبور سیال در داخل لوله ، تغییر نمی کند، ولی سرعت هر لایه با لایه دیگر متفاوت است ، به عبارت دیگر، یک توزیع سرعت در سراسر قطر

لوله وجود دارد. هنگام کاربرد $SFME$ ، برای جزء بسیار کوچک سیال، در شکل (۲-۱۱) و به منظور پیدا کردن نیروی کلی در جهت x ، نیروی اندازه حرکت در جهت جریان صفر است؛ زیرا سرعت در امتداد محور لوله تغییر نمی کند. نیروهای وزنی به صورت عمود و به سمت پایین عمل می کنند و نقشی در نیروی کلی در جهت x ندارند. بنابراین $SFME$ به کار رفته برای این جزء بسیار کوچک سیال، برابر است با:

$$F_x = p\pi r^2 - (p + dp)\pi r^2$$

همان طور که در بخش (۶-۳-۱۰) بحث شد، نیروی کلی در جهت x تنها می تواند در اثر نیروی لزجت مخالف حرکت سیال، ایجاد شود. از این رو، $SFME$ با استفاده از رابطه (۲-۱۲) برای نیروی لزجت می شود:

$$F_x = \tau \pi r dx = p\pi r^2 - (p + dp)\pi r^2$$

$$\tau = -\frac{1}{2}r \frac{dp}{dx} \quad (۱۱-۳)$$

با استفاده از رابطه (۲-۱۳) تنش برشی τ در جریان آرام، به صورت زیر داده می شود:

$$\tau = \mu \frac{dC}{dz}$$

در جهت شعاعی، از آن جا که سرعت با دور شدن از خط مرکزی لوله کاهش می یابد، این رابطه برابر است با:

$$\tau = -\mu \frac{dC}{dr} \quad (۱۱-۴)$$

با جایگزینی رابطه (۱۱-۴) در (۱۱-۳) داریم:

$$\mu \frac{dC}{dr} = \frac{1}{2}r \frac{dp}{dx}$$

با این شرط که فشار تنها در جهت x و نه روی مقطع عرضی لوله تغییر کند، این رابطه را می توان به شکل زیر انتگرال گیری نمود:

$$C = \frac{1}{4\mu} r^2 \frac{dp}{dx} + A$$

ثابت انتگرال گیری A را می تواند از شرط مرزی تعیین شود، در سطح لوله سرعت سیال برابر صفر است. برای یک لوله با قطر D ، در $r = 0.5D$ ، $C = 0$ است؛ بنابراین داریم:

$$A = \frac{-D' dp}{16 \mu dx}$$

از این رو، تغییرات سرعت در طول لوله برابر است با:

$$C = \frac{-0.25(0.25D' - r') dp}{\mu dx} \quad (11-5)$$

بیشترین سرعت سیال - C_{\max} - در مرکز لوله و در $r' = 0$ است و به صورت زیر داده می شود:

$$C_{\max} = \frac{-0.25D' dp}{\mu dx}$$

رابطه (11-5)، نشان می دهد که تغییر سرعت در طول لوله، به شکل سهمی است و بیشترین سرعت در مرکز آن جریان دارد. توزیع سرعت را می توان با اندازه گیری فشار کلی و ایستایی، در یک مقطع عرضی تأیید نمود.

دبی حجمی جریان سیال داخل لوله \dot{V} ، را می توان با در نظر گرفتن جزء بسیار کوچک حلقوی از سیال، در شعاع r و با ضخامت dr در هر مقطع عرضی، مطابق شکل (11-3)، تعیین نمود.

نرخ دبی حجمی جریان، \dot{V} با استفاده از معادله پیوستگی و به صورت حاصل ضرب سرعت سیال در مساحت مقطع عرضی جریان، داده می شود. از آن جا که سرعت، در امتداد قطر لوله تغییر می کند، ضروری است تا جریان را در این حلقه بسیار کوچک، در نظر گرفت و آن را روی مقطع عرضی انتگرال گیری کرد، بنابراین:

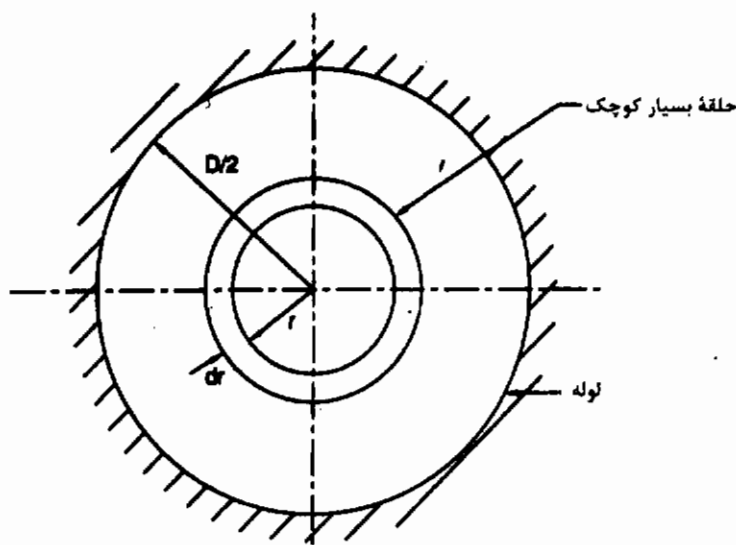
$$\dot{V} = \int_0^{D/2} C 2\pi r dr$$

با جایگزینی برای C ، از رابطه (11-5) و انتگرال گیری، داریم:

$$\dot{V} = \frac{-\pi D' dp}{128 \mu dx}$$

سرعت متوسط سیال، C_{mean} ، از تقسیم دبی حجمی جریان به مساحت مقطع عرضی جریان بدست می آید. بنابراین:

$$C_{mean} = \frac{-D' dp}{32\mu dx} = 0.5 C_{max} \quad (11-6)$$



شکل ۱۱-۳ حلقه بسیار کوچک سیال در هر مقطع عرضی از لوله، که در داخل آن سیال غیرقابل تراکم تحت شرایط آرام جریان دارد.

برای جریان کاملاً توسعه یافته پایدار و آرام یک سیال تراکم ناپذیر، در داخل یک لوله مستقیم، سرعت متوسط، برابر نصف سرعت بیشینه است. رابطه (۱۱-۶) می تواند برای یک لوله با طول L ، به صورت زیر، مرتب شود:

$$\begin{aligned} dp &= \frac{-32\mu C_{mean} L}{D'} \\ \therefore \frac{-dp}{\rho g} &= \frac{64 L C_{mean}'}{2g D Re} \end{aligned} \quad (11-7)$$

علامت منفی نشان می دهد، که فشار در جهت حرکت افت می کند، اما همان گونه که در بخش

(۶-۳-۱۰) بحث شد، در معادله $SFME$ ، برای جریان یک سیال تراکم ناپذیر از داخل یک لوله مستقیم، نیروی ناشی از افت فشار در لوله را باید برابر با نیروی اصطکاک مخالف حرکت سیال قرار گیرد، به عبارت دیگر، فشار سیال تنها به اندازه ای افت می کند، که جریان پایدار و شرایط سرعت ثابت را، حفظ کند؛ بنابراین افت انرژی ناشی از اصطکاک، افت ارتفاع به علت اصطکاک، یا عبارت Z_F ، در رابطه (۲-۱۱) برابر با فشار در لوله، بر حسب ارتفاع، است رابطه (۷-۱۱) می شود:

$$Z_F = \frac{-dp}{\rho g} = \frac{64 LC'_{mean}}{2gD Re}$$

در عمل معمولاً، از زیرنویس متوسط، برای عبارت سرعت چشم پوشی میشود و رابطه به این صورت خواهد بود:

$$Z_F = \frac{-dp}{\rho g} = \frac{f LC'}{2gD} \quad (۸-۱۱)$$

در این جا، ضریب اصطکاک بحث شده در بخش نهم است. برای حالت جریان کاملاً توسعه یافته پایدار و آرام یک سیال تراکم ناپذیر از داخل یک لوله مستقیم، ضریب اصطکاک به صورت زیر داده می شود:

$$f = \frac{۱۶}{Re} \quad (۹-۱۱)$$

این نتیجه و اعتبار رابطه (۸-۱۱)، می تواند با آزمایش تأیید شود.

۲-۱۱ جریان مغشوش و پایدار سیال در یک لوله مستقیم

هنگامی که سیال، تراکم ناپذیر اما مغشوش است، تحلیل تئوری برای آن امکانپذیر نیست، زیرا قانون نیوتن، که تنش برشی را به گرادیان سرعت مربوط می کند، نمی تواند مورد استفاده قرار گیرد. در عوض برای تعیین کردن یک رابطه تجربی، باید از آزمایش استفاده کرد؛ با این حال، این یک فرض منطقی است، که اگر رابطه (۸-۱۱) برای جریان آرام صادق باشد، رابطه ای مشابه، می تواند برای جریان مغشوش معتبر باشد و داری نشان داد که این مطلب

صحیح است. رابطه (۸-۱۱) اغلب به عنوان «رابطه داری» شناخته می شود. در جریان مغشوش ضریب اصطکاک نه تنها به عدد رینولدز بلکه به زبری سطحی لوله نیز بستگی دارد. توجه کنید که در بعضی کتابها این رابطه می تواند به صورت زیر نوشته شود:

$$Z_F = \frac{-dp}{\rho g} = \frac{fLC^*}{2gD}$$

به عبارت دیگر، ضریب اصطکاک در بعضی کتابها، چهار برابر ضریب اصطکاک در این کتاب است. برای جلوگیری از هر گونه سردرگمی، دقت لازم، باید صورت گیرد.

۳-۱۱ شرایط ورود به یک لوله

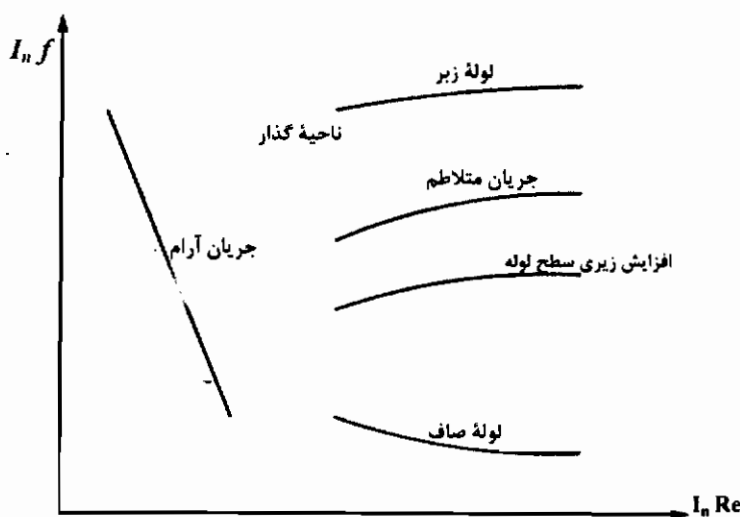
همان گونه که در بخش (۲-۸-۹) توضیح داده شد، رابطه افت ارتفاع به علت اصطکاک، تنها برای قسمتی از جریان به کار می رود، که کاملاً توسعه یافته است. در طول ورودی، توزیع سرعت در حال تغییر است و رابطه (۸-۱۱) کاملاً معتبر نیست. در بیشتر کاربردها، طول ورودی یک نسبت کوچک از کل طول لوله است، که در آن شرایط کاملاً توسعه یافته وجود دارد و شرایط کاملاً توسعه یافته، می توانند با دقت مناسب در نظر گرفته شوند، اما در آن شرایطی که این حالت وجود ندارد، توجه کافی باید صورت گیرد.

۴-۱۱ تغییر ضریب اصطکاک

ضریب اصطکاک برای جریان کاملاً توسعه یافته پایدار یک سیال تراکم ناپذیر در داخل یک لوله مستقیم، می تواند بر حسب عدد رینولدز جریان رسم شود. برای جریان مغشوش به دلیل وجود زبری سطحی لوله یک ضریب اضافی باید در نظر گرفته شود. چنین مجموعه ای از منحنی ها با انجام آزمایش توسط نیکر داس برای لوله ای، که به طور مصنوعی با شنهای به قطر معلوم و زبر شده ای که به جدار داخلی لوله چسبانده شده بودند، به دست آمد.

زبری به صورت نسبت ارتفاع متوسط ناهمواریهای روی سطح K به قطر لوله D اندازه گیری شدند. نیکر داس این رهیافت را در نظر گرفت، زیرا برای به دست آوردن مقدار K روش آسان بود.

متأسفانه، لوله های تجارتي در دسترس، دارای زبری یکنواخت نیستند، از این رو نمودار مودی (به نام مودی) بیشتر مورد استفاده قرار می گیرد. این نمودار مجموعه ای از منحنیهای مشابه است که بر اساس آزمایشهای انجام شده با لوله های تجاری متداول، به دست آمده است. یک نمونه از مجموعه این منحنیها، در شکل (۴-۱۱) نشان داده شده است:



شکل ۴-۱۱ نمودار $I_n f$ بر حسب $I_n Re$ ، بر اساس نمودار مودی، برای جریان آرام و متلاطم سیال تراکم ناپذیر در لوله ها با زبری متفاوت

۱۱-۵ رابطه تجربی برای ضریب اصطکاک

شکل (۴-۱۱) در انتخاب لوله ها برای انتقال سیال از یک محل به محل دیگر، کاملاً مفید است. روشهای دقیق، از نمودار مودی به وسیله سازندگان (تولید کننده ها) لوله، در دسترس است، یا می توان آن را از بازارهای فروش مربوطه، خریداری نمود. ناحیه های آرام و مغشوش را می توان به طور واضح از هم متمایز کرد. هنگامی که ضریب اصطکاک لوله ای مورد نیاز باشد؛ اما قطر یا سرعت جریان معلوم نباشند، مشکلاتی پدید می آید، در این حالت، لازم است تا مقداری دلخواه برای f فرض نمود و با تکرار، به جواب صحیح رسید.

در شرایط خاص، ساده‌تر است تا از یک رابطه تجربی استفاده شود. برای جریان آرام، تنها یک رابطه وجود دارد، که آن هم رابطه (۸-۱۱) است. برای جریان مغشوش، تعداد زیادی روابط ممکن وجود دارند. یک رابطه متداول برای لوله های صاف، بین عدد رینولدز برابر ۳۰۰۰ و ۱۰^۵ است. این رابطه توسط بلازیوس پیشنهاد شد، که برابر است با:

$$f = \frac{0.079}{Re^{1/4}} \quad (11-10)$$

تنها این رابطه است در این جا بیشتر استفاده خواهد شد، اما در یک کتاب مرجع در مورد جریان لوله تعداد بسیار زیادی از رابطه ها برای همه شرایط ممکن جریان وجود دارند.

۱۱-۶ جریان قابل تراکم داخل یک لوله مستقیم

اگر جریان سیال که از داخل لوله می گذرد، قابل تراکم باشد. رابطه داری - حتی برای سیالی نظیر هوا یا گاز طبیعی - تنها زمانی به کار می رود که تغییر چگالی اندک باشد. اگر لوله بسیار طویل باشد، فرضیات یک جریان غیر قابل تراکم معتبر نیست. هنگامی که چگالی تغییر می کند، تحلیل پیچیده تر و فراتر از سطح این کتاب است.

مثال ۱۱-۲

روغن با چگالی 800 kg/m^3 و لزجت دینامیکی 0.3 kg/m.s ، در داخل یک شبکه لوله، توسط پمپی با نرخ 18 kg/s گردش می کند. لوله دارای طول 20 mm و قطر 70 mm است (شکل ۱۱-۵). اگر بازده انتقال انرژی پمپ، برابر ۶۵٪ باشد، توان مورد نیاز برای حرکت روغن در این مدار، چقدر است؟

بیشترین سرعت روغن در لوله، و افت فشار روغن در واحد طول لوله را محاسبه کنید.

حل

سرعت متوسط روغن در لوله $\{C\}_{out}$ را می توان با استفاده از معادله پیوستگی، رابطه (۸-۳) به صورت زیر تعیین نمود:

$$\{\dot{m}\}_{out} = A_{cs} \{\rho C\}_{out}$$

$$\{C\}_{oil} = \frac{\{\dot{m}\}_{oil}}{0.725\pi D^2 \{\rho\}_{oil}} = \frac{18}{0.725\pi \times 0.075^2 \times 800} = 50.9 \text{ m/s}$$

عدد رینولدز جریان روغن در لوله، Re ، با استفاده از رابطه (۱۵-۲) به این صورت داده می شود:

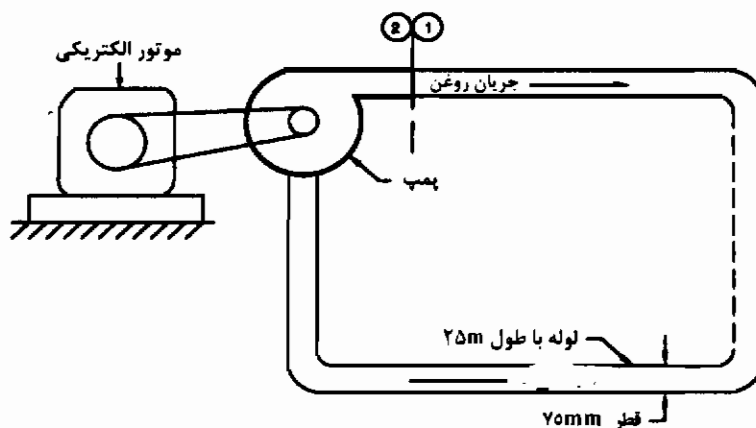
$$Re = \frac{\{\rho C\}_{oil} D}{\{\mu\}_{oil}} = \frac{800 \times 50.9 \times 0.075}{0.3} = 1018$$

از این رو، جریان در لوله آرام است، زیرا $Re < 2000$ است. ضریب اصطکاک لوله با استفاده از رابطه (۹-۱۱) برابر است با:

$$f = \frac{16}{Re} = \frac{16}{1018} = 0.0157$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله، Z_F ، با توجه به رابطه (۸-۱۱) به صورت زیر خواهد بود:

$$Z_F = \frac{4fL\{C^2\}_{oil}}{2gD} = \frac{4 \times 0.0157 \times 25 \times 50.9^2}{2g \times 0.075} = 27.64 \text{ m}$$



شکل ۵-۱۱؛ مثال ۲-۱۱ جریان روغن در داخل یک مدار لوله شامل یک پمپ

$SFEE$ را از خروجی پمپ (حالت ۱) به دور مدار و برگشت به خروجی پمپ (حالت ۲) در نظر بگیرید. با استفاده از رابطه (۲-۱۱) داریم:

$$\{p_s\}_{oil} = \{p_r\}_{oil}$$

$$\{C_s\}_{oil} = \{C_r\}_{oil}$$

$$z_s = z_r$$

$$Z_F = 27/64 \text{ m}$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۲) می دهد :

$$0 = 27/64 - \frac{\dot{W}_{12}}{18g}$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 27/64 \times 18 \times 9/81 = +4880/7 \text{ W}$$

در راندمان انتقال انرژی ، ۶۵٪، توان واقعی ورودی مورد نیاز برای پمپ کردن روغن $(\dot{W}_{12})_{act}$ ، برابر است با :

$$(\dot{W}_{12})_{act} = \frac{4880/7}{0/65} = +7508/7 \text{ W}$$

علامت مثبت ، به این دلیل است که کار ورودی به سیستم است . سرعت بیشینه $\{C_{max}\}_{oil}$ از آن جا که جریان آرام است ، با استفاده از رابطه (۱۱-۶) به صورت زیر داده می شود :

$$\{C_{max}\}_{oil} = \{C\}_{oil} = 2 \times 5/0.9 = 10/18 \text{ m/s}$$

افت فشار روغن ، در واحد طول لوله $\frac{\{dp\}_{oil}}{dx}$ نیز با توجه به رابطه (۱۱-۶) به صورت زیر به دست می آید :

$$\{C_{mean}\}_{oil} = \frac{-D^2 \{dp\}_{oil}}{32 \{\mu\}_{oil} dx}$$

$$\therefore 5/0.9 = \frac{-0/0.75 \{dp\}_{oil}}{32 \times 0/3 dx}$$

$$\therefore \frac{\{dp\}_{oil}}{dx} = -8686/9 \text{ Pa در هر متر طول}$$

همچنین می توان با به کار بردن $SFEE$ ، بین خروجی از پمپ (حالت ۱) ، به دور مدار تا ورودی پمپ (حالت ۳) را تعیین نمود . با در نظر گرفتن رابطه (۱۱-۲) داریم :

$$\{C_s\}_{oil} = \{C_r\}_{oil} \text{ (زیرا روغن در سرعت ثابت جریان دارد)}$$

(با صرف نظر کردن از هر گونه اختلاف ارتفاع بین ورودی و خروجی پمپ) $z_1 = z_2$

$$Z_F = 27/64 \text{ m}$$

(زیرا پمپ در محدوده موقعیتهای ورودی و خروجی SFEE نیست) $W_{sr} = 0$

با جایگزینی در رابطه (۲-۱۱) می دهد:

$$\frac{\{p_1\}_{oil}}{800g} = \frac{\{p_2\}_{oil}}{800g} + 27/64$$

$$\{p_2 - p_1\}_{oil} = -27/64 \times 800g = -216918/7 \text{ Pa}$$

اگر طول لوله ۲۵ m باشد، افت فشار در واحد طول لوله برابر است با:

$$\{p_2 - p_1\}_{oil} = \frac{-216918/7}{25} = -8676/7 \text{ Pa} \text{ در هر متر طول}$$

اختلاف، در گرد کردن اعداد است. از آن جا که پمپ، روغن را به دور سیستم می چرخاند، تمام کار ورودی به پمپ برای غلبه کردن بر اثرات اصطکاک مخالف حرکت روغن، مورد نیاز است و هیچ سهم خاصی به یا از انرژی پتانسیل وجود ندارد.

مثال ۳-۱۱

نوعی روغن برای روغنکاری یک یاتاقان محوری هیدرواستاتیکی، به کار برده می شود، چگالی این روغن برابر 800 kg/m^3 و لزجت دینامیکی آن، برابر 0.035 kg/m.s است. روغن از طریق یک لوله افقی، به قطر 10 mm و طول 3 m با نرخ 0.16 kg/s به یاتاقان، پمپ می شود. روغن با فشاری برابر 550 kPa به یاتاقان وارد می شود (شکل ۶-۱۱). فشار روغن در خروج از پمپ چقدر است؟

بعد از مدتی، وسیله ای که در آن یاتاقان قرار دارد، مجدداً به گونه ای طراحی می شود، که یاتاقان در یک موقعیت ۲ متری بالای پمپ قرار می گیرد. اکنون فشار روغن در خروج از پمپ چقدر است؟

حل

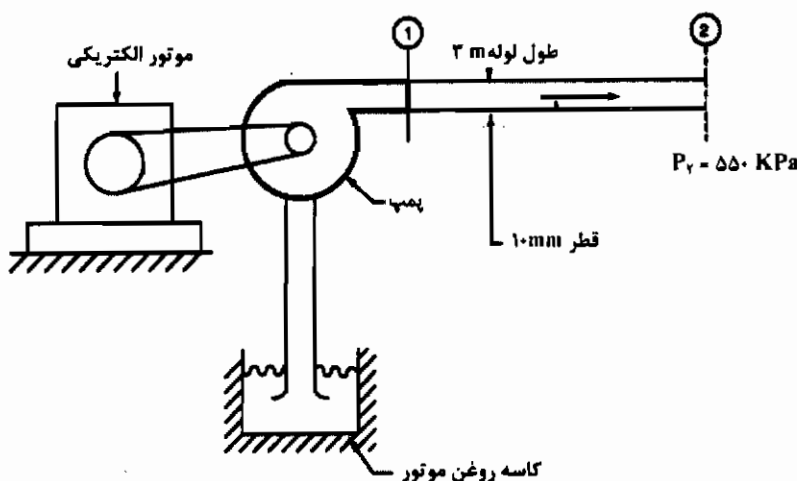
سرعت متوسط روغن در لوله $\{C\}_{oil}$ را می توان با استفاده از معادله پیوستگی از رابطه (۸-۳) به صورت زیر تعیین نمود:

$$\{\dot{m}\}_{oil} = A_{xs} \{\rho C\}_{oil}$$

$$\therefore \{C\}_{oil} = \frac{\{\dot{m}\}_{oil}}{A_{xs} \{\rho\}_{oil}} = \frac{0.16}{0.785 \pi D^2 \times 0.9 \times 800} = 2/6 \text{ m/s}$$

عدد رینولدز Re ، برای جریان روغن در لوله با توجه به رابطه (۲-۱۵) به این صورت داده می شود:

$$Re = \frac{\{\rho C\}_{oil} D}{\{\mu\}_{oil}} = \frac{800 \times 2/6 \times 0.01}{0.035} = 594/3$$



شکل ۱۱-۶: مثال ۱۱-۳ روغن به یک یاتاقان محوری هیدرواستاتیکی در حال پمپ شدن است.

از این رو چون $Re < 2000$ است، لذا جریان در لوله آرام خواهد بود و ضریب اصطکاک لوله f با استفاده از رابطه (۱۱-۹) به این صورت داده می شود:

$$f = \frac{16}{Re} = \frac{16}{594/3} = 0.027$$

افت ارتفاع، به علت اصطکاک در لوله با توجه به رابطه (۸-۱۱) می شود:

$$Z_F = \frac{4fL\{C_v\}_{oil}}{2gD} = \frac{4 \times 0.027 \times 3 \times 2/6^2}{2g \times 0.01} = 11/2 \text{ m}$$

$SFEE$ را بین خروجی پمپ، و بنابراین ورودی به لوله (حالت ۱) و خروج از لوله (حالت ۲) به کار می بریم. با در نظر گرفتن رابطه (۲-۱۱):

$$\{C_v\}_{oil} = \{C_v\}_{oil} \quad (\text{زیرا روغن با سرعت ثابت در لوله جریان دارد})$$

$$z_1 = z_2 \quad (\text{زیرا لوله، افقی است})$$

$$\{p_v\}_{oil} = 5/5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\{\rho_v\}_{oil} = \{\rho_v\}_{oil} = 800 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{زیرا روغن، غیر قابل تراکم است})$$

$$\dot{W}_{12} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ بین ورودی و خروجی لوله موجود نیست})$$

با جایگزینی در رابطه (۲-۱۱) می دهد:

$$\frac{\{p_v\}_{oil}}{800g} = \frac{5/5 \times 10^5}{800g} + 11/2$$

$$\therefore \{p_v\}_{oil} = 638 \text{ kPa}$$

اگر یاتاقان ۲ متر بالای پمپ باشد، داریم:

$$z_2 - z_1 = 2 \text{ m}$$

جایگزینی در رابطه (۲-۱۱) می دهد:

$$\frac{\{p_v\}_{oil}}{800g} = \frac{5/5 \times 10^5}{800g} + 2 + 11/2$$

$$\therefore \{p_v\}_{oil} = 654 \text{ kPa}$$

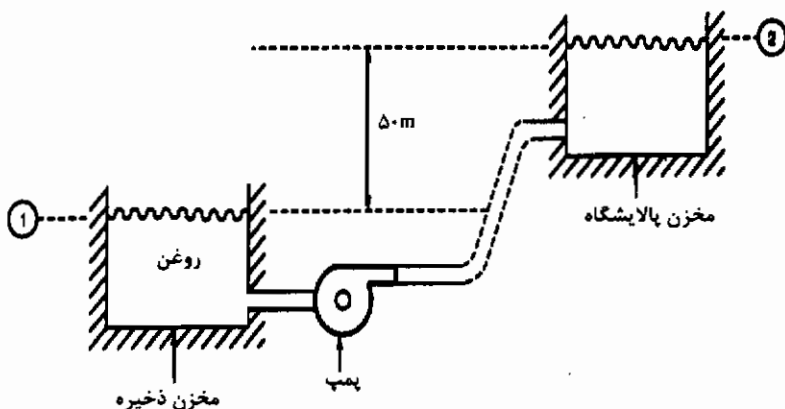
هنگامی که یاتاقان در بالای پمپ است، بیشتر انرژی، که توسط پمپ به سیال داده می شود، صرف غلبه بر اصطکاک داخلی لوله می شود، و نه صرف غلبه بر انرژی پتانسیل ناشی از اختلاف ارتفاع.

مثال ۴-۱۱

روغن با نرخ 2400 kg/s ، از مخزنهای ذخیره در یک پایانه اقیانوس، به مخزنهای ذخیره دیگری، که در یک پالایشگاه به فاصله 150 km در داخل کشور واقع شده اند، از طریق لوله ای به قطر $1/25 \text{ m}$ ، پمپ می شود. پالایشگاه در سطحی برابر 50 m بالای پایانه اقیانوس واقع شده است. این روغن دارای چگالی 800 kg/m^3 و لزجت دینامیکی $0/25 \text{ kg/m.s}$ می باشد، (شکل ۷-۱۱). توان ورودی مورد نیاز برای عملکرد پمپ با بازده انتقال انرژی برابر 75% را محاسبه کنید؟

به علت یک اشتباه از طرف پیمانکار تنها 75 km از لوله به قطر $1/25 \text{ m}$ ، نصب می شود، و بقیه 75 km از لوله با قطر $1/10 \text{ m}$ نصب می شوند. درصد افزایش در توان ورودی مورد نیاز برای کارکرد پمپ چقدر است؟

اگر پمپ توسط یک توربین گاز با کارایی 25% ، که گاز طبیعی را در $0/3 \text{ \$/kWh}$ مصرف می کند، استفاده شود، هزینه مصرفی سالانه اضافی برای توربین گاز، که در اثر اشتباه پیمان کار ایجاد می شود چقدر خواهد بود؟ فرض کنید که روغن به مدت 8000 ساعت در سال پمپ می شود.



شکل ۷-۱۱: مثال ۴-۱۱ روغن از مخزنهای ذخیره در یک پایانه اقیانوس به مخزنهای ذخیره در پالایشگاهی به فاصله 150 km داخل شهر، پمپ می شود.

حل

در حالت اول: سرعت متوسط روغن در لوله $\{C\}_{oil}$ ، می تواند با استفاده از معادله پیوستگی رابطه (۳-۸) به صورت زیر تعیین شود:

$$\{m\}_{oil} = A_{xs} \{\rho C\}_{oil}$$

$$\{C\}_{oil} = \frac{\{m\}_{oil}}{0.725 \pi D^2 \{\rho\}_{oil}} = \frac{2400}{0.725 \times 1/25' \times 800} = 2/44 \text{ m/s}$$

عدد رینولدز برای جریان در لوله Re، از رابطه (۱۵-۲) به این صورت داده می شود:

$$Re = \frac{\{\rho C\}_{oil} D}{\{\mu\}_{oil}} = \frac{800 \times 2/44 \times 1/25}{0.725} = 9760.$$

بنابراین، جریان در لوله متلاطم است زیرا $Re > 3500$ است، ضریب اصطکاک لوله می تواند از نمودار مودی، یا با فرض این که صاف است، از رابطه بلازیوس توسط با رابطه (۱۰-۱۱) تعیین شود. هیچ اطلاعی درباره زبری لوله نیست، بنابراین روش دوم به کار برده می شود، که به صورت زیر است:

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} = \frac{0.079}{9760^{0.25}} = 0.00795$$

افت ارتفاع هد به علت اصطکاک در لوله، با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به این صورت داده

می شود:

$$Z_F = \frac{4fL\{C^2\}_{oil}}{2gD} = \frac{4 \times 0.00795 \times 150 \times 10^2 \times 2/44^2}{2g \times 1/25} = 1157/9 \text{ m}$$

$SFEE$ را بین سطح روغن در مخزنهای ذخیره در پایانه اقیانوس (حالت ۱) و سطح روغن

در مخزنهای ذخیره در پالایشگاه (حالت ۲) به کار برده می شود. با در نظر گرفتن رابطه (۲-۱۱):

$$\{p_v\}_{oil} = \{p_r\}_{oil} = \text{فشار جو}$$

(زیرا سطوح روغن در مخزنها، تنها به آرامی پایین یا بالا می روند)

$$\{C_v\}_{oil} = \{C_r\}_{oil} = 0$$

$$z_v - z_r = -50 \text{ m}$$

$$Z_F = 1157/9 \text{ m}$$

با جایگزینی در رابطه (۲-۱۱) می دهد:

$$-50 = 1157/9 - \frac{\dot{W}_{12}}{2400 \cdot g}$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 2400 \cdot g \times 12.7/9 = 28/44 \text{ MW}$$

با راندمان انتقال انرژی برابر ۷۵٪، توان واقعی مورد نیاز ورودی $(\dot{W}_{12})_{act}$ برابر است با:

$$(\dot{W}_{12})_{act} = \frac{28/44}{0.75} = 37/92 \text{ MW}$$

از آن جا که توربین گاز تنها ۲۵٪ کارایی دارد، گرمای ورودی \dot{Q}_1 ناشی از احتراق سوخت گاز طبیعی، که برای تولید توان خروجی برابر $37/92 \text{ MW}$ مورد نیاز است، برابر می شود با:

$$\dot{Q}_1 = \frac{37/92}{0.25} = 151/7 \text{ MW}$$

هزینه مصرفی سالانه $\$_{ARC}$ ، برای این پمپ با استفاده از رابطه (۸-۴)، به این صورت داده می شود:

$$\$_{ARC} = 151/7 \times 10^3 \times 8000 \times 0.03 = \$26/4 \text{ میلیون در هر سال}$$

در حالت دوم، به علت تغییر در قطر لوله، سرعت، عدد رینولدز، ضریب اصطکاک و افت ارتفاع، به علت اصطکاک روغن در لوله از یک مقطع لوله تا مقطع دیگر، تغییر خواهند کرد. با فرض این که 75 km از طول لوله با قطر $1/25$ باشد، این مقادیر همانند بالا خواهند بود، به جز این که افت ارتفاع ناشی از اصطکاک، برابر نصف مقدار اولیه خود ارتفاع می شود. بنابراین، افت ارتفاع ناشی از اصطکاک در طول لوله به قطر $1/25 \text{ m}$ یعنی Z'_F برابر است با:

$$Z'_F = 1157/9 \times 0.5 = 578/95 \text{ m}$$

در لوله با قطر $D'' = 1/10 \text{ m}$ و مساحت مقطع عرضی A''_{xs} ، سرعت متوسط روغن $\{C''\}_{oil}$ با توجه به معادله پیوستگی رابطه (۳-۸) برابر است با:

$$\begin{aligned} \{\dot{m}\}_{oil} &= A''_{xs} \{\rho C''\}_{oil} \\ \therefore \{C''\}_{oil} &= \frac{\{\dot{m}_{oil}\}}{0.785\pi D''^2 \{\rho\}_{oil}} = \frac{2400}{0.785\pi \times 10^2 \times 800} = 3/82 \text{ m/s} \end{aligned}$$

عدد رینولدز برای جریان در لوله به قطر $1/10 \text{ m}$ ، Re'' با استفاده از رابطه (۱۵-۲) به این صورت داده می شود:

$$Re'' = \frac{\{\rho C''\}_{oil} D''}{\{\mu\}_{oil}} = \frac{800 \times 2/82 \times 1}{0/25} = 12224$$

بنابراین، جریان در لوله مغشوش است، زیرا Re'' می باشد. با استفاده از رابطه بلازیوس، رابطه (۱۰-۱۱)، برای پیدا کردن ضریب اصطکاک در لوله به قطر $1/10 \text{ m}$ ، f'' می دهد:

$$f'' = \frac{0/079}{Re''^{0/25}} = \frac{0/079}{12224^{0/25}} = 0/0075$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله به قطر $1/10 \text{ m}$ ، Z_F'' برای طول L'' ، با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به این صورت داده می شود:

$$Z_F'' = \frac{4 f'' L'' \{C''\}_{oil}}{2gD''} = \frac{4 \times 0/0075 \times 75 \times 10^2 \times 2/82^2}{2g \times 1} = 1673/4 \text{ m}$$

$SFEE$ را دوباره بین حالت ۱، سطح روغن در مخزنهای ذخیره در پایانه اقیانوس، و حالت ۲، سطح روغن در مخازن ذخیره در پالایشگاه، به کار می بریم. با در نظر گرفتن رابطه (۲-۱۱):

$$\{p_v\}_{oil} = \{p_v\}_{oil} = \text{فشار جو}$$

(زیرا سطوح روغن در مخزنها تنها به آرامی پایین یا بالا خواهند رفت)

$$\{C_v\}_{oil} = \{C_v\}_{oil} = 0$$

$$z_v - z_r = -50 \text{ m}$$

$$Z_F = Z_F' + Z_F'' = 578/95 + 1673/4 = 2252/35 \text{ m}$$

با جایگزینی در رابطه (۲-۱۱) می دهد:

$$-50 = 2252/35 - \frac{\dot{W}_{12}}{2400g}$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 2400g \times 2302/35 = 54/21 \text{ MW}$$

با توجه راندمان انتقال انرژی برابر ۷۵٪، توان واقعی مورد نیاز ورودی $(\dot{W}_{12})_{act}$ برابر است با:

$$(\dot{W}_{12})_{act} = \frac{54/21}{0/75} = 72/28 \text{ MW}$$

از آن جا که توربین گاز، تنها ۲۵٪ کارایی دارد، گرمای ورودی \dot{Q}_i ناشی از احتراق سوخت گاز طبیعی که برای تولید توان خروجی برابر $72/28 \text{ MW}$ مورد نیاز است، برابر می شود با:

$$\dot{Q}_i = \frac{72/28}{0.25} = 289/1 \text{ MW}$$

هزینه مصرفی سالانه برای این پمپ $\$'_{ARC}$ با استفاده از رابطه (۸-۴) به این صورت داده می شود:

$$\$'_{ARC} = 289/1 \times 10^{-3} \times 8000 \times 0.3 = \$69/4 \text{ (میلیون در هر سال)}$$

درصد افزایش در هزینه مصرفی سالانه به علت اشتباه پیمان کار $(\% \$'_{ARC})$ ، برابر است با:

$$(\% \$'_{ARC}) = \frac{69/4 - 36/4}{36/4} = \%90/7$$

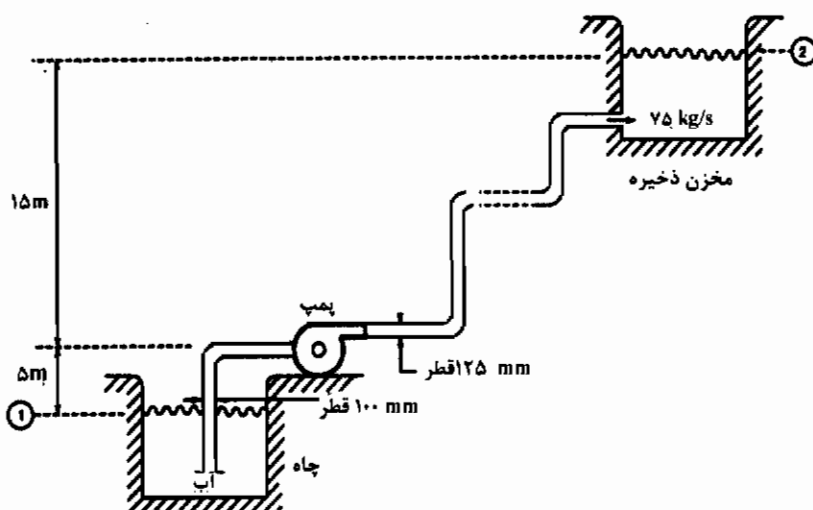
توجه داشته باشید که، در لوله با قطر $1/0 \text{ m}$ سرعت روغن بیشتر است. از این رو در رابطه برای Z_F ، عبارت سرعت مجذور می شود (به توان ۲ می رسد) و این اثر قابل توجهی روی میزان انرژی مورد نیاز برای غلبه بر اصطکاک می گذارد، به علاوه، هر چقدر قطر لوله کوچکتر باشد، عبارت افت ارتفاع بزرگتر است؛ در نتیجه Z_F ، برای لوله با قطر $1/0 \text{ m}$ ، حدوداً سه برابر Z_F برای لوله با قطر $1/25 \text{ m}$ است، گرچه آنها طول یکسان دارند و همان دبی جرمی روغن را منتقل می کنند.

در عمل، پمپی که برای لوله ای به قطر $1/25 \text{ m}$ انتخاب می شود، قادر نخواهد بود تا اگر نیمی از خط لوله به قطر $1/0 \text{ m}$ باشد، به نرخ جریان روغن پیش بینی شده دست پیدا کند.

مثال ۵-۱۱

کشاورزی می خواهد، آب با چگالی 1000 kg/m^3 و لزجت دینامیکی 10^{-3} kg/m.s را، از چاهی به درون یک مخزن ذخیره آب، پمپ کند. او پمپی را روی زمین، نزدیک به چاه، مستقر می کند یک لوله مکش به طول 8 m و به قطر 100 mm را از پمپ به داخل چاه مرتبط می نماید. سطح آب چاه 5 m پایین تر از محور پمپ است. در قسمت تخلیه نیز یک لوله دهش

(تخلیه) به طول 25 m و به قطر 125 mm را از خروجی پمپ به داخل مخزن ذخیره آب، وصل می کند. سطح آب در مخزن، در ارتفاعی برابر 15 m بالای محور پمپ است، شکل (۸-۱۱). اگر لوله های مکش و دهش هر دو را بتوان صاف فرض نمود و رابطه بلازیوس برای ضریب اصطکاک مورد استفاده قرار گیرد، و نرخ جریان آب 75 kg/s باشد و پمپ راندمان انتقال انرژی برابر 65% داشته باشد، توان ورودی مورد نیاز به پمپ چقدر خواهد بود؟



شکل ۸-۱۱: مثال ۵-۱۱ آب از چاهی به داخل یک مخزن ذخیره پمپ می شود.

حل

سرعت متوسط آب در لوله مکش $\{C''\}_w$ با مساحت مقطع عرضی A''_{xs} و قطر D'' را می توان با استفاده از معادله پیوستگی رابطه (۳-۸) به صورت زیر تعیین نمود:

$$\begin{aligned} \{\dot{m}\}_w &= A''_{xs} \{\rho C''\}_w \\ \therefore \{C''\}_w &= \frac{\{\dot{m}\}_w}{\cdot / 25 \pi D''^2 \{\rho\}_w} = \frac{75}{\cdot / 25 \pi \times 0.1^2 \times 1000} = 9.55 \text{ m/s} \end{aligned}$$

عدد رینولدز جریان در لوله مکش Re'' توسط رابطه (۱۵-۲) به این صورت داده می شود.

$$Re'' = \frac{\{\rho C''\}_w D''}{\{\mu\}_w} = \frac{1000 \times 9/55 \times 0/1}{10^{-3}} = 955000$$

بنابراین، جریان در لوله مکش مغشوش است، زیرا $Re'' > 3500$ است. ضریب اصطکاک لوله مکش f'' می تواند از رابطه بالازیوس (۱۰-۱۱) به صورت زیر تعیین شود:

$$f'' = \frac{0/079}{Re''^{0/25}} = \frac{0/079}{955000^{0/25}} = 0/0025$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک Z''_f در لوله مکش با طول L'' با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به این صورت داده می شود:

$$Z''_f = \frac{4 f'' L'' \{C''\}_w}{2 g D''} = \frac{4 \times 0/0025 \times 8 \times 9/55}{2 g \times 0/1} = 2/72 \text{ m}$$

سرعت متوسط آب در لوله دهش (تخلیه) $\{C'\}_w$ با مساحت مقطع عرضی A'_{xs} و قطر D' می تواند با استفاده از معادله پیوستگی رابطه (۳-۸) به صورت زیر تعیین شود:

$$\begin{aligned} \{\dot{m}\}_w &= A'_{xs} \{\rho C'\}_w \\ \therefore \{C'\}_w &= \frac{\{\dot{m}\}_w}{0/25\pi D'' \{\rho\}_w} = \frac{75}{0/25\pi \times 0/125 \times 1000} = 6/11 \text{ m/s} \end{aligned}$$

عدد رینولدز جریان در لوله دهش Re' از رابطه (۱۵-۲) به این صورت داده می شود:

$$Re' = \frac{\{\rho C'\}_w D'}{\{\mu\}_w} = \frac{1000 \times 6/11 \times 0/125}{10^{-3}} = 763750$$

از این رو، جریان در لوله دهش، مغشوش است، زیرا $Re' > 3500$ می باشد.

ضریب اصطکاک لوله دهش f' را می توان با توجه به رابطه بالازیوس؛ یعنی رابطه (۱۰-۱۱) به صورت زیر تعیین نمود:

$$f' = \frac{0/079}{Re'^{0/25}} = \frac{0/079}{763750^{0/25}} = 0/00267$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک Z'_f در لوله دهش با طول L' ، با استفاده از رابطه (۸-۱۱)

می شود:

$$Z'_f = \frac{4 f' L' \{C'\}_w}{2 g D'} = \frac{4 \times 0/00267 \times 25 \times 6/11}{2 g \times 0/125} = 4/06 \text{ m}$$

$SFEE$ را بین سطح آب در چاه (حالت ۱) و سطح آب در مخزن ذخیره آب (حالت ۲)

در نظر می گیریم؛ با در نظر گرفتن رابطه (۲-۱۱) داریم:

$$\{p_v\}_w = \{p_v\}_w = \text{فشار جو}$$

(زیرا سطح آب در چاه و مخزن ذخیره آب تنها به صورت آرام پایین یا بالا خواهد رفت)

$$\{C_v\}_w = \{C_v\}_w = 0$$

$$z_v - z_r = -(5 + 15) = -20 \text{ m}$$

$$Z_F = Z_F'' + Z_F' = 3/72 + 4/0.6 = 7/79 \text{ m}$$

با جایگزینی در رابطه (۲-۱۱) می دهد:

$$-20 = 7/79 - \frac{\dot{W}_{12}}{75g}$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 75g \times 27/79 = 20/4 \text{ kW}$$

راندمان انتقال انرژی برابر ۶۵٪، توان واقعی مورد نیاز ورودی (\dot{W}_{12}) ، برابر است با:

$$(\dot{W}_{12})_{act} = \frac{20/4}{0.65} = 31/4 \text{ kW}$$

توجه داشته باشید، افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله دهش، تقریباً، برابر همان مقدار در لوله مکش است. اگر چه (طول لوله دهش) سه برابر، بلندتر است و علت این است که قطر لوله دهش بزرگتر از لوله مکش است. بنابراین، سرعت آب در لوله دهش، کمتر از سرعت آب در لوله مکش است و عبارت سرعت مهمترین عامل در رابطه برای افت ارتفاع می باشد.

لوله مکش و پمپ، در چنین تأسیساتی، قبل از این که پمپ روشن شود، باید از مایع پر باشند که مایع در این حالت آب است، در غیر این صورت پمپ تنها با هوا در پره ها خواهد چرخید و عملکرد آن موثر نخواهد بود. این وضعیت به عنوان «هواگیری» یا «آماده سازی سیستم (Priming)» شناخته می شود.

۲-۱۱ دیگر افتهای ارتفاع در لوله ها

همان گونه که انرژی سیال، به علت جریان آن در لوله، صرف غلبه بر اثرات اصطکاک می شود (افت ارتفاع به علت اصطکاک Z_F). افتهای ارتفاع، به شکلهای دیگری نیز هستند، که

تحت عنوان «افت‌های جزئی» دسته بندی می شوند. این افت‌ها ضمن مواجهه سیال با یک آشفتگی در برابر جریان، از قبیل: وجود زانویی در لوله، انقباض در قطر لوله، انبساط در قطر لوله ورودی یا لوله خروجی و وجود هر اتصالی در لوله، مثلاً، یک شیر، اتفاق می افتد. در طول کوتاهی از لوله، افت‌های جزئی، ممکن است از Z_F بزرگتر باشند، اما در لوله های طویل، افت ارتفاع به علت اصطکاک عموماً بزرگتر است.

در بعضی مواقع، افت جزئی، را می توان به صورت تحلیلی بررسی نمود، اما، غالباً امکانپذیر نیست و ساده ترین روش، مقداربندی کردن هر افت جزئی به صورت ارتفاع Z_{FM} و نمایش آن به شکل ضریبی از ارتفاع سرعت است.

$$Z_{FM} = \frac{k_{FM} C^2}{2g}$$

در این جا K_{FM} بدون بعد است و «ضریب افت» نامیده می شود. ضریب افت، مقداری خواهد داشت، که بستگی به آنچه آشفتگی در برابر جریان ایجاد می کند، دارد. مقدار دقیق K_{FM} ، همیشه مشخص نیست، زیرا در شرایط مختلف تغییر می کند، اما جدول (۱-۱۱) خلاصه ای از مقادیر مناسب برای بیشتر کاربردهای جریان در لوله ها و جدول (۲-۱۱) ضرایب لازم برای اتصالات مناسب لوله را، ارائه می دهد. این مقادیر بر حسب استفاده از سرعت بالا دست یا پایین دست جریان، در Z_{FM} هستند. شرایط بالا دست جریان، زیرنویس U و شرایط پایین دست جریان زیرنویس DN را دارند.

رابطه $SFEE$ شامل افت‌های جزئی، می شود:

$$\frac{P_1}{\rho_1 g} + \frac{\cdot/\Delta C_1^2}{g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{\cdot/\Delta C_2^2}{g} + z_2 + Z_F + Z_{FM} - \frac{\dot{W}_{12}}{mg} \quad (11-11)$$

جدول ۱-۱۱: مقادیر نمونه برای ضریب افت K_{FM} در جریان لوله

نوع آشفتگی برای جریان	K_{FM}
انبساط ناگهانی (بر اساس $C_{DN}^* / 2g$)	$((A_{xs})_{DN} / (A_{xs})_U - 1)^2$
انبساط ناگهانی (بر اساس $C_U^* / 2g$)	$(1 - (A_{xs})_U / (A_{xs})_{DN})^2$
انبساط تدریجی	(با زاویه 50°) ۱ (با زاویه 30°) ۰/۷ (با زاویه 10°) ۰/۱۵
خروج از لوله به مخزن بزرگ (بر اساس $C_U^* / 2g$)	۱
انقباض (تنگ شدن) ناگهانی (بر اساس $C_{DN}^* / 2g$)	$0/5 (D_{DN} / D_U = 0)$ $0/45 (D_{DN} / D_U = 0/2)$ $0/38 (D_{DN} / D_U = 0/4)$ $0/28 (D_{DN} / D_U = 0/6)$ $0/14 (D_{DN} / D_U = 0/8)$ $0 (D_{DN} / D_U = 1/0)$
انقباض تدریجی، ورودی از طریق یک مخزن بزرگ به لوله (بر اساس $C_{DN}^* / 2g$)	• (ورودی تیز) ۰/۵ (ورودی گرد) •
زانویی کوچک 90° درجه (بر اساس $C_U^* / 2g$)	۱/۱
زانویی بزرگ 90° (بر اساس $C_U^* / 2g$)	۰/۶
زانویی 90° با پرده ها (بر اساس $C_U^* / 2g$)	۰/۲

جدول ۲-۱۱: مقادیر نمونه ضریب افت K_{FM} ، برای اتصالات لوله.

اتصال لوله	K_{FM}
زانویی ۹۰ درجه (بر اساس $C_{II}^2 / 2g$)	۰/۹
زانویی ۴۵ درجه (بر اساس $C_{II}^2 / 2g$)	۰/۴
ورودی اصلی به اتصال T شکل (بر اساس $C_{II}^2 / 2g$)	۰/۴
خروجی جانبی از اتصال T شکل	۱/۸
شیر تویی (بر اساس $C_{II}^2 / 2g$)	(کاملاً باز) ۱۰ (۷۵٪ باز) ۱۱ (۵۰٪ باز) ۱۲/۵
شیر کشویی (بر اساس $C_{II}^2 / 2g$)	(کاملاً باز) ۰/۲ (۷۵٪ باز) ۱ (۵۰٪ باز) ۵ (۲۵٪ باز) ۲۴
شیر مکش (foot) (بر اساس $C_{II}^2 / 2g$)	(لولا شده) ۱/۵ (بالابر) ۱۰
شیر یک طرفه (بر اساس $C_{II}^2 / 2g$)	(لولا شده) ۲/۵ (ساجمه ای) ۴ (بالابر) ۱۵

مثال ۶-۱۱

آب از مخزنی، به مخزن دیگر در ارتفاع قائم 45 m ، پمپ می شود. کمی بعد از ورود به لوله از مخزن پایین تر و قبل از پمپ، یک شیر تویی کاملاً باز، نصب شده است. لوله مکش پمپ 5 m طول، 50 mm قطر و ضریب اصطکاک کی برابر 0.008 دارد. لوله دهش (تخلیه)، 120 m طول، قطر 75 mm ضریب اصطکاک کی برابر 0.01 دارد و شامل دو زانویی 90 mm است (شکل ۹-۱۱). توان مورد نیاز برای پمپ کردن آب با چگالی 1000 kg/m^3 و دبی جرمی 32 kg/s چقدر است؟ (در این حال راندمان انتقال انرژی برابر 70% است، افتهای جزئی را در نظر بگیرید).

حل

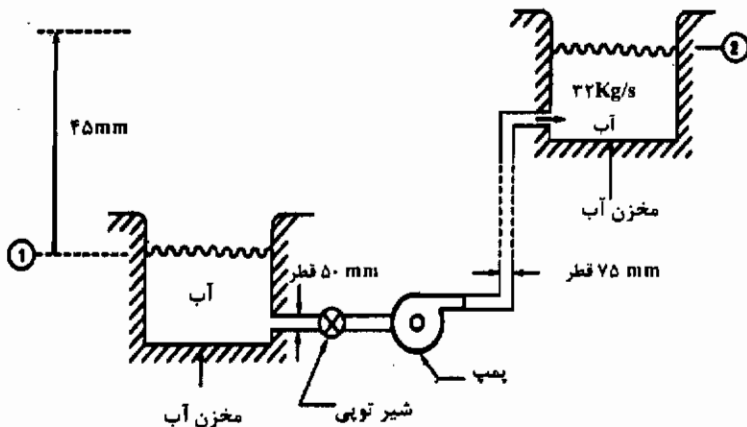
سرعت متوسط آب در لوله مکش $\{C''\}_w$ ، با مساحت مقطع A''_{xs} و قطر D'' را، می توان با استفاده از معادله پیوستگی، رابطه (۳-۸)، به صورت زیر تعیین نمود:

$$\{\dot{m}\}_w = A''_{xs} \{\rho C''\}_w$$

$$\therefore \{C''\}_w = \frac{\{\dot{m}\}_w}{0.75\pi D''^2 \{\rho\}_w} = \frac{32}{0.75\pi \times 0.05^2 \times 1000} = 16/3\text{ m/s}$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک، در لوله مکش Z''_F به طول L'' و ضریب اصطکاک f از رابطه (۸-۱۱) به این صورت داده می شود:

$$Z''_F = \frac{f f'' L'' \{C''\}_w^2}{2g D''} = \frac{4 \times 0.008 \times 5 \times (16/3)^2}{2g \times 0.05} = 43/23\text{ m}$$



شکل ۹-۱۱: مثال ۶-۱۱ آب از مخزنی به مخزن دیگر پمپ می شود.

سرعت متوسط آب در لوله دهش (تخلیه) $\{C'\}_w$ با مساحت مقطع A'_{xv} و قطر D' ، را می توان با استفاده از معادله پیوستگی، رابطه (۳-۸) به صورت زیر تعیین نمود:

$$\begin{aligned} \{\dot{m}\}_w &= A'_{xv} \{\rho C'\}_w \\ \therefore \{C'\}_w &= \frac{\{\dot{m}\}_w}{\cdot / 25 \pi D'^2 \{\rho\}_w} = \frac{32}{\cdot / 25 \pi \times \cdot / 075^2 \times 1000} = 7/24 \text{ m/s} \end{aligned}$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله دهش (تخلیه) Z'_F با طول L' و ضریب

اصطکاک f' با توجه به رابطه (۸-۱۱) به این صورت داده می شود:

افت کلی ارتفاع به علت اصطکاک Z_F در لوله های مکش و دهش، برابر است با:

$$Z_F = Z'_F + Z''_F = 42/33 + 171 = 214/33 \text{ m}$$

افت های جزئی Z_{FM} ، شامل ورودی (با فرض اینکه لوله لبه تیز باشد)، شیرتویی، دو زانویی 90° و افت در خروجی هستند، با استفاده از جدول (۱۱-۱) با سرعت های مناسب آب در بالادست و پایین دست جریان، افت های جزئی، عبارتند از:

$$Z_{FM} = \frac{\cdot / 5 \{C''^2\}_w}{2g} + \frac{1 \cdot \{C''^2\}_w}{2g} + \frac{2 \times \cdot / 9 \{C''^2\}_w}{2g} + \frac{\{C''^2\}_w}{2g}$$

$$\therefore Z_{FM} = \cdot / 54 \times 16/3^2 + \cdot / 14 \times 7/24^2 = 150/8 \text{ m}$$

$SFEE$ را بین سطح آب در مخزن پایین تر (حالت ۱) و سطح آب در مخزن بالاتر (حالت ۲)، در نظر می گیریم. با توجه به رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$\{p_v\}_w = \{p_r\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_v\}_w = \{C_r\}_w = 0 \quad (\text{زیرا سطح آب در مخازن ذخیره تنها به آرامی پایین یا بالا می روند})$$

$$z_v - z_r = -45 \text{ m}$$

$$Z_F + Z_{FM} = 214/22 + 150/8 = 365/12 \text{ m}$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) می دهد:

$$-45 = 365/12 - \frac{\dot{W}_{12}}{32g}$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 32g \times 410/12 = 128/8 \text{ kW}$$

با راندمان انتقال انرژی ۷۰٪، توان واقعی مورد نیاز ورودی $(\dot{W}_{12})_{act}$ برابر است با:

$$(\dot{W}_{12})_{act} = \frac{128/8}{0.7} = 184 \text{ kW}$$

افتهای جزئی نمایانگر ۴۱٪ از ارتفاع مورد نیاز، برای غلبه بر نیروهای اصطکاک و ۳۷٪ توان مورد نیاز ورودی به پمپ هستند، که نسبتی با اهمیت است.

۱۱-۸ طول معادل

افتهای جزئی، که در اتصالات به وجود می آیند، بعضی مواقع به صورت یک طول معادل L_{EQ} از لوله مستقیم، با همان قطر بیان می شوند، به طوری که این طول شامل مجموعه اتصال است و همان افت ارتفاعی را، که اتصالات ایجاد می کنند، تولید خواهد کرد، به عبارت دیگر، با مساوی قرار دادن Z_F با Z_{FM} ، طول معادل به دست می آید:

$$\frac{4fL_{EQ}C^*}{D \ 2g} = \frac{k_{FM}C^*}{2g}$$

$$\therefore L_{EQ} = \frac{k_{FM}D}{4f} \quad (11-12)$$

L_{EQ} معمولاً به صورت ضریبی از قطرهای محاسبه می شود:

مثال ۱۱-۲

مخزن آبی، که در خارج از شهری واقع شده است، باید به منظور تأمین آب شهر، با چگالی 1000 kg/m^3 در یک ایستگاه آتش نشانی محلی استفاده شود. سطح آب در مخزن، 155 m بالاتر از شیر خروجی آتش نشانی در ایستگاه است. فاصله بین مخزن و شیر آتش نشانی 25 km تخمین زده می شود، بنابراین هر لوله ای که بخواهد نصب شود باید 5° زانویی 90° شعاعی بزرگ، 3° زانویی 90° شعاعی کوچک، 12° شیر کشویی و 1° شیرتویی داشته باشد. تصمیم گرفته می شود تا از لوله ای با ضریب اصطکاک 0.01 ، استفاده شود. مقامات محلی تصریح می کنند، که فشار نسبی در شیر آتش نشانی باید 200 kPa ، در دبی 4 kg/s باشد (شکل ۱۱-۱۰). با محاسبه افتهای جزئی و با فرض این که تمام شیرها کاملاً باز هستند، قطر لوله را مشخص کنید؟ (افتهای جزئی را به صورت یک طول معادل از لوله بیان کنید).

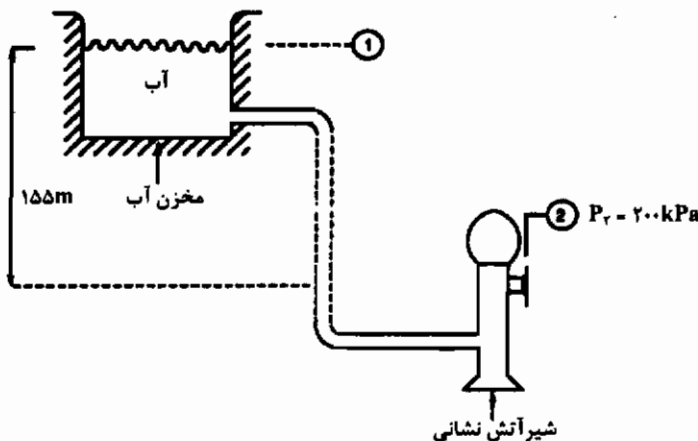
حل

معادله پیوستگی، سرعت آب در لوله $\{C\}_w$ را به قطر لوله D مربوط می کند. رابطه

(۸-۳) برابر است با:

$$\{\dot{m}\}_w = A_{xx} \{\rho C\}_w$$

$$\therefore 4 = 0.785 \pi D^2 \times 1000 \{C\}_w$$



شکل ۱۱-۱۰: مثال ۱۱-۲ جریان آب از مخزنی به یک شیر آتش نشانی در یک ایستگاه آتش نشانی

$$\therefore \{C\}_w = \frac{5/1 \times 10^{-3}}{D^2}$$

افت ارتفاع، به علت اصطکاک در لوله Z_F ، با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به این صورت داده می شود:

$$Z_F = \frac{4fL\{C\}_w}{2gD} = \frac{4 \times 0.01 \times 25 \times 10^3 \times 5/1 \times 10^{-6}}{2gD^2} = \frac{1/33 \times 10^{-3}}{D^2}$$

افت‌های جزئی Z_{FM} ، شامل: ورودی به لوله (لوله، لبه تیز فرض می شود)، ۵، زانویی شعاعی بزرگ، ۳ زانویی شعاعی کوچک، ۱۲ شیر کشویی و شیرتویی هستند. با استفاده از جدول (۱-۱۱) و با فرض این که سرعت در بالا دست جریان در نظر گرفته شود، افت‌های جزئی، برابرند با:

$$Z_{FM} = \left(0.5 + 5 \times 0.6 + 3 \times 1/1 + 12 \times 0.2 + 1 \times 10\right) \frac{\{C\}_w}{2g}$$

$$\therefore Z_{FM} = \frac{19/2 \{C\}_w}{2g} = \frac{25/45 \times 10^{-6}}{D^2}$$

توجه کنید که Z_{FM} شامل افت در خروجی نیست، زیرا در معادله $SFEE$ مقدار آن محاسبه می شود. $SFEE$ را بین سطح آب در مخزن (حالت ۱) و خروجی آب در شیر آتش نشانی (حالت ۲) در نظر می گیریم. با توجه به رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$\{p_1\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_1\}_w = 0 \quad (\text{زیرا سطح آب در مخزن تنها به آرامی پایین خواهد رفت})$$

$$Z_1 - Z_2 = 155 \text{ m}$$

$$\{p_2\}_w = 2 \times 10^5 \text{ Pa} + \text{فشار جو}$$

$$\{C_2\}_w = \{C\}_w = \frac{5/1 \times 10^{-3}}{D^2}$$

$$(Z_F + Z_{FM}) = \frac{1/33 \times 10^{-3}}{D^2} + \frac{25/45 \times 10^{-6}}{D^2}$$

$$\dot{W}_{12} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ وجود ندارد})$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$155 = \frac{2 \times 10^{-3}}{10^{-2} g} + \frac{(5/1 \times 10^{-2})^2}{2gD^5} + \frac{1/33 \times 10^{-2}}{D^5} + \frac{25/45 \times 10^{-6}}{D^5}$$

یک حل همراه با سعی و خطا، جواب تقریبی برابر با $D = 10 \text{ mm}$ می دهد. طول معادله

لوله L_{EQ} متناظر با افتهای جزئی، با استفاده از رابطه (۱۲-۱۱) به این صورت داده می شود:

$$L_{EQ} = \frac{k_{FM} D}{4f} = \frac{19/2 \times 0/1}{4 \times 0/01} = 48 \text{ m}$$

تقریباً هر تحلیلی که در آن، قطر لوله، یک مجهول است، نیاز به حلی همراه با

سعی و خطا دارد، که می تواند تا حدی وقت گیر (زمان بر) باشد.

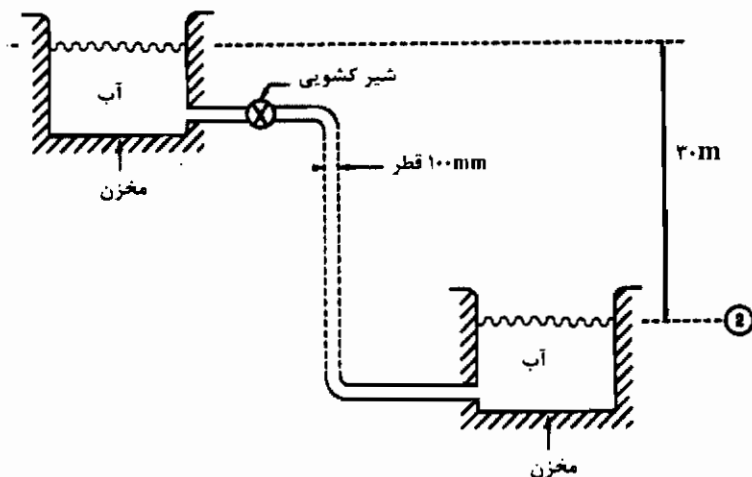
۹-۱۱ ترکیب لوله ها

۹-۱۱ لوله های سری

اگر لوله ها به انتهای یکدیگر متصل شوند، از معادله پیوستگی استفاده می شود، دبی جرمی سیال که از داخل لوله می گذرد، باید برابر با دبی جرمی سیال عبور کننده از لوله دیگر، باشد، افت کلی ارتفاع برابر مجموع، افت ارتفاع به علت اصطکاک در هر لوله به اضافه افتهای ناشی از هر گونه اتصالی در هر لوله خواهد بود.

مثال ۸-۱۱

دو مخزن آب، توسط یک لوله مستقیم، به طول 240 m ، به هم متصل می شوند. اختلافی به اندازه 30 m در ارتفاع بین سطوح آب در هر مخزن وجود دارد. ضریب اصطکاک لوله $0/007$ و قطر آن برابر با 100 mm است. نرخ جریان آب (با چگالی 1000 kg/m^3) از داخل لوله با احتساب افتهای جزئی، چقدر است؟ توجه کنید که یک شیر کشویی کاملاً باز وجود دارد که در خط لوله نزدیک ورودی به لوله واقع شده است (شکل ۱۱-۱۱).



شکل ۱۱-۱۱؛ مثال ۸-۱۱ آب از یک مخزن به مخزن دیگر جریان می یابد .

اگر قطر لوله ۱۲۵ باشد ، درصد افزایش در دبی جرمی آب ، با ضریب اصطکاک یکسان ، چقدر می شود ؟

اگر نیمه اول طول لوله دارای قطر ۱۰۰ mm و نیمه دوم لوله دارای قطر ۱۲۵ mm باشند، در این صورت دبی جرمی آب ، با فرض ضریب اصطکاک ۰/۰۰۷ برای هر دو لوله ، چقدر می شود ؟

حل

برای لوله با قطر ۱۰۰ mm ، افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله Z_{fr} ، با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به صورت زیر داده می شود :

$$Z_{fr} = \frac{f L \{C\}_w^2}{2gD} = \frac{f \times 0.007 \times 24.0 \{C\}_w^2}{2g \times 0.1} = 3.43 \{C\}_w^2$$

افتهای جزئی Z_{fr} ، به علت ورود به لوله که دارای لبه، تیزی باشد ، شیر کشویی و خروجی از لوله، است . از جدول (۱۱-۱) در سرعت بالادست جریان $\{C\}_w$ ، افتهای جزئی عبارتند از :

$$Z_{FM} = \left(0.5 + 0.2 + 1.0\right) \frac{\{C\}_w^2}{2g} = 0.87 \{C\}_w^2$$

معادله $SFEE$ را بین سطح آب در مخزن بالانتر (حالت ۱) و سطح آب در مخزن پایین تر (حالت ۲) در نظر می گیریم. با توجه به رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$\{p_1\}_w = \{p_2\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_1\}_w = \{C_2\}_w = 0 \quad (\text{زیرا سطح آب در مخزنها تنها به آرامی پایین یا بالا می روند})$$

$$z_1 - z_2 = 3.0 \text{ m}$$

$$Z_F + Z_{FM} = (3/43 + 0.87) \{C\}_w^2 = 3.517 \{C\}_w^2$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ وجود ندارد})$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$3.0 = 3.517 \{C\}_w^2$$

$$\therefore \{C\}_w = 2/92 \text{ m/s}$$

دبی جرمی آب $\{\dot{m}\}_w$ ، با استفاده از معادله پیوستگی، رابطه (۳-۸) به این صورت داده می شود:

$$\{\dot{m}\}_w = A_{xx} \{\rho C\}_w = 0.25\pi \times 0.1^2 \times 1000 \times 2/92 = 22/9 \text{ kg/s}$$

زمانی که قطر لوله ۱۲۵ mm است، جریان آب به سرعت بیشتری افزایش خواهد یافت.

تنها تغییر در محاسبات مورد نیاز، برای به دست آوردن این سرعت، در عبارت افت ارتفاع به علت اصطکاک است، که شامل قطر لوله است و برابر می شود با:

$$Z_F = \frac{f L \{C\}_w^2}{2gD} = \frac{4 \times 0.07 \times 240 \{C\}_w^2}{2g \times 0.125} = 2/74 \{C\}_w^2$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$3.0 = (2/74 + 0.87) \{C\}_w^2$$

$$\therefore \{C\}_w = 3/26 \text{ m/s}$$

دبی جرمی در لوله بزرگتر، برابر است با:

$$\{\dot{m}\}_w = A_{xx} \{\rho C\}_w = 0.25\pi \times 0.125^2 \times 1000 \times 3/26 = 4.0 \text{ kg/s}$$

درصد افزایش دبی جرمی آب $\{\dot{m}\}_w$ ، می شود:

$$\{\%m\}_w = \frac{40 - 22/9}{22/9} = 74/7\%$$

زمانی که نیمه اول لوله دارای قطر 100 mm (با علامت $'$) و نیمه دوم دارای قطر 125 mm (با علامت $''$) باشند، دبی جرمی آب در هر لوله باید برابر باشد. با استفاده از معادله پیوستگی، رابطه (۳-۸) داریم:

$$\begin{aligned}\{\dot{m}\}_w &= A'_{xs} \{\rho C'\}_w = A''_{xs} \{\rho C''\}_w \\ \{\dot{m}\}_w &= 0/25\pi \times 0/1' \times 1000 \cdot \{C'\}_w = 0/25\pi \times 0/125'' \times 1000 \cdot \{C''\}_w \\ \therefore \{\dot{m}\}_w &= 7/85 \{C'\}_w = 12/27 \{C''\}_w\end{aligned}$$

برای نیمه اول لوله، افت ارتفاع به علت اصطکاک $Z'_{f'}$ ، برابر خواهد بود با:

$$Z'_{f'} = \frac{4fL'\{C'\}_w}{2gD'} = \frac{4 \times 0/007 \times 120 \times \{C'\}_w^2}{2g \times 0/1} = 1/71 m \{C'\}_w^2$$

$$Z'_{F'} = 0/028 \{m\}_w^2$$

در نیمه دوم لوله، افت ارتفاع به علت اصطکاک $Z''_{f'}$ ، برابر است با:

$$Z''_{f'} = \frac{4fL''\{C''\}_w}{2gD''} = \frac{4 \times 0/007 \times \{C''\}_w^2 \times 120}{2g \times 0/125} = 1/27 \{C''\}_w^2$$

$$\therefore Z''_{F'} = 0/0091 \{\dot{m}\}_w^2$$

افت کلی ارتفاع به علت اصطکاک در لوله می شود:

$$Z_{f'} = (Z'_{f'} + Z''_{f'}) = (0/028 + 0/0091) \{\dot{m}\}_w^2 = 0/0371 \{\dot{m}\}_w^2$$

افتهای جزئی $Z_{f,M}$ ، اکنون شامل: ورودی به لوله، شیر کشویی، انبساط ناگهانی و افت خروجی هستند با استفاده از جدول (۱۱-۱) برای سرعتهای مثبت آب در بالا دست و پایین دست جریان، داریم:

$$\text{ورودی} = \frac{0/5 \{C'\}_w}{2g} = 4/14 \times 10^{-2} \{\dot{m}\}_w^2$$

$$\text{شیر کشویی} = \frac{0/2 \{C''\}_w}{2g} = 1/65 \times 10^{-2} \{\dot{m}\}_w^2$$

$$\text{انبساط ناگهانی} = \frac{((0.125^2 / 0.1^2) - 1) \{C^{*2}\}_w}{2g} = 1/0.7 \times 10^{-2} \{\dot{m}\}_w^2$$

$$\text{خروجی} = \frac{\{C^{*2}\}_w}{2g} = 2/29 \times 10^{-2} \{\dot{m}\}_w^2$$

کل اتلافهای جزئی، برابرند با:

$$Z_{FMI} = 10/25 \times 10^{-2} \{\dot{m}\}_w^2$$

رابطه $SFEE$ را بین سطوح آب در هر مخزن، همانند قبل، به کار می‌بریم. با در نظر گرفتن رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$\{p_1\}_w = \{p_2\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_1\}_w = \{C_2\}_w = 0 \quad (\text{زیرا سطح آب در مخازن به آرامی پایین یا بالا می‌رود})$$

$$z_1 - z_2 = 20 \text{ m}$$

$$Z_F + Z_{FM} = (0.0371 + 10/25 \times 10^{-2}) \{\dot{m}\}_w^2 = 0.038125 \{\dot{m}\}_w^2$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ وجود ندارد})$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) خواهیم داشت:

$$30 = 0.038125 \{\dot{m}\}_w^2$$

$$\therefore \{\dot{m}\}_w = 28/1 \text{ kg/s}$$

افزایش قطر لوله به اندازه ۲۵٪، دبی جرمی آب را به اندازه ۷۵٪ بهبود می‌بخشد، بنابراین هزینه اصلی اضافی لوله بزرگتر، می‌تواند سرمایه‌گذاری کاملاً خوبی باشد.

افزایش قطر نیمی از طول لوله را اندازه ۲۵٪، جریان را ۲۳٪ افزایش می‌دهد، اما چنین ترکیبی در بین راه ممکن نیست. در همه حالتها، افتهای جزئی کمتر از ۳٪ از انرژی مورد نیاز برای غلبه بر اثرات اصطکاک هستند.

۱۱-۹-۲ لوله‌های موازی

اگر جریان جرمی سیال، بین دو لوله یا لوله‌های بیشتری به صورت موازی تقسیم شود، ولی در پایین دست جریان همه لوله‌ها مجدداً توسط یک لوله به یکدیگر متصل شوند، معادله پیوستگی هم چنان باید به کار رود که دبی جرمی کل سیال در بالا دست و پایین دست جریان،

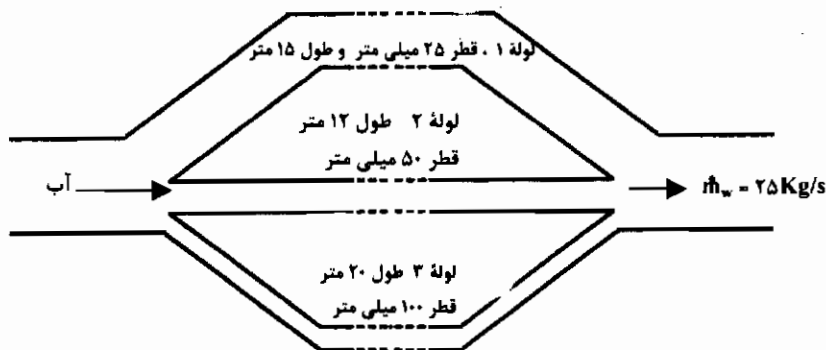
در لوله های موازی، برابر با مجموع دیبهای جرمی سیال، در حال عبور از داخل هر لوله باشد، اما بین اتصال بالا دست جریان، که آن جا جریان تقسیم می شود، و اتصال پایین دست جریان، که آنجا همه لوله ها دوباره به یکدیگر متصل می شوند، افت فشار باید در هر یک از لوله ها برابر باشد. این به این علت است که ناپیوستگی فشار نمی تواند در یکی از اتصالها وجود داشته باشد، بنابراین، مجموع افت ارتفاع به علت اصطکاک و افتهای جزئی، باید در هر یک از لوله های موازی برابر باشند، و دبی جرمی و سرعت سیال در هر لوله خودشان را تنظیم خواهند کرد تا تضمین کنند که چنین مورد پدید آید.

مثال ۹-۱۱

یک لوله افقی، آب را با چگالی 1000 kg/m^3 و دبی جرمی 25 kg/s عبور می دهد. در یک اتصال داخل لوله، جریان به سه لوله دیگر، که جریان در آنها به صورت موازی در حال حرکت است، تقسیم می شود. لوله ۱، دارای قطر 25 mm و طول 10 m و ضریب اصطکاک 0.005 است. لوله ۲، قطر 50 mm ، طول 12 m و ضریب اصطکاک 0.0075 را داراست و لوله ۳، با قطر 100 mm ، طول 20 m و ضریب اصطکاک 0.01 برابر می باشد. این سه لوله، در پایین دست جریان، در همان سطح، تطبیق اتصال بالا دست جریان، به یکدیگر متصل می شوند و جریان آب در لوله، با همان نرخ قبلی، ادامه می یابد (شکل ۱۱-۱۲). افت ارتفاع به علت اصطکاک و دبی جرمی آب را در داخل هر لوله که به صورت موازی، بسته شده است را تعیین کنید. از افتهای جزئی صرف نظر شود.

حل

افت ارتفاع به علت اصطکاک، بین اتصالها در بالا و پایین دست جریان، برای هر یک از سه لوله موازی، باید برابر باشند؛ بنابراین، با استفاده از رابطه (۸-۱۱)، $Z_{f,1}$ برابر است با:



شکل ۱۱-۱۲؛ مثال ۱۱-۹ آب در داخل سه لوله به صورت موازی جریان می یابد .

$$Z_F = \frac{4f_1 L_1 \{C_1\}_w}{2gD_1} = \frac{4 \times 0.005 \times 15 \{C_1\}_w^2}{2g \times 0.025}$$

$$Z_F = \frac{4f_2 L_2 \{C_2\}_w}{2gD_2} = \frac{4 \times 0.0075 \times 12 \{C_2\}_w^2}{2g \times 0.05}$$

$$Z_F = \frac{4f_3 L_3 \{C_3\}_w}{2gD_3} = \frac{4 \times 0.01 \times 20 \{C_3\}_w^2}{2g \times 0.1}$$

$$\therefore Z_F = 0.61 \{C_1\}_w^2 = 0.37 \{C_2\}_w^2 = 0.41 \{C_3\}_w^2 \quad (11-13)$$

با استفاده از معادله پیوستگی، دبی جرمی کل آب $\{\dot{m}\}_w$ ، برابر مجموع دبیهای جرمی

آب در هر لوله است. رابطه (۳-۸) نیز می دهد:

$$\{\dot{m}\}_w = \{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3\}_w$$

$$\therefore \{\dot{m}\}_w = \{\rho\}_w \pi \times 0.025 (D_1^2 \{C_1\}_w + D_2^2 \{C_2\}_w + D_3^2 \{C_3\}_w)$$

$$\frac{25 \times 4}{1000 \pi} = 0.025^2 \{C_1\}_w + 0.05^2 \{C_2\}_w + 0.1^2 \{C_3\}_w$$

$$\therefore 0.032 = 6/25 \times 10^{-2} \{C_1\}_w + 2/5 \times 10^{-2} \{C_2\}_w + 0.01 \{C_3\}_w \quad (11-14)$$

حل معادلات (۱۱-۱۳) و (۱۱-۱۴) چنین نتیجه می دهد:

$$\{C_1\}_w = 2/0 \text{ m/s} \quad \{\dot{m}_1\}_w = 1/0 \text{ kg/s}$$

$$\{C_2\}_w = 2/6 \text{ m/s} \quad \{\dot{m}_2\}_w = 5/1 \text{ kg/s}$$

$$\{C_r\}_w = 2/4 \text{ m/s} \quad \{\dot{m}_r\}_w = 18/8 \text{ kg/s} \quad Z_F = 2/4 \text{ m}$$

اگر چه لوله ۳، طولانی تر از بقیه است، ولی بیشتر جریان از داخل آن می گذرد، زیرا بزرگترین قطر را دارد.

۳-۹-۱۱ لوله های انشعابی

در سیستمهای لوله ای، که در آن تعدادی از لوله ها در اتصالی از یک لوله منشعب می شوند، اگر جهت های جریان سیال مشخص نباشند، تجزیه و تحلیل آن مشکل خواهد بود. در این مواقع، باید معادله پیوستگی را به کار برد، ضمن این که این واقعیت را باید در نظر داشت، که فشار در یک اتصال - که در آن جا تعدادی از لوله ها به هم می رسند - یک اندازه است. علاوه بر این هر کاربردی باید در محل (موقعیت) درست خودش صورت پذیرد.

مثال ۱۰-۱۱

کشاورزی، آب با چگالی 1000 kg/m^3 را در یک مخزن ذخیره بزرگ، که در بالای یک برج واقع شده است، جمع آوری می کند. سطح آب 15 m بالاتر از سطح زمین است. لوله ای با قطر 100 mm ؛ طول 250 m و ضریب اصطکاکی برابر 0.01 ، از پایین مخزن تا مزرعه ای که در آن جا آب برای آبیاری مورد استفاده قرار می گیرد، هدایت می شود. یک شیر کشویی در خط لوله وجود دارد، که نزدیک خروجی واقع شده است شکل (۱۱-۱۳). با احتساب افتهای جزئی، زمانی که شیر کشویی کاملاً باز است، دبی جرمی آب را حساب کنید. در مرحله بعدی، کشاورز تصمیم می گیرد تا دو مزرعه را هم زمان آبیاری کند؛ از این رو در فاصله 150 m متری در امتداد لوله، اتصال T شکلی را نصب می کند. در یک سمت این اتصال T شکل، لوله ای به طول 1000 m و قطر 100 mm متصل می شود، که برای مزرعه اول به کار می رود. در سمت دیگر این اتصال لوله ای به طول 170 m و قطر 100 mm متصل می شود، که برای مزرعه دوم مورد استفاده قرار می گیرد، با این حال، جنس لوله ای که در قطعه دوم به کار می رود، با لوله اصلی متفاوت است و ضریب اصطکاکی آن 0.008 است. همچنین یک شیر کشویی نزدیک به خروجی آن نصب شده است (شکل ۱۱-۱۴). دبی جرمی آب را برای هر

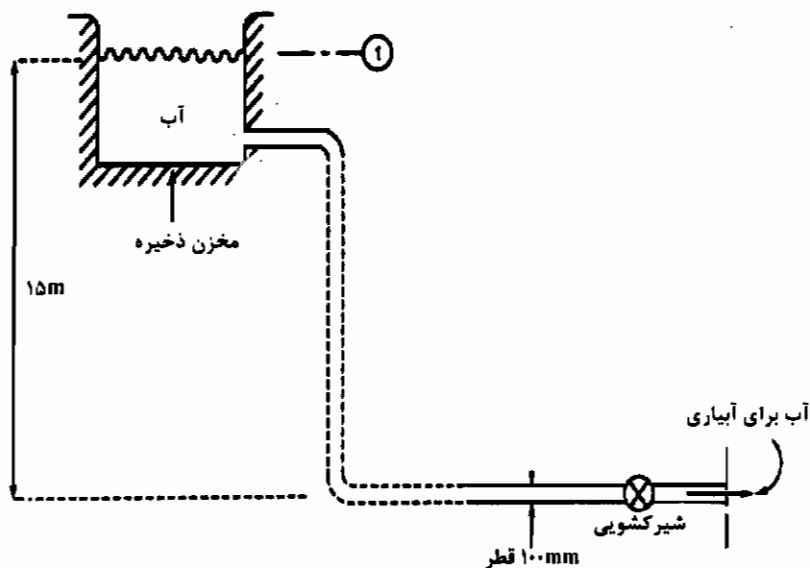
مزرعه، با احتساب افتهای جزئی، هنگامی که هر دو شیر کشویی کاملاً باز هستند، به دست آورید.

حل

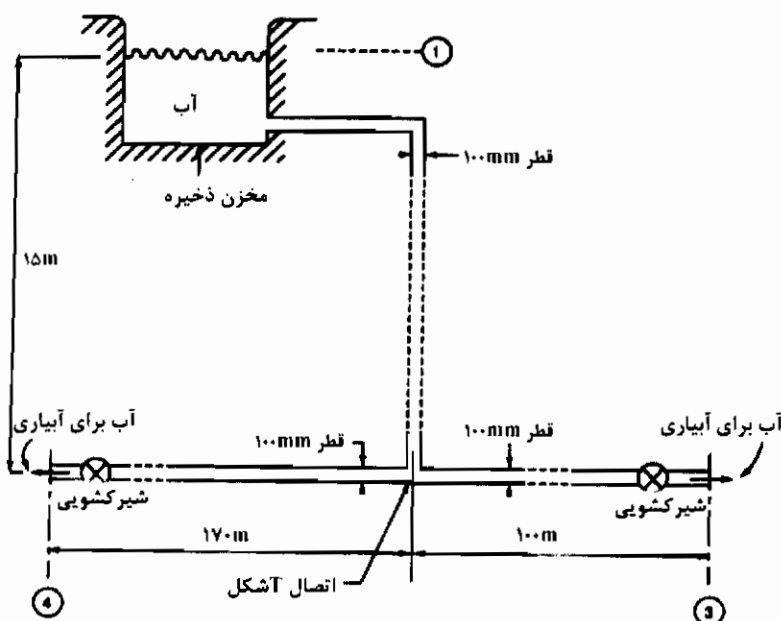
افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله Z_F با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به این صورت داده

می شود:

$$Z_F = \frac{f L \{C\}_w}{2 g D} = \frac{4 \times 0.01 \times 250 \{C\}_w}{2 g \times 0.1} = 5/1 \{C\}_w$$



شکل ۱۱-۱۳: مثال ۱۱-۱۰ آب از یک مخزن ذخیره، از داخل یک خط لوله برای آبیاری در یک مزرعه، جریان می یابد.



شکل ۱۴-۱۱: مثال ۱۰-۱۱ آب، که از یک مخزن تخلیه از داخل خطوط لوله جریان می یابد و برای آبیاری کردن دو مزرعه استفاده می شود.

افت‌های جزئی Z_{fM} ، شامل ورودی به لوله (فرض شده که دارای لبه تیز باشد) و شیر کشویی است. با استفاده از جدول (۱۱-۱) در سرعت بالا دست جریان $\{C\}_w$ ، افت‌های جزئی، برابرند با:

$$Z_{fM} = \frac{(0.5 + 0.2)\{C\}_w^2}{2g} = 0.36\{C\}_w^2$$

توجه کنید که افت خروجی در محاسبات منظور نشده است، زیرا از معادله $SFEE$ محاسبه می شود. از معادله $SFEE$ بین سطح آب در مخزن (حالت ۱) و خروجی لوله (حالت ۲) استفاده می شود. با در نظر گرفتن رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$\{p_v\}_w = \{p_r\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_v\}_w = \{C_r\}_w = 0 \quad (\text{زیرا سطح آب در مخزن تنها به آرامی پایین خواهد رفت})$$

$$Z_1 - Z_2 = 15 \text{ m}$$

(زیرا آب، لوله را با همان سرعتی ترک می کند که از داخل لوله عبور می کند) $\{C\}_w = \{C\}_w$

$$(Z_F + Z_{FM}) = (5/1 + 0/0.36) \{C\}_w^2 = 5/136 \{C\}_w^2$$

$\therefore \dot{W}_{12} = 0$ (زیرا پمپ وجود ندارد)

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$15 = \frac{\{C\}_w^2}{2g} + 5/136 \{C\}_w^2$$

$$\therefore \{C\}_w = 1/7 \text{ m/s}$$

دبی جرمی آب، می تواند با استفاده از معادله پیوستگی، رابطه (۳-۸) به صورت زیر تعیین شود:

$$\{\dot{m}\}_w = A_{cs} \{\rho C\}_w = 0/25\pi \times 0/1^2 \times 1000 \times 1/7 = 13/4 \text{ kg/sv}$$

وقتی لوله در اتصال T شکل به دو قسمت تقسیم می شود، فرض کنید، که شرایط لوله به

طول 100 m با بالانویس (') و شرایط لوله 170 m متری با بالانویس (") مشخص شود. افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله ای که طول آن 150 m و قطر آن 100 mm است و قبل از اتصال T شکل نصب شده، با استفاده از رابطه (۸-۱۱) به این صورت به دست می آید:

$$Z_F = \frac{4fL\{C\}_w^2}{2gD} = \frac{4 \times 0/01 \times 150 \cdot \{C\}_w^2}{2g \times 0/1} = 3/06 \{C\}_w^2$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک در انشعاب اول Z'_F ، با توجه به رابطه (۸-۱۱) می شود:

$$Z'_F = \frac{4fL'\{C'\}_w^2}{2gD'} = \frac{4 \times 0/01 \times 100 \cdot \{C'\}_w^2}{2g \times 0/1} = 2/04 \{C'\}_w^2$$

افت ارتفاع به علت اصطکاک در انشعاب دوم Z''_F ، از رابطه (۸-۱۱) به این صورت به دست می آید:

$$Z''_F = \frac{4fL''\{C''\}_w^2}{2gD''} = \frac{4 \times 0/008 \times 170 \cdot \{C''\}_w^2}{2g \times 0/1} = 2/77 \{C''\}_w^2$$

افتهای جزئی در لوله قبل از اتصال T شکل، Z_{FM} ، به علت ورود به لوله و ورود به اتصال T شکل است. با استفاده از جدول (۱۱-۱)، در سرعت بالا دست جریان $\{C\}_w$ ، افتهای جزئی برابرند با:

$$Z_{FM} = \frac{(.5 + .4)\{C\}_w^2}{2g} = .46\{C\}_w^2$$

افتهای جزئی در انشعاب اول Z'_{FM} ، به علت خروج از اتصال T شکل و شیر کشویی هستند. با توجه به جدول (۱۱-۱) در سرعت بالا دست جریان $\{C'\}_w$ ، افتهای جزئی برابرند با:

$$Z'_{FM} = \frac{(.8 + .2)\{C'\}_w^2}{2g} = .102\{C'\}_w^2$$

افتهای جزئی در انشعاب دوم Z''_{FM} ، به علت خروج از انشعاب T شکل و شیر کشویی است، با استفاده از جدول (۱۱-۱) در سرعت بالا دست جریان $\{C''\}_w$ ، افتهای جزئی برابرند با:

$$Z''_{FM} = \frac{(.8 + .2)\{C''\}_w^2}{2g} = .102\{C''\}_w^2$$

$SFEE$ از سطح آب در مخزن تا خروجی اولین انشعاب (حالت ۳)، به کار برده می شود، با در نظر گرفتن رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$\{p_v\}_w = \{p_r\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_v\}_w = \{C_r\}_w = 0 \quad (\text{زیرا سطح آب در مخزن به آرامی پایین خواهد آمد})$$

$$z_v - z_r = 15 \text{ m}$$

$$\{C_r\}_w = \{C'\}_w$$

$$(Z_F + Z'_F + Z_{FM} + Z'_{FM}) = \{C\}_w^2 (3/0.6 + 0.46) + \{C'\}_w^2 (2/0.4 + 0.102)$$

$$(Z_F + Z'_F + Z_{FM} + Z'_{FM}) = (3/1.06)\{C\}_w^2 + 2/1.42\{C'\}_w^2$$

$$\therefore \dot{W}_{pr} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ وجود ندارد})$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) خواهیم داشت:

$$15 = \frac{\{C'\}_w^2}{2g} + 3/1.06\{C\}_w^2 + 2/1.42\{C'\}_w^2$$

$$\therefore 15 = 3/106 \{C\}_w^2 + 2/192 \{C'\}_w^2 \quad (11-15)$$

اگر معادله $SFEE$ را از سطح آب در مخزن، تا خروجی انشعاب دوم (حالت ۴) در نظر

بگیریم، با توجه به رابطه (۱۱-۱۱) داریم:

$$\{p_1\}_w = \{p_2\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C_1\}_w = \{C_2\}_w = 0 \quad (\text{زیرا تنها سطح آب در مخزن به آرامی پایین خواهد رفت})$$

$$Z_1 - Z_2 = 15 \text{ m}$$

$$\{C_2\}_w = \{C'\}_w$$

$$(Z_F + Z_F'' + Z_{FM} + Z_{FM}'') = \{C\}_w^2 (2/06 + 0/046) + \{C''\}_w^2 (2/77 + 0/102)$$

$$(Z_F + Z_F'' + Z_{FM} + Z_{FM}'') = (3/106) \{C\}_w^2 + 2/872 \{C''\}_w^2$$

$$\therefore \dot{W}_{12} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ وجود ندارد})$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۱۱) می دهد:

$$15 = \frac{\{C''\}_w^2}{2g} + 3/106 \{C\}_w^2 + 2/872 \{C''\}_w^2$$

$$\therefore 15 = 3/106 \{C\}_w^2 + 2/192 \{C''\}_w^2 \quad (11-16)$$

معادله پیوستگی نشان می دهد که دبی جرمی آب در لوله، قبل از اتصال T شکل، برابر دبی

جرمی آب در انشعاب اول، به اضافه دبی جرمی آب در انشعاب دوم لوله، است؛ بنابراین رابطه

(۸-۳) می دهد:

$$\{\dot{m}\}_w = \{\dot{m}'\}_w + \{\dot{m}''\}_w$$

$$\therefore D^* \{C\}_w = D'^* \{C'\}_w + D''^* \{C''\}_w$$

$$\therefore \{C\}_w = \{C'\}_w + \{C''\}_w \quad (11-17)$$

حل معادلات (۱۱-۱۵)، (۱۱-۱۶) و (۱۱-۱۷) برابر است با:

$$\{C\}_w = 1/99 \text{ m/s}$$

$$\{C'\}_w = 1/07 \text{ m/s}$$

$$\{C''\}_w = 0.92 \text{ m/s}$$

$$\{\dot{m}\}_w = 15/6 \text{ kg/s}$$

$$\{\dot{m}'\}_w = 8/4 \text{ kg/s}$$

$$\{\dot{m}''\}_w = 7/2 \text{ kg/s}$$

نرخ کلی جریان آب، که مخزن را ترک می کند. به اندازه ۱۶٪ افزوده می شود، البته، نرخ جریان به طرف مزرعه اول به اندازه ۳۷٪ کاهش می یابد.

مثال ۱۱-۱۱

یک مخزن بلند آب، با چگالی 1000 kg/m^3 ، که در آن سطح آب 100 m بالای سطح دریا نگه داشته می شود، برای تأمین آب دو مخزن دیگر به کار برده می شود. در مخزن میانی سطح آب 60 m بالای سطح دریا نگه داشته می شود، و در مخزن پایین تر، سطح آب 40 m بالای سطح دریا است. لوله ای به قطر 150 mm و طول $1/8 \text{ km}$ از مخزن بالاتر به اتصالی مربوط می گردد، که در آن جا این اتصال، لوله را به دو لوله دیگر به قطر 100 mm تقسیم می کند. یکی از آنها با طول $1/2 \text{ km}$ به مخزن میانی مرتبط می گردد و دیگری به طول $2/2 \text{ km}$ به مخزن پایین تر مربوط می شود، شکل (۱۱-۱۵)، اگر ضریب اصطکاک همه لوله ها 0.01 باشد، دبی جرمی آب را در هر لوله، تعیین کنید. از افتهای جزئی صرف نظر کنید.

حل

افت ارتفاع به علت اصطکاک در لوله اولیه قبل از اتصال، Z_F با استفاده از رابطه (۸-۱۱)

برابر است با :

$$Z_F = \frac{f L \{C'\}_w}{2 g D} = \frac{4 \times 0.01 \times 1/8 \times 10^3}{2 g \times 0.15} \{C'\}_w = 24/47 \{C'\}_w$$

فرض کنید شرایط در لوله از اتصال به مخزن میانی، با بالانویس (۱) مشخص شود

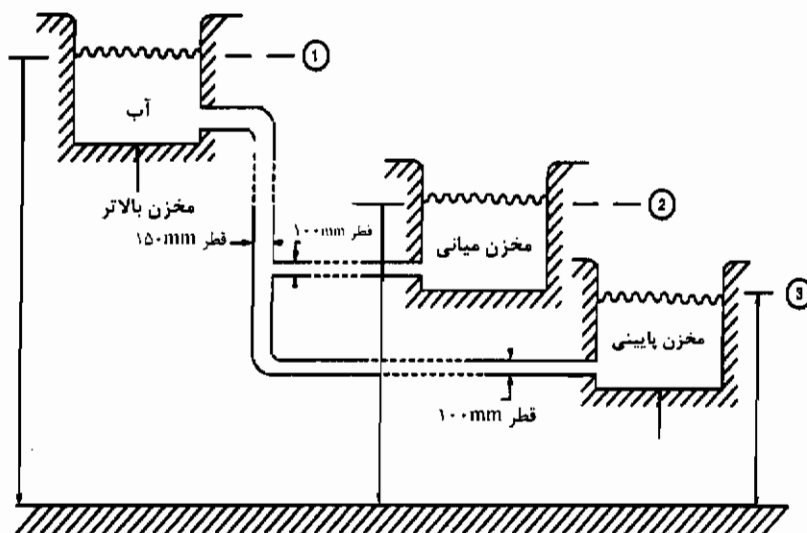
افت ارتفاع به علت اصطکاک با توجه به رابطه (۸-۱۱) برابر است با :

$$Z'_F = \frac{f L' \{C''\}_w}{2 g D'} = \frac{4 \times 0.01 \times 1/2 \times 10^3}{2 g \times 0.1} \{C''\}_w = 24/47 \{C''\}_w$$

فرض کنید، شرایط در لوله از اتصال به مخزن پایین تر بالانویس (۱) داشته باشد. افت ارتفاع به علت اصطکاک با استفاده از رابطه (۱۸-۱۱) می شود:

$$Z_F' = \frac{4f''L''\{C''\}_w}{2gD''} = \frac{4 \times 0.01 \times 2/2 \times 10^{-2} \{C''\}_w^2}{2g \times 0.1} = 44/85 \{C''\}_w^2$$

$SEEE$ را از سطح آب در مخزن بالاتر (حالت ۱) تا سطح آب در مخزن میانی (حالت ۲) به کار می بریم؛ با در نظر گرفتن رابطه (۲-۱۱):



شکل ۱۵-۱۱؛ مثال ۱۱-۱۱ آب از یک مخزن بالاتر، داخل یک مخزن میانی و پایینتر جریان می یابد.

$$\{p_v\}_w = \{p_r\}_w = (\text{فشار جو})$$

$$\{C_v\}_w = \{C_r\}_w = 0 \quad (\text{زیرا تنها سطوح آب در مخزنها به آرامی بالا یا پایین خواهد رفت})$$

$$Z_1 - Z_3 = 100 - 60 = 40 \text{ m}$$

$$(Z_F + Z_F') = 24/47 \{C\}_w^2 + 24/47 \{C'\}_w^2$$

$$\dot{W}_{13} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ وجود ندارد})$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۲) داریم :

$$40 = 24/47 \{C\}_w^2 + 24/47 \{C'\}_w^2 \quad (11-18)$$

معادله $SFEE$ را از سطح آب در مخزن بالاتر ، تا سطح آب در مخزن پایین تر (حالت ۳) به کار می بریم و با در نظر گرفتن رابطه (۱۱-۲) داریم :

$$\{p\}_w = \{p_r\}_w = \text{فشار جو}$$

$$\{C\}_w = \{C_r\}_w = 0 \quad (\text{زیرا سطوح آب در مخزنها تنها به آرامی بالا یا پایین خواهند رفت})$$

$$Z_1 - Z_2 = 100 - 40 = 60 \text{ m}$$

$$(Z_F + Z_F'') = 24/47 \{C\}_w^2 + 44/85 \{C''\}_w^2$$

$$\dot{W}_{12} = 0 \quad (\text{زیرا پمپ وجود ندارد})$$

با جایگزینی در رابطه (۱۱-۲) خواهیم داشت :

$$60 = 24/47 \{C\}_w^2 + 44/85 \{C''\}_w^2 \quad (11-19)$$

معادله پیوستگی نشان می دهد ، که دبی جرمی آب در لوله ، قبل از اتصال ، برابر دبی جرمی در لوله بعد از اتصال به سمت مخزن میانی ، به اضافه دبی جرمی در لوله بعد از اتصال به سمت مخزن پایین تر است ، بنابراین ، رابطه (۸-۳) می دهد :

$$\{\dot{m}\}_w = \{\dot{m}' + \dot{m}''\}_w$$

$$\therefore D^* \{C\}_w = D^{*'} \{C'\}_w + D^{*''} \{C''\}_w$$

$$0/15^* \{C\}_w = 0/1^* \{C'\}_w + 0/1^* \{C''\}_w \quad (11-20)$$

حل معادلات (۱۱-۱۸) و (۱۱-۱۹) و (۱۱-۲۰) با سعی و خطا ، حل تقریبی را نشان

می دهد؛ یعنی:

$$\{C\}_w = 0/85 \text{ m/s}$$

$$\{\dot{m}\}_w = 15/0 \text{ kg/s}$$

$$\{C'\}_w = 0/96 \text{ m/s}$$

$$\{\dot{m}'\}_w = 7/5 \text{ kg/s}$$

$$\{C''\}_w = 0/96 \text{ m/s}$$

$$\{\dot{m}''\}_w = 7/5 \text{ kg/s}$$

در مسائلی نظیر - نامعلوم بودن جهت جریان- برای مثال ، اگر به گونه ای باشد که آب از مخزن میانی به داخل مخزن پایین تر جریان یابد ، آن وقت حل مسئله مشکل تر می شود . عموماً ، اگر جهت جریان اشتباه فرض شود ، جواب به صورت یک جواب بی معنی تغییر خواهد کرد .

۱۰-۱۱ برنامه های رایانه ای

در سیستم های پیچیده لوله و مجرا، محاسبات، برای تعیین افت ارتفاع ناشی از اصطکاک در شبکه لوله یا شبکه مجرا، و افت ارتفاع ناشی از افتهای جزئی، می تواند کاملاً خسته کننده باشد. در این حالت بهتر است تا از یک برنامه رایانه ای، که به صورت تجارتي در دسترس است، برای محاسبه افت کل ارتفاع، استفاده کرد. تعدادی از آنها که برای این منظور نوشته نشده اند در بازار وجود دارند. به طور مشابه تحلیلهای موقعیتهای، که انواع ترکیبهای لوله ها را در بر دارند، می تواند با استفاده از یک برنامه رایانه ای مناسب، آسان شود، به خصوص در جایی که یک حل سعی و خطا مورد نیاز است.

۱۱-۱۱ کاربرد در سیستمهای گرمایی

در فصلهای نهم، دهم، یازدهم، بحث شد که سیال، هنگامی که از یک قسمت به قسمت دیگر در یک سیستم گرمایی جریان می یابد، چه اتفاقی برایش رخ می دهد، اکنون امکان پذیر است تا نرخ این جریان را اندازه گیری کنیم و نیروهایی را که در نتیجه این حرکت ایجاد می شوند، تعیین نماییم و نیروهای اطراف یک زانویی، یا در یک مجرای مستقیم یا روی یک جسم و نیز تغییراتی را، که در مقادیر خواص سیال به عنوان نتیجه ای (حاصلی) از این نیروها، اتفاق می افتد، ارزیابی کنیم، به عبارت دیگر، یک سیستم کامل گرمایی را می توان دست کم برای یک تقریب اولیه در معرض امتحان قرار داد.

فصل دوازدهم

قانون دوم ترمودینامیک

برای تخمین زدن انتقال کار و گرما، در یک سیستم گرمایی، نیاز به دانستن قانون دوم ترمودینامیک است. اما، مطمئناً آنچه مهم است، درک نتایج این قانون، هنگام ارزیابی قابلیت کار آیی یک سیستم، می باشد. مطالعه گرما سیالات بر مبنای قانون اول و دوم قرار دارد و هر دو قانون رابطه بین کار و انتقال گرمایی را، که سیال در آن تغییر حالت می دهد، به نوعی بیان می کنند. قانون اول ترمودینامیک، انتقال کار خالص را با انتقال گرمای خالص، ضمن این که سیال یک چرخه را در یک سیستم بسته طی می کند، مساوی قرار می دهد، اما قانون دوم ترمودینامیک مشخص کننده مقدار کاری است که می تواند به گرما تبدیل شود و مقدار گرمایی که می توان آن را به کار تبدیل نمود. علاوه بر این، همان گونه که موجودیت خاصیت انرژی داخلی سیال، با بررسی قانون اول نشان داده شد، موجودیت خاصیت سیال، آنتروپی، را با بررسی قانون دوم می توان مشخص کرد.

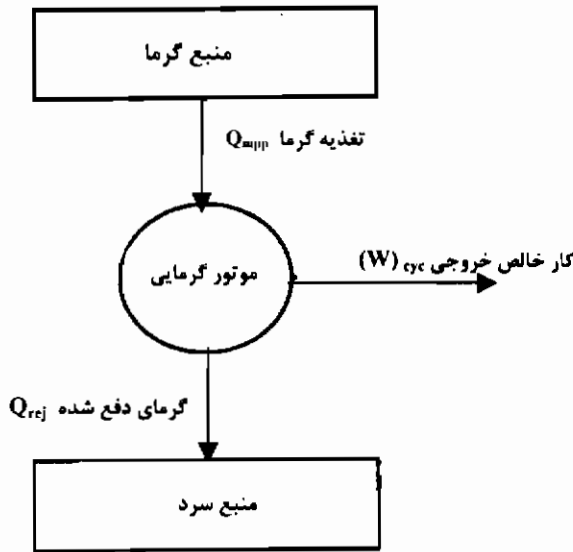
قانون دوم ترمودینامیک را می توان به این صورت، بیان کرد: برای یک چرخه موتور ممکن نیست که تمام گرمای تغذیه شده را به کار تبدیل نمود. همانند قانون اول، تعدادی از شرایط بیان شده در قانون دوم، نیاز به توضیح و روشن شدن دارند. اول این که سیال باید یک چرخه کامل را طی کند، به عبارت دیگر، حتی با تغییری نه چندان اساسی، باید بتوان خواص سیال را به حالت اولیه برگرداند. دوم این که قانون دوم مربوط به موتوری است، که به صورت یک سیستم گرمایی تعریف شده است و در آن کار خروجی خالص از گرمای تغذیه شده (به سیستم) نتیجه می شود. و سوم این که قانون دوم، از محدودیتهایی برای انتقال گرمای تغذیه شده به موتور، ایجاد می کند. بخصوص، بیان می کند که تمام کار تغذیه شده (به سیستم) را نمی توان به کار خروجی تبدیل نمود. قسمتی از گرمای تغذیه شده باید دفع شود. هر چند هیچ گونه محدودیتی بر انتقال کار به گرما ایجاد نمی کند، همان گونه که در یک یخچال، پمپ گرمایی و یا کفشک ترمز ملاحظه می شود، اما هیچ گونه مسأله ای هم در قانون دوم ترمودینامیک وجود ندارد، که مانع از تبدیل تمام کار تحویلی به گرما، در یک سیستم گرمایی شود. از این جهت انتقال کار، شکلی از انرژی است که از انتقال گرما در یک سیستم گرمایی، با ارزش تر است.

اگر قانون دوم ترمودینامیک، مورد قبول واقع شود، و بر اساس مشاهداتی باشد، که تمام انواع اتفاقات ممکن را در سیستمهای گرمایی بیان کند، تعدادی مفاهیم ضمنی یا فرضی هستند، که باید نتایجنا دنبال شوند. این فرضیات یا مفاهیم با بررسی هر دو قانون و با استفاده از اصول نظری که در فصلهای گذشته به دست آمده است، نتیجه می شوند.

۱-۱۲ مفاهیم قانون دوم ترمودینامیک

۱-۱-۱۲ راندمان یک موتور

موتورها را می توان با تغذیه انرژی غیر از نوع حرارتی، مجبور به کار کرد، برای مثال: یک توربین در تأسیسات برق آبی، توسط فشار آب سد کار می کند. هر چند، قانون دوم ترمودینامیک به طور مخصوص، همان گونه که از شکل (۱-۱۲) مشخص است، به یک موتور گرمایی مرتبط است، که در آن مقدار معینی گرما تبدیل به کار خروجی می شود.



شکل ۱-۱۲ یک موتور گرمایی کار خالص خروجی را از گرمای تغذیه شده تولید می کند و باید بخشی از گرما را طبق قانون دوم ترمودینامیک دفع کند .

با استفاده از تعریف بازده گرمایی کل ، در بخش (۱-۲-۴) ، در مورد یک موتور گرمایی ، انرژی مفید خالص خروجی ، برابر با کار خالص خروجی از موتور $-\Sigma(W)_{cyc}$ ، است (علامت منفی بنابر علامت قراردادی است ، و چون کار خروجی منفی است ، بنابراین مقدار عددی بازده ، مثبت خواهد شد) و انرژی ورودی که باید جبران شود ، برابر با گرمای به دست آمده Q_{sup} است ، که در اغلب موارد از احتراق سوخت ناشی می شود ؛ از این رو ، بازده گرمایی کل η برابر است با :

$$\eta = \frac{-\Sigma(W)_{cyc}}{Q_{sup}} \quad (۱۲-۱)$$

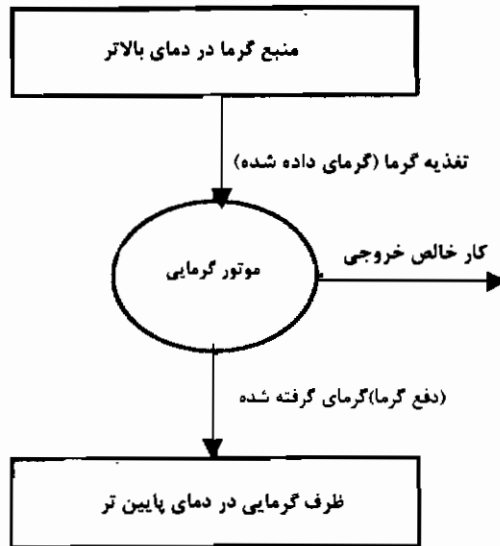
سیالی در یک موتور گرمایی چرخه ای را برای تولید کار خروجی ، یعنی تغذیه گرما ، کامل می کند . با توجه به قانون اول ترمودینامیک ، کار خالص خروجی برابر با جمع

گرمای داده شده به سیستم و گرمای گرفته شده از آن در یک چرخه است، اما با علامت مخالف است؛ بنابراین:

$$\eta = \frac{Q_{\text{supp}} + Q_{\text{rej}}}{Q_{\text{supp}}} = 1 + \frac{Q_{\text{rej}}}{Q_{\text{supp}}} \quad (12-2)$$

طبق علامت قراردادی، اقتباس شده، گرمای گرفته شده (دفع شده) از سیستم با علامت منفی مشخص می شود، زیرا گرما از سیستم خارج می شود. بنابراین بازده، بیشتر از ۱۰۰٪ نخواهد بود. ولی، قانون دوم ترمودینامیک، مخصوصاً بیان می کند که تمام گرمای داده شده به موتور، نمی تواند به کار خروجی تبدیل شود و بخشی از آن باید دفع شود از این رو، این گونه استنباط می شود، که بازده هر موتور گرمایی باید از ۱۰۰٪ کمتر باشد.

علاوه بر این، گرما به طور طبیعی از منبع گرم در دمای معینی، به یک منبع سرد در دمای پایین تر جریان می یابد. منبع گرم را می توان به صورت یک منبع تمام نشدنی، که قادر به ایجاد هر مقدار گرما در یک دمای ثابت باشد و منبع سرد را، یک منبع بدون خروجی، که قادر به جذب هر مقدار گرما در دمای ثابت باشد، فرض نمود. در عمل، آنها را می توان به ترتیب به صورت سوختی که به طور دائم می سوزد و رودخانه ای با جریان کامل در نظر گرفت. اگر قرار باشد، طبق قانون دوم ترمودینامیک گرما به سیستم داده شود و یا از آن گرفته شود، گرمای داده شده باید از یک منبع با دمای بیشتری نسبت به منبع دریافت کننده، که گرما را دفع می کند، منشعب شود. بنابراین، این که یک موتور گرمایی بتواند کار آیی خوب داشته باشد، باید بین یک منبع گرم و یک منبع سرد در دماهای مختلف کار کند. به عبارت دیگر وجود اختلاف دما قبل از یک موتور بتواند کار خالص خروجی تولید کند، لازم است (شکل ۱۲-۲). بنابراین، برای یک موتور ممکن نیست که تنها با یک منبع گرمایی کار کند، زیرا باید یک منبع سرد در دمای پایین تری وجود داشته باشد، که بخشی از گرما را دفع کند.

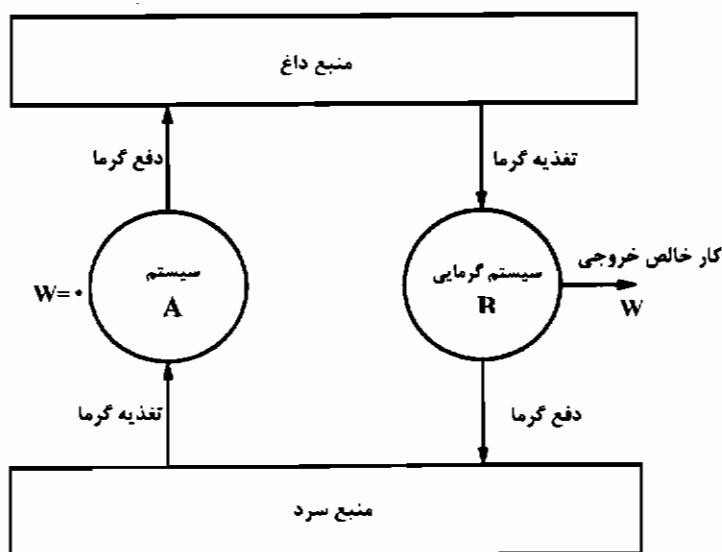


شکل ۱۲-۲ یک موتور گرمایی برای تولید کار خالص خروجی نیاز به اختلاف دما دارد.

۱۲-۱-۲ پمپ گرمایی

اگر قانون دوم ترمودینامیک مورد قبول باشد، غیر ممکن است سیستمی ساخت که بدون این که کاری از محیط به سیستم داده شود در یک چرخه بتواند گرما را از یک جسم خنکتر به گرمتر انتقال دهد. این به عنوان بیانیه کلاسیوس (Clausius) از قانون دوم ترمودینامیک شناخته شده است، و به نام کلاسیوس، که تحقیقات اولیه زیادی انجام داده است و سبب روشن شدن موضوع انتقال کار و گرما شده نامیده شده است. با اثبات این که عکس این بیانیه غیر ممکن است، می توان صحت آن را تأیید کرد. ابتدا فرض کنید که عکس آن درست باشد (مانند شکل ۱۲-۳). دستگاه A ، گرمای Q را از منبع سرد می گیرد. هیچ گونه کار ورودی از محیط وجود ندارد. از قانون اول ترمودینامیک، این دستگاه باید همان مقدار گرما Q را به منبع گرم انتقال دهد. یک موتور گرمایی، دستگاه B ، باید همان گونه عمل را بین همان منابع، اما در جهت مخالف انجام دهد. پس زمانی که کار خالص خروجی W است، باید همان مقدار گرما Q

دفع شود؛ از این رو از قانون اول ترمودینامیک گرمای داده شده به موتور گرمایی B باید $(Q + W)$ باشد.



شکل ۳-۱۲ نمایش بیانیه کلاسیوس

برای دستگاه ترکیبی، منبع سرد در حال تعادل است، زیرا گرمای Q از طریق دستگاه B به آن انتقال می‌یابد، و هم زمان (گرما) از آن توسط دستگاه A گرفته می‌شود. در منبع گرم، دستگاه، گرما را منتقل می‌کند، در صورتی که دستگاه A گرمای Q را از آن می‌گیرد، از این رو گرمای خالص به دست آمده از منبع برابر است با:

$$(W + Q) - Q = W$$

اما از آن جا که سیستم A نیازی به انتقال کار ندارد، کار خالص خروجی، برای سیستم ترکیبی وجود دارد، در واقع کار خروجی از موتور گرمایی B است، به عبارت دیگر، سیستم ترکیبی موفق شده تا گرمای خالص را دارا باشد و کاملاً آن را به کار خروجی خالص تبدیل

می کند، که این عکس بیانیه قانون دوم ترمودینامیک است، بنابراین، سیستم باید دارای کار خالص ورودی از محیط باشد و بیان کلاسیوس از قانون دوم تأیید می شود.

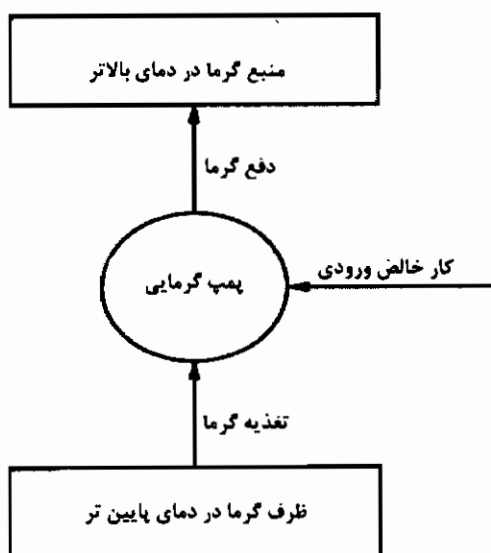
یک سیستم گرمایی، در زمانی که کار ورودی به آن داده می شود، گرما را از یک منبع گرم انتقال می دهد. این چنین سیستمی را «پمپ گرمایی» می نامند (همان گونه در بخش ۳-۳-۴ توضیح داده شد). بازده گرمای کل آن بیشتر از ۱۰۰٪ است (مثال (۸-۴) و آن را ضریب عملکرد می نامند. این مطلب را می توان با مراجعه به رابطه (۲-۱۲) تأیید نمود. زیرا بازده یک پمپ گرمایی باید برعکس بازده یک موتور گرمایی باشد، و موتور گرمایی، طبق قانون دوم (شکل ۴-۱۲) باید دارای مقداری کمتر از ۱۰۰٪ باشد.

یک پمپ گرمایی و بیانیه کلاسیوس از قانون دوم ترمودینامیک را در نظر بگیرید، که می تواند اصل برگشت پذیری را بر حسب انتقال گرما توضیح دهد. در بخش (۲-۳-۳) گفته شد که ایجاد یک فرآیند غیر جریانی برگشت پذیر، به علت اثرات اصطکاک، امکان پذیر نیست و فرآیندی ایده آل است. به طور مشابه در فصل هشتم، یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر به همین علت قابل ایجاد نبود، اما این مسأله را می توان با استفاده از یک بازده آیزوتروپیک رفع کرد، تا جایی که انتقال گرما مورد نظر باشد. برای آن که فرآیند برگشت پذیر باشد، باید مقدار گرمایی که به سیال، ضمن عبور از حالت ۲ به حالت ۱، منتقل می شود با مقدار گرمای دفع شونده از سیال (ضمن عبور از حالت ۱ به حالت ۲) منتقل می شود با مقدار گرمای دفع شونده از سیال (ضمن عبور از حالت ۱ به حالت ۲) برابر باشد، اما انتقال گرما از یک منبع گرم در دمای معینی به منبع دیگری در دمای پایین تر منتقل می شود. طبق بیانیه کلاسیوس، این فرآیند فقط می تواند از یک منبع سرد با دمای معین به منبع دیگری در دمای بالاتر، با ایجاد یک انتقال کار مازاد در ورودی، صورت گیرد.

۳-۱-۱۲ بازده یک موتور برگشت پذیر

مفهوم یک فرآیند برگشت پذیر و چرخه برگشت پذیر، که از فرآیندهای برگشت پذیر تشکیل شده اند، نشانگر حالت ایده آل موضوع است. در یک موتور برگشت پذیر سیال باید از طریق یک چرخه برگشت پذیر بگذرد و کار خالص خروجی، توسط گرمای داده شده، ایجاد

کند، اما با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک می توان، بیان کرد که: ممکن نیست موتوری ساخته شود، که بتواند فقط بین دو منبع کار کند و دارای بازدهی بیش از عملکرد یک موتور برگشت پذیری، که بین همان دو منبع کار می کند، باشد. همانند قبل، این عمل را می توان با تصور این که عکس این مسأله صحیح است، نشان داد و ثابت کرد که انجام آن غیر ممکن است.

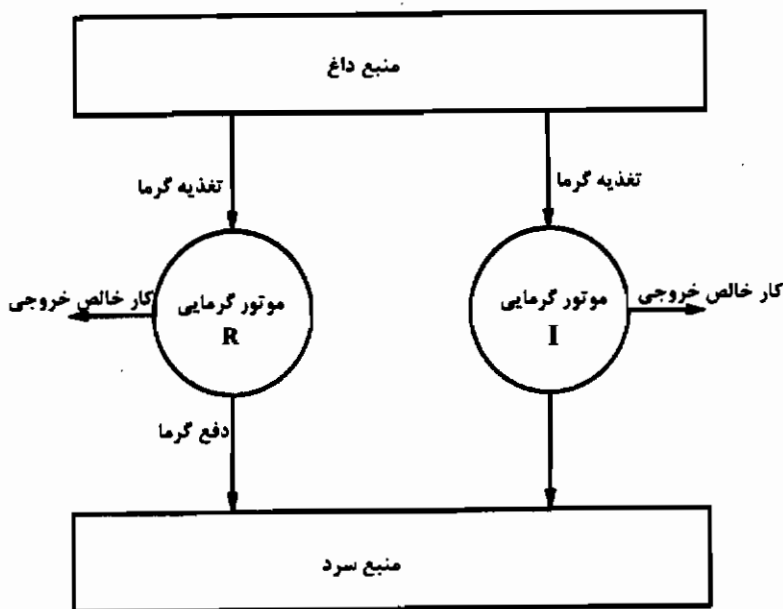


شکل ۴-۱۲ یک پمپ گرمایی

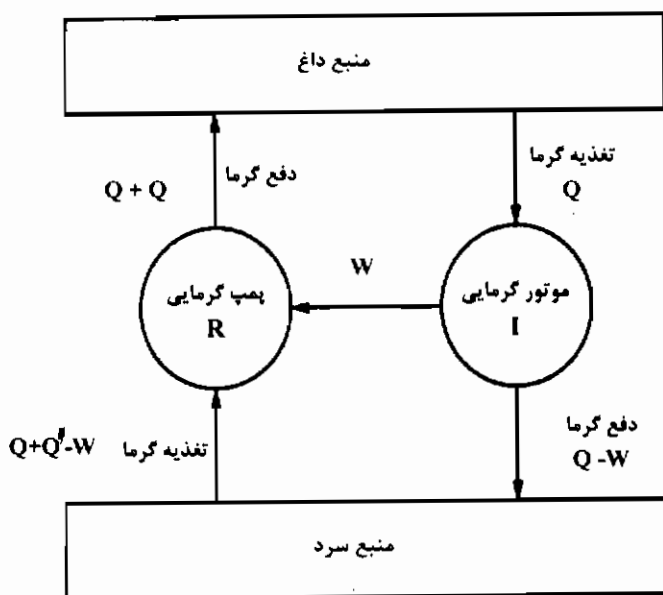
شکل (۵-۱۲) نشان می دهد که دو موتور گرمایی بین منابع گرمایی یکسان، متصل است. موتور گرمایی I یک موتور برگشت ناپذیر است. موتور دارای گرمای داده شده Q است و کار خالص خروجی W را تولید می کند و طبق قانون اول ترمودینامیک گرمای دفع شده برابر $(Q - W)$ است. موتور گرمایی R ، یک موتور برگشت پذیر است. این موتور نیز کار خالص خروجی W را تولید می کند؛ اما، اگر دارای بازدهی کمتر از موتور گرمایی I باشد، باید گرمای بیشتری؛ یعنی $(Q + Q')$ ، را نیاز داشته باشد. از قانون اول ترمودینامیک گرمای $(Q + Q' - W)$ را دفع خواهد نمود.

اکنون موتور گرمایی R را معکوس کنید و عملکرد آن را به صورت یک پمپ گرمایی برگشت پذیر در آورید (مانند شکل ۶-۱۲). موتور گرمایی I نمی تواند برعکس عمل کند، زیرا

برگشت ناپذیر است، کار خروجی از I برابر کار ورودی برای R می شود، به طوری که هیچ گونه انتقال کاری در شکل ترکیبی دستگاه، صورت نمی گیرد. از منبع سرد، گرمای خالص انتقال یافته به بیرون، برابر $Q' - (Q - W) = Q'$ است و در منبع داغ، گرمای خالص ورودی انتقال یافته باز هم برابر با $Q' - Q = Q'$ است، به عبارت دیگر، دستگاه ترکیبی، موفق به انتقال گرمای Q' از یک منبع سرد به یک منبع داغ شده است، بدون این که هیچ گونه کاری به آن داده شده باشد.



شکل ۵-۱۲ دو موتور گرمایی که بین دو منبع گرمایی کار می کنند.



شکل ۱۲-۶ یک موتور گرمایی برگشت ناپذیر و یک پمپ گرمایی برگشت پذیر

طبق بیانیه کلاسیوس از قانون دوم این غیر ممکن است و باید نتیجه گرفت که موتور برگشت پذیر در شکل (۱۲-۴)، همان گونه که بیان شد، دارای بازده بالاتری است. هم چنین باید گفت، که تمام موتورهای گرمایی برگشت پذیر، بین منبع سرد و گرم، با بازده یکسان عمل می کنند و این بازده باید متکی بر دمای منابع گرم و سرد به ترتیب: T_{source} و T_{sink} باشد، زیرا این تنها وجه مشترک بین آنهاست. ضمناً، دمای سیال عامل در موتور برگشت پذیر، هم چنین باید برابر T_{source} در منبع گرم و T_{sink} در منبع سرد باشد، بنابراین، بازده کلی گرما در یک موتور گرمایی برگشت پذیر η_r را می توان به صورت زیر نوشت:

$$\eta_r = \phi(T_{sink}, T_{source}) \quad (12-3)$$

با استفاده از رابطه (۱۲-۲)، بازده کلی گرما، برای هر موتور η برابر است با:

$$\eta = 1 + \frac{Q_{rej}}{Q_{supp}}$$

قانون دوم، محدودیت برای تابع انتخاب شده در (۳-۱۲) اعمال می کند. سه موتور گرمایی A و B و AB را در شکل (۷-۱۲) در نظر بگیرید.

موتور گرمایی برگشت پذیر AB دارای گرمای داده شده Q_{supp} و کار خالص خروجی W_{AB} و گرمای دفع شده Q_{rej} است. موتور گرمایی برگشت پذیر B دارای همان گرمای داده شده اما با کار خالص خروجی W_B و گرمای دفع شده Q_{int} به منبع میانی در دمای T_{int} ، که در جایی مابین دمای منبع گرم و منبع سرد از موتور گرمایی برگشت پذیر AB ، است. موتور گرمایی A ، گرمای دفع شده توسط موتور گرمایی برگشت پذیر B را جذب می کند و دارای کار خالص خروجی است و همان مقدار گرما را از موتور گرمایی برگشت پذیر AB به منبع سرد دفع می کند.

برای هر موتور، رابطه های (۲-۱۲) و (۳-۱۲) می دهد:

$$\frac{(Q_{rej})_{AB}}{(Q_{supp})_{AB}} = \phi(T_{sink}, T_{source})$$

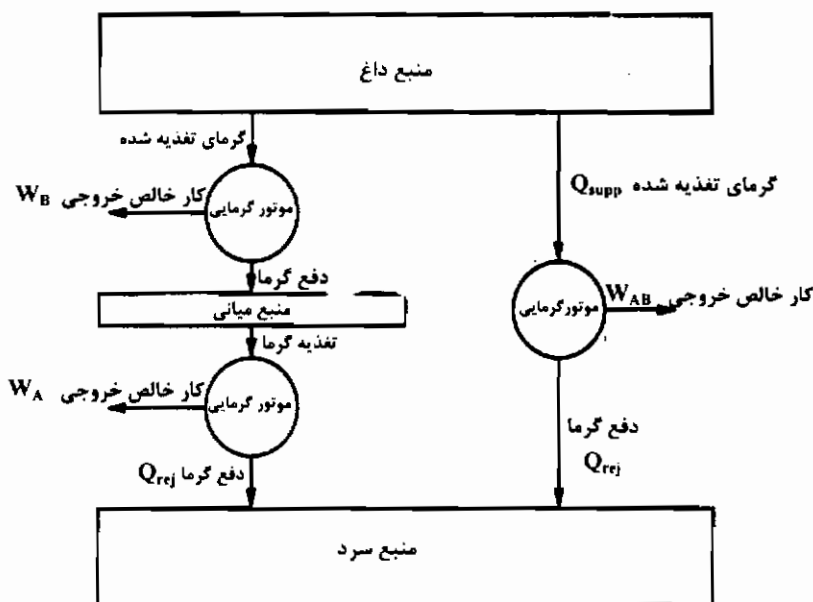
$$\frac{(Q_{int})_B}{(Q_{supp})_B} = \phi(T_{int}, T_{source})$$

$$\frac{(Q_{rej})_A}{(Q_{int})_A} = \phi(T_{sink}, T_{int})$$

از آن جا که Q_{supp} ، Q_{int} و Q_{rej} دارای مقادیر یکسان برای هر موتور گرمایی برگشت پذیر هستند، بنابراین:

$$\frac{Q_{rej}}{Q_{supp}} = \frac{Q_{rej}}{Q_{int}} \times \frac{Q_{int}}{Q_{supp}}$$

$$\therefore (T_{sink}, T_{source}) = \phi(T_{sink}, T_{int})(T_{int}, T_{source})$$



شکل ۷-۱۲ سه موتور گرمایی برگشت پذیر

سمت چپ رابطه تنها تابعی از T_{sink} و T_{source} است، بنابراین سمت راست رابطه، نیز باید همان گونه باشد. تنها راهی که این رابطه را ممکن می سازد حذف شدن T_{int} از رابطه است و این زمانی امکان پذیر است، که تابع به شکل نسبت دمای منبع گرم به سرد (که موتور گرمایی با فرآیند برگشت پذیر بین آنها عمل می کند) نوشته شود، بنابراین، برای هر موتور گرمایی برگشت پذیر، بین یک منبع گرمایی در دمای مشخص و یک منبع سرد در دمای پایین تر، می توان رابطه زیر را به کار برد:

$$\frac{Q_{\text{rej}}}{Q_{\text{supp}}} = \phi \left(\frac{T_{\text{sink}}}{T_{\text{source}}} \right) \quad (۱۲-۴)$$

ساده ترین تابع، که در رابطه (۱۲-۴) تعریف می شود، برابر است با:

$$\frac{Q_{rej}}{Q_{supp}} = -\frac{T_{sink}}{T_{source}}$$

علامت منفی، طبق علامت قرار دادی اقتباس شده و قانون علامت گذاری، به کار رفته است. این تابعی مناسب است، زیرا تنها در اندازه مقیاس دمای به کار رفته شده مؤثر خواهد بود. بازده کلی گرما، برای یک موتور گرمایی برگشت پذیر به این صورت است:

$$\eta_p = \frac{T_{source} - T_{sink}}{T_{source}} \quad (12-5)$$

تمام موتورهای گرمایی برگشت پذیر، که بین یک منبع گرم و سرد کار می کنند، باید دارای بازده یکسان باشند، همان گونه که در رابطه (۱۲-۵) نشان داده شده است، و این باید حداکثر بازده ممکن باشد. این بازده به نام کارنو، با عنوان «بازده کارنو»، شناخته شده است، که برای اولین بار، یک چرخه برگشت پذیر واقعی را برای یک موتور گرمایی، پیشنهاد نمود.

این بازده مقیاسی را مشخص می کند، که می توان به وسیله آن درباره عملکرد یک موتور واقعی قضاوت کرد. برای مثال، در یک تأسیسات بخار، همان گونه که در شکل (۱۵-۴) نشان داده شده است، اگر دمای بخار فوق داغ T_{source} در خروجی از دیگ (بخار) برابر 900 K باشد، که در محدودیت موادی است که توربین با آن ساخته می شود و گرمای دفع شده در چگالنده به محیط در دمای 300 K (T_{sink}) باشد، بازده کارنو، $66/7\%$ است. بازده واقعی عملکرد حدوداً 40% است، که در تأسیسات بخار مدرن به دست می آید، و به خوبی قابل مقایسه با حداکثر مقدار ایده آل آن است.

همچنین ممکن است بازده کارنو برای یک پمپ گرمایی برگشت پذیر به کار رود به جز این که به طریقی دیگر نوشته می شود و «بازده کارآیی» نامیده می شود، بنابراین COP_{hp} کارنو، برابر است با:

$$Carnot\ COP_{hp} = \frac{T_{source}}{T_{source} - T_{sink}}$$

سیال مبرد در یک پمپ گرمایی خانگی نمونه، بین دماهای 70°C و 10°C - کار می کند، که راندمان کارنو COP_{hp} برابر $4/3$ را می دهد.

از تعریف بازده کلی گرما برای یک موتور گرمایی برگشت پذیر، بر حسب دماهای منبع گرم و سرد، باید استنباط نمود که بازده هر موتور گرمایی برگشت پذیر از هر دمای میانی، باید کمتر از موتور گرمایی برگشت پذیری باشد، که تنها بین منبع گرم و سرد کار می کند. هم چنین، از آن جا که بازده یک موتور گرمایی برگشت ناپذیر، کمتر از باده یک موتور گرمایی برگشت پذیر است، دمای سیال عامل در موتور برگشت پذیر، کمتر از T_{source} در منبع گرم و بزرگتر از $T_{sin k}$ در منبع سرد، است.

۴-۱-۱۲ اندازه مطلق دما

در بخش (۴-۲)، دیدیم که تمام دماسنجهای کاربردی، فقط همان مقادیر دماهای مرجع و مابین این نقاط معین شده را نشان می دهند. قرائت اعداد، بستگی به روشی دارد، که محیط مورد استفاده در دماسنج (نسبت به دما) به طریقی تغییر کند. عامل مشترک برای تمام موتورهای گرمایی برگشت پذیر، دماهای منبع سرد و گرم است.

بازده موتور فقط به این دماها بستگی دارد و به طبیعت موتور یا سیال مورد استفاده وابسته نیست، بنابراین استفاده از موتور گرمایی برگشت پذیر، سبب تأکید بیشتر این نظر می شود، که یک مقیاس مطلق دما می تواند تعریف شود که غیروابسته به ماده موجود در هر دماسنج بخصوص است و یک دمای مطلق صفر را فراهم می آورد.

یک رشته از موتورهای گرمایی برگشت پذیر را، به طریقی می توان تصور کرد، که هر موتور متوالی، توسط منبع موتور قبلی، کار کند. (در این صورت) هر موتور دارای یک کار خالص خروجی W است. و افزایش دما بین منبع گرم و منبع سرد برای تمام موتورها یکسان خواهد بود.

سیستم پیشنهادی، مفهوم دمای صفر مطلق را می رساند؛ اما با انجام آن قانون دوم ترمودینامیک رعایت نمی شود. آخرین موتور باید بخشی از گرما را، طبق قانون دوم، دفع کند، اما این به آن معنی است که دمای نهایی، باید بیشتر از صفر باشد، بنابراین، دمای صفر مطلق فقط می تواند یک حد قابل قبول باشد.

هر چند امکان ساخت موتورهای گرمایی برگشت پذیر وجود ندارد؛ یعنی مقیاس مطلق دما فرضی است؛ اما با انتخاب دمای سه نقطه ای آب $K^{\circ} 273/16$ ، مشخص می شود که وقتی نقاط یخ و بخار آب در NTP ، توسط دماسنج بسیار دقیقی اندازه گیری شود (دماسنج گازی با حجم ثابت)، اختلاف به دست آمده را $K 100$ (با اختلاف $K 0/005$) نشان می دهد. به عبارت دیگر، دمای مقیاس مطلق، تقریباً، به طور دقیق با مقیاس تجربی سلسیوس (Celsius) منطبق می شود، که نقطه مهمی است و این در واقع مطلبی است، که به طور بین المللی و در کنفرانس وزنها و اندازه ها که در سال ۱۹۵۴ تشکیل شد، با آن موافقت شده است.

۱۲-۱-۵ خاصیت آنتروپی سیال

برای نشان دادن وجود خاصیت آنتروپی سیال، لازم است مطلبی را که «بیان نامساوی سلسیوس» نامیده می شود، بررسی کرد. این بیان نامساوی می گوید: هر زمان یک دستگاه، چرخه ای را طی کند، مقدار $\sum \left(\frac{d\theta}{T} \right)_{cyc}$ برابر با صفر است. اگر چرخه برگشت پذیر و مقدار آن منفی باشد و یا برگشت ناپذیر باشد.

دو موتور گرمایی را که در یک چرخه بین دو دمای مشخص منبع گرم و سرد کار می کند، در نظر بگیرید. موتور R برگشت پذیر و موتور I برگشت ناپذیر است (همان گونه که در شکل ۸-۱۲ نشان داده شده است)، بازده موتور برگشت ناپذیر η_{irr} ، کمتر از بازده موتور برگشت پذیر η_r است، هم چنین، بازده موتور برگشت ناپذیر فقط می تواند بر حسب گرمای داده شده و دفع شده بیان شود (طبق رابطه ۲-۱۲)؛ ولی بازده موتور برگشت پذیر را می توان بر حسب دمای منبع گرم و سرد، طبق رابطه (۵-۱۲)، نمایش داد.

بنابراین:

$$\eta_{irr} < \eta_r \quad \therefore \quad \frac{Q_{supp} + Q_{rej}}{Q_{supp}} < \frac{T_{source} - T_{sink}}{T_{source}}$$

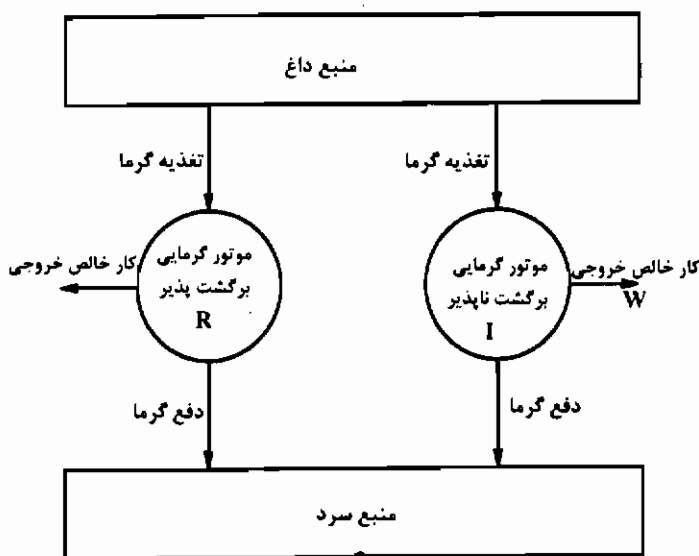
$$\therefore \quad \frac{Q_{rej}}{Q_{supp}} < -\frac{T_{sink}}{T_{source}} \quad \therefore \quad \frac{Q_{rej}}{T_{sink}} + \frac{Q_{supp}}{T_{source}} < 0$$

$$\therefore \quad \Sigma(Q/T) < 0$$

به شکل ریاضی، برای یک چرخه، می توان نوشت:

$$\Sigma(dQ/T)_{cyc} \leq 0 \quad (12-6)$$

محدودیت، زمانی است که موتور گرمایی برگشت ناپذیر برابر برگشت پذیر و مقدار $\Sigma(dQ/T)_{cyc}$ برابر صفر می شود؛ از این رو می توان نشان داد که نابرابری سلیوس صحیح است.



شکل ۸-۱۲ موتور گرمایی برگشت پذیر و برگشت ناپذیر

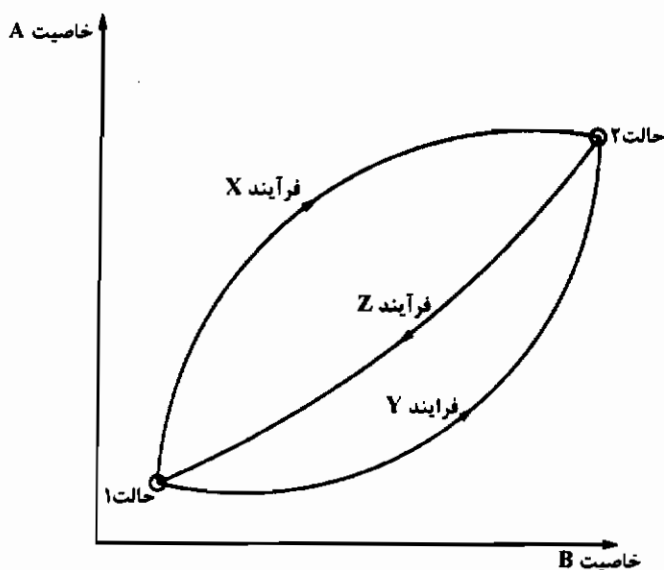
اکنون دو، چرخه برگشت پذیر را در نظر بگیرید، یک (چرخه) به روشی عمل می کند، که سیال از حالت ۱ به حالت ۲، یک فرآیند غیر جریانی برگشت پذیر X را طی می کند و با یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر Z ، به حالت ۲ برمی گردد و در چرخه دیگر سیال از حالت ۱ به حالت ۲ فرآیند بدون جریان برگشت پذیر Y ، را طی کرده است و مجدداً طی فرآیند بدون جریان برگشت پذیر Z ، به حالت ۲ برمی گردد. فرآیندها را می توان بر روی گراف هر دو خاصیت، خاصیت A ، و خاصیت B ، مانند شکل (۹-۱۲)، نمایش داد.

برای چرخه برگشت پذیر XZ داریم:

$$\Sigma(dQ/T)_{\text{cyc} XZ} = \Sigma(dQ/T)_x + \Sigma(dQ/T)_z$$

برای چرخه برگشت پذیر YZ داریم :

$$\Sigma(dQ/T)_{\text{cyc} YZ} = \Sigma(dQ/T)_y + \Sigma(dQ/T)_z$$



شکل ۹-۱۲ نمودار خاصیت سیال A بر حسب خاصیت سیال B

واضح است که، $\Sigma(dQ/T)_z$ در دو رابطه یکسان است. و طبق نابرابری کلاسیوس، از آن جا که هر دو، چرخه برگشت پذیرند.

$$\Sigma(dQ/T)_{\text{cyc} XZ} = \Sigma(dQ/T)_{\text{cyc} YZ} = 0$$

بنابراین، مقایسه بین دو رابطه نشان می دهد که :

$$\Sigma(dQ/T)_x = \Sigma(dQ/T)_y$$

به عبارت دیگر، مستقل از مسیری است، که توسط سیال (یا فرآیند) طی شده است، و

باید یک خاصیت سیال باشد که آن را «آنتروپی» نامند و یک خاصیت گستره است، بنابراین :

آنتروپی : S (واحد J/K)

آنتروپی ویژه : s (واحد $J/kg K$)

وقتی یک سیال از حالت ۱ به حالت ۲ می رود، تغییرات آنتروپی، به شکل ریاضی برابر است با:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (۱۲-۷)$$

البته، این رابطه مانند رابطه (۲-۳) است، که وجود خاصیت آنتروپی، بعد از بررسی رابطه معادل برای کار و انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان، در آن حدس زده شد. اکنون مشاهده می شود که باید خاصیت آنتروپی سیال در نتیجه قانون دوم ترمودینامیک وجود داشته باشد. در بخش (۲-۳-۳) بیان شد، که؛ معادله کار و انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان، فقط در فرآیندهای برگشت پذیر به کار می رود. این موضوع به وسیله آزمایش اثرات اصطکاک، نشان داده شد، که اساساً برای انتقال کار به کار می رود، اما اکنون می توان دید که این محدودیت، برای انتقال گرما نیز بطور یکسان وجود دارد؛ زیرا رابطه (۱۲-۷) فقط بر اساس فرآیندهای برگشت پذیر به دست آمده است. همان گونه که در فصل سوم بحث شد، این بدان مفهوم نیست، که خاصیت آنتروپی، محدود به فرآیندهای برگشت پذیر است. آنتروپی، یک خاصیت گسترده، مانند: حجم است، و در موافقی ممکن است وجود داشته باشد. بنابراین فقط رابطه های (۲-۳) و (۱۲-۷) برای فرآیندهای برگشت پذیر، به کار می روند.

در عین حال، آنتروپی بسیار شبیه به خاصیت انرژی داخلی است. یکی از این خواص از نتیجه قانون اول ترمودینامیک و دیگری از قانون دوم ترمودینامیک به دست می آید. هیچ کدام را نمی توان به طور مستقیم اندازه گرفت و تغییرات در مقادیرشان را فقط می توان زمانی که سیال فرآیندی را طی می کند، به دست آورد. البته، آنتروپی در بررسی طرحهای ترمودینامیکی دارای اهمیت زیادی است، مثلاً: از آن می توان به طور غیر مستقیم برای اندازه گیری بازده یک فرآیند استفاده نمود. همچنین (رابطه) $NFEE$ ، که شامل انرژی داخلی است (رابطه ۱-۵)، برای هر فرآیند بدون جریان به کار می رود، بنابراین تغییر در انرژی داخلی یک سیال را می توان از اطلاعات مربوط به کار و انتقال گرما طی تغییر حالت، به دست آورد. رابطه های (۱۲-۷) و (۲-۳)، که آنتروپی را تعریف می کنند، فقط برای فرآیندهای بدون جریان برگشت پذیر به کار می روند، بنابراین، تغییر در آنتروپی یک سیال باید از طریق دانستن مقادیر خواص دیگری، که

قابل اندازه گیری هستند، مانند بخش (۲-۶)، برای یک گاز کامل و بخش (۳-۷) برای، بخار / آب به دست آورد.

۱۲-۱-۶ فرآیندهای برگشت پذیر و برگشت ناپذیر

قبلا، در فصل هشتم، نشان داده شد که بازده یک فرآیند می تواند با مقایسه نمودن اتفاق واقعی در یک فرآیند، با اتفاقی که ممکن است رخ دهد - اگر فرآیند آیزونتروپیک باشد - تعریف نمود. در واقع، از نتیجه قانون دوم ترمودینامیک، مفاهیم، برای آنتروپی یک سیال قابل توجه هستند؛ زیرا می توان ثابت کرد که، آنتروپی هر سیستم بسته، که از نظر گرمایی از محیط عایق شده باشد، یا افزایش می یابد و یا اگر فرآیند برگشت پذیر باشد، در زمان تغییر حالت، ثابت می ماند.

سیالی یک چرخه را از حالت ۱ به حالت ۲ تحت یک فرآیند بدون جریان بی دررو و برگشت ناپذیر طی می کند، و از حالت ۲ به حالت ۱ را برگشت پذیر است، اما در این حالت فرآیند بدون جریان و دررو است. مانند قبل، چرخه را می توان بر روی یک نمودار، برای دو خواص سیال - خاصیت A و خاصیت B - مانند شکل (۱۰-۱۲)، رسم نمود.

در زمان تغییر حالت از ۱ به حالت ۲، که فرآیند بدون دررو است، هیچگونه انتقال گرمایی صورت نمی گیرد، بنابراین:

$$Q_{12} = 0 \quad \therefore \quad \int_1^2 \frac{dQ_{12}}{T} = 0$$

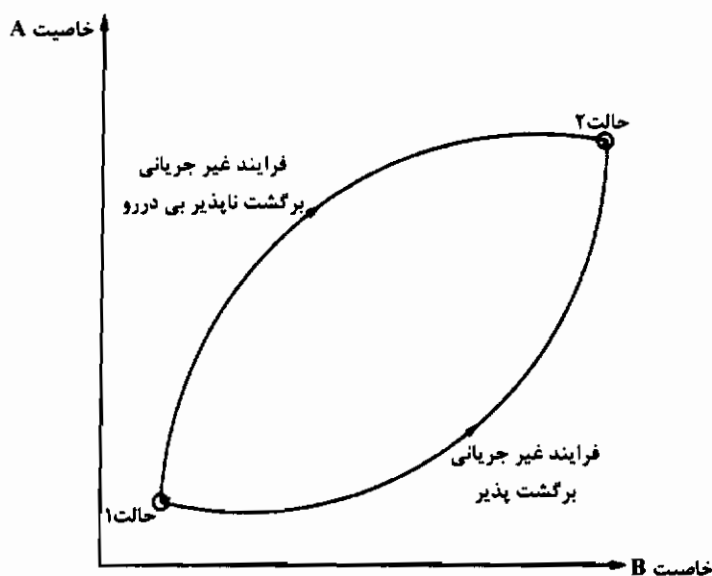
توجه کنید که این خاصیت آنتروپی نیست، زیرا معادله فقط برای آنتروپی در فرآیندهای برگشت پذیر اعمال می شود و این یک (فرآیند) برگشت ناپذیر و دررو است. زمانی که سیال از حالت ۲ به حالت ۱ بر می گردد، و فرآیند برگشت پذیر است، رابطه (۷-۱۲)، برابر است با:

$$\int_2^1 \frac{dQ_{21}}{T} = S_1 - S_2$$

اما از نابرابری کلاسیوس، وقتی یک چرخه کامل، و برگشت ناپذیر است، رابطه (۶-۱۲)، به صورت زیر است:

$$\sum \left(\frac{dQ}{T} \right)_{\text{cyc}} < 0 \quad \therefore \int_1^2 \frac{dQ_{12}}{T} + \int_2^1 \frac{dQ_{21}}{T} < 0$$

$$\therefore 0 + (S_1 + S_2) < 0 \quad \therefore S_2 > S_1$$



شکل ۱۰-۱۲ نمودار خاصیت سیال A بر حسب خاصیت سیال B

در نتیجه، آنتروپی یک سیال، زمانی که فرآیند برگشت ناپذیر و بدون دررو است و سیال از حالت ۱ به حالت ۲ می رود، همیشه افزایش می یابد. اگر فرآیند برگشت پذیر و بی دررو و به عبارت دیگر، فرآیند آیزوتروپیک باشد، آنتروپی ثابت می ماند بنابراین، نتیجه همان است که در بالا ذکر شد، اما این که آنتروپی هر سیستم بسته؛ با عایق گرمایی خوب، یا افزایش می یابد و یا اگر فرآیند برگشت پذیر باشد، طی تغییر حالت، ثابت می ماند.

اهمیت این بیان، ممکن است فوراً آشکار نشود. ابتدا به نظر می رسد، که دانستن آنتروپی در حالت‌های ۱ و ۲، نوع فرآیند بی دررو را آشکار می کند. یعنی اگر آنتروپی ثابت بماند، فرآیند برگشت پذیر است. و اگر افزایش یابد، برگشت ناپذیر است. مفاهیم مهم هستند، زیرا آنتروپی

بستگی به مرزی دارد، که برای تعریف بدون دررو، به کار می رود. جرم معینی از بخار اشباع را، در یک ظرف در دمای 100°C و فشار $101/325\text{ kPa}$ ، در نظر بگیرید و با تغییر فاز، آن را به آب اشباع تبدیل کنید. گرمای نهان تبخیر از سیال، به علت کاهش محلی در آنتروپی، به بیرون انتقال می یابد، که می توان آن را با اندازه گیری خواص دیگر سیال به دست آورد. اگر فرآیند برگشت پذیر فرض شود، با استفاده از رابطه (۷-۱۲)، آنتروپی کاهش می یابد؛ زیرا انتقال گرما منفی است، زمانی که دما T ثابت می ماند، اما اگر مرز سیستم به شکل یک اتاق در نظر گرفته شود، به طوری که منبع بخار به جای دیوارهای منبع جایگزین شود، می توان فرض کرد که اتاق به علت اندازه آن، مانند یک منبع گرما عمل می کند، به طوری که اضافه نمودن یا کم کردن مقدار کمی از گرما، برای تغییر دمای آن کافی نیست. اتاق را می توان به عنوان یک سیستم بدون دررو در نظر گرفت. اگر فرآیند برگشت پذیر باشد، آنتروپی، ثابت می ماند. در زندگی حقیقی، تمام فرآیندها مجبورند که برگشت ناپذیر باشند. اگر مرز سیستم را اتاق در نظر بگیرید، آنتروپی اتاق باید افزایش یابد. اگر این بحث در مورد جهان مطرح شود، آنتروپی جهان نیز باید افزایش یابد.

این مطلب، ممکن است بی اهمیت جلوه کند، تا این که دوباره یادآوری شود، که خاصیت آنتروپی برای اندازه گیری بازده یک فرآیند، مخصوصاً فرآیندهای یکنواخت جریان دار، به کار رود. برای شیوره های، پخش کنها، توربینها و کمپرسورها، در ابتدا، فرض شد که فرآیند جریان یکنواخت، بی دررو است و بازده، به عنوان نسبت اتفاقاتی، که واقعا در سیال رخ می دهد به اتفاقاتی که برای سیال در فرآیند ایزونتروپیک رخ می دهد، تعریف شد. و این بازده، به عنوان «بازده آیزونتروپیک» نامیده شد. در سیستمهای واقعی بی دررو، آنتروپی افزایش خواهد یافت و هر چه این افزایش بیشتر شود، بازده کمتر خواهد بود. این واقعیت که آنتروپی جهان افزایش می یابد، این مفهوم را می رساند که بازده جهان کاهش می یابد، به عبارت دیگر جهان به طور یکنواخت رو به زوال می رود، برای مثال: مهندسی، که بازده یک توربین را بهبود می بخشد، فقط موفق می شود نرخ افزایش آنتروپی را در جهان کند نماید؛ از این رو نرخ بی نظمی را کاهش می دهد.

معادلات برای Q و W ، در فرآیندهای بدون جریان، فقط زمانی که فرآیندها برگشت پذیر هستند، به کار می روند، اما می توان به طور مسلم فرض کرد، سیستمی که فرآیندی را طی می کند بتواند برگشت پذیر باشد، که در این صورت «فرآیندهای برگشت پذیر داخلی» نامیده می شوند؛ اما با انجام این کار محیط تحت یک تغییر برگشت ناپذیر واقع می شود، که این فرآیند را «برگشت ناپذیر داخلی» می نامند. در این مورد معادلات برای Q و W به کار می روند، به طوری که بقیه رابطه ها را، که می توان از آنها به دست آورد.

اغلب فرآیندهایی را، که در یک پیستون سیلندر با مکانیزم رفت و برگشتی طی می شوند؛ می توان به طور تقریب برگشت پذیر داخلی فرض نمود. هر چند، در انبساط آزاد یک گاز کامل (قانون ژول)، بخش (۲-۱-۶) و مثال (۲-۶)، بیان شد، که انرژی داخلی تابعی از دمای گاز است و در نظر گرفته شد که، انبساط آزاد یک فرآیند بی دررو باشد، اما این فرآیند بسیار شبیه به فرآیند برگشت ناپذیر با نتیجه افزایش در آنتروپی، است، از این رو معادله برای Q در یک فرآیند بدون جریان رابطه (۲-۳) یا (۷-۱۲) به کار نمی رود.

در فرآیندهای جریان پایدار، به طور کلی، فرض بر این بود که فرآیند بی دررو، و عبارت بازده آیزونتروپیک، برای تصحیح جواب در نظر گرفته شود. هر چند در دو مورد، به خصوص، در فرآیند خفقان (Throttling) و فرآیند بی دررو در سیالات مخلوط، از آن استفاده نمی شود. در عرض یک وسیله «تحول خفقان»، در بخش (۷-۸)، آنتالپی یک سیال، ثابت می ماند، با فرض این که فرآیند بی دررو باشد، اما هم چنان بسیار برگشت ناپذیر است و این به علت اغتشاش سیال در زمان تحول خفقان، است، و آنتروپی، افزایش خواهد یافت، در فرآیندهای مخلوط (بخش ۸-۸)، هم چنین فرض شد که بی دررو هستند، اما مجدداً غیر قابل برگشت به علت اغتشاش سیال، و نتیجه آن افزایش در آنتروپی است.

برای هر یک از این فرآیندها، بازده آیزونتروپیک تعریف شد و ممکن نیست که این عمل انجام پذیرد، زیرا هر دو فرآیند بسیار برگشت ناپذیر هستند.

فصل سیزدهم

مسائل

۱-۲-۱۳ فشار هوا در پایین کوهی با ارتفاع 3000 m ، برابر 100 kPa است.

فشار هوا در بالای کوه چقدر است؟ زمانی که:

الف - چگالی هوا ثابت و برابر $1/2\text{ kg/m}^3$ باشد.

جواب: $64/7\text{ kPa}$

ب - دمای هوا ثابت و برابر 280°K باشد (چگالی بستگی به دمای هوا دارد و از رابطه

$$p = \rho \times 287T$$
 به دست می آید)

جواب: $69/3\text{ kPa}$

۲-۲-۱۳ یک فشار سنج ساکن، در مقطعی از بالادست جریان، در لوله ای افقی قرار دارد و

فشار سنج ساکن دیگری را پایین دست جریان قرار می گیرد.

الف - فشار سنج ساکن، متصل به یک مانومتر ساده جیوه ای U شکل است. اگر اختلاف در

تراز جیوه در یک طرف لوله U شکل 40 mm و چگالی ویژه جیوه $13/6$ باشد، افت فشار ساکن

سیال را در لوله، برای حالات زیر به دست آورید:

- (۱) آب، با چگالی 1000 kg/m^3 : جواب $4944/2 \text{ Pa}$
- (۲) روغن، با چگالی ویژه $0/8$: جواب $5022/7 \text{ Pa}$
- (۳) الکل، با چگالی ویژه $0/7$: جواب 5602 Pa
- (۴) اسید، با چگالی ویژه $1/4$: جواب $4787/3 \text{ Pa}$
- (۵) کربن تتراکلوراید، با چگالی ویژه $1/6$: جواب $4708/8 \text{ Pa}$
- (۶) هوای جو، با چگالی ویژه $0/0012$: جواب $5336/2 \text{ Pa}$
- (۷) هوای متراکم، با چگالی ویژه $0/006$: جواب $5334/3 \text{ Pa}$

ب - فشار سنج ساکن، متصل به یک مانومتر معکوس به شکل U است. اگر اختلاف ارتفاع هوا در یک طرف مانومتر بشکل U برابر 40 mm و چگالی هوا ثابت و برابر $1/2 \text{ kg/m}^3$ فرض شود. افت در فشار سنج ساکن را در هر یک از حالات زیر به دست آورید:

- (۱) آب، با چگالی 1000 kg/m^3 : جواب $391/9 \text{ Pa}$
- (۲) روغن، با چگالی ویژه $0/8$: جواب $313/5 \text{ Pa}$
- (۳) الکل، با چگالی ویژه $0/7$: جواب $274/2 \text{ Pa}$
- (۴) اسید، با چگالی ویژه $1/4$: جواب $548/9 \text{ Pa}$
- (۵) کربن تتراکلوراید، با چگالی ویژه $1/6$: جواب $627/4 \text{ Pa}$

۳-۲-۱۳ سمت چپ یک مانومتر ساده جیوه ای، به شکل U ، متصل به یک فشار سنج ساکن است. در یک سمت لوله مانومتر آب قرار دارد و طرف دیگر متصل به اتمسفر است. آب با چگالی 1000 kg/m^3 در لوله جریان دارد و چگالی جیوه 13600 kg/m^3 است.

الف - اگر فشار سنج ساکن، ارتفاع جیوه را در سمت چپ مانومتر برابر 200 mm و ارتفاع جیوه، در طرف راست مانومتر 180 mm بالاتر از سمت چپ نشان دهد، اندازه فشار ساکن آب در لوله چقدر است؟

جواب $22/9 \text{ kPa}$

ب - برای حفاظت از جیوه، الکل به ارتفاع 150 mm و چگالی ویژه $0/7$ ، بر روی جیوه در سمت راست مانومتر ریخته می شود. اگر موقعیت جیوه (تراز جیوه) در لوله به شکل U تغییر نکند، فشار ساکن آب در لوله را، که فشار سنج نشان می دهد، محاسبه کنید.

جواب $23/1 \text{ kPa}$

۴-۲-۱۳ لوله ای با زاویه شیب معینی نسبت به افق قرار دارد و آب با چگالی 1000 kg/m^3 ، به طرف بالا، در آن جریان دارد. دو فشار سنج ساکن، در لوله به فاصله 500 mm از یکدیگر، متصل به یک مانومتر ساده جیوه ای، به شکل U ، هستند. چگالی ویژه جیوه $13/6$ است.

الف - اگر آب در لوله ساکن باشد، اختلاف فشار ساکن آب چقدر است؟ در صورتی که اختلاف تراز در طرفین ساق مانومتر به شکل U برابر با 50 mm و لوله دارای شیبهای زیر باشد:

(۱) 30° نسبت به سطح افق جواب $9/5 \text{ kPa}$

(۲) 45° نسبت به سطح افق جواب $10/6 \text{ kPa}$

(۳) 60° نسبت به سطح افق جواب $11/5 \text{ kPa}$

ب - زمانی که آب در لوله و به طرف بالا جریان داشته باشد و اختلاف فشار ساکن 10% به ازای هر درجه شیب افزایش یابد، درصد افزایش در اختلاف ارتفاع جیوه در مانومتر را به دست آورید.

جواب $16/9\%$ و $15/6\%$ و 14% .

۵-۲-۱۳ یک مانومتر جیوه ای به شکل U از جنس شیشه به قطر داخلی 10 mm ساخته شده است. ساق سمت راست به جو باز است، یعنی فشار آن برابر 100 kPa است. محفظه ای، به قطر داخلی 50 mm ، در سمت ساق چپ قرار گرفته است تا یک مبدل دیفرانسیلی را که برق خروجی تولید می کند، نگه دارد. جیوه به طور جزئی، محفظه را پر می کند و مبدل در بالای جیوه شناور می شود. اگر چگالی جیوه 13600 kg/m^3 باشد، چه اندازه فشار ساکن بر مبدل باید اعمال شود تا بتوان تراز جیوه در محفظه را به اندازه 12 mm کاهش داد.

جواب $141/6 \text{ kPa}$

۶-۲-۱۳ مانومتری جیوه ای، به شکل U و قطر داخلی 10 mm ، در دو انتها وسعت می یابد، تا به شکل محفظه هایی با قطر داخلی 50 mm در آید. آب، با حجم مساوی و چگالی 1000 kg/m^3 روی جیوه در هر ساق ریخته می شود تا هر محفظه را به طور جزئی پر کند. چگالی ویژه جیوه $13/6$ است و ساق سمت راست مانومتر به جو باز است. اگر اختلاف ارتفاع مانومتر در طرفین ساق U شکل، برابر 75 mm باشد، فشار مانومتری اعمال شده بر آب، در ساق سمت چپ، چقدر است؟

جواب $9/3 \text{ kPa}$

۷-۲-۱۳ در جریان یکنواخت در لوله برای هر یک از موارد زیر، عدد رینولدز را محاسبه کنید و بیان نمایید، که آیا جریان آرام یا مغشوش است؟

الف - سیال، آب با دمای $10^{\circ}C$ ، چگالی $999/7 \text{ kg/m}^3$ ، لزجت دینامیکی $0/0013 \text{ kg/m.s}$ ، سرعت $1/15 \text{ m/s}$ ، لوله فولاد تجاری و قطر داخلی $25/2 \text{ mm}$ است.

مغشوش ۲۲۲۸۶: جواب

ب - سیال، آب، دما $20^{\circ}C$ ، چگالی $998/7 \text{ kg/m}^3$ ، لزجت دینامیکی $0/001002 \text{ kg/m.s}$ ، سرعت $14/1 \text{ mm/s}$ و لوله مسی تو خالی با قطر داخلی $1/51 \text{ mm}$ است.

آرام ۲۱/۲: جواب

ج - سیال، روغن، با دمای $80^{\circ}C$ ، گالی 850 kg/m^3 ، لزجت دینامیکی $27 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$ ، سرعت $0/36 \text{ m/s}$ ، لوله آهن سفید و قطر داخلی $0/72 \text{ m}$ است.

مغشوش ۸۱۶۰: جواب

د - سیال، هوا، دما $52^{\circ}C$ ، چگالی $1/086 \text{ kg/m}^3$ ، لزجت دینامیکی $1/807 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ ، سرعت $10/8 \text{ m/s}$ ، لوله پلاستیک پرداخت شده، قطر داخلی 455 mm است.

مغشوش ۲۹۵۳۳۰: جواب

۸-۲-۱۳ در یک یاتاقان، روغن با چگالی 800 kg/m^3 و لزجت دینامیکی $0/25 \text{ kg/m.s}$ به درزی بین یک محور با قطر 150 mm و با دور 15 rev/s ، و یک محفظه بوش با قطر 155 mm و طول 100 mm ، تغذیه می شود. در عمل، محور به صورت مختلف المکز در داخل بوش قرار دارد، اما برای به دست آوردن نیروی اصطکاکي وارد بر بوش، فرض می شود که محور به صورت متحدالمکز قرار گرفته است. شیب سرعت در روغن، دارای شکلی است که از رابطه (زیر) به دست می آید:

$$-C = Xr + Y$$

در این جا، C سرعت روغن بر حسب متر بر ثانیه در هر شعاع r و مقادیر X و Y ثابت هستند. مقدار X و Y توان لازم برای غلبه بر نیروهای اصطکاکی تولید شده در فیلم روغن را به دست آورید (اگر جریان آرام باشد).

جواب: $18/9 W$ ، $219/1$ ، $2827/4$

۹-۲-۱۳ در یک یاتاقان فشارگیر^۱، قسمت انتهایی محور چرخش عمودی با قطر 125 mm ، از سطح ساکن به وسیله یک فیلم روغن (لایه نازک روغن) جدا شده است، که نیروی عمودی وارد بر محور را نگه می دارد. فیلم روغن در واقع دارای ضخامت متغییری است، اما در تحلیل اولیه فرض می شود که روغن دارای ضخامت ثابت $0/3\text{ mm}$ است، روغن دارای لزجت دینامیکی $0/2\text{ kg/m.s}$ است. اگر محور با دور 2000 rev/min بچرخد، توان جذب شده برای غلبه بر اصطکاک سیال را به دست آورید:

جواب: $701 W$

۱۰-۲-۱۳ یک دینامومتر هیدرولیکی، برای اندازه گیری توان صفحه نازکی به قطر 250 mm ، که داخل ظرف پر شده ای از آب قرار گرفته است، به کار می رود. صفحه با دور rev/min 3000 می چرخد و نیروی مقاومت بر روی سطح صفحه بر واحد سطح، برابر F است، که از معادله زیر به دست می آید:

$$F = C^2 \times \text{ثابت}$$

C ، سرعت خطی در هر نقطه، بر حسب متر بر ثانیه و F ، بر حسب نیوتن بر متر مربع است. اگر توان جذب شده 18 kW باشد مقدار ثابت (C) در رابطه بالا را به دست آورید.

جواب: $7/07$

۱-۳-۱۳ سیالی در یک مکانیزم سیلندر پیستونی، با فشار ثابت منبسط می شود و 10 kJ کار خروجی تولید می کند. فشار برابر $2/5\text{ MPa}$ است و سیال با نسبت حجمی ۴ منبسط می شود. حجم اولیه و نهایی سیال را پیدا کنید.

جواب: $1/33 \times 10^{-3}\text{ m}^3$ ، $5/33 \times 10^{-3}\text{ m}^3$

۱ - یاتاقان فشارگیر: یاتاقانی که تحت نیروی محوری قرار دارد.

۲-۳-۱۳ سیالی در یک مکانیزم سیلندر پیستون، از فشار 100 kPa و حجم 0.002 m^3 به فشار 900 kPa می رسد. اگر سیال تابع رابطه، ثابت $PV^{1.7} = \text{ثابت}$ باشد، اندازه و جهت انتقال کار را در زمان متراکم شدن، به دست آورید:

جواب J : $442/2 +$

۳-۳-۱۳ مبرد آمونیاک از بخار به فاز مایع، در یک چگالنده سیستم یخچال، در دمای ثابت 50°C تقطیر می شود. تقلیل در آنروپی ویژه آمونیاک، $3/258 \text{ kJ/kg K}$ به دست آمده است. اگر جرم مبرد برابر 0.6 kg باشد، اندازه و جهت انتقال گرما چقدر است؟

جواب kJ : $-63/1$

۴-۳-۱۳ پیشنهاد شده است، که موتوری ساخت شود، که بر اساس مکانیزم سیلندر پیستون رفت و برگشتی کار کند و سیال یک چرخه را طی چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، به صورت زیر، طی نماید:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: انبساط در فشار ثابت، که کار خروجی 55 kJ تولید کند.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: تقلیل در فشار تا 100 kPa در حجم ثابت

۳- حالت ۳ به حالت ۴: تراکم در فشار 100 kPa در فشار ثابت

۴- حالت ۴ به حالت ۱: افزایش فشار به حالت اولیه در حجم ثابت

اگر نرخ کار خروجی از چرخه، برابر 23 kJ و چرخه ده مرتبه در ثانیه کامل شود، موارد زیر را به دست آورید:

الف - حجم جاروب شده سیلندر m^3 : 0.23 جواب

ب - فشار سیال از حالت ۱ به حالت ۲ kPa : $171/8$ جواب

ج - توان خروجی موتور kW : 230 جواب

۵-۳-۱۳ پیشنهاد شده، موتوری ساخته شود، که 0.075 kg از یک سیال را طی چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، طی یک چرخه کامل در یک مکانیزم سیلندر پیستونی، به شکل زیر انجام دهد.

۱- حالت ۱ به حالت ۲: افزودن گرما در دمای ثابت طی فرآیندی که آنروپی ویژه سیال به $4/448 \text{ kJ/kg K}$ افزایش یابد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: تقلیل در دما در آنتروپی ثابت
 ۳- حالت ۳ به حالت ۴: گرمای دفع شده $96/7 \text{ kJ}$ در دمای ثابت، طی فرآیندی که آنتروپی ویژه سیال به همان مقداری که از حالت ۱ به حالت ۲ افزایش می یابد، (در این مرحله) کاهش یابد.
 ۴- حالت ۴ به حالت ۱: افزایش در دما در برگشت به حالت ۱، آنتروپی ثابت.
 اگر نرخ انتقال گرما، طی چرخه، برابر $54/4 \text{ kJ}$ باشد، حداقل و حداکثر دمای سیال را، به دست آورید:

جواب $452/9 \text{ K}^\circ$ ، $289/9 \text{ K}^\circ$

۶-۳-۱۳ یک موتور سیلندر بیستونی، از نوع رفت و برگشتی، ساخته شده است، که در آن سیال، چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر را به صورت زیر در یک چرخه کامل، طی می کند:
 ۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم سیال در دمای 300 K ، دمای ثابت، زمانی که گرمای دفع شده برابر $6/5 \text{ kJ}$ است.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرما به مقدار $8/8 \text{ kJ}$ تا به دمای 865 K° در حجم ثابت برسد.
 ۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در دمای ثابت، تا حجم به حالت ۱ برسد و این تغییر حالت سبب تولید گرمای اضافی به مقدار $18/7 \text{ kJ}$ می شود.
 ۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع $8/8 \text{ kJ}$ گرما در حجم ثابت، تا سیال به حالت اولیه برگردد.
 اگر جرم سیال $0/005 \text{ kg}$ باشد موارد زیر را محاسبه کنید:

الف - تغییر در آنتروپی ویژه سیال، وقتی که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ برود:

جواب $-4/3 \text{ kJ} / \text{kg K}$

ب - جهت و اندازه انتقال کار، زمانی که سیال از حالت ۲ به حالت ۳ می رود.

جواب 0 kJ

ج - تغییر در آنتروپی ویژه سیال، زمانی که سیال از حالت ۳ به حالت ۴ می رود.

جواب $+4/3 \text{ kJ} / \text{kg K}$

د- انتقال گرمای خالص، وقتی سیال یک چرخه کامل را طی می کند.

جواب $+12/2 \text{ kJ}$

۷-۳-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، ساخته شده است و $kg\ 0.02$ از یک سیال معینی در آن استفاده می شود. سیال برای کامل نمودن یک چرخه، تحت چهار فرآیند غیر جریانی برگشت پذیر زیر، قرار می گیرد:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: انبساط در دمای ثابت، از فشار $kPa\ 100$ و دمای $K^\circ\ 290$ به فشار $MPa\ 2/4$ ، در مدتی که آنتروپی ویژه به مقدار $KJ/kg\ 6/607$ کاهش می یابد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرمای $kJ\ 177/5$ در فشار ثابت، تا دما به $K^\circ\ 2000$ برسد و حجم $m^3\ 0.03$ افزایش یابد.

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در دمای ثابت، تا فشار اولیه بدست می آید، زمانی که گرمای ورودی $kJ\ 264/3$ به سیستم داده شود.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در فشار ثابت تا زمانی که کار ورودی $kJ\ 72$ شود و به شرایط اولیه در حالت ۱ برگردد.

موارد زیر را محاسبه کنید:

الف - مقدار و جهت انتقال گرما، وقتی که سیال از حالت ۱ به حالت ۲ می رود.

جواب $kJ\ -38/3$:

ب - مقدار و جهت انتقال کار، زمانی که سیال از حالت ۲ به حالت ۳ می رود.

جواب $kJ\ +72$:

ج - تغییر در آنتروپی ویژه سیال، هنگامی که سیال از حالت ۳ به حالت ۴ می رود.

جواب $KJ/kg\ 6/607$:

د - تغییر در حجم سیال، هنگامی که سیال از حالت ۴ به حالت ۱ برمی گردد.

جواب $m^3\ 0/72$:

ه - اندازه انتقال گرما، زمانی که سیال از حالت ۴ به حالت ۱ برمی گردد در این حال انتقال گرما در چرخه $kJ\ 226$ است.

جواب $kJ\ -177/5$:

۸-۳-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی در دست ساخت که چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر را به صورت زیر طی می کند:

- ۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم در آنتروپی ثابت، که نیاز به کار ورودی 260 kJ/kg دارد.
- ۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرما به مقدار 976 kJ/kg در حجم ثابت.
- ۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در آنتروپی ثابت، تا این که حجم سیال برابر (حجم) حالت ۱، که کار خروجی 815 kJ/kg تولید می کند، شود.
- ۴- حالت ۴ به حالت ۱: تقلیل در فشار، در حجم ثابت، برگشت به حالت اولیه که گرمای خروجی 420 kJ/kg ، تولید می کند.

الف - انتقال گرمای خالص بر کیلوگرم از سیال، زمانی که سیال یک چرخه را طی کند.

جواب 500 kJ/kg

ب - انتقال کار خالص بر کیلوگرم از سیال، هنگامی که سیال یک چرخه را کامل می کند.

جواب 500 kJ/kg

۹-۳-۱۳ یک موتور سیلندر پیستونی، از نوع رفت و برگشتی، ساخته شده است، به طوری که 0.005 kg از سیال چهار فرآیند غیر جریانی برگشت پذیر زیر را، ۳۰ مرتبه در ثانیه برای تکمیل یک چرخه، طی می کند:

- ۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم در آنتروپی ثابت، که نیاز به کار ورودی $2/2 \text{ kJ}$ دارد.
- ۲- حالت ۲ به حالت ۳: انبساط در فشار ثابت (در فشار 5 MPa)، تا حجم ویژه سیال $0.115 \text{ m}^3/\text{kg}$ افزایش یابد، نیاز به گرمای ورودی 10 kJ می باشد.
- ۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در آنتروپی ثابت، تا حجم برابر مقدار اولیه آن در حالت ۱ شود، زمانی که کار ورودی $4/9 \text{ kJ}$ است.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: تقلیل در فشار، در حجم ثابت و برگشت به حالت اولیه.

الف - اندازه جهت انتقال کار را، زمانی که سیال از حالت ۲ به حالت ۳ جریان دارد، به دست آورید:

جواب $-2/9 \text{ kg}$

ب - توان خروجی موتور را، به دست آورید . $168 kW$: جواب

ج - اگر انتقال کار خالص، هنگامی که سیال یک چرخه کامل را طی کند، برابر $5/6 kJ$ باشد، اندازه و جهت انتقال گرما را زمانی که سیال از حالت ۴ به حالت ۱ بر می گردد، به دست آورید .
جواب $4/4 kJ$: جواب

۱۰-۳-۳ یک موتور سیلندر پیستونی از نوع رفت و برگشتی، ساخته شده است، که در آن سیال چهار فرآیند برگشت پذیر و بدون جریان را به شکل زیر در یک چرخه انجام می دهد.

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم سیال در آنتروپی ثابت از فشار $100 kPa$ و حجم ویژه $0/85 m^3/kg$ ، به حجم ویژه $0/085 m^3/kg$ ، طی فرآیندی که از قانون، ثابت $PV^{1/2}$ ، تبعیت می کند.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزون گرما در فشار ثابت، تا این که حجم ویژه سیال برابر $0/23 m^3/kg$ می شود؛

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط سیال در آنتروپی ثابت، تا این که به فشار اولیه $100 kPa$ بر گردد، طی فرآیندی که از قانون، ثابت $PV^{1/2}$ ، تبعیت کند.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در فشار ثابت، برگشت به شرایط در حالت ۱، اندازه و جهت انتقال کار را کیلوگرم از سیال در هر فرآیند حساب کنید.

$145 kJ/kg$ ، $-868/7 kJ/kg$ ، $-364 kJ/kg$ ، $321/3 kJ/kg$: جواب

۱-۴-۱۳ موتوری تک سیلندر با احتراق تراکمی چهار زمانه، در آزمایشگاه کار می کند و نتایج زیر از آن به دست می آید:

بار خالص ترمز $240 N$

تأثیر ترمز شعاع چرخ $0/05 m$

سرعت موتور $10 rev/s$

تأثیر متوسط فشار سیلندر سیال $510 kPa$

قطر داخلی سیلندر $10 cm$

کورس $20 cm$

نرخ مصرف سوخت روغن $5 \times 10^{-4} kg/s$

$$\text{ارزش گرمایی سوخت} = 44000 \text{ kJ/kg}$$

توان کلی موتور، توان ترمز، توان اصطکاکی و بازده کلی گرمایی موتور را محاسبه کنید:

$$\text{جواب: } 37/7\% , 0/7 \text{ kW} , 8/3 \text{ kW} , 9 \text{ kW}$$

۲-۴-۱۳ یک بطری گرماسنج، برای به دست آوردن ارزش گرمایی یک نوع زغال سنگ قهوه ای مخصوص، به کار می رود. ۶ گرم از زغال در یک محفظه کوچک قرار گرفته است و محفظه از اکسیژن پر شده است. اطراف محفظه توسط حمام آب، احاطه شده است، که از محیط عایق بندی شده است.

زغال به وسیله جرقه الکتریکی، آتش زده می شود، و گرمای آزاد شده از عکس العمل احتراق مقدار 10 kg آب را، از دمای $20/8^\circ \text{C}$ به $24/2^\circ \text{C}$ افزایش می دهد. اگر گرمای ویژه آب در فشار ثابت و دمای متوسط آن $4/182 \text{ kJ/kg K}$ باشد، ارزش گرمایی زغال قهوه ای را به دست آورید:

$$\text{جواب: } 23698 \text{ kJ/kg}$$

۳-۴-۱۳ تست کارآیی یک موتور بنزینی چهار سیلندر چهار زمانه در سرعت 3000 rev/min نتایج زیر را نشان می دهد:

$$\text{بار ترمز} = 200 \text{ N}$$

$$\text{توان اصطکاکی} = 13/2 \text{ kW}$$

$$\text{شعاع بازو گشتاور دیناموتور} = 0/5 \text{ m}$$

$$\text{مصرف سوخت} = 280 \text{ cc/min}$$

$$\text{ارزش گرمایی سوخت} = 40000 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{چگالی نسبی سوخت} = 0/8$$

الف - توان ترمز، توان کلی موتور و بازده کل گرمایی موتور را، در این سرعت (3000 rev/min) محاسبه کنید.

$$\text{جواب: } 21\% , 44/6 \text{ kW} , 31/4 \text{ kW}$$

ب - تصمیم گرفته شد که شرایط موتور طوری تغییر داده شود، که همان توان ترمز در خروجی و با همان سرعت، اما با انرژی ورودی کمتری تولید کند. کلا $5000 \$$ برای تغییر حالت (موتور)

موجود است و برگشت زمان آن یک سال مشخص شده است. اگر موتور ۵۰۰۰ ساعت در سال کار کند، تقلیل در نرخ جریان سوخت را برای هزینه بنزین $\$/kWh$ ۰/۰۷ به دست آورید:

جواب $253/2 cc/min$

۴-۴-۱۳ یک منزل مسکونی، نیاز به $8 kW$ گرما دارد، در حال حاضر این گرما به وسیله یک سیستم گرمایی، که در طبقه زیرین ساختمان قرار دارد و $3/5$ ساعت در هر صبح و $5/5$ ساعت در هر شب، برای ۲۱۲ روز در سال کار می کند، تأمین می شود. از آن جا که هزینه برق $\$/kWh$ ۰/۱۲ است، بنابراین هزینه جاری کارکرد سیستم برای صاحب خانه گران تمام می شود در نتیجه تصمیم گرفته می شود، تا یکی از سیستمهای زیر به جای آن نصب شود:

۱- یک سیستم حرارت مرکزی با هزینه سرمایه گذاری $\$ 1800$ ، که با نفت کار می کند. دیگر نفت $8 kW$ گرمای مورد نیاز را تولید می کند، اما فقط بازده آن ۷۰٪ و هزینه نفت $\$/kWh$ ۰/۰۶ است.

۲- یک سیستم حرارت مرکزی با هزینه سرمایه گذاری $\$ 1600$ ، که با گاز طبیعی کار می کند، دیگر گاز طبیعی، $8 kW$ گرمای مورد نیاز را فقط با بازده ۸۰٪ تولید می کند، و هزینه گاز طبیعی $\$/kWh$ ۰/۰۴ است.

۳- یک سیستم پمپ گرمایی، با سرمایه گذاری $\$ 2500$ و هزینه برق $\$/kWh$ ۰/۱۲ که با برق کار می کند. با وجود این، برای تولید $8 kW$ گرمای مورد نیاز، پمپ گرمایی دارای ضریب کارایی ۳ (معادل با بازده ۳۰۰٪) است.

۴- یک سیستم ذخیره گرمای برق شبانه، با هزینه سرمایه اولیه $\$ 600$ ، این سیستم، $8 kW$ گرمای مورد نیاز را در بازده ۱۰۰٪ تولید می کند، اما فقط ۷ ساعت در شب کار می کند و هزینه برق $\$/kWh$ ۰/۰۵ است. در دو ساعت دیگر، گرمایش باید از سیستم گرمایی موجود در طبقه زیر، با هزینه $\$/kWh$ ۰/۱۲ در مدت استفاده روزانه، تأمین شود.

الف - زمان برگشت ساده سرمایه گذاری هر سیستم را، در مقایسه با گرم کننده های موجود در زیرزمین، به دست آورید.

سال ۰/۷۲، سال ۲/۰۵، سال ۱/۰۵، سال ۳/۴۴: جواب

ب - اگر صاحب خانه بعد از تغییرات ، مدت ۵ سال صبر کند ، پول نقدی را که برای هر سیستم با پس انداز در بانک، می تواند صرفه جویی کند ، چقدر خواهد بود؟

جواب $\$3000/2$ ، $\$3600/6$ ، $\$3742/4$ ، $\$816/7$: جواب

۵-۴-۱۳ یک سیستم حرارت مرکزی خانگی ، شامل : یک دیگ با سوخت گاز طبیعی ، یک پمپ آب برقی و ۵ رادیاتور است . پمپ ، توسط یک موتور الکتریکی با توان 500 W کار می کند و بازده انتقال انرژی به پمپ ۶۰٪ است . هر رادیاتور 1 kW گرما مصرف می کند و لوله های اتصالی نیز ، 1 kW دیگر از گرما را هدر می دهند .

الف - با فرض این که سیستم حرارت مرکزی از قانون اول ترمودینامیک تبعیت می کند ، گرمای انتقال یافته به آب در دیگ چقدر است ؟

جواب 0.7 kW :

ب - اگر آب در داخل دیگ از دمای 50°C به 70°C افزایش یابد و گرمای ویژه آب در فشار ثابت تغییر نکند و برابر $4/2\text{ kJ/kg K}$ باشد ، دبی جرمی جریان آب ، که از سیستم می گذرد چقدر است ؟

جواب 0.068 kg/s :

ج - اگر دیگ دارای بازده انتقال انرژی ۷۰٪ باشد و برای ۳۵۰۰ ساعت در سال کار کند و قیمت سوخت گاز طبیعی $0.04\text{ \$/kWh}$ باشد ، هزینه کارکرد سالانه دیگ را محاسبه کنید .

جواب در سال $\$1140$:

۶-۴-۱۳ یک راکتور هسته ای 3000 MW گرما ، تولید می کند . گرما به وسیله یک مبدل گرمایی با بازده انتقال انرژی ۷۵٪ ، به بخار آب تبدیل می شود . بخار در توربین منبسط می شود تا توان خروجی تولید نماید ، (سپس) بخار در یک چگالنده، تقطیر می گردد و 1800 MW گرما آزاد می کند و به وسیله یک پمپ تغذیه، که نیاز به ۳٪ توان خروجی از توربین دارد ، به مبدل گرمایی پمپاژ می شود . موارد زیر را محاسبه کنید :

الف - توان خالص خروجی از نیروگاه (از تأسیسات) ؛

جواب 450 MW :

ب - توان خروجی از توربین

جواب: 464 MW

ج - بازده گرمایی کل سیستم

جواب: ۱۵٪

۷-۴-۱۳ یک پمپ ترکیبی، پمپ گرمایی / یخچال خانگی به منظور دو هدف سرمایه‌اش آشپزخانه و تهیه آب گرم استفاده می‌شود. موتور برقی، کمپرسوری را که تقریباً یک سوم روز کار می‌کند، می‌چرخاند و دارای توان ورودی برقی 0.225 kW است. بازده انتقال انرژی به کمپرسور ۸۵٪ است. نشست گرما از آشپزخانه به گنج، جایی که تبخیر کننده قرار دارد، 0.3 kW است. تمام گرمای دفع شده در چگالنده به وسیله آب، در یک تانک آب گرم خانگی ذخیره می‌شود که گرمای آب را از 10°C به 60°C می‌رساند.

الف - اگر گرمای ویژه آب در فشار ثابت برابر $4.2 \text{ kJ/kg}^\circ \text{K}$ باشد، مدت زمان لازم برای گرم کردن یک تانک حاوی 25 kg آب چقدر است؟

جواب: 14873 s

ب - وقتی تانک گرم شود، دبی جرمی جریان آب گرم به دست آمده، را محاسبه کنید.

جواب: $1.68 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

ج - اگر هزینه برق $0.12 \text{ \$/kWh}$ باشد، هزینه کار کرد روزانه دستگاه چقدر است؟

جواب: در سال $0.216 \text{ \$}$

۸-۴-۱۳ سازنده پمپ گرمایی هوا به هوا، با افتخار، در کتابچه فروش خود اعلام می‌دارد که در دمای محیط، دستگاه آنها دارای ضریب کارایی (COP)، 4.5 است. در واقع، آنها فراموش کرده‌اند که به جزئیات مهمی اشاره کنند و آن این است که ضریب کارایی بستگی به مایع مبرد دارد. موتور برقی ای که کمپرسور را می‌چرخاند، دارای توان خروجی 3.2 kW است، اما بازده انتقال انرژی ۷۰٪، بین دو جزء وجود دارد. بازده انتقال انرژی در چگالنده ۸۵٪ است. علاوه بر این، پنکه ای در چگالنده قرار گرفته است، که توان 0.5 kW را جذب می‌کند.

الف - COP واقعی، که بتواند بر اساس انرژی واقعی ورودی و خروجی کار کند، چقدر است؟

جواب: ۲/۳۲

ب - اگر دستگاه برای ۲۰۰۰ ساعت در سال کار کند و هزینه برق $\$/kWh$ ۰/۱۲ باشد. هزینه عملکرد واقعی سالانه دستگاه چیست؟

در سال ۸۸۸ \$: جواب

۹-۴-۱۳ یک سیستم توربین گاز با چرخه بسته، همراه دو توربین، در یک نیروگاه هسته ای جهت تولید برق استفاده می شود. سیال در سیستم توربین گاز با چرخه بسته، در یک کمپرسور چرخشی، از فشار پایین به فشار بالا متراکم می شود و سپس در فشار بالا ثابت می ماند و در یک گرم کن گرمایی، که از عکس العمل هسته ای ایجاد می شود، به مقدار $450\ MW$ ، حرارت داده می شود. با وجود این، گرم کن دارای بازده انتقال گرمای ۸۰٪ است. سیال پر فشار، در مرحله اول در توربین ۱ منبسط می شود تا به فشار متوسط برسد، که در این حالت توان خروجی $56\ MW$ است؛ تمام این توان برای چرخاندن کمپرسور استفاده می شود. سیال در توربین ۲، بیشتر منبسط می شود، تا فشار پایین مورد نیاز در ورودی کمپرسور به دست آید کار خروجی تولید شده در مولد برق $72\ MW$ است. قبل از ورود به کمپرسور سیال در یک خنک کننده آبی، سرد می شود، که در میان برجهای خنک کننده می چرخد. خنک کننده دارای ۸۲٪ بازده انتقال انرژی است و نیاز به $3000\ kg/s$ آب، با گرمای ویژه $4/2\ kJ/kg\ K$ دارد. موارد زیر را محاسبه کنید:

الف - افزایش دمای آب در برج خنک کننده

جواب: $18/7\ ^\circ C$

ب - بازده کلی گرمای سیستم توربین گازی، با چرخه بسته

جواب: ۱۶٪

۱۰-۴-۱۳ یک دستگاه توربین گازی با چرخه باز، شامل: یک کمپرسور، یک محفظه احتراق و یک توربین کوپل شده، به یک مولد برق است. هوا از جو در کمپرسور متراکم می شود و دمای آن افزایش می یابد. در محفظه احتراق، انتقال گرما به هوا از طریق احتراق گاز طبیعی انجام می گیرد و سبب افزایش دما می گردد.

محصولات احتراق در توربین منبسط می شوند، که کار خروجی (برق) در مولد برقی تولید می نماید و محیط تخلیه می شود. بخشی از کار خروجی تولید شده در توربین، برای چرخاندن کمپرسور، از طریق اتصال به یک محور، انجام می شود. اطلاعات زیر برای یک توربین گازی با چرخه باز به کار می رود:

$$\dot{K} = 290 \text{ (دمای محیط)}$$

$$\dot{K} = 750 \text{ دمای خروجی از توربین}$$

$$K = 1/1 \text{ kJ/kg دمای ویژه خروجی از توربین}$$

$$\dot{K} = 120 \text{ kg/s دبی جرمی جریان در خروج از توربین}$$

$$90\% \text{ بازده انتقال انرژی بین توربین و مولد برق}$$

$$\dot{K} = 2 \text{ kg/s دبی جرمی جریان، گاز طبیعی در ورودی محفظه احتراق}$$

$$K = 50/1000 \text{ kJ/kg ارزش گرمایی گاز طبیعی}$$

$$\text{بازده انتقال انرژی در محفظه احتراق}$$

$$90\% \text{ (بازدهی که گرما به هوا منتقل می شود)}$$

$$K = 0.02 \text{ $/kWh هزینه گاز طبیعی}$$

$$10\% \text{ توان خروجی در توربین}$$

$$\text{با استفاده از قانون اول ترمودینامیک، موارد زیر را به دست آورید:}$$

$$K = 16352 \text{ kW}$$

$$\text{الف - توان خروجی مولد برق}$$

$$\text{ب - هزینه کارکرد سالانه دستگاه، اگر 5000 ساعت در سال کار کند}$$

$$K = 1000000 \text{ $}$$

$$\text{ج - بازده دستگاه}$$

$$K = 26/3\%$$

$$K = 0.12 \text{ $/kWh سود سالانه اگر برق تولیدی در مولد برق به مشتریان با نرخ فروخته شود.}$$

$$K = 5/8 \text{ میلیون دلار}$$

۱-۵-۱۳ جوشش $kg \ 1/8$ از مبرد آمونیاک تحت شرایط فشار ثابت، مورد نیاز است و احتمالاً در پنج فشار مختلف به دست می آید. افزایش انرژی داخلی ویژه و حجم ویژه آمونیاک، زمانی که از مایع به فاز بخار در هر یک از فشارها تغییر می یابد، در جدول (۱-۱۳) داده شده است. چه مقدار گرما باید به آمونیاک داده شود تا در هر فشار بتوان آن را به جوش آورد؟

به جدول ۱۳-۲ مراجعه شود: جواب

مسأله ۱-۵-۱۳؛ جدول ۱-۱۳

تغییر در انرژی داخلی ویژه آمونیاک در مدت جوشش (kJ/kg)	تغییر حجم ویژه آمونیاک در زمان جوشش (m^3/kg)	فشاری که در آن آمونیاک به جوش خواهد آمد (kPa)
۱۲۲۵/۱	۰/۷۴	۱۵۸/۸
۱۱۸۳/۷	۰/۴۵	۲۶۸
۱۱۳۸/۶	۰/۲۹	۴۲۹/۵
۱۰۹۳/۸	۰/۱۹	۶۵۸/۵
۱۰۴۴/۷	۰/۱۳	۹۷۲/۲

نتایج، مسأله ۱-۵-۱۳؛ جدول ۱۳-۲

گرمای مورد نیاز (kJ)	فشاری که در آن آمونیاک به جوش خواهد آمد (kPa)
۲۴۱۶/۷	۱۵۸/۸
۲۳۴۷/۷	۲۶۸
۲۲۷۳/۷	۴۲۹/۵
۲۱۹۴	۶۵۸/۵
۲۱۰۸	۹۷۲/۲

۲-۵-۱۳ از جرم سیالی، در ظرفی با حجم معین تحت شرایط حجم ثابت، سرد شده است. تقلیل در انرژی داخلی ویژه سیال $14/2 \text{ kJ/kg}$ است. اطراف ظرف، توسط آب سرد پوشش می‌شود، به طوری که $1/6 \text{ kg}$ آب با گرمای ویژه $4/2 \text{ kJ/kgK}^\circ$ در دمای 20°C حرارت داده می‌شود. اگر بازده انتقال انرژی از سیال به آب، برابر ۸۵٪ باشد، دمای نهایی آب چقدر است؟

جواب: $22/4^\circ \text{C}$

۳-۵-۱۳ سیالی در یک مکانیزم سیلندر پیستون در دمای ثابت 150°C فشرده می‌شود و تقلیل در آنتروپی ویژه و گرمای داخلی ویژه به ترتیب: $0/785 \text{ kJ/kg K}$ و 18 kJ/kg است. اگر کار ورودی مورد نیاز برای متراکم شدن، برابر $81/5 \text{ kJ}$ فرض شود و فرآیند برگشت پذیر باشد، جرم سیال را به دست آورید.

جواب: $0/3 \text{ kg}$

۴-۵-۱۳ سیالی تحت یک فرآیند بدون جریان آیزونتروپیک و برگشت پذیر، از حالت ۱ به حالت ۲ می‌رود. طی این فرآیند تراکمی، فشار از 100 kPa ، به $1/2 \text{ MPa}$ افزایش می‌یابد. در این حالت نیاز به $219/5 \text{ kJ/kg}$ کار ورودی است. سیال به اجبار به وسیله یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان و برگشت پذیر از حالت ۲ به حالت ۱ جریان می‌یابد و نمای انبساط برابر $1/4$ است. اگر حجم ویژه سیال در حالت ۲، برابر $0/144 \text{ m}^3/\text{kg}$ باشد، موارد زیر را به دست آورید:

الف - تغییر در انرژی داخلی ویژه سیال، وقتی که از حالت ۱ به حالت ۲ جریان دارد.

جواب: $219/5 \text{ kJ/kg}$

ب - حجم ویژه سیال در حالت ۱.

جواب: $0/85 \text{ m}^3/\text{kg}$

ج - اندازه و جهت انتقال گرما، بر کیلوگرم سیال، زمانی که از حالت ۲ به حالت ۱ جریان دارد.

جواب: 0 kJ/kg

۵-۵-۱۳ به سیالی در یک فرآیند انبساطی پلی تروپیک و طی یک مکانیزم سیلندر پیستون 15 kJ گرماده می شود. در این فرآیند انرژی داخلی سیال، به مقدار $27/5 \text{ kJ}$ کاهش می یابد. سیال با نسب حجمی ۸ از فشار اولیه $2/4 \text{ MPa}$ و نمای انبساطی $1/4$ ، منبسط می شود. حجم اولیه و نهایی سیال چیست؟

جواب: $0/0125 \text{ m}^3$ ، $0/1 \text{ m}^3$

۶-۵-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، قرار است ساخته شود، به طوری که سیال چهار فرآیند برگشت پذیر بدون جریان را، به شکل زیر طی کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم شدن در آنروپی ثابت، زمانی که انرژی داخلی ویژه به $259/7 \text{ kJ/kg}$ افزایش می یابد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳؛ حرارت دادن در حجم ثابت، زمانی که انرژی داخلی ویژه سیال به $976/2 \text{ kJ/kg}$ افزایش می یابد.

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در آنروپی ثابت، تا این که حجم سیال به حالت ۱ برگردد، زمانی که انرژی داخلی ویژه سیال به $815/6 \text{ kJ/kg}$ افزایش می یابد.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: تقلیل در فشار در حجم ثابت، برگشت به حالت اولیه، که انرژی داخلی ویژه سیال به $420/3 \text{ kJ/kg}$ افزایش می یابد.

الف - گرمای انتقالی را بر حسب کیلوگرم سیال، زمانی که یک چرخه را کامل می کند، به دست آورد.

جواب: $550/9 \text{ kJ/kg}$

ب - کار منتقل شده را، بر حسب کیلوگرم سیال، زمانی که سیال یک چرخه کامل را طی می کند، و اگر نرخ انتقال گرما برابر صفر باشد، به دست آورید و نشان دهید که قانون اول ترمودینامیک معتبر است.

۲-۵-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، قرار است ساخته شود، به طوری که سیال چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر را، به شکل زیر در یک چرخه کامل طی کند.

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم در دمای ثابت، در دمای 300°K ، طی فرآیند که آنروپی ویژه سیال به $0/597 \text{ kJ/kg } ^\circ \text{K}$ کاهش یابد و انرژی داخلی ویژه سیال ثابت بماند.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: اضافه کردن گرما در حجم ثابت تا دمای 900 K ، طی فرآیندی که انرژی داخلی ویژه سیال به $430/8\text{ kJ/kg}$ افزایش یابد.

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در دمای ثابت، تا حجم به حالت ۱ برگردد، طی فرآیندی که انرژی داخلی ویژه سیال مجدداً ثابت بماند.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در حجم ثابت، تا سیال به حالت اولیه خود برگردد. اگر انتقال کار خالص بر حسب کیلوگرم سیال (از موتور) زمانی که سیال یک چرخه کامل را طی کند، برابر $290/5\text{ kJ/kg}$ است.

موارد زیر را به دست آورید:

الف - اندازه و جهت انتقال کار بر حسب کیلوگرم سیال، را زمانی که از حالت ۳ به حالت ۴ تغییر می‌کند؛

جواب $474/6\text{ kJ/kg}$ ؛

ب - اندازه و جهت انتقال گرما بر حسب کیلوگرم سیال را، از حالت ۴ به حالت ۱.

جواب $-430/8\text{ kJ/kg}$ ؛

۸-۵-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، قرار است به گونه ای ساخته شود که $0/005\text{ kg}$ از سیال، چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را در یک چرخه کامل، سی بار در ثانیه، طی کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم پلی تروپیک که سیال از فشار 100 kPa و حجم ویژه $0/8\text{ m}^3/\text{kg}$ به فشار 5 MPa با نمای انبساط $1/2$ برسد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: انبساط در فشار ثابت، تا این که حجم ویژه سیال دو برابر شود، و دمای سیال از $534/8\text{ K}$ به $1069/7\text{ K}$ افزایش یابد.

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط پلی تروپیک تا این که حجم ویژه سیال، برابر مقدار اولیه آن در حالت ۱ شود و انرژی داخلی سیال به $1538/7\text{ J}$ کاهش یابد و نمای انبساط برابر $1/2$ باشد.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: کاهش فشار، برگشت به حالت اولیه در حجم ثابت. اگر گرمای ویژه سیال در فشار ثابت در $100/5\text{ kJ/kg K}$ ثابت بماند، و فرآیند از حالت ۲ به حالت ۳ تغییر

وضعیت دهد، موارد زیر را محاسبه کنید:

الف - انتقال کار خالص، وقتی سیال یک چرخه را کامل می کند.

جواب J : ۲۰۰۵

ب - توان خروجی موتور

جواب kW : ۶۰/۱۵

ج - بازده کلی گرمایی موتور

جواب %: ۴۷/۵

۹-۵-۱۲ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، قرار است ساخته شود، به طوری که kg ۰/۱۵ از سیال، چهار فرآیند بدون جریان زیر را در یک چرخه طی کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم سیال در آنتروپی ثابت، زمانی که کار ورودی kJ/kg ۳۲۳/۱ باشد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: اضافه کردن kJ/kg ۷۵۳/۷۵ گرما به سیال در فشار ثابت، طی فرآیندی که کار خروجی kJ/kg ۶۴۶/۲ است.

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط سیال در آنتروپی ثابت، برگشت به فشار اولیه، زمانی که کار خروجی kJ/kg ۲۱۵/۲۵ است.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما از سیال به مقدار kJ/kg ۳۰۱/۵ در فشار ثابت، برگشت به شرایط در حالت ۱ طی فرآیندی، که کار ورودی kJ/kg ۸۶/۱ است.

اگر گرمای ویژه سیال، برابر K kJ/kg ۱/۰۰۵، طی هر دو فرآیند فشار و دمای، ثابت باشد، موارد زیر را به دست آورید.

الف - افزایش دمای سیال را از حالت ۲ به حالت ۳

جواب K : ۷۴۹/۵

ب - تقلیل در دمای سیال از حالت ۴ به حالت ۱

جواب K : ۳۰۰

ج - اندازه و جهت تغییر در انرژی داخلی سیال، در هر فرآیند

جواب kJ : ۴/۸، ۸/۱، -۹/۷، -۳/۲

د- تأیید کنید که تغییر خالص در انرژی داخلی سیال، طی یک چرخه صفر است.

ه- انتقال کار خالص از سیال را، زمانی که یک چرخه را کامل می کند.

جواب: $6/78 \text{ kJ}$

و- تأیید کنید که انتقال گرمای خالص سیال، به اضافه انتقال کار خالص از سیال زمانی که یک

چرخه را کامل می کند، برابر صفر است.

ز- توان خروجی موتور:، اگر بیست چرخه را در ثانیه تکمیل کند.

جواب: $135/7 \text{ kW}$

ح- بازده گرمایی کل موتور.

جواب: 60%

۱۰-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، قرار است طوری ساخته شود، که

$0/02 \text{ kg}$ از سیال معینی را به کار برد. سیال چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را، در

یک چرخه کامل طی می کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم با دمای ثابت، فشار از 100 kPa به فشار $1/5 \text{ MPa}$ افزایش

می یابد و طی فرآیندی که $691/4 \text{ kJ/kg}$ از سیال دفع می شود و $654/4 \text{ kJ/kg}$ کار ورودی

(کار داده شده به سیستم) و حجم مخصوص سیال، از $2/406 \text{ m}^3/\text{kg}$ در حالت ۱ به

$0/152 \text{ m}^3/\text{kg}$ در حالت ۲، کاهش می یابد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزون 548 kJ/kg گرما در حجم ثابت، طی فرآیندی، که دمای سیال

به 500°C و حجم مخصوص سیال نیز به $0/0831 \text{ m}^3/\text{kg}$ افزایش می یابد.

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در دمای ثابت، برگشت فشار به حالت اولیه طی فرآیندی که

آنتروپی ویژه سیال به $1/265 \text{ kJ/kg K}$ افزایش می یابد و انرژی داخلی ویژه سیال به

$11/0 \text{ kJ/kg}$ و حجم مخصوص از $0/2351 \text{ m}^3/\text{kg}$ به $3/065 \text{ m}^3/\text{kg}$ افزایش می یابند.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در فشار ثابت، برگشت به شرایط در حالت ۱.

موارد زیر را به دست آورید:

الف - تغییر در آنتروپی سیال ، از حالت ۱ به حالت ۲

جواب kJ : $-۱/۰$

ب - تغییر در آنتروپی سیال ، از حالت ۲ به حالت ۳

جواب kJ : $۱۱/۰$

ج - اندازه و جهت انتقال کار ، از حالت ۲ به حالت ۳

جواب kJ : $-۲/۵$

د - تغییر در آنتالپی سیال ، از حالت ۳ به حالت ۴

جواب kJ : $+۰/۳$

هـ - اندازه و جهت انتقال کار ، از حالت ۳ به حالت ۴

جواب : $-۱۹/۳$

و - مقدار خالص انتقال کار ، وقتی سیال یک چرخه کامل را طی کند

جواب kJ : $+۶/۴$

ز - تغییر در آنتالپی سیال ، از حالت ۴ به حالت ۱

جواب kJ : $-۱۰/۳$

۱-۶-۱۳ هیدروژن ، به صورت یک گاز کامل با $R = ۴/۱۵۷ \text{ kJ / kg K}$ فرض شده است ، که در یک مکانیزم سیلندر پیستون با دمای ۶۵۰ K ، فشار ۸۰۰ kPa و حجم $۰/۱۲ \text{ m}^3$ ، منبسط می شود و کار خروجی ۱۵۶۰ kJ / kg تولید می کند . فرض شود که فرآیند در دمای ثابت و بدون جریان است . موارد زیر را حساب کنید :

الف - جهت و اندازه انتقال گرما بر حسب کیلوگرم هیدروژن

جواب kJ / kg : $+۱۵۶۰$

ب - تغییر در انرژی داخلی هیدروژن

جواب kJ : ۰

ج - حجم نهایی هیدروژن

جواب m^3 : $۰/۲۱$

۵ - فشار نهایی هیدروژن

جواب : 457 kPa

هـ جرم هیدروژن مورد نیاز، برای تولید 20 kJ کار خروجی

جواب : 0.0128 kg

و - تغییر در آنتروپی هیدروژن

جواب : 0.031 kJ/K

۱۳-۶-۲ اکسیژن به صورت یک گاز کامل، با $R = 210 \text{ J/kg K}$ و $C_v = 658 \text{ J/kg K}$ یک فرآیند انبساطی بدون جریان را با فشار ثابت، در یک مکانیزم سیلندر در پیستون، طی می کند. فشار اولیه اکسیژن 500 kPa ، دمای اولیه آن 450 K و حجم نهایی 0.15 m^3 است. اگر کار خروجی به سبب انبساط 22 kJ باشد، موارد زیر را به دست آورید:

الف - حجم اولیه اکسیژن

جواب : 0.106 m^3

ب - جرم اکسیژن در داخل سیلندر

جواب : 0.453 kg

ج - دمای نهایی اکسیژن

جواب : 636.8 K

د - جهت و اندازه انتقال گرما

جواب : $77.7 \text{ kJ} +$

هـ تغییر در آنتروپی اکسیژن

جواب : 0.144 kJ/K

۱۳-۶-۳ یک گاز کامل، در ظرفی با حجم ثابت 0.2 m^3 موجود است. این گاز از فشار 700 kPa به 100 kPa کاهش می یابد. گاز دارای $C_v = 0.718 \text{ kJ/kg K}$ و $R = 0.287 \text{ kJ/kg K}$ و جرم آن 0.25 kg است. فرض کنید که گاز، طی یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در حجم ثابت، سرد می شود؛ موارد زیر را به دست آورید:

الف - دمای اولیه هوا

جواب: $1951 K^\circ$

ب - دمای نهایی هوا

جواب: $278/7 kJ$

ج - تغییر در انرژی داخلی ویژه هوا

جواب: $-300/2 kJ$

د - انتقال گرما از هوا

جواب: $-300/2 kJ$

هـ - تغییر در آنتروپی ویژه هوا

جواب: $-1/4 kJ/kg K$

۴-۶-۱۳ هلیوم، به صورت یک گاز کامل ($R = 2/0.79 kJ/kg K$ و $\gamma = 1/67$) یک فرآیند آیزونتروپیک متراکم شده را، در یک مکانیزم سیلندر پیستون، طی می کند. دمای اولیه هلیوم $0^\circ C$ ، و فشار اولیه آن $100 kPa$ و فشار نهایی $800 kPa$ است. اگر جرم هلیوم $0.1 kg$ باشد، موارد زیر را به دست آورید:

الف - دمای نهایی هلیوم

جواب: $628/75 K$

ب - حجم ویژه اولیه هلیوم

جواب: $5/68 m^3/kg$

ج - حجم ویژه نهایی هلیوم

جواب: $1/63 m^3/kg$

د - جهت و اندازه انتقال کار

جواب: $+110 kJ$

۵-۶-۱۳ یک مکانیزم سیلندر پیستون، شامل هوا است که به صورت یک گاز کامل فرض شده است و $R = 287 J/kg K$ و $C_p = 1005 J/kg K$ است. فشار اولیه هوا $1 MPa$ و

دمای نهایی $550^\circ K$ است. هوا تا دمای $320^\circ K$ منبسط می شود و با انجام این کار خروجی 330 kJ/kg تولید می شود. اگر فرآیند انبساطی یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان برگشت پذیر باشد، موارد زیر را به دست آورید:

الف - نمای انبساط (ضریب توان انبساط) γ : جواب

ب - دمای نهایی هوا $38/8 \text{ kPa}$: جواب

ج - حجم اولیه هوا $0/158 \text{ m}^3/\text{kg}$: جواب

د - حجم نهایی هوا $2/37 \text{ m}^3/\text{kg}$: جواب

هـ - جهت و اندازه انتقال گرما، اگر جرم هوا برابر $0/05 \text{ kg}$ باشد $8/24 \text{ kJ}$: جواب

و - تغییر در آنتروپی ویژه هوا $0/388 \text{ kJ/kg K}$: جواب

۱۳-۶-۶ مقدار $0/4 \text{ m}^3$ از یک سیال در فشار اولیه 100 kPa و دمای $125^\circ C$ ، یک فرآیند انبساطی بدون جریان و برگشت پذیر را در دمای ثابت طی می کند، به طوری که نسبت حجم آن 4 می باشد. تغییر در انرژی داخلی، آنتروپی، انتقال گرما و انتقال کار در فرآیند را به دست آورید (در صورتی که سیال هوا و به صورت یک گاز کامل فرض شود)

جواب $55/4 \text{ kJ}$ ، $55/4 \text{ kJ}$ ، $139/3 \text{ kJ/k}$ و 0 : جواب

۱۳-۶-۷ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، قرار است ساخته شود، به طوری که بر اساس چرخه ایده آل زول کار کند. سیال، یک گاز کامل فرض شده است، که چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را، در یک چرخه طی می کند:

۱ - حالت ۱ به حالت ۲: تراکم آیزوتروپیک سیال، از فشار 100 kPa و دمای $290^\circ K$ با نسبت حجمی 10 به 1

۲ - حالت ۲ به حالت ۳: افزایش گرما در فشار ثابت، تا این که دمای سیال به $2000^\circ K$ برسد

۳ - حالت ۳ به حالت ۴: انبساط آیزوتروپیک سیال، برگشت به فشار اولیه 100 kPa

۴ - حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در فشار ثابت، برگشت به شرایط اولیه در حالت ۱

الف - انتقال گرمای خالص بر حسب کیلوگرم از سیال برای یک چرخه و نیز بازده چرخه را، اگر سیال هوا و $C_p = 1/01 \text{ kJ/kg K}$ و $\gamma = 1/4$ باشد، به دست آورید:

جواب $772/6 \text{ kJ/kg}$ ، $60/2\%$.

ب - انتقال گرمای خالص بر حسب کیلوگرم از سیال و بازده کلی گرمایی چرخه را، اگر سیال هلیوم $C_p = 5/19 \text{ kJ/kg K}$ و $\gamma = 1/67$ باشد، به دست آورید.

جواب: $2626/4 \text{ kJ/kg}$ ، $78/6\%$.

۸-۶-۱۳ یک موتور سیلندر پیستونی رفت و برگشتی، قرار است طوری ساخته شود، که هیدروژن سیال آن باشد. هیدروژن را گاز کامل در نظر بگیرید و فرض نمائید که چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را در یک چرخه طی کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم سیال در دمای ثابت، از فشار 100 kPa و دمای 300 K به فشار 600 kPa

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرما در حجم ثابت، تا فشار سیال 2000 kPa شود

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط آیزوتروپیک سیال به فشار 160 kPa

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در حجم ثابت، برگشت به شرایط در حالت ۱

برای هیدروژن، مقادیر $R = 4/157 \text{ kJ/kg K}$ و $\gamma = 1/41$ ثابت فرض شده اند. موارد زیر را حساب کنید:

الف - انتقال گرما و انتقال کار بر حسب کیلوگرم از هیدروژن در هر فرآیند:

جواب: $W_{12} = 2235 \text{ kJ/kg}$ ، $W_{23} = 0 \text{ kJ/kg}$ ، $W_{34} = -5272 \text{ kJ/kg}$

$Q_{23} = 0 \text{ kJ/kg}$ ، $Q_{41} = -1744 \text{ kJ/kg}$ ، $Q_{12} = 7097 \text{ kJ/kg}$ ، $Q_{34} = -2225 \text{ kJ/kg}$

ب - بازده کلی گرمایی چرخه

جواب: $42/8\%$.

۹-۶-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، بر اساس چرخه ایده آل، کارنو ساخته شده است. سیال، هلیوم و به صورت گاز کامل فرض شده است، $R = 2/079 \text{ kJ/kg K}$ ، $\gamma = 1/67$ ، تصمیم بر این است که از $0/006 \text{ kg}$ هلیوم، طوری استفاده شود، که کاملاً در موتور برقی بماند و چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را در یک چرخه کامل، ۲۰ مرتبه در ثانیه، طی کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم آیزوتروپیک از فشار 250 kPa و دمای 300 K به فشار 5 MPa

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزایش گرما به مقدار $11/4 \text{ kJ}$ در دمای ثابت

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط آیزوتروپیک به دمای 300 K

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در دمای ثابت، برگشت به حالت اولیه
موارد زیر را به دست آورید:

الف - حداکثر دمای چرخه $997/9\text{ K}$: جواب

ب - فشار هلیوم، بعد از این که گرما اضافه شود 200 kPa : جواب

ج - حداقل فشار چرخه 100 kPa : جواب

د - تغییر در آنتروپی ویژه، در زمان اضافه کردن گرما $1/904\text{ kJ/kg K}$: جواب

ه - توان تولید شده توسط موتور $159/4\text{ kW}$: جواب

و - بازده کلی گرمایی چرخه $69/9\%$: جواب

۱۰-۶-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، بر اساس چرخه ایده آل ترکیبی ساخته شده است، به طوری که، شامل: یک چرخه ایده آل، اتو و یک چرخه دیزل ایده آل است. سیال، هوا و گاز کامل فرض شده است؛ به طوری که ثابت گاز 287 J/kg K و گرمای ویژه در حجم ثابت 718 J/kg K می باشد. دبی جرمی جریان هوا، برابر $0/05\text{ kg/s}$ است، زمانی که پنج فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را طی می کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم بی درواز فشار اولیه 100 kPa و حجم ویژه $0/8\text{ m}^3/\text{kg}$ با نسبت حجمی ۷

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرما در حجم ثابت، تا این که دمای هوا 1500 K شود

۳- حالت ۳ به حالت ۴: افزودن گرما در فشار ثابت تا این که دمای هوا 2500 K شود

۴- حالت ۴ به حالت ۵: انبساط بی درواز، تا این که حجم برابر مقدار اولیه آن در حالت ۱ باشد

۵- حالت ۵ به حالت ۱: تقلیل در فشار در حجم ثابت، برگشت به حالت اولیه

الف - توان خروجی موتور و بازده چرخه را، به دست آورید.

$50/7\%$ و $41/8\text{ kW}$: جواب

ب - اگر سوخت مورد استفاده دارای مقدار کالری 43000 kJ/kg و هزینه باشد و موتور 7500 ساعت در سال کار کند و هیچ گونه افتی به علت احتراق نداشته باشد، دبی جرمی جریان سوخت و هزینه کارکرد سالانه آن را حساب کنید.

در سال $\$30900$ و $1/92 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$: جواب

۱۱-۶-۱۳ کارآیی یک کمپرسور هوا، از نوع رفت و برگشتی، تحت آزمایش است. هوا، که گازی کامل فرض شده است، با نرخ 10^{-3} kg/s ، فشار 100 kPa و دمای 300 K ، وارد سیلندر می شود. دریچه خروجی، هنگامی که هوا دارای $c_p = 0.718 \text{ kJ/kg K}$ و $R = 0.287 \text{ kJ/kg K}$ است، باز می شود و به فشار 10 MPa می رسد. فرآیند پلی تروپیک بدون جریان و برگشت پذیر است، به طوری که نمای تراکم آن (n) دارای مقادیر $1/6$ ، $1/4$ ، $1/2$ ، $1/0$ و $0/8$ می باشد. مقادیر زیر را حساب کنید.

الف - حجم هوا V_r و دمای T_r بعد از متراکم شدن

ب - کار ورودی مورد نیاز را برای هر تراکم

ج - انتقال گرما را برای هر تراکم

جواب: در جدول ۳-۱۳ داده شده است.

جدول ۳-۱۳: مسأله ۱۱-۶-۱۳: نتایج

n	$1/6$	$1/4$	$1/2$	$1/0$	$0/8$
$V_r (m^3)$	0.24×10^{-3}	0.19×10^{-3}	0.15×10^{-3}	0.1×10^{-3}	0.06×10^{-3}
$T_r (K)$	$711/4$	$579/2$	$440/3$	300	$168/7$
$W (J)$	$228/3$	$232/5$	235	$230/3$	220
$Q (J)$	$114/3$	0	$-118/0$	$-230/3$	$-329/5$

۱۲-۶-۱۳ یک موتور سیلندر پیستون رفت و برگشتی، بر اساس یک چرخه ایده آل Ericsson ساخته شده است. سیال، هلیوم است و فرض شده یک گاز کامل،

بدون جریان برگشت پذیر زیر را طی یک چرخه انجام می دهد .
 $R = 2/0.79 \text{ kJ/kg K}$ و $c_p = 5/19 \text{ kJ/kg K}$ باشد . هلیم با جرم 0.02 kg ، چهار فرآیند

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم در دمای ثابت از فشار 100 kPa و دمای 290 K به فشار $2/4 \text{ MPa}$

۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرما در فشار ثابت تا دما دمای 2000 K

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط در دمای ثابت ، برگشت به فشار اولیه

۴- حالت ۴ به حالت ۱: دفع گرما در فشار ثابت ، برگشت به شرایط در حالت ۱

الف - کار خالص خروجی موتور را ، وقتی که هلیم یک چرخه کامل را طی می کند ، به دست آورید ؛

جواب : 226 kJ

ب - ثابت کنید که گرمای خروجی هلیم ، از حالت ۲ به حالت ۳ تحت شرایط فشار ثابت ، برابر همان مقدار عددی گرمای ورودی است ، که سیال از حالت ۴ به حالت ۱ دارد (البته در شرایط فشار ثابت) .

ج - بازده کلی گرمایی موتور را ، با فرض این که تمام گرمای خروجی در یک فرآیند فشار ثابت به صورت گرمای ورودی در یک فرآیند دیگر فشار ثابت ، استفاده می شود ، به دست آورید .

جواب : $7/85/0$

د - حجم هلیوم را در هر یک از چهار حالت ، به دست آورید و بگویید آیا طراحی چنین موتوری عملاً ممکن است ؟

جواب : $0/12 \text{ m}^3$ ، $0/005 \text{ m}^3$ ، $0/035 \text{ m}^3$ ، $0/83 \text{ m}^3$

۱-۷-۱۳ با استفاده از جدولهای بخار آب ، خواص بخار / آب را برای موارد زیر به دست آورید :

الف - آب اشباع ، $p = 1 \text{ MPa}$ ، $h = ?$

ب - بخار ، $p = 600 \text{ kPa}$ ، $X = 0/8$ ، $T = ?$

ج - بخار اشباع، $p = 2 \text{ MPa}$ ، $h = ?$

د - بخار، $X = 0.18$ ، $p = 2 \text{ MPa}$ ، $h = ?$

هـ - بخار اشباع، $p = 1/2 \text{ MPa}$ ، $v = ?$

و - بخار، $X = 0.175$ ، $p = 1/2 \text{ MPa}$ ، $v = ?$

ز - بخار، $p = 800 \text{ kPa}$ ، $h = 2500 \text{ kJ/kg}$ ، $X = ?$

ح - بخار، $p = 1/2 \text{ MPa}$ ، $v = 0.12 \text{ m}^3/\text{kg}$ ، $X = ?$

ط - بخار، $p = 1 \text{ MPa}$ ، $T = 300^\circ\text{C}$ ، $h = ?$

ی - بخار، $p = 1 \text{ MPa}$ ، $T = 270^\circ\text{C}$ ، $h = ?$

ک - بخار، $p = 1 \text{ MPa}$ ، $s = 7/0 \text{ kJ/kg K}$ ، $v = ?$

ل - بخار، $T = 300^\circ\text{C}$ ، $h = 3000 \text{ kJ/kg}$ ، $p = ?$

م - بخار، $T = 311^\circ\text{C}$ ، $S = 5/0 \text{ kJ/kg K}$ ، $h = ?$

جواب $1632 \text{ m}^3/\text{kg}$ ، 2421 kJ/kg ، 2799 kJ/kg ، $158/8^\circ\text{C}$ ، 793 kJ/kg : جواب

2987 kJ/kg ، 3052 kJ/kg ، 0.1735 ، 0.187 ، $0.1224 \text{ m}^3/\text{kg}$ ،

2366 kJ/kg ، $2/83 \text{ MPa}$ ، $0.2422 \text{ m}^3/\text{kg}$

۲-۷-۱۳ از جدولهای بخار، برای کامل کردن جدول (۴-۱۳) استفاده کنید. اطلاعات کافی،

برای تکمیل هر خط از طریق قرائت مستقیم جدولها و یا استفاده از آنها برای محاسبه جواب،

موجود است. هنگامی که بخار، فوق داغ است حروف S/H را در ستون کیفیت بخار قرار

دهید. جواب: در جدول (۵-۱۳) داده شده است.

جدول ۱۳-۴: مثال ۱۳-۷-۲

T (°C)	v (m ³ /kg)	x	h (kJ/kg)	u (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	P (MPa)
۵۰		۱				
۲۴۰/۹		۰/۹				
۳۰۰						۱
	۰/۳۵					۰/۵
	۰/۵۶					۰/۵
		۰				۰/۲۵
			۳۱۵۶			۴
۱۰۰	۶/۰				۶/۹۲۶	
۲۵۰						
۲۵۰				۲۷۰۰		
			۳۱۰۰			۱
۴۱۰						۰/۵
		۰/۹				۲
	۰/۱۵					۲

۱۳-۷-۳ $1/2 \text{ kg}$ بخار در فشار 1 MPa و دمای 250°C ، به صورت پلی تروپیک و برگشت پذیر تا فشار 100 kPa ، طبق قانون، ثابت $PV^{1/3} = \text{ثابت}$ ، منبسط می شود. کار انجام شده و گرمای انتقال یافته را، طی تغییر حرکت در فرآیند بدون جریان به دست آورید.

جواب: -382 kJ ، -346 kJ

۱۳-۷-۴ بخار در دمای 250°C و فشار 1 mPa ، داخل ظرفی سر بسته با حجم معین 0.14 m^3 وجود دارد. اگر ظرف به روشی سرد شود، که فشار به 360 kPa تقلیل یابد، جرم بخار، دمای نهایی، کیفیت بخار و گرمای انتقالی را، با فرض یک فرآیند برگشت پذیر، به دست آورید:

جواب: 0.7 kg ، $139/9^\circ \text{C}$ ، 0.456 ، -737 kJ

۱۳-۷-۵ از یک سیال، در حالت اولیه، در فشار 100 kPa و دمای 125°C است و یک فرآیند متراکم شده بدون جریان و برگشت پذیر را با نسبت حجمی ۴، طی می کند. تغییر در انرژی داخلی سیال، دما، آنتروپی و انتقال گرما و انتقال کار را محاسبه کنید، اگر سیال بخار و فرآیند، برگشت پذیر در دمای ثابت باشد.

جواب $+49/8 \text{ kJ}$ ، -224 kJ ، $-0/56 \text{ kJ/K}$ ، 0 ، -174 kJ : جواب

جدول ۵-۱۳: مسأله ۲-۷-۱۳: نتایج

T ($^\circ \text{C}$)	v (m^3/kg)	x	h (kJ/kg)	u (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	P (MPa)
۵۰	۱۲/۰۵	۱	۲۵۹۲	۲۴۴۴	۸/۰۷۸	۰/۰۱۲۳۴
۲۴۰/۹	۰/۰۵۲۸	۰/۹	۲۶۲۶	۲۴۴۶	۵/۷۹۲	۳/۴
۳۰۰	۰/۲۵۷۷	S/H	۳۰۵۲	۲۷۹۴	۷/۱۲۵	۱
۱۵۱/۸	۰/۳۵	۰/۹۳	۲۶۰۰	۲۴۲۶	۶/۴۷۲	۰/۵
۳۳۹/۸	۰/۵۶	S/H	۳۱۴۷	۲۸۶۷	۷/۶	۰/۵
۱۲۷/۴	۰/۰۰۱۰۷	۰	۵۳۵/۲۵	۵۳۵	۱/۶۰۷	۰/۲۵
۳۷۵	۰/۰۷	S/H	۳۱۵۶	۲۸۷۶	۶/۵۸۳	۴
۱۰۰	۰/۶	۰/۶۳	۱۲۳۲	۱۱۷۱	۳/۴۸۴	۰/۱۰۱۳
۲۵۰	۰/۲۳۳	S/H	۲۹۴۳	۲۷۱۰	۶/۹۲۶	۱
۲۵۰	۰/۱۷۲	S/H	۲۹۳۰	۲۷۰۰	۶/۸۱	۰/۰۶۵
۳۲۲/۲۵	۰/۲۷	S/H	۳۱۰۰	۲۸۳۰	۷/۲۰۶	۱
۴۱۰	۰/۶۲۶	S/H	۳۲۹۳	۲۹۸۰	۷/۸۲۵	۰/۵
۲۱۲/۴	۰/۰۹	۰/۹	۲۶۰۸	۲۴۲۹	۵/۹۴۸	۲
۳۹۵/۵	۰/۱۵	S/H	۳۲۳۹	۲۹۳۸	۷/۱۱۵	۲

۱۳-۷-۶ بخار در حالت اولیه، دارای کیفیت (بخار) ۰/۵ در فشار 100 kPa است.

شرایط نهایی را برای هر یک از فرآیندهای بدون جریان برگشت پذیر زیر، به دست آورید:

الف - کار خروجی J ۱۱۵۰ در فشار ثابت، اندازه جهت انتقال گرما در این مورد چقدر است؟

جواب $+۱۲/۶ kJ$ ، فوق داغ: جواب

ب - گرما در حجم ثابت تغذیه می شود، تا این که دما به $200^\circ C$ برسد. اندازه گرمای تغذیه شده در این مورد چیست؟

جواب $+۱۱/۹ kJ$ ، فوق داغ: جواب

ج - گرما در دمای ثابت تغذیه می شود، تا آنتروپی ویژه بخار به $7/359 kJ/kg K$ برسد. اندازه گرمای تغذیه شده و کار خروجی در این مورد چقدر است؟

جواب $-۸۴۷ J$ و $+۱۱/۳ kJ$ و بخار اشباع: جواب

د - کار ورودی در آنتروپی ثابت تا اینکه فشار بخار به $500 kPa$ برسد. اندازه کار ورودی در این مورد چقدر است؟

جواب $+۱/۳۹ kJ$ مخلوط: جواب

ه - یک تراکم پلی تروپیک، طبق قانون، ثابت $PV^{1/2}$ ، انجام می شود تا این که فشار دو برابر شود. اندازه و مقدار کار و انتقال گرما را در این مورد محاسبه کنید؟

جواب $-۴۸۷/۷ J$ ، $+۱۳۶/۷ J$ ، مخلوط: جواب

۲-۱۳ - یک دماسنج ترمودینامیکی، برای یافتن کیفیت بخار مخلوط آب اشباع و بخار اشباع، به کار می رود. بخار از فشار زیاد به فشار کم تقلیل می یابد، به طریقی که بخار را از مرحله مخلوط به مرحله فوق داغ می رساند؛ یعنی جایی که فشار و دما، غیر وابسته هستند. ابتدا، دماسنج برای مخلوط بخار، که کیفیت بخار آن $0/9$ است، امتحان می شود. فشار مخلوط در ورودی $500 kPa$ و فشار بخار فوق داغ و دما در خروجی، به ترتیب برابر است با $100 kPa$ و $120/80^\circ C$ است.

الف - نشان دهید که آنتالپی بخار، زمانی که از دماسنج می گذرد، ثابت است.

جواب ثابت $h = 2538/1 kJ/kg$

ب - کیفیت بخار یک مخلوط نمونه را، در $1/5 MPa$ ، اگر فشار و دمای بخار داغ در خروجی از دماسنج، برابر $1 MPa$ و $250^\circ C$ باشند، بدست آورید.

جواب $0/958$

۸-۷-۱۳ یک موتور بخار سیلندر پیستون رفت و برگشتی، بر اساس چرخه ایده آل کارنو، ساخته شده است. بخار، چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر را، در یک چرخه تکمیل می کند.

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم آیزونتروپیک، بخار از دمای $72^{\circ}C$ تا مایع اشباع $230^{\circ}C$ برسد
 ۲- حالت ۲ به حالت ۳: افزودن گرما در دمای ثابت، تا این که بخار به صورت اشباع در همان فشار و دما تبدیل شود

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط آیزونتروپیک بخار، برگشت به دمای اولیه در $72^{\circ}C$

۴- حالت ۴ به حالت ۱: افزودن گرما در دمای فشار، برگشت به شرایط در حالت ۱

الف - کیفیت بخار را، از حالت ۱ به حالت ۴، به دست آورید :

جواب: ۰/۷۷۶، ۰/۲۴۲

ب - انتقال گرما بر کیلوگرم از سیال را، در هر فرآیند به دست آورید .

جواب: $+۸۳/۹ \text{ kJ/kg}$ ، $-۶۱۷/۱ \text{ kJ/kg}$ ، $-۱۹۶/۸ \text{ kJ/kg}$ ، $+۱۶۱ \text{ kJ/kg}$

ج - بازده چرخه را به دست آورید .

جواب: ۳۱/۴٪.

۹-۷-۱۳ یک کمپرسور بخار، از نوع رفت و برگشتی، بخار را از یک چاه، در فشار 200 kPa تحت یک فرآیند بدون جریان پلی تروپیک و برگشت پذیر، متراکم می کند؛ تا فشار آن به 2 MPa برسد. کار ورودی مورد نیاز کمپرسور را، بر حسب کیلوگرم بخار و انتقال گرما، بر حسب کیلوگرم بخار، اگر نمای تراکمی برابر با مقادیر داده شده در زیر باشد، به دست آورید:

جواب: $+۱۴۰/۸ \text{ kJ/kg}$ ، $+۴۱۲/۲ \text{ kJ/kg}$

الف) $n = 1/4$

جواب: $-۱۴۰/۴ \text{ kJ/kg}$ ، $+۴۱۴/۴ \text{ kJ/kg}$

ب) $n = 1/2$

جواب: $-۵۲۵/۸ \text{ kJ/kg}$ ، $+۴۰۷/۸ \text{ kJ/kg}$

ج) $n = 1$

۱۰-۷-۱۳ تصمیم گرفته شده است، که در فرآیند زیر از چرخه کارنو استفاده شود. بخار، سیالی است که در یک پمپ گرمایی به کار می رود. و چهار فرآیند بدون جریان برگشت پذیر زیر را در یک چرخه طی می کند:

۱- حالت ۱ به حالت ۲: تراکم آیزونتروپیک بخار از دمای $7^{\circ}C$ تا این که به صورت بخار اشباع به دمای $86^{\circ}C$ برسد.

۲- حالت ۲ به حالت ۳: دفع گرما در دمای ثابت، تا این که بخار در همان فشار و دما به صورت مایع اشباع، درآید.

۳- حالت ۳ به حالت ۴: انبساط آیزونتروپیک بخار، برگشت به دمای اولیه $7^{\circ}C$.

۴- حالت ۴ به حالت ۱: تغذیه گرما در دمای ثابت، برگشت به شرایط اولیه در حالت ۱.

الف - کیفیت بخار را از حالت ۱ به حالت ۴ به دست آورید.

جواب $0/117$ و $0/837$

ب - انتقال گرمای خالص در چرخه را، اگر $0/005 \text{ kg}$ بخار موجود باشد، به دست آورید.

جواب $-2/5 \text{ kJ}$

ج - ضریب کارایی پمپ گرمایی را، به دست آورید.

جواب $4/54$

۱-۸-۱۳ در هر یک از موارد زیر که جریان یکنواخت در خط لوله است متوسط سرعت را در پایین دست جریان به دست آورید:

الف - آب با چگالی 1000 kg/m^3 ، $\dot{m} = 6/5 \text{ kg/s}$ ، $A_1 = 0/00196 \text{ m}^2$

جواب $3/32 \text{ m/s}$

ب - روغن، $D_1 = 50 \text{ mm}$ ، $D_2 = 100 \text{ mm}$ ، $\dot{V} = 284 \text{ l/min}$

جواب $0/82 \text{ m/s}$

ج - هوا، $p_1 = 200 \text{ kPa}$ ، $T_1 = 260 \text{ K}$ ، $D_1 = 50 \text{ mm}$ ، $p_2 = 100 \text{ kPa}$ ، $T_2 = 300 \text{ K}$

$C_1 = 12 \text{ m/s}$ ، $D_2 = 50 \text{ mm}$

جواب $24/8 \text{ m/s}$

۱۳-۸-۲ هوا در فشار 200 kPa و دمای 290°C ، با سرعت یکنواخت 15 m/s وارد یک خط لوله می شود. لوله دارای قطر ثابت $D = 300 \text{ mm}$ است. در پایین دست جریان در عرض لوله توزیع به شکل سهمی در می آید و با رابطه زیر نمایش داده می شود:

$$C_r = C_{\max} \left(\frac{rz}{D} \right)^{1/2}$$

که C_r سرعت هوا در پایین دست جریان در ارتفاع z از دیوار لوله و C_{\max} ، حداکثر سرعت در مرکز لوله است. C_{\max} را در یک مقطع، جایی که فشار هوا 180 kPa و دما 300°C است، به دست آورید.

جواب: 21 m/s

۱۳-۸-۳ یک دیگ گاز طبیعی خانگی، با بازده انتقال انرژی 70% ، 0.63 kg/s آب را از دمای 50°C به دمای 70°C می رساند، به طوری که آب گرم مخزن و سیستم حرارت مرکزی را تهیه می کند.

الف - اگر گاز طبیعی دارای ارزش حرارتی 47000 kJ/kg و هزینه آن $0.04 \text{ \$/kWh}$ باشد و دیگ 3500 ساعت در سال کار کند. دبی جرمی جریان گاز طبیعی مصرفی و هزینه کارکرد سالانه دیگ را به دست آورید. گرمای ویژه آب را در فشار ثابت 4.19 kJ/kg K ، در نظر بگیرید.

جواب در سال $900 \text{ \$/}$ ، $1.6 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$

ب - تغییراتی در دیگ گاز طبیعی انجام می شود، به طوری که نوعی تراکم ایجاد می شود که در آن، بخار آب موجود در فرآورده های احتراقی در خروجی، متراکم می شوند و گرمای نهایی خود را آزاد می کنند. اگر گرمای اضافی تولید شده سبب بهبود بازده انتقال انرژی دیگ تا 85% شود، صرفه جویی سالانه در هزینه کارکرد دیگ و مقداری را که باید صرف تغییرات دستگاه شود، محاسبه کنید؟ زمان برگشت پول، را در سه سال در نظر بگیرید.

جواب $4750/2 \text{ \$}$ ، در سال $158/4 \text{ \$}$

۱۳-۸-۴ چگالنده ای، در یک دستگاه بخار دارای 80% بازده انتقال انرژی است. خنک کردن دستگاه به وسیله آب، از یک رودخانه نزدیک انجام می شود که دارای دمای 20°C است و از

لوله های چگالنده با نرخ $45/7 \text{ kg/s}$ جریان دارد. چگالنده به گونه ای طراحی شده است، که 2 kg/s بخار وارد پوسته ای - که شامل لوله هاست و در شرایط بخار اشباع است - می شود و در فشار ثابت، متراکم می گردد، که با این عمل گرمای نهان آن آزاد می شود و در شرایط آب اشباع خارج می گردد. حداقل، فشاری را که چگالنده می تواند کار کند، اگر دمای آب خنک از رودخانه از 40°C تجاوز نکند و گرمای ویژه آب در فشار ثابت، $4/186 \text{ kJ/kg K}$ باشد، چقدر خواهد بود؟

جواب: 10 kPa

۵-۸-۱۳ هوا وارد یک شیبوره همگرا، با فشار 150 kPa و دمای 300°K می شود و در فشار 100 kPa ، از آن خارج می شود. بازده آیزونتروپیک شیبوره ۹۵٪ است، بنابراین:

الف - با فرض این که سرعت هوای ورودی ناچیز است. سرعت هوای خروجی از شیبوره را، اگر هوا بصورت یک گاز کامل فرض شود و $c_p = 1/005 \text{ kJ/kg K}$ باشد، به دست آورید.

جواب: 251 m/s

ب - اگر قطر خروجی شیبوره یک چهارم قطر ورودی آن باشد. مقدار واقعی سرعت ورودی هوا را محاسبه کنید و تأیید کنید که اثر ناچیزی بر روی سرعت خروجی دارد.

جواب: $11/75 \text{ m/s}$

۶-۸-۱۳ یک توربوشارژر، که توسط گاز خروجی بر روی یک اتومبیل می چرخد، $2/0 \text{ kW}$ توان از طریق نرخ جرمی جریان گاز خروجی، به مقدار $0/015 \text{ kg/s}$ تولید می کند. گاز خروجی در فشار 800 kPa و دمای 225°C وارد توربوشارژر می شود و در فشار 100 kPa ، آن را ترک می کند. اگر گاز خروجی را یک گاز کامل با $c_p = 1/1 \text{ kJ/kg K}$ و $\gamma = 1/3$ در نظر بگیریم، بازده آیزونتروپیک توربوشارژر را، به دست آورید:

جواب: $64/2\%$

۷-۸-۱۳ یک کمپرسور تبرید گریز از مرکز، از $0/052 \text{ kg/s}$ بخار مبرد که از فشار $0/4 \text{ MPa}$ و دمای 5°C ، به فشار 1 MPa و دمای 90°C متراکم می شود، استفاده می کند. اگر بخار مبرد یک گاز کامل با $\gamma = 1/3$ و $c_p = 0/55 \text{ kJ/kg K}$ در نظر گرفته شود، بازده آیزونتروپیک کمپرسور و کار ورودی مورد نیاز برای چرخاندن آن را، به دست آورید.

جواب: $71/4\%$ ، $2/6 \text{ MW}$

۸-۸-۱۳ یک مرحله از بخار توربین، با فشار بخار 5 MPa و دمای 350°C تغذیه می شود و در فشار 55 kPa خارج می شود. بازده آیزونتروپیک این مرحله 80% و مصرف بخار 2270 kg/min است، توان خروجی را در این مرحله به دست آورید.

جواب: $14/4 \text{ MW}$

۹-۸-۱۳ یک دستگاه صنعتی، قرار است با توجه به نیاز 50 MW توان برق، ساخته شود، هم چنین مدیریت به درخواست تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی سیستمی که دیگی را که بازغال سنگ محترق می شود، شامل می شود و فشار زیاد آب اشباع را به بخار فوق در همان فشار تبدیل می کند. تورپن بخار در مجموعه تولیدی، فشار بالای بخار فوق داغ را در خروجی از دیگ، منبسط می کند و به فشار پایین تر، می رساند. در نتیجه توان برق را در مولد تولید می کند. این سیستم را با هزینه و برقی که مستقیماً از شبکه سراسری با قیمت خرید می شود، مقایسه کنید، در نظر بگیرید که توان برق مورد نیاز 24 ساعت در روز، 7 روز در هفته، و 47 هفته در سال باشد. دیگ بخار و سیستم توربین در شرایط زیر عمل می کنند:

دمای ورودی به توربین بخار $= 500^\circ \text{C}$

فشار خروجی از توربین بخار $= 12 \text{ MPa}$

بازده آیزونتروپیک توربین بخار $= 90\%$

فشار خروجی از توربین بخار $= 10 \text{ kPa}$

شرایط ورودی دیگ آب = آب اشباع در فشار 12 MPa

بازده انتقال انرژی دیگ $= 75\%$

ارزش گرمایی زغال سنگ $= 32450 \text{ kJ/kg}$

هزینه زغال سنگ $= 0.02 \text{ \$/kWh}$

هزینه سرمایه گذاری دستگاه $= 850 \text{ \$}$ برای هر kW خروجی از توربین

الف - دبی جرمی جریان ذغال سنگ مورد نیاز در دیگ را، به دست آورید.

جواب: $3/29 \text{ kJ/s}$

ب - هزینه کارکرد سالانه سیستم بخار را به دست آورید .

میلیون در سال $17/2$ \$: جواب

ج - زمان ساده برگشت پول را (SPP) ، با هزینه خرید برق به طور مستقیم از شبکه سراسری ، مقایسه کنید .

سال $1/84$: جواب

۱۰-۸-۱۳ یک توربین بخار ، قرار است در یک منطقه زمین گرمایی ، نصب شود . بخار از زمین در فشار 2 MPa و دمای 573 K جریان می یابد . ابتدا ، بخار به طور ساده از توربین می گذرد و به محیط (جو) در فشار 100 kPa تخلیه می شود ، که در این حالت ، 7500 kW توان از بخار با دبی جرمی 60000 kg/h تولید می کند .

الف - با وجود این شرایط ، بازده آیزونتروپیک توربین ، را محاسبه کنید ،

78% : جواب

ب - برای افزایش توان خروجی ، تقریباً به مقدار 50% ، تصمیم گرفته شده است چگالنده ای که در فشار 9 kPa کار کند ، بعد از توربین در سیستم قرار گیرد به عبارت دیگر ، بخار ، توربین را در فشار 9 kPa ترک می کند ، در نتیجه بازده آیزونتروپیک در توربین به مقدار 5% کاهش می یابد . با فرض اینکه شرایط اولیه بخار و نرخ جریان تغییر نکند ، آیا افزایش در توان ، ایجاد خواهد شد ؟

تقریباً : جواب

۱۱-۸-۱۳ یک سیستم توربین گاز با چرخه باز ، شامل سه قطعه اصلی است : یک کمپرسور چرخشی ، یک محفظه احتراق و یک توربین چرخشی ، که توسط یک مولد می چرخد .

الف - کمپرسور ، هوا را با نرخ جرمی جریان 35 kg/s از جو با فشار $101/3\text{ kPa}$ و دمای 288 K ، با نسبت فشار $5/1$ به 1 ، تراکم می کند و بازده آیزونتروپیک کمپرسور 84% است . اگر گرمای ویژه هوا در فشار ثابت $c_p = 1/005\text{ kJ/kg K}$ و نسبت گرماهای ویژه $\gamma = 1/4$ باشد ، توان ورودی مورد نیاز چقدر است ؟

7767 kW : جواب

ب - هوا با فشار زیاد از محفظه احتراق تحت شرایط فشار ثابت، 0.3 kg/s از سوخت گاز طبیعی در هوا می سوزد و سبب افزایش دما تا 873 K می شود، با فرض این که خواص فرآورده های احتراق، تنها، مانند هوا باقی بماند، گرمای تولید شده در محفظه احتراق و ارزش گرمایی گاز طبیعی را محاسبه کنید ؟

جواب: 1291 kW ، 43070 kJ/kg

ج - فرآورده های احتراق در فشار زیاد، در یک توربین منبسط می شوند و بازده آیزونتروپیک 88% ایجاد می کنند و به فشار جو بر می گردند. دوباره فرض می شود، که خواص فرآورده های احتراق تنها مانند هوا باشند. توان خروجی توربین را به دست آورید.

جواب: 10678 kW

د - اگر بخشی از توان خروجی توربین، برای چرخاندن کمپرسور با اتصال آن به یک محور استفاده شود، بازده کلی گرمایی توربین چقدر است ؟

جواب: $22/5\%$

ه - اگر گاز طبیعی $0.3 \text{ \$/kWh}$ هزینه داشته باشد و توربین گازی 7500 ساعت در سال کار کند، هزینه عملکرد سالانه سیستم چه مقدار است ؟

جواب: میلیون در سال $2/91 \text{ \$}$

۱۲-۸-۱۳ در یک دستگاه بخار، $1/2 \text{ kg/s}$ از بخار با فشار 200 kPa و دمای 200°C در مدار اصلی جریان دارد.

الف - بخار، وارد یک مبدل گرمایی می شود و پس از متراکم شدن به صورت آب اشباع خارج می گردد، زمانی که فشار ثابت می ماند، چقدر گرما توسط بخار در مبدل گرمایی، آزاد شده است ؟

جواب: $2839/2 \text{ kW}$

ب - آب اشباع از یک دریچه انبساطی می گذرد، تا این که فشار آن به 10 kPa تقلیل می یابد. آنتالپی ویژه سیال، بعد از دریچه انبساط چیست ؟

جواب: 505 kJ/kg

ج - سیال وارد محفظه مخلوط کن می شود، که دبی جرمی $9/5 \text{ kg/s}$ است و با بخار دیگری در فشار 10 kPa و دمای 50°C ترکیب می شود. شرایط، آنتالپی ویژه و دمای نهایی مخلوط در فشار 10 kPa چیست؟

جواب: $45/8^\circ \text{C}$ ، 2584 kJ/kg ، مخلوط:

د - مخلوط یک سیال در یک چگالنده متراکم می شود تا تبدیل به آب اشباع در فشار 10 kPa شود. چقدر گرما توسط مخلوط در چگالنده آزاد می شود؟

جواب: $25/6 \text{ MW}$

۱-۹-۱۳ در یک آسیاب بادی محور عمودی، دو تیغه آثرو دینامیکی شکل، وجود دارند که همیشه در جهت باد قرار دارند. برای محاسبه نیرویی پسا بر روی تیغه ها، ابتدا، آنها را به صورت دو صفحه مسطح در نظر بگیرید، هر یک با عرض 1 m و طول 600 mm و از ضخامت آن می توان صرف نظر نمود. هوا دارای چگالی $1/25 \text{ kg/m}^3$ و لزجت دینامیکی $1/4 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ است. زمانی که سرعت باد فقط 10 m/s باشد، لایه مرزی در طرفین تیغه ها در تمام طول آن آرام است. زمانی که سرعت باد 100 m/s است، لایه مرزی در طرفین هر یک از تیغه ها، ممکن است مغشوش باشد (در تمام طول تیغه)، کل نیروی پسای وارد بر تیغه های آسیاب بادی، برای هر دو سرعت باد، را محاسبه کنید.

جواب: $50/6 \text{ N}$ ، $0/33 \text{ N}$

۲-۹-۱۳ باد با چگالی $1/028 \text{ kg/m}^3$ و لزجت دینامیکی $1/8 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ بر روی سطح صاف یک دریاچه به فاصله 3 km وزش دارد. در بالادست جریان باد - ساحل دریاچه - سرعت باد یکنواخت و 15 m/s است. هنگامی که باد از سطح دریاچه می گذرد، لایه مرزی شکل می گیرد. دریاچه بسیار عمیق است به طوری که کف آن هیچ گونه شتاب کند کننده ای را بر آب وارد نمی کند. نیروی وارد بر آب بر واحد عرض دریاچه در انتهای فاصله 3 کیلومتری ، چقدر است؟

جواب: $327/8 \text{ N/m}$

۳-۹-۱۳ فلزی مشبک از نوع صافی هوا، در قسمت مربعی شکل یک تونل باد شامل 2500 مجرای مربعی شکل، هر یک به ابعاد $20 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ و طول 180 mm است، تشکیل می شود.

هوا با لزجت دینامیکی $2 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ و چگالی $1/1 \text{ kg/m}^3$ از صافی با سرعت 3 m/s می‌گذرد. هر سطح مربع مشبک را سطح مسطحی فرض نمایید و از ضخامت فلز و هرگونه تأثیری، به علت سه بعدی بودن در گوشه‌ها، صرف‌نظم کنید. نیروی پسای وارده توسط هوا بر روی صافی را، به دست آورید. در نظر بگیرید لایه مرزی که در هر یک از سطوح مربع مشبک شکل می‌گیرد، در طول آن آرام باشد.

جواب: $0/15 \text{ N}$

۱۳-۹-۴ برای سقوط آزاد یک گلوله کروی شکل به داخل یک سیال، سرعت انتهایی زمانی بدست می‌آید که نیروهای جاذبه به طرف پایین (به وسیله نیروهای شناوری) و نیروهای پسا به طرف بالا، به تعادل برسند. سرعت نهایی برای یک جسم کوچک، به قطر 2 mm و چگالی 1200 kg/m^3 که به داخل روغنی با چگالی 800 kg/m^3 و لزجت دینامیکی kg/m.s $0/025$ ، سقوط می‌کند را محاسبه کنید. فرض کنید جریان، آرام و ضریب پسا را از رابطه زیر حساب کنید:

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}}$$

جواب: $0/029 \text{ m/s}$

۱۳-۹-۵ یک بال جدید هواپیما، توسط یک کارخانه سازنده ساخته شده است. بال، دارای ۱۰ متر پهنا و متوسط وتر آن 2 m است. تصمیم بر آن است تا نیروی برا و نیروی پسا را بر روی بال جدید هواپیما، زمانی که با سرعت 100 m/s در هوا با چگالی $1/2 \text{ kg/m}^3$ جریان دارد، را به دست آوریم. آزمایش انجام شده بر روی یک مدل، به نسبت ۱ به ۲۰ در یک تونل باد، برای هوای متراکم، که با سرعت 300 m/s و چگالی $0/9 \text{ kg/m}^3$ جریان دارد، صورت می‌گیرد. نیروهای برا و پسا بر روی مدل بال هواپیما اندازه‌گیری می‌شوند، که به ترتیب برابر 7 kN و $0/5$ هستند. اگر ضرایب برا و پسا بر روی مدل بال هواپیما، برابر با اندازه‌های اصلی آن باشد، نیروهای برا و پسا را بر روی شکل جدید، به دست آورید.

جواب: $63/6 \text{ kN}$ ، $4/56 \text{ kN}$.

۱۳-۹-۶ آب با چگالی 1000 kg/m^3 و دبی $0/1 \text{ m}^3/\text{s}$ از یک لوله افقی که کم‌کم از قطر 150 mm به 100 mm باریک می‌شود، می‌گذرد. فشار کل آب، به وسیله یک اندازه‌گیر فشار

کل، در مرکز لوله جایی که قطر $mm\ 150$ است، اندازه گیری می شود و فشار ساکن آب از طریق یک فشارسنج ساکن در جدار لوله، جایی که قطر $mm\ 100$ است، اندازه گیری می شود. هر دو فشار سنج توسط یک لوله مانومتر U شکل جیوه ای، با چگالی $kg/m^3\ 13600$ به کار می روند.

الف - فرض شود که هیچ گونه افتی بین نقاط اندازه گیری نیست، عدد نشان داده شده را بر روی مانومتر جیوه ای به دست آورید.

جواب: $mm\ 136$

ب - اگر نقطه اندازه گیر فشار استاتیکی و نقطه اندازه گیر فشار کل، جا به جا شوند، عدد جدید بر روی مانومتر جیوه ای چقدر است؟

جواب: $mm\ 659$

۷-۹-۱۳ یک لوله ساکن پیتوت، متصل به یک مانومتر شیب دار است، که شامل الکل با چگالی 0.8 است و برای اندازه گیری سرعت جریان هوا به کار می رود. مانومتر با زاویه شیب 25° نسبت به افق قرار دارد. اگر هوا دارای چگالی ثابت $kg/m^3\ 1.2$ باشد، سرعت هوا، وقتی که لوله پیتوت، مستقیماً در جهت جریان هوا قرار دارد، چقدر خواهد بود؟ اعداد بر روی مقیاس مانومتر، به قرار زیر می باشند:

جواب: $m/s\ 16.6$

الف - $mm\ 50$ از الکل

جواب: $m/s\ 23.5$

ب - $mm\ 100$ از الکل

جواب: $m/s\ 28.8$

ج - $mm\ 150$ از الکل

۸-۹-۱۳ دبی جرمی جریان هوای متراکم شده، که از یک خط لوله افقی می گذرد، توسط یک صفحه روزنه ای (orifice)، که متصل به یک مانومتر ساده U شکل الکلی است، به دست می آید. چگالی ویژه الکل، برابر 0.8 است. مانومتر، عدد $mm\ 200$ را بر روی مقیاس خود، وقتی که سرعت جریان هوا در لوله $kg/s\ 3$ و چگالی هوا متراکم شده $kg/m^3\ 1.8$ است، را نشان می دهد. به علت تغییرات در موارد مورد نیاز، تصمیم گرفته شده است، که از لوله آب برای انتقال آب با چگالی $kg/m^3\ 1000$ به جای هوای فشرده، استفاده شود؛ اما از همان تأسیسات

روزنه برای به دست آوردن دبی جرمی جریان استفاده شود. چه نرخ جریان جرمی آب، اختلاف سطح جیوه را در هر طرف لوله U شکل به مقدار 200 mm ، نشان می دهد.

جواب : $281/5\text{ kg/s}$

۹-۹-۱۳ یک ونتوریمتر، در مقطعی از یک لوله افقی، که برای انتقال آب به کار می رود، با چگالی 1000 kg/m^3 قرار گرفته است. قطر لوله 250 mm و قطر گلوگاه ونتوری 180 mm است. یک مانومتر ساده U شکل، برای اندازه گیری اختلاف فشار آب و برای محاسبه دبی جرمی جریان، به کار می رود. ضریب تخلیه ونتوریمتر $0/95$ است.

الف - اختلاف فشار در دو طرف ونتوری متر را، اگر دبی جرمی جریان 130 kg/s باشد، به دست آورید.

جواب : $10/6\text{ kPa}$

ب - بعداً متوجه شدیم که مقیاس مانومتر از ابتدا بر حسب کیلو پاسکال برای اندازه گیری فشارهای هوا با چگالی $1/2\text{ kg/m}^3$ ، مدرج شده است. اگر چگالی جیوه 13600 kg/m^3 باشد، درصد تقریبی خطا در قرائت اختلاف فشار، در ونتوریمتر چقدر خواهد بود؟

جواب : $7/3\%$

۱۰-۹-۱۳ یک شیپوره متر (شیپوره سنج)، در مقطعی از لوله افقی، که برای انتقال روغن با چگالی 800 kg/m^3 به کار می رود، قرار گرفته است. قطر لوله 100 mm و قطر گلوگاه شیپوره 50 mm است. ضریب تخلیه شیپوره $0/97$ است.

یک مانومتر ساده به شکل U ، برای اندازه گیری اختلاف فشار روغن در عرض شیپوره، برای محاسبه دبی جرمی جریان، به کار می رود.

الف - برای اختلاف ارتفاع جیوه 45 mm ، در طرفین لوله U شکل، دبی جرمی روغن را، با فرض این که چگالی جیوه 13600 kg/m^3 باشد، به دست آورید؛

جواب : $5/915\text{ kg/s}$

ب - بعد از آن، 5 mm آب، با چگالی 1000 kg/m^3 بین روغن و جیوه در طرف ساق چپ مانومتر U شکل، مشاهده شده است. برای همان اختلاف ارتفاع از جیوه، مقدار دبی جرمی جریان برای روغن چیست؟

جواب: $0/909 \text{ kg/s}$

۱-۱۰-۱۳ فواره آبی، با چگالی 1000 kg/m^3 ، از یک افشانک، با قطر 80 mm و سرعت 4 m/s ، در جهت افقی به محیط (جو) فوران می کند. فواره به وسیله یک صفحه منحنی با زاویه 60°C ، نسبت به افق، منحرف و با همان سرعت خارج می شود. اندازه نیروی حاصل بر روی صفحه را، به دست آورید، وقتی که:

الف - صفحه ساکن باشد

جواب: 8037 N

ب - صفحه، در همان جهت اولیه، متحرک و سرعت آن 10 m/s باشد.

جواب: 3142 N

۲-۱۰-۱۳ یک کشتی با سرعت 5 m/s ، به وسیله نیروی عکس العمل یک فواره حرکت می کند. فرض کنید آب با سرعت بسیار کم وارد قسمت گود آن می شود و از طریق یک افشانک به قطر 950 mm ، از انتهای کشتی خارج می شود. اگر سرعت فواره نسبت به کشتی برابر $7/5 \text{ m/s}$ باشد و چگالی آب دریا 1025 kg/m^3 باشد، توان مورد نیاز برای به جلو راندن کشتی، چقدر است؟

جواب: $42/5 \text{ kW}$

۳-۱۰-۱۳ سیالی، به طرف پایین با نرخ $1 \text{ m}^3/\text{s}$ از یک شپوره عمودی، که از قطر 600 mm به 400 mm ، کم کم باریک می شود و طول آن یک متر است، جریان دارد. فشار سنج، فشار سیال را بر روی سطح ورودی، 400 kPa نشان می دهد. با فرض این که هیچ گونه افقی در شپوره نباشد. نیروی وارد بر شپوره را زمانی که سیال برابر مقادیر زیر است، به دست آورید:

الف - چگالی آب 1000 kg/m^3 ؛

جواب: $62/8 \text{ kN}$

ب - روغن با چگالی 800 kg/m^3 ؛

جواب: $62/7 \text{ kN}$

۴-۱۰-۱۳ روغن با چگالی 850 kg/m^3 ، در یک کانال دایره ای شکل افقی، با نرخ $0/3 \text{ m}^3/\text{s}$ جریان دارد. در نقطه معینی، کانال از قطر 50 mm به قطر 100 mm بزرگ

می شود. (فشارسنج) قبل از تغییر در قطر برابر 40 kPa است. با فرض این که بزرگ شدن قطر بدون اصطکاک باشد، نیروی وارد بر افزایش قطر را، به وسیله روغن به دست آورید:

جواب: $675/5 \text{ N}$

۱۳-۱۰-۵ سرریز یک سد، دارای ارتفاع در تراز بالا دست جریان است و متوسط سرعت آب در بالادست جریان، 2 m/s است. در پایین دست سد، جایی که سرعت دوباره یکنواخت می شود، ارتفاع آب 3 m است. اگر چگالی آب 1000 kg/m^3 باشد، نیروی وارد برسد را در واحد عرض در جهت افقی، به دست آورید. (از اثرات اصطکاک صرف نظر می شود).

جواب: $819/5 \text{ N/m}$

۱۳-۱۰-۶ هوا با چگالی ثابت $1/2 \text{ kg/m}^3$ از یک کانال افقی با مساحت A_{xx} و با سرعت 28 m/s جریان دارد. اگر تغییر مساحت از A_{xx} به $4A_{xx}$ مورد نظر باشد، افزایش فشار کل و فشار ساکن، برای هوا از بالادست جریان به پایین دست را در موارد زیر به دست آورید:

الف - یک بخش کن صاف، به طوری که جریان بدون اصطکاک فرض شود؛

جواب: $0, -12/6 \text{ Pa}$

ب - بزرگ شدن ناگهانی مقطع، بطوری که فشار ساکن در صفحه تغییر برابر و هم جهت با بالادست جریان باشد

جواب: $264/6 \text{ Pa}, -176/4 \text{ Pa}$

۱۳-۱۰-۷ یک ورق فلزی مسطح سوراخ دار، به طور عمودی در جهت جریان هوا در یک کانال قرار گرفته است و شامل تعداد زیادی سوراخ، هر یک به اندازه 5 mm که در مرکزشان وجود دارد و در یک شبکه با ابعاد مربعی شکل 40 mm است. هوا با چگالی ثابت $1/2 \text{ kg/m}^3$ فرض شده و در بالادست جریان از ورق با سرعت یکنواخت 10 m/s عبور می کند. با در نظر گرفتن هر یک از سوراخها به شکل روزنه در ورق، و فرض این که قطر گلوگاه برابر قطر سوراخها باشد، تقلیل در فشار هوا در عرض ورق را، به دست آورید:

جواب: $21/1 \text{ Pa}$

۱۳-۱۰-۸ تیغه های متحرکی با یک زاویه خم قائم، در یک کانال افقی با سطح مقطع یکنواخت مربعی شکل به ابعاد $0/35 \text{ m} \times 0/35 \text{ m}$ قرار گرفته است. سیال هواست، فرض کنید دارای چگالی ثابت $1/2 \text{ kg/m}^3$ باشد و با سرعت ثابت 6 m/s جریان داشته باشد. فشار ساکن

در فشار سنج، فشار هوا را در بالادست جریان در زاویه خم قائم، 125 kPa نشان می دهد. اگر جریان از زانو، بدون در نظر گرفتن اصطکاک، بگذرد، نیروی اعمال شده توسط هوا را بر روی تیغه های متحرک به دست آورید.

جواب: $21/7 \text{ kN}$

۹-۱۰-۱۳ یک لوله خم از قطر 300 mm در ورود، به قطر 150 mm در خروجی کم کم باریک می شود. آب با چگالی 1000 kg/m^3 از میان زانو با نرخ $0/2 \text{ m}^3/\text{s}$ می گذرد و با زاویه 120° در یک صفحه عمودی می چرخد. محور در ورودی به زانو، افقی و مرکز سطح خروجی زانو، $1/5 \text{ m}$ زیر مرکز سطح ورودی آن است. حجم کل آب موجود در زانو $0/1 \text{ m}^3$ است. از اثرات اصطکاک صرف نظر می شود. اندازه و جهت نیرویی که به وسیله آب بر زانو اعمال می شود را، به دست آورید، فشار ساکن آب توسط فشار سنج برابر 130 kPa داده شده است.

جواب: $11/1^\circ$ ، $11/9 \text{ kN}$

۱۰-۱۰-۱۳ هوا با فرض گاز کامل، زمانی که از یک پخش کن بدون اصطکاک با نسبت مساحت ۵:۱ می گذرد، گرما دریافت می کند، به طوری که سرعت هوا در ورودی و خروجی از پخش کن ثابت است. دمای هوا و فشار هوا در ورودی، برابر 300 K و 50 kPa و گرمای ویژه هوا در فشار ثابت برابر $1/01 \text{ kJ/kg K}$ فرض شده است. اگر نسبت فشار پخش کن ۱:۲ باشد، موارد زیر را حساب کنید:

الف - گرمای تغذیه شده؛

جواب: $151/5 \text{ kW}$

ب - نیروی اعمال شده توسط هوا، بر روی پخش کن اگر مساحت آن $0/01 \text{ m}^2$ باشد.

جواب: -5000 N

۱-۱۱-۱۳ انرژی مورد نیاز برای غلبه بر نیروی اصطکاک، مخالف جریان سیال، در یک خط لوله افقی بادی جرمی 2 kg/s ، برابر 120 W است. سیال را برای موارد زیر در نظر بگیرید:

۱- آب با چگالی 1000 kg/m^3

۲- روغن با چگالی 800 kg/m^3

۳- الکل با چگالی 700 kg/m^3

۴- اسید با چگالی 1400 kg/m^3

۵- کربن تتراکلوراید با چگالی 1600 kg/m^3

برای هر یک از سیالات بالا موارد زیر را به دست آورید :

الف - تقلیل در فشار بر حسب kPa به علت اصطکاک

جواب : 96 kPa ، 84 kPa ، 42 kPa ، 48 kPa ، 60 kPa

ب - تقلیل در فشار، بر اساس ستون آب بر حسب متر

جواب : $6/12 \text{ m}$

ج - تقلیل در فشار بر اساس ستون جیوه، بر حسب میلی متر جیوه با چگالی 13600 kg/m^3

جواب : 720 mmHg ، 630 mmHg ، 315 mmHg ، 360 mmHg ، 450 mmHg

۱۱-۱۳-۲ یک ضربه گیر، از پیستونی با طول 100 mm و قطر 50 mm ساخته شده است و در یک سیلندر روغن با لزجت دینامیکی $0/09 \text{ kg/m.s}$ و چگالی 800 kg/m^3 می لغزد. پیستون دارای چهار سوراخ است، هر یک به قطر 2 mm که موازی با محوری، که روغن در آن جریان دارد، می باشند. نیروی اعمال شده بر پیستون را، زمانی که سرعت $0/25 \text{ m/s}$ می باشد را به دست آورید :

جواب : 2205 N

۱۱-۱۳-۳ روغن با چگالی 850 kg/m^3 ، لزجت دینامیکی $0/9 \text{ kg/m.s}$ و با نرخ 5 kg/s در یک لوله افقی با قطر 75 mm پمپ می شود. تنش برشی متوسط بر دیوار لوله را، به دست آورید، هم چنین حداکثر سرعت متوسط روغن را در لوله محاسبه کنید.

جواب : $1/33 \text{ m/s}$ ، $2/66 \text{ m/s}$ ، $255/6 \text{ N/m}^2$

۱۱-۱۳-۴ ضریب اصطکاک f برای هر یک از جریانهای یکنواخت سیال در لوله با استفاده از رابطه های زیر محاسبه کنید :

$$f = \frac{16}{\text{Re}} \quad \text{برای جریان آرام}$$

$$4f = 0.0055 + 0.15 \left(\frac{K}{D} + \frac{50}{Re} \right)^{0.32}$$

الف - سیال: آب، دما $10^\circ C$ ، چگالی 999.7 kg/m^3 ، لزجت دینامیکی 0.0013 kg/m.s ،
سرعت $1/15 \text{ m/s}$ ، لوله فلزی، تجاری، قطر داخلی $25/2 \text{ mm}$ و $K = 0.46$ ؛

جواب: 0.00745

ب - سیال: آب، دما $20^\circ C$ ، چگالی 998.7 kg/m^3 ، لزجت دینامیکی 0.00102 kg/m.s ،
سرعت $14/1 \text{ mm/s}$ ، لوله مسی تو خالی، قطر داخلی $1/51 \text{ mm}$ و $K = 0$

جواب: 0.755

ج - سیال: روغن: دما $80^\circ C$ ، چگالی 850 kg/m^3 ، لزجت دینامیکی $27 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$ ،
سرعت 0.36 m/s ، لوله آهنی سفید، قطر داخلی 0.72 m و $k = 0.15 \text{ mm}$ ،

جواب: 0.0843

د - سیال: هوا، دما $52^\circ C$ ، چگالی $1/0.86 \text{ kg/m}^3$ ، لزجت دینامیکی $1/8.07 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ ،
سرعت $10/8 \text{ m/s}$ ، لوله پلاستیکی صاف، قطر داخلی 455 mm و $K = 0 \text{ mm}$

جواب: 0.0351

۱۱-۱۳-۵ در طبقه زیرزمین ساختمانی، مخزن بزرگی پر از روغن موتور با چگالی 880 kg/m^3 و لزجت دینامیکی 0.35 kg/m.s وجود دارد. لازم است این روغن به ارتفاع ۲۰ متری پمپاژ شود، به طوری که از مخزن داخل زیرزمین به مخزنی استوانه ای شکل، که در یک کامیون نصب شده است، انتقال یابد و دفع و تخلیه شود. از پایین مخزن - مخزن اصلی - یک لوله مکش صاف، به طول یک متر و قطر 75 mm ، به پمپی، که توسط یک موتور برق کار می کند، متصل است. در خروجی از پمپ، یک لوله صاف به طول 50 m و قطر 70 mm قرار دارد که زوغن را انتقال می دهد. روغن با نرخ 39 kg/s تخلیه می شود؛ بنابراین:

الف - هزینه کارکرد ساعتی پمپ، اگر پمپ دارای بازده انتقال انرژی ۷۰٪ باشد و هزینه برق $0.12 \text{ \$/kWh}$ باشد، چقدر خواهد بود؟ از افتهای مقطعی (کوچک) صرف نظر شود.

جواب: $\$9.05$

هـ- خروجی از لوله به داخل مخزن 375 Pa ، 500 Pa : جواب

و- بزرگ شدن ناگهانی $50/5 \text{ mm}$ قطر داخلی از خط لوله $93/75 \text{ Pa}$ و 125 Pa : جواب
 ز- انقباض ناگهانی، برگشت به قطر داخلی خط لوله $35/7 \text{ mm}$ از قطر داخلی خط لوله $50/5 \text{ mm}$

جواب $78/75 \text{ Pa}$ ؛ 105 Pa :

۸-۱۱-۱۳ مخزنسی، شامل: آب با چگالی 1000 kg/m^3 و لزجت دینامیکی $1/1 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$ است. یک لوله مستقیم افقی با قطر داخلی $41/9 \text{ mm}$ ، از یک ورودی تیر در انتهای مخزن به یک دریچه تویی کاملاً باز، منتهی می شود و به پمپی با جریان محوری، ادامه می یابد. توان کل ورودی به پمپ 220 W و بازده انتقال انرژی آن 65% است. در خروجی پمپ، قطر لوله به همان اندازه در ورودی است و در حالت افقی به زانویی 90° منتهی می شود. در سطح عمودی به ارتفاع 17 m ، زانویی 90° دیگری قرار دارد که به یک سطح افقی، قبل از این که آب به محیط (جو) تخلیه شود، متصل می شود. طول کل لوله 140 m است و ضریب اصطکاک لوله از معادله زیر به دست می آید:

$$f = 0.0055 + 0.15(k/D + 50/\text{Re})^{0.33}$$

$$K = 0.3 \text{ mm} \text{ و } D = 41/9 \text{ mm}$$

الف- افتها را در لوله مستقیم، شامل افت در اتصالات و پمپ را وقتی نرخ جریان آب برابر 0.86 kg/s باشد، به دست آورید.

آب $9/1 \text{ m}$ ، آب 0.105 m ، آب $2/5 \text{ m}$: جواب

ب- ارتفاع آب مورد نیاز در مخزن برای نگهداشتن این نرخ جریان را به دست آورند.

جواب $2/6 \text{ m}$

۹-۱۱-۱۳ طی یک آزمایش انجام شده برای یک پمپ آب کوچک در کارخانه ای، حداکثر نرخ جریان آب (قبل از این که فشار در ورودی پمپ به حداقل خود برسد برابر 5 kg/s می باشد و پمپ به یک لوله مکش به قطر 0.1 m و طول 3 متر ، متصل است. ضریب اصطکاک 0.1 و ارتفاع عمودی از سطح آب در مخزن تا پمپ، برابر 2 m می باشد. پیشنهاد میشود که از پمپ در

یک تأسیسات با شرایط جوی مشابه استفاده شود، در حالی که طول لوله مکش: برابر m ۵۰، با همان قطر و ضریب اصطکاک و با همان ارتفاع و روی پمپ از سطح آب مخزن باشد.

الف - حداکثر نرخ جرمی جریان آب را که در این حالت می تواند (با توجه به محدودیت فشار در کارخانه) انتقال یابد، محاسبه کنید. از افت های کوچک صرف نظر شود و چگالی آب را 1000 kg/m^3 در نظر بگیرید.

جواب: $1/74 \text{ kg/s}$

ب - اگر پمپ همان نرخ جریان را در مکان جدید خود در کارخانه، حفظ کند، ورودی پمپ نسبت به سطح آب در مخزن باید کجا قرار بگیرد؟

(زیر سطح آب مخزن) m ۱/۹: جواب

۱۰-۱۱-۱۳ آب از طریق یک لوله به طول ۶۰ متر از یک مخزن به جو تخلیه می شود. ۱۵ متر اول لوله دارای قطر 50 mm و ضریب اصطکاک 0.005 است و بقیه لوله 75 mm قطر و دارای ضریب اصطکاک 0.01 می باشد. اختلاف در سطح بین آب در مخزن و تخلیه در خروجی لوله را وقتی نرخ جریان 3 kg/s باشد، به دست آورید. افت های فرعی (کوچک را)، که به علت ورودی تیز به لوله و بزرگ شدن ناگهانی قطر ایجاد می شود، در نظر بگیرید.

جواب: m ۱/۴۴

۱۱-۱۱-۱۳ یک مخزن، شامل آب است، که در ارتفاع ۶۰ متری از مخزن دیگری، قرار دارد. هر دو مخزن به وسیله یک خط لوله به هم متصل شده اند. ۵۰۰۰ متر از طول اولیه خط لوله، قطری برابر 500 mm دارد. بعد از آن انشعاب در لوله وجود دارد، که دو لوله مشابه، هر یک با قطر 250 mm و طول 5000 m ، متصل به مخزن پایینی می باشد. اگر ضریب اصطکاک تمام لوله، برابر 0.01 باشد. حداکثر دبی ممکنه را از مخزن بالایی به مخزن پایین، به دست آورید. از افت های فرعی صرف نظر شود.

جواب: m^3/s ۰/۱۱

۱۲-۱۱-۱۳ مخزن آبی در ارتفاع ۱۰ متری از مخزن دیگری قرار دارد. این دو مخزن به وسیله یک خط لوله، به طول 750 m و قطر 500 mm به یکدیگر متصل هستند. برای ایجاد محوطه بین دو مخزن لازم است که، در فاصله ۳۰۰ متری از مخزن بالایی، آب در خط لوله در ارتفاع

۴ متری از سطح آب مخزن قرار گیرد. اگر ضریب اصطکاک لوله ۰/۰۱ باشد، فشار (قرائت شده از فشار سنج) آب را در بالاترین نقطه از خود لوله، به دست آورید. از افتهای فرعی صرف نظر شود.

جواب: 434 kPa -

۱۳-۱۱-۱۳ آب با چگالی 1000 kg/m^3 و لزجت دینامیکی 10^{-3} kg/m.s ، در دو لوله موازی جریان دارد. هر دو لوله دارای قطر یک متر و طولهای مساوی هستند؛ اما یک لوله، صاف و دیگری زیر (اندازه زیری $K=0.5 \text{ mm}$) می باشد. ضریب اصطکاک در لوله صاف به وسیله معادله Blasius، و ضریب اصطکاک، در لوله زیر، با استفاده از (رابطه زیر) داده شده است:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 4 \log_{10} \left(\frac{D}{2 \times K} \right) + 3.48$$

اگر جریان کل، در لوله ها برابر $37/9 \text{ kg/s}$ باشد، سرعت آب در هر لوله را با روش سعی و خطا، به دست آورید.

جواب: 0.19 m/s ، 0.2 m/s

۱۴-۱۱-۱۳ یک نیروگاه هیدرولیکی توان مورد نیاز یک کارخانه را در فاصله ۶ کیلومتری آن، تولید می کند. توان تولیدی از طریق سه لوله افقی، هر یک به قطر 125 mm و ضریب اصطکاک ۰/۰۱ بدست می آید. اگر فشار ورودی برابر 5 MPa و ثابت بماند و اگر چگالی آب 1000 kg/m^3 باشد، موارد زیر را به دست آورید:

الف - فشار انتقالی، اگر افت ارتفاع بر اثر اصطکاک ۱۰٪ ارتفاع تولیدی در مرکز نیروگاه باشد؛

جواب: $4/5 \text{ MPa}$

ب - افزایش فشاری را، که در نیروگاه برای تولید همان مقدار فشار انتقالی، مورد نیاز است، به دست آورید، در این حال یکی از لوله ها خراب است و کل نرخ جریان آب ثابت می باشد.

جواب: $5/62 \text{ MPa}$

ضمائم

ضمیمه ۱ - فرمول ها

فصل دوم - خواص گرما - سیالات

۲-۱ فشار مطلق یک سیال ، برابر با جمع فشار مانومتری آن و فشار محلی جو است .

$$\text{فشار مطلق} = p_{ga} + p_{atm}$$

۲-۳ فشار کل یک سیال ، برابر جمع فشارهای ساکن و جنبشی آن است .

$$p_o = p + \frac{1}{2} \rho C^2$$

۲-۸ تغییر فشار نسبت به ارتفاع عمودی در یک سیال ، برابر است با :

$$p_r - p_s = \rho g(z_s - z_r)$$

۲-۱۳ تنش برشی یک سیال نیوتنی در جریان ، برابر با حاصل ضرب لزجت جنبشی و شیب سرعت آن در محدوده معینی است .

$$\tau = \mu \frac{dC}{dz}$$

۲-۱۴ لزجت سینماتیکی یک سیال ، برابر با لزجت جنبشی آن تقسیم بر چگالی است .

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

۲-۱۵ عدد رینولدز یک سیال در یک لوله ، برابر با حاصل ضرب چگالی آن در سرعت و قطر لوله تقسیم بر لزجت جنبشی می باشد .

$$Re = \frac{\rho CD}{\mu}$$

۲-۱۷ تنش برشی یک سیال آرام نیوتنی در یک جریان ، برابر با حاصل ضرب لزجت جنبشی آن در شیب سرعت است .

$$\tau = \mu \frac{dC}{dz}$$

۲-۱۸ تنش برشی یک سیال ؛ جریان مغشوش نیوتنی ، برابر با حاصل ضرب لزجت گردابه ای آن در شیب سرعت است .

$$\tau = \epsilon \frac{dc}{dz}$$

۲-۱۹ ضریب اصطکاک ، برابر است با نسبت تنش برشی به فشار جنبشی سیال .

$$f = \frac{\tau}{0.5 \rho C^2}$$

فصل سوم : کار و گرما در یک سیستم گرمایی

۳-۱ کار منتقل شده به یک سیال یا از آن ، در یک فرآیند بدون برگشت پذیر ، برابر با جمع جزئی حاصل ضرب فشار آن در حجم ، بین دو حالت است .

$$W_{12} = m w_{12} = - \int_1^2 p dv = - \int_1^2 p dv$$

۳-۲ گرمای منتقل شده به سیال یا از آن ، در یک فرآیند بدون برگشت پذیر ، با جمع جزئی حاصل ضرب دمای آن در آنتروپی ، بین دو حالت است .

$$Q_{12} = m q_{12} = \int_1^2 m T ds = \int_1^2 T ds$$

فصل چهارم : قانون اول ترمودینامیک

۴-۱ جمع کار خالص داده شده به محیط و گرمای خالص گرفته شده از محیط ، زمانی که یک سیستم بسته چرخه‌ای را تکمیل می کند ، برابر صفر است .

$$\Sigma(Q)_{cyc} + \Sigma(W)_{cyc} = 0$$

۴-۲ توان خروجی ترمز در یک موتور - اندازه گیری به وسیله یک دینامومتر - برابر با حاصل ضرب گشتاور اعمال شده در سرعت چرخش است

$$\dot{W}_{hp} = -2\pi N_{rev} FL$$

۴-۳ توان کل خروجی یک موتور رفت و برگشتی برابر با حاصل ضرب مساحت فشار سیال در موتور ، در نمودار حجم و تعداد چرخه هایی که تکمیل می کند ، است .

$$\dot{W}_{ip} = -A_p v N_{cyc}$$

توان کلی ورودی یک کمپرسور رفت و برگشتی ، برابر است با: حاصل ضرب نمودار مساحت فشار سیال در کمپرسور در حجم و تعداد چرخه هایی ، که تکمیل می کند :

$$\dot{W}_{ip} = A_p V N_{cyc}$$

۴-۴ توان اصطکاکی یک موتور ، برابر است با : اختلاف بین توان کل و توان ترمز و معمولاً به صورت توان گرمایی بیان می شود:

$$\dot{W}_F = \dot{W}_{ip} - \dot{W}_{hp} = \dot{Q}_F$$

۴-۵ گرمای ویژه یک سیال ، برابر است با : گرمای مورد نیاز برای افزایش واحد جرم به اندازه یک درجه .

$$C = \frac{dQ}{mdT}$$

۴-۶ برای سیالات با گرمای ویژه ثابت ، گرمای انتقال یافته ، برابر است با : حاصل ضرب جرم آن، گرمای ویژه و اختلاف دما .

$$Q_{1,2} = mc(T_2 - T_1)$$

۴-۷ گرمای آزاد شده توسط احتراق یک سوخت ، برابر است با حاصل ضرب جرم و ارزش گرمایی سوخت .

$$Q_{comb} = \{m\}_{fuel} C.V$$

۹-۴ هزینه کارکرد سالانه یک سیستم گرمایی برابر با حاصل ضرب انرژی ورودی در تعداد ساعتی در سال، که سیستم باید برای آن کار کند در هزینه انرژی، می باشد.

$$\$_{ARC} = E N_{hrs} \$_{kWh}$$

فصل پنجم: معادله انرژی برای سیال بدون جریان

۱-۵ رابطه $NFEE$ برای یک سیال، که فرآیند بدون جریانی را بین دو حالت طی می کند، نشان می دهد که جمع خالص انتقال گرما و انتقال خالص کار برابر با: تغییر در انرژی داخلی آن است.

$$Q_{12} + W_{12} = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1)$$

۲-۵ انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در فشار ثابت، بین دو حالت برابر با: حاصل ضرب فشار سیال و تغییر حجم آن می باشد.

$$W_{12} = -p(V_2 - V_1) = -mp(v_2 - v_1)$$

۳-۵ انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، در فشار ثابت بین دو حالت، برابر است با: تغییر در آنتالپی سیال

$$Q_{12} = H_2 - H_1 = m(h_2 - h_1)$$

۴-۵ آنتالپی یک سیال، برابر با جمع انرژی داخلی و حاصل ضرب فشار و حجم آن است.

$$H = mh = U + PV = m(u + Pv)$$

۵-۵ انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر در حجم ثابت بین دو حالت برابر صفر است.

$$W_{12} = 0$$

۶-۵ انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، در حجم ثابت بین دو حالت، برابر با، تغییر در انرژی داخلی سیال است.

$$Q_{12} = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1)$$

۵-۷ انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، در دمای ثابت بین دو حالت، برابر با حاصل ضرب دمای سیال و تغییر در آنتالپی آن است.

$$Q_{12} = T(S_2 - S_1) = mT(s_2 - s_1)$$

۵-۸ انتقال گرما در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، در آنتروپی ثابت بین دو حالت، برابر صفر است.

$$Q_{12} = 0$$

۵-۹ انتقال کار در یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، در آنتروپی ثابت بین دو حالت، برابر با تغییر در انرژی داخلی سیال است.

$$W_{12} = U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1)$$

۵-۱۰ و ۱۱ در یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان، بین دو حالت، رابطه بین فشار سیال و حجم برابر است با:

$$PV^n = P_1V_1^n = P_2V_2^n = \text{ثابت}$$

$$Pv^n = P_1v_1^n = P_2v_2^n = \frac{P_1}{\rho_1^n} = \frac{P_2}{\rho_2^n} = \text{ثابت}$$

۵-۱۲ انتقال گرما در یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان برگشت پذیر، بین دو حالت برابر است با:

$$\dot{W}_{12} = -\frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} = -\frac{m(P_2v_2 - P_1v_1)}{1-n}$$

۵-۱۳ انتقال کار در یک فرآیند پلی تروپیک بدون جریان برگشت پذیر، بین دو حالت، زمانی که نمای انبساط یا تراکم $n=1$ باشد، برابر است با:

$$W_{12} = -P_1V_1 \ln V_2/V_1 = -mP_1v_1 \ln v_2/v_1$$

۵-۱۴ گرمای ویژه در فشار ثابت، برای یک سیال تحت یک فرآیند بدون جریان در فشار ثابت، بین دو حالت متناسب با نرخ تغییر آنتالپی سیال با دماست.

$$c_p = \frac{(dH)_p}{(mdT)_p}$$

۵-۱۵ گرمای ویژه در حجم ثابت برای یک سیال تحت یک فرآیند بدون جریان، در حجم ثابت بین دو حالت، متناسب با نرخ تغییر در انرژی داخلی سیال با دماست.

$$C_v = \frac{(dU)_v}{(mdT)_v}$$

۵-۱۶ برای یک سیال با گرمای ویژه ثابت، در فشار ثابت، تحت یک فرآیند فشار ثابت بین دو حالت، تغییر در آنتالپی سیال برابر با حاصل ضرب جرم آن، گرمای ویژه آن در فشار ثابت و اختلاف دمای آن است.

$$(H_2 - H_1)_p = (mc_p(T_2 - T_1))_p$$

۵-۱۷ برای یک سیال، با گرمای ویژه ثابت در حجم ثابت، تحت یک فرآیند در حجم ثابت بین دو حالت، تغییر در انرژی داخلی سیال برابر با حاصل ضرب جرم آن در گرمای ویژه آن در حجم ثابت و اختلاف دمای آن است.

$$(U_2 - U_1)_v = (mc_v(T_2 - T_1))_v$$

فصل ششم: سیال به صورت یک گاز کامل

۶-۱ و ۲ معادله حالت رابطه ای بین فشار، حجم و دمای یک گاز کامل است.

$$\frac{PV}{mT} = P\dot{V}/\dot{m}T = \frac{Pv}{T} = P/\rho T = \text{ثابت} = R$$

$$\frac{P_2 V_2}{m T_2} = \frac{P_1 V_1}{m T_1} = \frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} = \frac{P_2 \dot{V}_2}{\dot{m} T_2} = \frac{P_1 \dot{V}_1}{\dot{m} T_1} = \frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} = \frac{P_1}{\rho_1 T_1}$$

۶-۳ قانون ژول بیان می کند که: انرژی داخلی یک گاز کامل متناسب با دمای آن است.

$$U = \phi(T)$$

۶-۴ برای یک گاز کامل با گرمای ویژه ثابت در حجم ثابت، طی یک فرآیند بین دو حالت، تغییر در انرژی داخلی برابر با حاصل ضرب جرم آن، گرمای ویژه آن در حجم ثابت و اختلاف دمای آن است.

$$U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1)$$

۶-۵ گرمای ویژه در حجم ثابت، برای یک گاز کامل، متناسب با نرخ تغییر در انرژی داخلی با دماست.

$$c_v = \frac{dU}{mdT}$$

۶-۶ آنتالپی یک گاز کامل، متناسب با دمای آن است.

$$H = \phi(T)$$

۶-۷ برای یک گاز کامل با گرمای ویژه ثابت، تحت یک فرآیند بین دو حالت، تغییر در آنتالپی برابر است با حاصل ضرب جرم آن، گرمای ویژه آن در فشار ثابت و اختلاف دمای آن.

$$H_2 - H_1 = mc_p (T_2 - T_1)$$

۶-۸ گرمای ویژه در فشار ثابت، برای یک گاز کامل، متناسب با نرخ تغییر در آنتالپی با دماست.

$$c_p = \frac{dH}{mdT}$$

۶-۹ گرمای ویژه در فشار ثابت، برای یک گاز کامل برابر است با: جمع گرمای ویژه در حجم ثابت و ثابت گاز آن است.

$$c_p = c_v + R$$

۶-۱۰ نسبت گرماهای ویژه برای یک گاز کامل، برابر است با:

$$\gamma = c_p / c_v$$

۶-۱۱ و ۱۲ و ۱۳ تغییر در آنتروپی ویژه یک گاز کامل، تحت یک فرآیند بین دو حالت، برابر است با:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln v_2 / v_1$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln p_2 / p_1$$

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln v_2 / v_1$$

۶-۱۴ برای یک گاز کامل، تحت یک فرآیند بدون جریان برگشت پذیر، در دمای ثابت بین دو حالت، مقدار انتقال گرما از نظر عددی برابر است با مقدار انتقال کار.

$$Q_{12} = -W_{12} = mRT \ln v_2 / v_1$$

۱۶ و ۱۵-۶ برای یک گاز کامل، تحت یک فرآیند برگشت پذیر در آنتروپی ثابت بین دو حالت، رابطه بین فشار و حجم برابر است با:

$$P_1 v_1^\gamma = P_2 v_2^\gamma = \text{ثابت}$$

$$P_1 v_1^\gamma = P_2 v_2^\gamma = \text{ثابت}$$

۶-۱۷ برای یک گاز کامل، تحت یک فرآیند بدون جریان بین دو حالت رابطه بین فشار آن، حجم و دما برابر است با:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{P_1^{n-\gamma/n}}{P_2^{n-\gamma/n}} = \frac{V_1^{n-\gamma/n}}{V_2^{n-\gamma/n}} = \frac{v_1^{n-\gamma/n}}{v_2^{n-\gamma/n}}$$

جایی که برای یک فرآیند در فشار ثابت $n = 0$ ، برای یک فرآیند در حجم ثابت $n = \infty$ ، برای یک فرآیند در دمای ثابت $n = 1$ ، برای یک فرآیند در آنتروپی ثابت $n = \gamma$ و برای یک فرآیند پلی تروپیک نما به صورت n نشان داده می شود.

۶-۱۸ رابطه $NFEE$ برای یک گاز کامل برابر است با:

$$Q_{12} = mc_v(T_2 - T_1) - W_{12}$$

فصل هفتم: سیال به صورت بخار آب / آب

۷-۱ کیفیت بخار یک مخلوط آب اشباع و بخار اشباع تعریف شده از:

$$X = \frac{\text{جرم بخار اشباع}}{\text{جرم مخلوط}}$$

۷-۳ حجم ویژه یک مخلوط از بخار اشباع و آب اشباع برابر است با:

$$V = Xv_g$$

۷-۴ آنتروپی ویژه یک مخلوط، از بخار اشباع و آب اشباع برابر است با:

$$S = XS_g + (1 - X)S_f$$

۷-۵ انرژی داخلی ویژه یک مخلوط، از بخار اشباع و آب اشباع، برابر است با:

$$u = Xu_g + (1 - X)u_f$$

۷-۶ آنتالپی ویژه یک مخلوط، از آب اشباع و بخار اشباع، برابر است با:

$$h = Xh_g + (1 - x)h_f$$

۷-۷ انرژی داخلی ویژه آب غیر اشباع، برابر است با:

$$u = u_f - c_v(T_{fg} - T)$$

۷-۸ آنتالپی ویژه آب غیر اشباع، برابر است با:

$$h = h_f - c_p(T_{fg} - T)$$

فصل هشتم - فرآیندهای با جریان یکنواخت

۴ و ۳ و ۲ و ۱-۸ برای یک فرآیند جریان یکنواخت، بقای جریان جرم، معادله پیوستگی،

برابر است با:

$$\dot{m} = \dot{m}_r = \dot{m} = \text{ثابت}$$

$$\dot{m}_r = \dot{V}_r \rho_r = \dot{m}_r = \dot{V}_r \rho_r = \dot{m} = \text{ثابت}$$

$$\dot{m}_r = \rho_r C_r (A_{xs})_r = \dot{m}_r = \rho_r C_r (A_{xs})_r = \dot{m}$$

$$\dot{m}_r = \frac{C_r (A_{xs})_r}{v_r} = \dot{m}_r = \frac{C_r (A_{xs})_r}{v_r} = \dot{m}$$

۸-۷ و ۸-۸ برای یک فرآیند با جریان یکنواخت، بقای انرژی، $SFEE$ (رابطه) برابر است با:

$$\dot{Q}_{r,r} = \dot{W}_{r,r} = \dot{m}(h_r - h_i) + \dot{m}(C_r^* - C_i^*) + \dot{m}g(z_r - z_i)$$

۸-۹ برای یک دیگ، محفظه احتراق، مبدل گرمایی، چگالنده و تبخیر کننده، (رابطه)

$SFEE$ نشان می دهد، که انتقال گرما برابر با حاصل ضرب دبی جرمی جریان سیال و تغییر در آنتالپی ویژه سیال است.

$$\dot{Q}_{r,r} = \dot{m}(h_r - h_i)$$

۸-۱۰ زمانی که سیال در یک دیگ، محفظه احتراق، مبدل گرمایی، چگالنده یا تبخیر کننده

یک گاز کامل باشد، رابطه $SFEE$ برابر است با:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1)$$

۸-۱۱ برای یک شیپوره، یا پخش کن، رابطه $SFEE$ نشان می دهد، که مجموع تغییر آنتالپی ویژه و تغییر انرژی جنبشی برای یک دبی معین، برابر صفر است:

$$0 = (h_2 - h_1) + 0.5(C_2^2 - C_1^2)$$

۸-۱۲ راندمان یک شیپوره، برابر است با نسبت انرژی جنبشی واقعی سیال در خروجی به انرژی جنبشی، که سیال در یک فرآیند آیزونتروپیکی می توانست داشته باشد.

$$\eta_N = \frac{C_{act}^2}{C_{isen}^2}$$

۸-۱۳ بازده یک پخش کن، برابر با نسبت افزایش فشار واقعی سیال به افزایش فشار آیزونتروپیکی آن است.

$$\eta_{diff} = \frac{(p_2 - p_1)_{act}}{(p_2 - p_1)_{isen}}$$

۸-۱۴ وقتی یک سیال در یک شیپوره یا پخش کن، یک گاز کامل باشد، رابطه $SFEE$ برابر می شود با:

$$0 = c_p (T_2 - T_1) + 0.5(C_2^2 - C_1^2)$$

۸-۱۵ برای یک توربین چرخشی یا کمپرسور، رابطه $SFEE$ نشان می دهد که انتقال گرما برابر با حاصل ضرب دبی جرمی جریان سیال و تغییر در آنتالپی ویژه سیال است:

$$\dot{W}_{12} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

۸-۱۶ بازده یک توربین چرخشی برابر است با نسبت کار واقعی خروجی به کار خروجی، اگر سیال فرآیند آیزونتروپیک را طی کند و از رابطه زیر به دست آید:

$$\eta_T = \frac{(\dot{W}_{12})_{act}}{(\dot{W}_{12})_{isen}} = \frac{(h_2 - h_1)_{act}}{(h_2 - h_1)_{isen}}$$

۸-۱۷ بازده یک کمپرسور چرخشی برابر است با نسبت کار ورودی مورد نیاز اگر سیال یک فرآیند آیزونتروپیک را طی کند، به کار ورودی واقعی مورد نیاز:

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_{12})_{isen}}{(\dot{W}_{12})_{act}} = \frac{(h_2 - h_1)_{isen}}{(h_2 - h_1)_{act}}$$

۸-۱۸ وقتی سیال در یک توربین چرخشی یا کمپرسور، یک گاز کامل باشد، رابطه $SFEE$ برابر می شود با:

$$\dot{W}_{\text{ش}} = \dot{m} c_p (T_v - T_s)$$

۸-۱۹ برای یک درجه انبساط، $SFEE$ نشان می دهد که آنتالپی ویژه سیال ثابت می ماند:

$$0 = h_v - h_s$$

۸-۲۰ وقتی سیال در یک درجه انبساط، یک گاز کامل است، $SFEE$ نشان می دهد که دما ثابت می ماند:

$$0 = T_v - T_s$$

۸-۲۱ برای یک محفظه مخلوط، $SFEE$ نشان می دهد که آنتالپهای وابسته به جرم یک مخلوط، برابر با مجموع مشتقات آنتالپهای وابسته به جرم قبل از مخلوط است:

$$\dot{m}_v h_v = (\dot{m}_s h_s) A + (\dot{m}_B h_B) B$$

۸-۲۲ وقتی سیالات در یک فرآیند مخلوط، گاز کامل باشند، $SFEE$ برابر می شود با:

$$\dot{m}_v (c_p)_v T_v = (\dot{m}_s (c_p)_s T_s) A + (\dot{m}_B (c_p)_B T_B) B$$

۸-۲۳ $SFEE$ برای یک سیال ایده آل، برابر با رابطه برنولی می شود:

$$P_v v_v + \cdot / \Delta C_v + g z_v = P_s v_s + \cdot / \Delta C_s + g z_s$$

۸-۲۴ رابطه بین دمای ساکن و کل یک گاز کامل، برابر است با:

$$T + \frac{\cdot / \Delta C}{c_p} = \text{ثابت} = T_0$$

فصل نهم: اثرات حرکت یک سیال

۹-۱ در جریان آرام، طول ورودی در یک لوله متناسب با حاصل ضرب عدد رینولدز سیال و قطر لوله است:

$$EL = \cdot / \cdot 65 \text{ Re } D$$

۹-۲ ضخامت یک لایه مرزی آرام، زمانی که سیال از روی یک صفحه مسطح عبور می کند، تابعی از فاصله پایین صفحه و عدد رینولدز سیال در آن فاصله می باشد. یک رابطه نمونه برابر است با:

$$\delta = \frac{5/48x}{Re^{1/5}}$$

۹-۳ ضخامت یک لایه مرزی مغشوش، وقتی سیالی از روی صفحه مسطحی می گذرد، تابعی از فاصله پایین صفحه و عدد رینولدز سیال در آن فاصله است. یک رابطه نمونه برابر می شود با:

$$\delta = \frac{0.37x}{Re^{1/4}}$$

۹-۴ نمودار سرعت در یک لایه مرزی آرام زمانی که از روی یک سطح مسطح می گذرد، تابعی از فاصله بالای صفحه و ضخامت لایه مرزی است، یک رابطه نمونه برابر می شود با:

$$\frac{c}{c_{FS}} = \frac{yz}{\delta} - \frac{z^2}{\delta^2}$$

۹-۵ نمودار سرعت در یک لایه مرزی مغشوش، وقتی از روی یک سطح مسطح می گذرد، تابعی از فاصله بالای صفحه و ضخامت لایه مرزی می باشد، یک رابطه نمونه برابر است با:

$$\frac{C}{C_{FS}} = \frac{Z^{1/4}}{\delta^{1/4}}$$

۹-۶ نیروی اصطکاک تولید شده بر روی صفحه وقتی سیال بر روی آن جریان دارد، برابر جمع حاصل ضرب تنش برشی تولید شده در صفحه و مساحت سطح صفحه ای می باشد، که سیال با آن در تماس است:

$$F_f = b \int \tau_s dx$$

۹-۷ ضریب اصطکاک، برای جریان مغشوش بر روی یک صفحه مسطح، متناسب با عدد رینولدز سیال است، یک عبارت نمونه برابر می شود:

$$f = \frac{0.058}{Re^{1/4}}$$

۹-۸ ضریب پسا برای سیال بر روی یک جسم برابر است با نسبت نیروی اعمال شده توسط سیال، در جهت حرکت سیال بر واحد سطح به فشار جنبشی:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho A C^2}$$

۹-۹ ضریب برای برای حرکت سیال بر روی یک جسم، برابر با نسبت نیروی اعمال شده توسط سیال در جهت عمود بر حرکت سیال بر واحد سطح به فشار جنبشی است.

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho A C^2}$$

۹-۱۱ نرخ نظری جرمی جریان یک سیال در یک لوله، که از لوله با سطح مقطع متغیر می‌گذرد؛ در نتیجه تغییر در فشار سیال ایجاد می‌شود، برابر است با:

$$\dot{m}_{theor} = \frac{\rho_1 (A_{x1})_1 \left(2g \left((p_1 / \rho_1 g) - (p_2 / \rho_2 g) + (z_1 - z_2) \right) \right)^{1/2}}{\left(\left(\rho_1 (A_{x1})_1 / (\rho_2 (A_{x2})_2)^2 - 1 \right)^{1/2} \right)}$$

۹-۱۳ نرخ واقعی جرمی جریان یک سیال در یک لوله، که از یک مقطع متغیر می‌گذرد، و در نتیجه تغییر فشار در سیال ایجاد می‌کند، برابر با حاصل ضرب نظری نرخ جرمی جریان و ضریب تخلیه است:

$$\dot{m}_{act} = C_d \dot{m}_{theor}$$

۹-۱۴ سرعت یک سیال را می‌توان از اطلاعات مربوط به فشارهای ساکن و کل آن و با استفاده از معادله برنولی، به دست آورد:

$$C = \frac{(2(p_0 - p))^{1/2}}{\rho^{1/2}}$$

فصل دهم: معادله اندازه حرکت جریان پایدار

۳ و ۲ و ۱-۱۰ نیروی اندازه حرکت به علت جریان سیال در یک جهت داده شده، برابر با حاصل ضرب نرخ جرمی جریان و تغییر سرعت آن در همان جهت است:

$$F_m(x,y,z) = (\dot{m}(C_1 - C_2))_{(x,y,z)}$$

۶ و ۵ و ۴-۱۰ نیروی فشاری به علت جریان سیال در یک جهت داده شده، برابر است با: جمع حاصل ضرب فشارهای سیال در آن جهت و سطح مقطعی که در آن عمل می‌کند:

$$F_P(x,y,z) = \Sigma(PA_{xs})_{(x,y,z)}$$

۹ و ۸ و ۱۰- نیروی جسم به علت جریان سیال در یک جهت مشخص، برابر با حاصل ضرب جرم سیال و شتاب جاذبه در آن جهت است.

$$F_H(x,y,z) = (mg)_{(x,y,z)}$$

۱۲ و ۱۱ و ۱۰-۱۰ نیروی کل در یک جهت مشخص به علت جریان سیال، برابر با جمع اندازه حرکت، فشار و نیروهای وارد بر جسم در آن جهت است.

$$F_{(x,y,z)} = (F_m + F_p + F_B)_{(x,y,z)}$$

۱۳-۱۰ نیروی کل، که به سبب جریان سیال ایجاد می شود، برابر با ریشه دوم جمع توان دوم نیروها در جهات x و y و z است.

$$F = (F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)^{1/2}$$

فصل یازدهم: کاربرد معادله انرژی جریان یکنواخت در جریان لوله

۲-۱۱ SFEE، تغییر یافته شده برای جریان سیال در یک لوله، برابر است با:

$$\frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{0.5 C_1^2}{g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{0.5 C_2^2}{g} + z_2 + z_F - \frac{\dot{W}_{12}}{mg}$$

۵-۱۱ نمودار سرعت جریان آرام در یک سیال غیر قابل تراکم در یک لوله، برابر است با:

$$C = \frac{-0.125(0.125 D^2 - r^2) dp}{\mu dx}$$

۶-۱۱ سرعتهای متوسط و حداکثر جریان آرام در یک سیال غیر قابل تراکم در لوله، تابعی از قطر لوله، شیب فشار در جهت حرکت سیال و لزجت جنبشی سیال است.

$$C_{mean} = \frac{-D^2 dp}{32 \mu dx} = 0.5 C_{max}$$

۸-۱۱ افت ارتفاع (ستون بالغ) به علت اصطکاک به وسیله جریان سیال غیر قابل تراکم در یک لوله برابر است با:

$$z_F = \frac{-dp}{\rho g} = \frac{4 f L C^2}{D^2 g}$$

۹-۱۱ ضریب اصطکاک برای یک سیال غیر قابل تراکم در جریان آرام از یک لوله، متناسب با عکس عدد رینولدز سیال است.

$$f = \frac{16}{Re}$$

۱۰-۱۱ ضریب اصطکاک برای یک سیال غیر قابل تراکم در جریان مغشوش در یک لوله، تابعی از عدد رینولدز و زبری سطح لوله است؛ یک رابطه نمونه برای یک لوله صاف برابر است با:

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}}$$

۱۲-۱۱ افت ارتفاع (ستون آب) به علت اصطکاک توسط جریان سیال از یک لوله، برابر جمع افت ارتفاع (ستون آب) به علت اصطکاک لوله و افتهای فرعی (موضعی) در زانوها و ... است:

$$z_F + z_{FM} = \frac{f L C^*}{D 2g} + \frac{k_F m C^*}{2g}$$

۱۳-۱۱ طول معادل لوله، که سبب تقلیل فشار مساوی در سیال می شود (از اتصالات جزئی صرف نظر شود) برابر است:

$$LEQ = \frac{k_{fm} D}{f}$$

فصل دوازدهم: قانون دوم ترمودینامیک

۱۲-۱ بازده کلی گرمایی یک موتور گرمایی برابر است با نسبت کار خروجی خالص به گرمای داده شده (به سیستم):

$$\eta = \frac{-\Sigma(W)_{cyc}}{Q_{supp}} = 1 + \frac{Q_{rej}}{Q_{supp}}$$

۵-۱۲ بازده کلی گرمایی یک موتور گرمایی برگشت پذیر، توسط نسبت دما منبع گرمایی و منبع تخلیه، برابر است با:

$$\eta_{rev} = \frac{T_{source} - T_{sink}}{T_{source}}$$

۱۲-۶ نابرابری کلاسیکوس، بیان می کند که: به هر گونه ای که یک سیستم، چرخه ای را طی کند $\Sigma(dQ/T)_{cyc}$ ، برابر صفر است، اگر، چرخه برگشت پذیر باشد و منفی، و غیر بازگشت پذیر:

$$\Sigma(dQ/T)_{cyc} \leq 0$$

۱۲-۷ تغییر در آنتروپی یک سیال زمانی که حالت آن تغییر می کند، برابر با جمع تغییرات در انتقال گرما طی فرآیند، تقسیم بر دمای سیال است:

$$S_f - S_i = \int_i^f dQ/T$$

ضمیمه ۲ - فهرست علائم

علائم انگلیسی

مساحت، m^2	A
مساحت سیال در نمودار فشار - حجم، m^3	A_{pV}
مساحت سطح، m^2	A_s
سطح مقطع، m^2	A_{xs}
نقطه مرگ پایین	BDC
پهنا، m	b
سرعت m/s ، ضریب	C
گرمای ویژه سیال، $J/kg K$	c
ضریب پسا	C_D
ضریب تخلیه	C_d
سرعت سیال در پایین دست جریان، m/s	C_{DN}
سرعت جریان آزاد سیال، m/s	C_{FS}
ضریب برا	C_L
سرعت بیشینه (حداکثر) سیال، m/s	C_{max}

سرعت متوسط سیال، m/s	C_{mean}
سرعت سطح، m/s	C_s
سرعت سیال در بالادست جریان، m/s	C_U
گرمای ویژه سیال در فشار ثابت $J/kg\ K$	c_p
گرمای ویژه سیال در حجم ثابت $J/kg\ K$	c_v
ضریب عملکرد	COP
ضریب عملکرد پمپ گرمایی	COP_{hp}
ضریب عملکرد یخچال	COP_{fridge}
ارزش کالری سوخت J/kg	CV
قطر، m	D
تغییر بسیار اندک	d
انتقال انرژی، kW	E
انتقال انرژی سیال به سبب اصطکاک، W	E_f
طول ورودی سیال به لوله، m	E_L
نیرو، N	F
نیروی وزن سیال، N	F_B
نیروی پسای وارد بر جسم، N	F_D
نیروی اصطکاک، N	F_F
نیروی لختی سیال، N	$F_{inertia}$
نیروی برآ، N	F_L
نیرو به علت نرخ تغییر اندازه حرکت سیال، N	F_M
نیرو به علت تغییر فشار در سیال، N	F_p
نیروی لزجت سیال، N	$F_{viscous}$
ضریب اصطکاک	f
شتاب ثقل، m/s^2	g

آنتالپی سیال، J	H
آنتالپی ویژه، J/kg	h
انرژی جنبشی، J یا W	KE
ارتفاع زبری سطح لوله، m	k
ضریب افت،	K_{FM}
طول، m	L
سمت چپ	LHS
طول معادله لوله، m	L_{EQ}
جرم سیال، kg	m
نرخ دبی جرمی سیال، kg/s	\dot{m}
وزن ملکولی	MW
معادله انرژی در فرآیند غیر جریانی	$NFEE$
تعداد	N
دماها و فشارهای معمول	NTP
تعداد چرخه در ثانیه، $\frac{cycles}{s}$	N_{cyc}
تعداد ساعات در سال، $hours/yr$	N_{hrs}
تعداد دوران در ثانیه، rev/s	N_{rev}
نمای انبساط / تراکم	n
انرژی پتانسیل، J یا W	PE
فشار ایستایی سیال، P_a	P
فشار جو، P_a	P_{atm}
فشار دینامیکی سیال، P_a	P_{dyn}
فشار نسبی سیال، P_a	P_{ga}
فشار کل یک سیال، P_a	P_o

انتقال گرما، J	Q
گرمای آزاد شده بر اثر احتراق سوخت، J	Q_{comb}
انتقال گرما در ثانیه، W	\dot{Q}
انتقال گرما در چگالنده، W	\dot{Q}_C
گرمای آزاد شده در ثانیه بر اثر احتراق سوخت، W	\dot{Q}_{comb}
انتقال گرمای خنک کننده، W	\dot{Q}_{cool}
انتقال گرمای تبخیر کننده، W	\dot{Q}_{ev}
توان اصطکاک (به شکل انتقال گرما)، W	\dot{Q}_F
گرمای داده شده به سیستم گرمایی، W	\dot{Q}_i
انتقال گرمای داده شده یا گرفته شده از یک ظرف، رابطه مابین منبع سرد و گرما	Q_{int}
گرمای داده شده به یک موتور گرمایی، J	Q_{supp}
گرمای گرفته شده از یک موتور گرمایی، J	Q_{rej}
انتقال گرمای ویژه، J/kg	q
ثابت گاز، $J/kg\ K$	R
سمت راست	RHS
جهت شعاعی	r
ثابت جهانی گاز، $J/kmol\ K$	\bar{R}
عدد رینولدز	Re
معادله انرژی جریان پایدار	$SFEE$
آنتروپی سیال، J/K°	S
آنتروپی ویژه سیال، $J/kg\ K$	s
زمان برگشت ساده، سال (years)	SPP
دما ایستایی سیال، K	T
نقطه مرگ بالا	TDC
دمای منبع واسطه گرمایی، K	T_{int}

دمای کل یک سیال ، K	T_o
دمای منبع سرد ، K	T_{sink}
دمای منبع گرم ، K	T_{source}
گشتاور، N_m	TQ
انرژی داخلی سیال ، J	U
انرژی داخلی ویژه یک سیال ، J/kg	u
حجم سیال ، m^3	V
نرخ دبی جرمی سیال ، m^3/s	\dot{V}
حجم ویژه سیال ، m^3/kg	v
انتقال کار ، J	W
توان ، انتقال کار در ثانیه ، W	\dot{W}
توان آلترناتور ، W	\dot{W}_{alt}
توان ترمز موتور ، W	\dot{W}_{bp}
توان کمپرسور ، W	\dot{W}_C
توان موتور الکتریکی ، W	\dot{W}_{EM}
توان اصطکاک موتور ، W	\dot{W}_F
توان تغذیه پمپ ، W	\dot{W}_{FP}
توان محرک موتور ، W	\dot{W}_{ip}
انتقال کار از توربین ، W	\dot{W}_T
انتقال کار ویژه ، J/kg	w
نسبت خشکی مخلوط بخار آب و مایع اشباع شده	X
جهتهای سه بعدی ، m	z, y, x
ارتفاع عمودی سیال ، m	Z
ارتفاع سیال برای غلبه بر اصطکاک ، m	Z_F
ارتفاع سیال برای غلبه بر افت های جزئی ، m	Z_{FM}

علائم یونانی

ضریب تصحیح انرژی جنبشی	α
ضریب تصحیح اندازه حرکت	β
نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت یک سیال	γ
تغییر کمی (تغییر مقداری)	Δ
ضخامت لایه مرزی ، m	δ
لزجت گردابه ای سیال ، $kg / m.s$	ϵ
لزجت دینامیکی سیال ، $kg / m.s$	μ
لزجت سینماتیکی سیال ، m^2 / s	ν
	π
چگالی سیال ، kg / m^3	ρ
تابعی از	ϕ
زاویه ، درجه	θ
تنش برشی ، Pa	τ
تنش برشی در سطح ، Pa	τ_s
راندمان کلی گرمایی ، %	η
راندمان ایزونتروپیکی کمپرسور ، %	η_c
راندمان ایزونتروپیکی پخش کن ، %	η_{diff}
راندمان انتقال انرژی ، %	η_e
راندمان ایزونتروپیکی شیوره ، %	η_N
راندمان یک چرخه بازگشت پذیر ، %	η_{rev}
راندمان ایزونتروپیکی توربین ، %	η_T

علائم دیگر

لگاریتم	\ln
هزینه، \$	\$
هزینه کارکرد سالیانه، $\frac{\$}{year}$	$\$_{ARC}$
هزینه سوخت یا انرژی مصرفی، $\frac{\$}{kWh}$	$\$_{kWh}$
درصد، %	%
جمع	Σ
جمع در یک چرخه	$\Sigma()_{cyc}$
انتگرال	\int
انتگرال بین حالت ۱ و ۲	\int_1^2
انتگرال بین صفر و L	\int_0^L

یونیس

سیال (هوا)	$\{ \}_{air}$
سیال (محصولات آگزوز ناشی از احتراق)	$\{ \}_{ex}$
سیال (سوخت)	$\{ \}_{fuel}$
سیال (هلیوم)	$\{ \}_{He}$
سیال (جیوه)	$\{ \}_{M}$
سیال (روغن)	$\{ \}_{oil}$
سیال (بخار آب)	$\{ \}_{st}$
سیال (آب)	$\{ \}_{w}$

act	برای حالت واقعی به کار می رود.
Alt	برای آلترناتور بکار می رود.
atm	برای جو به کار می رود.
B	برای نیروی وزن به کار می رود.
bp	برای توان ترمز به کار می رود.
C	برای کمپرسور استفاده می شود.
c	برای چگالنده به کار می رود.
comb	برای سوخت حاصل از احتراق استفاده می شود.
cool	برای خنک کننده به کار می رود.
cyc	برای چرخه استفاده می شود.
D	برای نیرو پسا به کار می رود.
DN	برای پایین دست جریان استفاده می شود.
d	برای ضریب تخلیه به کار می رود.
diff	برای پخش کننده استفاده می شود.
dyn	برای فشار دینامیکی استفاده می شود.
EM	برای موتور الکتریکی استفاده می شود.
EQ	برای طول معادل به کار می رود.
e	برای انتقال انرژی استفاده می شود.
ev	برای تبخیر کننده استفاده می شود.
F	برای اثرات اصطکاک به کار می رود.
FM	برای ضریب افت استفاده می شود.
FS	برای جریان آزاد استفاده می شود.
FP	برای پمپ تغذیه به کار می رود.
f	برای مایع اشباع شده استفاده می شود.
fg	برای مخلوط بخار اشباع شده و مایع اشباع شده استفاده می شود.

برای یخچال به کار می رود	<i>fridge</i>
برای بخار اشباع شده استفاده می شود	<i>g</i>
برای اندازه گیر به کار می رود	<i>ga</i>
برای پمپ گرمایی استفاده می شود	<i>hp</i>
برای شمارش ساعات به کار می رود	<i>hrs</i>
برای نیروی انرسی یک سیال استفاده می شود	<i>inertia</i>
برای گرمای منبع واسطه استفاده می شود	<i>int</i>
برای توان کلی موتور به کار می رود	<i>ip</i>
برای فرآیند برگشت ناپذیر استفاده می شود	<i>irr</i>
برای حالت آیزوتروپی به کار می رود	<i>lsen</i>
برای نیروی برا استفاده می شود	<i>L</i>
برای اندازه حرکت سیال به کار می رود	<i>M</i>
برای حالت پیشینه استفاده می شود	<i>max</i>
برای حالت میانگین استفاده می شود	<i>mean</i>
برای شیپوره به کار می رود	<i>N</i>
برای حالت کلی یا حالت سکون استفاده می شود	<i>o</i>
برای فشار سیال به کار می رود	<i>P</i>
برای سیال در فشار ثابت به کار می رود.	<i>p</i>
برای مساحت سیال در نمودار فشار - حجم به کار می رود.	<i>pV</i>
برای فرآیند برگشت پذیر استفاده می شود.	<i>r</i>
برای گرمای برگشتی استفاده می شود.	<i>rej</i>
برای سطح جامد استفاده می شود.	<i>s</i>
برای منبع داغ گرمایی به کار می رود.	<i>Sink</i>
برای منبع سرد گرمایی به کار می رود.	<i>Source</i>
برای گرمای تغذیه شده به کار می رود.	<i>Supp</i>

برای توربین استفاده می شود .	T
برای حالات تئوری استفاده می شود .	<i>theor</i>
برای حالات بالادست جریان به کار می رود .	U
برای سیال با حجم ثابت استفاده می شود .	v
برای نیروی لزجت سیال به کار می رود .	<i>Viscous</i>
برای فرآیند X و Y و Z استفاده می شود .	X, Y, Z
برای جهات x و y و z به کار می رود .	x, y, z
برای سطح مقطع به کار می رود .	xs
برای حالت ۱ و ۲ و ۳ استفاده می شود	$۱, ۲, ۳, etc$
برای انتقال کار یا انتقال گرما بین حالت ۱ و ۲ و ۳ و ۴ و غیره به کار می رود .	$۱۲, ۲۳, etc$
برای سیال A یا سیال B به کار می رود	A, B

علائم قراردادی

$Q_v, W_v, (V_v - V_i)$	انتگرال
dQ, dW, dV	مشتق

- Bayley, F. J. (1958) *An Introduction to Fluid Dynamics* George Allen and Unwin.
- Boxer, G. (1970) *Engineering Thermodynamics, Theory, Worked Examples and Problems* Macmillan.
- Burghardt, M. D. (1982) *Engineering Thermodynamics with Applications* 2nd edn, Harper and Row.
- Carnot, S. N. L. (1824) *Reflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres a developper cette puissance* Bachelier (translation: Thurston, R. H., A. S. M. E., 1943).
- Cengel, Y. A. and Boles, M. A. (1989) *Thermodynamics, An Engineering Approach* McGraw-Hill.
- Clausius, R. (1879) *The Mechanical Theory of Heat* Macmillan.
- Crvalho, E. G. and Smith, J. L. (1981) *Engineering Thermodynamics* Pitman.
- Douglas, J. F. (1986) *Solution of Problems in Fluid Mechanics* Longman.
- Douglas, J. F., Gasiorek, J. M. and Swaffield, J. A. (1985) *Fluid Mechanics*, 2nd edn, Pitman.
- Duncan, W. J., Thom, A. S. and Young, A. D. (1975) *Mechanics of Fluids*, 2nd edn, Edward Arnold.
- Eastop, T. D. and Croft, D. R. (1990) *Energy Efficiency for Engineers and Technologists* Longman.
- Eastop, T. D. and McConkey, A. (1993) *Applied Thermodynamics for Engineering Technologists* 5th edn, Longman.
- Fellinger, R. C. and Cook, W. J. (1985) *Introduction to Engineering Thermodynamics* Wm C. Brown.
- Francis, J. R. D. (1975) *Fluid Mechanics for Engineering Students* 4th edn, Edward Arnold.
- Holman, J. P. (1980) *Thermodynamics* 3rd edn, McGraw-Hill.
- Joel, R. (1971) *Basic Engineering Thermodynamics* 3rd edn, Longman.
- Keenan, J. H. (1956) *Thermodynamics* Wiley.
- Kinsky, R. (1989) *Heat Engineering* 3rd edn, McGraw-Hill.
- Kinsky, R. (1982) *Applied Fluid Mechanics* McGraw-Hill.
- Massey, B. S. (1983) *Mechanics of Fluids* 5th edn, Van Nostrand Reinhold.
- Moody, L. F. (1944) Friction factors for pipe flows. *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.* **66**, 671-84.
- Moran, M. J. and Shapiro, H. N. (1993) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* 2nd edn, Wiley.
- Nikuradse, J. (1933) Strömungsgesetze in rauhen Röhren. *VDI-Forschungsh.*, **361**, 1-22.
- Pefley, R. K. and Murray, R. I. (1966) *Thermofluid Mechanics* McGraw-Hill.
- Reynolds, A. J. (1971) *Thermofluid Dynamics* Wiley.
- Reynolds, O. (1883) An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and the law of the resistance in parallel channels. *Phil. Trans. R. Soc.*, **174**, 935-82.
- Rogers, G. F. C. and Mayhew, Y. R. (1988) *Thermodynamic and Transport Properties of Fluids* 4th edn, Basil Blackwell.
- Rogers, G. F. C. and Mayhew, Y. R. (1992) *Engineering Thermodynamics, Work and Heat Transfer* 3rd edn, Longman.

- Schmidt, F. W., Henderson, R. E. and Wolgemuth, C. H. (1993) *Introduction to Thermal Sciences* 2nd edn, Wiley.
- Spalding, D. B. and Cole, E. H. (1966) *Engineering Thermodynamics* 2nd edn, McGraw-Hill.
- Wark, K. (1971) *Thermodynamics* 2nd edn, McGraw-Hill.
- Van Wylen, G. A. and Sonntag, R. E. (1985) *Fundamentals of Classical Thermodynamics* 3rd edn, Wiley.



FERDOWSI UNIVERSITY OF MASHHAD

Publication No. 342

Thermofluids

***An Integrated Approach to Thermodynamics and
Fluid Mechanics Principles***

C. MARQUAND

D. CROFT

Translated by
A . KIANIFAR

FERDOWSI UNIVERSITY PRESS
2002