راهنمای جامع پمپ های آب

بخش اول: تاریخچه مکانیزم پمپ

بخش دوم: مبانی هیدرولیک

بخش سوم: طبقه بندی پمپ ها

بخش چهارم: پمپ های سانتریفیوژی

بخش پنجم: اجزای یک واحد پمپاژکننده

بخش ششم: محاسبات

بخش هفتم: کاویتاسیون

بخش هشتم: تست پمپ

بخش نهم: راهنمای خرید و انتخاب پمپ

بخش دهم: ضمایم

بخش اول : تاریخچه مکانیزم پمپ
۱-۱ تاریخچه مکانیزم پمپ (History Of Pumping Mechanism)
۱-۱-۱ شادوف(Shaduf)
۱-۱-۲ ساکیا (Sakia)
۱-۱-۳ نوریا (Noria)
۱-۱-۴ پیچ ارشمیدس (Arashmidos screw)
۱-۱-۵ ساختار پیچ ارشمیدس (Arashmidos Screw Structure)
۱-۱-۶ تحول پمپ ها در عصر جدید (Evolution of pumps in modern era)

بخش دوم : مبانی هیدرولیک (Basics of hydraulics)

۲-۱ معرفی سیستم های پمپاژ (Introduction of pumping system)

۲-۲ سه شکل انرژی (Three forms of energy)
۲-۲-۱ رابطه بین ارتفاع ،فشار ، سرعت دریک سیال (Relation between height , pressure, velocity in fluid)
۲-۲-۲ رابطه بین فشار ، ارتفاع و سرعت (Relation between pressure, height & velocity)
۲-۲-۳ رابطه بین فشار و ارتفاع (Relation between pressure & height)
۲-۲-۴ رابطه بین فشار و سرعت(Relation between pressure & velocity)

۲-۳ تفاوت بین فشار و هد (The difference between pressure & head)

۲-۴ سیستم های سیال (Fluid system)
۲-۴-۱ نیروی رانشگر سیستم سیال (Driverinput for fluid system)

۲-۵ مؤلفه های هد کل(The components of total head)
۲-۵-۱ اصطکاک (Friction)
۲-۵-۲ تجهیزات (Equipment)
۲-۵-۳ سرعت (Velocity)
۲-۵-۴ ارتفاع(Height)

۲-۶ مخازن تحت فشار (Pressure vessels)

۲-۷ فشار منفی (Negative pressure)

۲-۸ عملکرد سیفون(Siphon)
۲-۹ وزن مخصوص (Special weight)

بخش سوم : طبقه بندی پمپ ها (Definition of pump)

۳-۱ پمپ های جابجایی مثبت (Positive Displacement Pumps)

۳-۱-۱ پمپهای پیستونیو پلانچری(Piston & plan chary pumps)
۳-۱-۲ پمپ های دیا فراگمی(Diaphragm pumps)
۳-۱-۳ پمپ های دنده ای(Gear pumps)
۳-۱-۴ پمپ های لوبیایی(Lobe pumps)
۳-۱-۵ پمپ پیچی (Screw pump)
۳-۱-۶ پمپ های پره ای (Vane Pump)

۳-۲ پمپ های جنبشی : سانتریوفوژی و جانبی (Kinetic pumps)
۳-۲-۱ سانتریوفوژی جریان محور(Axial flow centrifugal pump)
۳-۲-۱-۱ خصوصیات برجسته پمپهای سانتریوفوژی (Important features of centrifugal pumps)
۳-۲-۲ پمپ های جانبی (regenerative pumps)
۳-۲-۲-۱ مقایسه ای بین پمپ های جنبشی و جابجایی (Comparison between displacement & kinetic pumps)

۳-۳ پمپ های الکترو مغناطیسی(pumps Electromagnetic)

۳-۴ انواع دیگر پمپ ها(Other types of pumps)
۳-۴-۱ پمپ های ناقل خمیر مواد معدنی(mineral Pulp carrier pumps)
۳-۴-۲ پمپ های آبکشی(Rinse pumps)
۳-۴-۳ پمپ های آبیاری(Irrigation pumps)
۳-۴-۴ پمپ های کارواش (Carwash pumps)

بخش چهارم : پمپ های سانتریوفوژ Centrifugal pumps

۴-۱ ساختار پمپ های سانتریفوژ (Structure of centrifugal pumps)

۴-۲ انواع پمپ های سانتریفوژ(Types of centrifugal pumps)
۴-۲-۱ تقسیم براساس جهت محور پمپ (Divided according to the pump shaft)
۴-۲-۲ تقسیم براساس جهت فلنج مکش (Divided according to the suction flange)
۴-۲-۳ تقسیم براساس برش محفظه(Divided according cutting chamber)
۴-۲-۴ تقسیم براساس نحوه قرار گیری یاتاقانها(Divided according bearing placement)
۴-۲-۵ تقسیم براساس نحوه قرارگیری برروی پایه (Divided according placement on base)
۴-۲-۶ تقسیم بنابر اتصال شفت(Divided according shaft connection)

۴-۳ مصارف پمپ ها (Pumps usage)

۴-۴ اجزای پمپ های سانتریوفوژی (Components of centrifugal pumps)
۴-۴-۱ پروانه (Butterfly)
۴-۴-۱-۱ انواع پروانه(Type of butterfly)

۴-۴-۱-۲ مکش پروانه (Suction butterfly)
۴-۴-۱-۳ خروجی جریان از پروانه(Output flow from butterfly)
۴-۴-۲ محفظه پمپ (Pump chamber)
۴-۴-۲-۱ محفظه متحدالمرکز(Chamber concentric)
۴-۴-۲-۲ محفظه حلزونی(Spiral casing)
۴-۴-۳ حلقه افشاننده (Ring afshonndh)
۴-۴-۳-۱ پره های افشاننده محوری (Axial ring afshannd)
۴-۴-۴ رینگهای فرسایشی(Erosional Rings)
۴-۴-۵ جعبه آب بندی (Stuffing box)
۴-۴-۶ سیل های مکانیکی (Mechanical seals)
۴-۴-۶-۱ مزایای سیل های مکانیکی (Advantage of mechanical)
۴-۴-۶-۲ معایب سیل های مکانیکی(Disadvantage of mechanical seals)
۴-۴-۶-۳ انواع سیل های مکانیکی(Types of mechanical seals)
۴-۴-۶- تغییرات و اصلاحات در سیل(Changes and reform in seal)
۴-۴-۷ یاتاقان ها(Bearings)

بخش پنجم : اجزای سازنده یک واحد پمپاژ کننده
۵-۱ اجزای سازنده یک واحد پمپاژ کننده (Components of pump system)

۵-۱-۱ محرکهای اولیه (Prime motors)
۵-۱-۱-۱ موتورهای الکتریکی (Electric motors)
۵-۱-۱-۲ موتورهای احتراقی (mngine)
۵-۱-۱-۳ توربینهای بخار (Steam turbines)

۵-۱-۲ کوپلینگ ها (Couplings)
۵-۱-۲-۱ کوپلینگ های بدون انعطاف (Rigid couplings)
۵-۱-۲-۲ کوپلینگ های انعطاف پذیرمکانیکی (Flexible couplings for mechanical)
۵-۱-۲-۳ کوپلینگ انعطاف پذیر به لحاظ جنس(Material flexible coupling)

۵-۱-۳ شیرها (Valves)
۵-۱-۳-۱ بخش های اساسی شیر (The basic components of valve)
۵-۱-۳-۲ سرپوش شیر (Bonnet)
۵-۱-۳-۳-۴ چیدمان داخلی شیر (Valve trim)
۵-۱-۳-۴ دیسک و نشیمن (Disc and seat)
۵-۱-۳-۵ میله (Stem)
۵-۱-۳-۶ فعال کننده شیر(Actuator)
۵-۱-۳-۷ پکینگ شیر (Valve packing)

۵-۲ معرفی انواع شیرها (Introduction for types of valves)
۵-۲-۱ شیر دروازه ای (Gate valve)

۵-۲-۲ شیرکروی (Globe valve)
۵-۲-۳ شیر توپی (Ball valve)
۵-۲-۴ شیر مخروطی(Plug valve)
۵-۲-۵ شیر دیافراگمی (Diaphragm valve)
۵-۲-۶ شیر گیره ای (Pinch valve)
۵-۲-۷ شیر پروانه ای (Butterfly valve)
۵-۲-۸ شیر سوزنی (Needle valve)
۵-۲-۹ شیرهای اطمینان (Check valves)
۵-۲-۹-۱ شیر اطمینان تاب خورنده(Rocking corrosive check valve)
۵-۲-۹-۲ شیر اطمینان الا کلنگی (Oscillating check valve)
۵-۲-۹-۳ شیر اطمینان بالا رونده (Rising check valve)
۵-۲-۹-۴ شیر اطمینان پیستونی (Piston check valve)
۵-۲-۹-۵ شیر اطمینان پروانه ای (Butterfly check valve)
۵-۲-۹-۶ شیر اطمینان توقف کننده (Stop check valves)
۵-۲-۱۰ شیر فشار شکن و امنیتی(Relief & Safety Valves)

۵-۳ فعال کننده های شیر (Valve actuators)
۵-۳-۱ فعال کننده دستی (Activation of manual)
۵-۳-۲ فعال کننده از نوع موتور الکتریکی (Electrical motor actuator)
۵-۳-۳ فعال کننده پنوماتیک (Pneumatic actuator)
۵-۳-۴ فعال کننده هیدرولیک (Hydraulic actuators)
۵-۳-۵ شیرهای خود فعال شونده(Self –actuated valves)
۵-۳-۶ شیرهای دارای فعال شونده ی مغناطیسی (Solenoid actuated valves)

۵-۴ سرعت فعال کننده های غیر دستی (Velocity of self –actuated valves)

بخش ششم : محاسبات

۶-۱ اصطکاک در پمپ چیست ؟ (What does friction mean in pump?)

۶-۲ انرژی و هد در سیستم های پمپاژ (Energy & head in pumping system)
۶-۲-۱ هد استاتیک (Static Head)
۶-۲-۲ مولفه های هد کل (The component of total head)
۶-۲-۳ هد استاتیک کل (Total static head)
۶-۲-۴ هد استاتیک مکش (Suction static head)
۶-۲-۵ خالص هد مثبت و در دسترس در قسمت مکش N.P.S.H.A (Net positive suction head availed)

۶-۳ مایعات جوشان (Boiling liquids)
۶-۴ فشار بخار و کاویتاسیون (Vapor pressure and cavitation)

۶-۵ مورد نیاز (Requirement N.P.S.H)
۶-۵-۱ چگونه سازندگان پمپ N.P.S.H مورد نیاز را اندازگیری می کنند ؟ (How pump manufactures can measure N.P.S.H?)
۶-۵-۲ دستور العمل هایی در مورد N.P.S.H در دسترس(N.P.S.H.A manual)

۶-۶ نقطه بحرانی عملکرد پمپ (Critical point of the pump)

۶-۷ غوطه وری مدخل مکش پمپ(Immersion pump suction inlet)

۶-۸ هد استاتیک تخلیه (CH)
۶-۸-۱ مثال های محاسبه هد استاتیک تخلیه و هد استاتیک مکش(Calculate The Static Discharge Head And The Static Siction Head)
۶-۸-۲ محاسبه هد استاتیک تخلیه (Calculate The Static Discharge Head)
۶-۹ تفاضل هد سرعت (The difference velocity head)
۶-۹-۱ تفاضل هد فشار تجهیزات (CHEQ)
۶-۱۰ مقاومت سیستم و الزامات دبی (Resistance system & discharge requirements)
۶-۱۱ شیر های کنترل (Control valves)
۶-۱۱-۱ تجهیزات (Equipment)
۶-۱۱-۲ دبی پمپ (Discharge pump)
۶-۱۱-۳ الزامات دبی حداقل(Minimum Flow Rate Requirements)
۶-۱۱-۴ حداکثر مجاز افزایش دما(Maximum Permissible Heat Increase)
۶-۱۱-۵ اختلاف هد اصطکاک لوله در سیالات نیوتونی (ΔH_{FP})
۶-۱۱-۶ اختلاف هد اصطکاک لوله در سیالات نیوتونی (Pipe Friction Heat Difference In Newtonian Fluids)
۶-۱۱-۷ سیالات نیوتونی (Newton fluid)
۶-۱۱-۸ اختلاف هد ناشی از اصطکاک لوله برای سیالات دارای فیبر چوب معلق (Head Difference Due To Pipe Friction(For Fluide Containing Fiber Suspense)
۶-۱۳-۷-۲ پروسه تخمین اصطکاک (Friction estimating)
۶-۱۱-۹ هدر رفت اصطکاکی فیتنگ ها در مصارف مرتبط با پالپ (Fitting Friction Loss In Pulp Related Issues)
۶-۱۱-۱۰ تلفات دبی داخلی (Internal Loss)
۶-۱۱-۱۱ تلفات ناشی از انحراف زاویه ای پره در خروج (Loss Due To Angular Deviation Vanes In The Exit)
۶-۱۱-۱۲ تلفات ناشی از اصطکاک و لزجت سیال (Loss From friction)
۶-۱۱-۱۳ تلفات ناشی از اصطکاک مکانیکی (Loss from mechanic friction)
۶-۱۱-۱۴ اصطکاک دیسکی(The Disk Friction)

بخش هفتم:کاویتاسیون
۷-۱ پدیده کاویتاسیون(Cavitation)

۲-۷ کاویتاسیون بیشتر در چه مواردی روی می دهد؟(When does cavitation occur?)
۳-۷ فشار بخار و کاویتاسیون(Vapor pressure & cavitation)
۴-۷ چگونه می توان از کاویتاسیون جلوگیری نمود؟(How to prevent cavitation?)
۵-۷ رابطه فشار سیال در دهانه مکش بادی(Relation between fluid pressure & suction inlet)
۶-۷ چگونه می توان کاویتاسیون را پیش بینی نمود؟(How cavitation can be predicted?)
۷-۷ سرعت خاص مکش(Specific velocity suction)
۸-۷ توصیه های ویژه(Specific advices)

بخش هشت : تست کردن پمپ
۸- تست کردن پمپ (Pump testing)

۲-۸ دسته بندی تست ها (Test classification)

۳-۸ تعاریف لازم (Definitions)
۱-۳-۸ حجم (Volume)
۲-۳-۸ هد (Head)
۳-۳-۸ مکش از بالا (Flooded suction)
۴-۳-۸ ارتفاع نظیر مکش کل (Total suction lift)
۵-۳-۸ هد مکش کل (Total suction head)
۶-۳-۸ هد تخلیه کل (Total discharge head)
۷-۳-۸ هد کل (Total head)
۸-۳-۸ نیروی ورودی رانشگر(Driver input)
۹-۳-۸ نیروی ورودی پمپ(Pump input)
۱۰-۳-۸ توان مایع(Liquid power)
۱۱-۳-۸ راندمان(Efficiency)
۱۲-۳-۸ راندمان کل(Total efficiency)
۱۳-۳-۸ صحت و حدود مجاز(Accuracy & tolerances)
۱۴-۳-۸ تنظیم ادوات(Instrumentation)
۱۵-۳-۸ ضروریات تست(Test requisites)
۱۶-۳-۸ تست های کاویتاسیون(Cavitation tests)

۴-۸ واحدهای سنجش(Measurement units)
۱-۴-۸ تخلیه(Discharge)
۲-۴-۸ کمیت سنج(Quantifier)
۳-۴-۸ وزن سنج(Weight tools)
۴-۴-۸ حجم سنج(Volume tools)
۵-۴-۸ دبی سنج(Flow tools)
۶-۴-۸ اندازه گیرنده های فشار(Pressure tools)
۷-۴-۸ ونتوری(Ventury)

۸-۴-۸ نازل های جریان(Flowing nuzzles)
۸-۴-۹ مساحت سنج هد(Plan meter head)

۸-۵ تخمین میدانی(Field estimate)

۸-۶ اندازه گیری هد(Head Measurement)
۸-۶-۱ تعاریف و نمادهای مربوط به اندازه گیری هد(Head measurement definitions)
۸-۶-۲ اندازه گیری هد با گیج آبی(Head measurement by water gauge)
۸-۶-۳ اندازه گیری هد با گیج جیوه ای (Head measurement by mercury gauge)
۸-۶-۴ اندازه گیری هد با گیج های جیوه ای اختلاف سنج (Measuring the head by mercury gauge)
۸-۷ اندازه گیری توان (Power measurement)
۸-۷-۱ توان سنج انتقالی (Transmission power meter)
۸-۷-۲ توان سنج پیچشی (Power meter coil)

۸-۸ اندازه گیری سرعت (Velocity tools)

۸-۹ محاسبات (Calculation)
۸-۹-۱ توان پمپ (Power of pump)
۸-۹-۲ تنظیمات سرعت (Velocity arranging)
۸-۱۰ ثبت اطلاعات (Recording data)
۸-۱۰-۱ اطلاعات (Data)
۸-۱۰-۲ رسم نتایج تست (Recording test results)
۸-۱۰-۳ تست کردن مدل (Testing model)
۸-۱۰-۴ روال تست (Routine testing)

۸-۱۱ تست کردن پمپ های غیر سانتریوفوژی (Testing other pumps not centrifugal)

۸-۱۲ سایر تست ها (Other tests)

بخش نهم :راهنمای خرید و انتخاب پمپ (Selecting & purchasing pumps)

۹-۱ مراحل موجود در فرآیند(Stages for process)
۹-۱-۱ مهندسی سیستم پمپینگ(Pumping system)
۹-۱-۲ منحنی های هد سیستم(Head system curves)
۹-۱-۳ حالات عملیاتی سیستم(Operation stage of system)
۹-۱-۴ حد مجاز هد(Limit head)
۹-۱-۵ کنترل پمپ(Control of pump)
۹-۱-۶ تغییرات آتی در سیستم(Future changing in system)

۹-۲ انتخاب پمپ(Pump selection)

۹-۲-۱ انواع پمپ ها(Types of pumps)
۹-۲-۲ لزوم هد زیاد(Necessity high head)
۹-۲-۳ الزامات استاندارد(Standard requirements)
۹-۲-۴ ویژگی های سیال(Features for liquid)
۹-۲-۵ انتخاب جنس پمپ(Selecting of material pump)
۹-۲-۶ انتخاب رانشگر پمپ(Selecting of driver pump)

۹-۳ تصمیمات مربوط به تهیه تجهیزات دیگر(Decisions relating to other equipment)

۹-۴ درخواست قیمت خرید پمپ(Inquiry for purchasing pump)
۹-۴-۱ درخواست قیمت(Inquiry)
۹-۴-۲ شرایط و ضوابط تجاری(Terms & conditions)
۹-۴-۳ نمونه فرم درخواست(Inquiry form)
۹-۴-۴ الزامات فنی پمپ(Technical information of pumps)

۹-۵ برگه اطلاعات پمپ(Pump datasheet)

۹-۶ دیگر الزامات و اسناد(Other requirements)

۹-۶-۱ ارزیابی انرژی(Energy cost)
۹-۶-۲ ارزیابی هزینه چرخه عمر(LCC)،(Life cycle cost)
۹-۶-۳ فرم الزامات اطلاعات فروشنده(VDR)،(Vendor data requirements form)

۹-۷ چک لیست بررسی و آزمایش(Experimental check list)
۹-۷-۱ نمونه فرم های مرتبط با چک لیست(Checklist form)

۹-۸ تهیه لیست پیشنهاد قیمت ها(Preparing perform invoices)
۹-۸-۱ زمان پیشنهاد قیمت(Time for suggesting price)
۹-۸-۲ جلسه پیش از پیشنهاد قیمت(PI)،(Meeting before suggesting PIS)
۹-۸-۳ ارزیابی پیشنهاد قیمت ها(PIS)،(PIS evaluation)
۹-۸-۴ تعیین لیست مختصری از پیشنهاد قیمت ها(A brief listing of the offer price)
۹-۸-۵ ارزیابی پیشنهاد قیمت از لحاظ فنی(PIS evaluation of technical matter)

۹-۹ سفارش خرید پمپ(Purchasing pump)
۹-۹-۱ تصمیم نهایی برای خرید و صدور دستور خرید(The final decision to buy & purchase order)
۹-۹-۲ جمع بندی چرخه خرید پمپ(API-610)،(Summary of the pump cycle)

۹-۱۰ انتخاب و خرید پمپ ها(Selecting & purchasing pumps)

۹-۱۱ جریان اطلاعات بین خریدار و تأمین کننده(Communication between buyer and supplier)

۹- استراتژی برای بهبود فرآیند انتخاب و خرید (Strategies for improving selecting & purchasing process)

۹-۱۳ استفاده از فن آوری های اطلاعات نوظهور(Usage of modern technical information)

۹-۱۳-۱ سیستم پمپ و انتخاب آن(Pump system & it's selecting)

۹-۱۳-۲ سیستم های قیمت گذاری(Systems of prices)

۹-۱۳-۳ تبادل اطلاعات الکترونیکی(Electronically communication)

۹-۱۳-۴ اینترنت(Internet)

۹-۱۴ خلاصه(Summary)

بخش دهم:ضمایم(Appendix)

۱۰- ۱ نرم افزارهای کاربردی در صنعت پمپ(Pump softwares)

۱۰-۱-۱ PSIM

۱۰-۱-۲ برنامه انتخاب پمپ(Helix pump manager)

۱۰-۱-۳ نرم افزار انتخاب پمپ آنلاین (Online pump Selection)

۱۰-۱-۴ نرم افزار منحنی پمپ PCS (Pump Curving System)

۱۰-۱-۵ نرم افزار Builder lite

۱۰-۲ فرم خرید پمپ(Purchasing form)

۱۰-۲-۱ فرم نصب پمپ(Installation form)

۱۰-۲-۲ چک لیست کنترل تجهیزات تابلو برق (Check List Control Of Plc)

۱۰-۲-۳ مراحل راه اندازی پمپ شناور (Stage For Starting The Float Pump)

۱۰-۲-۴ جدول تبدیل واحد (convert table)

فصل اول

تاریخچه مکانیزم پمپاژ

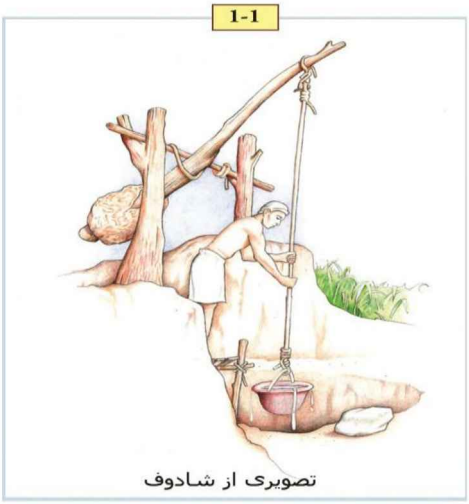
History of pumping mechanism

۱-۱ تاریخچه مکانیزم پمپ

اجداد اوّلیه‌ی انسان درکناره‌ی جنگلها و آبها زندگی می‌کردند مهد تمدّنهای انسانی درسواحل گرم و ماسه‌ای بوده است و در واقع این کشاورزان بودند که اجتماعات کوچکی را که بعدها به اوّلین شهرها تبدیل شدند ایجاد کردند.

در تمدن رومی برای نیازهای کشاورزی و شهری هر نفر در حدود۲۰ لیتر آب در روز مصرف می‌شد. از آنجایی که منابع محلی پاسخگوی آب مورد نیاز نبود بشر به فکر انتقال آن افتاد اولین ابزار انتقال آب یک چتر مانند بود که به انتهای یک تیرچوبی متصل می‌شد. درحدود ۲۰۰۰ سال قبل از میلاد،این ابزار آلات ابتدائی توسط اولین مکانیزم اهرمی با نام Shaduf جایگزین گشت که هنوز هم در بسیاری از مناطق آفریقا و آسیا کاربرد دارد.

1-1



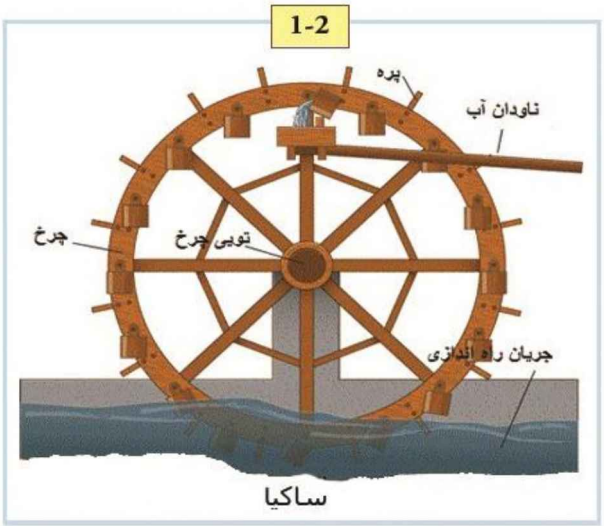
تصویری از شادوف

۱-۱-۱ شادوف(Shaduf)

شادوف از یک چهارچوب عمودی تشکیل شده است که یک تیرک یا شاخه به صورت افقی بر روی آن معلّق است طوری که یک پنجم تیرک در یک سمت است و باقی آن در سمتی دیگر(نامتعادل). در انتهای سمت بلندتر یک سطل ،کیسه چرمی و یا سبد حصیریِ قیراندود آویزان است. این سطل معمولا به منظور سهولت در تخلیه، شکل های متنوعی نیز دارد. در انتهای سمت کوتاهتر تیرک وزنه‌ای از جنس سنگ، گِل و یا نظایر آن بسته شده است که کار آن برقراری تعادل و توازن این اهرم است. در صورتی که سطل نیمه‌پر باشد این اهرم تعادل خود را به دست می‌آورد و تراز می‌شود. بنابراین برای پایین بردن سطل خالی مقداری نیرو لازم است و دقیقا به همان اندازه نیز برای بیرون کشیدن سطل کاملا پر، نیرو لازم است.(شکل شمارۀ۱-۱)

همان‌طور که پیش از این گفته شد در این فعل و انفعال تقریبا اتوماتیک، از یک سطل مقاوم در برابر نشتی آب برای حمل و انتقال آب از یک مخزن به مخزن دیگر استفاده می‌شود. در پایان هر دور رفت و برگشت سطل، آب تخلیه شده از سطل در مسیرمورد نیاز از طریق مجراهای منتهی به کانال‌های آبیاری جریان می‌یابد.با استفاده ازشادوف تقریبا ۲۵۰۰ لیتر آب در روز می‌توان از مخزن یا چاه برداشت کرد در حالی که امروزه میزان متوسط و معمول برداشت آب ۲ لیتر در هر ثانیه است نهایت بازدهی شادوف در چاههایی تا عمق سه متر است و چنانچه بخواهیم از چاههای عمیق‌تری برداشت کنیم گزینه بهتر استفاده از نوریا(noria) و ساکیا (sakia) است. همین طور می‌توان از پمپ دستی نیز استفاده کرد. سیستم بطور قابل ملاحظه‌ای انتقال آب را ساده می‌کند ولی فقط می‌تواند در یک بازه‌ی زمانی مشخص یک سطل را جابجا کند.

1-2



ساکیا

هدف مخترعان عهد باستان نه تنها سهولت انتقال آب، بلکه سرعت بخشیدن به آن و افزایش حجم آب جابجا شده نیز بود. در نتیجه ساکیا که چرخ آب‌کشی ایرانی(Persian Wheel) نیز نامیده می‌شود جانشین دستگاههای قبلی شد.

۱-۱-۲ ساکیا (Sakia)

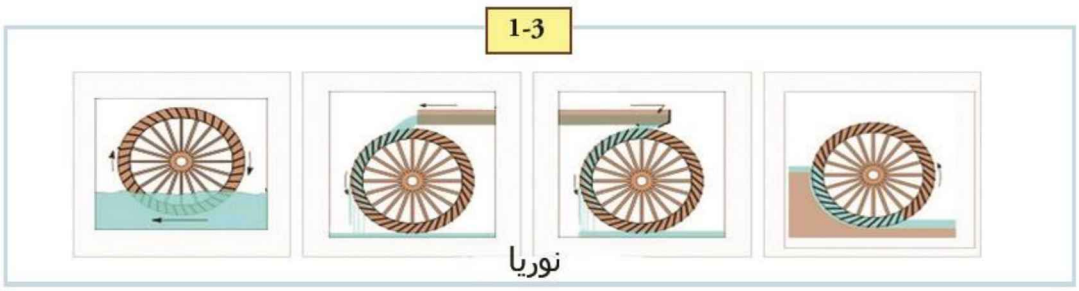
ساکیا که چرخ آبکشی ایرانی(Persian wheel) نیز نامیده می‌شود تقریبا شبیه نوریا است در عربی به آن ساقیهٔ گفته می‌شود. این روش آبیاری ابتدا در مصر مورد استفاده قرار گرفته است و بعدها در بخشهای متعددی از هندوستان نیز دیده شده است. ساکیا گردونه‌ای توخالی است که امروزه عمدتا از ورق استیل گالوانیزه به همراه تعدادی ظرف ملاقه‌ای شکل که متصل به محیط بیرونی آن است ساخته می‌شود.(شکل شماره ۲-۱)

قطر این گردونه بین دو تا پنج متر بود. در گذشته برای به حرکت درآوردن ساکیا از حیوانات بارکش استفاده می‌شد اما امروزه به طور فزاینده‌ای از موتور برای به حرکت درآوردن آن استفاده می‌شود. ساکیایی که با استفاده از حیوانات کار می‌کند دو تا چهار دور در دقیقه می‌زند در حالی که ساکیای موتوری هشت تا پانزده دور در دقیقه می‌چرخد.

در مقایسه میان ساکیا و شادوف باید گفت که یک ساکیا که نیروی محرک آن حیوان است قادر به پمپاژ آب از عمق ده متری است در حالی که همانطور که پیش از این ذکر شد، شادوف نهایتاً تا عمق سه متر کارایی دارد.

۱-۱-۳ نوریا(Noria)

نوریا که برای آبکشی هنوز نیز کاربرد دارد به عربی ناعوره نامیده می‌شود و از نظر ظاهری بسیار به ساکیا شباهت دارد برای به حرکت درآوردن آن علاوه بر حیوانات بارکش، از جریان باد و یا جریان آب نیز استفاده می شود. مهندسین



مسلمان در سده های میانی، از

نوریا برای انتقال آب به کانالهای آب شهری استفاده می‌کردند محمد بن زکریای رازی در کتاب خویش موسوم به کِتابُ الحیوان، نوریایی را در عراق توصیف می‌کند که قادر بوده است ۱۵۳۰۰۰ لیتر آب در ساعت و۲۵۵۰ لیتر در دقیقه پمپاژ کند. بعضی از آنها که در سده‌های میانی مورد استفاده مسلمانان بوده است بیست متر قطر داشته است و هنوز نمونه‌ای از آن در سوریه باقی است که البته هنوز نیز فعال است ولی فعالیت آن جنبه‌ی کاربردی ندارد و بیشتر به عنوان جزئی از جاذبه های توریستی سوریه به شمار است. نوریای مذکور ۱۲۰ پیاله دارد و می‌تواند ۹۵ لیتر آب در دقیقه پمپاژ کند.(شکل شمارهٔ ۳-۱)

یونانیان برای اختراع مکانیزمی جهت کنترل نیروی آب شهرت دارند. این سیستم دارای یک چرخ تیغه دار بود که قسمت پائینی آن در جریان آب قرار می‌گرفت و نیروی جریان آب موجب دوران چرخ می‌گشت. اگر چه دستگاههای متفاوت دیگری نیز بعد از آن ساخته شدند ولی اصل بنیادین سیستمهای اهرمی انتقال آب، ثابت باقی ماند تا وقتی که یکی از اختراعات مکانیکی مهم در جهان باستان ظهور کرد: پیچ ارشمیدس

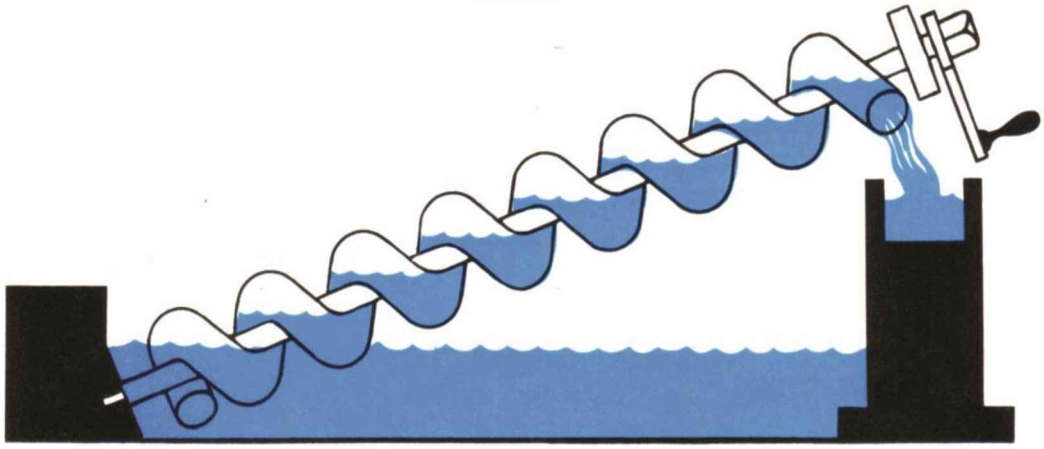
۱-۱-۴ پیچ ارشمیدس(Arashmidos Screw)

پیچ ارشمیدس که گاهی پمپ پیچی نیز نامیده می‌شود ماشینی است که در گذشته برای انتقال آب از یک مخزن آب کم عمق به کانالهای آبیاری رواج داشت و اختراع آن به ارشمیدس یونانی نسبت داده شده است.

۱-۱-۴-۱ ساختار پیچ ارشمیدس(Structure)

این ماشین از یک شفت (با پره‌هایی مارپیچ به دور آن) که در درون لوله‌ای تو خالی قرار گرفته تشکیل می‌شده است. این شفت به صورت افقی با زاویه ۴۵ درجه استقرار می‌یافت طوری که انتهای آن در آب شناور بود. پیچ ارشمیدس بوسیله آسیاب یا نیروی انسانی

1-4



پیچ ارشمیدس (تصویر برگرفته از دایرة المعارف بریتانیکا می باشد)

چرخانده می‌شد به محض اینکه شفت به گردش در می‌آمد قسمت تحتانی آن مقداری آب را به بالا می‌کشید و آب همینطور بالا می‌آمد تا وقتی که از قسمت فوقانی پیچ سرریز شود (شکل شماره ۴-۱)

باید توجه داشت که به جهت جلوگیری از هدر رفت آب، لازم نیست که فاصله‌ی مارپیچ و لوله‌ی محاط به آن خیلی کم(فیت) باشد زیرا آبی که از طریق این فاصله خارج می‌شد به روی پره‌ی پایینی مارپیچ می‌ریخت و مجدداً به بالا پمپاژ می‌شد.

بعضی محققین تصور می‌کنند که برای آبیاری برجهای معلق بابِل که از عجایب هفتگانه‌ی دنیای باستان بود از این پیچ استفاده می‌شده است. نقاشی‌های به دست آمده از یونان و روم باستان نشان می‌دهد که برای به حرکت درآوردن این پیچ‌ها از نیروی انسانی استفاده می‌شده است.

۱-۱-۵ تحول پمپ‌ها در عصر جدید(Evolution of pumps in moden era)

تحقیقات علمی دانشمند انگلیسی، جان اسمیتون John smeaton در اواخر قرن ۱۸ میلادی و شروع انقلاب صنعتی منجربه افزایش بهره‌وری در تأمین نیروی محرک چرخ آب شد.کم‌کم چرخ آبها تغییر شکل یافتند . "بنویت فورنیرون " Benoit fourneyron ،دانشمند فرانسوی که به عنوان مخترع توربین آب نیز شناخته می‌شود اولین مدل از چرخ آب

پیشرفته خود را در سال ۱۸۲۷ ساخت این توربین ۶ اسب بخار قدرت داشت وی درسال ۱۸۳۷توربین دیگری تولید کرد که قطر گردونه‌ی آن یک فوت بیشتر نبود و فقط ۱۸ کیلوگرم وزن داشت اما کارایی آن در مقایسه با توربین قبلی ۸۰ درصد افزایش پیدا کرده بود. شگفت اینکه این توربین ۶۰ اسب قدرت داشت و قادر بود ۲۳۰۰ دور در دقیقه بزند. علاوه بر این توربین وی این قابلیت را داشت که چرخ آن به صورت افقی بر روی یک شفت عمودی نیز سوار شود. پس از مرگ فورنیرون (۱۸۶۷) در سال ۱۸۹۵ توربین‌های فورنیرون در آبشار نیاگارا برای تولید برق بواسطه ژنراتور مورد استفاده واقع شد.

۱-۱-۶ قرن بیستم(Twentieth century)

تا قرن بیستم از چرخ آب فقط استفاده‌ی تجاری می‌شد. اما مدتی است که از آن استفاده‌های دیگری نیز می‌شود برای مثال از چرخ آب برای آسیاب آرد و غلات، خرد کردن و تبدیل چوب به خمیر کاغذ برای ساخت کاغذ استفاده می‌شود. موارد دیگر استفاده‌ی آن عبارتند از: براده‌کاری، سنگ‌شکنی، پرس کردن الیاف نخ برای تولید پارچه.

فصل دوم

مبانی هیدرولیک

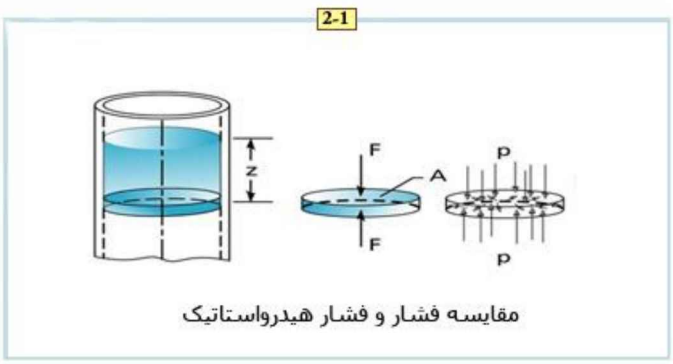
Basics of hydraulics

۲-۱ معرفی سیستم های پمپاژ (Introduction of pumping system)

نخست باید از فشار و توسعه‌ی آن در درون سیستم پمپاژ آغاز کنیم.اعمال فشار در درون جامدات کار ساده‌ای است در حالی که برای اعمال فشار بر روی یک سیّال نیاز به دیواره‌های مهارکننده داریم. سیال را تنها زمانی‌که در درون یک ظرف باشد می‌توان تحت فشار قرار داد. این ظرف گاهی از نظر مقیاس می‌تواند به بزرگی یک اقیانوس باشد البته این بدین معنی نیست که لزوما ظرف ما باید دربسته باشد حتی اگر این ظرف یک خروجی نیز داشته باشد باز هم سیال می‌تواند تحت فشار قرار گیرد. برای اثبات این واقعیت می‌توان از یک سرنگ معمولی استفاده کرد وقتی که سرنگ پر از آب باشد می‌توان به راحتی فشار قابل توجهی بر آن وارد کرد تا آب از سوراخ آن به بیرون بپرد.(این واقعیت توسط مقدار فشار اعمال شونده بر یک پیستون پشتیبانی می‌شود)

فشارهیدرواستاتیک فشاری است که با آبهای ساکن روی زمین مرتبط می‌باشد.فشارِ درون آب درجات متفاوتی دارد و به طور مستقیم با عمق آب ارتباط دارد. غواصان به‌خوبی از این واقعیت اطلاع دارند و می‌دانند که هر چه در عمق آب بیشتر پایین بروند فشار بر روی پردهٔ گوش آنها بیشتر می شود.

وزن سیال علت ایجاد فشار هیدرو استاتیک است. در شکل 2-1 برش باریکی از مایع جدا شده است تا نیروهایی که آن را احاطه کرده است نشان داده شود. اگر ما این برش را نازکتر کنیم فشار در پایین و بالای این برش برابر



مقایسه فشار و فشار هیدرواستاتیک

خواهد بود.

این برش به وسیله ی بُردارهای نیرو از دو جهت متضاد بالا و پایین در فشار قرار گرفته است. مایع در داخل این برش فشاری را نیز در جهت افقی در برابر دیواره‌ی لوله به کار می‌برد و مجموعه‌ی این نیروها توسط تنشی که در درون لوله ایجاد شده است به حالت تعادل می‌رسد فشار در پایین این برش برابر است با وزن مایع در بالای آن.

وزنِ ارتفاعِ ستونِ مایع (z)برابر است با :

$$F = pgV = \gamma V = \gamma\, zA \; since \;\; V = zA$$

فشار (P) برابر است با وزن سیال(F) تقسیم بر سطح مقطع (A) در نقطه‌ای که فشار محاسبه می‌شود.

$$\mathrm{P} = \frac{F}{A} + \frac{\gamma\, z\, A}{A} = \gamma\, Z$$

که در آن

F = نیروی ناشی از وزن مایعات

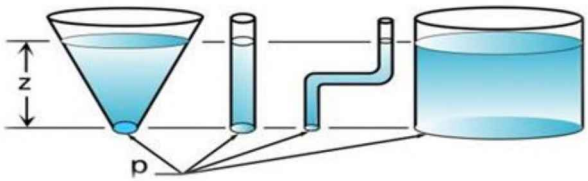
V = حجم

G= شتاب ناشی از گرانش (۳۲ .۱۷ ft/s 2) ۹/۸ m/s۲

P = چگالی مایع در توده پوند به ازای هر واحد حجم

γ = چگالی مایع در نیروی پوند به ازای هر واحد حجم

2-2



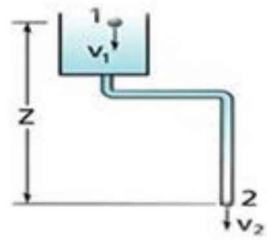
اشکال گوناگون ظروف مایع در برابر هد فشار

توجه داشته باشیدکه رابطه بین فشار (P) وارتفاع ستون مایع (Z) مستقل ازحجم کل درظرف می‌باشد. فشار تولید شده توسط وزن آب در کف یک استخر ۳ متری با فشار تولید شده در عمق ۳ متری یک دریاچه برابر است.

۲-۲ سه شکل انرژی(Three forms of energy)

سه صورت از انرژی وجود دارند که در ارتباط با هم بوده و همیشه باهم در یک سیستم سیال رخ می‌دهند:انرژی-پتانسیل،انرژی جنبشی و انرژی فشار.در این بخش بطور خلاصه جهت آشنایی خوانندگان با این اصطلاحات به تعریف آنها می‌پردازیم.اگر ما انرژی را تقسیم بروزن سیال کنیم به انرژی مخصوص یا هِد دسترسی پیدا می‌کنیم.

2-3



انرژی پتانسیل از اختلاف در ارتفاع ذرات مایع حاصل میشود.

انرژی مختص پتانسیل (Specific energy potential)

انرژی مختص پتانسیل برابر است با:z

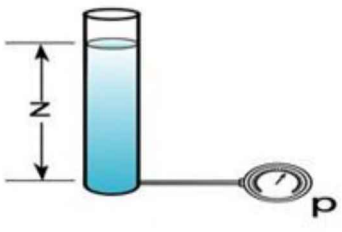
2-4

انرژی جنبشی بواسطه حرکت ذرات مایع حاصل میشود.

انرژی جنبشی(Kinetic energy)

انرژی جنبشی برابر است با: $\frac{V^2}{2g}$

2-5



انرژی مختص فشار بواسطه وزن ستون مایع حاصل میشود.

انرژی مختص فشار(Specific energy push)

انرژی فشار برابر است با: $\frac{\rho}{\gamma}$

۲-۲-۱ رابطه بین ارتفاع،فشارو سرعت در یک سیال

(Related between height, pressure & velocity in a fluid)

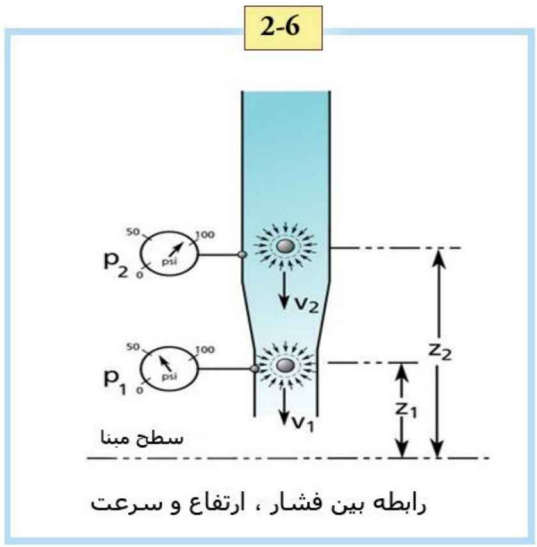
میان انرژی‌هایی که در ارتباط با ارتفاع، فشار و سرعت ذرات مایع هستند رابطه‌ای وجود دارد که در اصطلاح به آنها انرژی ناشی از ارتفاع (z) ، انرژی ناشی از فشار (p/γ) و انرژی ناشی از سرعت(V^2 / g)گفته می‌شود. مجموع این سه نوع انرژی باید ثابت باشد به این علت که انرژی پایدار است. به عبارت دیگر می‌توان گفت: انرژی در نقطه ۱ باید برابر با انرژی در نقطه ۲ باشد.(به شکل ۶-۲ رجوع شود) (قانون اول نیوتون – پایداری انرژی)

مجموع سه شکل از انرژی که باید ثابت باشد با این رابطه نشان داده می‌شود:

$$Z + \frac{p}{y} + \frac{v^2}{2g} = \bar{E} = CONSTANT \quad (\text{ثابت})$$

وقتی شکل ۶-۲ را توصیف کنیم نتیجه این چنین می‌شود:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{z_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

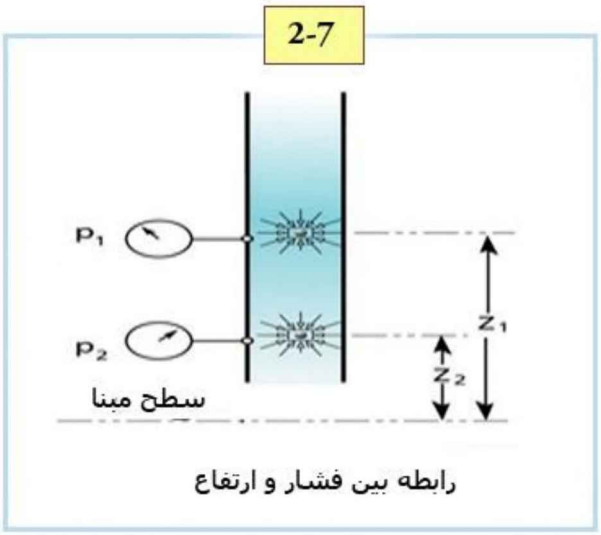


۲-۲-۲ رابطه بین فشار،ارتفاع و سرعت(Related between pressure, height & velocity)

وجود تغییر در یک یا دو مؤلفه از مؤلفه‌های فوق بیانگر تغییر در سومین مؤلفه می‌باشد.در یک سیستم سیال، کل انرژی در نقطه۱باید برابر با کل انرژی در نقطه ۲ باشد. (به شکل ۶-۲ نگاه کنید).به عنوان مثال، اگر ما شتاب را در نقطه ۱بواسطه کوچک کردن این بخش افزایش دهیم و سایر مؤلفه‌ها را ثابت نگاه داریم در آن‌صورت فشار P_1کاهش می‌یابد.

۲-۲-۳ رابطه بین فشار و ارتفاع (Related between pressure & height)

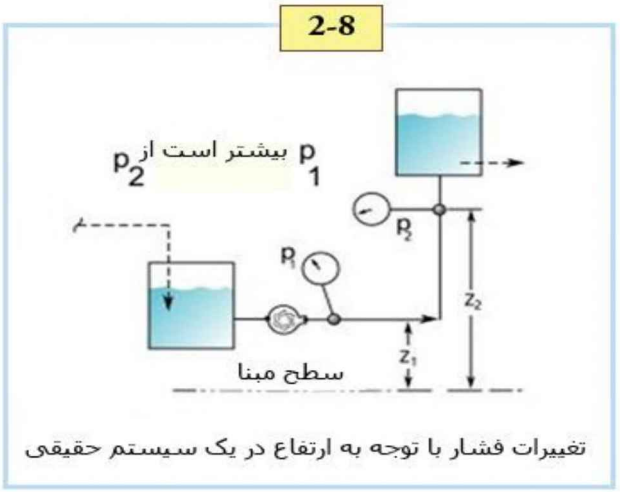
نقاط بسیاری در یک سیستم وجود دارند که در آن نقاط سرعت ثابت است در این حالت تنها فشار و ارتفاع به یکدیگروابسته هستند. بخصوص اگر سرعت همانند سرعت در یک سیستم استاتیک صفر باشد رابطه‌ای بین فشار وارتفاع ستون مایع وجود دارد که پیش از این به آن اشاره شد.



معادله زیر رابطه بین ارتفاع و فشار را در زمانی که سرعت ثابت است نشان می‌دهد.

$$P_1 > P_2 \quad \frac{\text{›}^1}{\gamma} = z_2 + \frac{p^2}{\gamma}$$

شکل ۸-۲ یک سیستم واقعی را با یک فشار سنج در قسمت پایین سیستم (در نزدیکی پمپ) ودر قسمت بالا(در نزدیکی مخزن تخلیه) نشان می‌دهدکه با توجه به تفاوت ارتفاع،فشار p_1 از فشار P_2 بیشتر خواهد بود.



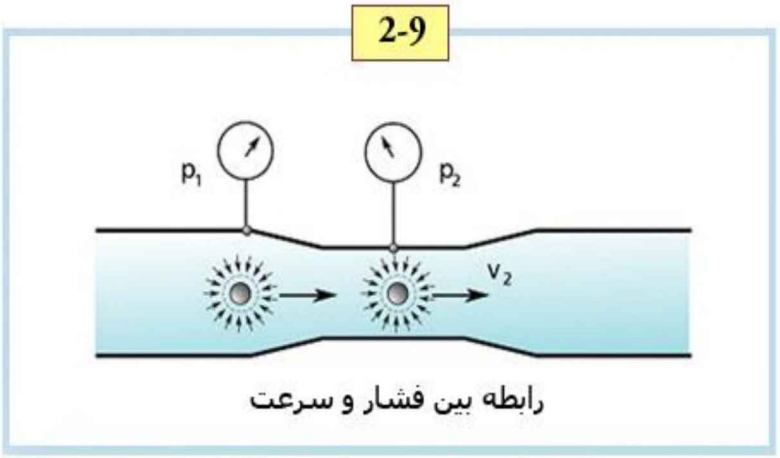
۲-۲-۴ رابطه بین فشار و سرعت (Relation Between Pressure And Velocity)

اگر ارتفاع ثابت باشد پس بین فشار و سرعت رابطه وجود دارد همین رابطه است که به ما کمک می‌کندتابه محاسبه نرخ جریان (دبی) در لوله ونتوری بپردازیم در شکل ۹-۲ فشار p_2به دلیل افزایش سرعت در نقطه ۲کمتر از فشار p_1 است.

معادله زیر رابطه میان فشار و سرعت را در زمانی که ارتفاع ثابت است نشان می‌دهد:

$$\frac{p^1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p^2}{\gamma} + \frac{V2^2}{2g}$$

لوله ونتوری برای اندازه‌گیری سرعت جریان مورد استفاده قرار می‌گیرد.نرخ جریان یا دبی(q)متناسب با اختلاف فشار در نقاط ۱و ۲ است (به شکل ۹-۲رجوع کنید):



$$q=K\sqrt{\frac{P2-P2}{\gamma}}$$

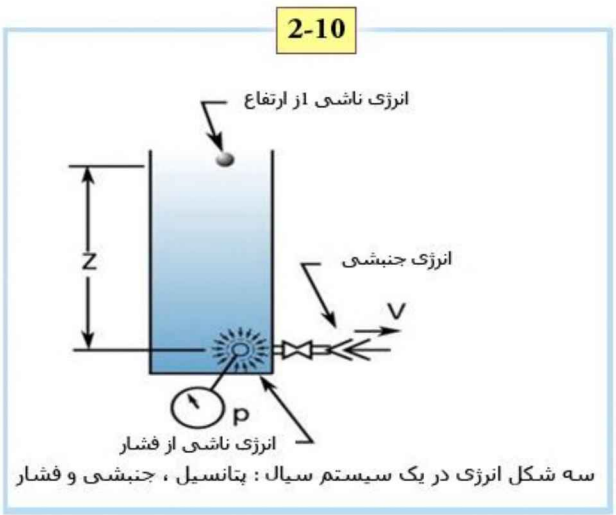
k: ضریب تصحیح لوله ونتوری

هر سه نوع انرژی (ارتفاع، فشار و سرعت) در یک سیستم سیال همواره وجود دارند. با استفاده از یک ظرف ساده به وضوح می‌توان این سه نوع انرژی رامورد بررسی قرار داد (به شکل ۱۰-۲ نگاه کنید).

۱- انرژی ناشی از پتانسیل: ذرات سیال در ارتفاع Z در برابر آن ذراتی که پایین‌تر ازاین ارتفاع قراردارند، انرژی پتانسیل دارند. می‌دانیم که این انرژی موجود است زیرا ما باید برای بالا بردن ذرات مایع تا آن سطح، انرژی مصرف کنیم.

۲- انرژی ناشی از فشار: وزن ستون مایع، فشار p را در انتهای مخزن تولید می‌کند، زمانی که ما دریچه‌ی انتهای (ته) مخزن را باز می‌کنیم، انرژی فشار به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود.(هنگام باز شدن کف ظرف، سیال با فشار خارج می‌شود این بدان مفهوم است که سیال دارای انرژی فشار است).

۳- انرژی جنبشی(Kinetic energy) : اگر سیال قادر به خروج از ظرف از طریق مجرای ته مخزن باشد، قطعااز



مخزن با

فشار خارج خواهد شد، در این حالت انرژی ناشی از فشار به انرژی جنبشی تبدیل شده است.

۲-۳ تفاوت بین فشار و هد "Head" (The difference between pressure & head)

دریک سیال درحال حرکت شتاب ذرات باید در نظر گرفته شود. اصل پایداری انرژی بیان می‌کند که میزان انرژی ذرات سیال به هنگام حرکت در درون یک سیستم باید ثابت باشد.

این مطلب را می‌توان اینگونه بیان نمود:

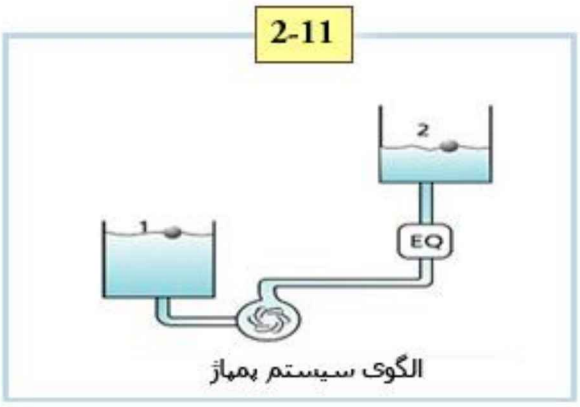
$$\text{mgz+ mg}\frac{p}{\gamma}+\frac{1}{2}mv^2 = E = CONSTANT \text{ (ثابت)}$$

که در اینجا(E) انرژی کل ذرات سیال، با در نظر گرفتن جرم (m) و سرعت (V) است. انرژی کل شامل انرژی ناشی از پتانسیل (mgz) ،انرژی ناشی از فشار (mgp/r) و انرژی جنبشی ($mv^2/2g$)است. با تقسیم همه مقادیرمعادله-قبلی بر(mg) به معادله زیر که معروف به معادله برنولی(Bernoulli) است می‌رسیم.حالا E انرژی خاص ذرات سیال یا انرژی در هر واحد وزن $\bar{E}$ می‌شود. همه عبارات ریاضی‌ای که در سمت چپ معادله برنولی قرار دارند به عنوان Head شناخته می‌شوند.معادله برنولی بیان می‌کند که رابطه‌ای بین هد ارتفاع (Z) و هد فشار (P/γ) و هد سرعت($v^2/2g$) وجود دارد.

$$Z+\frac{p}{\gamma}+\frac{v^2}{2g}=\bar{E}=CONSTANT$$

در مباحث بعدی به هنگام بحث در مورد هد *کل* پمپ و تلفات ناشی از اصطکاک، به معادله برنولی بسط بیشتری داده خواهدشد.اکنون بسیار ضروری است که به توضیح تفاوت میان*فشار*و"*هد* " بپردازیم.*هد"head"* یک اصطلاح عمومی برای یک نوع خاص از انرژی است (یعنی هد ارتفاع، هد فشار و یا هد سرعت). هنگامی‌که بخواهیم فشار رادریک نقطه خاص از یک سیستم محاسبه کنیم به هد فشار نیاز پیدا می‌کنیم و بوسیله معادله (Z=P/pg) هد فشار را به فشار تبدیل می‌کنیم.

فشار می‌تواند در هر نقطهٔ سیستم به راحتی اندازه‌گیری شود واطلاعات قابل توجه و با ارزشی را فراهم نماید با این



حال، به دلیل اینکه فشار یک مؤلفه اساسی انرژی به شمار نمی‌آیدو نمی‌تواند برای محاسبات پیچیده‌ای نظیرمحاسبه هد خصوصاً هدکل

مورداستفاده قرار گیرد دراین محاسبات مقیاس فشارباید تبدیل به هد فشار شود تا بتواندمفید واقع شود.

۲-۴ سیستم‌های سیال(Fluid systems)

پمپ قلب یک سیستم سیال است،غیر ممکن است (و اگر نیز ممکن شود بسیار کم بازده است)که بتوانیم سیالی را از یک نقطه به نقطه دیگر حرکت دهیم بدون اینکه انرژی‌ای توسط پمپ فراهم گردد. شکل ۱۱-۲ یک سیستم ساده ولی در عین حال عمومی را نشان می‌دهد.

در این شکل تمام سیال در مخزن مکش سرانجام به مخزن تخلیه منتقل خواهدشد. EQ که در شکل دیده می-شودنماد اختصاری تجهیزاتی(Equipment)مانند شیرهای کنترل،فیلتر و غیره است. هر نوع تجهیزاتی که به این مسیر اضافه گردد در کاهش فشار مسیر تأثیر خواهد داشت و در نتیجه به هد بیشتر و یا صرف انرژی بیشتری از سوی پمپ نیاز خواهد شد.

چگونه یک سیستم طراحی شود؟

الف:نرخ جریان (دبی) بسته به روند و الزامات تولید تعیین شود.

ب :محل و اندازه مخزن مکش و مخزن تخلیه تنظیم شود.

پ : محل،ظرفیت و اندازه تجهیزات نصب شده در مسیرتعیین شود.

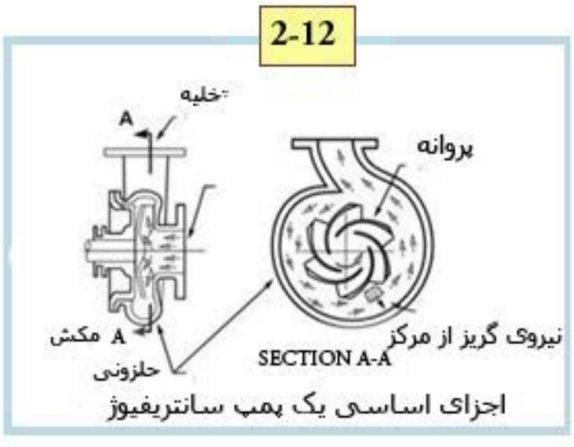
ت : محل قرارگیری پمپ تعیین شود.

ث:اندازه‌ی خطوط تعیین و تجهیزات کمکی نظیر شیرهای دستی و محل نصبشان مشخص شود.

ج:هد کل یک پمپ نیزهمانند اندازه، مدل،نوع و نیروی مورد نیاز تعیین و مشخص شود.

شروع و پایان یک سیستم کجاست؟

ما می‌توانیم محدوده‌ای رادرنظر بگیریم(گاهی این محدوده، حجم کنترل نیز نامیده می‌شود)که ابعاد یک سیستم را احاطه و تعیین می‌کند. یک سیستم کامل،حاوی سیالی است که به طور مداوم از (واحد) ورودی به خروجی در جریان می‌باشد و ممکن است هیچ شکاف یا فاصله‌ی خالی بین بخش‌های سیال وجود نداشته باشد. درشکل ۱۱-



۲ورودی سیستم درنقطه ۱وخروجی درنقطه ۲ است.نقطه ۱درسطح سیال موجود در مخزن مکش واقع شده است.معمولا لوله‌ای به مخزن مکش نصب می شود تاامکان حفظ ارتفاع نقطه ۱ را برای سیال مورد نظر فراهم آورد. این لوله بخش پر اهمیت این سیستم نیست. خروجی سیستم یا نقطه ۲در سطح سیال، در مخزن تخلیه واقع شده است.در اینجا نیز لوله‌ای وجود داردکه سطح نقطه ۲ راکنترل می‌کند. این لوله‌ی تخلیه جزء بخش‌های سیستم به شمار نمی‌آید. دلایل این امر را وقتی که به بررسی حجم کنترل پرداختیم، به دقت توضیح خواهیم داد.

۲-۴-۱ نیروی رانشگر سیستم سیال (Driver input for fluid system)

پمپ درحقیقت انرژی مورد نیاز را برای حرکت سیال در درون یک سیستم-با نرخ جریان مشخص- تامین می‌کند. این انرژی بوسیله چرخش یک دیسک که پره‌های خمیده و منحنی دارد و پروانه نامیده می‌شود به سیال منتقل می‌شود(به شکل ۱۲-۲نگاه کنید).

این چرخش همواره مایع رابه یک مسیرمدوّر می‌راند و نیروی گریز از مرکز را به آن منتقل می‌کند.پمپ مایع را در جهت خلاف محفظه (حلزونی) و به سمت بالا فشار می‌دهد و فشرده می‌کند.توانایی پمپ درتحت فشار قرار دان سیال در یک نرخ جریان مشخص،امکان این را به ما می‌دهد که بتوانیم سیستم‌هایی طراحی کنیم که اهداف اساسی ما را تأمین کنند (اهدافی نظیر جریان و فشار در مکانهای دلخواه). هد *کل*تفاضل هد در ورودی و خروجی پمپ است و دبی مورد نیاز سیستم را تولید می‌کند.

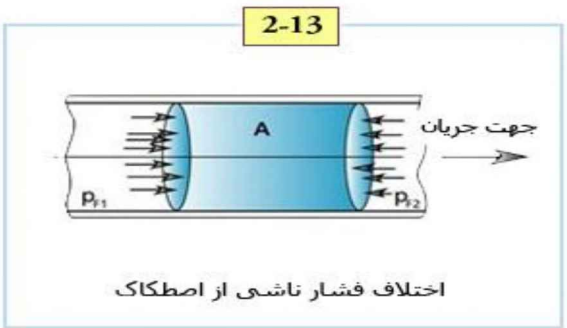
هد کل پمپ، انرژی مورد نیاز برای غلبه برتلفات ناشی از اصطکاک- که در نتیجه حرکت سیال در درون لوله و تجهیزات پدید می‌آید را فراهم می‌نماید. همچنین انرژی لازم رابرای جبران اختلاف درارتفاع،سرعت وفشاربین ورودی و خروجی تامین می‌نماید.

۲-۵ مولفه‌های هد کل *(The components of total head)*

۲-۵-۱ اصطکاک(Friction)

سیالات به هنگام حرکت اصطکاک تولید می‌نمایند.

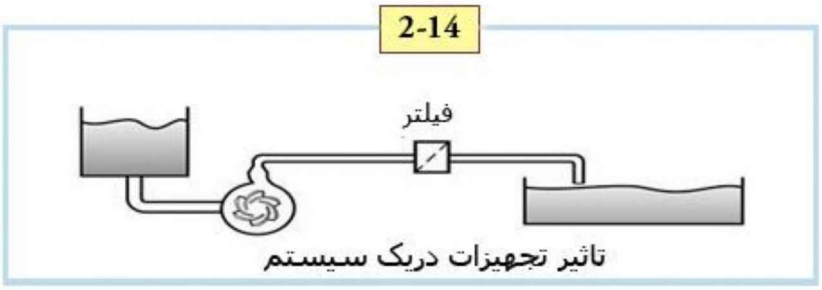
درحقیقت اختلاف فشار (P_{F1}-P_{F2})نیاز است تا بتوان سیال را از قسمت A به بیرون هدایت کرد (شکل ۱۳-۲). این



اختلاف فشار، تلفاتِ فشارِ ناشی از اصطکاک نامیده می‌شود.($\Delta\rho$) (به شکل ۱۳-۲ نگاه کنید).وقتی که عبارت ریاضی($\Delta\rho$)به هد تبدیل شود تلفات هد ناشی از اصطکاک نامیده می‌شود.*گرانروی* عامل بسیار مهمی در میزان این نوع اصطکاک است به طوری که سیالات گرانرو تر اصطکاک بیشتری تولید می‌کنند.

۲-۵-۲ تجهیزات(Equipment)

هرگونه تجهیزات در مسیر سیستم موجب کاهش *هد فشار* می‌شوند. یک فیلتر،نمونه‌ی گویایی از تجهیزاتی است که موجب افت فشار می‌شوند(شکل ۱۴-۲) نمونه‌های دیگر این قبیل تجهیزات که باعث افت فشار می‌شوند عبارتند



از:شیرهای کنترل،مبدل‌های

حرارتی و نظایر اینها. تجهیزاتی که به یک سیستم از پیش موجود، اضافه می‌شوندنرخ جریان را کاهش می‌دهند تا جایی که باید پمپ را به منظور تهیه‌ی انرژی بیشتر بهینه کرد (برای مثال با نصب یک پروانه بزرگتر)

۲-۵-۳ سرعت(Velocity)

وقتی که سیال، سیستم را با سرعت بالاتری نسبت به سرعت ورودی ترک می‌کند انرژی جنبشی آن افزایش می‌یابد که در این حالت به انرژی بیشتری نیاز است. مقدار انرژی‌ای که برای افزایش سرعت لازم است نوعا بسیار ناچیز است و غالبا از آن چشم‌پوشی می‌شود.هر چند که سیستم‌های خاص غالباطوری طراحی می‌شوند که سرعت خروجی زیادی داشته باشند.این کار با استفاده از نازل صورت می‌گیرد (شکل۱۵-۲ موردc).

شکل ۱۵-۲ سه سیستم را با سرعتهای خروجی بالارونده به ترتیب از سمت چپ نشان می‌دهد.

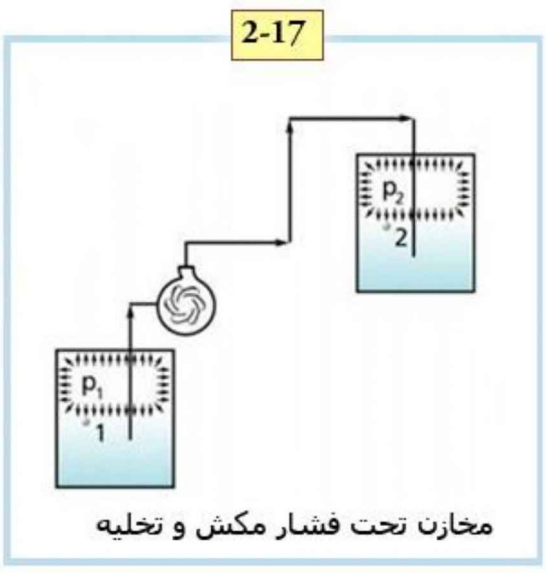
حالت A:انتهای لوله تخلیه در آب غوطه‌ور است.بنابراین سرعت خروجی V_2پایین و هد سرعت ناچیز است.

حالت B:انتهای لوله تخلیه نازل ندارد. بنابراین سرعت خروجی V_2 پایین است اما هد سرعت کم نیست.

حالت C: نازل‌هایی در انتهای لوله تخلیه نصب شده است. بنابراین سرعت خروجی V_2 و هد سرعت نیز بالا رفته است.

۲-۵-۴ ارتفاع(Height)

برای پمپ کردن سیالات ازسطح پائین‌تر به سطح بالاتر انرژی لازم است. غالبا اختلاف قابل توجهی در ارتفاع بین ورودی سیستم (نقطه۱)و خروجی سیستم(نقطه۲) وجود دارد (شکل ۱۶-۲).معمولا اختلاف ارتفاع در درون یک



سیستم بیشترین سهم را درهد *کل* پمپ دارد.

۲-۶ مخازن تحت فشار(Pressure vessels)

مخزن تخلیه و مخزن مکش ممکن است به‌صورت مبثت یا منفی تحت فشار قرار گیرد.(با توجه به فشار اتمسفری

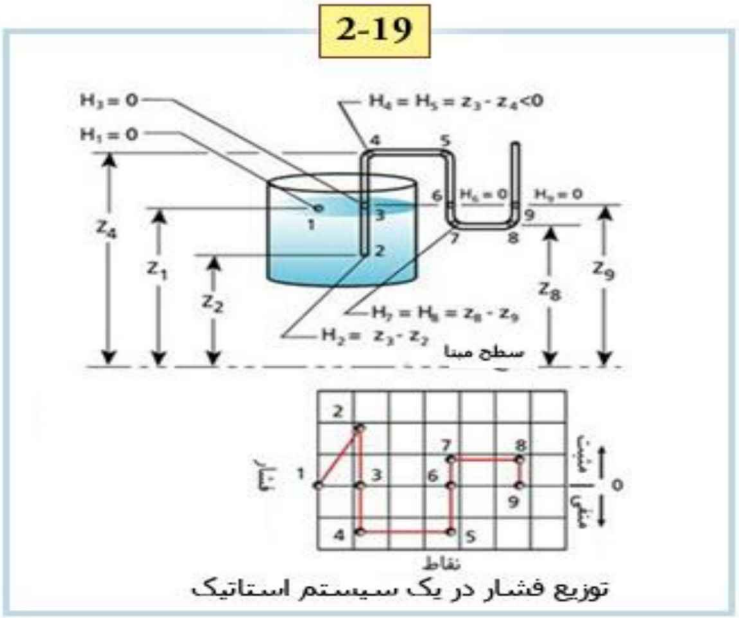
2-18

محل)اگر مخزن تخلیه به صورت مثبت تحت فشار قرار گیرد پمپ باید انرژی اضافی را برای غلبه بر این فشاراضافی فراهم نماید. اما هنگامی که مخزن تخلیه به صورت منفی تحت فشارقرار گیرد مقاومت کمتری برای ورودمایع به مخزن تخلیه وجود دارد پس انرژی مورد نیازی که پمپ باید تامین کند،کاهش می‌یابد. تحت فشار قرار گرفتن مخزن تخلیه به صورت منفی یا مثبت دقیقارابطهٔ معکوسی با عملکرد پمپ دارد.در بسیاری از مصارف کاربردی و عملی، مخازن تحت فشار نیستند و سطح فشار در این مخازن، صفر یا برابر با فشار اتمسفری محلی است.با این حال گاهی تعبیر نادرستی در مورد خروج آب از یک شیلنگ معمولی وجود داردکه تمایل دارد ما را در این مورد به اشتباه بیاندازد. باید توجه داشت که درواقع خروج آب به سمت بیرون، دلیل بر وجودفشار در شیلنگ نمی‌باشد. آن چه که ما به عنوان فشار احساس می‌کنیم درحقیقت جرم ذرات آب است که با شتاب بالا به هم اصابت می‌کنند، در این حالت انرژی جنبشی به انرژی ناشی از فشار تبدیل می‌شود و منجر به تولید نیرو دردست و احساس فشار می شود.در واقع فشارصفر است اما فوران آب دارای مقدار قابل توجهی انرژی جنبشی است.

۲-۷ فشار منفی (نسبی)(Negative pressure)

شکل ۱۹-۲ چگونگی تولید فشار نسبی منفی را نشان می‌دهد. سیالات ایستا و ارتفاع نقطه ۱ با نقاط۳،۶،۹ یکسان

2-19



است. با توجه به

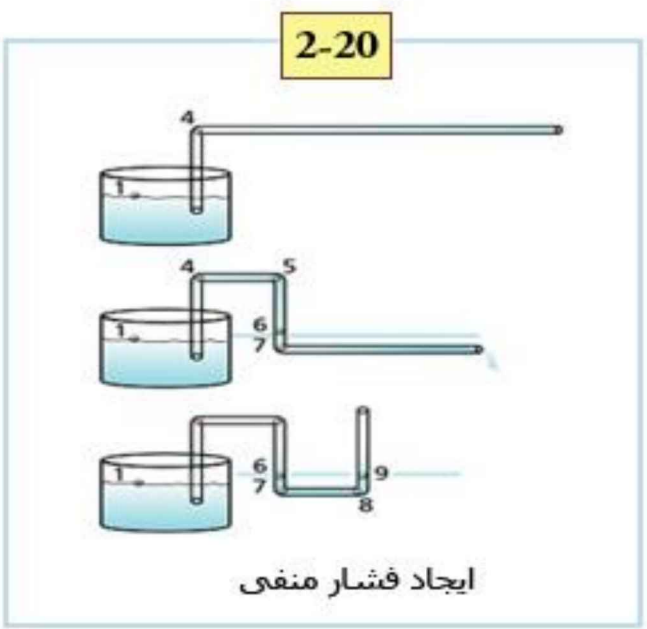
عمق نقطه ۲ و فشاری که به علت سیال درعمق بوجود می‌آید، فشار درنقطه ۲ بالاتر از فشار درنقطه ۱ است. فشار در نقطه ۲ مثبت است و همین که به سطح نقطه ۳ در داخل لوله می‌رسیم فشار به صفر کاهش می‌یابد.(در حقیقت همان سطح نقطه ۱).

فشار از نقطه ۳به ۴ کاهش می‌یابد و منفی می‌شود. از آنجا که ما در همان سطح هستیم، فشار در نقطه ۵ همان فشاردر نقطه۴ است. سپس فشار از منفی به صفردر نقطه ۶ افزایش می‌یابد(همان سطح نقطه۱)از نقطه ۶ تا ۷ فشار افزایش می یابد و از فشار از نقطه ۷تا۸ ثابت می‌ماند.

از نقطه ۸تا ۹ فشار کاهش یافته و به صفر می‌رسد زیرا نقطه ۹هم سطح با نقطه ۱است. می‌توانیم فشارنسبی منفی را با یک نی در هر زمان ایجاد کنیم.شما می‌توانید با چند لوله‌ی قابل انعطاف، آزمایشاتی را که درتصویر ۲۰-۲ نشان داده شده است انجام دهید.

لطفاآزمایش ساده زیر را انجام دهید :

یک ظرف کوچک ویک لوله پلاستیکی کوتاه و شفاف (طوری که از بیرون داخل آن قابل رویت باشد)آماده کنید،

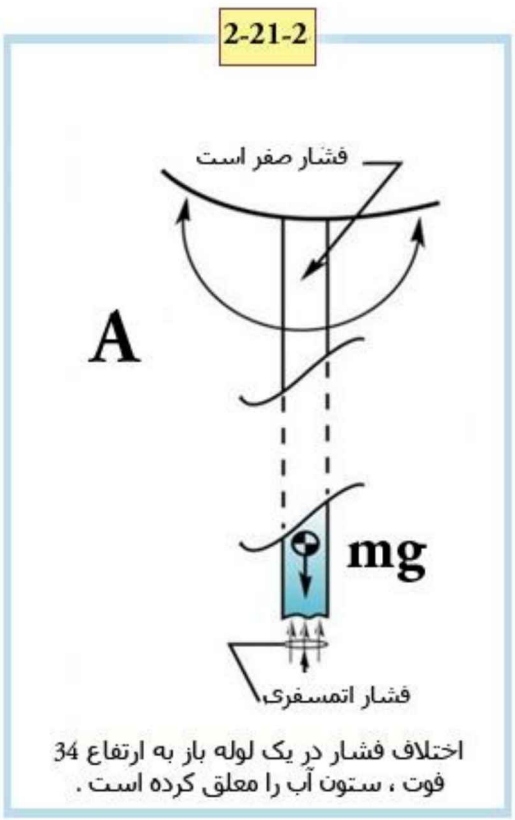


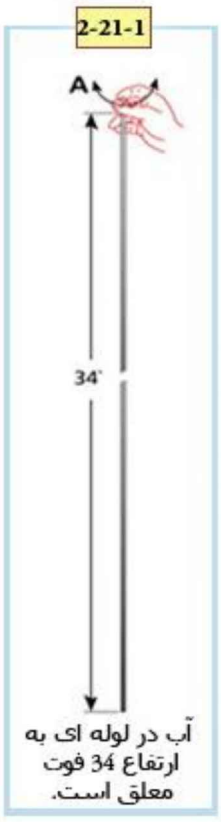
مقداری آب در داخل ظرف بریزید.

۱- ساکشن به لوله اعمال می شود و مایع به نقطه ۴ می‌رسد.

۲- لوله را متمایل و خم کنید، در همان حال عمل مکش را انجام دهید تا سیال به نقطه ۵ برسد. در این نقطه از لوله در حقیقت سیفون ایجاد شده است.

۳- لوله در نقاط ۷ و ۸ خم می‌شود و سطح مایع به خودی خود در نقطه ۹قرار خواهد گرفت که هم سطح با نقطه ۱ است.مایع در لوله در نقاط۴و۵ایستاو معلق باقی می‌ماند. مایع از ارتفاع پائین‌تردرنقطه ۱ به ارتفاع بالاتری در نقطه ۴ رسیده است.اگر لوله درنقاط۴و۵ سوراخ شود





چه اتفاقی خواهد افتاد؟هوا وارد لوله خواهد شد و مایع به پائین‌ترین سطح خود خواهد رسید.با این آزمایش توانستیم فشار منفی نسبی را بدون مداخله خیلی زیاد در نقطه ۴ ایجاد کنیم. این بار از لوله بلندتری استفاده کنید آن را پر از آب کنید و با انگشت خود انتهای لوله را ببندیدبه نحوی که انتهای پائینی لوله بازباشد(شکل ۲۱الف -۲).این کار به ما امکان می‌دهد که ستونی از آب را به ارتفاع ۱۰ متر با بستن بالای آن معلق کنیم. بستن بالای لوله باعث می‌شود تا فشار صفر درجه در بالای لوله، بین انگشت و سطح آب ایجاد شود. در انتهای پایینی لوله که باز است، فشار اتمسفری در جهت رو به بالا به مایع وارد می‌شود. در نتیجه، وزن مایع به واسطه فشار اتمسفری در حالت تعادل قرار می گیرد.

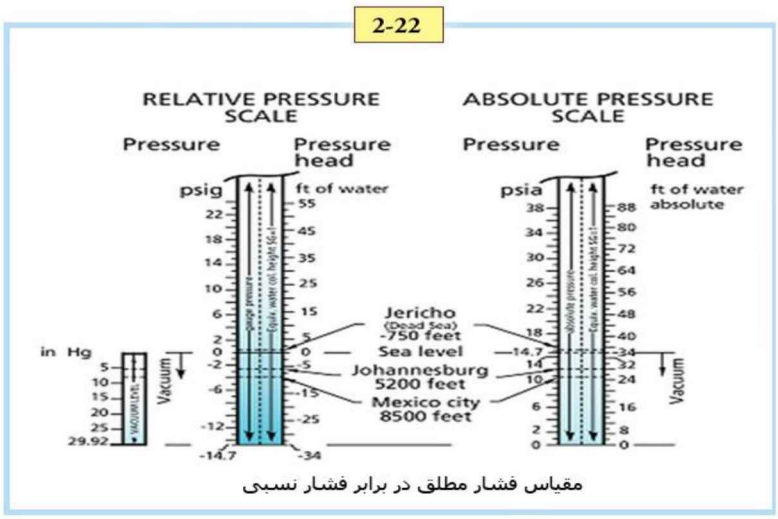
واحد رایج برای اندازه گیری فشار در شمال آمریکا psig(یا پوند در مقیاس هراینچ مربع) است.psig صفر درجه با سطح فشار در اتمسفر محلی برابر است."g" معادل گِیج به معنی مقیاس اندازه‌گیری است. در هد ناشی از فشار، صفر فوت از سیال برابر است با صفر پوند در مقیاس هر اینچ مربع. این واحدها مربوط به فشار اتمسفری محلی یا هد فشار اتمسفری هستند. فشار در قسمتهای خاصی از سیستم می‌تواند از سطح فشار اتمسفری محلی نیز پایین‌تر بیاید و منفی بشود. منطقه‌ای که سیستم فشار آن منفی است، منطقه تحت خلاء می‌باشد.

یک رخنه در دیواره محبوس کننده‌ی سیال در ناحیه تحت خلاء باعث می‌شود که هوا به درون سیستم جذب شود؛ این همان اتفاقی است که اگر لوله در نقطه‌ی ۴ در شکل ۲۰-۲ سوراخ می‌شد روی می‌داد.واحد اندازه‌گیری فشار، پوند psia می‌باشد(پوند در هر اینچ مربع مطلق).

سطوح هد فشار با استفاده از *فوت مطلق مایع یا in Hg*(یک اینچ جیوه)بیان می‌گردند. این واحدها، مطلق می‌باشند به این معنی که وابسته به یک فشار دیگر نمی‌باشند. یک خلاء کامل معادل است با صفر psia.

شکل ۲۲-۲ با استفاده از نمودار، رابطه بین فشار مطلق و نسبی را نشان می‌دهد. فشار اتمسفری در سطح دریا برابر با ۱۴.۷ psia می‌باشد.

اما تمام زمین در سطح دریا نیست، برای مثال ژوهانسبورگ ۵۲۰۰ فوت بالاتر از سطح دریا قرار دارد و فشار اتمسفری محلی آن برابر با ۱۲psiaاست. تاثیر این عامل(یعنی psia) باید به هنگام محاسبه‌ی .N.P.S.H(خالص هد مثبت



مکش)در مکش پمپ مورد توجه قرار گیرد.(برای توضیحات بیشتر به فصل محاسبات مراجعه شود)

رابطه بین فشارمطلق (psia)ویک مقیاس فشارنسبی (psig)از این قرار است:

$P(psia)=p(psig)+P_A(psia)$

که در اینجا P_A فشار بارومتریک یا اتمسفر محلی در مقیاس Psiaاست و یا به عبارت دیگر

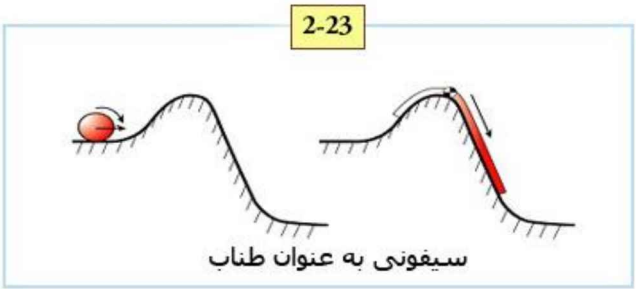
در سطح دریاp_A=14.7Psia.

$$p_{ab}=p_g+p_{atm}$$

فشار اتمسفر +فشار نسبی = فشار مطلق

۲-۸ عملکرد سیفون (siphon) (سیفون به معنی لوله های v شکل است)

در نگاه اول، سیالی که بدون هیچ نوع کمکی در حال حرکت به صورت عمودی و به سمت بالا باشد، تاثیرشگفت انگیزی ایجاد می‌کند. شکل ۲۳-۲ حرکت طناب را بایک توپ مقایسه می‌کند، هر دو شی جامد هستند ولی طناب می‌تواند رفتار مایع را شبیه سازی و تقلید کند در حالیکه توپ نمی‌تواند. توپ به سمت شیب حرکت می‌کند و قبل

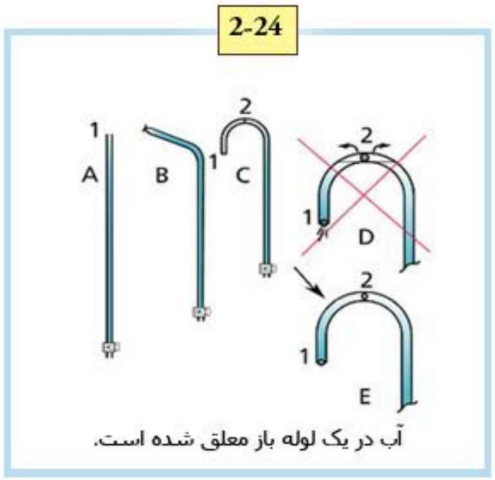


از اینکه به سرازیری تند برسد با یک برآمدگی روبرو می‌شود آیا توپ قادر است از روی برآمدگی بدون هیچ‌گونه مداخله‌ای بگذرد؟ قطعا اگر سرعتش کم باشد قادر نیست. حالا تصور کنید که توپ به شکل یک طناب کشیده شده و روی سطح صاف قسمت شیبدار دراز شده باشد و کل برآمدگی را پوشانده باشد (سرسره دوم) همین که طناب

شروع به حرکت کند به راحتی به پایین خواهد رفت و قسمتی را که بر روی برآمدگی قرار گرفته است، را به دنبال خود خواهد کشید. یک سیال در داخل لوله، رفتار و عملکردی شبیه این طناب دارد.

یک حجمِ سیال، فاقد شکل است.یک سیال، به شکل ظرف خود در می‌آید، مهم نیست که آن ظرف چه شکلی داشته باشد. گرایش طبیعی سیال به تخت دراز کشیدن است. گرانش (یا انرژی پتانسیل) توجیه کنندهٔ این عملکرد و گرایش است. همینطور گرانش می‌تواند حرکات خاص سیفون را نیز توجیه کند.شکل ۲۴-۲ آزمایشی را نشان می-دهد که به چند فوت لوله‌قابل انعطاف نیاز دارد. لوله را با آب پر کنید و انتهای پایینی آن را محکم ببندیدانتهای لوله در نقطه‌ی ۱ را فشار دهید تا موقتا بسته شود، لوله را ۱۸۰درجه بتابانید تا به شکل یک Uدربیاید(شکل ۲۴-۲:C).

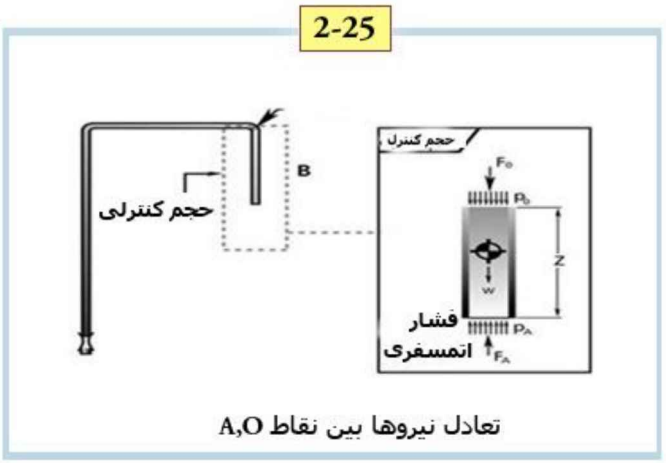
انتهای بالایی لوله را در نقطه ۱باز کنید.چه اتفاقی می‌افتد؟ هیچ مایعی از لوله خارج نمی‌شود. چرا؟ اگر آب از سمت



کوچکتر(منظور قسمت بالایی است) بیرون بیاید یک تهی‌گاه در سطح نقطه۲در لوله ایجاد می‌شود. یک خلاء می-تواند یک حجم مایع کم فشار تولید کند. فشار نسبی پایین به عنوان یک نیروی کششی بر روی ستون مایع کوچکتر اعمال نیرو می‌کند. اما عملااین فشارِپایین نیست که مایع را به بالا می‌کشد بلکه فشار اتمسفری است که بر روی ستون کوچکتر مایع به سمت بالا فشار وارد می‌آورد. بنابراین مایعی که از نقطه ۱درحال بیرون آمدن است یک خلاءدرنقطه۲ بوجود می‌آورد و وجود یک خلاء ، حرکت را متوقف می‌کند نتیجه اینکه جنبشی در نقطه ۱ وجود نخواهد داشت. ممکن است برای خوانندگان سوال پیش بیاید چرا ما می‌گوییم که فشار در نقطه ۱ (فشار اتمسفری)،برای جلوگیری از حرکتِ ستونِ کوچکترِ مایع به سمت پایین کافی است. به این دلیل که اگر فشار اتمسفری وجود نداشت و اعمال نیرو نمی‌کرد لزومادر نقطه ۲ می‌بایست یک خلاء به وجود می آمد. بازتاب خلق یک خلاء در نقطه ۲،کاهش فشار تا حد صفر psia خواهد بود. این فشار پایین قادر خواهد بود که ستون آبی به ارتفاع ۳۴ فوت را معلق سازد. البته واضح است که وجود این خلاء برای ستون کوچکتر مایع که در سمت چپ نقطه ۲ قرار گرفته است ضروری نمی‌باشد. برای ایجاد تعلیق در ستون کوچکتر مایع، چیزی کمتر از یک خلاء نیاز است. در شکل۲۴-۲ section E یک فشار تنزل یافته در نقطه ۲ وجود دارد که ستون کوچکتر مایع را معلق ساخته است. در این section هیچ خلائی برای تعلیق ستون کوچکتر نیاز نیست.

آزمایش بعدی نشان خواهد داد که ایجاد فشار پایین تا چه اندازه ساده و راحت است. حاصل این آزمایش خارق العاده است و یک خاصیت غیر معمول سیالات را به ما نشان خواهد داد: توانایی سیالات در معلق شدن در میان هوا بدون استفاده از وسیله‌ای مشهود.

آزمایش شماره ۱: این آزمایش شامل یک لوله عمودیِ پرازآبِ ته بسته است. ما انتهای بالایی را می‌گیریم و به صورت عمودی در جهت پایین -همانطور که در شکل۲۵-۲ نشان داده شده است می‌چرخانیم. چه اتفاقی برای



سیالی که داخل لوله است می‌افتد؟ آیا در حالت تعادل است؟ آیا معلق است؟ و یا مقداری از آن به بیرون ریخته شده است؟ اگر مایع معلق شده است پس باید تعادلی بین

نیروهایی که آن را در داخل لوله نگاه داشته‌اند برقرار باشد تا از بیرون آمدن مایع از سمت کوچکتر لوله جلوگیری کنند.

فشار p_oدر درون لوله، یک نیروی F_o را در برش نقطه o تولید می‌کند(شکل ۲۵-۲). مشابه همین وضعیت فشار اتمسفری p_Aیک نیروی F_A را در انتهای لوله تولید می‌کند. W نیز وزن توده سیال بین نقاط OوA می‌باشد.

تعادل نیروها این چنین است:

$$F_A = F_O + W \quad \text{همچنین} \quad F = p \times A \quad \text{سپس} \quad p_A \times A = p_O \times A + \gamma z\, A \quad [۲-۱۴]$$

$$P_A = P_O + \gamma z$$

بنابراین برای اینکه سیال به حالت تعادل برسد،P_Oباید کوچکتر از P_A باشد. این یعنی P_O با توجه به فشار اتمسفر منفی خواهد بود $P_O<P_A$

در زیر، دو اصل وجود دارد که باید واضح و روشن شود:

۱- دریک سیستم استاتیک، ذرات سیالی که دریک سطح قرار دارند در فشار یکسانی نیز قرار دارند.

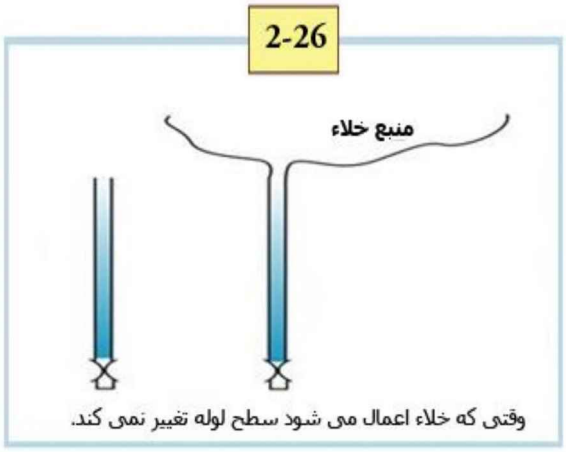
۲- مایعات تراکم ناپذیرند.

می‌دانیم که برای پایداری مایعات،باید تعادلی میان نیروها وجود داشته باشد. چگونه این توازن نیرو ها بوجود می-آیند؟ آیا می‌توانیم این آزمایش را بدون خم کردن یک لوله انجام دهیم؟

آزمایش شماره ۲:

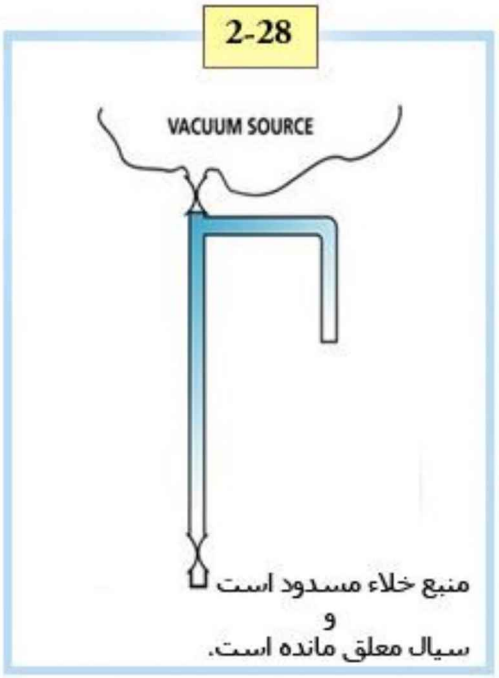
ابتدا با یک لوله پر از آب که انتهای آن بسته شده و به صورت عمودی است آزمایش را انجام می‌دهیم. همانطورکه درشکل ۲۶-۲ نشان داده شده است، اگر یک منبع خلاء را بکار ببریم سیال دقیقا همانجایی که هست می‌ماند، زیرا تراکم ناپذیراست به عبارت دیگر اگر فشار کاهش پیدا کند، مایع گسترش نمی‌یابد و همچنین اگر فشار افزایش پیدا کند، مایع منقبض نمی‌شود.

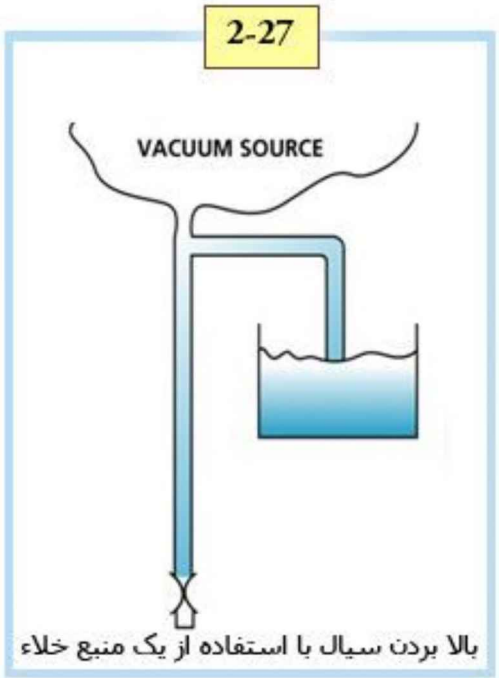
یک سه راهی به انتهای بالایی لوله وصل کنید.سپس یک پایه کوتاه به سه راهی وصل کنید و یک سر آن را به مخزن



برسانید. (شکل

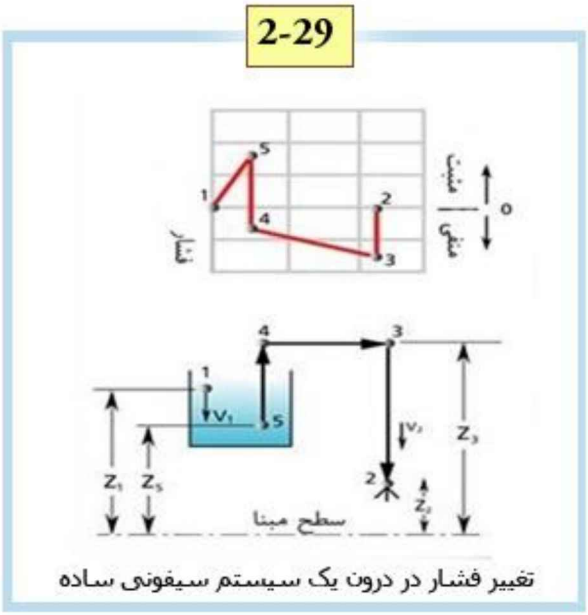
۲۷-۲ و ۲۸-۲) دوباره منبع خلاء را به سه راهی وصل کنید، مایعی که راه را در پایه کوچک بسته است باعث می-





شود تا مایع در توازن بماند و بنابراین معلق شود. اگر منبع خلاء را مسدود کنیم و مخزن را نیز حذف کنیم دقیقاهمان سیستم در شکل ۲۶-۲ شکل می‌گیرد.

شکل ۲۹-۲وضعیت یک سیفون معمولی را نشان می‌دهد. این گراف نشان می‌دهد که چگونه هد فشار در درون یک



سیستم متغیر است. در فصول بعد دربارهٔ روش محاسبه ی هد فشار در هر نقطهٔ سیستم توضیح خواهیم داد.

۲-۹ وزن مخصوص(Special weight)

بیشتر اوقات ما به محاسبه هد فشار که وابسته به فشار است نیاز داریم. فشار را می‌توانیم در تمام سیالات به هد فشار و یا ارتفاع ستون سیال تبدیل سازیم، گر چه همه سیالات چگالی یکسانی ندارند.

برای مثال چگالی آب ۶۲/۳۴ پوند در هر فوت مکعب است در حالیکه چگالی بنزین ۴۶/۷۵ پوند در هر فوت مکعب است. وزن مخصوص برابر با نسبت چگالی سیال به چگالی آب در شرایط استاندارد است.با این تعریف،وزن مخصوص (SG) آب برابر است با ۱. برای تبدیل فشار به هد فشار باید وزن مخصوص (SG)سیال را بدانیم. وزن مخصوص سیال برابر است با:

$$SG=\frac{PF}{PW} \qquad F = Fluid \qquad w = water$$

که در اینجاPF چگالی سیال و PW چگالی آب در شرایط استاندارد می‌باشد.

پس: $r=gpP= rf\frac{PFgz}{gc}, pf = sg\ pw$

بنابراین $P=SG=\frac{PW\ gz}{gc}$

که rf چگالی سیال بر حسب وزن در هر حجم واحد و pf چگالی بر حسب جرم در هر حجم واحد است. مقدار ثابت g_c برای برقراری ارتباط میان جرم بر حسبlbm و نیرو بر حسبlbf مورد نیاز است. مقدار $PW\ g/g_c$pwبرای آب در دمای ۶۰° فارنهایت برابر است با$62/34 lbm/f^3$برابر است با:

$$\frac{PWg}{gc} = \frac{62.34(lbm/Ft^3) \times 32.17(f\ t/s^2)}{32.17(lbm - ft/lbf - s^2} \times \frac{1(f\ t)}{144(in^2)} = \frac{1}{2.31} = \left(\frac{lbf}{in^2 - ft}\right)$$

بعد از ساده سازی، رابطه بین ارتفاع ستون سیال و فشار در پایین ستون برابر است با :

$$P(PSi) = \frac{1}{2.31} SG\ z(ft\ of\ fluid)$$

ممکن است همه تا این اندازه به بحث در مورد سیفون علاقه‌مند نباشند. توضیح عملکرد یک سیفون کاملاساده است: یک سیفون مثل یک طناب عمل می‌کند، اگر شما یک سر طناب را بکشید سر دیگربه دنبالش می‌آید. چرا دانستن چگونگی عملکرد سیفون مهم است؟ویژگی سیفون این است که می‌تواند یک ناحیه کم فشار را تولید کنددر حقیقت یک لوله ی تغذیه که ورودی آن به تانکر ازبالا باشد عملکرد و رفتاری شبیه به یک سیفون داردودر مجموع هر منطقه از سیستم لوله کشی که مرتفع‌تر از نقطه تخلیه باشد، به احتمال زیاد دارای فشار پایین است.

فصل سوم

طبقه بندی پمپ ها

Pumps classification

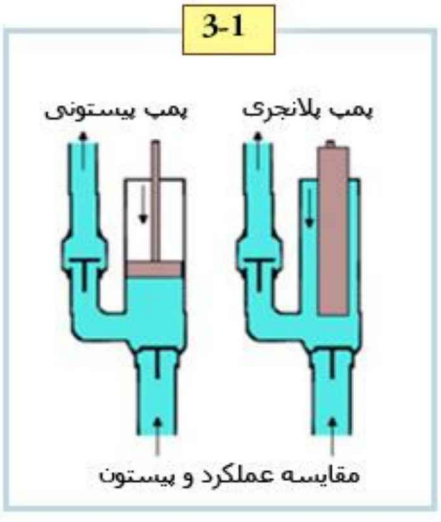
۳-۱ پمپ‌های جابجایی مثبت(Positive displacement pumps)

اگر برخی استثنائات را نادیده بگیریم، می‌توانیم بگوییم که پمپ‌هایِ جابجاییِ مثبت نسبت به پمپهای جنبشی حجم کمتری از سیال را در فشار بالا منتقل می‌کنند و در برابر، پمپ‌های جنبشی حجم بیشتری از سیال را با فشار پایین‌تر به پیش می‌برند.

پمپ‌های جابجایی مثبت را که کارشان جذب سیال در هر دور فعالیت پمپ است می‌توان به دو دسته تقسیم کرد: رفت و برگشتی(reciprocating)، دَوَرانی(rotary)

پمپ‌های رفت و برگشتی شامل انواع پیستونی(piston pump)، پلانجری(plunger pump) و دیافراگمی(diaphragm pump) است؛ پمپ‌های دَوَرانی شامل پمپ‌های دنده‌ای(gear pump)، لوبیایی(lobe pump)، پیچی(screw pump)، پره‌ای(vane pump) و بادامکی(cam pump) است.

۳-۱-۱ پمپهای پیستونی و پلانجری(Piston & plunger pump)

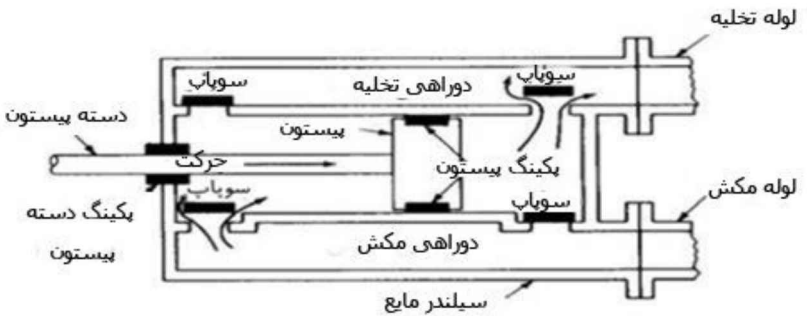


پمپ‌های پلانجری از سایر پمپ‌ها قدیمی‌ترند. پمپ‌های پلانجری و پیستونی از سیلندری تشکیل شده که پیستون یا پلانجر در درون آن عقب و جلو می‌رود. در پمپ‌های پلانجری، پلانجر از میان یک سیل(Seal) که آب بندی شده می‌گذرد و به سیال(Seal) فشار وارد می‌آورد در صورتی که در پمپ‌های پیستونی سیل بر روی پیستون قرار گرفته است و همراه آن حرکت می‌کند و سیال را به سمت بیرون از سیلندر می‌راند.(شکل۱-۳).

مکانیزم آنها به این ترتیب است که به محض حرکت پیستون به سمت بیرون، حجم موجود در سیلندر افزایش می‌یابد و سیال از طریق شیر ورودی یک‌طرفه به داخل سیلندر وارد می‌شود. با برگشت پیستون به داخل سیلندر حجم سیال موجود در سیلندر کاهش می‌یابد، فشار سیال افزایش می‌یابد و در نتیجه سیال از طریق شیر خروجی به بیرون رانده می‌شود. در پمپ‌های پیستونی سرعت پمپاژ از صفر تا ماکزیمم در نوسان است؛ به این ترتیب : زمانی که پیستون در نقطه‌ای قرار دارد که باید جهت حرکتش تغییر کند، سرعت پمپاژ صفر است و زمانی که پیستون به نیمه‌ی سیلندر رسیده باشد، سرعت پمپاژ در حداکثر است.

برای مشاهده عملکرد پمپ پیستونی به شکل۲-۳ دقت کنید.

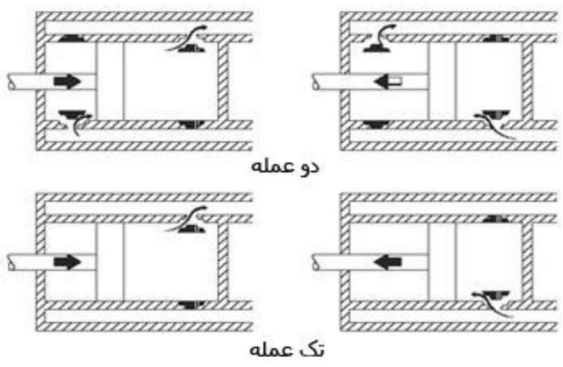
3-2



نحوه عملکرد پمپ

چنانچه از دو سمت پیستون برای پمپاژ استفاده شود سرعت پمپاژ می‌تواند کاهش یابد. پمپ‌هایی که به این شیوه کار می‌کنند پمپ‌های دوعمله(**double acting**) نامیده می‌شوند. (مقایسه پمپهای پیستونی دو عمله و تک عمله:(شکل۳-

3-3



پمپ پیستونی دو عمله در مقایسه با تک

۳) اگر بیشتر از یک سیلندر استفاده شود، سرعت پمپاژ بیشتر کاهش پیدا خواهد کرد؛ در مجموع می‌توان گفت که سرعت پمپاژ پمپ‌های پستونی با تغییر سرعت رفت و برگشت پیستون و یا تغییر در مسافتی که پیستون برای ضربه زدن طی می‌کند، کاهش و یا افزایش می‌یابد. پیستون ممکن است مستقیماً با بخار، هوای فشرده، روغن هیدرولیکی، یک رابط مکانیکی و یا بادامکی- که حرکت دَوَرانی یک چرخ گردان را به حرکت رفت و برگشتی تبدیل کند- به حرکت درآید.

دو نوع پمپ پیستونی وجود دارد: ۱- نوعی که برای سیالات با ویژگیهای متفاوت ساخته شده و پمپ هیدرولیکی نامیده می‌شود. ۲- نوعی که برای استعمال گاز و هوا بوده و به عنوان پمپ پنوماتیک شناخته می‌شود.(بوسیله انتگرال و دسته پمپ، پمپ روغن را تحت فشار رها می‌کند).

پمپهای پیستونی و پلانجری معمولا کم ظرفیت هستند ولی فشار خروجی سیال را می‌توانند تا مقدار زیادی افزایش

3-4

یک پمپ پیستونی

دهند. بنابراین از این پمپها در

جاهایی که نیاز به جابجا کردن سیالی با حجم کم ولی فشار بالا باشد، استفاده می‌کنند. در ضمن باید به این نکته نیز توجه داشت که جریان سیال در این پمپها به صورت غیر یکنواخت می‌باشد. پمپ‌های پیستونی و پلانجری گران قیمت هستند اما فوق العاده قابل اطمینان و بادوام هستند و به عنوان پمپ‌هایی که برای صدسال نیاز به تعمیر و تعویض ندارند مشهورند.

نکته بسیار مهم در مورد این پمپها آن است که هرگز نباید آنها را در حالی‌که شیر خروجی پمپ (dischsrge valve)بسته‌است روشن نمود. پمپهای پیستونی ازنظر "priming"(پرکردن و تخلیه پمپ) دارای کیفیت بالایی بوده اما محدودیت های زیادی نیز دارند که در اینجا به برخی از آنها اشاره می‌کنیم :

۱- این پمپ ها تحت فشار بالا نمی‌توانند عمل کنند در نتیجه عمر مفید آنها از برخی پمپها کوتاهتر است.

۲- جریان منحنی عملکرد آنها، اساسا مسطح(یکنواخت)است.

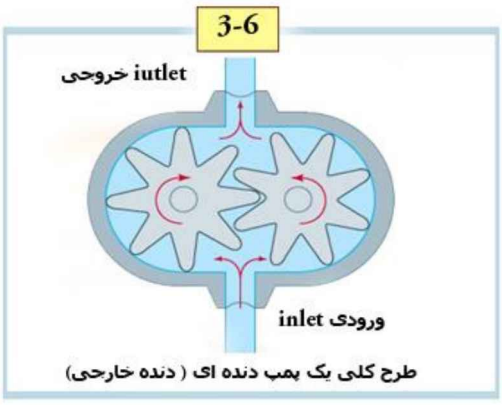
۳- برای انتقال مواد قابل احتراق و سمّی مناسب به نظر نمی‌رسند.

۳-۱-۲ پمپ‌های دیافراگمی(Diaphragm pumps)

عملکرد پمپ‌های دیافراگمی بسیار مشابه پمپ‌های پیستونی است با این تفاوت که در اینجا یک دیافراگم قابل انعطاف که حرکاتی منظم دارد جایگزین پیستون شده است. این دیافراگم‌ها این مزیت را دارند که در مقایسه با پمپ‌های پیستونی نیازی به پکینگ ندارند. دیافراگم ممکن است به شیوه‌ای مکانیکی از طریق پیستونی که بی واسطه به آن متصل است و یا یک سیال نظیر روغن یا هوای فشرده به حرکت درآید.پمپ‌های دیافراگمی مقدار خروجی متناوبی دارند و می‌توانند گازها، مایعات و یا ترکیبی از این دو را پمپ کنند؛ همچنین پمپ‌های دیافراگمی برای پمپ‌کردن مایعات حاوی ذرات جامد قابل استفاده‌اند. علاوه براین برای پمپ‌کردن مواد شیمیایی گران قیمت، سمی یا خورنده (فرسایشگر)- که ممکن است ازطریق پکینگ به بیرون ترشح کنند-استفاده می‌شوند. پمپ‌های دیافراگمی می‌توانند برای مدت طولانی بدون روغنکاری به فعالیت بپردازند.

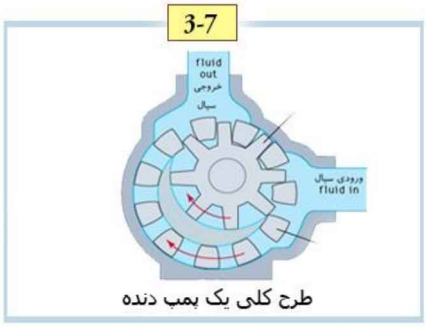
۳-۱-۳ پمپ‌های دنده‌ای(Gear pumps)

یکی از رایج ترین انواع پمپ دنده‌ای در شکل ۶-۳ دیده می‌شود. در این پمپ یکی از دنده‌ها چرخان و دیگری آزاد است. خلاء موقتی از طریق چرخش این دنده‌ها که در ابتدا با هم درگیر نیستند ایجاد می‌شود که سیال را به درون پمپ



می‌کشد. سپس سیال به قسمت مابین محفظه و دنده‌ها حرکت می‌کند. به محض درگیر شدن دنده‌ها با هم فشار بالایی ایجاد می‌شود که سیال را به سمت مسیر خروجی می‌راند.

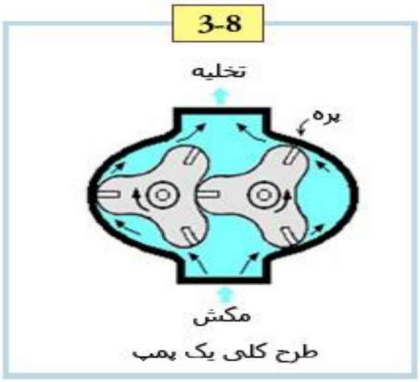
3-7



طرح کلی یک پمپ دنده

همانطورکه می‌بینید جهت تخلیه در پمپ دنده‌ای بستگی به جهت چرخش دنده‌ها دارد.یک پمپ دنده داخلی در شکل۷-۳ دیده می‌شود. دنده‌ی چرخان درواقع روتوری است با دندانه‌های تیز که با دندانه‌های دنده ای هرزگرد و لنگ درگیر می‌شود. بخش هلال‌شکل محفظه‌ی پمپ جریان سیال را بین دنده‌ی هرزگَرد و روتور تقسیم می‌کند. این قبیل

3-8



طرح کلی یک پمپ

پمپ‌های دنده‌ای برای نرم‌کاری (اصطکاک زدایی) به کار می روند به همین دلیل برای پمپ‌کردن گازها وابسته به مایعات مناسب نیستند.

این پمپ‌ها خروج ثابتی دارند و با کمی لرزش ناشی از چرخش روتور همراه هستند. فرسایش و خوردگی در آنها باعث بازگشت آب به درون پمپ می‌شود.به دلیل اینکه این پمپ‌ها قابلیت قفل‌کردن(جام شدن) دارند برای پمپاژ مایعات حاوی ذرات جامد مناسب نمی‌باشند و چون نیازی به سوپاپ یک طرفه ندارند می‌توان در پمپاژ بسیاری ازمایعات لزج از آنها استفاده کرد.

3-9

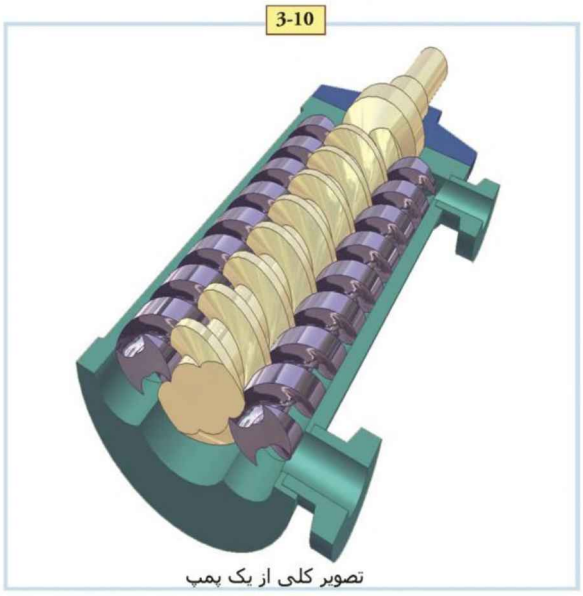
تصویری از دو پمپ لوبیایی

۳-۱-۴ پمپ‌های لوبیایی(lobe pumps)

پمپ‌های لوبیایی از نظر ظاهری بسیار به پمپ‌های دنده خارجی شباهت دارند. با این تفاوت که این پمپ‌ها روتورهایی دارند که به جای دنده‌ها با دو، سه و یا چهار lobe جایگزین شده‌اند و هر دو روتورآنها چرخان می‌باشند. پمپ‌های لوبیایی در مقایسه با پمپ‌های دنده خارجی لرزش بیشتری دارند و برای استفاده‌ی بلند مدت و مداوم مناسب نیستند. نوع دیگر

این پمپ‌ها، کمپرسورهای لوبیایی (lobe compressor) هستند که در این قبیل کمپرسورها، هر روتور دو lobe داردو در پمپ‌کردن گازها از آنها استفاده می‌شود.

۳-۱-۵ پمپ‌های پیچی(Screw pumps)

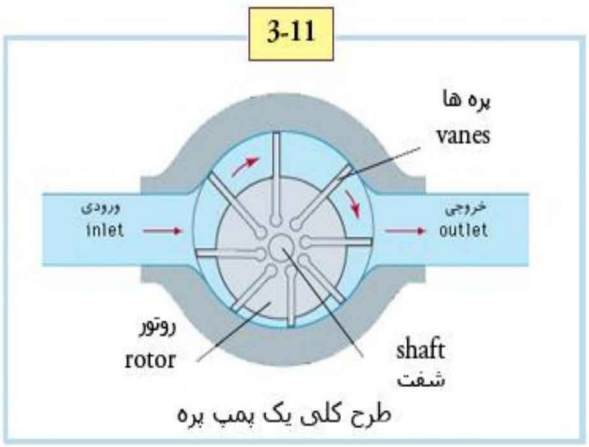


تصویر کلی از یک پمپ

در یک پمپ پیچی، یک روتور مارپیچ در یک محفظه‌ی ثابت می‌چرخد این محفظه به شکلی است که به هنگام دَوَران پیچ و حرکت سیال به سمت تخلیه، حفره‌ای در آن بوجود می‌آید. شکل‌گیری این حفره باعث ایجاد یک خلاء موقتی می‌شود که این خلاء، سیال را به درون پمپ می‌کشد. سپس سیال به سمتی که خلاء در آن موجود است(حفره) منتقل می‌شود. شکل محفظه طوری است که به هنگام تخلیه‌ی پمپ حفره بسته می‌شود و با ایجاد فشار فزاینده‌ای سیال به مسیر خروجی رانده می‌شود. پمپ‌های پیچی می‌توانند سیالاتی حاوی بخار یا ذرات جامد را پمپ کنند. این پمپ‌ها خروجی ثابتی دارند و در عین‌حال لرزشی بسیار ناچیز، ناشی از چرخش روتور نیز دارند.

به دلیل اینکه پمپ‌های پیچی نیازی به شیرهای اطمینان ورودی و خروجی ندارند، قادرند مایعات بسیار لزج را نیز پمپ کنند. این پمپ‌ها غول پیکر سنگین و گران قیمت هستند، اما در عین حال بسیار قوی و پرقدرت اند و عمری طولانی دارند.

۳-۱-۶ پمپ پره‌ای(Vane pump)



طرح کلی یک پمپ پره

یک پمپ پره‌ای متغیر در شکل ۱۱-۳ دیده می‌شود، روتور این پمپ به صورت لنگ جاگرفته است. پره‌های مستطیل شکل در فواصل منظم و ثابتی نسبت به یکدیگر، حول سطح منحنی روتور قرار گرفته‌اند. تمام پره‌هادر درون یک شکاف(slot) قرار دارند طوری که می‌توانند آزادانه در این شکاف حرکت کنند. نیروی گریز از مرکز که حاصل از دَوَران شفت است پره‌ها را برای تشکیل یک سیل(seal) در برابر محفظه‌ی پمپ، به بیرون پرتاب می‌کند. با چرخش روتور، خلاء موقتی که در قسمت مکش پمپ ایجاد شده‌است سیال را به درون پمپ می‌کشد و بدین ترتیب سیال به سمت دیگر پمپ - در فضایی که بین روتور و محفظه قرار دارد- منتقل می شود و افزایش فشار در قسمت تخلیه، سیال را به سمت مسیر خروجی می‌راند. مقدار پمپاژ با تغییر درجه-لنگی روتور قابل تغییر است. پمپ‌های پره‌ای نیازی به شیرهای اطمینان خروجی و ورودی ندارند. این قبیل پمپ‌ها قادرند سیالاتی را که حاوی بخار و گاز هستند پمپ کنند، اما برای پمپاژ مایعات حاوی ذرات جامد مناسب نیستند. نوعی

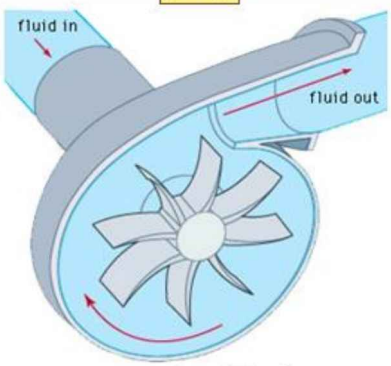
کمپرسورهای پره‌ای نیز وجود دارند که برای پمپ کردن گازها از آنها استفاده می‌شود.پمپ‌های پره‌ای خروجی ثابتی به همراه کمی لرزش ناشی از چرخش روتور دارند و درعین حال پرقدرت نیز می‌باشند.

۳-۲ پمپ‌های جنبشی(Kinetic pumps)

پمپ‌های جنبشی به دو دسته قابل تقسیم هستند:*گریز از مرکز* یا *سانتریفیوژی(Centrifugal)* و *جانبی(regenerative)*. در پمپ‌های جنبشی، به سیال سرعت داده می‌شود و بعداً مقدار قابل توجهی از این هد سرعت به هد فشار تبدیل می‌شود هرچندکه نخستین پمپ سانتریفیوژی در حدود سال ۱۸۶۰ معرفی شد اما پمپ‌های جنبشی تا قرن بیستم بسیار کم مورد استفاده بودند.

هرگاه جسمی به‌سرعت، حول محور خود به چرخش در آید، ذرات مرکزی آن جسم در اثر نیروی تولید شده به خارج پرتاب می‌گردند. این نیرو را نیروی گریز از مرکز گویند. پمپهای گریز از مرکز بر اساس این نیرو که در اثر چرخش پروانه بوجود می‌آید، کار می‌کنند. مایع پس از رهایی از پروانه ، از مجرایی می‌گذرد که انرژی سرعتی مایع به انرژی فشاری مبدل می‌گردد. به این ترتیب ، فشار مایع هنگام خروج بیش از فشار ورودی آن می‌باشد. پمپ‌های سانتریفیوژی شامل

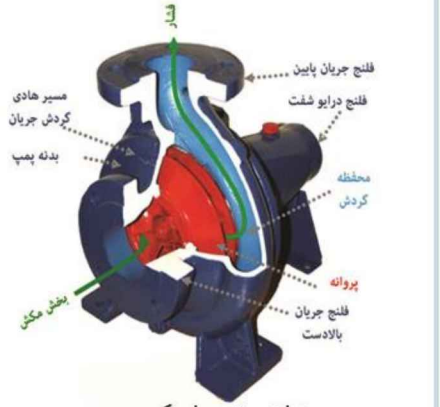
3-12



طرح کلی یک پمپ

چند دسته‌ی جریان‌محوری، جریان‌شعاعی و جریان‌ترکیبی هستند. عمدتاً پمپ‌های جریان شعاعی را بهترین نوع پمپ-

3-13



نمای برشی از یک پمپ

3-14

طرح کلی یک پمپ

های سانتریفیوژی می‌دانند. رایجترین نوع پمپ‌های جریان شعاعی، پمپ حلزونی(پیچکی) است که در شکل۱۲-۳ دیده می‌شود. در این پمپ‌ها، سیال در نزدیکی محور پروانه‌ای که با سرعت

بالا درحال چرخیدن است به پمپ وارد می‌شود و به صورت شعاعی از محفظه‌ی پمپ خارج می‌گردد.خلاء موقتی که ایجادشده به صورت مداوم سیال بیشتری را به داخل پمپ می‌کشد.پمپ‌های سانتریفیوژی حلزونی، قوی، کم‌صدا، قابل اعتماد و نسبتاً ارزان هستند. این پمپ‌ها از نظر ابعاد، کوچک و فشرده هستند. ساختار ساده‌ای دارند و نیازی به شیر اطمینان ورودی و خروجی ندارند. پمپ‌های سانتریفیوژی حلزونی می‌توانند مایعات حاوی ذرات جامد را پمپ کنند؛ اما وقتی مایعاتی را که حاوی مقدار کمی بخار هستند پمپ می‌کنند، مکش آنها به‌واسطه‌ی کاویتاسیون صدمه می‌بیند. پمپ‌های سانتریفیوژی اگر برای پمپ‌کردن مایعات غیرلزج استفاده شوند، عالی عمل می‌کنند. ولی ظرفیت آنها در صورتی که برای پمپ‌کردن *مایعات گرانرو (viscous)* استفاده شود به شدت کاهش می‌یابد.

نوع دیگر پمپ‌های سانتریفیوژی جریان شعاعی، پمپ‌های *دیفیوزر* (Diffuser) هستند. در این قبیل پمپ‌ها بعد از اینکه سیال پروانه را ترک کرد از درون حلقه‌ای که از پره‌های ثابت تشکیل شده است می‌گذرد. این پره‌ها سیال را پخش می‌کنند و سیال بیشتر کنترل شده‌ای را تدارک می‌بینند، به‌علاوه هد سرعت را بهتر از سایر پمپ‌ها به هد فشار تبدیل می‌کنند.

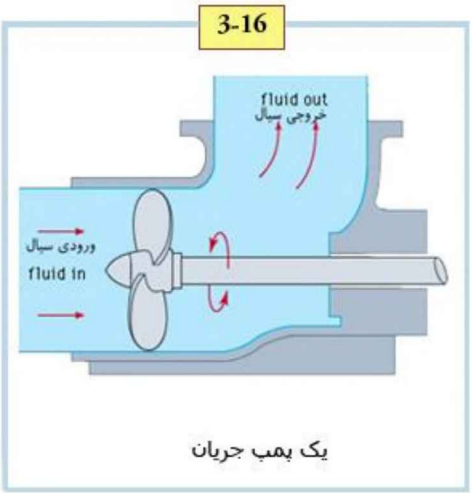
۳-۲-۱ پمپ‌های سانتریفیوژی جریان محور(Axial flow centrifugal pump)در پمپ‌های سانتریفیوژی جریان محور، روتور یک ملخ است.در این قبیل پمپ‌ها سیال به صورت موازی در راستای محور جریان می‌یابد (شکل۱۵-۳).

3-15

طرح کلی یک پمپ سانتریفیوژ

پره‌های پخش کننده در بخش تخلیه پمپ واقع شده‌اند و کار آنها حذف سرعت دَوَرانی سیال است که بوسیله‌ی ملخ ایجاد شده است. برای پمپ‌کردن گازها می‌توان از کمپرسورهای جریان محوری استفاده کرد. در پمپ‌های ترکیبی، سیال

3-16



یک پمپ جریان

به دو طریقه‌ی محوری و شعاعی از محفظه‌ی حلزونی تخلیه می‌شود.دامنه‌ی کاربرد پمپهای سانتریفیوژ بسیار وسیع است و درصنایع شیمیایی،کاغذسازی، صنایع غذایی ولبنیات، آب و فاضلاب، دفع مواد زائد، نفت و پتروشیمی و به کار می‌روند.

۳-۲-۱-۱ خصوصیات برجسته پمپهای سانتریفیوژی (Important features of centrifugal pumps)

۱- جریان تخلیه مایع در آنها آرام و یکنواخت است

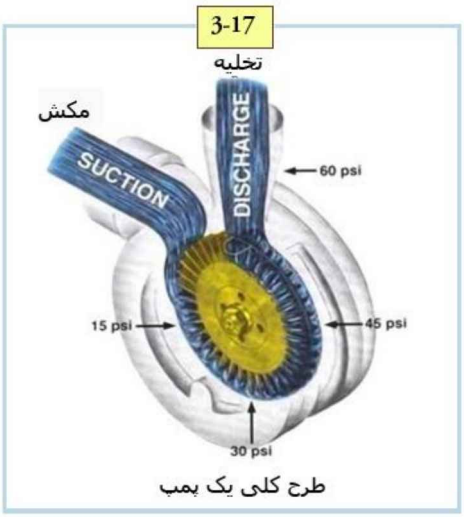
۲ - متنوع بودن این پمپها با خصوصیات فراوان و گوناگون

3 -**رضایت بخش بودن راندمان**

4 -**مناسب برای کارکردن با موتورهای الکتریکی و موتورهای احتراقی**

۵ - پایین بودن هزینه نگهداری

۶ - دامنه کاربرد آنها در پروژه های کشاورزی، صنعتی و آبرسانی فوق‌العاده بالاست زیرا از نظر دبی و ارتفاع تولیدی،



وسعت زیادی را پوشش می‌دهند.

۳-۲-۲ پمپهای جانبی (regenerative)

پمپ های ریژنریتیو، توربین یا پمپ‌های جانبی نیز نامیده می‌شوند.دراین پمپ‌ها پروانه، پره‌هایی در هر دو سوی لبه-هایش دارد که به صورت حلقوی در درون محفظه‌ی پمپ می‌چرخد. در این پمپ‌ها، سیال آزادانه از نوک پروانه تخلیه نمی‌شود بلکه دوباره به چرخه و جریان می‌افتد؛ این چرخه‌ی دوباره یا زایش مجدد سیال باعث افزایش هد می‌شود.

۳-۲-۲-۱ مقایسه بین پمپهای جنبشی و جابجایی

(comparison between displacement & kinetic pumps)

پمپ‌های جنبشی(دینامیکی) و جابجایی را از جهات گوناگون می‌توان با هم مقایسه کرد:

۱- حد اکثر انرژی (فشار) ایجاد شده توسط پمپ‌های دینامیک (سانتریفیوژ) محدود بوده و به هد معروف است که با بستن شیر خروجی به طور کامل (شدت جریان صفر) به وجود می‌آید، در حالی‌که حداکثر فشار پمپ‌های جابجایی با توجه به فشار سیستم تعیین می‌شود. یعنی پمپ فشار خود را تا جایی که مورد نیاز سیستم باشد می‌رساند.

۲- در پمپ‌های دینامیک انرژیِ افزوده شده ابتدا به سرعت تبدیل شده و سپس در حلزون و سر انجام در دیفیوزر به فشار تبدیل می‌شود در حالی که در پمپ‌های جابجایی، انرژی مورد نظر مستقیما به فشار تبدیل می‌شود.

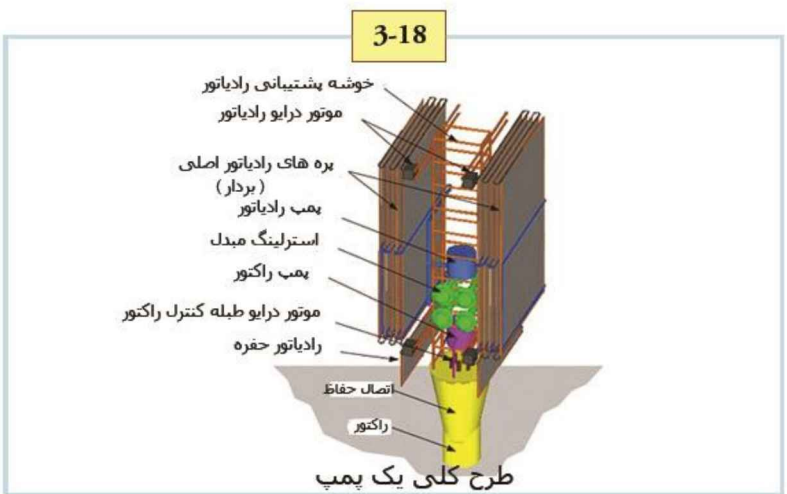
۳-در پمپ‌های دینامیک انرژی بطور پیوسته و بدون انقطاع به مایع افزوده می‌شود در صورتی که در پمپ‌های جابجایی، انرژی در پریودهای معینی به مایع تزریق می‌شود.

۴- اصولا پمپ‌های جابجایی برای مقادیر اندک جریان در فشارهای بالا و مایعات لزج به کار می‌رود و پمپ‌های دینامیک برای فشارهای متوسط و مقادیر زیاد جریان سیال، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۳-۳ پمپ‌های الکترومغناطیسی(Electromagnetic pumps)

این پمپ‌ها فقط قادرند سیالاتی را که رسانه‌های الکتریکی مناسبی هستند پمپ کنند. در این پمپ‌ها لوله‌ای که سیال را حمل می‌کند در میدان مغناطیسی واقع شده است ویک جریان الکتریکی در جهتی که سیال جریان دارد به داخل سیال وارد می‌شود و از آن عبور

می‌کند (شکل ۱۸-۳). جریان و میدان مغناطیسی این قبیل پمپ‌ها ممکن است به شیوه‌های دیگری نیز ایجاد شوند، اما

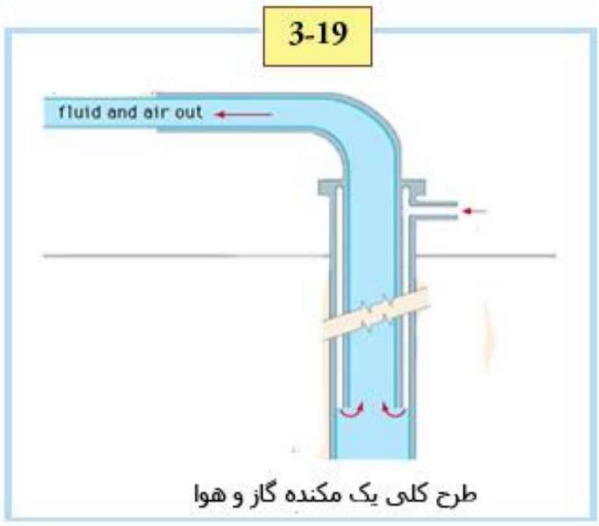


به هرحال

مکانیزمی که در طراحی آنها استفاده می‌شود بسیار شبیه به موتورهای الکتریکی است. پمپ‌های الکترو مغناطیسی برای پمپ‌کردن فلزات مایع - که در خنک کردن راکتورهای هسته‌ای کاربرد دارند- استفاده می‌شوند.

۳-۴ انواع دیگر پمپ‌ها(Other types of pumps)مکنده‌های گاز(Gas lift)

این پمپ ها برای بالا کشیدن مایعات از ته چاه مورد استفاده قرار می‌گیرند(در واقع گازهای فشرده‌ای که در نزدیکی



طرح کلی یک مکنده گاز و هوا

ته چاه به مایع تبدیل شده‌اند: شکل ۱۹-۳). نتیجه‌ی ترکیب گاز و مایع سبک‌تر شدن و شناوری بیشتر سیال است؛ به همین دلیل سیال به راحتی بالا می‌آید و تخلیه می‌شود.مکنده‌های گازی هیچ بخش متحرکی ندارند و می‌توانند برای پمپ‌کردن مایعاتی که حاوی ذرات جامدند استفاده شوند. مکنده‌های هوا و گاز در حال حاضر کمتر استفاده می‌شوند، اما در گذشته استفاده از آنها برای پمپ‌کردن آب، شورابه و نفت بسیار رایج بوده است.

۳-۴-۱ پمپ های ناقل خمیر مواد معدنی(Mineral Pulp carrier pumps)

بیشتر این پمپ ها از نوع تناوبی بوده و در کارخانه‌های قندسازی بکار می‌روند. این پمپها فاقد سوپاپهای ورودی بوده و سیال مورد نظر در اثر سنگینی خود به داخل پمپ کشیده می‌شود (عمق منفی).

۳-۴-۲ پمپ های آبکشی(Rinse pumps)

برای تخلیه آب چاهک از این پمپ‌ها استفاده می‌شود. چاهک را نباید با چاه فاضلاب اشتباه کرد. غلظت سیالاتی که در داخل چاهک قرار دارند به اندازه چاه فاضلاب نبوده وضمنا فاقد مواد مزاحم اضافی می‌باشند. در حقیقت چاهک را باید آب انباری دانست که در پایین‌ترین نقطه ساختمان حفر شده و آبریزی‌های کلیه دستشویی‌ها و غیره به آن سرازیر می-شود. هر چند وقت یک بار، پمپ مخصوصی که در چاهک نصب شده به صورت خودکار روشن شده و آب موجود در آن را تا سطح معینی کاهش می‌دهد.

در ساختمان هایی که پایه آنها به طور کامل عایق بندی نشده، در فصل بارندگی برای تخلیه آبی که در زیر ساختمان جمع شده نیز از این پمپها بهره می‌گیرند. عملکرد این پمپها معمولا خودکار بوده و چون در آب غوطه‌ور هستند به هواگیری و راه‌اندازی اولیه نیازی ندارند. به قسمتی از بدنه این پمپها شناوری آویزان است که با بالا آمدن سطح آب باعث روشن شدن خودکار موتور می‌شود و به تدریج که سطح آب پایین می‌رود و به ارتفاع معینی که تقریبا آب چاهک خالی شده باشد می رسد مجددا باعث خاموش شدن موتور می‌شود.

۳-۴-۳ پمپهای آبیاری(Irrigation pumps)

پمپ‌هایی که به این منظور به کار می‌روند برای ارتفاع کم و ظرفیت‌های بالا طراحی می‌شوند. از این پمپ‌ها برای زهکشی، کنترل سیلابها و همچنین مقابله با بارندگی‌های ناگهانی نیز استفاده می کنند. از آنجا که پروانه این پمپها شبیه

پروانه زیر دریایی‌ها می‌باشد به آنها پروانه ملخی هم گفته می‌شود. احتیاجات عمومی به این گونه پمپها باعث شده که آنها را به صورت یکپارچه و قابل حمل و نقل طوری بسازند که به سادگی در بالای جریانی از آب معلق بماند و یا از اسکلتی که در بالای جریان آب تعبیه شده آویزان گردند.

۳-۴-۴ پمپ کارواش(Carwash pump)

یکی دیگر از انواع پمپ ها به عنوان پمپ کارواش (شستشوی اتومبیل)شناخته می‌شود این پمپ پیستونی، بادوام و دارای قیمت مناسب بوده و برای شستشوی اتومبیل مورد استفاده قرار می‌گیرد. این پمپها کارآمد و جمع و جور به نظر می‌رسند زیرا می‌توانند انرژی را ذخیره نمایند .

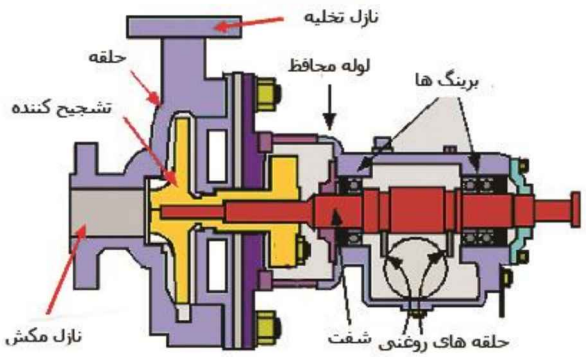
3-20

یک پمپ

۴-۱ ساختار پمپهای سانتریفیوژ(Structure of centrifugal pumps)

پمپ سانتریفیوژی ساختار بسیار ساده‌ای دارد و در اساس شامل یک محفظهٔ پیچکی(۱) و یک پروانه (۲) است. این پروانه بر روی یک شفت (۵) سوار می‌شود. این شفت بوسیلهٔ یک یاتاقان(۷) حمایت و نگهداشته می‌شود و یاتاقان نیز به نوبهٔ خود ر محفظهٔ یاتاقان (۶) جاگرفته است.محرک اولیهٔ این پمپها عموما یک موتور الکتریکی، توربین بخار و یا یک موتور احتراقی درونسوز است که گشتاور را بواسطهٔ کوپلینگ به پمپ انتقال می‌دهد. همین که پروانه می‌چرخد سیالِ درونِ خود را شتاب می‌بخشد و جابجا می‌کند. در صورتی که پمپ به درستی طراحی و راه‌اندازی شده باشد سیال بیشتری برای گرفتن جای سیال قبلی به درون پمپ کشیده می‌شود. بنا براین می‌توان گفت که پروانه انرژی جنبشی را بواسطهٔ عمل مکانیکی به سیال انتقال می‌دهد. سپس این انرژی جنبشی بوسیلهٔ محفظهٔ حلزونی شکل به انرژی فشار تبدیل می‌گردد. فشار سیال در درون محفظهٔ پمپ می‌بایست حفظ گردد؛ حفظ فشار سیال با استفاده از یک چیدمان مناسب

4-1



ساختار اساسی در یک پمپ سانتریفیوژی

سیل(Seal) (۴) صورت می‌گیرد. سیلها در محفظهٔ سیل (۳) نصب می‌گردند(تصویر ۱-۴).سرعت معمولی کار پمپها بین ۱۵۰۰ تا ۳۰۰۰ دور در دقیقه است.هرچند بعضی پمپها نیز هستند که می‌توانند در محدودهٔ سرعتی بین ۵۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ دور در دقیقه کار کنند.

۴-۲ انواع پمپهای سانتریفیوژ(Types of centrifugal pumps)

پمپهای سانتریفیوژی(Centrifugal) را می‌توان به شیوه‌های گوناگونی طبقه‌بندی کرد. بعضی از مبانی تقسیمات آنها در زیر می‌آید:

۴-۲-۱ تقسیم بر اساس جهت محور پمپ

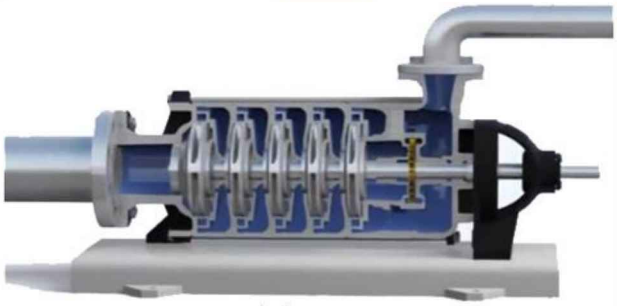
جهت محور پمپ ناظر به این است که محور شفت پمپ در چه حالت و وضعیتی است. محور می‌تواند عمودی یا افقی باشد(تصویر ۲-۴). به بیان دیگر محور دوران معین می‌کند که پمپ افقی است و یا عمودی.

منظور از تعداد مراحل، تعداد دستهٔ پروانه‌ها و دیفیوزرها در پمپ است. هر کدام از دسته‌ها یک مرحله را تشکیل می-

4-2

دهد و معمولا پمپهای سانتریفیوژی(Centrifugal) یک مرحله‌ای، دو مرحله‌ای و یا چند مرحله‌ای(بیشتر از دو) هستند(تصویر ۳-۴).

4-3

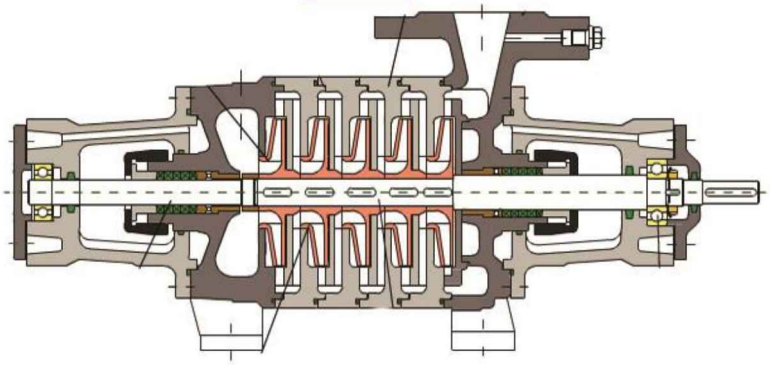


پمپ چند مرحله ای

۴-۴-۳تقسیم بر اساس جهت فلنج مکش(Divided according to the suction flange)

این نوع تقسیم بندی بر اساس جهت قرارگیری فلنج مکش پمپ صورت می‌گیرد. و می‌تواند افقی (از ته مکش کننده نیز گفته می‌شود) یا عمودی (از بالا مکش کننده نیز گفته می‌شود) باشد(تصویر ۴-۴).

4-4

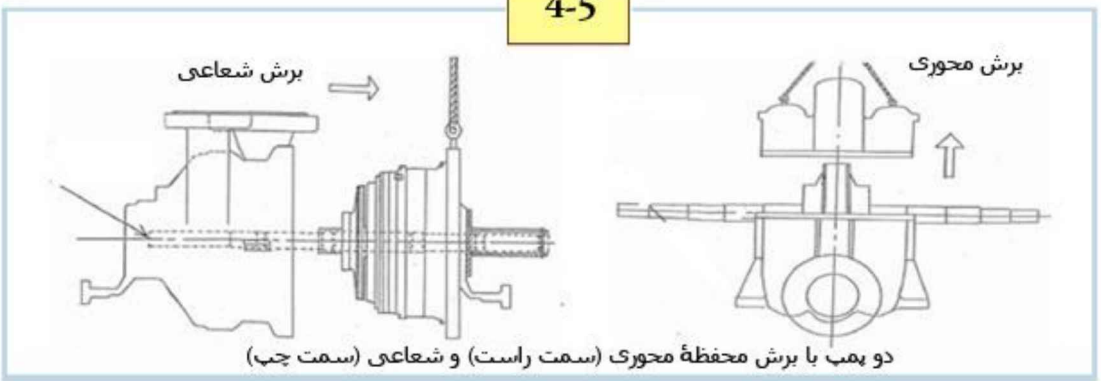


یک پمپ چند مرحله ای که فلنج مکش آن در انتهای پمپ قرار دارد.

۴-۲-۳ تقسیم بر اساس برش محفظه(Divided according cutting chamber)

مبنای این نوع تقسیم بندی برش محفظه است که می‌تواند درجهت شعاعی و قائم به محور شفت باشد و یا محوری و در

4-5



دو پمپ با برش محفظهٔ محوری (سمت راست) و شعاعی (سمت چپ)

موازات محور شفت باشد(تصویر ۵-۴). به بیان دیگر در این تقسیم بندی پمپها بر اساس نحوهٔ جداشدن بدنه ی خودشان طبقه بندی می‌شوند.

۴-۲-۴ تقسیم براساس نحوه قرارگیری یاتاقانها(Divided according bearing placement)

این تقسیم‌بندی ناظر به محل یاتاقانهایی است که روتور را نگه می‌دارند.در صورتی که روتور به شکلی توسط یاتاقان حمایت شود که شکل یک پایه را پیدا کند این نوع پمپها را پمپهای روتور معلق می‌نامند و اگر پروانه‌های روی روتور بوسیلهٔ یاتاقانهایی حفظ و حمایت شوند که در همان سمت قرار دارند پمپ را از نوع *یاتاقان در وسط* می‌نامند(تصویر ۶-۴).

4-6

پمپ از نوع یاتاقان در وسط

پمپ از نوع روتور معلق

۴-۲-۵ تقسیم براساس نحوه قرارگیری بر روی پایه (Divided according placement on base)

این تقسیم بندی ناظر به نحوهٔ قراگیری پمپ بر روی پایه است و پمپ ممکن است که در مرکز شاسی واقع شده باشدو یا

4-7

پمپی که در مرکز پایه قرار دارد.

پمپی که بر روی چهار پایه سوار است.

بر روی یک قالب چهارپایه‌ای شکل واقع شده باشد (تصویر۷-۴).

۴-۲-۶ تقسیم بنا بر اتصال شفت(Divided according shaft connection)

ویژگی اساسی پمپهای یک تکه یا اتصال نزدیک(Close Couple) نداشتن کوپلینگ بین موتور و پمپ است. شفت این پمپها بلند است و پروانه در یکی از دو سمت انتهایی آن بر روی پمپ سوار می‌شود. (monobloc) فلنجهای مکش و تخلیه پمپ های عمودی یک تکه در طول یک محور واقع شده است و می‌تواند بین خطوط لوله قرار گیرد.

۳-۴ مصارف پمپها(Pumps usage)

دسته بندی پمپها در بالا براساس ساختار و اجزای آنها صورت گرفته است. در صورتی که تولید پمپ ها نیز بر اساس مورد مصرفی که پمپهای برای آن طراحی می‌گردند، تفاوت می‌کند.

برخی مصارفی که پمپهای عمومی ممکن است داشته باشند عبارتنداز:

- پمپهای فرایندهای شیمیایی و نفتی - پمپهای نیروگاههای الکتریکی و اتمی
- پمپهای برجهای خنک کننده و فاضلابهای صنعتی و خانگی
- پمپهای صنایع کاغذ و مقواسازی
- پمپهای مواد دوغابی
- پمپهای سرعت بالا

۴-۴ اجزای پمپهای سانتریفیوژ(Components of centrifugal pumps)

اساسا در تمام انواع مختلف پمپهای سانتریفیوژی(Centrifugal) قطعات یکسانی وجود دارد اما بسته به طراحی و کاربرد خاص پمپ، ممکن است تفاوتهایی وجود داشته باشد. در ادامه به توضیح این اجزاء می‌پردازیم.

۱-۴-۴ پروانه(Butterfly)

پروانه در پمپهای سانتریفیوژی، دوران مکانیکی را به سرعت به سیال مبدل می‌کند. پروانه در واقع در حکم چرخ نخ ریسی است و به مانند آن در پمپ عمل می‌کند. پروانه در محلی که مکش واقع می‌گردد دارای یک چشمی ورودی است. سیال پس از مکش به درون پروانه، بوسیلهٔ پره‌ها از ورودی به خروجی پروانه هدایت می‌شود. زاویه و شکلی که پره‌ها طراحی می‌گردند به میزان جریان وابسته است. پره‌های هدایت کننده معمولا با صفحهٔ پشتی همراه هستند که اصطلاحا *شرود* (Shroud) یا کاور پشتی پروانه گفته می‌شود. به صفحهٔ جلویی که پره‌ها را در برگرفته است کاور جلویی گفته می‌شود. پروانه‌ها عموما ریخته‌گری می‌شوند و به ندرت ممکن است به پروانه‌هایی برخورد که جوشکاری شده باشند و یا دست ساز باشند.

پروانه‌ها ممکن است مشخصه‌ها و اشکال متفاوتی داشته باشند، نظیر پره‌های پشتی و سوراخهای بالانس که کارشان کمک به کاهش بار محوری است که توسط فشار هیدرولیکی ایجاد می‌گردد.

به منظور کاهش تلفات ناشی از چرخهٔ دوبارهٔ سیال و بهبود مقدار بازدهی پروانه، معمولا پروانه‌ها با رینگهای سایش‌پذیر تدارک دیده می‌شوند. این رینگها ممکن است در سمت جلویی پروانه و یا در هر دو سمت پروانه باشند. همچنین ممکن است که پروانه فاقد حلقه‌های سایش پذیر باشد.

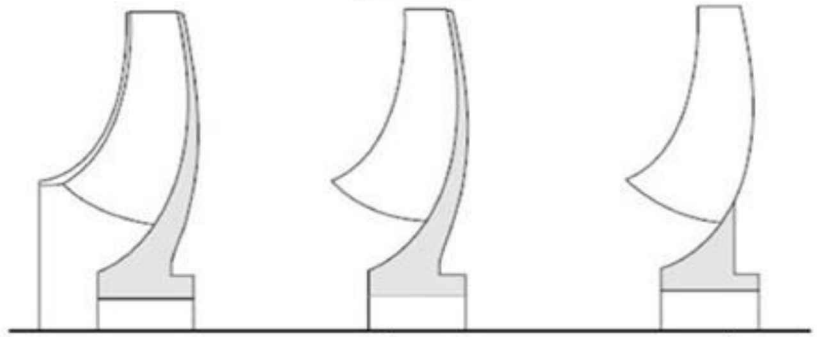
فرآیندریخته‌گری پروانه‌ها که در بالا به آن اشاره شد،اصلی‌ترین روش تولید پروانه است.پروانه‌های کوچک که در آبهای تمیز کاربرد دارند به دلیل نازکی لبه‌ها و کاور پروانه از جنس برنج و یا برنز ریخته می‌شوند. البته اخیرا استفاده از پلاستیک نیز مرسوم شده است.

در پروانه‌های بزرگتر و در غالب مصارف، نخستین جنس برای ریختن پروانه چدن است که برحسب استاندارد ASTM می‌بایست در کلاس A-48-40 باشد (حداقل مقاومت کششی آن 40000 Psi یا ۲۷۲۰ کیلوگرم در سانتی متر مربع باشد). این نوع پروانه برای استفاده در مواردی است که حداکثر سرعت محیطی ۵۵ متر بر ثانیه باشد و حداکثر دما ۲۰ درجهٔ سانتیگراد باشد. زمانی که دما از ۲۰۰ درجهٔ سانتیگراد فراتر رود استفاده از کربن استیل کلاسWAC یا WCC A-216 توصیه می‌گردد.

۴-۴-۱-۱ انواع پروانه‌ها(Type Of Butterfly)

از نظر ساختار پروانه‌ها سه نوع عمده دارند که اساسا با تکیه بر داشتن و یا نداشتن پوشش وکاور تقسیم می‌گردند. این

4-8



انواع پروانه ها به لحاظ ساختاری

سه نوع عبارتند از: *بسته ، نیمه باز، باز* که در تصویر 8-۴ نشان داده شده است.

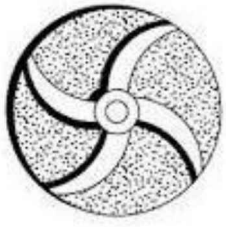
4-9

یک پروانه بسته

پروانه‌های بسته

پروانه‌های بسته از تعدادی پرهٔ شعاعی تشکیل می‌شوند (عموما ۳ الی ۷ عدد) که از دو طرف بوسیلهٔ یک پوشش لفافه‌ای که شرود نامیده می‌شود محصور شده‌اند(تصویر 9-۴). این پروانه‌ها یک رینگ سایش‌پذیر در چشمی مکش دارند و ممکن است که در پوشش پشتی نیز دارای یک رینگ فرسایشی باشند. معمولا پروانه‌های بسته‌ای که در قسمت پشتی رینگ ندارند دارای پرهٔ پشتی هستند. پمپهایی که از پروانه‌های بستهٔ دارای رینگ در هر دو طرف استفاده می‌کنند بازدهی بالاتری دارند.

4-10



پروانه نیمه باز

پروانه‌های نیمه باز:

پروانه‌های نیمه باز به علت حذف اصطکاک دیسک از پوشش جلویی کاراتر هستند و زمانی که سیال، حاوی ذرات معلق

4-11

پروانه باز از نوع دوم

و فیبری باشد مطلوب تر هستند. بار محوری ایجاد شده در پروانه‌های نیمه باز معمولا بالاتر از پروانه‌های بسته است.(تصویر ۱۰-۴)

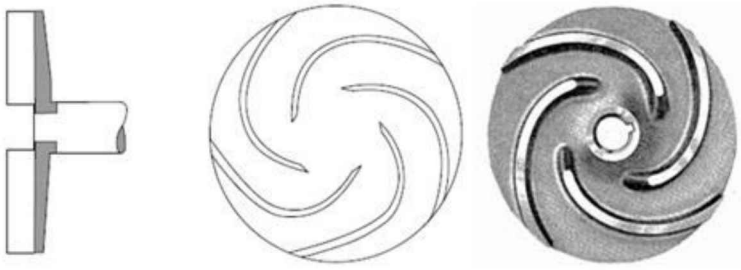
پروانه‌های باز:

با توجه به پوشش لفافه‌ای پشتی، این پروانه ها به سه نوع تقسیم می‌شوند. اولین نوع آنها که کاملا دارای انحنا است در تصویر ۱۱-۴ دیده می‌شود. در این نوع تقریبا لفافهٔ پشتی وجود ندارد و بنا براین بار محوری که توسط فشار هیدرولیکی ایجاد می‌شود کاملا از بین می‌رود.

نوع دوم این پروانه‌ها با عنوان پروانه‌های بازی که دارای انحنای تقریبی هستند شناخته می‌شوند. این نوع پروانه ها نسبت به نوع قبلی بار محوری بیشتری می‌بایست تحمل کنند اما در عوض بازدهی و هد بالاتری دارند.

نوع سوم این پروانه‌ها، پروانهٔ بازی است که کاملا پوشش لفافه‌ای در پشت دارد (تصویر ۱۲-۴). این نوع معمولا نسبت به پروانه‌های باز نوع اول دارای پنج درصد بازدهی بیشتر است اما در عوض توانایی تولید هد آن کمتر است.

4-12



پروانه باز با پوشش لفافه ای کامل در پشت (نوع سوم)

این نوع پروانه‌ها می بایست بار محوری بیشتری را در مقایسه با سایر پروانه‌های باز تحمل کنند. برای کاهش بار محوری در این پروانه‌ها از پره‌های پشتی استفاده می‌شود تا از فشارهیدرولیکی تولید شده توسط بار محوری کاسته شود.

پروانه‌های گردابی یا پروانه‌های بدون انسداد، نوع دیگری از پروانه‌های باز دارای پوشش لفافه‌ای کامل به حساب می‌آیند

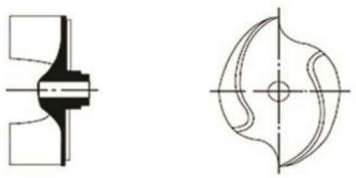
4-13

پروانه

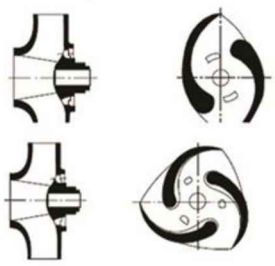
(تصویر ۱۳-۴). این پروانه‌ها در مصارفی استفاده می‌شوند که ذرات معلق در سیال حجیم باشند و یا از نوع فیبر و کریستال باشند. پروانه‌های گردابی،انرژی را مستقیما به سیال نمی‌دهند و در عوض یک جریان گردابی ایجاد می‌کنند که این جریان گردابی انرژی را به سیال انتقال می‌دهد و یا آن را پمپاژ می‌کند. محل قرارگیری این پروانه معمولا در بالای پیچک حلزونی است و در نتیجه به ندرت نیروی شعاعی به آن وارد می‌شود.

بعضی از اقسام پروانه‌های بدون انسداد از نوع نیمه بازو بسته در تصویر ۱۴-۴ نشان داده شده است.

4-14



پروانه S شکل و بدون انسداد دو راهه



پروانه های بدون انسداد دو راهه و سه راهه

لازم به ذکر است که پروانه‌ها را بر اساس نوع پره‌ها نیز می‌توان دسته بندی کرد. از لحاظ شکل پره نوعی از پروانه‌ها به نام پروانهٔ فرانسیس از سایر پروانه‌ها متمایز است. سطوح پره‌های این پروانه دارای انحنای دوگانه است. در این نوع پروانه علاوه بر پره‌های اصلی در درون چشمه پروانهٔ آنها نیز پره‌هایی تعبیه شده است.(تصویر۱۵-۴)

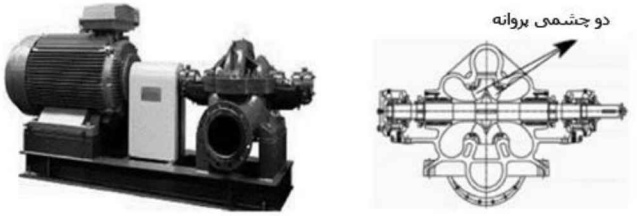
4-15

پروانه دو مکشه بسته از نوع فرانسیس

۴-۴-۲-۱ مکش پروانه (Suction butterfly)

عموما پروانه دارای یک چشمی و یا ورودی است که مکش سیال از درون آن صورت می‌گیرد. برخی پروانه‌ها با عنوان پروانه‌های تک مکشه نامیده می‌شوند. این پروانه‌ها فقط در یک سمت دارای حفرهٔ مکش هستند. پمپهایی که از پروانه-های تک مکشه استفاده می‌کنند به دلیل اینکه جریان فقط در یک سمت پروانه قرار دارد، در معرض عدم تعادل بالاتری توسط بارهای محوری هستند.در برخی پمپهای خاص، میزان و مقدار جریان کاملا بالاست. در این موارد می‌توان به وسیله ی استفاده از یک پروانه که دارای دو چشمی مکش باشد جریان را مدیریت کرد. این پروانه‌ها در هر دو طرف دارای حفرهٔ مکش هستند. پمپهایی که پروانهٔ دو مکشه دارند NPSH-r کمتری نسبت به پروانه‌های تک مکشه دارند.عموما در صورتی که میزان جریان بالاتر از ۵۵۰ متر مکعب در ساعت یا به عبارتی ۱۵۳ لیتر در ثانیه باشد استفاده

4-16



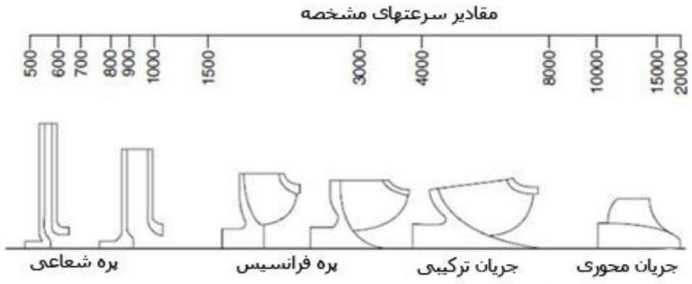
پمپ دارای پروانه دو مکشه

از یک پروانهٔ دو مکشی ضروری است (تصویر ۱۶-۴).

۴-۴-۱-۳ خروجی جریان از پروانه(Output flow butterfly)

جهت جریان سیال در خروجی پروانه می‌تواند به شکل شعاعی (قائم نسبت به جهت جریان ورودی)، ترکیبی و یا محوری (موازی جهت جریان ورودی) باشد. خروجی جریان بوسیلهٔ یک پارامتر بسیار مهم که سرعت مشخصهٔ پمپ نامیده می-شود تعیین می‌گردد. چنانچه در طراحی پمپ، سرعت مشخصهٔ پمپ افزایش یابد، ضروری است که ساختار پروانه را از نوع شعاعی به نوع محوری تغییر دهیم(تصویر ۱۷-۴). عموما برای پمپهایی که دارای سرعت خاص پایین (جریان پایین و

4-17



اشکال پروانه ها بر اساس سرعت خاص هرکدام

هد بالا) هستند پروانه‌های شعاعی استفاده می‌شود و برای پمپهای دارای سرعت خاص بالا (جریان بالا و هد پایین) پروانه‌های محوری (ملخ) استفاده می‌شود.

۴-۴-۲ محفظهٔ پمپ (Pump chamber)

سرعت سیال در خروجی پروانه می‌تواند بین ۳۰ تا ۴۰ متر بر ثانیه باشد. این سرعت می‌بایست در لولهٔ تخلیه به ۳ الی ۷ متر بر ثانیه کاهش یابد. کاهش سرعت درمحفظهٔ پمپ به کمک فرایند تبدیل صورت می‌گیرد. انرژی جنبشی موجود

درسیال، درخروجی پمپ بوسیلهٔ نوعی مبدل (Recuperator) به انرژی فشاری تبدیل می‌گردد. این فرایند تبدیل انرژی می‌بایست با کمترین افت و تلفات همراه باشد تا تأثیر آن در بازدهی پمپ ناچیز شود.

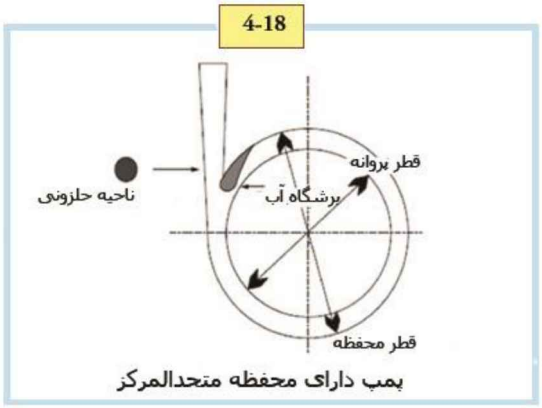
برخی از مهمترین مؤلفه‌ها در این فرایند تبدیل عبارتند از:

- *محفظهٔ متحدالمرکز (Concentric Casing)*
- *محفظهٔ حلزونی (Volute Casing)*
- *پره‌های حلقوی افشاننده (Diffuser Ring Vanes)*
- *پره‌های افشانندهٔ محوری (Axial Diffuser Vanes)*

۴-۴-۲-۱ محفظهٔ متحدالمرکز (Chamber concentric)

محفظه‌های متحدالمرکز معمولا در پمپهای سانتریفیوژی(Centrifugal) تک مرحله‌ای و یا در مرحلهٔ‌آخر پمپهای چند مرحله‌ای یافت می‌شوند(تصویر۱۸-۴). در طراحی-های آغازین پمپهای سانترفیوژی تک مرحله‌ای که برای هدهای بالا مورد استفاده بودند، از یک مجرای انتقال حلقوی در کنار حلقه‌های افشاننده استفاده می‌شد و خروجی سیال ازدرون یک فشانندهٔ مخروطی بود. در این محفظه‌ها نسبت میان قطر پروانه و قطر محفظه کمتر از ۱/۱۵ نیست و نیز بیشتر از ۱/۲ نیست.

4-18



پمپ دارای محفظه متحدالمرکز

به منظور کاهش یافتن جریان مجدد سیال در قسمت حلزونی، از یک زبانه که کار آن برش آب است استفاده می‌گردد. به علاوه این زبانه بار محوری وارده بر شفت را نیز به‌طور موثری کاهش می‌دهد.

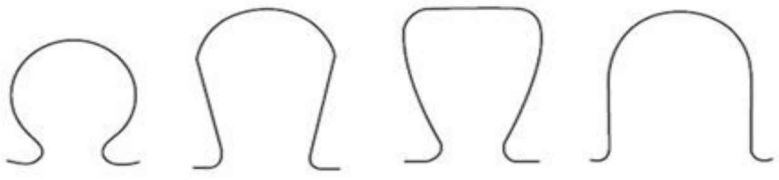
در پمپهایی که سرعت مشخصهٔ آنها کمتر از ۶۰۰ گالن در دقیقه است، محفظه های متحدالمرکز بازدهی بیشتری نسبت به محفظه‌های حلزونی دارد.

۴-۴-۲-۲ محفظه حلزونی(Spiral casing)

در پمپهایی که از محفظهٔ حلزونی استفاده می‌کنند امکان کاستن از پره‌های پروانه و پوشش لفافه‌ای هست که البته تاثیر این کاهش بر روی بازدهی پمپ بسیار ناچیز است. در محفظه های حلزونی، انرژی جنبشی صرفا در بخش افشاننده و بلافاصله پس از گلوگاه حلزونی به فشار تبدیل می‌گردد. در این محفظه‌ها زاویهٔ انحراف بین ۷ تا ۱۳ درجه است. محفظه‌های حلزونی می‌توانند مقاطع و اشکال متفاوتی داشته باشند که در تصویر ۱۹-۴ دیده می‌شوند.

دو شکل اول سطح مقطع مدور دارند؛ سومین شکل دارای مقطع ذوزنقه‌ای است و آخرین شکل مقطع مستطیلی دارد.

4-19



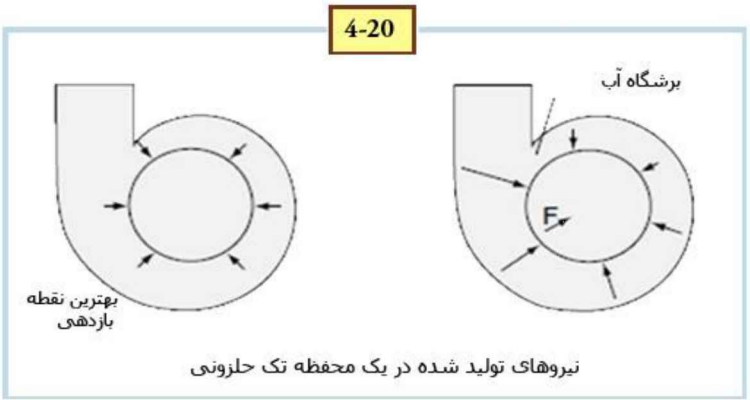
مقاطع مختلف محفظه های حلزونی

محفظه‌هایی که دارای سطح مقطع مستطیلی هستند در پمپهای تک مرحله‌ای کوچک و پمپهای چند مرحله‌ای استفاده می‌شوند. این محفظه‌ها به دلیل داشتن شکل ساده و زمان کمی که برای تولید صرف می‌کنند کاملا اقتصادی هستند. محفظه‌های حلزونی در طراحی‌های متفاوتی تولید می‌گردند که شامل محفظه‌های تک حلزونی و دو حلزونی می‌شوند.

محفظهٔ تک حلزونی :

طراحی محفظهٔ پمپ به شکل تک حلزونی رایج ترین نوع طراحی است. این نوع محفظه‌ها به راحتی ریخته گری می‌شوند و از نظر هزینهٔ تولید ارزانتر هستند(تصویر ۲۰-۴).

4-20



نیروهای تولید شده در یک محفظه تک حلزونی

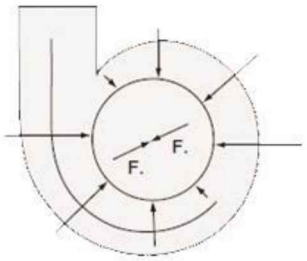
در یک محفظهٔ حلزونی، توزیع فشار فقط در پربازده‌ترین نقطهٔ پمپ (BEP) متعادل است. در سایر نقاط کاری، این نوع محفظه باعث اعمال ته ماندهٔ بار شعاعی بر روی شفت می‌شود که در وضعیت بیکاری در حداکثر است و در پربازده‌ترین نقطهٔ پمپ یا همان ی.ای.پی تقریبا صفر است.

درنرخهای پایین جریان، توزیع فشار بدین ترتیب است که آن قسمت از سطوح پروانه که به بخش تخلیه نزدیکتراست با فشار بیشتری عمل می‌کند و آن قسمت از سطوح پروانه که در سمت مقابل نقطهٔ برش آب قرار دارد با فشار کمتری عمل می‌کند.

به بیان دیگر می‌توان فرض کرد که برآیند نیروهای نامتعادل در نقطهٔ ۲۴۰ درجه (از نقطهٔ مبدأ برش آب) در جهت مرکز پروانه اعمال می‌گردد. از نظر تئوریک می‌توان از این محفظه‌ها برای تمام پمپها استفاده کرد اما عمدتا این محفظه‌ها در پمپهای ظرفیت پایین و با سرعت مشخصهٔ پایین استفاده می‌شود. همچنین می‌توان از آنها در پمپهایی استفاده کرد که سیالات دوغابی و جامد حمل می‌کنند.

محفظهٔ دو حلزونی یک محفظهٔ حلزونی دوتایی در واقع از دو حلزونی تشکیل شده است (تصویر۲۱-۴). در محفظه‌های تک حلزونی بار شعاعی بیشتری بر روی شفت اعمال می‌شود در صورتی که در محفظه‌های دو حلزونه، این نیروی شعاعی کمتر و محدودتر است. عملکرد و بازدهی هیدرولیکی این نوع برابر با تک حلزونی‌ها است. بازدهی آن در بهترین نقطهٔ

4-21



تعادل نیروها در درون محفظه دو حلزونه

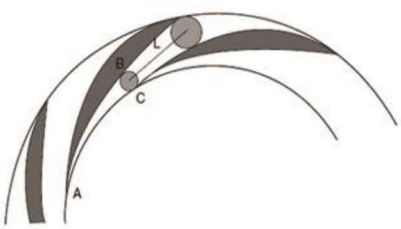
بازدهی کمی کمتر از تک حلزونی است اما در سایر نقاط عملیاتی بالاتر است.مهمترین عامل در انتخاب نوع محفظهٔ حلزونی، نرخ جریان است. برای جریان‌هایی که زیر ۱۲۵ متر مکعب در ساعت هستند، به دلیل اینکه تولید و تمیزکاری سخت می‌شود از محفظه‌های حلزونی استفاده نمی‌شود. در پمپهای بزرگتر، همیشه از محفظه‌های دو حلزونه استفاده می‌شود.

۴-۴-۳ حلقه افشاننده (Ring afshonndh)

حلقهٔ افشاننده دارای تعدادی پرهٔ متقارن است که طوری قرار گرفته‌اند که به تدریج مجرای آنها گشوده می‌شود (تصویر ۲۲-۴ و ۲۳-۴). این حلقه شامل یک سری پره است که در دور پروانه منظم شده‌اند. جریان از این افشانندهٔ پره‌ای، در یک محفظهٔ حلزونی و یا مدور جمع می‌شود و از طریق لوله‌های تخلیه، تخلیه می‌شود.

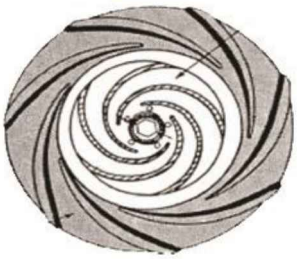
این مجراها، کارشان تبدیل هد سرعت به انرژی فشاری است. فاصلهٔ بین نقاط BوC که در تصویر ۲۳-۴ نشان داده شده گلویی (Throat) نامیده می‌شود. طراحی افشانندهٔ پره‌ای شبیه به حلزونی است با این تفاوت که در افشانندهٔ پره‌ای

4-22



افشاننده پره ای

4-23



پروانه به همراه دیفیوزر

گلویی‌های بیشتری موجود است.

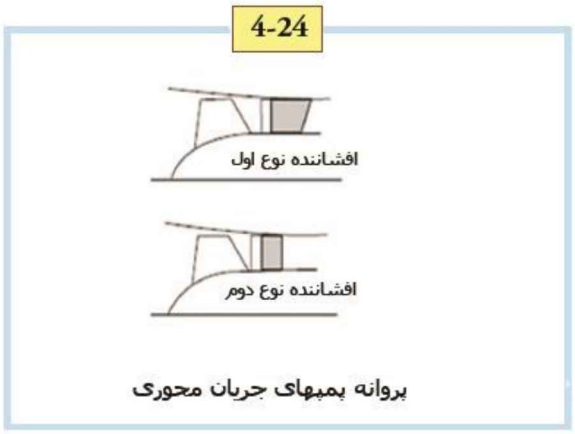
از گلویی به سمت جلو یعنی منطقه‌ای که در آن کانال پره‌ها به تدریج افزایش پیدا می‌کند- کمی افزایش فشار رخ می-دهد. خط مرکزی کانال پره‌ها ممکن است که مستقیم و یا منحنی باشد. نوع مستقیم از نظر بازدهی کمی بهتر است اما فقط در صورتی که در محفظه‌های بزرگتر استفاده شود. تعداد پره‌های افشاننده معمولا یک عدد بیشتر از تعداد پره‌های

پروانه است که این یکی بیشتر بودن باعث می‌شود تا اطمینان حاصل شود که یک مجرای پروانه از چند مجرای افشاننده استفاده نمی‌کند یا به عبارت دیگر تمام مجاری افشاننده در استفاده هستند.

۴-۴-۳-۱ پره‌های افشانندهٔ محوری(Axial ring afshannd)

پره‌های افشانندهٔ محوری، پره‌هایی هستند که در پشت پروانهٔ پمپهای جریان محوری جا می‌گیرند (تصویر ۲۴-۴). تعداد پره‌ها معمولا بین ۵ تا ۸ عدد است. البته در برخی پمپها که سرعت مشخصه آنها پایین است ممکن است تعداد این پره-ها کمتر باشد.

شکل مجرای این افشاننده در بازدهی آن تأثیر دارد که بستگی به تعداد پره‌ها، طول آنها از نظر محوری و فاصلهٔ بین لبه-



های پروانه و

پره‌های افشاننده دارد. در صورتی که تعداد پره‌های این افشاننده بیشتر و کوتاهتر باشد بازدهی بهتری خواهدداشت. زمانی که سرعت مشخصه بالاتر باشد، این پره‌ها زائد هستند و به جای آنها از یک افشانندهٔ مخروطی ساده استفاده می-شود.

۴-۶-۵ رینگهای فرسایشی

پروانه یک قطعهٔ دوار و چرخنده است و در داخل محفظهٔ پمپ جای می‌گیرد. برای جلوگیری از تماس سایشی و اصطکاکی، یک فاصله بین این دو قطعه ضروری و اساسی است. با توجه به اجتناب ناپذیر بودن مسائل سایشی، لبهٔ بیرونی چشمی پروانه و بدنه پس از مدتی در اثر ساییدگی پروانه و بدنه باید تعویض یا مورد جوشکاری و بازسازی قرار گیرند و چون هزینهٔ تعمیر و تعویض آنها بالاست از دو حلقه رینگ یکی بر روی پروانه و دیگری بر روی بدنه استفاده می‌شود؛ این رینگها به راحتی و با هزینهٔ کمی قابل تعویض هستند. در واقع رینگهای فرسایشی یک اتصال آسان، اقتصادی و قابل تجدید و تعویض برای پروانه و محفظه تدارک می‌بینند. جنس این رینگها معمولا از چدن، فولاد و یا برنج است. انواع مختلفی از رینگهای فرسایشی در طراحی‌های متفاوت موجود است و انتخاب مطلوب‌ترین آنها بسته به موارد ذیل دارد:

- مایعی که پمپ می‌شود
- تفاوت و اختلاف فشار در طول نقطهٔ نشتی
- کاربرد پمپ

۴-۴-۵ جعبه آب بندی (Stuffing Box)

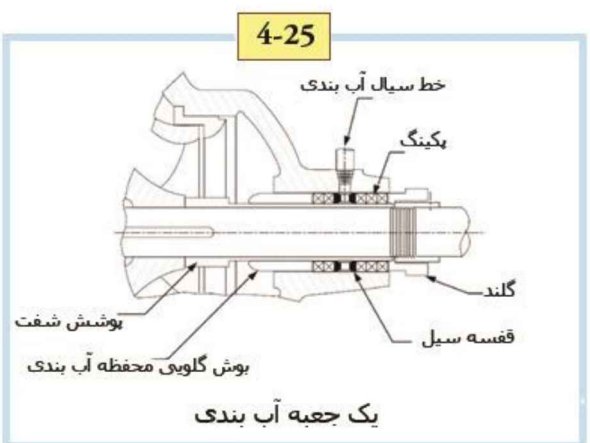
به محفظه‌ای که قطعات آب‌بندی در آن قرار می‌گیرد، محفظهٔ آب بندی گفته می‌شود. کاربرد اولیهٔ جعبهٔ آب بندی جلوگیری از نشتی در نقطه‌ای است که شفت از درون محفظهٔ پمپ به بیرون آمده است. در پمپهایی که کاربردهای عمومی دارند جعبهٔ آب بندی شامل یک فضای استوانه‌ای شکل است که شفت را در برگرفته است و تعدادی حلقهٔ پکینگ و فشارندهٔ پکینگ را در خود جای داده است. پکینگها به شکل حلقه و یا رشته‌ای هستند و در محفظهٔ آب بندی برای جلوگیری از نشتی شفت جا دارند.

پکینگها بوسیلهٔ گلند (Gland) در جایشان ثابت می‌شوند؛ گلند نیز به نوبهٔ خود بوسیلهٔ پیچهای قابل تنظیم نگهداری می‌شود. زمانی که این پیچها سفت شوند گلند را حرکت می‌دهند و در نتیجه پکینگ فشرده می‌شود. فشار محوری وارده بر پکینگ باعث می‌شود که پکینگ در جهت شعاعی پهن شود و یک آب بند دقیق بین شفت دوار و دیوارهٔ درونی جعبهٔ آب بندی تشکیل دهد.

سرعت بالای دوران شفت مقدار قابل توجهی حرارت تولید می‌کند که باعث ساییدگی و خراشیدن حلقه‌های پکینگ می‌گردد. در صورتی که هیچ نوع روان کاری و خنک سازی تدارک دیده نشود، دمای پکینگ تا نقطه‌ای افزایش می‌یابد که باعث آسیب زدن به پکینگ و شفت پمپ می‌شود. برای رفع این مشکل معمولا جعبه‌های آب بندی طوری طراحی می‌شوند که برای خنک سازی و روانکاری مقدار کمی نشتی کنترل شده در راستای شفت داشته باشند. مقدار این نشتی را می‌توان با شل و سفت کردن گلند پکینگ تنظیم کرد.

باید توجه داشت که در بعضی موارد نظیرداغ بودن بیش از حد سیال نمی‌توان از جعبهٔ آب بندی معمولی استفاده کرد. در این شرایط به تغییرات اصلاحی در جعبهٔ آب بندی نیاز پیدا می‌شود.

یکی از راههای خنک کردن پکینگ در این شرایط استفاده از رینگ فانوسی (Lantern Ring) است. رینگ فانوسی یک

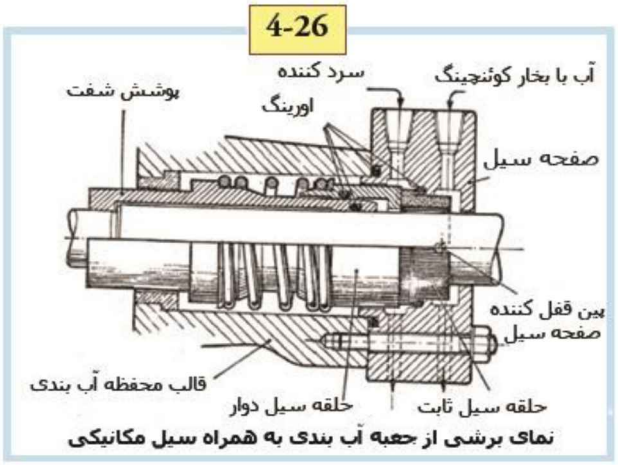


حفرهٔ

سوراخ دار است که در نزدیک مرکز جعبهٔ پکینگ جای می‌گیرد و مایع تمیز و خنک را از تخلیهٔ پمپ و یا یک منبع خارجی دیگر دریافت می‌کند و برای خنک سازی و روانکاری در اطراف شفت توزیع می‌کند. مایع وارد شده به رینگ فانوسی می‌تواند شفت و پکینگ را خنک کند و پکینگ را روانکاری کند و یا در مواردی که فشار مکش پمپ، زیر فشار اتمسفری است با تشکیل دادن یک سیل در بین شفت و پکینگ از نشت کردن هوا به داخل پمپ جلوگیری کند(یک جعبهٔ آب بندی معمولی در تصویر۲۵-۴ نشان داده شده است).

۴-۴-۶ سیلهای مکانیکی (Mechanical Seals)

در برخی موارد، جنس پکینگ برای آب بندی کردن شفت مناسب نیست. یک روش جایگزین رایج در اینگونه موارد استفاده از سیل مکانیکی است. سیلهای مکانیکی از دو قطعه تشکیل می‌شوند: قطعهٔ دوار که به شفت پمپ متصل می-شود و قطعهٔ ثابت که به محفظهٔ پمپ متصل می‌شود. هر کدام از این قطعات دارای سطوح کاملا صاف و صیقلی هستند. این سطوح برای شکل دادن یک آب بند دقیق با یکدیگر تماس می‌یابند و در نتیجه از نشتی در راستای شفت ممانعت



می‌کنند. سطوحی که روی هم قرار می‌گیرند از نظر جنس مواد سازنده متفاوت هستند و بوسیلهٔ یک فنر در تماس مداوم با هم هستند (تصویر ۲۶-۴).

۴-۴-۶-۱ مزایای سیلهای مکانیکی در برابر پکینگ(Advantage of mechanical seals)

- نشتی کنترل شده‌تر

- سیلهای مکانیکی را می‌توان طوری طراحی نمود که در فشارهایی بالاتر از آنچه پکینگها قادر به تحمل آن هستند کارایی داشته باشند.

- مقاوم بودن در برابر خوردگی: سیلهای مکانیکی عملا در جنسهای متنوع مقاوم در برابر خوردگی و فرسایش موجودند و برخلاف پکینگها محدود به چند جنس اساسی نمی‌شوند.

- از آلودگی سیال جلوگیری می‌کنند.

- سیلهای مکانیکی را می‌توان با تغییرات جزیی نظیر فلاشینگ (انتقال ذرات خرد جامد از طریق جریان سرعت بالا)، خنک سازی و کوئنچینگ (انتقال سریع حرارت) مجهز کرد تمام این تغییرات به منظور افزایش عمر سیل صورت می-گیرد.

- نگهداری و حفاظت کمتر: اگر سیل مکانیکی به درستی نصب شده باشد نیازی به سرویس اضافی ندارد.

۴-۴-۶-۲ معایب سیلهای مکانیکی(Disadvantage of mechanical seals)

- زیاد بودن هزینه‌های اولیهٔ نصب

- عدم تحمل حرکت محوری

- مونتاژ و دمونتاژ مشکل

- نیاز به افراد متخصص جهت تعمیر و نصب

- خرابی ناگهانی که باعث نشتی‌های ناگهانی می‌شود.

۴-۴-۶-۳ انواع سیل های مکانیکی(Types of mechanical seals)

سیلهای مکانیکی بر اساس محل قرارگیری(بیرون سوار شده باشند یا در داخل سوار شده باشند)، چیدمان، آرایش و طراحی خود طبقه بندی می‌گردند.

سیل درونی تکی(Single Internal Seal)

مجموعه قطعات دوار سیل در سیالی قرار دارند که پمپ می‌شود.

در زیر مزایای این نوع سیل را توضیح می‌دهیم:

- در مواردی که فشار بالاست می‌توان از این نوع سیل استفاده کرد به این دلیل که سطوح سیل با هم نیرو وارد می‌کنند.

- اجزای سیل در معرض شرایط اتمسفری خورنده و فرساینده بی محافظ نیستند.

- به دلیل اینکه این سیل در دورن پمپ قرار دارد افراد بی تجربه نمی‌توانند به آن دسترسی داشته باشند.

- در جاهایی که فضای موجود محدود است به راحتی قابل استفاده هستند.

سیل بیرونی تکی (Single External Seal)

مجموعه قطعات سازندهٔ سیل در بیرون از سیال قرار می‌گیرند. معمولا این نوع سیل در بیرون از جعبهٔ آب بندی سوار می‌شود.

مزایای استفاده از سیل بیرونی تکی:

- نصب و تنظیم آسان به نحوی که قطعات به آسانی در دسترس هستند.

- در مواردی که سیال خورنده و فرساینده است، اجزای سیل در درون سیال نمی‌چرخند و از این طریق امکان از کار افتادن آنها کاهش می‌یابد.

سیل دوتایی (Double Seal)

سیل دوتایی شامل دو سیل مجزا است که در جعبهٔ آب‌بندی نصب می‌شوند.

مزایای استفاده از سیلهای دوتایی:

- برای مایعات سمی و خطرناک که هر گونه نشتی به خارج و جو می‌تواند خطرآفرین باشد.
- در مصارفی که سایش و فرسایش بیش ازحد است.
- در شرایط خلأ

نکتهٔ قابل توجه به هنگام استفاده از این نوع سیلها این است که : نظارت باید صورت گیرد تا سیال تمیز ودارای فشاری بالاتر از فشار مکش بین دو سیل وارد شود. وجود مایعی که سیلها را روان کند و از بالا رفتن حرارت جلوگیری کند ضروری است.

اتواع دیگر سیلهای مکانیکی عبارتند از نوع بالانس شده و نشده، نوع فشاری و غیر فشاری

۴-۴-۶-۴ تغییرات و اصلاحات در سیل(Changes & reforms in seal)

روان کردن سطح (Face Lubrication) :

برای روان کردن سطوح سیل در جایی که خلأیی موجود است و مایل است که هوا را در طول سطوح سیل به درون بکشد استفاده می‌گردد. همچنین می‌تواند در مصارفی که ممکن است سیل به صورت خشک کار کند و یا شرایطی که کمی فرساینده هستند استفاده گردد. با اضافه کردن یک اتصال خروجی به گلند، می‌توان از مایع روان کننده به عنوان یک سردکننده (Coolant) نیز بهره برد به این ترتیب که حرارت را از بین ببرد و از بخار شدن سیال در سطوح سیل جلوگیری کند.

فلاشینگ (Flashing):

فلاشینگ خنک کردن بیرون سیل و یا از بین بردن هرگونه نشتی است که ممکن است زمانی که با هوا تماس پیدا کند بر روی سطوح سیل، تولید کریستال کند (Crystallize). مایع فلاشینگ ممکن است از همان سیال پمپ باشد و یا سیال حلّالی از یک منبع جدا از پمپ باشد.

کوئنچینگ (Quenching) :

به این منظور طراحی می‌شود که سیل بیرونی را خنک کند یا هرگونه نشتی را که ممکن است در تماس با هوا در سطح سیل متبلور شود (Crystallize) انتقال دهد. در مصارف مرتبط با خلأ سیالی که برای کوئنچینگ استفاده می‌گردد به عنوان روان‌کننده و سیل بین سطوح جفت شونده عمل می‌کند. همچنین ممکن است در شرایط عملیاتی خاص از کوئنچینگ در گرم کردن مکانیکال سیل به منظور جلوگیری از یخ زدگی (در سیالاتی نظیر گاز مایع)، خنک کردن سطح آب بندی و یا کم کردن غلظت مواد نشت شده از سیلهای مکانیکی استفاده کرد.

۴-۴-۷ یاتاقانها (Bearings)

کارکرد یاتاقانها در یک پمپ سانتریفیوژی(Centrifugal)، نگهداشتن مجموعه قطعات دوّار در توازن دقیق با قطعات ثابت در وضعیت هایی است که پمپ تحت بارهای محوری و شعاعی قرار می‌گیرد. آن دسته‌ای که مکان قرارگیری روتور را به لحاظ شعاعی تعیین می‌کنند یاتاقانهای خطی (Line Bearings) نامیده می‌شوند و دسته‌ای که موقعیت روتور را به

لحاظ محوری تعیین می‌کنند یاتاقانهای محوری (Thrust Bearing) نامیده می‌شوند.تمام انواع یاتاقانها در پمپهای سانتریفیوژی(Centrifugal)، استفاده می‌شوند. غالبا در طراحی این پمپها برای پوشش دادن نیاز سرویسها و شرایط کاری مختلف از دو یاتاقان و یا بیشتر استفاده می‌گردد. معمولا در آن دسته پمپهای دو مکشی و تک مرحله‌ای که برای مصارف عمومی طراحی می‌شوند از دو یاتاقان خارجی که هر کدام در یک طرف محفظهٔ پمپ قرار می‌گیرند استفاده می-شود.یاتاقان درونی به یاتاقانی گفته می‌شود که بین محفظه و کوپلینگ قرار دارد و یاتاقان بیرونی یاتاقانی است که در انتهای دیگر پمپ قرار دارد.پمپهایی که پروانه‌ی روتور در آنها معلق است هر دو یاتاقان‌شان در یک سمت محفظه قرار دارد؛ یاتاقانی که به پروانه نزدیکتر است یاتاقان درونی تلقی می‌شود و یاتاقان دورتر نسبت به پروانه، یاتاقان بیرونی تلقی می‌شود.یاتاقانهایی که از نوع بلبرینگ (Bearings)(دارای ساچمه‌های توپ شکل)هستند رایج ترین نوع یاتاقانهای ضد اصطکاک می باشند. که در پمپهای سانتریفیوژی استفاده می‌شوند. یاتاقانهای از نوع رولبرینگ(Roller) کمتر مورد استفاده هستند هرچند که نوعی از این یاتاقانها که دارای غلتکهای کروی است در شفتهای سایز بزرگ مداوم استفاده می‌شود. یاتاقانها را عمدتا با گریس و در بعضی موارد با روغن روان می‌کنند که مصرف هرکدام ازاین موارد بسته به شرایط کاری، سرعت و میزان بار دارد.

یاتاقانهای از نوع اسلیو(Slave) در پمپهایی کاربرد داردکه در صنایع سنگین استفاده می‌گردند، زیرا شفت آنها قطری دارد که تهیهٔ یاتاقان ضد اصطکاک برای آن آسان نیست. مصارف دیگر این یاتاقانها در آن دسته از پمپهای فشار بالای چند مرحله‌ای است که در محدودهٔ سرعتی ۳۶۰۰ تا ۹۰۰۰ دور در دقیقه کار می‌کنند. مورد دیگر مصرف آنها در پمپهای غوطه ور در آب یا شناورها است نظیر پمپهای توربینی عمودی، به این دلیل که این نوع یاتاقان برای تماس داشتن با آب مناسب است. بیشتر یاتاقانهای اسلیو با روغن روان می‌شوند آن دسته یاتاقانهای محوری که در ترکیب با یاتاقانهای اسلیو استفاده می‌شوند عمدتا از نوع بال برینگ (Ball Bearing)یا انواع مشابه آن هستند.

فصل پنجم

اجزای سازنده یک واحد پمپاژ کننده

Components of pump system

۵-۱ اجزای سازنده یک واحد پمپاژ کننده (Components Of Pump System)

در این فصل به بررسی برخی اجزای اساسی یک سیستم پمپاژ خواهیم پرداخت. سیستم پمپاژ با توجه به کارکرد و مورد مصرف آن ممکن است اجزای متفاوت و ملحقات جانبی بسیاری داشته باشد که از یک مورد به مورد دیگر متفاوت است؛ ما در اینجا سعی خواهیم کردکه ضروری‌ترین و اساسی‌ترین اجزای یک سیستم را که نقش محوری در کارایی آن دارند بررسی کنیم.

۵-۱-۱ محرکهای اولیه (Prime Movers)

منظور از محرکهای اولیه تجهیزاتی هستند که نیروی گشتاور را به پمپ منتقل می‌کنند و باعث حرکت آن می‌شوند. به طور کلی ممکن است از محرکهای متنوعی برای به حرکت درآوردن پمپ استفاده گردد اما سه مورد بیشتر از بقیه رایج هستند: موتورهای الکتریکی، موتورهای احتراقی و توربینهای بخار. در ادامه به طور مختصر به بررسی و مقایسه مزایا و معایب هر یک از اینها خواهیم پرداخت.

۵-۱-۱-۱ موتورهای الکتریکی (Electric Motors)

اگر چه پمپها می‌توانند توسط موتورهای احتراقی و یا توربینها نیز رانده شوند اما پمپهایی که توسط موتورهای الکتریکی رانده می‌شوند به دلیل فشردگی و چندکاره بودن موتورهای الکتریکی، در صنعت بیشتر متداول هستند. موتورهای الکتریکی دو نوع عمده دارند:

الف) موتورهای D-C یا جریان مستقیم ب) موتورهای A-C یا جریان متناوب

موتورهای A-C امکانات بیشتری نسبت به نوع D-C دارند و در برابر موتورهای D-C این قابلیت را دارند که سرعت خود را با افزایش و کاهش مقدار جریان تغییر دهند. رایج ترین موتورهای A-C موتورهای القایی از نوع قفس سنجابی هستند. این نوع موتورها از یک تا چندهزار اسب قدرت دارند و بهره‌وری آنها نیز در حد بالایی است.

موتور الکتریکی که به عنوان محرک پمپ استفاده می‌شود می‌بایست قابلیت‌های زیر را دارا باشد:

- قاب موتور از چدن یا استیل فورج‌کاری شده(منظور فرآیندهای مرتبط با خمیرکاری و مقاوم‌سازی فلزات است (Forging)ساخته شده باشد.
- برینگ‌های ضد اصطکاک داشته باشد(در پمپهای چاه عمیق بال برینگ(Ball Bearing) مطلوب‌تر است).
- سیم‌های استاتور از جنس مس باشد.
- حلقه‌ها و یا قلاب‌هایی که به بدنه جوش داده شده برای بلند کردن موتور داشته باشد.
- تمام سطح قاب موتور با رنگهای اپوکسی مقاوم در برابر خوردگی و فرسایش پوشانده شده باشد.
- پروانه خنک‌کننده موتور نارسانا باشد.
- عایق‌کاری استفاده شده در آن از نوع مواد کلاس B یاH باشد.
- از نظر حرارتی حداقل در کلاس B باشد.

- از جعبه تقسیم آن یک سیم ارت خارج شده باشد.

- برای مدارهای جانبی دارای جعبه تقسیم مجزا و از جنس چدن باشد.

- دارای کنترل کننده حرارت و ارتعاش باشد و در موتورهایی که برای شناورها استفاده می‌شوند رطوبت سنج وجود داشته باشد.

- در برابر آلاینده‌ها، جوندگان و حشرات ایمن باشد.

- در برابر حمل و نقل و بارگیری نیز ایمن باشد.

- افت ولتاژ اولیه آن معقول باشد.

موتورهای الکتریکی در مقایسه با سایر محرکهای اولیهٔ پمپ مزایا و معایبی دارند که در زیر به آنها اشاره می‌شود:

معایب:

- در معرض خطر غرقه شدن در سیال قرار دارند(بیشتر موتورها).
- غالب موتورها به هنگام استارت جریان بالایی می‌کشند.
- حفره و سوراخ‌های نفوذپذیری دارند.
- تجهیزات کنترل‌کننده آنها و دنده‌های انتقال‌دهنده گشتاورآنها نیاز به فضای قابل توجهی دارند.
- سیستمهای حفاظتی آنها ممکن است پیچیده و گاهی گران قیمت باشد.
- در معرض خطر گرم شدنِ بیش از حد هستند. این گرم شدن ممکن است ناشی از عللی نظیر اختلاف ولتاژ فازی، اتصال کوتاه، بارکشیدن بیش از حد پمپ و... باشد.

مزایا:

- فشرده‌تر هستند و احتیاج به فضای کمتری دارند.
- معمولا نسبت به موتورهای احتراقی هزینه نصب کمتری دارند(البته موتورهای احتراقی در صورتی که قیمت الکتریسیته در محل بالا باشد و سوخت نیز ارزان باشد اقتصادی‌تر هستند).
- در مواردی که نیاز به تعمیرات اساسی و جابجایی باشد به آسانی قابل جداشدن هستند.
- در محیطهای کاری مختلف و بغرنج به راحتی می‌توان آنها را عایق کرد.
- شیوه های پیکربندی و سرهم‌بندی متنوعی دارند.

۵-۱-۱-۲ موتورهای احتراقی (Engine)

موتورهای احتراقی که به عنوان نیروی محرک پمپ استفاده می‌شوند می‌بایست قابلیت کار در انواع شرایط محیطی را دارا باشند. در مواردی که موتور احتراقی برای واحد پمپاژی استفاده می‌شود که باید مقادیر متنوع مایع را پمپاژ کند انعطاف‌پذیری از نظر سرعت در موتورهای احتراقی بسیار مهم است.

از نظر سرعت موتورهای احتراقی به سه دسته کلی تقسیم می‌شوند:

۱- سرعت بالا (بالاتر از ۱۵۰۰ دور در دقیقه)

۲- سرعت متوسط (بین۷۰۰ تا ۱۵۰۰ دور در دقیقه)

۳- سرعت پایین (زیر ۷۰۰ دور در دقیقه)

موتورهای احتراقیِ سرعت بالا، وزن و سایز کوچکتری دارند و از نظر قیمت نیز مقرون به صرفه هستند. ازسوی دیگر موتورهای احتراقی دارای سرعت متوسط یا پایین این مزیت را دارند که هزینه نگهداری پایین‌تر و عمر طولانی‌تر دارند.

در مقایسه با موتورهای الکتریکی برای استفاده از این نوع تجهیزات آگاهی و دانش فنی بیشتری لازم است. طراحان می‌بایست به طور کامل با ظرفیت‌ها، محدودیت‌ها و الزامات نصب این‌گونه تجهیزات آشنا باشند. محرک‌های از نوع موتور احتراقی به دلیل عوامل زیادی که باید با هم سازگار شوند بسیار پیچیده‌تر از موتورهای الکتریکی هستند. به هنگام طراحی یک واحد پمپاژ که از موتور احتراقی به عنوان نیروی محرک استفاده می‌کند به ترتیب این شاخص‌ها باید مدنظر قرارگیرد:

دسته اول: زمان یک چرخه کاری- سوخت- مکش- نوع موتور احتراقی

دسته دوم: روش استارت کردن موتور احتراقی- روش خنک‌سازی- کنترل‌گرها- مدارهای فرمان- تجهیزات جانبی- بی‌صدا کارکردن اگزوز خروجی گاز یا بخار- کنترل آلودگی و آلاینده‌ها- مهارکردن ارتعاشات

دسته سوم: مخزن روغن روان‌کننده و سیستم تهویه آن- گاز و یا نفت که به عنوان سوخت استفاده می‌شود و مخزن آن- سیستم‌های تهویه- باطری‌ها- هیترها- برج‌های خنک کننده و...

عوامل زیر ممکن است باعث شود بجای موتورهای الکتریکی از موتورهای احتراقی استفاده کنیم:

- قابل اطمینان‌تر هستند به شرطی که یک منبع قابل اطمینان سوخت در دسترس باشد.
- امنیت بیشتر در برابر آسیبهای ناشی از ضربات
- برای کنترل ظرفیت می‌توانند در سرعتهای مختلفی کار کنند.
- استارت‌های آرام و بدون ضربه دارند.
- غیرقابل اطمینان بودن منبع الکتریسیته در برابر منبع سوخت
- سوختهایی نظیر گاز طبیعی توانایی رقابت با الکتریسیته را دارند.

عواملی که ممکن است باعث عدم استفاده از موتورهای احتراقی شود:

- نگرانی در مورد نشر آلودگی‌های صوتی
- نگرانی در مورد آلاینده‌های زیست‌محیطی
- عدم تطابق آنها با نیازمندیهای واحدهای کوچک پمپاژ

۵-۱-۱-۳ توربینهای بخار(Steam turbines)

توربین بخار یک محرک اولیه است که نیروی حرارتی بخار را به طور مستقیم به انرژی مکانیکی از نوع دورانی (چرخشی) تبدیل می‌کند (حرارت و کار مکانیکی دو شکل از انرژی هستند که به یکدیگر قابل تبدیل هستند). مکانیزم تبدیل در دو مرحله صورت می‌گیرد، به این ترتیب که بخار به داخل نازل‌ها وارد می‌شود و در سرعت بالا از نازل‌ها تخلیه می‌شود در حالی که انرژی حرارتی (درونی) موجود در بخار به انرژی جنبشی تبدیل شده‌است. در مرحله دوم ضربات بخار دارای سرعت بالا با تبدیل انرژی جنبشی به کار، پره‌های توربین را به حرکت درمی‌آورد.

مزایای استفاده از توربین بخار به عنوان محرک اولیه:

- می‌توان از توربین بخار در دو یا چند سطح مختلف فشار در یک واحد پمپاژ استفاده کرد. توربینهای بخار قادر به کاهش فشار هستند علاوه بر این می‌توان فشار را با استفاده از شیرهای ایستگاههای تقلیل فشار کاهش داد.

- در این گونه سیستم‌ها برای افزایش جریان بخار و افزایش نیروی کار می‌بایست سوخت بیشتری تدارک دید. در مقایسه با موتورهای الکتریکی در بسیاری موارد، هزینه پرداختی بابت سوخت توربین بخار از هزینه پرداخت شده بابت الکتریسیته کمتر است.

- پمپهایی که از توربینهای بخار برای حرکت کردن استفاده می‌کنند می‌توانند در سرعتهای متنوعی کار کنند. توربینها با بهره‌گیری از سیستم مدار فرمان توربین یا یک شیر جداگانه کنترل که در توربین و یا در خط ورودی بخار به توربین تعبیه می‌گردد سرعت خود را تغییر می‌دهند. توربینهای بخار نیازی به استفاده از ابزارهای تغییر سرعت چنانکه در سایر محرکهای اولیه پمپ رایج است ندارند. درواقع کارکردن در سرعتهای کاری مختلف خصیصه ذاتی توربینهای بخار است.

- استفاده از توربینهای بخار به عنوان محرک اولیه پمپ، پمپ را از وابستگی به نیروی الکتریکی و سایر سیستمهای توزیع نیرو بی‌نیاز می‌کند. در نتیجه به این دلیل که توربینهای بخار از توقف و قطع برق تأثیر نمی‌پذیرند برای کاربردهای حیاتی بسیار ایده‌آل هستند.

- می‌توان از توربینهای بخاربه عنوان محرک ثانویه پمپ استفاده کرد(درکنارموتورهای الکتریکی به عنوان محرک اولیه سیستم) و یا به عنوان پمپ اضطراری و جانبی از توربین بهره برد. در توضیح بیشتر باید گفت که ممکن است بعضی ایستگاههای خاص پمپاژ، توان تدارک بخار کافی برای توربین بخار را نداشته باشندو ازموتور الکتریکی استفاده کنند.در شرایطی که موتور الکتریکی و یا سیستمهای توزیع نیروی آن از کارمی‌افتند، توربین بخار می‌تواندبه عنوان محرک ثانویه وارد عمل شود و یاممکن است که پمپ دیگری را راه‌اندازی کند و از این طریق تا زمانی که موتور الکتریکی به خط برگردد، ایستگاه پمپاژ به کار خود ادامه دهد.

- کنترل کننده‌های توربین بخار نظیر سیستمهای فرمان و سیستمهای افزایش سرعت ذاتا جرقه و اتصال کوتاه تولید نمی‌کنند.درنتیجه از توربینهای بخاربه آسانی می‌توان برای به حرکت درآوردن پمپهای سانتریفوژی که در محیط‌های خطرناک کار می‌کنند استفاده کرد (بدون نیاز به پرداخت هزینه اضافی بابت تجهیزات ضدجرقه و ضد انفجار).

- به دلیل اینکه سرعت توربین های بخار به راحتی قابل تغییر است می‌تواند با پمپهای جدید و یا مواردی که نیاز به افزایش خروجی پمپ است سازگار شود.

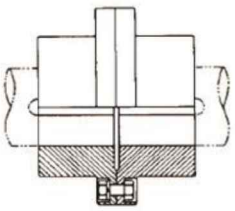
- از توربینهای بخار می‌توان برای به حرکت درآوردن انواع پمپها استفاده کرد.

- هرچند انواع دیگرمحرکهای اولیه مزایایی دارند اما توربینهای بخار چند مزیت در کنار هم دارند. آنها نگهداری و حفاظت کمتری نیاز دارند به‌علاوه اینکه ارتعاش آنها پایین است و نصب آنها نیز کاملاً راحت است.

۵-۱-۲ کوپلینگ‌ها(Couplings)

کوپلینگ ها مواقعی که نیاز به اتصال محرک اولیه به سیستم گردنده پمپ باشد از کوپلینگ ها استفاده می‌کنند. کارکرد اساسی کوپلینگ انتقال حرکت گردشی و نیروی گشتاوری از یک قسمت به قسمت دیگر است. کوپلینگ ها ممکن است کارکردهای ثانویه‌ای نیز داشته باشند نظیر جبران و تصحیح نامحوری بین شفتها، مهارحرکت محوری

5-1



کوپلینگ بدون انعطاف فلنجی

شفتها و کمک به مهار ارتعاشات، حرارت و جریان القایی الکتریکی از یک شفت به شفت دیگر.

۵-۱-۲-۱ کوپلینگ های بدون انعطاف(Rigid Couplings)

از کوپلینگ های بدون انعطاف برای اتصال دو دستگاه که نیاز دارند شفت‌هایشان به طور دقیق هم‌محور نگه داشته شوند، استفاده می‌شود. کوپلینگ بدون انعطاف نمی‌تواند تراز نبودن دو شفت را تصحیح کند بنابراین هم‌محوری دقیق دو شفت به هنگام استفاده از این نوع کوپلینگ ضروری است.

انواع کوپلینگ های بدون انعطاف:

5-2

کوپلینگ بدون انعطاف

عمدتا دو نوع از کوپلینگ های بدون انعطاف بیشتر رایج است.یک نوع آنها، از دو فلنج انعطاف ناپذیر تشکیل شده که هرکدام بر روی یکی از شفتها سوار می‌شوند.

(تصویر ۱-۵) این فلنج‌ها دارای تعدادی جاپیچ به منظور پیوند دو نیمه کوپلینگ به یکدیگر هستند.درصورتی که کوپلینگ به طور مناسب طراحی و نصب شود، نیروی گشتاوری به طور کامل از یک لبه به لبه دیگر منتقل می‌گردد. این نوع کوپلینگ ها در مواردی که در سیستم های محرکه، لرزش گشتاوری موجود است مفیدند.نوع دوم کوپلینگ های بدون انعطاف، کوپلینگ بدون انعطاف چاکدار(Split Rigid) نامیده می‌شود که به صورت افقی از وسط جدا می‌شوند. این دو نیمه بوسیله پیچهایی که در طول کوپلینگ چیده می‌شوند به یکدیگر بسته می‌شوند. (تصویر ۲-۵)

مصارف کاربردی کوپلینگهای بدون انعطاف:

کاربرد عمده کوپلینگ های بدون انعطاف در سیستمهای رانش عمودی است که در این موارد محرک اولیه پمپ (که عموما یک موتور الکتریکی است) در بالای پمپ قرار می‌گیرد. دربعضی موارد هر دو دستگاه می‌تواند به طور مشترک از یک یاتاقان محوری که معمولاً در سمت پمپ است استفاده کند.

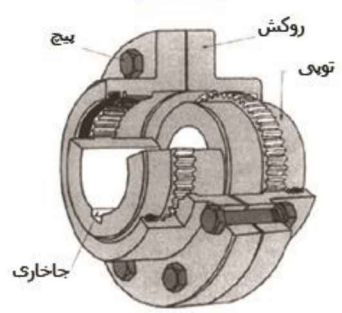
به هنگام استفاده از این کوپلینگ ها باید به نکات زیر توجه کرد:

- هم‌محوری دقیق یاتاقان‌های هر دو دستگاه ضروری است زیرا این کوپلینگ ها و دقت در ساختار آنها هیچ انعطافی ندارند تا بتوانند هم‌محور نبودن دو شفت را میزان کنند.

- دقت در ساخت و استانداردبودن این کوپلینگ ها ضروری است. سطوح این نوع کوپلینگ ها که در وسط شفت محرک و شفت چرخنده پمپ قرار می‌گیرند باید از درجه بالایی از متحدالمرکز بودن برخوردار باشند تا بتوانند از انتقال حرکت لنگی از یک دستگاه به دیگری خودداری کنند.

کوپلینگ های انعطاف‌پذیر: (Flexible Couplings)

5-3



کوپلینگ انعطاف پذیر

کوپلینگ های انعطاف‌پذیر وظیفه اولیه کوپلینگ را که عبارت از انتقال گشتاور چرخشی بین محرک اولیه و ماشین چرخنده است به خوبی انجام می‌دهند و علاوه بر آن کاربرد ثانویه بسیار مهمی نیز دارند: آنها نامحور بودن شفتها را نیز برطرف می-کنند.

ازنظر طراحی کوپلینگ های انعطاف‌پذیر اقسام زیادی دارند اما می‌توان آنها را به دو دسته کلی تقسیم کرد:

۱) انعطاف‌پذیر مکانیکی (Mechanically Flexible)

۲) انعطاف‌پذیر از نظر جنس (Materially Flexible)

۳-۱-۲-۲ کوپلینگ های انعطاف‌پذیر مکانیکی (Flexible couplings for material)

کوپلینگ های انعطاف‌پذیر مکانیکی، نامحوری بین دو شفت متصل به هم را با استفاده از فواصلی که در طراحی این کوپلینگ ها لحاظ شده است جبران می‌کنند. رایج‌ترین نوع کوپلینگ های انعطاف‌پذیر مکانیکی کوپلینگ های دنده‌ای و یا دندانه‌ای (Gear or Ordental Coupling) هستند.

5-4

کوپلینگ انعطاف پذیر زنجیری-غلتکی

(تصویر ۳-۵) این کوپلینگ معمولا از چهار جز اساسی تشکیل می‌گردد. زمانی که دو شفت بوسیله این نوع کوپلینگ به هم متصل می‌شوند هر نیمه کوپلینگ که شامل یک توپی و روکش جفت شوندهٔ آن است با کمک یک خار به هر یک از شفتهاوصل می‌گردد و روکش‌ها به هم پیچ و مهره می‌شوند.

از آنجا که توپی‌ها دندانه‌های بیرونی دارند با دندانه‌های داخلی روکش درگیر می‌شوند و یک چرخ به سمت دیگر است. این اتصال عمدا دارای خلاصی است و همین خلاصی، نامحوری بین دو شفت را تصحیح می‌کند. در این نوع کوپلینگ حرکت کشویی حادث می‌شود و لذایک مخزن روانساز (Lubricant) [روغن و یا گریس] برای جلوگیری از فرسایش و ساییدگی ضروری است.اگر شرایط ما طوری باشد که نتوانیم پروسه را برای روانسازی قطع کنیم باید از کوپلینگ های دائم و روان‌شونده (Constantly Lubricated Couplings) استفاده کنیم.دومین نوع کوپلینگ های انعطاف‌پذیر مکانیکی که خصوصا به دلیل سیستم های هدایت ارزان کاربرد گسترده‌ای در صنعت دارند با عنوان *کوپلینگ های انعطاف‌پذیر زنجیری-غلتکی* (Roller-ChainFlexible Couplings) شناخته می‌شوند (تصویر۴-۵). این کوپلینگ از دو چرخ دندانه‌دار (خورشیدی) تشکیل شده است که هرکدام از آنها برروی یک شفت سوار می‌شوند و به وسیله یک زنجیر حلقوی غلتان به هم متصل می‌گردند. فاصله بین چرخ و زنجیر نوعی انعطاف مکانیکی برای غلبه بر نامحوری پدید می‌آورد. این نوع کوپلینگ ها عمدتا در ماشینهایی که سرعت کاری پایینی دارند قابل استفاده هستند.

۳-۱-۲-۵ کوپلینگ های انعطاف‌پذیر به لحاظ جنس (Material-Flexible Couplings)

این کوپلینگ ها برای تصحیح نامحوری شفتها به انعطاف‌پذیری جنس خود وابسته هستند. جنس انعطاف پذیر آنها ممکن است از هر ماده مناسبی نظیر فلز، پلیمر یا پلاستیک باشد. این ماده باید مقاومت کافی در برابر شکست داشته باشد تا عمر قابل قبولی برای کوپلینگ حاصل شود.

این قبیل کوپلینگ ها باید از موادی ساخته شوند که شرایط زیر بار و نامحوری، اطمینان حاصل شود که فشار گسترش یافته درون کوپلینگ را می‌توانند تحمل کنند. بعضی مواد نظیر استیل محدودهٔ شکست ناچیزی دارند. بعضی مواد نظیر پلیمرها محدودهٔ شکست روشن و واضحی ندارند. در این موارد ممکن است به هنگام خم‌شدن کوپلینگ، حرارتی که در درون کوپلینگ در حال افزایش است باعث شکست کوپلینگ شود.

یکی از انواع کوپلینگ منعطف به لحاظ جنس کوپلینگ دیسکی- فلزی (Metal-Disc Coupling) است (شکل۵-۵). این کوپلینگ از دو دیسک فلزی نازک تشکیل شده‌است که به توپی هر یک از شفتها پیچ می‌شوند. هرکدام از این

5-5

کوپلینگ دیسکی-فلزی

5-6

کوپلینگ انعطاف پذیر دیافراگمی

دیسک‌ها از چندین لایهٔ نازک تشکیل شده و هر کدام از لایه‌ها جداگانه قابلیت انعطاف دارند در نتیجه به‌واسطهٔ انعطاف‌پذیری آنها نامحوری شفتها تصحیح می‌گردد.

این نوع کوپلینگ ها به روانسازی نیازی ندارند. نکته‌ای که باید به آن توجه داشت این است که همراستایی این کوپلینگ می‌بایست تا حد قابل پذیرشی حفظ شود و از آستانهٔ استقامت کوپلینگ فراتر نرود. نمونهٔ دیگر کوپلینگ های انعطاف پذیر به لحاظ جنس که تماماً از فلز ساخته می‌شوندکوپلینگ انعطاف‌پذیر دیافراگمی (Flexible diaphragm) است (شکل۶-۵). این کوپلینگ از نظر عملکرد شباهت زیادی به کوپلینگ های دیسکی دارد به این دلیل که در این نوع کوپلینگ ها صفحه برای تصحیح نامحوری انعطاف می‌پذیرد. این کوپلینگ برای کاربردهای سرعت بالا بسیار مناسب است.

5-7

کوپلینگ پینی-بوشی

کوپلینگ های انعطاف‌پذیری که از مواد پلیمری بهره می‌برند بی‌شمارند و طراحی‌های متفاوتی نیز دارند. مطابق تعریف پلیمر ماده‌ای است که قابلیت کش‌آمدن و برگشت‌پذیری بالایی دارد و پس از تغییر شکل فیزیکی به شکل اولیه خود بازمی‌گردد. یک نمونه از کوپلینگ های پلیمری،کوپلینگ پینی-بوشی (Pin-and-Bushing Coupling) است که در تصویر ۷-۵ دیده می‌شود. این کوپلینگ از دو توپی لبه‌دار(فلنج) تشکیل شده‌است که هرکدام از توپی‌ها بر روی یکی از شفتها سوار می‌شوند. فلنج هر کدام از توپی‌ها پین هایی دارد که به صورت محوری رو به سمت شفت مقابل واقع شده‌اند. فلنج دیگر نیز به بوشهای لاستیکی که عمدتا یک پوشش فلزی نیز در وسط دارند تجهیز شده است. پین‌ها به داخل این سوراخها می‌روند و از این طریق نیروی گشتاور منتقل می‌گردد؛ به دلیل اینکه بوشها از مواد قابل انعطافی ساخته شده‌اند می‌توانند زاویه‌دار بودن و لنگی دو شفت را نسبت به یکدیگر تا حدی تحمل کنند.

دومین نوع از کوپلینگ های پلیمری از یک واسطه استوانه‌ای شکل بهره می‌برد که به هر یک از سرتوپی‌های شفت متصل می‌گردد و نیروی گشتاوری را از طریق مماس شدن واسطهٔ استوانه‌ای شکل منتقل می‌کند(تصویر ۸-۵). قسمت

5-8

کوپلینگ دارای واسطه پلیمری

5-9

کوپلینگ لاستیکی اسپیسردار (Spacer)

انعطاف‌پذیر ممکن است به شیوه‌های متفاوتی به توپی‌ها متصل شده باشد مثلاً به توپی پیچ و مهره شده باشد یا بواسطهٔ خار و اتصالات مشابه به توپی وصل شده باشد. در این نوع کوپلینگ نامحوری بین شفتها از طریق خاصیت انعطاف‌پذیری که در واسطه استوانه‌ای پلیمری وجود دارد برطرف می‌گردد.

نوع سومی از این دسته کوپلینگ ها موجود است که از یک قطعهٔ پلیمری بهره می‌برد که بوسیلهٔ بار واردشده فشرده می‌شود تا بار را از یک شفت به شفت دیگر انتقال دهد (شکل۹-۵). این قطعهٔ پلیمری به طورآزاد و شل در حفره‌ای قرارمی‌گیردکه به وسیلهٔ قطعاتی که سفت و سخت بر روی شفت سوار شده‌اند شکل گرفته است. در این نوع نیز قطعهٔ پلیمری تغییر حالت و وضعیت می‌دهد تا بتواند نامحوری شفتها را جبران کند. این کوپلینگ در مواردی مورد استفاده قرار می‌گیرد که تخفیف وکاهش نوسانات پیچشی مد نظر باشد.

نوع دیگری از کوپلینگ های پلیمری که بیشتر در سیستم های محرکه‌ای که قدرت پایینی دارند استفاده می‌شود کوپلینگی است که از ترکیب فک و واسطهٔ لاستیکی (Rubber-Jaw Coupling)تشکیل می شود(تصویر۱۰-۵).

5-10

کوپلینگ فک دار به همراه واسطه پلیمری

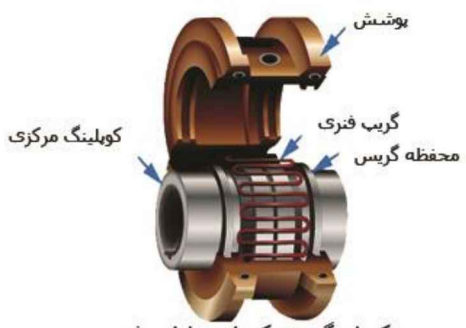
قلب این کوپلینگ واسطهٔ چندپایه آن است که تعداد پایه‌های آن می‌تواند از سه تا چند پایه متفاوت باشد. این پایه‌ها درجهت محور به سمت مرکز توسعه یافته‌اند. دو توپی که بر روی هر یک از شفت‌ها سوار شده‌اند هر کدام یک مجموعه فک دارند که با تعداد پایه‌های واسطه پلیمری همخوانی دارد؛ واسطه پلیمری دار بین این فکها قرار می‌گیرد و یک ضربه‌گیر قابل انعطاف بین آنها پدید می‌آورد. این ضربه‌گیر علاوه بر اینکه دو شفت نامحور را با هم سازگار می‌کند نیروی گشتاوری را نیز به خوبی انتقال می‌دهد.

نوع دیگری از کوپلینگ های انعطاف‌پذیر

کوپلینگ شبکه‌ای دارای فنر (Spring-Grid Coupling)

یک نوع تجاری از کوپلینگ های انعطاف‌پذیر است که ویژگیها و مزایای هر دو نوع کوپلینگ انعطاف‌پذیر (مکانیکی و

5-11



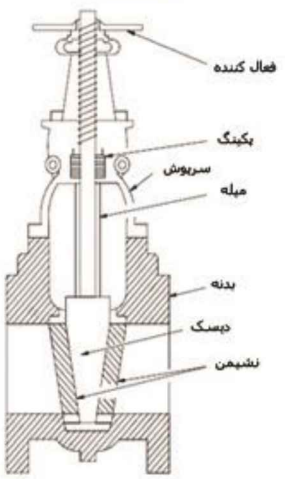
کوپلینگ شبکه ای دارای فنر

دارای جنس انعطاف‌پذیر) را با هم ترکیب کرده است. (تصویر۱۱- ۵) ساختار آن به این شکل است که هر کدام از توپی-ها بر روی یکی از شفت‌ها سوار می‌شود.هر توپی یک بخش برآمده دارد که شکاف‌های دندانه مانندی در آن تعبیه شده است فنر پیچ در پیچ که از جنس استیل است بین شکاف‌ها قرار گرفته است. این بخش فنری می‌تواند به صورت کشویی در شکاف بلغزد و از این طریق دو شفت نامحور را با هم سازگار کند؛ همچنین قادراست که همانند یک فنر تخت خم شود و نیروی گشتاوری را از یک محرک به دیگری منتقل کند. بر خلاف بیشتر کوپلینگ های دارای جنس انعطاف‌پذیر، این نوع کوپلینگ نیاز به روانسازی (Lubricate) دوره‌ای دارد تا از فرسایش و سابیدگی بخش فنری جلوگیری شود.

۵-۱-۳ شیرها(Valves)

هر چند شیرها انواع مختلف، اشکال و سایزهای مختلفی دارند اما همه آنها بخشهای اساسی یکسانی دارند در این بخش به بررسی قطعات مشترک و کاربرد آنها می‌پردازیم. خاطر نشان می‌شود که تعاریف، نامگذاری و نحوه طبقه‌بندی شیرها ممکن است از استانداری به استاندارد دیگر متفاوت باشد ما در اینجا به منظور اتخاذ رویه‌ای واحد به استاندارد آمریکایی که بسیار به استاندارد بریتانیایی شباهت دارد پایبند خواهیم بود؛ به همین منظور تعاریف را از *اصطلاح-شناسی شیر کنترل*، منتشرشده توسط انجمن استانداردهای ملی آمریکایی اخذ کرده‌ایم؛ سایر جزئیات در مورد ساختار شیرها، نحوه عملکرد و موارد کاربرد آنها از کتاب *علم مکانیک* منتشرشده توسط سازمان انرژی آمریکا اخذ گردیده است.

5-12



اجزای اساسی شیر

شیر وسیله‌ای است که برای کنترل جریان سیال از آن استفاده می‌شود و شامل موارد زیر است:

یک ساختار نگهدارنده سیال همراه با دو یا چند مجرا و یک قطعهٔ راه بند که مجراها را می‌گشاید، محدود می‌کند و یا می‌بندد. در واقع شیر ابزاری مکانیکی است که کنترل جریان سیال در طول سیستم یا فرایند را بر عهده دارد. یک شیر، جریانِ سیالِ سیستم و یا فرایند را به یکی از طرق زیر کنترل می‌کند:

- متوقف کردن و آغاز کردن جریان سیال
- تغییر میزان جریان سیال به‌وسیله تنگ‌کردن مجرا
- کنترل جهت جریان سیال

- منظم کردن سیستم ورودی و یا فشار کل فرایند
- کمک کردن به اجزای سیستم و یا پایپینگ در شرایطی که فشار فوق العاده باشد.

شیرهای زیادی در طراحی‌ها و انواع مختلف موجودند که از عهده یک یا چند مورد از عملکردهای ذکرشده در بالا برمی‌آیند. تعداد انبوهی از شیرها به گونه‌ای قابل اطمینان قادر به انجام محدودهٔ گسترده‌ای از عملکردها و کاربردهای صنعتی هستند.

۵-۱-۳-۱ بخشهای اساسی شیر(The basic components of valves)

جدا از نوع شیرها، تمام شیرها بخشهای اساسی زیر را دارا هستند:

بدنه(Body) ، سرپوش (Bonnet) ، تریم (مجموعه قطعات داخلی= Trim) ، فعال کننده (Actuator) و پکینگ (Packing). بخشهای اصلی یک شیر در تصویر ۱۲-۵ دیده می‌شود.

*تعریف بدنه: محدودهٔ فشار شیر است که راه عبوری برای جریان سیال و لبه‌هایی برای اتصال لوله‌ها تدارک می‌بیند و درعین حال از مجموعه قطعات داخی شیر (تریم) حفاظت می‌کند.*بدنهٔ شیر گاهی پوسته نیز نامیده می‌شود در مونتاژ شیر، اصلی‌ترین بخش بدنه است به این دلیل که چهارچوبی است که همه چیز را در کنار هم نگه می‌دارد.بدنه اولین محدوده فشار شیر است که در برابر فشارسیالی که از طریق لوله‌های متصل به آن وارد می‌شود مقاومت می‌کند. بدنهٔ شیرها به واسطه ریخته‌گری و فورج‌کاری(منظور فرایندهای مرتبط با خمیرسازی و مقاوم سازی فلزات است Forging) به اشکال متفاوتی ساخته می‌شوند. هر چند به لحاظ تئوریک شکل کروی و استوانه‌ای بهینه‌ترین شکل برای مقاومت در برابر فشار سیال به هنگام بازبودن شیر است اما ملاحظات دیگری نظیر راحتی ساخت، مونتاژ و پایین بودن قیمت نیز مطرح است بنا بر همین ملاحظات شکل اصلی بدنه شیرها عمدتا کروی نیست.

۵-۱-۳-۲ سرپوش شیر (Bonnet)

تعریف: *قسمتی از شیر است که شامل جعبه پکینگ و سیل میله (Stem) است و می‌تواند میله را هدایت کند.* انواع اساسی سرپوش‌ها ممکن است به وسیله پیچ ومهره، رزوه وجوش به بدنه متصل شوند و نیز ممکن است که با بدنه یکپارچه باشند.

عملکرد بعضی از سرپوشها صرفا پوشاندن شیر است در حالی که برخی دیگر نقش نگهداری قطعات داخلی شیر و تجهیزاتی نظیر دیسک شیر، فعال کننده و میله را دارند. هر چند که وجود سرپوش‌ها برای بیشتر شیرها ضروری است اما کمی نگران کننده نیز هستند. سرپوش‌ها می‌توانند تولید شیرها را بغرنج کنند، اندازهٔ شیر را افزایش دهند و سهم عمده‌ای در افزایش قیمت شیر داشته باشند.

۵-۱-۳-۳ چیدمان داخلی شیر (Valve Trim)

چیدمان داخلی شیر معمولا شامل دیسک، نشیمن (seat) و میله (Stem) است. به واسطهٔ چیدمان شیر است که می‌توان جریان و حرکات اساسی را کنترل کرد. در چیدمان هایی که حرکت دورانی دارند قسمت لغزندهٔ دیسک برای ایجاد تغییر، در هنگام عبور جریان از روی نشیمن کنار می‌رود. در چیدمان هایی که حرکت خطی دارند دیسک در جهت عمودی از روی نشیمن برداشته می‌شود و یک دهانه مدور ظاهر می‌گردد.

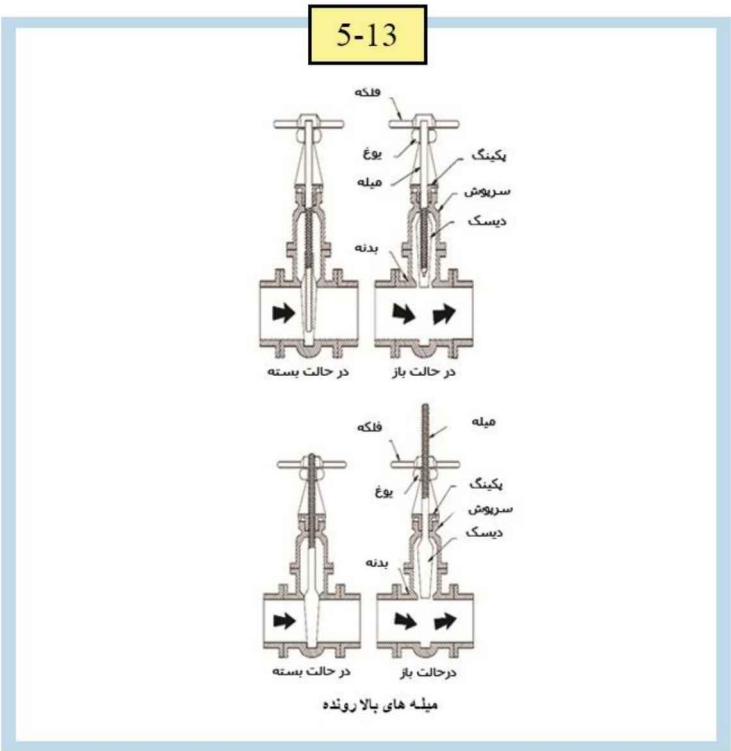
۵-۱-۳-۴ دیسک و نشیمن(Disc & seat)

دیسک یک قطعه دایره‌ای شکل است که برای تعیین میزان جریان از آن استفاده می‌شود و حرکت آن یا به صورت خطی و یا به صورت دورانی است. دیسک می‌تواند جریان سیال را مجاز سازد و یا مانع گردد. هنگامی که شیر بسته شود فشار کل سیستم به دیسک منتقل می‌گردد. معمولادیسکها فورج‌کاری می‌شوند در بعضی موارد حتی سخت‌کاری نیز بر روی آنها اعمال می‌شود. قسمت پایانی نشستنگاه دیسک می‌بایست دقیق ساخته شود تا بتواند هنگام بسته شدن شیر به طور کاملا دقیق مجرا را ببندد. بعضی شیرها، نیز بر اساس نحوه طراحی دیسک‌شان نامیده می‌شوند.نشیمن یا حلقه‌های سیل، سطحی را برای نشستن دیسک تدارک می‌بینند. در ساخت بعضی شیرها، حلقه‌های آب‌بندی فورج‌کاری می‌شوند و یا به بدنه جوش داده می‌شوند. همچنین برای تقویت و بالابردن مقاومت پیچشی حلقه‌های سیل، سطح آنها را سخت‌کاری می‌کنند و سپس سطح تماس گیرندهٔ آنها با دیسک را ماشین‌کاری می‌کنند. همچون دیسکها در اینجا نیز ساخت با کیفیت منطقه نشست و تماس گیرنده با دیسک، به منظور آب بندی دقیق در موقع بسته بودن شیر ضرورت دارد.

۵-۱-۳-۵ میله (Stem)

میله وسیله ای است که راه‌انداز و دیسک را به یکدیگر متصل می‌کند و وظیفه تعیین مکان دیسک را به عهده دارد. میله‌ها عموما فورج‌کاری می‌شوند و بوسیلهٔ رزوه و یا جوش به دیسک متصل می‌گردند. در شیرهایی که برای جلوگیری از نشتی برای میله، پکینگ و یا سیل در نظر گرفته می‌شود ساخت دقیق انتهای میله منتهی به سیل ضروری است.

میلهٔ شیرها به دو دسته تقسیم می‌شوند میله‌های بالارونده (Rising Stems) و میله‌هایی که بالا نمی‌روند (Nonrising Stems) که به ترتیب در اشکال ۱۳-۵ دیده می‌شوند.



۵-۱-۳-۶ فعال کننده شیر (Actuator)

تعریف: وسیله‌ای است دارای نیروی الکتریکی، بادی و یا هیدرولیکی که برای قرار دادن بخش راه‌بند شیر در حالت باز، بسته و یا بین باز و بسته نیرویی تدراک می‌بیند.فعال کننده ممکن است یک شیر دستی، اهرم دستی، موتور، توربین محرک، محرک بادی و یا پمپ هیدرولیک باشد در برخی مدلها فعال کننده بوسیله سرپوش شیر نگه داشته می‌شود و در سایر مدلها بوسیله یک یوغ (Yoke) که به سرپوش متصل است نگه داشته می‌شود. به استثنای شیرهایی که به صورت هیدرولیکی کنترل می‌شوند، فعال کننده‌ها خارج از محدودهٔ فشار شیر قرار دارند.

۵-۱-۳-۷ پکینگ شیر(Valve packing)

تعریف: سیستم آب بندی است و از موادی که قابلیت تغییر شکل دارند و در جعبه پکینگ جا دارند تشکیل گردیده است.کاربرد آن تدارک و یا نگه داشتن آب بند به شیوه‌ای موثر است.بیشتر شیرها از پکینگ به منظور جلوگیری از نشتی در فضای بین محور و سرپوش استفاده می‌کنند. پکینگ‌ها معمولا از یک جنس فیبری (نظیر کتان) یا ترکیبات دیگر(نظیر تفلون) هستند که بین بخشهای داخلی شیر و بیرون شیر- جایی که میله از بدنه به بیرون می‌آید- یک آب بند تشکیل می‌دهند. پکینگ شیر می‌بایست به اندازه کافی فشرده باشد تا از نشت و هدررفت سیال و آسیب به میلهٔ شیر جلوگیری کند. اگر پکینگ شیر خیلی شل و آزاد باشد شیر نشتی خواهد داد که از نظر امنیتی خطرناک است و اگر پکینگ خیلی تنگ و چفت باشد حرکت شیر را کند و ضعیف خواهد کرد و احتمالاً به میله نیز آسیب خواهد زد.

۵-۲ معرفی انواع شیرها(Introduction types of valves)

شیرها به دلیل تنوع سیستم ها، سیال‌ها و محیطهایی که باید در آنها کار کنند انواع فراوان و گسترده‌ای دارند. برخی انواع رایج تر عبارتند از: شیرکروی (Globe Valve) ، شیر دروازه‌ای (Gate valve) ،شیر توپی (Ball Valve) ، شیر مخروطی (Plug Valve) ، شیر پروانه‌ای (Butterfly Valve) ، شیر دیافراگمی (Diaphragm Valve) ، شیر اطمینان (Check Valve) ، شیر گیره‌ای (Pinch Valve) و شیر امنیتی (Safety Valve). هر کدام از این شیرها برای نیاز خاصی طراحی شده‌اند؛ بعضی قادر به تنگ کردن مجرا هستند، برخی فقط می‌توانند جلوی جریان را سد کنند، برخی در سیستم هایی که میزان فرسایش در آنها بالاست (به دلیل ماهیت سیال پمپ شونده) کاربرد دارند و برخی نیز سیالاتی را که پرفشار هستند به خوبی انتقال می‌دهند. هر شیری مزایا و معایب مشخصی دارد، آگاهی از کارکرد و نحوه عملکرد شیرها برای استفادهٔ موفقیت آمیز از این تجهیزات ضروری است.

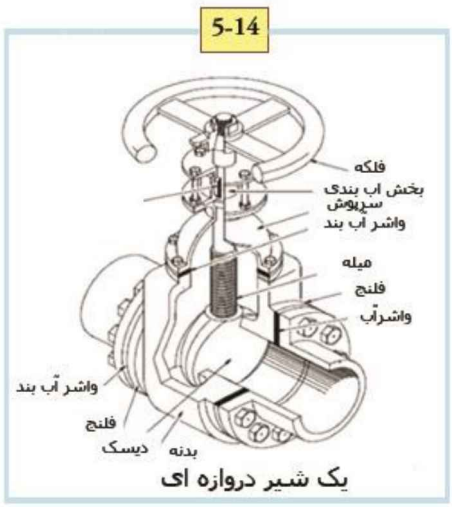
هرچند تمام شیرها قطعات اصلی یکسان و کارکرد مشابهی دارند اما از نظر شیوه کنترل جریان متفاوتند. به طور کلی به چهار روش می‌توان جریان را از طریق شیر کنترل کرد:

۱- حرکت یک دیسک یا مجرابند (مخروطی شکل Plug) به سمت دهانه یا به سمت بیرون از دهانه (برای مثال شیرهای کروی و سوزنی).

۲- حرکت کشویی یک سطح تخت، استوانه‌ای شکل و یا مدور در طول دهانه (برای مثال شیرهای دروازه‌ای و مخروطی).

۳- چرخاندن یک دیسک گرد یا بیضی حول محوری که از قطر دهانه عبور کرده است (برای مثال شیرهای پروانه‌ای و توپی).

۴- حرکت دادن یک جسم انعطاف پذیر به سمت گذرگاه جریان (برای مثال شیرهای گیره‌ای و دیافراگمی).



یک شیر دروازه ای

۵-۲-۱ شیر دروازه‌ای (Gate Valve)

شیر دروازه‌ای شیری است که به صورت خطی حرکت می‌کند و برای شروع و خاتمه دادن به جریان سیال مورد استفاده است. نام دروازه به علت حضور یک دیسک در مسیر جریان بر روی آن نهاده شده است (تصویر ۱۴-۵ یک شیر دروازه‌ای را نشان می‌دهد). زمانی که شیر تا آخر باز شود دیسک شیر به طور کامل از مسیر جریان کنار می‌رود و همین خصیصه باعث می‌شود زمانی که شیر باز است هیچ مقاومتی در برابر جریان صورت نگیرد، در نتیجه فشار در حالتی که شیر باز است کمی افت می‌کند. زمانی که شیر به طور کامل بسته است یک رینگ آب‌بند، سطح تماس را به صورت ۳۶۰ درجه ای پوشش می‌دهد و در صورتی که صفحه با رینگ آب‌بندی خوب جفت شده باشد، نشتی در محدوده دیسک و در زمان بسته بودن شیر در حد بسیار کم یا حتی صفر است.بازبودن نیمه کارهٔ دیسک باعث می‌شود تا جریان سیال، شیر را به ارتعاش درآورد. در صورتی که از این شیر برای محدودکردن جریان استفاده شود سرعت بالای جریان باعث فرسایش دیسک و نشیمن و درنتیجه نشتی شیر می‌گردد. به همین دلیل شیرهای دروازه‌ای برای محدودکردن و تنظیم جریان مناسب نیستند.شیر دروازه‌ای می‌تواند برای انواع گسترده‌ای از سیالات استفاده شود و آب بندی دقیقی را به هنگام بسته‌بودن پدید آورد. نقاط ضعف عمدهٔ شیر دروازه‌ای عبارتند از:

- برای مصارفی که نیاز به تنگ کردن مجراست مناسب نیستند.
- در صورتی که در حالت نیمه باز قرار گیرند مستعد لرزش هستند.
- بسیار بیشتر از شیرهای کروی در معرض فرسایش دیسک و نشیمن هستند.
- انجام تعمیراتی نظیر تراشکاری بر روی آن بسیار مشکل است.

انواع دیسک در شیرهای دروازه‌ای:

شیرهای دروازه‌ای به همراه دیسکهای متنوعی در بازار موجودند. طبقه‌بندی این قبیل شیرها عمدتا با توجه به دیسک آنها صورت می‌گیرد. انواع آن عبارتند از: دیسک گوه‌ای شکل بدون انعطاف (Solid Wedge) ، دیسک گوه‌ای شکل انعطاف پذیر (Flexible Wedge)، دیسک موازی (Parallel Disk). انواع دیسکهای گوه شکل درشیرهایی که نشیمن کج و مورب دارند استفاده می‌شوند و دیسکهای موازی در شیرهایی که نشیمن موازی دارند استفاده می‌شوند. معمولا دیسک شیرها قابل تعویض است علاوه بر این نشیمنها نیز بایستی قابل تعویض باشند. اگر نشیمن قابل تعویض نباشد می‌بایست شیر را برای شکل دهی دوباره نشیمن جدا کرد و یا در محل نصب شیربه تعمیر آن پرداخت. در مصارفی که ذرات جامد و یا سیال دارای سرعت بالا وجود دارد ممکن است باعث خوردگی دیسک شوند بنابراین قطعات باید دارای سختی بالایی نیز باشند.

۵-۲-۲ شیر کروی (Globe Valve)

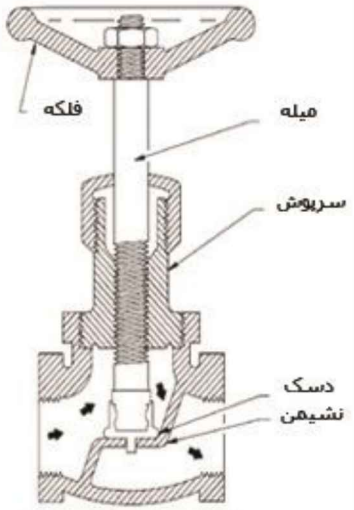
تعریف: شیری است که قطعهٔ بندآورندهٔ مجرای آن حرکت خطی دارد.این شیر به دلیل حفرهٔ کروی شکل آن که در اطراف پورت‌های شیر است از دیگر شیرها متمایز است. از شیر کروی برای تنظیم، متوقف کردن و آغاز کردن جریان استفاده می‌شود. نمای بیرونی یک شیر کروی در شکل ۱۵-۵ دیده می‌شود.

5-15

یک شیر کروی

یک شیر کروی z شکل در تصویر ۱۶-۵ دیده می‌شود. همانطور که در شکل دیده می‌شود دیسک شیر کروی می‌تواند کاملا از مجرای جریان کنار برود و یا به طور کامل مجرا را ببندد. اصلی‌ترین ویژگی عملکرد شیر کروی حرکت قائم دیسک از روی نشیمن است. این ویژگی باعث تشکیل یک فضای حلقوی بین دیسک و رینگ نشیمن می‌گردد که به تدریج همراه با بسته شدن شیر بسته می‌شود. این خصیصه، قابلیت تنگ کردن مجرا را به شیر کروی می‌دهد به همین جهت می‌توان از آن برای تنظیم جریان استفاده کرد. بنابراین شیر کروی می‌تواند برای بازکردن، بستن و تنظیم جریان مورد استفاده قرار گیرد. شیر کروی در مقایسه با شیر دروازه-ای، نشتی کمتری در قسمت نشیمن دارد؛ به این دلیل که تماس رینگهای دیسک و نشیمن در زوایای قائم و راست صورت می‌گیرد و نیروی وارده به سختی و تنگی نشیمن را می‌بندد.

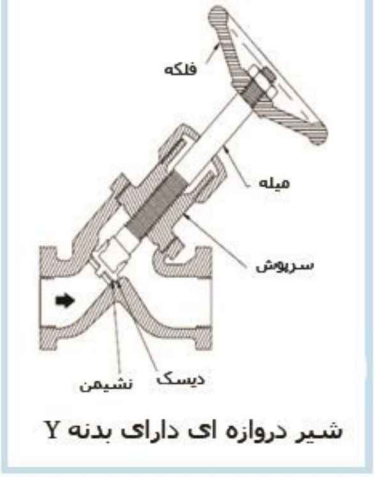
5-16



یک شیر کروی با بدنه Z

شیرهای کروی می‌توانند طوری تنظیم شوند که هم جهت و یا مخالف با جهت جریان سیال بسته شوند. زمانی که شیر بر خلاف جهت جریان بسته می‌شود نیروی جنبشی سیال در بسته شدن شیر تأخیر ایجادمی‌کند اما به هنگام بازشدن شیر به آن کمک می‌کند. اگر شیر در جهت جریان بسته شود انرژی جنبشی سیال به بسته شدن شیر کمک می‌کند و به هنگام باز شدن شیر ممانعت ایجاد می‌کند. این ویژگی برای مواردی مناسب است که استفاده از شیرهای قطع کننده سریع جریان ضروری باشد.

5-17



شیر دروازه ای دارای بدنه Y

شیرهای کروی معایبی نیز دارند آشکارترین نقص شیرهای کرویِ ساده کاهش هد بالا به دلیل زوایای قائمه‌ای است که سیال با آنها در گیر است. مسدودسازی و قطع تداوم سیال باعث از دست رفتن هد می‌شود. در یک خط پرفشار عواقب ناشی از ضربه و افت فشار سیال در حال حرکت، می‌تواند باعث آسیب به تریم، پکینگ میله و راه‌انداز شیر شود.به علاوه شیرهای کروی بزرگ نیاز به نیروی قابل توجهی برای عمل دارند و خصوصا در کاربردهای پرفشار سر و صدای زیادی ایجاد می‌کنند.

نواقص دیگر شیرهای کروی این موارد هستند: از سایر شیرها سنگین وزن‌تر هستند، نحوه اتصال دیسک به میله ضعیف است.

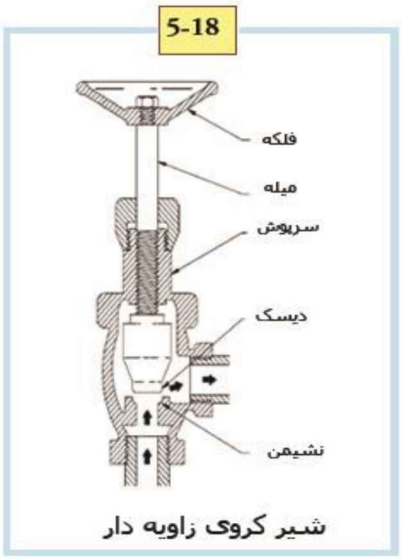
طراحی بدنهٔ شیرهای کروی:

بدنهٔ شیرهای کروی در سه شکل ساخته می‌شود: z شکل- Y شکل و زاویه دار

ساختار بدنه Z شکل:

ساده‌ترین و رایج‌ترین نوع بدنه برای مصارف مرتبط با آب Z شکل است(تصویر ۱۶-۵). در این نوع شیر یک دیافراگم یا جداره Z شکل در یک بدنهٔ کروی داریم. چون نشیمن به صورت افقی قرار گرفته است، میله و دیسک با یک زاویهٔ راست نسبت به محور لوله حرکت می‌کنند. به دلیل اینکه فضای سرپوش شیر کاملا بزرگ در نظر گرفته شده است ساخت، نصب و تعمیر این شیر بسیار راحت است.

ساختار بدنهٔ Y شکل: تصویر۱۷-۵ یک شیرکروی Y شکل را نشان می‌دهد این نوع شیر در واقع راه حلی است برای مسالهٔ افت فشار در شیرهای کروی.

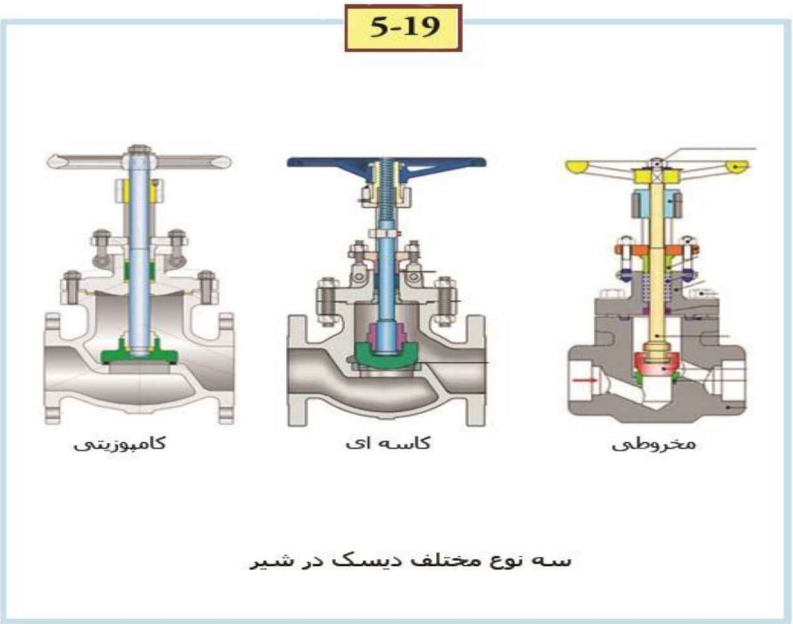


نشیمن و میله زاویهٔ ۴۵ درجه دارند. این زاویهٔ ۴۵ درجه وقتی که شیر به طور کامل باز باشد جریان مستقیم‌تری ارائه می‌دهد و باعث می‌شود که میله، سرپوش و پکینگ به طور مشترک یک محفظهٔ مقاوم در برابر فشار تشکیل بدهند. شیرهای کروی Y شکل از مناسب‌ترین شکلها برای مصارف فشار بالا هستند. چون در ابعادکوچک این شیر که برای جریانهای منقطع مورد استفاده‌اند، افت فشار چندان مهم نیست، مجرای جریان، با آن دقتی که در ابعاد بزرگتر شاهد هستیم ساخته نمی‌شود.

ساختار شیر کروی زاویه دار:

شیر کروی با بدنهٔ زاویه‌دار در تصویر ۱۸-۵ دیده می‌شود این شیر شکل ساده شدهٔ یک شیر کروی محسوب می‌شود.

دیافراگم این شیر می‌تواند یک صفحهٔ ساده باشد که انتهای آن مختوم به زوایای قائمه است. در این نوع شیر سیال فقط به صورت قائم و راست با زاویه ۹۰ درجه قادر است جریان یابد و تخلیه شود. مزیت خاص شیر این است که طراحی بدنه در آن این امکان را می‌دهد که به عنوان شیر و زانویی مورد استفاده قرار گیرد.



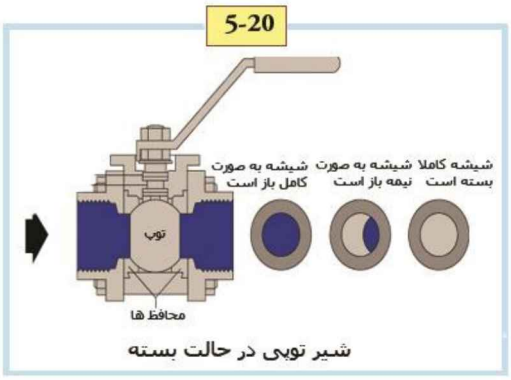
انواع دیسکهای شیر کروی:

غالب شیرهای کروی یکی از سه شکل زیر را به عنوان دیسک استفاده می‌کنند: دیسک مخروطی شکل(Plug) دیسک توپی (Ball) و دیسک کامپوزیتی (Compositon)(تصویر ۱۹-۵).دیسک توپی بر روی یک نشیمن مخروطی میزان می‌شود. دیسک توپی در درجه اول در سیستمهای فشار پایین و حرارت پایین استفاده می‌گرددو قابلیت محدود کردن جریان را نیز دارد اما عمدتا برای باز و بسته کردن جریان از آن استفاده می‌شود.دیسک کامپوزیتی از یک رینگ سخت و غیر فلزی که بر روی دیسک سوارشده بهره می‌برد این رینگ باعث انسداد دقیق‌تر و تنگ‌تر می‌شود. دیسکهای

کامپوزیتی در درجه اول در مصارف مرتبط با بخار و آب داغ کاربرد دارند. این نوع دیسکها در برابر خردگی و فرسایش مقاومند و به دلیل خاصیت برگشت پذیری و ارتجاعی، بدون اینکه به شیر آسیب برسانند به خوبی بر روی ذرات جامد بسته می‌شوند.دیسک مخروطی شکل به دلیل شکل و شمایلش بهتر از نوع توپی و کامپوزیتی جریان را محدود می-کند. پلاگ این دیسکها در انواع و اشکال متنوعی ساخته می‌شوند؛ به طور کلی آنها بلند و مخروطی هستند.جهت جریان در شیرهای کروی:در کاربردهای فشار پایین، هر دو نوع شیر زاویه‌دار و کروی ساده طوری نصب می‌شوند که فشار در زیر دیسک باشد؛ این نوع نصب به عملکرد آسان و حفاظت از پکینگ کمک می‌کند و مقدار زیادی از جریان فرسایشی وارده بر پکینگ و سطوح دیسک را می‌کاهد. در مصارف حرارت بالا و مرتبط با بخار، شیرهای کروی طوری نصب می‌شوند که فشار در بالای دیسک باشد.

۵-۲-۳ شیر توپی (Ball Valve)

تعریف: شیر توپی شیری است دارای قطعهٔ راه بند که حرکت دورانی دارد و شامل



شیر توپی در حالت بسته

یک توپ کامل و یا نیمه کامل (Segmented Ball)است .این شیر از یک دیسک توپ شکل برای توقف و یا راه‌اندازی جریان استفاده می‌کند. این توپ که در شکل ۲۰-۵ دیده می‌شود همان نقش دیسک در شیرهای دروازه‌ای را دارد. وقتی که دستگیرهٔ شیر

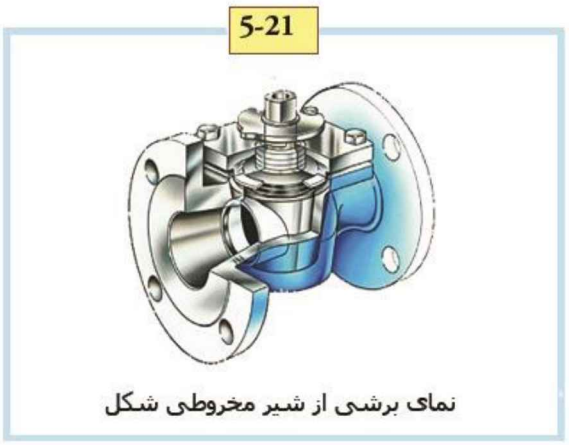
برای بازکردن شیر چرخانده شود، توپی به سمت نقطه ای می‌چرخد که معبر درون توپ در راستای ورودی و خروجی بدنه شیر واقع شود و یک کانال خطی برای عبور جریان تشکیل می‌دهد. وقتی که دستگیره برای بستن جریان چرخانده شود مجددا توپ می‌چرخد طوری که قائم بر ورودی جریان شود؛ در این حالت جریان متوقف می-گردد.بسیاری از راه‌اندازهای شیرهای توپی از نوع سریع العمل (Quick-acting Type) هستند و باچرخش ۹۰ درجه‌ای دستگیره، شیر را وارد عمل می‌کنند. سایر راه‌اندازهای شیرهای توپی بواسطه چرخ دنده عمل می‌کنند؛ این مکانیزم به این قبیل شیرها این امکان را می‌دهد که از یک فلکه بسیار کوچک استفاده کنند و با اعمال نیروی کمی به خوبی یک شیر بزرگ را راه‌اندازی کنند.مزایا: یک شیر توپی ارزانتر از سایر شیرهاست و هزینهٔ نگهداری آن پایین است به علاوه سریع العمل هستند و با ربع دور باز و بسته می‌شوند. جمع و جور هستند، نیازی به روان‌کردن ندارند و واز نظر مجرابندی نیز غیر قابل نفوذ هستند.معایب: قدرت محدود کنندگی در شیرهای توپی و قدیمی پایین است و زمانی که برای محدود کردن جریان از آنها استفاده شود چون نشیمن به طور موقت بی‌حفاظ می‌ماند در نتیجه ضربات ناشی از جریانِ دارایِ سرعت بالا، سریعا فرسایش می‌یابند.

مواد ساخت توپها: توپها معمولا فلزی هستند و بدنه آنها نیز فلزی است به همراه نشیمنی که از مواد لاستیک‌سان (Elastomer) ساخته می‌شود. البته توپهای پلاستیکی نیز به ندرت استفاده می‌شود. نشیمنِ ارتجاعیِ شیرهای توپی

از مواد لاستیک‌سان متنوعی تهیه می‌شود. رایج ترین مواد تفلون، نایلون، لاستیک مصنوعی (Buna-N)، نئوپرین (Neoprene) و یا ترکیبی از این مواد است. این نوع شیرها به دلیل استفاده از مواد لاستیک‌سان، قابل استفاده در موارد حرارت بالا نیستند. در انتخاب نشیمن می‌بایست دقت شود تا مطمئن شویم که جنس نشیمنِ شیر با موادی که توسط شیر جابجا می‌شود سازگار باشد.بعضی شیرهای توپی مجهز به متوقف کننده‌هایی هستند که مانع چرخش بیش از ۹۰ درجه در شیر می‌شوند. برخی دیگر هیچ متوقف کننده‌ای ندارند و می‌توانند ۳۶۰ درجه بچرخند. به طور کلی دستگیره بر مکان قراگیریِ توپیِ شیر و وضعیت شیر دلالت دارد؛ وقتی که دستگیره در راستای محور شیر باشد شیر باز است و زمانی که دستگیره ۹۰ درجه از محور شیر فاصله گرفته باشد، شیر بسته است.

۵-۲-۴ شیر مخروطی (Plug Valve)

تعریف: شیر مخروطی شیری است دارای حرکت دورانی که مجرابند آن ممکن است استوانه‌ای شکل و یا مخروطی باشد.



نمای برشی از شیر مخروطی شکل

نام این شیر از شکل دیسک آن که شکل چوب پنبه‌ای دارد گرفته شده‌است که در تصویر ۲۱-۵دیده می‌شود.

از این شیر برای توقف و آغاز به کارِ جریان استفاده می‌شود. بدنهٔ این شیرها برای سهولت حرکت و جاگیری دیسک در آنها ماشین‌کاری می‌شود. دیسک این شیرها تو پر است و شکافی در درون این دیسک و در راستای محور طولی شیر تعبیه شده است.در حالتِ باز گذرگاه تعبیه شده در دیسک این شیر با مجرای ورودی و خروجی در یک خط قرار می‌گیرد و وقتی که دیسک، ۹۰ درجه نسبت به وضعیت باز بچرخد بخش توُپر دیسک، ورودی و خروجی شیر را مسدود می‌کند و در نتیجه جریان سیال متوقف می‌گردد.مهمترین ویژگی شیر مخروطی، تطابق و سازگاری آن با ساختارهای چند مجرایی است. نصب این شیرها عملیات پایپینگ را راحت می‌کند و علاوه بر این شیرهای مخروطی نسبت به شیرهای دروازه‌ای عملکرد مناسب‌تری دارند.شیرهای مخروطی معمولا در مصارفی که نیاز به توقف و آغاز جریان است استفاده می‌شوند و نه در مواردی که نیاز به محدود کردن جریان باشد خصوصا از این شیرها زمانی استفاده می‌شود که نیاز به عملکرد یکنواخت باشد. به این دلیل از این شیرها برای مصارفی که نیاز به محدود کردن جریان داریم استفاده نمی‌شود چون همانند شیر دروازه‌ای در اینجا نیز درصد بالای تغییر جریان نزدیکِ قسمتِ باز و بسته کن شیر و در سرعت بالا اتفاق می‌افتد. اما ممکن است گاهی از این شیرها به همراه پورتهای لوزی شکل برای محدود کردن جریان استفاده شود.

شیرهای چند دریچه‌ای در خطوط انتقال و مصارف مرتبط با تغییر جهت و انحراف جریان مفیدند. یک شیر چند دریچه-ای ممکن است به جای سه و یا چهار شیر دروازه‌ای یا انواع دیگر شیرهای قطع‌کن استفاده شود. یک عیب استفاده از چندین شیر این است که تعداد زیاد شیرها هرگز نمی‌تواند جریان را به طور کامل مسدود کند.

۵-۲-۵ شیر دیافراگمی (Diaphragm Valve)

5-22

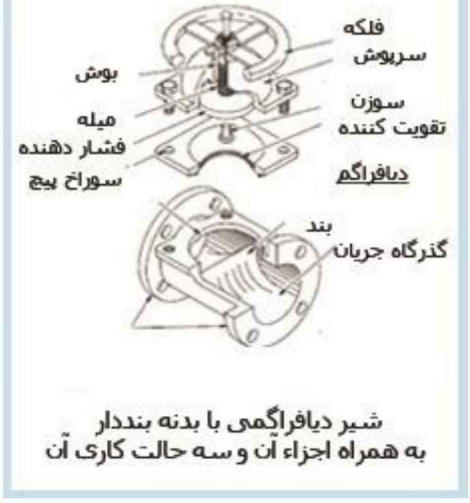
شیر دیافراگمی در حالت بسته،محدود کننده و باز

شیر دیافراگمی، شیری است با حرکت خطی که برای بازکردن، بستن و تنظیم جریان سیال از آن استفاده می‌شود. نام این شیر از صفحهٔ قابل انعطاف آن گرفته شده است که با یک نشیمن که در بدنهٔ شیر قرار دارد جفت می‌شود وتشکیل یک سیل آب‌بند را می‌دهد. شیر دیافراگمی به همراه سه کارکرد آن در تصویر ۲۲-۵ نشان داده شده است.

از نظر کارکرد در واقع شیرهای دیافراگمی نوعی شیر گیره‌ای(در ادامه به شیر گیره‌ای خواهیم پرداخت) محسوب می-شوند. در این شیریک دیافراگم قابل انعطاف و برگشت‌پذیر بوسیلهٔ میله به یک فنر متصل شده است. فنر که کار آن وارد آوردن فشار به دیافراگم است بوسیله میله شیر بالا و پایین می‌رود. بنابراین زمانی که میلهٔ فشار آورنده بالا باشد دیافراگم نیز به بالا حرکت می‌کند و زمانی که میله پایین بیاید دیافراگم نیز در جهت بدنهٔ شیر فشار وارد می‌آورد. در بعضی مدلها بدنه

دارای بند برآمده ای در درون بدنه شیر است و دیافراگم به آن بند فشرده می‌شود این نوع از شیر، که شیر دیافراگمی

5-23



شیر دیافراگمی با بدنه بنددار
به همراه اجزاء آن و سه حالت کاری آن

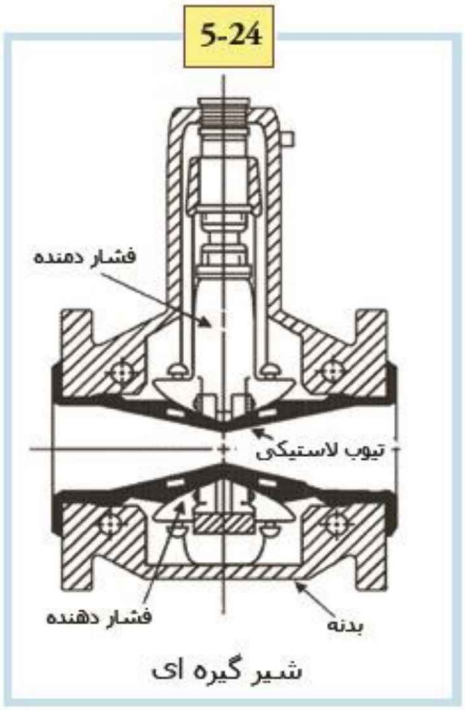
دارای بند در بدنه (Weir- Body) نامیده می‌شود در تصویر ۲۳-۵ نشان داده شده است.

می‌توان از شیرهای دیافراگمی در مصارفی که نیاز به محدود کردن جریان دارند استفاده کرد. نوع بنددار در محدود کردن جریان بهتر عمل می‌کند و در عوض توان محدود کنندگی آن پایین است.شیر دیافراگمی از نوع بنددار برای کنترل جریان های کوچک مناسب است.

شیرهای دیافراگمی برای انتقال سیالات خورنده ، سیالات داری فیبر، سیالات رادیو اکتیوی و یا سیالاتی که باید از هرنوع آلودگی حفظ شوند استفاده می‌شوند.مکانیزم شیر دیافراگمی به گونه‌ای است که سیالات گرانرو نمی‌توانند به درون سرپوش آن نفوذ کرده و در عملکرد آن مداخله کنند. بسیاری از سیالاتی که قطعات شیرهای دیگر را مسدود و یا

فرسوده می‌کنند از درون شیرهای دیافراگمی بدون ایجاد مشکل عبور می‌کنند. در این شیرها نیازی به پکینگ آب بند نیست و احتمال نشتی سیال از طریق میله نیز غیر ممکن است. شیرهای دیافراگمی در انواع متنوعی در بازار موجود است. عمر دیافراگم به ماهیت، حرارت و فشار موادی بستگی دارد که توسط شیر انتقال داده می‌شود.بعضی دیافراگم ها که از جنس لاستیک‌سان هستند ممکن است برای مقاومت در برابر مواد شیمیایی در حرارت بالا بی‌نظیر باشند. اما باید به این نکته نیز توجه داشت که خاصیت مکانیکی تمام موادی که از جنس لاستیک سانها هستند این است که در حرارت بالا کوچک می‌شوند و احتمالا در فشار بالا نیز دیافراگم تغییر شکل و ساختار می‌دهد.تمام مواد لاستیک‌سان در دمای زیر ۱۵۰ درجه فارنهایت به خوبی عمل می‌کنند، برخی در حرارت بالا نیز خوب عمل می‌کنند. به عنوان مثال Viton به دلیل مقاومت شیمیایی بالا و ایستایی در حرارت بسیار مورد توجه است.غلظت سیال نیز یکی از مواردی است که باید به آن توجه کرد. بسیاری از دیافراگم ها در برابر مواد خورنده و فرساینده مقاومت رضایت بخشی از خود بروز می‌دهند که البته این مقاومت، به حرارت و غلظت سیال نیز بستگی دارد.

۵-۴-۵-۷ شیرهای گیره‌ای (Pinch Valves)



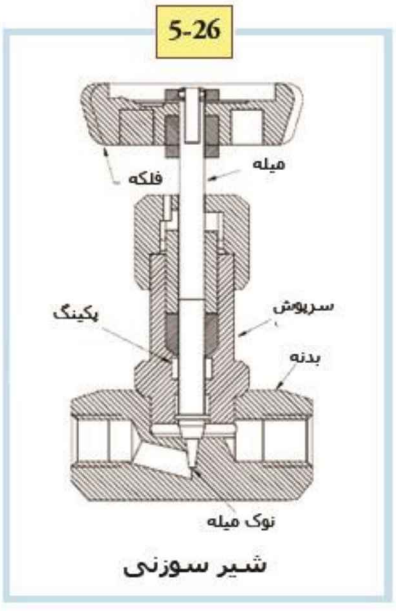
تعریف : ***شیر گیره‌ای شیری است که از یک قطعهٔ لوله‌ای شکل از جنس لاستیک تشکیل شده است کنترل و بستن جریان در این شیر از طریق فشردن و له‌کردن این قطعهٔ انعطاف پذیر صورت می‌گیرد.*** **شیر نسبتا ارزان گیره‌ای در تصویر ۲۴-۵ نشان داده شده است. این شیر ساده‌ترین طراحی را در بین شیرها دارد. شیر گیره‌ای برای متوقف کردن، به راه انداختن و محدود کردن جریان مناسب هستند. میزان محدود کنندگی آنها بین ۱۰ تا ۹۵ درصد از حجم جریان است. شیر گیره‌ای برای حمل سیالاتی که حاوی مقدار زیادی جامدند و همچنین برای سیستم‌هایی که جامدات را به صورت نیوماتیک (Pneumatic) هدایت می‌کنند بسیار مناسب است. و مکانیزم شیرهای گیره ای طوری است که کاملا از سیال جدا هستند بنابراین برای مصارفی که آلودگی سیال، ناشی از خوردگیِ فلزات است و مشکل به شمار می‌آید مناسب می باشند. شیر گیره‌ای شامل یک لوله از جنس لاستیک ویا سایر مواد مصنوعی و یک مکانیزم گیره‌ای است. تمام بخشهای عملگر این شیر به طور کامل از شیر مجزا هستند اما با این حال لوله لاستیکی بدنه شیر نامیده می‌شود.بدنه شیرهای گیره‌ای از لاستیکهای طبیعی و مصنوعی و پلاستیک‌هایی تولید می‌شود که خاصیت مقاومت در برابر خراش و ساییدگی را دارند.**

شیرهای گیره‌ای بدنه مستحکمی دارند.حد نهایی درجه حرارتی که قادر به تحمل آن هستند ۲۵۰ درجه فارنهایت است. در دمای ۲۵۰ درجه فارنهایت، میزان فشاری که می‌توانند تحمل کنند بسته به قطر شیر متفاوت است. مثلا شیرهایی با قطر ۱ اینچ psig ۱۰۰ و شیرهایی با قطر ۱۲ اینچ psig ۱۵۰ را تحمل می‌کنند. البته شیرهای گیره‌ای خاصی نیز موجود است که محدودهٔ حرارتی آنها بین ۱۰۰- تا ۵۵۰ درجهٔ فارنهایت است و در فشار psig ۳۰۰ نیز می‌توانند کار کنند.

۵-۲-۷ شیر پروانه‌ای(Butterfly valve)

تعریف: *شیر پروانه‌ای شیری است با بدنهٔ مدور که مجرابند آن یک دیسکِ دارای حرکت دورانی است و این دیسک بوسیلهٔ شفتش به صورت محوری حفظ می‌شود.* یک شیر پروانه‌ای در تصویر ۲۵-۵ دیده می‌شود. شیر پروانه‌ای یک شیر با حرکت دورانی است که برای قطع، شروع جریان و یا محدود کردن جریان از آن استفاده می‌شود. شیرهای پروانه‌ای به دلیل اینکه دستگیرهٔ آنها با یک چرخش ۹۰ درجه‌ای، شیر را از حالت کاملا بسته به حالت باز منتقل می-کنند شیرهای سریع العمل و راحتی هستند.شیرهای پروانه‌ای بزرگ به وسیله فلکه‌هایی حرکت می‌کنند و فلکه ها به میله‌ای که در درون تعدادی چرخ دنده است متصل هستند. شیرهای پروانه‌ای نسبت به شیرهای دروازه‌ای، کروی، مخروطی، توپی و خصوصا در مصارفی که از شیرهای بزرگ استفاده می‌شود مزایای فراوانی دارند. مهمترین مزایای آنها وزن کمتر، قیمت پایین‌تر و فضای کمتری است که اشغال می‌کنند.به دلیل اینکه از قطعات متحرک کمتری تشکیل شده‌اند هزینهٔ تعمیر و نگهداری آنها پایین است.شیرهای پروانه‌ای برای انتقال جریانهای حجیم گاز و مایع در فشار پایین بسیار مناسبند علاوه بر این برای انتقال مایعات دوغابی (Slurry) و همچنین مایعات حاوی مقدار زیادی ذرات جامد معلق مناسب هستند.بخش کنترل جریان این شیرها یک دیسک است که قطر آن با قطر داخلیِ لوله متصل به آن تقریبا برابر است. وقتی که دیسک، موازی با مجرای لوله باشد، شیر به طور کامل بازاست و هنگامی که دیسک در برابر مجرا زاویه قائمه بسازد، شیر بسته است. طبیعی است در وضعیتی که حد وسط دو حالت باز و بسته است می‌تواند جریان را محدود کند.

۵-۲-۸ شیر سوزنی (Needle Valve)



یک شیر سوزنی در تصویر ۲۶-۵ دیده می‌شود. این شیرها عمدتا برای تنظیم دقیق جریان سیال استفاده می‌شوند. وجه تمایز شیر سوزنی عبارت از یک سوزن مخروطی و دراز نقطه‌ای در انتهای میله شیراست. این سوزن به عنوان یک دیسک عمل می‌کند. بخش دراز این سوزن از دهانه‌ای که در نشیمن شیر قرار دارد، پیش از اینکه سوزن به طور کامل در نشیمن جا بگیرد، می‌گذرد. این ساختار باعث افزایش و کاهش تدریجی و بسیار دقیقِ میزانِ باز و بسته بودن شیر می‌شود. شیرهای سوزنی غالبا از انواع دیگر شیرهای پیچیده تر می باشد. برای مثال از آنها در بعضی شیرهای کاهنده استفاده می‌شود.

مدار فرمان بیشتر پمپهایی که فشارآنها ثابت است، برای کاهش نوساناتی که در فشار تخلیه پمپ تأثیرگذارند، از شیرهای سوزنی استفاده می‌کنند. همچنین شیرهای سوزنی در برخی سیستم های کنترلِ احتراقِ اتوماتیک که نیازمند تنظیم دقیق جریان هستند، استفاده می‌شوند.از شیرهای سوزنی به عنوان شیرهای اندازه‌گیری نیز استفاده می‌گردد. شیرهای اندازه‌گیری در کنترل فوق العاده دقیق جریا ن کاربرد دارند. دیسک یا دریچه نازک این شیرها به آنها اجازهٔ کنترل خطی جریان را می‌دهد. دربعضی مدلها بدنهٔ این شیرها به صورت حدیده‌ای شکل است و در آنها تعداد دورهای فلکه، مستقیما به میزان جریان وابسته است. عموما یک شیر اندازه‌گیری میله‌ای دارد که در هر اینچ آن ۴۰ رزوه استفاده شده است. نشیمن شیرهای سوزنی به منظور راحتی در تعمیر و نگهداری معمولا قابل تعویض است.

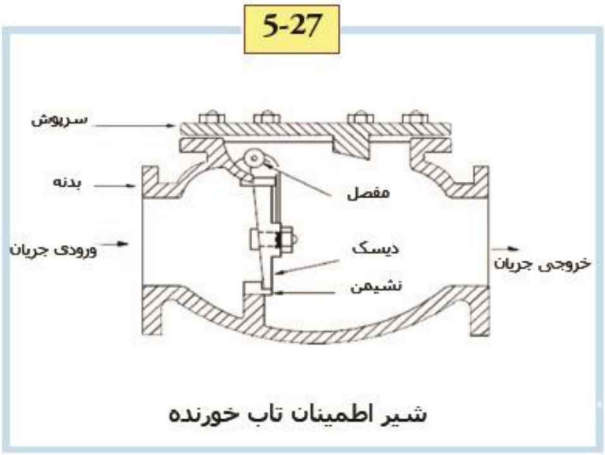
۵-۲-۹ شیرهای اطمینان (Check Valves)

شیرهای اطمینان برای جلوگیری از بازگشت و معکوس شدنِ جریان، در سیستم پایپینگ استفاده می‌شوند. این شیرها بوسیله ورود سیال به خطوط لوله فعال می‌شوند؛ فشار سیالی که در درون سیستم است شیر را باز می‌کند و در برابر هر نوع جریان معکوس، شیر را خواهد بست. بستن شیر بوسیلهٔ وزن مکانیزم اطمینان، فشار برگشتی، یک فنر و یا ترکیبی از شیوه‌های بالا صورت می‌گیرد. انواع شیرهای اطمینان عبارتند از: تاب خورنده (Swing)، دیسک شیب دار یا الا کلنگی (Tilting Disk)، پیستونی، پروانه‌ای و متوقف‌کننده.

۵-۲-۹-۱ شیر اطمینان تاب خورنده (Swing Check Valve)

یک شیر اطمینان تاب‌خورنده در تصویر ۲۷-۵ دیده می‌شود. این شیر به جریان به طور کامل اجازه ورود می‌دهد و با کاهش فشار به طور خودکار بسته می‌شود. این شیرها زمانی که جریان صفر شود کاملا بسته می‌شوند و از بازگشت و معکوس شدن جریان جلوگیری می‌کنند. نوسان و کاهش فشار در این شیرها بسیار کم است.

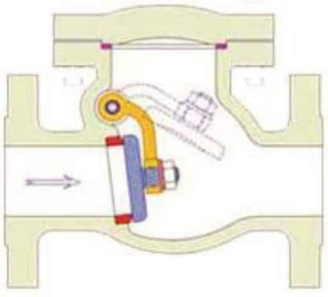
5-27



شیر اطمینان تاب خورنده

این نوع شیرهای اطمینان معمولا برای استفاده در سیستم‌هایی که از شیرهای دروازه‌ای بهره می‌برند توصیه می‌شود به این دلیل که افت فشار در این شیرها کم است. شیرهای اطمینان تاب خورنده در دو شکل موجودند: یک دسته، بدنه Y شکل دارند و دستهٔ دیگر بدنهٔ صاف دارند .در هر دو نوع از این شیرها دیسک و مفصل به واسطه پینِ مفصل در بدنه معلق می‌شوند. نشیمن این شیرها فلزی است. مدلهایی که دیسک کامپوزیتی دارند معمولا برای مصارفی که ذرات آلاینده یا دیگر ذرات در سیال موجود است و سر وصدای بیش از حدی که این ذرات تولید می‌کنندااستفاده می-شوند.شیرهایی اطمینان تاب خورنده‌ای که بدنه صاف دارند، از دیسکی تشکیل می‌شوند که از بالا به بدنه از طریق مفصل و لولا متصل است. دیسک این شیرها زمانی که بر روی نشیمن باشد با بدنه، یک مجرابند یکپارچه را تشکیل می‌دهد. این قبیل شیرهای اطمینان دارای رینگهایِ نشیمن قابل تعویض هستند. نشیمن این شیرها برای اینکه شیر در

5-28



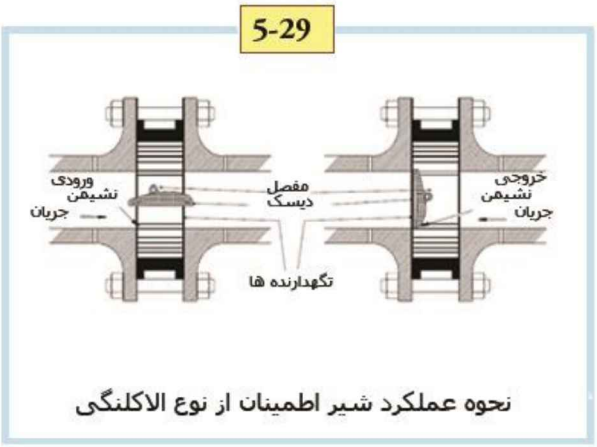
نحوه عملکرد شیر اطمینان از نوع الاکلنگی

فشار پایین به راحتی باز شود و در هنگام بسته شدن شیر تحت فشار بالا شوک کمتری وارد آورد، با زاویه ناچیزی نسبت به دیسک ساخته می‌شوند.(تصویر ۲۸-۵) این نوع شیر را در حالت کار نشان می‌دهد.

شیرهای اطمینان تاب‌خورنده برای خطوطی که سرعت جریان آنها پایین است توصیه می‌شوند. نباید از این شیرها در خطوطی که جریان نوسانی دارند استفاده کرد به این دلیل که رفت و برگشت دیسک و ضربات مداوم حاصل ازآن باعث خرابی نشیمن خواهدشد.

۵-۲-۹-۲ شیر اطمینان الا کلنگی (Oscillating check valve)

شیر اطمینان الاکلنگی بسیار به شیرهای اطمینان تاب خورنده شباهت دارد (تصویر ۲۹-۵). این نوع شیرها را می‌توان در خطوط افقی و یا حتی عمودی که جهت جریان در آنها رو به بالا است نصب کرد.بعضی انواع این شیرها به راحتی با

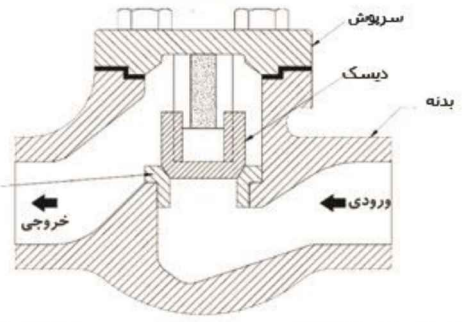


فلنجها تطبیق پیدا می‌کنند و به راحتی نصب می‌گردند خصوصادر مواردی که قطر شیر بالا است.در این شیرها دیسک برای باز کردن شیر از روی نشیمن کنار می‌رود. طراحی ایرودینامیک دیسک باعث می‌شود که دیسک در جریان شناور بماند. نگهدارنده‌های دیسک که در بدنه جا گرفته‌اند دیسک را برای بهتر شدن روند جریان نگه می‌دارند. حفرهٔ بزرگ بدنهٔ این شیر محدودیت جریان را کاهش می‌دهد؛ همین که جریان کاهش می‌یابد دیسک شروع به بسته شدن می‌کند و مجرا را پیش از اینکه جریان برگشت کند می‌بندد فشار برگشتی وارده به شیر آن را از سیل نرم به سمت سیل فلزی حرکت می‌دهد تا شیر بدون ضربهٔ شدید و ناگهانی بسته شود. چنانچه فشار برگشتی وارده کافی نباشد می‌توان شیر را به یک وزنه و اهرم خارجی متصل کرد.

۵-۲-۹-۳ شیر اطمینان بالا رونده(Rising check valve)

شیر اطمینان بالا رونده عمدتاً در سیستم پایپینگی کاربرد دارد که در آن از شیرهای کروی به عنوان شیرهای کنترل

5-30



یک شیر اطمطنان بالا رونده در جهت افقی به همراه اجزای داخلی آن

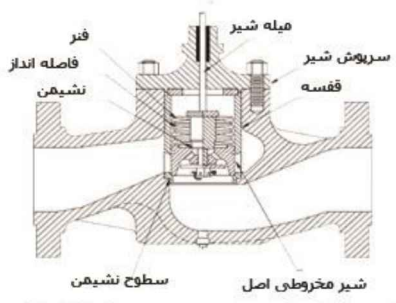
جریان استفاده شده باشد. چیدمان نشیمن این شیرها شبیه شیرهای کروی است.شیرهای اطمینان بالا رونده برای نصب در خطوط افقی و یا آن دسته از خطوط عمودی که جهت جریان درآنها رو به بالاست مناسبند.استفاده از آنها در خطوط بخار آب، هوا، گاز و بخارهایی که سرعت بالایی دارند توصیه می‌شود(تصویر۳۰-۵) یک شیر اطمینان بالا رونده را نشان می‌دهد.

جریان برای بالا بردن این شیرها می‌بایست از زیر نشیمن شیر وارد شیر شود همین که جریان وارد شیر شد دیسک یا توپ به وسیله فشار جریانِ رو به بالا از روی نشیمن حرکت می‌کند و به درون بخش هدایتگر می‌رود. هنگامی که جریان متوقف شود و یا جهت آن معکوس گردد دیسک و یا توپ (بسته به مورد استفاده) به وسیله جریان برگشتی و گرانش به سوی نشیمن رانده می‌شود.نشیمن شیرهای اطمینان بالا رونده‌ای که بدنهٔ فلزی دارند یا با بدنه یکپاچه است و یا از رینگهای قابل تعویض تشکیل شده است. در این شیرها ساختار دیسک مشابه ساختار دیسک در شیرهای کروی است و به مانند آنها یا فلزی است و یا کامپوزیتی.

۵-۲-۹-۴ شیر اطمینان پیستونی (Piston Check Valve)

شیر پیستونی که در تصویر ۳۱-۵ مشاهده می‌شود اساسا یک نوع شیر اطمینان بالا رونده محسوب می‌شود. این شیرها یک ضربه‌گیر دارند که از پیستون و سیلندر تشکیل شده است و مزیت آن، کاستن از ضربه و ارتعاش در طول فرایند است. به این دلیل که این شیرها از نظر ساختاری بسیار به شیرهای اطمینان بالا رو شباهت دارند، نحوهٔ جریان یافتن

5-31

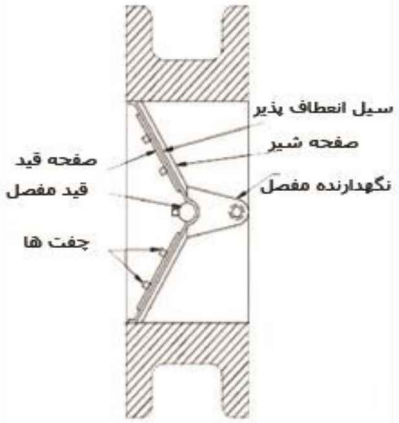


شیر اطمینان پیستونی و ساختار اصلی

سیال در درون آنها نیز شبیه به شیرهای اطمینان بالا رو است.

نصب آنها نیزباید مانند شیرهای اطمینان بالارو به ترتیبی باشد که جریان از زیر نشیمن وارد شود. ساختار دیسک و نشیمن در این شیر مشابه شیرهای اطمینان بالارو است. شیرهای اطمینان پیستونی بیشتر در سیستم پایپینگ در کنار شیرهای مخروطی کاربرد دارند. به این دلیل که تعداد دفعات تغییر جهت جریان در سیستم هایی که از شیرهای مخروطی استفاده می‌کنند بالا است. از نظر نوع سیال این نوع شیر در سیستم هایی که مرتبط با هوا، بخارآب و آب است استفاده می‌شود.

5-32



ساختار داخلی شیر اطمینان پروانه ای

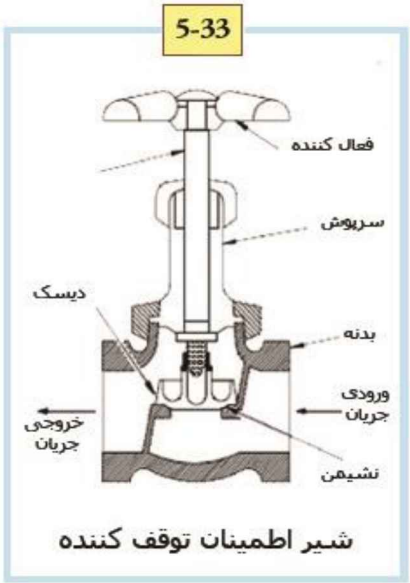
۵-۲-۹-۵ شیر اطمینان پروانه‌ای(Butterfly Check Valve)

چیدمان نشیمن در شیرهای اطمینان پروانه‌ای مشابه چیدمان نشیمن در شیرهای پروانه‌ای است و نحوهٔ عبور جریان از درون این شیرها نیز شبیه شیرهای پروانه‌ای است در نتیجه شیرهای اطمینان پروانه‌ای در سیستم هایی که در آنها از شیرهای پروانه‌ای استفاده می‌شود بسیار کاربرد دارند.مهمترین نکته در طراحی این شیر این است که بخش نشت بند انعطاف پذیر آن در زاویهٔ ۴۵ درجه ای نسبت به بدنهٔ داخلی شیر قرارگرفته است و دیسک مسافت کوتاهی را برای انتقال از وضعیت کاملا باز به وضعیت کاملا بسته می‌بایست طی کند و در نتیجه از برخی ضربات شدید که در انواع دیگر شیرهای اطمینان دیده می‌شود جلوگیری می‌کند (تصویر ۳۲-۵).این شیرها به دلیل عملکرد تقریبا بی صدا و دقیق در سیستم های حرارتی و تهویه مطبوع کاربرد دارند. سادگی طراحی آنها باعث شده است که در قطرهای بزرگ تا حد ۷۲ اینچ (۱/۸۰) نیز ساخته شوند قطعات انعطاف‌پذیر نشت بندی این شیرها برای اهدف خاص از موادمختلفی نظیربیونا (Buna-N)،نئوپرین(Neoprene) ، سیلیکون، تفلون و... ساخته می‌شوند. شیرهای اطمینان پروانه‌ای را می‌توان به صورت افقی و یا عمودی نصب کرد و در وضعیت عمودی مهم نیست که جریان رو به بالا و یا رو به پایین باشد. فقط می‌بایست دقت کرد که شیر به گونه‌ای نصب شود که ورودی جریان از سمت لولا دار شیر آغاز شود زیرا که در غیر این صورت کل جریان متوقف خواهد شد.

۵-۲-۹-۶ شیر اطمینان توقف کننده

(Stop Check Valve)

5-33



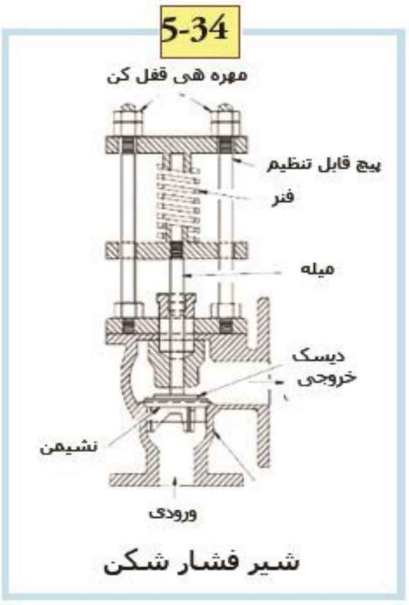
شیر اطمینان توقف کننده

شیر اطمینان توقف‌کننده ترکیبی از شیر اطمینان بالارونده به علاوهٔ یک شیر کروی است (تصویر ۳۳-۵). این شیر میله‌ای دارد که اگر بسته باشد از بیرون آمدن دیسک از نشیمن جلوگیری می‌کند و یک نشت‌بندی دقیق را فراهم می‌کند(دقیقا شبیه به شیرهای کروی) و زمانی که میله در وضعیت باز قرار داشته باشد این شیر به عنوان یک شیر اطمینان بالارونده عمل خواهد کرد. میلهٔ این شیرها به دیسک متصل نیست و کار آن بستن دقیق شیر با محدودکردن حرکت دیسک شیر در جهت بالااست(جهتی که شیر باز می-شود).

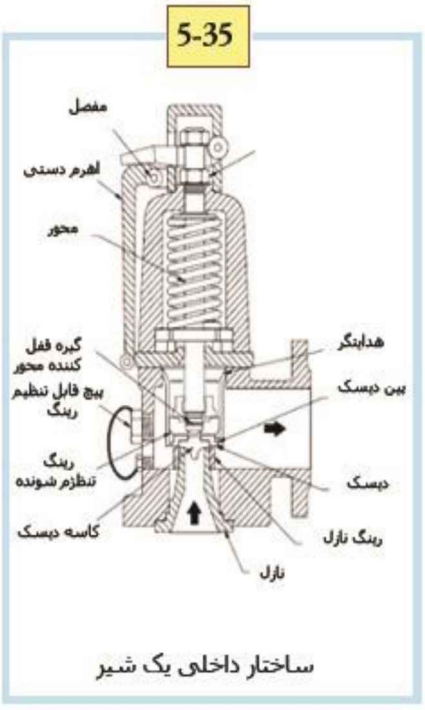
۵-۲-۱۰ شیر فشارشکن و امنیتی

(Relief and Safety Valve)

شیرهای فشارشکن و امنیتی از طریق کاهش فشار بیش از حد وتصادفی سیستم، از وارد آمدن خسارت به تجهیزات جلوگیری می‌کنند. مهمترین تفاوت میان شیر فشارشکن و شیر امنیتی در میزان باز ماندن آنها هنگامی است که فشار از حد تنظیم شده تجاوز کند.شیر فشارشکن که در تصویر ۳۴- ۵ نشان داده شده است همزمان با بالا رفتن فشار ورودی از حد تنظیم شده (Setpoint)، باز می‌شود و یک شیر فشارشکن تنها زمانی که ضروری باشد برای تسکین و کاهش فشار باز می‌گردد.



شیر امنیتی به سرعت و همراه با ضربه به محض اینکه فشار به حد تنظیم شده برسد باز می‌گردد. یک شیر امنیتی تا زمانی که فشار به زیر نقطهٔ ریست (reset) برسد باز می‌ماند باید دانست که همیشه نقطهٔ ریست بر روی فشار پایین تر از نقطهٔ (set point) تنظیم می‌گردد تا امنیت سیستم دو چندان شود. اختلاف بین دو نقطهٔ ریست و سِت پوینت، نقطهٔ فَوَران (Blowdown)نامیده می‌شود. شیرهای فشارشکن عمدتا در مصارف مرتبط با سیالات تراکم ناپذیر(Incompressible fluids) کاربرد دارند و شیرهای امنیتی عمدتا در مصارف مرتبط با سیالات تراکم پذیر (Compressible fluids) نظیر بخار آب یا گازهای دیگر کاربرد دارند. شیرهای امنیتی را می‌توان از روی ظاهر آنها شناسایی کرد این شیرها یک اهرم خارجی در بالای بدنه شیر دارند که برای اطمینان عملیاتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در تصویر ۳۵-۵ یک شیر امنیتی نشان داده شده است. در این قبیل شیرها فشار سیستم نیرویی را تدارک می‌بیند و آن نیرو اقدام به بیرون راندن دیسکِ شیر امنیتی از نشیمن می‌کند و در برابر فشار فنر که بر روی میله سوار است دیسک را به نشیمن می‌چسباند. با غلبهٔ فشار سیستم بر فشار وارده از سمت فنر، شیر امنیتی باز می‌شود و در ادامه با کاهش یافتن فشار سیستم و غلبه مجدد فشار فنر بر فشار سیستم شیر بسته می‌شود.میزان فشردگی فنر و در نتیجه فشار شیر به وسیله چرخاندن مهره‌هایی که در بالای یوغ شیر هستند قابل کاهش و افزایش است.

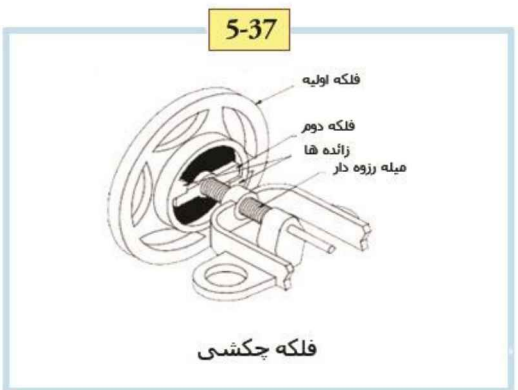


۵-۳ فعال کننده‌های شیر(Valve Actuators)

برای تعیین وضعیت شیر، به یک فعال‌کننده نیاز داریم. فعال‌کننده‌ها محدوده گسترده‌ای را که شامل فلکه‌های دستی ساده و انواع فلکه های پیچیده‌تر نظیر هیدرولیکی و مکانیکی است در بر می‌گیرد. البته معمولا اصطلاح فعال کننده شامل فلکه‌های دستی نمی‌شود.مطابق تعریف انجمن استانداردهای ملی آمریکایی: *فعال کننده (Actuator) وسیله‌ای است دارای نیروی نیوماتیکی، الکتریکی و یا هیدرولیکی که نیرو و حرکت را برای قرار دادن قطعهٔ مجرابند شیر در وضعیت باز، بسته و یا بین این دو حالت تهیه می‌کند.* اما ما در اینجا به بررسی انواع دستی نیز خواهیم پرداخت. انواع فعال کننده‌های شیر شامل فلکه‌های دستی، اهرم‌های دستی، موتورهای الکتریکی، نیوماتیکی، مغناطیسی، پیستونهای هیدرولیکی و خود فعال شونده‌ها (Self-actuated) است.

۵-۳-۱ فعال کننده دستی(Activation of manual)

فعال‌کننده‌های دستی این قابلیت را دارند که شیر را در هر وضعیت و حالتی از نظر مکانی قراردهند اما در برابر، با فعال



شدن به صورت اتوماتیک سازگار نیستند. رایج ترین نوع فعال کننده مکانیکی فلکه‌ها هستندو شامل فلکه‌های کار گذاشته شده بر روی میلهٔ شیر، فلکه‌های چکشی و فلکه‌هایی که به‌واسطهٔ چرخ دنده به میله متصل می‌شوند هستند.

دو نمونه از فلکه‌های دستی که بر روی شیرهاکارگذاشته می‌شوند در تصویر ۳۶-۵ دیده می‌شود. فلکه ای که بر روی میلهٔ شیر کار گذاشته شده است قابلیت فعال کردن شیر به صورت صرفا مکانیکی را دارا است؛ وقتی که این شیرها در حرارت بالایی کار می‌کنند چسبندگی داخلی شیر باعث می‌شود که استفاده از آنها مشکل شود. فلکهٔ چکشی در تصویر ۳۷-۵ نشان داده شده است. مکانیزم آن به این صورت است که در ابتدای چرخش، کمی آزاد می‌چرخد و بعد به زائده فلکه دوم برخورد می‌کند. فلکه دوم به صورت مستقیم به میله شیر متصل است. به کمک این ساختار، شیر به هنگام بسته شدن با ضربه شدیدی بسته می‌شود و در نتیجه دقیق تر بسته می‌شود و به هنگام بازشدن نیز در صورتی که از داخل چسبیده باشد با ضربه ای باز می‌شود.

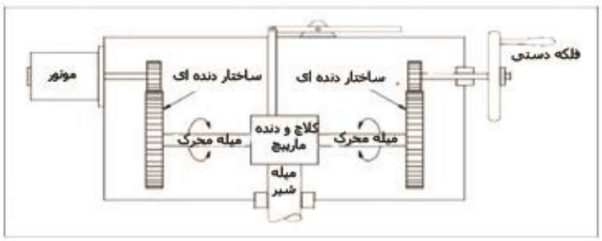
۵-۳-۲ فعال کننده از نوع موتور الکتریکی (Electrical Motor Actuator)

موتورهای الکتریکی به شیر این قابلیت را می‌دهد که به صورت اتوماتیک، نیمه اتوماتیک و یا دستی عمل کند.

موتورهای الکتریکی غالبا در کاربردهای دوحالته قطع و وصل جریان سیال کاربرد دارند، هرچند که می‌توان طوری آنها را تنظیم کرد که شیر را در هر نقطه‌ای متوقف سازند. در این قبیل فعال کننده‌ها موتور معمولا از نوع موتورهای معکوس شونده (دو جهته) و سرعت بالا است و بواسطهٔ تعدادی چرخدنده به دستهٔ محور متصل می‌شود.

موتورهای الکتریکی به شیر این قابلیت را می‌دهد که به صورت اتوماتیک، نیمه اتوماتیک و یا دستی عمل کند. موتورهای الکتریکی غالبا در کاربردهای دوحالته قطع و وصل جریان سیال کاربرد دارند، هرچند که می‌توان طوری آنها را تنظیم کرد که شیر را در هر نقطه‌ای متوقف سازند. در این قبیل فعال کننده‌ها موتور معمولا از نوع موتورهای معکوس شونده (دو جهته) و سرعت بالا است و بواسطهٔ تعدادی چرخدنده به دستهٔ محور متصل می‌شود. در صورتی که از یک سیستم کنترل استفاده کنیم فعال سازی الکتریکی شیر می‌تواند به شکل نیمه اتوماتیک نیز انجام شود. همچنین می-

5-38

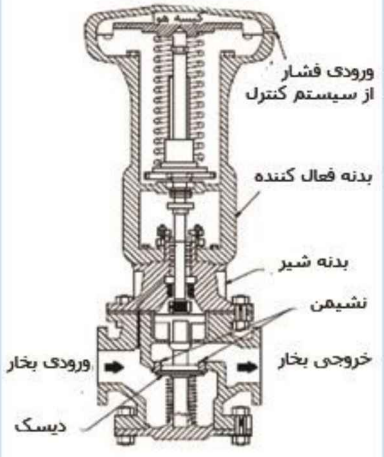


موتور الکتریکی به عنوان فعال کننده شیر به همراه فلکه برای راه اندازی دستی شیر

توان یک فلکهٔ دستی را نیز با دنده‌ها درگیر و جفت کرد تا شیر به صورت دستی نیز عمل کند (این حالت در تصویر ۵-۳۸ نشان داده شده است).

۵-۳-۳ فعال کننده پنوماتیک (Pneumatic Actuator)فعال کننده پنوماتیک برای فعال ساختن شیر به صورت اتوماتیک و یا نیمه اتوماتیک کاربرد دارد. این فعال کننده‌ها سیگنال بادی را به حرکت میله تبدیل می‌کنند. این تبدیل بواسطه فشار هوایی که بر روی یک دیافراگم و یا پیستون متصل به میله اعمال می‌شود صورت می‌پذیرد. فعال کننده-های پنوماتیک در شیرهای محدودکننده برای گشودن و بستن شیر در مواردی که عملکرد سریع نیاز است استفاده می‌شوند. در صورتی که فشار هوا شیر را ببندد و عملکرد فنر شیر را باز کند فعال کننده پنوماتیک اصطلاحا (مستقیم عمل کننده) نامیده می‌شود و در صورتی که فشار هوا شیر را باز کند و عملکرد فنر شیر را ببندد فعال کنندهٔ پنوماتیک اصطلاحا (حرکت معکوس) نامیده می‌شود.در فعال کننده‌های دو طبقه هوا به هر دو سمت دیافراگم فشار وارد می‌آورد و اختلاف فشارِ مابینِ دو سمتِ دیافراگم، وضعیت میله شیر را تعیین می‌کند. زمانی که سیگنالهای بادی به صورت اتوماتیک توسط مدار کنترل شوند این فعال کننده به صورت اتوماتیک عمل می-کند. فعال کننده بوسیله سوئیچ‌های محدودکننده ای که در مدار شیرهای کنترل قرار دارند قادر به عمل است و در این صورت عملکرد آن نیمه اتوماتیک است.

5-39



فعال کننده پنوماتیکی

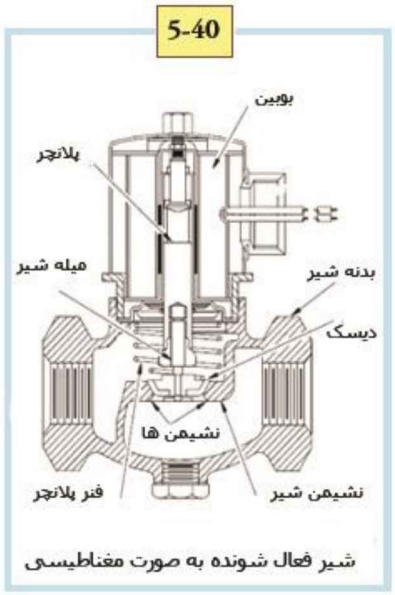
۵-۳-۴ فعال کننده‌های هیدرولیک (Hydraulic actuators)

فعال کننده‌های هیدرولیک که به صورت اتوماتیک و یا نیمه اتوماتیک وضعیت شیر را تعیین می‌کنند، مشابه فعال کننده‌های پنوماتیک هستند. این قبیل فعال کننده‌ها برای تبدیل سیگنال ناشی از فشار به حرکت میلهٔ شیر از یک پیستون استفاده می‌کنند. سیال هیدرولیک در زمانی که یک سمت پیستون در حال تخلیه است به سمت دیگر تزریق می‌شود. معمولا از روغن یا آب به عنوان سیال

هیدرولیک استفاده می‌شود و برای کنترل اتوماتیک سیالی که شیر را می‌بندد و یا باز می‌کند از شیرهای مغناطیسی استفاده می‌شود. برای کنترل اتوماتیک سیال هیدرولیکی می‌توان از شیرهای دستی نیز استفاده کرد؛ در این صورت عملکرد فعال کننده نیمه اتوماتیک خواهد بود.

۵-۳-۵ شیرهای خود فعال شونده (Self-actuated valves)

شیرهای خود فعال شونده برای تعیین وضعیت شیر از سیال درون سیستم استفاده می‌کنند. شیرهای فشارشکن، شیرهای امنیتی و شیرهای اطمینان همگی نمونه‌ای از شیرهای خود فعال شونده محسوب می‌شوند. این شیرها برای فعال کردن شیر از سیال درون سیستم استفاده می‌کنند و به غیر از انرژی سیال سیستم هیچ منبع انرژی دیگری برای راه‌اندازی آنها لازم نیست.



۵-۳-۶ شیرهای فعال شوندهٔ مغناطیسی (Solenoid actuated valves)

شیرهایی که به صورت مغناطیسی راه‌اندازی می‌شوند به شیر قابلیت باز و بسته شدن به صورت اتوماتیک را می‌دهند. غالب این شیرها دارای یک کنسل کننده دستی نیز هستند که می‌تواند وضعیت شیر را به صورت دستی تعیین کند. در این شیرها بوبین مغناطیسی با جذب کردن یک میله مغناطیسی که به میلهٔ شیر پیوند خورده است وضعیت شیر را تعیین می‌کند. در شیرهای تک بوبینه وقتی که نیروی الکتریکی به بوبین اعمال می‌شود فشار فنر در جهت عکس حرکت میله عمل می‌کند. این شیرها می‌توانند به گونه‌ای تنظیم شوند که نیروی وارده به بوبین شیر را یا ببندد یا باز کند و زمانی که نیروی الکتریکی وارده بر بوبین قطع شود فنر، شیر را به عکسِ حالتی که در آن بوبین دارای نیرو است بر می‌گرداند. می‌توان برای اینکه شیر هم قادر به بازشدن و هم بسته شدن باشد از دو بوبین نیز استفاده کرد و با وارد کردن جریان به بوبینِ مناسب، شیر را باز و بسته کرد.(تصویر ۴۰-۵ یک نمونه شیر دارای فعال شوندهٔ مغناطیسی را نشان می دهد). یکی از موارد مصرف شیرهای سولنویدی(Solenoid) در سیستم‌های بادی است. از این شیرها درکنترل هوای تهیه شده برای فعال کننده‌های شیرهای بادی استفاده می‌شود و بنابراین می‌توانند وضعیت شیرهای بادی را نیز تعیین کنند.

۵-۴ سرعت فعال کننده های غیر دستی (Speed of self-actuated valves)

ملاحظات ایمنی سبب می‌شود که سرعت شیرها مد نظر قرار گیرد. هنگامی که یک سیستم می‌بایست خیلی سریع باز شود نیاز به یک فعال کنندهٔ سریع ضرورت پیدا می‌کند. در مواقعی که نتیجهٔ باز شدن شیر تزریق آب نسبتاً سرد به یک سیستم حرارت بالا است برای کاهش شوک حرارتی، باز شدن آهسته شیر ضرورت می‌یابد. انتخاب فعال کنندهٔ مناسب با توجه به سرعت فعال کننده، منبع نیروی آن و در دسترس بودن منبع نیرو صورت می‌گیرد.به طور کلی اگر صرفا سرعت را مدنظر داشته باشیم فعال کننده‌های مغناطیسی، هیدرولیک و بادی سریع‌ترین فعال کننده‌ها به شمار می‌آیند. فعال کننده‌های مغناطیسی این عیب را دارند که در شیرهای بزرگ قابل استفاده نیستند به این دلیل که اندازه و منبع نیروی مورد نیازشان از حد معمول فراتر خواهد رفت. فعال کننده‌های نیوماتیک و هیدرولیک نیز نیاز به سیستمی برای تهیه انرژی هیدرولیکی و بادی دارند و در برابر موتورهای الکتریکی سرعت نسبتا بالایی را تدارک می-بینند.

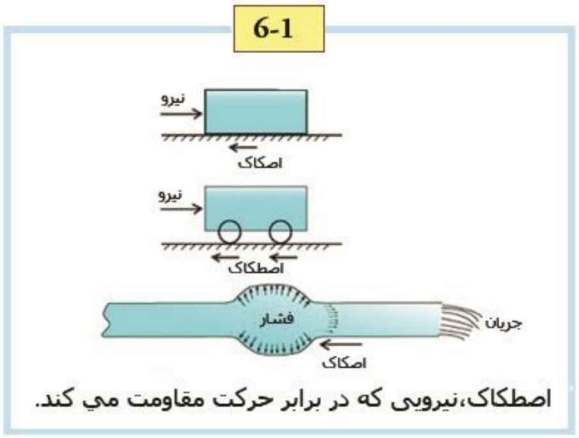
در این موارد می‌توان سرعت راه‌اندازی شیر را به کمک چرخ دنده تنظیم کرد. موتورهای الکتریکی با استفاده از چرخ دنده‌ها می‌توانند سرعت یک چرخه کاری شیر را در محدوده‌ای بین دو تا چندین ثانیه تنظیم کنند.

فصل ششم

محاسبات

Calculation

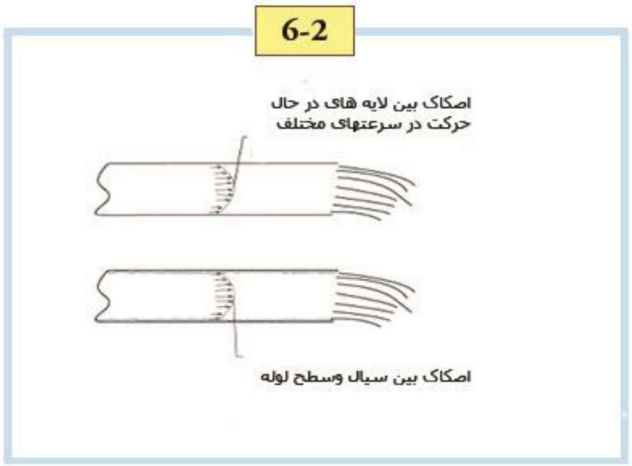
۶-۱ اصطکاک در پمپ چیست ؟ (what does friction mean in pump?)



اصطکاک همیشه حتی در سیالات وجود دارد اصطکاک نیرویی است که در برابر حرکت اجسام مقاومت می کند.

هنگامی که شما جسمی را روی یک سطح زبر و سخت حرکت دهید بین آن جسم و سطح اصطکاک بوجود می‌آید. اگر شما چرخی را روی سطح قرار دهید اصطکاک کمتر می‌شود. در مورد سیالاتِ در حالِ حرکت مثل آب اصطکاک کمتر است اما در لوله های بلند اصطکاک می‌تواند بیشتر شود. همچنین اصطکاک در لوله‌های کوتاهی که دارای میزان جریان بالا و قطر کم هستند نیز می‌تواند زیاد باشد همانند سُرنگ.

در سیالات، اصطکاک بین لایه‌های سیال که با سرعتهای مختلف در درون لوله درحال حرکتند رخ می‌دهد. در توضیح سرعتهای متفاوت لایه‌های سیال باید اضافه کرد که در مرکز لوله گرایش طبیعی سیال به سرعت گرفتن در مقایسه با دیوارهٔ لوله بالاتر است. میزان اصطکاک در سیالات گرانرو (Viscous) و سیالاتی که دارای ذرات معلق هستند بیشتر



است.علت دیگر اصطکاک، کنشِ متقابلِ سیال با دیوارهٔ لوله است و لوله‌های زبرتر اصطکاک بالاتری دارند.

اصطکاک به موارد زیر بستگی دارد :

- سرعت متوسط سیال در درون لوله

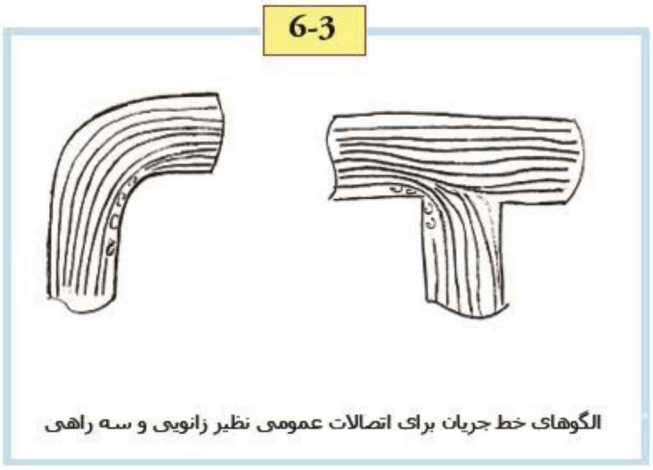
- گرانروی (چسبندگی سیال)

- زبری سطح لوله

افزایش هریک از پارامترهای فوق موجب افزایش اصطکاک خواهد شد.

اگر بخواهیم به میزان دبی مورد نیاز دست یابیم به انرژی ای برای غلبه بر کل هدررفت ناشی از اصطکاک در سیستم نیاز داریم؛ این انرژی توسط پمپ تامین می‌شود. در سیستم‌های صنعتی معمولاً اصطکاک بخش عمده‌ای از انرژی خروجی

پمپ را به خود اختصاص نمی‌دهد. درسیستم های معمولی اصطکاک در حدود ۲۵ درصد از کل انرژی را به خود اختصاص می‌دهد و در صورتی که مقدار آن بیشتر از ۲۵ درصد باشد می‌بایست سیستم را مورد بررسی قرار دهیم تا از کم قطر نبودن لوله‌ها مطمئن شویم. با این حال تمام سیستم‌های پمپاژ با یکدیگر متفاوت هستند. دربرخی از سیستم‌ها، انرژی



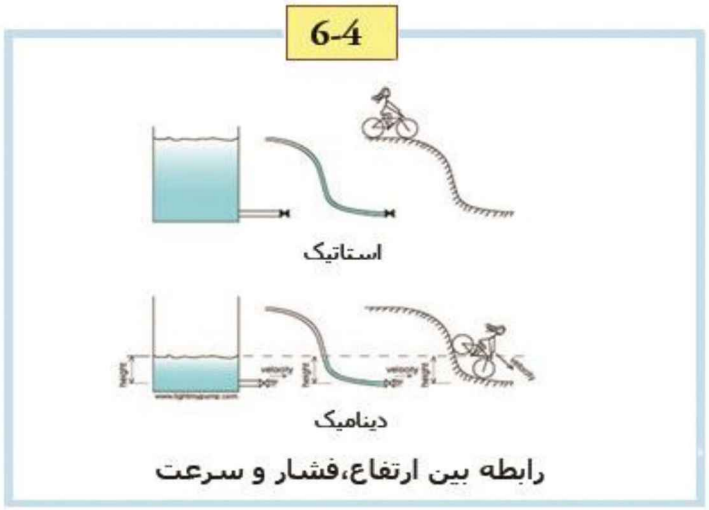
اصطکاک ممکن است ۱۰۰ درصد انرژی پمپ را به خود اختصاص دهد و این همان چیزی است که سیستم های پمپاژ را جذاب می‌کند آری پمپها موارد کاربرد بی‌شماری دارند. در سیستم های خانگی اصطکاک ممکن است مقدار بیشتری از انرژی خروجی پمپ را به خود اختصاص دهد، شاید حدود ٪۵۰ از کل انرژی، به این دلیل که لوله‌های کم قطر نسبت به لوله‌های قطورتر اصطکاک بیشتری تولید می‌کنند.علت دیگر اصطکاک فیتینگ‌ها (Fitings) هستند (منظور از فیتینگ ها زانویی‌ها، انواع سه راهی‌ها و نظایر اینها است) که برای رساندن سیال از نقطهٔ A به نقطهٔ B به آنها نیاز است. هر یک از این فیتینگ‌ها تأثیر خاصی بر جریان یکنواخت سیال دارند. به طور مثال در موردی نظیر زانویی (شکل۳- ۶) قسمتی از جریان یکنواخت سیال که به شعاع داخلی زانویی نزدیکتر است در هنگام حرکت از سطح لوله تشکیل گرداب‌های کوچکی می‌دهد و این گرداب ها انرژی را مصرف می‌کنند. میزان هدررفت انرژی در یک زانویی ناچیز است اما اگر چندین زانویی و اتصالات دیگر استفاده شود میزان هدر رفت انرژی قابل توجه خواهد بود. به طورکلی می‌توان گفت که فیتینگ‌ها با توجه به طول لوله بیشتر از۳۰ درصد از اصطکاک کل را تشکیل نمی‌دهند.

۲-۶ انرژی و هد در سیستم‌های پمپاژ(Energy & head in pumping system)

انرژی و هد (Head) دو اصطلاح هستند که غالباً درسیستم‌های پمپاژ استفاده می‌شوند. از انرژی برای توصیف حرکت سیالات در سیستم های پمپاژ استفاده می‌شود به این دلیل که این روش بسیار ساده تر از هر روش دیگری است. در سیستم های پمپاژ چهار شکل انرژی وجود دارد: فشار، ارتفاع، اصطکاک و سرعت.به دلیل اینکه سیال مخزن را به طور کامل پر می‌کند فشار در ته مخزن تولید می‌شود و وزن سیال نیرویی را تولید می‌کند که در طول سطح تحت فشار توزیع می‌شود. این نوع فشار، فشار استاتیک نامیده می‌شود. انرژی فشاری، انرژی‌ای است که در زمانی که ذرات مایع یا گاز به آرامی به هم نزدیک می‌شوند تولید می‌گردد. یک مثال خوب در این مورد کپسول آتش نشانی است کار کپسول آتش نشانی این است که مایع را به مخزن انتقال داده سپس آن را تحت فشار قرار می‌دهد و هنگامی که مخزن بسته شود انرژی فشاری برای استفاده بعدی در دسترس است.هر گاه شما در درون یک ظرف سیالی داشته باشید حتی اگر آن سیال تحت فشار نباشد فشار در ته مخزن به دلیل وزن مایع وجود دارد که به عنوان فشار استاتیک شناخته می‌شود. انرژی ارتفاع، انرژی‌ای است که در سیال زمانی که در یک ارتفاع خاص است، موجود است. اگر اجازه دهیم که سیال در چنین شرایطی تخلیه گردد، می‌تواند چیزی نظیر توربین را که مولد برق است به حرکت درآورد.انرژی اصطکاکی، انرژی-

ای است که با توجه به حرکت مایع در درون لوله‌ها و اتصالات سیستم، در محیط تحلیل می‌رود.انرژی سرعت (انرژی جنبشی)، انرژی‌ای است که اجسام درحال حرکت دارا هستند. هنگامی که یک بازیکن بیسبال توپ را پرتاب می‌کند به آن انرژی جنبشی وارد می‌کند و هنگامی که آب از شلنگ بیرون می‌آید دارای انرژی سرعتی است.

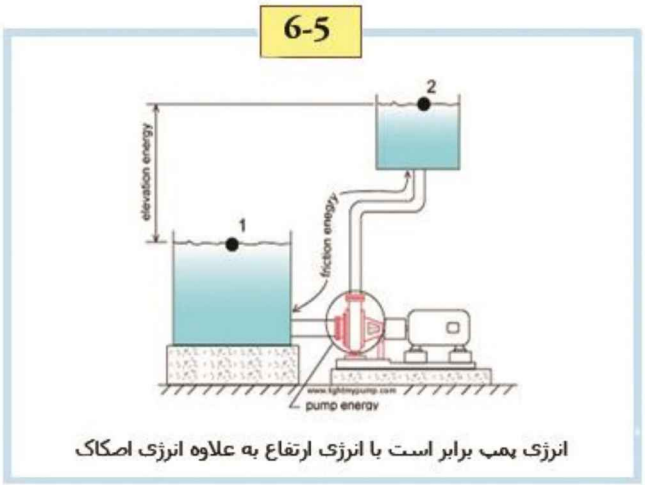
در شکل بالا یک دوچرخه سوار در بالای تپه، یک مخزن پر از آب و یک لولهٔ پر از آب را می‌بینید. مخزن و لوله، فشار را



در انتها فراهم می‌نماید. این دوچرخه سوار دارای انرژی ارتفاع است و به محض اینکه حرکت کند از آن استفاده خواهد کرد.به محض اینکه ما شیر را در ته تانکر باز می‌کنیم سیال تانکر را با سرعت معین ترک می‌کند در این مورد انرژی فشاری به انرژی جنبشی تبدیل شده است. در لوله نیز همین مسئله رخ می‌دهد.

در مورد دو چرخه سوار انرژی ارتفاع به تدریج تبدیل به انرژی جنبشی می‌شود.سه شکل انرژی:

ارتفاع، فشار و سرعت در سیالات به طور مستقیم روی یکدیگر اثر می‌گذارند. برای اجسام جامد، هیچ نوع انرژی وجود ندارد زیرا آنها نمی‌توانند به سمت بیرون پهن بشوند و همانند سیالات کل فضای موجود را پر نمایند بنابراین اجسام



جامد در

قیاس با سیالات تغییر و تحولات فشاری ندارند. انرژی‌ای که پمپ باید تامین کند انرژی اصطکاکی به علاوهٔ اختلاف ارتفاعی است که سیال باید به آن ارتفاع صعود کند که همان انرژی ارتفاع است.

انرژی پمپ = انرژی اصطکاکی + انرژی ارتفاع

ممکن است خوانندگان در حال فکر کردن به این موضوع باشند که انرژی جنبشی چطور؟ آری در صورتی که سیال خارج شونده از سیستم سرعت بالایی داشته باشد ما می‌بایست آن را لحاظ کنیم اما چنین وضعیتی یک وضعیت عمومی نیست و ما می‌توانیم در سیستم های مورد بحث در این کتاب آن را نادیده بگیریم. در ادامه به تفاضل انرژی جنبشی می‌پردازیم (پرداختن به انرژی جنبشی و میزان سرعت سیال اهمیت ثانویه دارد). در شکل ۵-۶، سرعت در نقاط ۱ و ۲ نتیجهٔ موقعیت ذرات سیال در نقاط ۱ و ۲ به علاوهٔ عملکرد پمپ است. اختلاف بین میزان این دو انرژی جنبشی همان نقصان انرژی است که پمپ باید تامین نماید اما همانطور که شما می‌بینید، سرعت این دو نقطه بسیار کم است.

در مورد هد [Head] چطور؟ در واقع هد شیوه‌ای برای ساده کردن استفاده از انرژی است. برای استفاده از انرژی ما باید وزن اجسامی را که جابجا می‌شوند بدانیم.

انرژی ارتفاع E.E :وزن اجسام [W] ضربدر مسافت [d] است :

$$EE=W\times d$$

انرژی اصطکاکی [FE] : برابر است با نیروی اصطکاک F ضربدر فاصله‌ای که سیال جابجا شده است یا طول لوله L

$$FE=F\times L$$

هد به عنوان انرژی تقسیم بر وزن تعریف شده است و یا مقدار انرژی‌ای که برای جابجایی یک جسم استفاده شده است تقسیم بر وزن آن جسم. با استفاده از انرژی ارتفاع، هد ارتفاع EH به دست می‌آید:

$$EH=W\times d/\ w=d$$

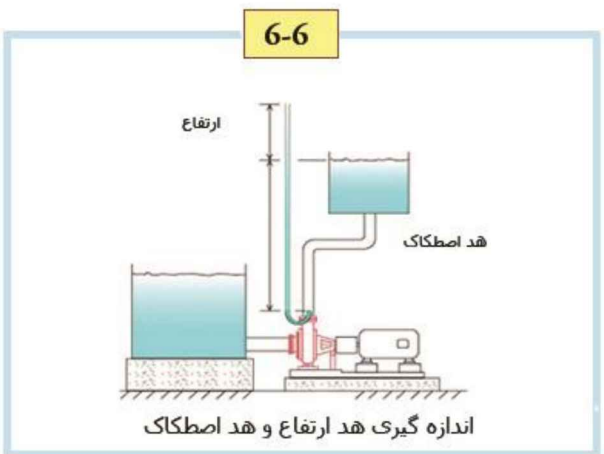
با استفاده از انرژی اصطکاکی، هد اصطکاک FH به دست می‌آید که برابر است با انرژی اصطکاک تقسیم بر وزن مایع جابجا شده :

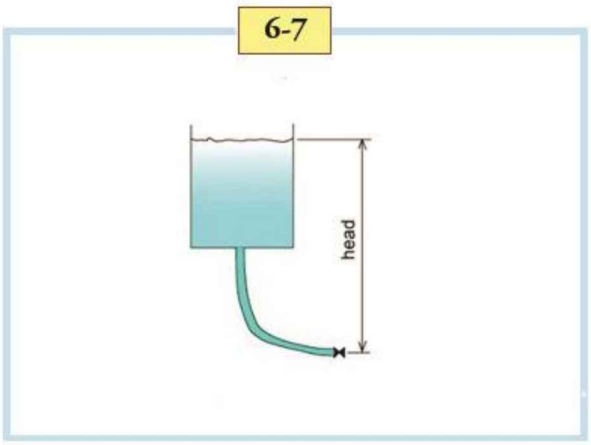
$$FH=FE/W=F\times L/W$$

نیروی اصطکاک [F] به پوند و وزن [w] نیز به پوند محاسبه می‌شود به همین دلیل واحد هد اصطکاک، فوت است. هد اصطکاک نشان دهندهٔ میزان انرژی‌ای است که پمپ باید برای غلبه بر اصطکاک فراهم نماید.

حتماً فکر می‌کنید این مسئله هیچ مفهومی ندارد چگونه مقیاس فوت می‌تواند بیانگر انرژی باشد؟

اگر یک لوله به سمت تخلیهٔ پمپ متصل باشد مایع در لوله تا ارتفاعی معادل با فشار تخلیه پمپ، بالا می‌رود. بخشی از ارتفاع سیال در لوله ناشی از ارتفاع صعود مورد نیاز یا همان هد ارتفاع است و بخش دیگر متأثر از هد اصطکاک است. همانطور که می‌بینید هر دو بر حسب فوت بیان شده‌اند و به این ترتیب است که می‌توانید آنها را اندازه‌گیری نمایید.





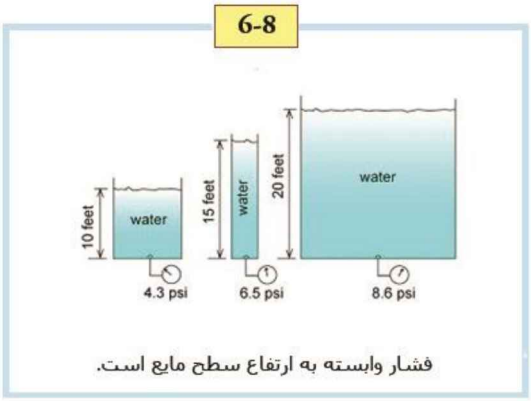
۶-۲-۱ هد استاتیک (Static head)

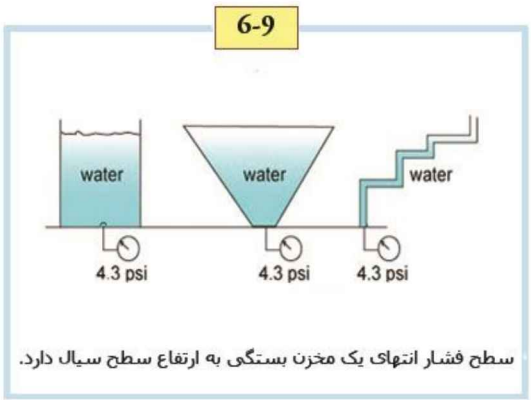
تعریف دیکشنری وبستر برای واژۀ هد چنین است: " یک جرم آب که در یک مخزن و در ارتفاع نگه داشته شده است."

هد در سیستم بریتانیایی بر حسب فوت و در سیستم های متریک برحسب متر بیان می‌شود علت استفاده از فوت و متر این است که ارتفاع و وزن سیال در نقطۀ پایینی تولید فشار می‌کنند و هر چه مخزن مرتفع‌تر باشد فشار نیز بیشتر خواهد بود.

مقدار فشار در ته مخزن مستقل از شکل آن است و در صورتی که سطح سیال یکسان باشد فشار در کف نیز برابر خواهد بود. اهمیت دانستن این موضوع این است که در سیستم‌های پایپینگ پیچیده اگر ارتفاع را بدانیم در آن صورت می-توانیم فشار انتهای مخزن را نیز به دست آوریم (به تصویر ۹-۶رجوع شود).

آب در ۲۰ فوت psi ۸.۶ فشار دارد و در ۱۵ فوت ۶.۵psi فشار دارد و در ۱۰ فوت psi ۴.۳ فشار دارد.



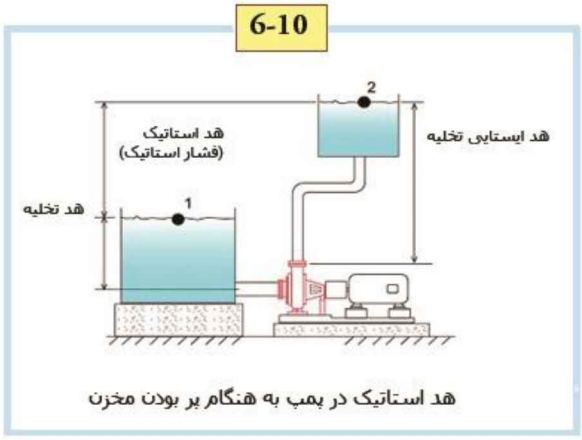


هنگامی که از یک پمپ برای جابجایی سیال به سطح بالاتر استفاده می‌شود معمولاً پمپ در نقطۀ کم ارتفاع‌تر و یا نزدیک به آن قرار می‌گیرد. هد مخزن که هد استاتیک نامیده می‌شود فشاری در پمپ تولید می‌کند که پمپ باید همزمان با شروع کار، بر آن غلبه یابد.

برای تمایز قائل شدن میان انرژی فشاری‌ای که توسط مخزن تخلیه و مخزن مکش تولید شده، هد سمت تخلیه را هد استاتیک تخلیه و هد سمت مکش را هد استاتیک مکش می‌نامیم (شکل۱۰- ۶).

معمولاً سیال از یک مخزن مکش به یک مخزن تخلیه جابجا می‌شود سیال مخزن مکش انرژی فشاری را برای پمپ تامین

6-10

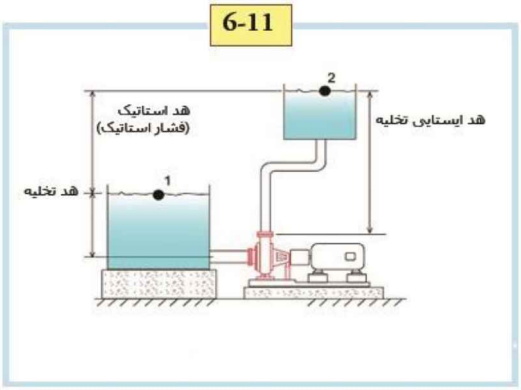


هد استاتیک در پمپ به هنگام پر بودن مخزن

می‌نماید و این انرژی فشاری به پمپ کمک می‌کند. می‌خواهیم بدانیم که چه مقدار انرژی فشار باید توسط خود پمپ فراهم گردد. از این رو انرژی فشاری‌ای که توسط مخزن مکش فراهم می‌شود را کم می‌کنیم پس هد استاتیک تفاضل ارتفاع سطح سیال در مخزن تخلیه و سطح سیال در مخزن مکش است. گاهی به فشار استاتیک فشار استاتیک کل نیز گفته می‌شود تا نشان داده شود که انرژی فشاری موجود در هر دو طرف پمپ لحاظ شده است (شکل ۱۰-۶).

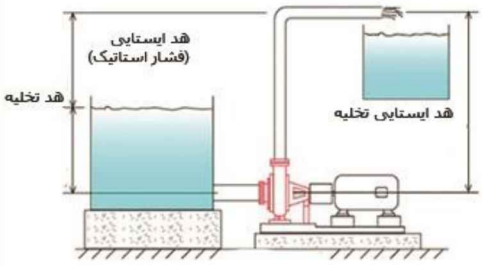
ازآنجا که یک اختلاف ارتفاع بین فلنجهای مکش و تخلیه و یا اتصالات یک پمپ موجود است تصمیم گرفته شده است که هد استاتیک بر حسب ارتفاع فلنج مکش اندازه گیری شود (شکل ۱۱-۶).درصورتی که انتهای لوله به جَو باز شود

6-11



فشار استاتیک بر حسب انتهای لوله اندازه‌گیری می‌شود.(شکل ۱۲-۶).گاهی اوقات انتهای لوله تخلیه در سیال فرو می-رود، در نتیجه هد استاتیک برابر با تفاضل ارتفاع سطح سیال در مخزن تخلیه و سطح سیال در مخزن مکش خواهد بود.

6-12

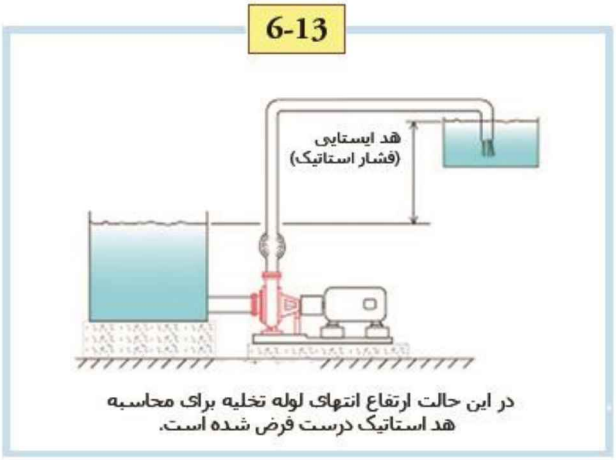


هد استاتیک در یک پمپ که انتهای لوله تخلیه آن به جو باز می شود.

ازآنجا که سیال سیستم، محیط پیوسته‌ای دارد و تمام ذرات سیال از طریق فشار به هم متصل هستند، ذرات سیالی که در سطح مخزن تخلیه قرار دارند، در فشار تولید شده در سمت تخلیه پمپ دخیل خواهند بود. بنابراین بلندترین سطح تخلیه، پس این ارتفاع است که باید برای محاسبهٔ هد استاتیک در نظر گرفته شود. در صورتی که انتهای لولهٔ تخلیه در

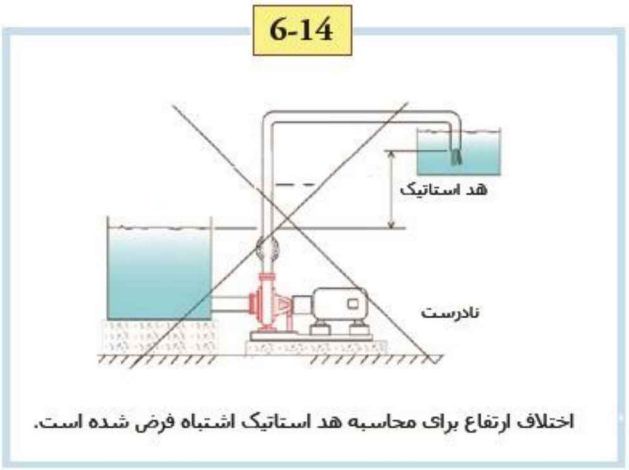
سیال فرو رفته است از این اشتباه که از ته لولهٔ تخلیه به عنوان ارتفاع صعودی سیال برای محاسبهٔ هد استاتیک استفاده کنید بپرهیزید.

نکته: اگر انتهای لوله تخلیه در سیال فرو رفته است پس یک شیر اطمینان در سمت تخلیه پمپ لازم است تا به هنگام



توقف پمپ از برگشت جریان جلوگیری نماید.(شکل ۱۳-۶)

شما می‌توانید هد استاتیک را با بالا بردن سطح مخزن تخلیه(به فرض اینکه انتهای لوله در سیال فرو رفته باشد) یا مخزن مکش و یا هر دو تغییر دهید. همه این تغییرات میزان دبی را تحت تاثیر قرار می دهد.(شکل۱۴-۶)

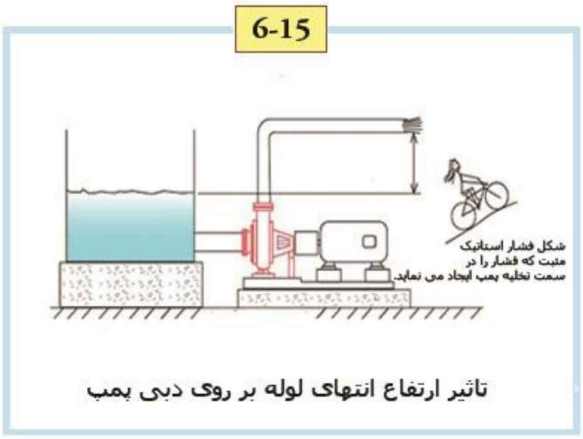


توجه کنید:

برای اینکه به درستی هد استاتیک را تعیین نمائیم باید ذرات سیال را از ابتدا تا انتها دنبال کنیم. نقطهٔ شروع تقریباً همیشه سطح سیال در مخزن مکش است که ارتفاع ورودی نامیده شده است. انتهاء جایی خواهد بود که شما با یک محیط با فشار ثابت نظیر جَو باز مواجه می‌شوید. این نقطه، انتهای ارتفاع تخلیه یا همان ارتفاع خروجی است. همچنین هد استاتیک می‌تواند منفی باشد به این دلیل که ارتفاع خروجی ممکن است گاهی پائین‌تر از ارتفاع ورودی باشد.

میزان دبی به اختلاف ارتفاع یا هد استاتیک بستگی دارد:

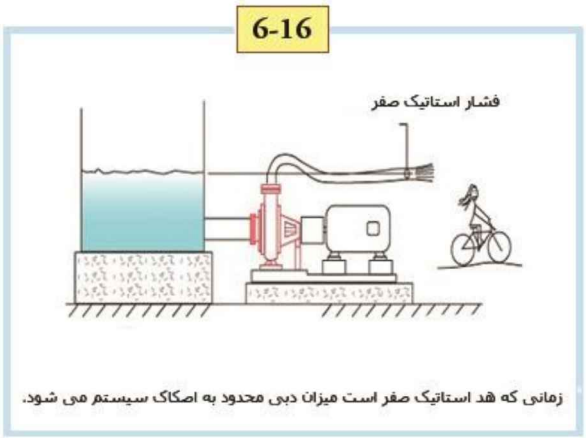
در سیستم‌های مشابه، میزان دبی با توجه به هد استاتیک متفاوت خواهد بود. اگر ارتفاع انتهای لوله بالا باشد میزان دبی پائین خواهد بود . این وضعیت را با وضعیت یک دوچرخه سوار بر روی تپه‌ای سر بالا با شیب ملایم مقایسه کنید. سرعت این دوچرخه سوار متناسب با مقدار انرژی‌ای است که او می‌تواند برای غلبه بر اصطکاک میان چرخ و جاده و همچنین

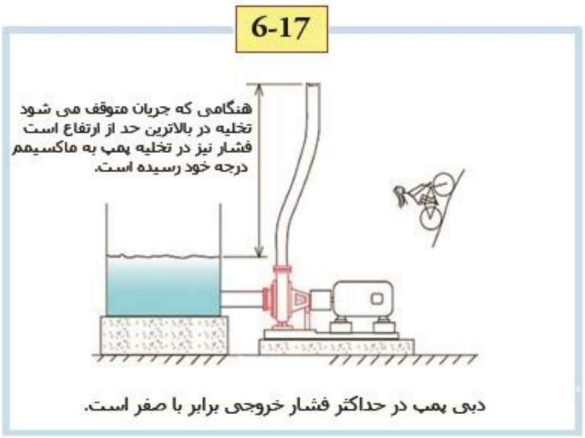


اصطکاک ناشی از تغییر ارتفاع بدست آورد.(شکل ۱۵-۶)

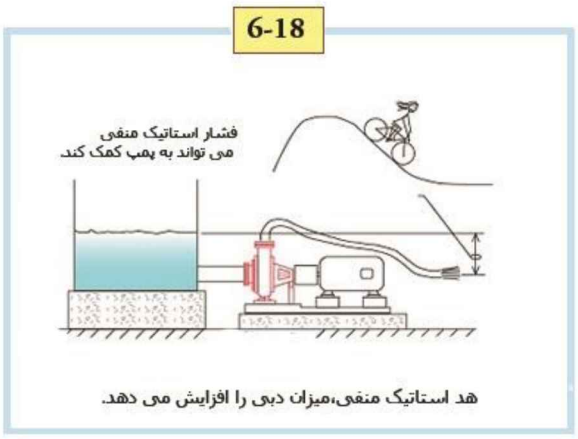
در صورتی که سطح سیال در مخزن مکش و انتهای لولهٔ تخلیه در ارتفاع یکسانی باشند هد استاتیک برابر با صفر خواهد بود و میزان دبی محدود به اصطکاک موجود در سیستم خواهد شد. چنین وضعیتی با وضعیت یک دوچرخه سوار در یک جادهٔ صاف همانند است؛ سرعت دوچرخه سوار بستگی به میزان اصطکاک بین چرخها، جاده و مقاومت هوا دارد.(شکل ۱۶-۶)

در شکل ۱۷-۶ انتهای لوله تخلیه تا جایی که جریان متوقف گردد بصورت عمودی بالا رفته است. این پمپ نمی‌تواند





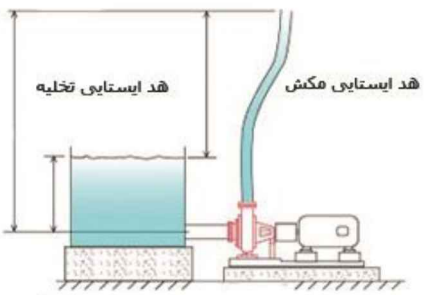
سیال را بالاتر از این نقطه ببرد و فشار تخلیه در بالاترین حد خود (ماکسیمم) است مشابه همین وضعیت، دوچرخه سوار حداکثر نیرو را به پدال وارد می‌آورد بدون اینکه حرکتی کند.اگر انتهای لوله تخلیه پائین‌تر از سطح سیال در مخزن



مکش باشد هد استاتیک منفی و میزان دبی نیز بالا خواهد بود (به تصویر ۱۸- ۶رجوع کنید). اگر مقدار هد استاتیک منفی زیاد باشد ممکن است به پمپ نیازی نباشد زیرا انرژی‌ای که بوسیله اختلاف ارتفاع بدست آمده است برای حرکت سیال در درون سیستم بدون اینکه پمپی استفاده شود کافی است (مشابه عملکرد سیفون که در فصل دوم به آن اشاره شد). در مقایسه با این وضعیت، همانطور که دوچرخه سوار از تپه پایین می‌آید انرژی ارتفاع ذخیره شده خود را از دست می‌دهد زیرا که این انرژی به صورت افزاینده در حال تبدیل و انتقال به انرژی جنبشی است تا جایی که دوچرخه سوار در پایین‌ترین نقطهٔ شیب، سریع‌تر حرکت می‌کند.پمپ ها اغلب با توجه به هد و دبی دسته بندی می‌شوند. در شکل ۱۷- ۶ انتهای لولهٔ تخلیه تا ارتفاعی که در آن جریان متوقف می‌شود بالا برده شد که برابر است با هد پمپ در دبی صفر. ما این اختلاف ارتفاع را برحسب فوت اندازه گیری می‌کنیم (شکل ۱۸-۶).

هد، بسته به میزان دبی تغییر می‌کند اما در این مورد چون دبی صفر است در نتیجه اصطکاکی نیز وجود ندارد؛ پس هد این پمپ حداکثر ارتفاعی است که سیال می‌تواند با توجه به سطح مخزن مکش بالا برود. از آنجا که میزان دبی صفر است هدی که این پمپ تولید می‌کند (هد کل نیز نامیده می‌شود) برابر با هد استاتیک است-در ادامه توضیحات تکمیل کننده در این زمینه ذکر شده است.در این حالت، پمپ حداکثر فشار خود را ارائه خواهد کرد. همانطور که در شکل۱۹-۶ می بینید اگر انتهای لوله پایین بیاید دبی پمپ افزایش خواهد یافت و هد (که هد کل نیز نامیده می‌شود) به اندازه‌ای که

6-19

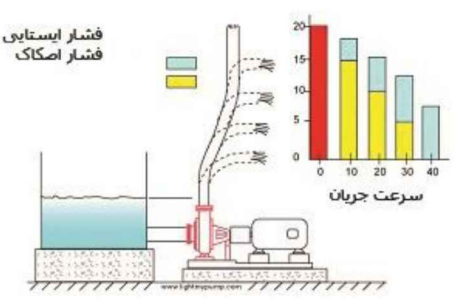


بالاترین حد ممکن برای هد کل یک پمپ

مطابق با دبی است کاهش خواهد یافت.

چرا؟ اجازه بدهید از نقطه‌ای که در آن دبی صفر است و انتهای لوله در بالاترین حد ارتفاع است شروع کنیم و انتهای لوله را پایین‌تر بیاوریم تا جریان آغاز شود. با موجود شدن جریان می‌بایست اصطکاک نیز وجود داشته باشد، انرژی اصطکاکی از بالاترین حد ممکن هد کل کم شده است(به این دلیل که در محیط تحلیل رفته است) و هد کل کاهش یافته

6-20



تغییرات هد کل در مقایسه با ارتفاع انتهای لوله با هد استاتیک

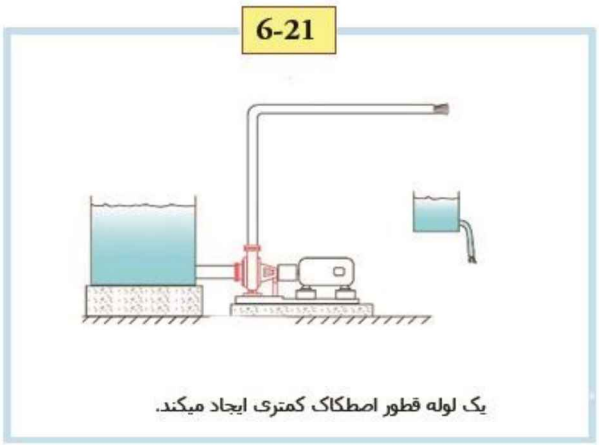
است. همزمان هد استاتیک هم که کاهش یافته است بیشتر هد کل را کاهش می‌دهد.(شکل ۲۰-۶)

هنگام خرید پمپ، حداکثر هد کلی را که پمپ می‌تواند تحویل دهد معین نکنید و به جای آن هد کل را با توجه به میزان دبی مورد نیاز خود مشخص کنید. این هد وابسته به حداکثر ارتفاع مورد نیاز شما با توجه به سطح سیال در مخزن مکش و هدررفت اصطکاکی سیستم است.به عنوان مثال اگر پمپ شما برای یک وان حمام در طبقهٔ دوم استفاده می‌شود شما به هد کافی برای رسیدن به آن سطح نیاز دارید که همان هد استاتیک شما خواهد بود به علاوه به یک مقدار اضافی هم برای غلبه بر هدررفت اصطکاکی که در درون لوله‌ها و اتصالات ایجاد می‌شود نیاز دارید. فرض کنید می‌خواهید خیلی سریع وان حمام را پر از آب نمائید در نتیجه شیرهای آب حمام کاملاً باز خواهند شد و هدررفت اصطکاکی یا مقاومت بسیار کمی را بروز خواهند داد. اگر بخواهید با استفاده از یک سردوش، وان را پر کنید برای تدارک همان مقدار جریان (دبی) به یک پمپ با هد بیشتر نیاز خواهید داشت به این دلیل که سردوش مرتفع‌تر است و مقاومت بیشتری در مقایسه با شیرهای وان بروز می‌دهد.خوشبختانه پمپ های سانتریفوژ در اندازه و مدلهای مختلف وجود دارند و شما نمی‌توانید انتظار داشته باشید که هد پمپی که خریداری می‌کنید دقیقاً مطابق با میزان دبی مورد نظر شما باشد و احتمالاً باید پمپی خریداری نمائید که تا اندازه‌ای هد و دبی بیشتری نسبت به آنچه مورد نیاز شما است فراهم آورد و دبی را با استفاده از شیرهای مناسب تنظیم نمایید.نکته: می‌توانید با افزایش سرعت یک پمپ یا قطر پروانه و یا هر دو به هد بیشتری دسترسی پیدا کنید. عملاً مصرف‌کنندگان خانگی نمی‌توانند این تغییرات را اعمال کنند و برای دستیابی به هد کل بالاتر می‌بایست یک پمپ جدید خریداری کنند.

میزان دبی وابسته به اصطکاک است.

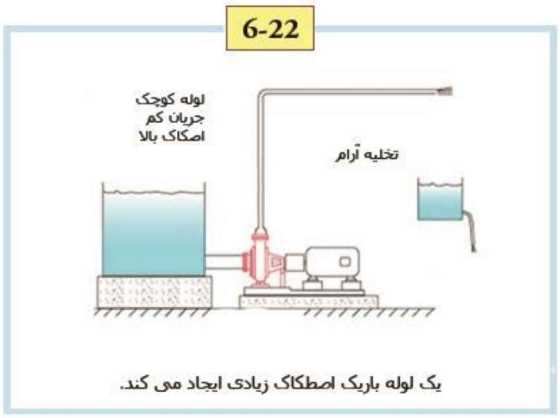
در سیستم‌های یکسان، میزان دبی با تغییر اندازه و قطر لولهٔ تخلیه تغییر می‌کند. یک سیستم با یک لولهٔ تخلیهٔ قطور میزان دبی بالایی خواهد داشت. به عنوان مثال وقتی شما از یک لوله تخلیهٔ قطور در یک مخزن استفاده می‌کنید تخلیه خیلی سریع انجام می‌گیرد.(شکل ۲۱-۶)

وقتی لوله کوچکتر است دبی نیز کمتر است. چگونه پمپ خودش را با قطر لوله تنظیم می‌کند درحالی که نمی‌داند چه



قطر لوله‌ای نصب خواهد شد؟ پمپی که شما نصب می‌کنید برای تولید یک نرخ جریان مشخصه و متوسط در سیستم هایی که دارای لوله‌هایی در اندازهٔ مطابق با آن هستند طراحی شده است.

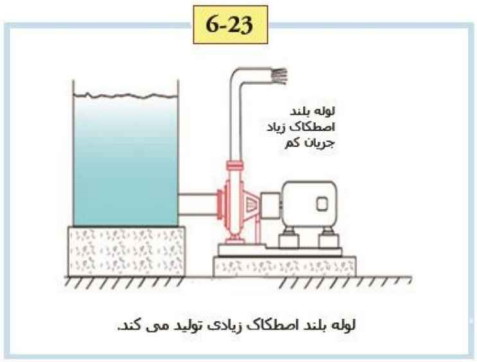
اندازهٔ پروانه و سرعت آن، زمینه را برای پمپ فراهم می‌کند تا مایع را در نرخ جریان (دبی) مشخصه پمپاژ کند. اگر شما سعی کنید همین جریان مشخصه را به درون یک لولهٔ کوچک برانید فشار تخلیه افزایش یافته و میزان جریان

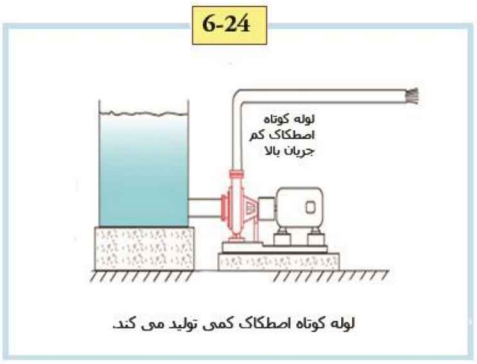


(دبی)کاهش خواهد یافت. به همین نحو اگر یک مخزن را با یک لولهٔ باریک تخلیه نمایید مدت زمانی طول می‌کشد تا تخلیه انجام شود.

(شکل ۲۲-۶)

هنگامی که طول لولهٔ تخلیه زیاد است اصطکاک بالا می‌رود و میزان دبی کم می‌شود (شکل ۲۳-۶). وقتی که طول لوله کوتاه است، اصطکاک پائین می‌آید و میزان دبی بیشتر می‌شود (شکل۲۴-۶).





۶-۲-۲ مؤلفه‌های هد کل(The component of total head)

هد کل، مقیاس اندازه‌گیری توان پمپ در راندن سیال به درون یک سیستم است. هد کل نسبت تفاضلی فشار بین تخلیه و مکش پمپ است. استفاده از تفاضل فشار به عنوان مبنا مفیدتر از مبنا قرار دادن فشار تخلیه است. به این دلیل که هد کل را از سطح فشار در مکش پمپ مستقل می‌سازد و بنابراین هد کل مستقل از چهارچوب هر نوع سیستمی می‌شود. به دلیل همین مستقل بودن و غیر وابسته بودن هد کل به یک نوع سیستم خاص، هد کل را در تمام منحنی‌های عملکرد پمپ در محور Y نشان می‌دهند. رابطهٔ یک سیستم عمومی که دارای تک خروجی و تک ورودی باشد از این قرار است:

$=\Delta H\ f1\text{-}2+\ \Delta H\ EQ1\text{-}2+(v_2^2\text{-}v_1^2)+Z2+H2\text{-}(Z1+H1)$

$\Delta HP=\Delta HF+\Delta HEQ+\Delta Hv+\Delta HTS$

$\Delta HP=\Delta HF+\Delta HEQ+\Delta H\ v+\Delta HDS+\ \Delta H\ ss$

معادلات اول و دوم راههای متفاوت نگارش معادله سوم با استفاده از اصطلاحات رایج در صنعت پمپ هستند. در این قسمت هر کدام از این اصطلاحات را با جزئیات بیان می‌کنیم.

۶-۲-۳ هد استاتیک کل (ΔH_{TS})، (Total static head)

هد استاتیک کل، تفاضل هد استاتیک تخلیه و هد استاتیک مکش است. یا تفاضل میان ارتفاع خروجی به علاوهٔ هد فشار خروجی و ارتفاع ورودی به علاوهٔ هد فشار است. همانطور که بیان شده است:

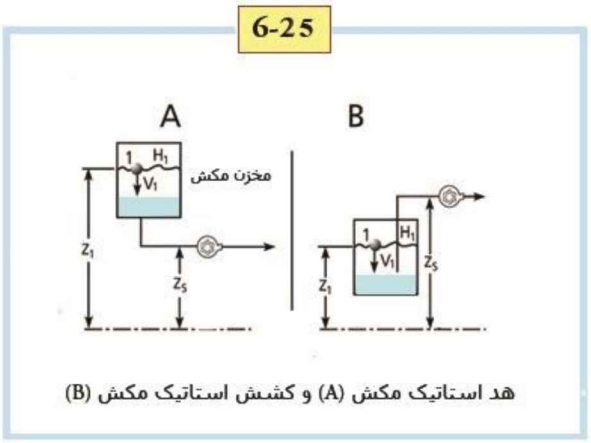
$$\Delta H_{ts}=\Delta H_{DS}+\Delta H_{SS}$$
$$=Z_2+H_2-(Z_2+H_1)$$

H_2وH_1 ، به ترتیب هد فشار در نقاط ۲ و ۱ هستند. برخی هد ارتفاع را با هد فشار جمع می‌کنند و بعضی دیگر نه. ما از روش اول استفاده خواهیم کرد، اما در هر صورت هد فشار باید در نظر گرفته شود. هد استاتیک تخلیه (ΔH_{DS}) در موارد نرمال مثبت است (با فرض اینکه $H_2=0$) به این دلیل که یک سیال معمولاً به ارتفاع بالاتر پمپاژ می‌گردد. با این حال به ندرت ممکن است که منفی باشد (برای مثال در مواردی که انتهای لوله تخلیه، پایین تر از خط مرکز پمپ باشد) که در این صورت کل سیستم می‌بایست مورد ارزیابی قرار گیرد تا معلوم شود که آیا پمپ نیاز است یا نه.

هد استاتیک مکش (ΔH_{SS}) بسته به اینکه خط مرکز پمپ زیرسطح سیال در قسمت مکش و یا بالاتر از آن باشد و نیز بسته به مقدار هد فشار سطح سیال در مخزن مکش(H_1) می تواند مثبت یا منفی باشد.

۶-۵-۳ هد استاتیک مکش (Suction static head/ ΔH_{SS})

هد استاتیک مکش مجموع هد فشار و ارتفاع در ورودی سیستم، منهای ارتفاع خط مرکز پمپ است که ورودی سیستم در نقطه ۱ واقع شده است که همان سطح سیال در مخزن مکش است و H_1 هد فشار در سطح سیال مخزن مکش است. اگر مخزن رو به اتمسفر باز باشد $H_1=0$ خواهد بود.



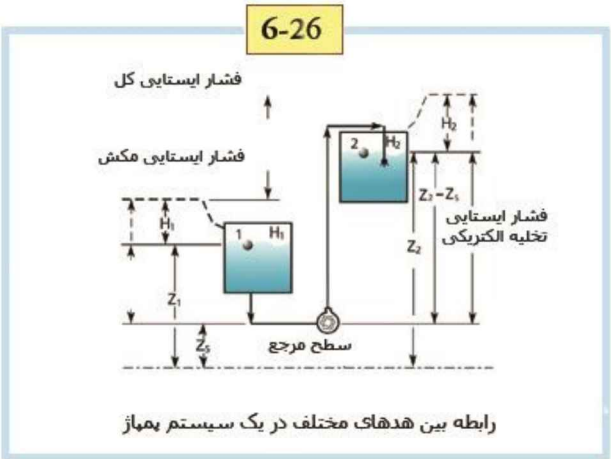
هد استاتیک مکش (A) و کشش استاتیک مکش (B)

چیدمان‌های عمومی پمپاژ در تصویر۲۵- ۶نشان داده شده است در تصویر A مکش پمپ تحت فشار مثبت قرار دارد و در تصویر B احتمالاً تحت فشار نسبی منفی در نقطه B است.

هد استاتیک مکش در هر دو مورد (تصویر A و B) عبارت است از:

$$\Delta H_{SS}=Z_1+H_1-Z_S$$

شکل) ۳۱B وضعیتی رانشان می‌دهد که پمپ می‌بایست سیال را به بخش مکش بالا بکشد. این هد مکش (منظور هد مکش



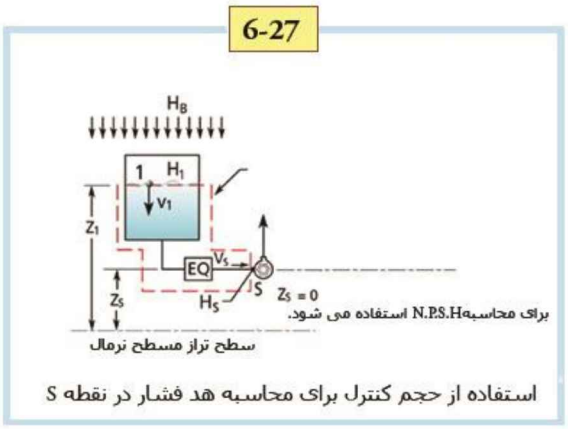
در تصویر B است) به عنوان بالا کشیدن مکش (Suction Lift)توصیف می‌شود. این هد (منظور هد در تصویر B معمولاً با توجه به فشار اتمسفری منفی است زیرا که نتیجهٔ جمله‌وارهٔ ریاضی Z_1-Z_S منفی است (با این فرض که H_1=0 یا با فشار اتمسفری یکسان است.)

۶-۲-۵ خالص هد مثبت و در دسترس در قسمت مکش (Net positive suction head availed) (N.P.S.H.A)

خالص هد مثبت و در دسترس در قسمت مکش پمپ (از این پس به دلیل رعایت اختصار از N.P.S.H.A استفاده خواهیم کرد)کل انرژی در هر واحد وزن یا هد در فلنج مکش پمپ است که کمتر از هد فشار بخار سیال است. این یک تعریف پذیرفته شده است که توسط کتابهای استاندارد انستیتو هیدرولیک انتشار یافته است . انستیتو هیدرولیک سازمانی است که به تنظیم و ترویج استفاده از استاندارد های رایج در کل صنعت پمپ در ایالات متحده می‌پردازد. اصطلاح خالص، اشاره به هد فعلی در فلنج مکش پمپ دارد زیرا مقداری از انرژی قبل از مکش توسط اصطکاک به تحلیل رفته است.

چرا به محاسبه N.P.S.H.A نیاز داریم؟ زیرا مقدار آن برای جلوگیری از کاویتاسیون سیال، مورد نیاز است. اگر هد در بخش مکش بالاتر از هد فشار بخار سیال باشد از کاویتاسیون جلوگیری خواهد شد. علاوه براین، سازندگان پمپ به منظور تضمین عملکرد مناسب پمپ به مقدار حداقلی از خالص هد مثبت در قسمت مکش (N.P.S.H) نیاز دارند که آن را *خالص هد مثبت و مورد نیاز در قسمت مکش* (N.P.S.H.R) می‌نامند که منظورشان از حرف اختصاری R همان required انگلیسی به معنای مورد نیاز و ضروری است. برای تعیین N.P.S.H.A، ابتدا هد فشار H_S را در نقطه S محاسبه می‌کنیم. یک حجم کنترل در تقاطع ورودی مکش پمپ و سطح سیال در مخزن مکش قرار داه شده است(شکل ۲۷-۶). هد فشار در نقطه S بوسیلهٔ معادلهٔ زیر به دست می‌آید:

$$Hs(ft\ of\ Fluid)=-(\Delta HF1\text{-}S+\Delta HEQ1\text{-}S)+\frac{(v_1^2-v_S^2)}{2g}+(Z1-Zs+H1)$$



انرژی مشخصه یا هد $\bar{E}$ برای هر نقطهٔ سیستم، حاصل جمع انرژی ارتفاع (پتانسیل)، انرژی سرعت (جنبشی) و انرژی فشاری است. $\bar{E}$ با این رابطه بدست می‌آید :

$$\bar{E}=H+\frac{v2}{2g}+Z$$

به صورت توافقی، N.P.S.H موجود در مکش پمپ (نقطه S) براساس سطح مرجع که در خط محور بخش مکش پمپ قرار گرفته تعیین می‌گردد($Z=0$). علت این امر این است که در صورتی که از مرجع دیگری استفاده کنیم سطح انرژی افزایش و یا کاهش خواهد یافت و این امر به وضوح اشتباه است

$$+\frac{v_s^2}{2g}\bar{E}s=Hs$$

برای اینکه هد $\bar{E}_S$ ارائه شده را از فوت سیال به فوت مطلق سیال تبدیل کنیم باید هد بارومتری (H_b) را به آن اضافه کنیم:

$$\bar{E}\,S(f\ t\ \ of\ \ fluid\ \ \ absol.) = Hs + \frac{v_s^2}{2g} + HB$$

با جایگزین کردن مقدار H_s به معادله بالا رابطهٔ زیر به دست می‌آید:

$$\bar{E}\,S(f\ t\ \ offluid\ \ \ absol) = -\left(\Delta H_{F1} - S + \Delta H_{EQ1} - S\right) + \frac{{v_1}^2}{2g} + (Z1 - ZS + H1) + HB$$

۳-۶ مایعات جوشان (Boiling liquids)

سیالات در صورتی که فشار ثابت باشد در دماهای مختلفی به جوش می‌آیند؛ همچنین سیالات در صورتی که دما ثابت باشد در فشارهای مختلفی به جوش می‌آیند (دو متغیر در جوش آمدن سیالات نقش دارند: دما و فشار). دمای مورد نیاز برای تبخیر یک سیال با توجه به فشار محیط اطراف تغییر می‌کند. برای مثال آب در دمای ۲۱۲ درجهٔ فارنهایت در فشار محیطی ۱۴.۷ psia (فشار در سطح دریا) می‌جوشد. اما برای جوشاندن آب در فشاری معادل ۱۱ psia که همان فشار اتمسفری در ارتفاع ۸۵۰۰ فوتی بالای سطح دریا است به دمایی معادل ۱۸۹ درجهٔ فارنهایت نیاز است (این ارتفاع برابر با ارتفاع مکزیکو سیتی است).

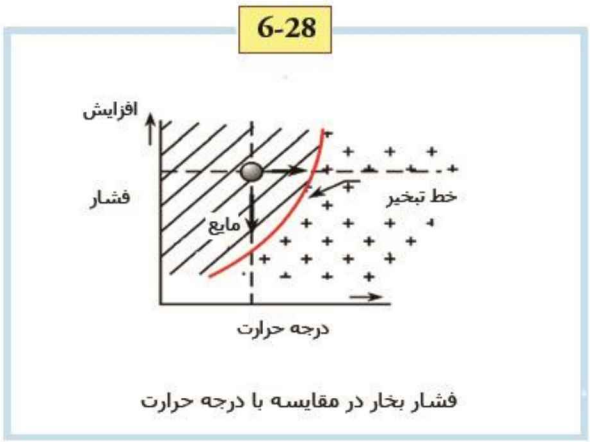
از آنجا که دمای نقطهٔ جوش آب، در مکزیکوسیتی کمتر از شهری است که ارتفاعش نزدیک به سطح دریا است آیا می‌توان گفت برای پخته شدن یک تخم مرغ نیز در مکزیکوسیتی مدت زمان بیشتری لازم است؟ بله همین طور است در مکزیکوسیتی مدت زمان بیشتری برای پختن یک تخم مرغ لازم است. چرا؟ زیرا مقدار یکسانی انتقال حرارت لازم است تا تخم مرغ با صرف نظر از دمای آب به سازگاری مناسبی دست یابد و در صورتی که آب در دمای کمتری جوش بیاید انتقال مقدار حرارت لازم برای پختن تخم مرغ بیشتر طول خواهد کشید. در بیشتر مناطق آب در دمای ۲۱۲ درجهٔ

فارنهایت که برابر با ۱۰۰ درجهٔ سانتیگراد است به جوش می‌آید با این حال جالب است که بدانید در مکزیکوسیتی پختن یک تخم‌مرغ یک دقیقه بیشتر از سایر مناطق طول می‌کشد.

به فشاری که مایع در آن به جوش می‌آید *فشار بخار* گفته می‌شود و همیشه با دمای معینی همراه است. زمانی که فشار در محیط مایع کاهش می‌یابد نقطهٔ جوش آن نیز کاهش می‌یابد. بسیاری از مایعات (مثل استون، الکل متیلیک، بنزین و...) در دمای یکسان در مقایسه با آب فشار بخار کمتری دارند. از آنجا که فشار در درون یک سیستم ممکن است به شدت متغیر باشد ضروری است که فشار بخار سیال را به منظور جلوگیری از کاویتاسیون در نظر داشته باشیم. برای بسیاری از سیالات اطلاعات مربوط به فشار بخار در مقایسه با دما به آسانی در دسترس است(معمولاً جداولی هستند که در آن دمای مایعات همراه با فشار بخار مربوط نوشته شده است)

۴-۶ فشار بخار و کاویتاسیون(Vapor pressure & cavitation)

فشار نزدیک چشمی پروانه، کمتر از فشار در فلنج مکش پمپ است و بسته به نوع سیال و دما ممکن است برای تبخیر



سیال کافی باشد. زمانی که این اتفاق می‌افتد بخار و سیال هر دو وارد پمپ خواهند شد و ظرفیت پمپ کاهش خواهد یافت. کم فشارترین نقطه در نزدیک چشمی پروانه، در سطح پائینی پره‌ها است (به شکل ۲۸-۶نگاه کنید) در این نقطه است که حباب‌ها می‌توانند تشکیل شوند. حباب‌های تشکیل شده کوچک هستند زیرا سیال تا از نقطه شروع پره پروانه به نوک آن منتقل شود، به سرعت فشرده می‌شود. این فشرده سازی سریع حباب‌ها سبب می‌شود قطعه کوچکی از فلز از سطح پروانه جدا شود. این حباب‌ها سریعاً در فشار بالا در نزدیک نوک پره متلاشی می‌شوند و باعث ایجاد سر و صدا و ارتعاش می‌شوند. متلاشی شدن سریع حباب‌های بخار، کاویتاسیون نامیده می‌شود و همراه صدای کاملاً متمایزی با صدایی است که توسط میکسر سیمان ایجاد می‌شود. سیستم باید به گونه‌ای طراحی شود که خالص هد مثبت و در دسترس در قسمت مکش برای جلوگیری از کاویتاسیون در شرایط کاری عادی کافی باشد.

برای اینکه سیال در حالت مایع باقی بماند و تبخیر نشود هد در ورودی پمپ می‌بایست بالاتر از هد فشار بخار سیال باشد:

$\bar{E}$ S≥Hva

که در اینجا H_{va}، هد فشار بخار سیال است. (N.P.S.H.A) از تفاضل هد مکش پمپ($\bar{E}_s$) و هد فشار بخار حاصل می-شود:

N. P. S. H. $_{avail.}$ =$\bar{E}$S-H_{va}

با جایگزین کردن مقدار $\bar{E}_s$ از معادله قبل در این معادله این رابطه بدست می‌آید :

که در این معادله H_B و H_{va} در مقیاس فوت سیال هستند.

$\bar{E}_S = H_S + \frac{v_s^2}{2g}$

غالباً فشار بخار و فشار هوا بر اساس پوند در هر اینچ مربع مطلق (psia) ارائه می‌شوند. تبدیل به فوت مطلق سیال چنین است:

$$H(ft\ of\ Fluid) = \frac{2.31}{SG} \times P(Psia)$$

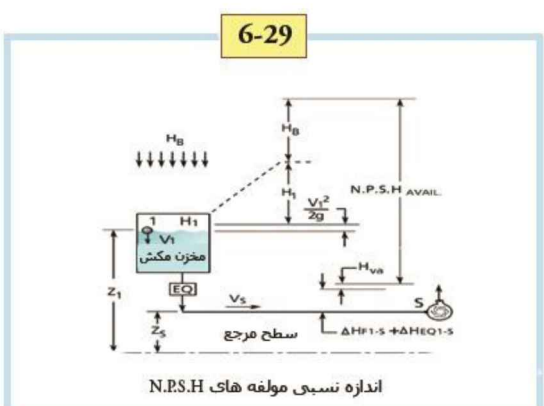
با جایگزین کردن رابطهٔ بالا در معادلهٔ (۱۰-۶) به معادلهٔ (۱۵-۶) می‌رسیم:

$$N.P.S.H_{avail}(ft\ of\ Fluid\ absol.) = -(\Delta Hpl - s + \Delta HEQl - s) + \frac{v1^2}{2g} + (Z_1 - Z_s + H_1) + H_B - H_{va} + \frac{2.31}{SG}(P_B(Psia) - P_{va}(psia))$$

N.P.S.H دراین معادلات در واحد فوت مطلق سیال است که بیان ریاضی هد است. هد، مستقل از چگالی سیال است. ازآنجا که سازندگان پمپ از آب به عنوان سیال مورد تست استفاده می‌کنند مقدار N.P.S.H همیشه در فوت مطلق آب ارائه می‌شود.

$$N.P.S.H.avail. \geq N.P.S.H.req.$$

پمپ به منظور عملکرد صحیح و جلوگیری از کاویتاسیون، نیازمند حداقل هد فشار در بخش مکش است. این مقدار حداقلی به عنوان N.P.S.H.R مطرح می‌شود که سازندگان پمپ آن را برای یک مدل پمپ مشخص با قطر پروانهٔ



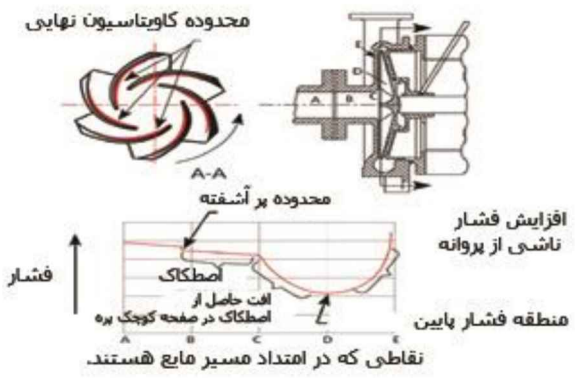
اندازه نسبی مولفه های N.P.S.H

مشخص در سرعت و نرخ جریان مشخص ارائه می‌دهند. به منظور تامین الزامات اصلی سازندگان پمپ باید توجه داشت که شکل۲۹-۶ مقادیر نسبی و نمادینِ عبارات ریاضی مطرح شده را نشان می‌دهد.

۶-۵ N.P.S.H مورد نیاز(Requirement N.P.S.H)

N.P.S.H مورد نیاز از طریق میزان هد مورد نیاز در فلنج مکش پمپ، برحسب فوت مطلق آب، برای ما تأمین می‌شود. وقتی که این میزان کافی نباشد ظرفیت و هد پمپ افت خواهد کرد و کاویتاسیون رخ خواهد داد.

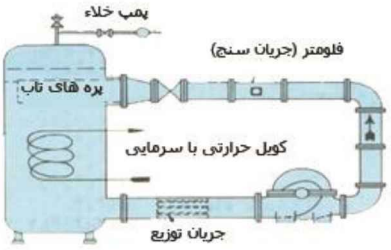
6-30



تغییر فشار در داخل پمپ (منبع شرکت Durco)

شکل ۳۰-۶ نشان می‌دهد که فشار بین فلنج مکش و فلنج تخلیه متغیر است.اجازه دهید مسیر ذرات سیال را از نقطه A تا E -که در شکل ۳۱-۶ نشان داده شده دنبال کنیم تا ببینیم کجا و چرا فشار تغییر می‌کند. هدررفت اصطکاکی کمی در قطعهٔ کوتاه پایپینگ مکش پمپ اتفاق می‌افتد. سپس آشفتگی و هدررفت اصطکاکی با چرخش ۹۰ درجه‌ای سیال به هنگام تغییر وضعیت از جریان افقی به جریان شعاعی همراه می‌شود. لبه‌های هدایتگر پره‌ها به عنوان یک مانع در مسیر سیال عمل کرده و در هر لبهٔ پره، افت ورودی رخ می‌دهد. هر نوع دورانی که سیال پیش از ورود داشته باشد به هنگام ورود به پروانه باعث تغییر زاویه ورودی سیال شده و در نتیجه آشفتگی بیشتری به بار می‌آورد. همه این تلفات، قبل از اینکه مایع به طور مثبت تحت تأثیر پره پروانه قرار گیرد رخ می‌دهد. مجموع این افت‌ها به‌علاوهٔ افت‌هایی که در خط مکش اتفاق می‌افتد برای کاهش فشار سیال تا حدی که سیال به فشار بخار برسد کافی هستند (فشار بخار همانطور که گفته شد نقطهٔ فشاری است که در آن سیال تبخیر خواهد شد). از چنین وضعیتی می‌بایست اجتناب شود. در نتیجه همین که سیال در پروانه در وضعیتی قرار گیرد که پره‌ها از پشت در حال راندن آن باشند، فشار شروع به افزایش می-

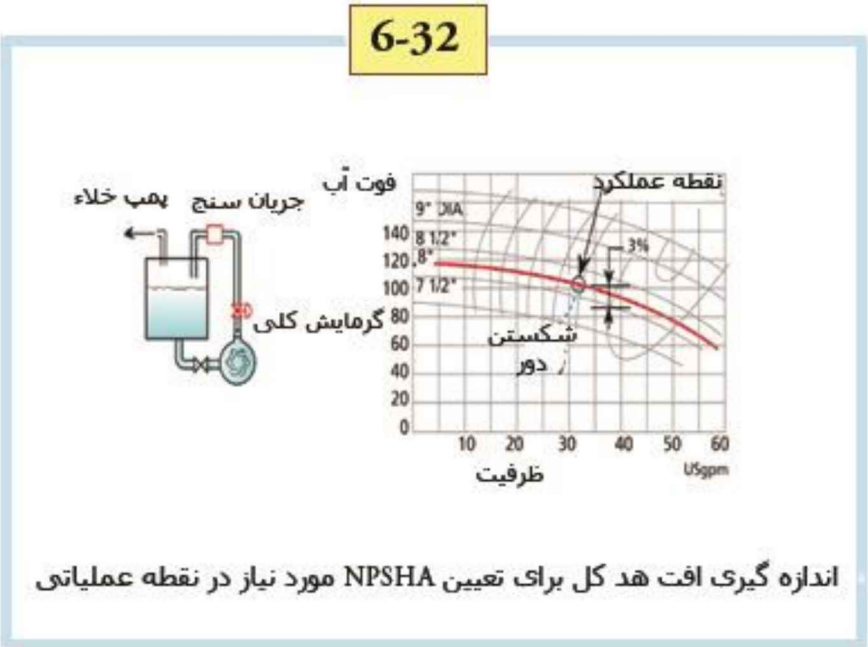
6-31



کند و در نهایت به حد کامل هد فشار در بخش تخلیه می‌رسد.

۶-۵-۱ چگونه سازندگان پمپ N.P.S.H مورد نیاز را اندازه‌گیری می‌کنند؟ (How pumpmanufactures can measure N.P.S.H)

سازندگان پمپ N.P.S.H مورد نیاز را در یک واحد تست مشابه با آنچه که در شکل۳۱-۶ نشان داده شده اندازه‌گیری



می‌کنند. این

سیستم در یک حلقه بسته عمل می‌کند که در آن جریان، هد کل و نیروی مصرف شده اندازه‌گیری شده است. به منظور تامین N.P.S.H پائین، از یک پمپ خلاء برای کمتر کردن فشار در مخزن مکش استفاده می‌شود که باعث پایین آمدن هد در مکش پمپ خواهد شد. فشار در مخزن مکش تا جایی پایین آورده می‌شود که افت سه درصدی هد کل که از پیش محاسبه شده است اتفاق بیافتد (به شکل ۳۲-۶ نگاه کنید). هنگامی که این اتفاق بیافتد N.P.S.H اندازگیری می‌شود و به عنوان N.P.S.H مورد نیاز برای آن نقطهٔ عملیاتی ثبت می‌گردد. کویل های حرارتی نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند تا با افزایش دمای آب موجب افزایش فشار بخار شده و در صورت نیاز N.P.S.H را بیشتر کاهش دهند.

۶-۸-۳ دستور العمل‌هایی در مورد **N.P.S.H** در دسترس (N.P.S.H.A manual)

همانگونه که گفته شد افت سه درصدی هد کل، معیار تنظیم میزان N.P.S.H مورد نیاز است. از آنجا که افت هد کل باعث افت عملکرد است کاربر باید مطمئن شود که N.P.S.H در دسترس بالاتر از این میزان است. توصیه این است که حاشیهٔ امنیت‌تان باید ۵ فوت مطلق آب یا ۱۵٪ بالاتر از N.P.S.H مورد نیاز باشد. شکل ۳۳-۶ مولفه های مهم N.P.S.H در دسترس و چگونگی تأثیر آنها در میزان N.P.S.H در دسترس را ارائه می‌دهد :

$NPSHA=0 \quad h_B=hv \quad NPSHA \geq NPSHR \longrightarrow$

موجودی N.P.S.H به موارد زیر بستگی دارد

تأثیرات بر روی N.P.S.H.A

محاسبه خالص هد مثبت و در دسترس در قسمت مکش

می‌خواهیم آب را با سرعتی برابر ۵۰۰GPM (بر حسب یکای آمریکایی) از یک گودال پمپ کنیم. مالک ترجیح می‌دهد که به جای یک پمپ شناور از یک پمپ سانتریفوژی از نوع سلف پرایمینگ استفاده کند. مقدار N.P.S.H در دسترس را محاسبه کنید.

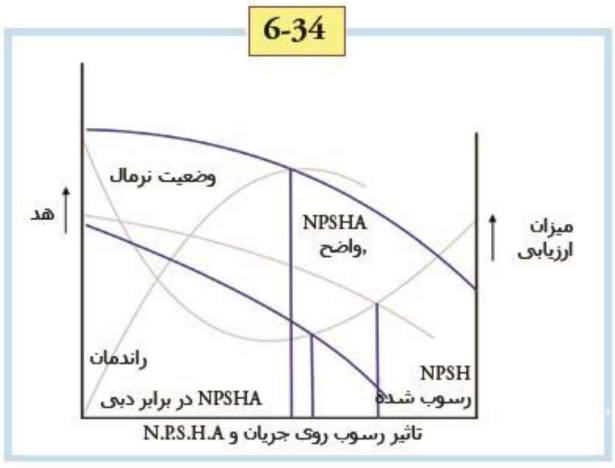
N.P.S.H avail($ft\ \ of$ Fluid abs.)=-($\Delta H\ f1-s+\Delta HEQl-s$) $+Z1-Zs\ +\frac{2.31}{1}\times$(P$_B$(Psia) − Pva(psia))

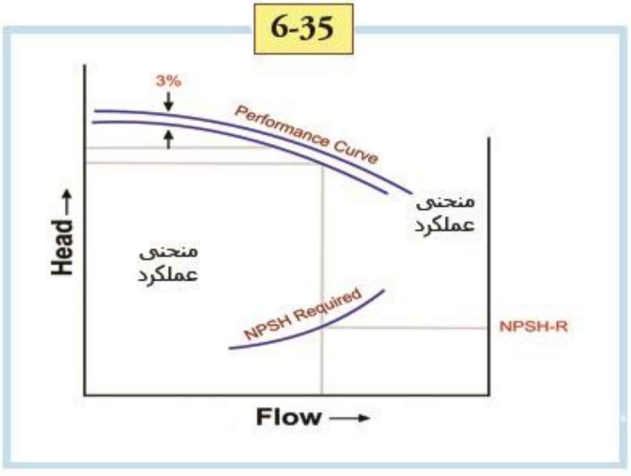
شیر اطمینان ، ۵ فوت افت هد فشار دارد؛ پس ΔH_{EQ1-S} =5ft. کل هدررفت اصطکاکی خط مکش ($\Delta H\ _{F1-S}$) برابر با ۰/۵۴ فوت سیال است. فشار بارومتری برابر با psia ۰/۲۵= p_{va} است. و فشار بخار آب در f° ۶۰ برابر با psia ۱۴/۷= P_B است. ارتفاع Z_1- Z_s که فاصلهٔ بین خط محور پمپ و سطح مخزن است برابر با ۱۴ft- است.

N .P .S .H .avail(ft Fluid abs.)=-(0.54+5)- 14+ $\frac{2.31}{1}\times(14.7-0.25)=13.8ft$

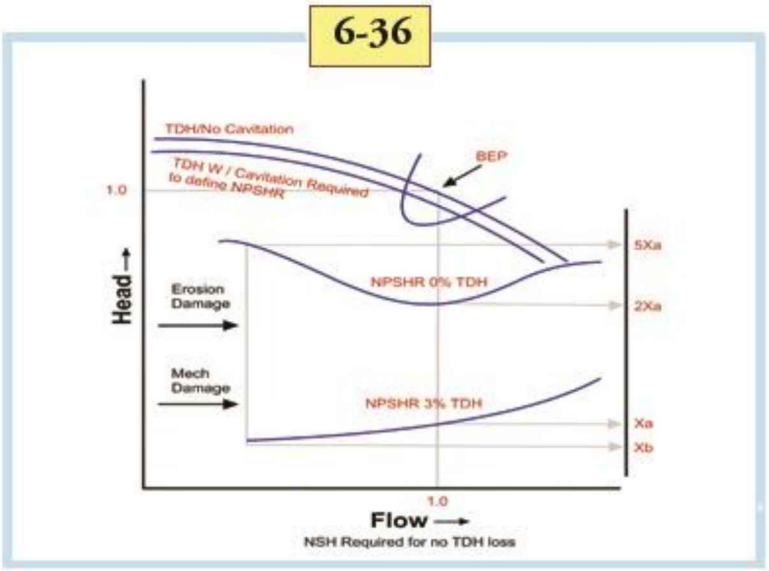
N.P.S.H موجود برابر با ۱۴ فوت مطلق سیال است. هیچ مشکلی در پیدا کردن یک پمپ مناسب با N.P.S.H در دسترس، معادل ۱۴ فوت مطلق سیال نخواهد بود.

۶-۶ نقطهٔ بحرانی عملکرد پمپ(Critical point of the pump)





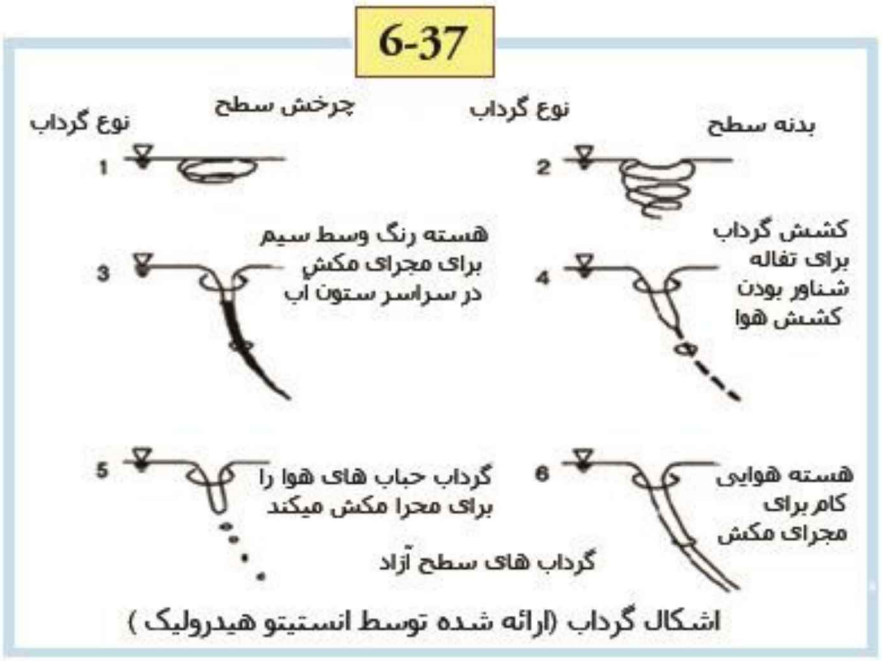
تفاضل میان NPSHR و NPSHA به عنوان حد اختلاف NPSH مطرح شده است. سازندگان پمپ انتظار دارند که کاربر NPSH در دسترسی را تدارک ببیند که از مقدار NPSH مورد نیازی که تولید کننده ارائه داده است بالاتر باشد. شاید سوال کنید که چه میزان اختلاف پذیرفتنی است؟ توافق همگانی در این زمینه این است که۳ فوت یا ۱ متر حد اختلاف کافی به نظر می‌رسد. این مقدار در واقع یک حساب سرانگشتی و تخمینی است و افزایش آن، دوام و محدوده عملیاتی قابل قبول پمپ را ارتقا می‌دهد. به منظور حذف کامل کاویتاسیون که بر هد دینامیک کل تأثیر می‌گذارد نیاز خواهد بود که NPSH در دسترس- بسته به جریان عملیاتی و لحاظ کردن بهترین نقطه راندمان پمپ، ۲ تا ۵ برابر NPSH مورد نیاز باشد.(شکل های ۶-۳۴ و ۶-۳۵ و ۶-۳۶)



۶-۷ غوطه‌وری مدخل مکش پمپ (Immersion pump suction inlet)

مدخل مکش پمپ باید به اندازهٔ کافی در سیال غوطه‌ور شده باشد تا از تشکیل گردابها در سطح سیال در مخزن مکش جلوگیری نماید. این گرداب‌ها در اشکال و فرم‌های متفاوتی می‌توانند تشکیل شوند.(شکل ۳۷-۶)

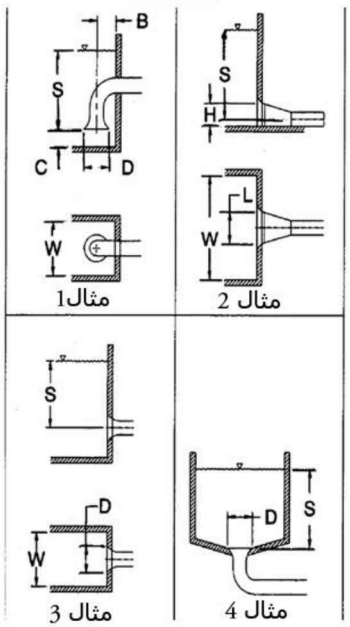
شکل گیری گرداب بین مدخل مکش پمپ و سطح سیال در مخزن مکش باعث می‌شود هوا به مکش پمپ وارد شود.



ترکیب آب و

هوا در پمپ ظرفیت پمپ را کاهش می‌دهد. در نتیجه باید از تشکیل این گرداب‌ها جلوگیری شود. رابطه و تناسبی بین سرعت آبگیری و مقدار غوطه‌وریِ (S) مدخل در مخزن مکش وجود دارد. در پمپهای جابجایی گاهی به دلیل یکنواخت نبودن جریان در لولهٔ خروجی، ضرباتی ایجاد می‌شود که بدان ضربهٔ قوچ می‌گویند. از نظر طراحی، مدخل می‌تواند اشکال هندسی مختلفی داشته باشد. تعدادی از آنها در ۳۸-۶ نشان داده شده است همهٔ این اشکال برای جلوگیری از تشکیل گرداب‌ها، نیازمند میزان حداقلی غوطه‌وری هستند.

6-38

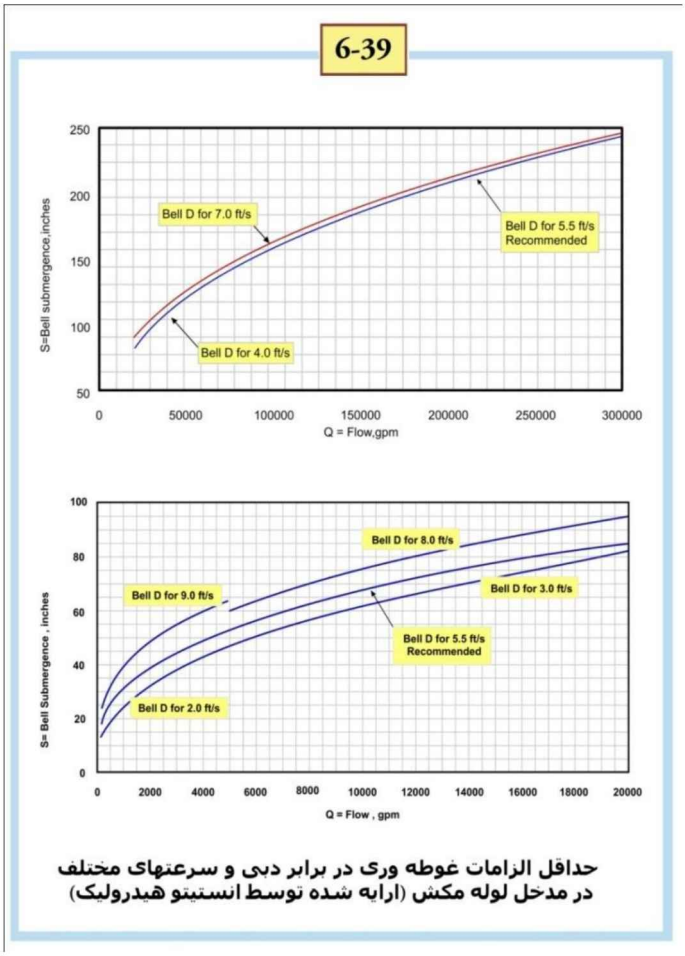


نمونه هایی از طرح های مدخل های مختلف ارائه شده توسط انستیتو هیدرولیک

مقدار غوطه‌وری مدخل که در شکل ۳۹-۶ ارائه شده را می‌توان از طریق این رابطه محاسبه کرد:

$$S(in)=D(in)+0.574\times\frac{q(USgpm)}{D(in)^{1.5}}$$

6-39



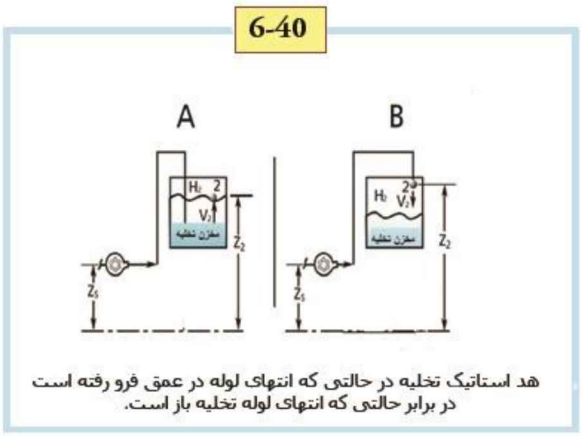
حداقل الزامات غوطه وری در برابر دبی و سرعتهای مختلف
در مدخل لوله مکش (ارایه شده توسط انستیتو هیدرولیک)

۶-۸ هد استاتیک تخلیه (ΔH_{DS})

هد استاتیک تخلیه حاصل جمع ارتفاع و هد فشار در خروجی سیستم، منهای ارتفاع خط محور پمپ است. مقدار هد استاتیک تخلیه بستگی به ارتفاع و هد فشار در خروجی سیستم (نقطه ۲) دارد. در صورتی که انتهای لوله تخلیه در عمق
فرورفته باشد، خروجی سیستم همان سطح سیال در مخزن تخلیه است (به شکل ۴۰-۶ رجوع کنید)

در صورتی که انتهای لوله تخلیه در عمق فرو نرفته باشد خروجی سیستم، همان انتهای لوله تخلیه است (به شکل ۴۰-۶ رجوع کنید).

H_2، هد فشار در سطح سیال در مخزن تخلیه است در صورتی که مخزن رو به اتمسفر باز باشد $H_2=0$ خواهد بود.در تمام حالتها هد استاتیک تخلیه بدین صورت به دست می‌آید:



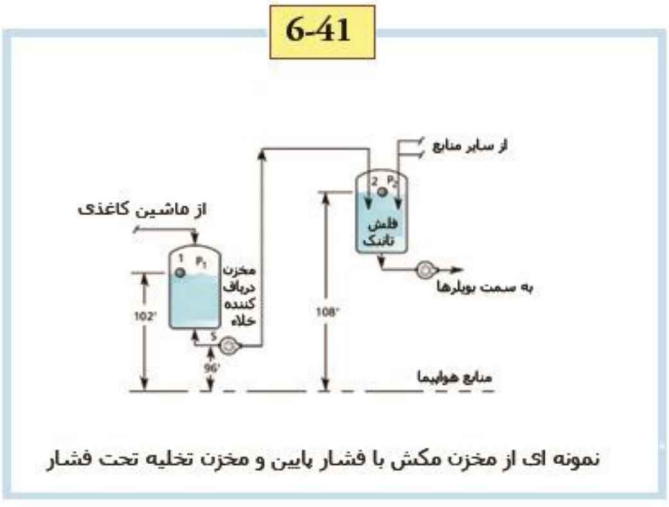
هد استاتیک تخلیه در حالتی که انتهای لوله در عمق فرو رفته است در برابر حالتی که انتهای لوله تخلیه باز است.

$$\Delta H_{DS}=(Z_2+H_2-Z_S)$$

غالباً لوله‌ها از سمت بالا وارد مخزن تخلیه می‌شوند و در نقطه‌ای پایین‌تر از سطح سیال در مخزن مکش پایان می‌یابند. از آنجا که ذرات سیال در نهایت باید به نقطه ۲ برسند، خروجی سیستم همان نقطهٔ ۲ است.

۶-۸-۱ مثال های محاسبه هد استاتیک تخلیه و هد استاتیک مکش (Calculate The Static Discharge Head And The Static Siction Head)

یک ماشین کاغذسازی از مقدار زیادی بخار در فرآیند خشک کردن کاغذ استفاده می‌کند. این بخار متراکم می‌شود و در مرحله نهایی تحت شرایط خلاء بازیافت سپس مایع حاصل از میعان به فلش تانک پمپاژ می‌شود. این فلش تانک تحت فشار کنترل شده‌ای است و مایع حاصل از میعان را از دیگر نقاط پلنت دریافت می‌کند و هدف اصلی آن جمع‌آوری



نمونه ای از مخزن مکش با فشار پایین و مخزن تخلیه تحت فشار

مایعات حاصل از میعان از منابع مختلف و بازگرداندن آنها به بویلر است.

اگر: P_1=-10 in of Hg and p_2=2 psig

هد استاتیک مکش و هد استاتیک تخلیه را تعیین کنید؟

محاسبه هد استاتیک مکش

$\Delta H_{SS}=Z_1+H_2-Z_S$

فشار P_1 به Psia تبدیل می‌شود:

$P_1(psia)=14.7-(p_1(in\ Hg)\times 0.4918)=9.8$ psia

وزن مخصوص مایع حاصل از میعان در درجه حرارت متناظر با psia ۹/۸ به عدد ۱ بسیار نزدیک است (SG =۱).

برای تبدیل psia به فوت نسبی سیال:

$$H_1=\frac{(14.7-p1(psia))\times 2.31}{SG}=\frac{(14.7-9.8)\times 2.31}{1}=11.3ft\ of\ fluid$$

مقادیر فوق را در معادله رو به رو جایگزین می‌کنیم:

$\Delta H_{SS}=(102\text{-}11\ \text{-}96)=-5.3$ FT OF Fluid

پس هد استاتیک مکش برابر با ۵/۳- است.

۶-۸-۲ محاسبه هد استاتیک تخلیه (Calculate The Static Discharge Head)

$\Delta H_{DS}=Z_2+H_2-Z_S$

فشار P_2 را به فوت سیال تقسیم می‌کنیم :

$$H_2=\frac{P2\times 2.31}{SG}+\frac{2\times 2.31}{1}=4.6\ ft\ of\ fluid$$

مقادیر فوق را در معادله (۲۳-۶) جایگزین می‌کنیم:

$\Delta H_{DS}=(108+4.6\text{-}96)=16.6$ feet of fluid

پس هد استاتیک تخلیه برابر با ۱۶/۶ فوت سیال است.

۶-۹ تفاضل هد سرعت(ΔH_V) (The difference velocity head)

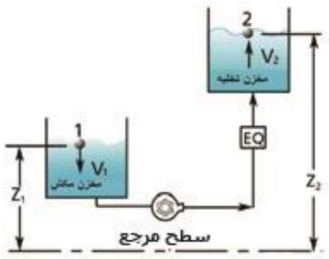
تفاضل هد سرعت که در مقیاس فوت سیال بیان شده است که متناظر با تغییر انرژی جنبشی بین خروجی و ورودی سیستم است.

$\Delta H_{DS}=(108+4.6\text{-}96)=16.6$ feet of fluid

هد سرعت به صورت $V^2/2g$ تعریف شده است. در مواردی که خط مکش به یک مخزن متصل شده باشد نقطهٔ ۱ برابر با سطح سیال در مخزن مکش است (به شکل ۴۲-۶ نگاه کنید). در این حالت سطح سیال به آرامی در حال حرکت به سمت پایین است و از آنجا که مقدار V بسیار کم است نتیجه می‌شود که: $v_1{}^2/2g \approx 0$

در صورتی که نقطهٔ ۱ عملاً به خط دیگری متصل شده باشد سرعت این نقطه می‌بایست لحاظ گردد. دلیل واضحش این

6-42



سرعت های ورودی و خروجی یک سیستم معمولی

است که می‌تواند در نقطهٔ خروجی ۲ تأثیر بگذارد. هد سرعت، معمولاً بخش عمده‌ای از مقدار هد کل را تشکیل نمی‌دهد؛ عموماً ۱ یا ۲ فوت سیال از کل هد متعلق به هد سرعت است. اما برخی سیستم‌ها با نازلهایی در نقطهٔ خروجی طراحی می‌شوند تا به سیال شتاب بدهند و سرعت بالایی ایجاد کنند. یک مثال بسیار خوب از این سیستم‌ها، خروجی فیبر (head-box) در ماشین کاغذسازی است. دوغاب فیبری که از دهانهٔ تنگ و باریک هد باکس با فشار به بیرون ریخته می‌شود سرعتی معادل سرعت کاری ماشین کاغذسازی دارد و در برخی موارد سرعت آن به ۴۰۰۰ فوت در دقیقه (۴۵ مایل در ساعت) نیز می‌رسد. در اینگونه موارد هد سرعت معادل نصف هد کل پمپ است.

۶-۹-۱ تفاضل هد فشار تجهیزات(ΔH_{EQ})

اختلاف هدِ فشارِ ناشی از تجهیزات عبارت است از هدررفت هد فشار به دلیل اصطکاکی که توسط تجهیزات تحمیل می-گردد (برای مثال شیر کنترل، فیلتر و نظایر اینها). شیرهای ایزوله و لوله ها و اتصالات به عنوان تجهیزات لحاظ نمی-گردند. هدررفت هد فشار تجهیزات در برابر نرخ جریان، معمولا از طریق جداول و نمودارهای تدارک شده توسط تهیه-کنندهٔ تجهیزات حاصل می‌شود.

اختلاف هد فشارِ ناشی از کل تجهیزات، بین ورودی و خروجی یک سیستم از حاصل جمع افت هد فشار در طول هر یک از تجهیزات به دست می‌آید:

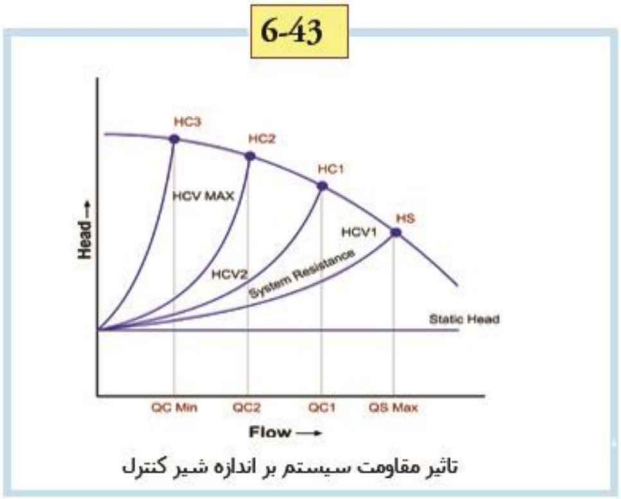
$$\Delta H_{EQ1-2} = \Delta H_{EQ1} + \Delta H_{EQ2} + \dots\dots$$

۶-۱۰ مقاومت سیستم و الزامات دبی (Resistance system & discharge requirements)

همه مسیرهای بالقوهٔ جریان در سیستم، می‌بایست مشخص شوند و منحنی‌های حاصلهٔ سیستم کشیده شود علاوه بر این طول نسبی مدت زمانی که هر مسیر خواهد داشت نیز باید مشخص شود.

باید توجه داشت که در حین افزایش میزان دبی، مقاومت سیستم با چه شتابی افزایش می‌یابد؟ در صورتی که منحنی سیستم با سرعت زیادی در حال افزایش باشد ممکن است مانع رسیدن میزان دبی به مقدار حداکثری شود و حتی احتمالاً گاهی اوقات منحنی سیستم بیشتر از میزان دبی معمولی خواهد بود. این مسئله نه تنها در اندازهٔ شیر کنترل تأثیر می‌گذارد بلکه در اندازهٔ پمپ نیز مؤثر است.(شکل ۴۳-۶)

برای جبران کاهش هد فرضی در دبی حداقلی و اسمی، ممکن است به شیر کنترلی بزرگتر از اندازهٔ معمول نیاز شود. این شیر کنترل می‌بایست علاوه بر جبران افت هد در نرخهای اسمی و حداقلی، در میزان دبی حداکثری نیز جوابگو باشد.



تاثیر مقاومت سیستم بر اندازه شیر کنترل

۶-۱۱ شیرهای کنترل(Control valves)

یک سیستم پمپاژ معمولی، حداقل یک شیر کنترل در مدار دارد. با در نظر داشتن نوع شیر، میزان بازبودن آن، فشار جریان برگشتی و میزان دبی می‌توان افت هد فشار را با استفاده از جداول اطلاعاتی تولید کنندهٔ شیر محاسبه کرد. سپس این افت هد فشار به هد کل پمپ اضافه می‌گردد تا مطمئن شویم که انرژی کافی برای حرکت سیال در درون سیستم و در دبی طراحی شده وجود دارد. در طول مرحلهٔ طراحی یک راه سادهٔ محاسبهٔ افت هد فشار شیر کنترل، فرض گرفتن و یا ثابت کردن آن است. اگر فرض کنیم افت هد فشار در طول شیر برابر با ۱۰ فوت سیال است در آن صورت ممکن خواهد شد که شیری را انتخاب کنیم که افت هد فشار آن در هنگام بازبودن ۹۰ درصدی برابر با ۱۰ فوت سیال باشد. به عبارت دیگر با استفاده از ΔP برابر با ۱۰ فوت برای افت هد فشار، یکی از پارامترهای مورد نیاز برای معلوم کردن اندازهٔ شیر را ثابت نگه می‌داریم بدون اینکه بیش از حد کار تعیین اندازهٔ شیر را محدود کنیم. ۱۰ فوت افت هد فشار یک مقدار رایج در سیستم هایی است که به همراه شیرهای کنترل طراحی می‌گردند. معمولاً این معیار باعث انتخاب شیری می‌شود که یک سایز کوچکتر از خط لوله است.

برای سیستم‌های در حال کاری که مجهز به شیر کنترل هستند به رویکردی عملی‌تر نیاز است. در این موارد ما به جداولی که تولید کننده در آنها ضریب شیر کنترل را ارائه می‌دهد نیاز خواهیم داشت. ضریب شیر کنترل در تناسب با افت فشار و میزان دبی (با لحاظ کردن مقدار بازبودن شیر فرضی) است. مقدار بازبودن شیر را در وضعیتی که سیستم به صورت عادی در حال کار است محاسبه کنید. با استفاده از این اطلاعات و کاتالوگ سازنده، شما می‌توانید مقدار ضریب شیر کنترل را بدست آورید. سپس افت فشار را محاسبه کنید و به افت هد فشار تبدیل کنید. مقدار به دست آمده را در محاسبهٔ هد کل اعمال کنید.

ضریب شیر کنترل از این طریق تعیین می‌گردد:

$$CV\left(\frac{USgpm}{psi^{1/2}}\right) = \frac{q(USgpm)}{\sqrt{\frac{\Delta p(psi)}{SG}}}$$

که در آن q و Δp به ترتیب از سمت راست نرخ جریان و افت فشار در طول شیر برای یک مدل شیر فرضی با میزان بازبودن فرضی می‌باشد.

۶-۱۱-۱ تجهیزات (Equipment)

هرگونه تجهیزاتی که درخط قرار گرفته است مثل فیلتر، نازل و نظایر اینها در یک دبی خاص، افت فشار مشخصی دارند که از طریق تهیه کنندهٔ تجهیزات مشخص می‌گردد و یا در دفترچه‌های راهنما موجود است. بعضی از اوقات، انواع خاصی از تجهیزات به فشار خلاف جریان معینی نیاز دارند تا به درستی عمل کنند. برای انطباق با این وضعیت، ما نیازمند تعیین میزان فشار در محل قرارگیری تجهیزات هستیم. در صورتی که نتیجهٔ محاسبه این باشد که فشار خلاف جریان کمتر از میزان مورد نیاز است، باید فشار به صورت دستی با بستن یک شیر دستی در سمت موافق جریان(پایین دستی) افزایش پیدا کند. سپس باید هد کل به منظور تطابق یافتن با این هد فشار اضافه شده، افزایش یابد. گزینهٔ دیگر این است که تجهیزات را به پمپ نزدیکتر کنیم زیرا که در آنجا فشار خط بالاتر است.

درصورتیکه نتیجهٔ محاسبه این باشد: که فشار خلاف جریان(بالا دستی) بلافاصله بعد از تجهیزات، بیشتر از مقدار مورد نیاز است باید به صورت دستی با بستن یک شیر دستی در سمت خلاف جریان تجهیزات، پائین آورده شود. سپس هد کل به منظور تطابق یافتن با این هد فشار اضافه شده، کاهش می‌یابد. راه دیگر نزدیکتر کردن تجهیزات به سمت تخلیهٔ سیستم است زیرا که معمولاً در آنجا فشار خط پایین‌تر است.

۶-۱۱-۲ دبی پمپ(Discharge pump)

با وجود اینکه نظرات و مقالات متعددی در موضوع الزامات دبی پمپ وجود دارد ما آنچه را که در پی خواهد آمد به عنوان یک رویکرد عملی و قابل اجرا پیشنهاد می‌کنیم:

- دبی متوسط، دبی است که در آن پمپ به طور معمولی عمل خواهد کرد.
- دبی حداکثری یا اسمی، دبی تضمین شده در نقطهٔ عملیاتی مشخص است.
- دبی اسمی باید نشان دهندهٔ حداکثرِ جریانِ سیستم، در حال حاضر آن باشد. اگر چه الزامات سیستم در طول یک بازهٔ زمانی دراز را نیز مد نظر قرار می‌دهد.
- زمانی که در حال تصمیم‌گیری و طراحی دبی هستید می‌بایست دقت کنید که از رویکرد بسیار محتاطانه پرهیز شود زیرا که بسیار بیشتر از الزامات جریان، محافظه کاری کردن، این پیامد را به دنبال خواهد داشت که پمپی بزرگتر از آنچه مورد نیاز است به کار رود.
- الزامات دبی حداقلی ممکن است در تضاد با الزامات دبی اسمی باشد و ممکن است که به یک سیستم ثانویه با دبی حداقلی نیاز شود.
- N.P.S.H کافی باید برای تمام وضعیتهای عملیاتی که برای یک پمپ معین شده است در دسترس باشد.
- همانطور که قبلاً اشاره شد تعیین درصد زمانی که پمپ در دبی حداقلی، نرمال و اسمی (حداکثری) کار خواهد کرد بسیار ضروری است. پمپ های سیل شدهٔ معمولی که در بازه‌های زمانی طولانی و در نرخهای دبی پایین‌تر کار می‌کنند ممکن است به دلیل بیشتر شدن بارهای وارده بر یاتاقان و انحراف شفت، هزینهٔ تعمیر بالایی داشته باشند.

۶-۱۱-۳ الزامات دبی حداقلی (Minimum Flow Rate Requirements)

کسانی که با نیترات آمونیوم سر و کار دارند به خوبی می‌دانند که باید دقت کنند تا نیترات آمونیوم بیش از حد نشود. مهترین ابزار انتقال گرما و درجه حرارت بالا، جریان درون پمپ است. داغ شدن بیش از حد معمولاً زمانی رخ می-

دهد که دبی به میزان قابل توجهی کاهش یافته یا متوقف شده باشد. به منظور جلوگیری از افزایش دما، بار هیدرولیکی بیش ازحد، سایش و انواع مختلف کاویتاسیون، طراحی پمپ و الزامات دبی حداقلی می‌بایست به دقت مورد بازبینی قرار گیرند.

باید از احتمال هرزکاری پمپ ممانعت به عمل آورد. پدیدهٔ هرزکاری پمپ ممکن است در نتیجهٔ بسته شدن یک شیر تخلیه و یا مسدود شدن یک خط تخلیه- به صورت ناخودآگاه- اتفاق بیافتد.

سه فاکتور بسیار اساسی می‌بایست به منظور دستیابی به یک دبی حداقلی امن مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد. بار دیگر تاکید می‌کنیم که شما باید طول زمان (منحنی زمان) را محاسبه کنید، منظورمان تداوم و یا انقطاع آن است. این سه فاکتور عبارتند از:

- فاکتور حرارتی: افزایش دما
- فاکتور مکانیکی: درجه انحراف محور، عمر یاتاقان
- فاکتور هیدرولیکی: بازگشت و چرخهٔ دوباره در جریان پایین

محدودیتهای حرارتی از طریق حداکثر مجاز افزایش درجه حرارت تعیین می‌شود و با ملاک قرار دادن حد اختلاف NPSH معلوم می‌گردد (حد اختلاف از طریق کم کردن مقدار NPSH از NPSH-R حاصل می‌شود). درصورتی که هرگونه افزایش دما مجاز شمرده شود، ضرورت دارد مطمئن شویم که افزایش دما باعث بالا رفتن دما تا نقطهٔ فشار بخار سیال نمی‌شود.

به منظور اجتناب از مشکلات حرارتی و جلوگیری از افزیش دمای بالقوه خطرناک در درون پمپ، جریان حداقلی که برای محافظت مورد نیاز است می‌بایست محاسبه گردد و حجم مورد نیاز سیال برای از بین بردن و جذب حرارت ایجاد شده به دور پمپ بچرخد.

$$T = \frac{H}{788 \times CP}\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)$$

T= افزایش درجه حرارت در درون پمپ

H = هد کل رشد یافته در دبی

۷۸۸ = مقدار ثابت

CP = گرمای ویژه سیال پمپ شده

η = راندمان پمپ درجریان

(افزایش دما در درون پمپ)

$$Q = \frac{P_P}{2.95 \times CP \times S}$$

Q = نرخ دبی حداقلی

P_p = اسب بخار در دبی حداقلی

۲/۹۵ = مقدار ثابت

CP = حرارت مشخصه

P = چگالی

S = وزن مخصوص

(دبی حداقلی برای محافظت حرارتی)

حداکثر مجاز افزایش دما باید قبل از محاسبه دبی حداقلی تعیین شود. برای به دست آوردن مقدار حداکثر افزایش دمای مجاز، باید ابتدا به تعیین موارد ذیل بپردازید:

۱) فشار مطلق منبع مکش

۲) فشار مطلق اضافی که در نازل مکش پمپ موجود است و بالاتر از حد مورد نیاز پمپ است:

$$P=\frac{(NPSHA-NPSHR)}{2/31}S$$

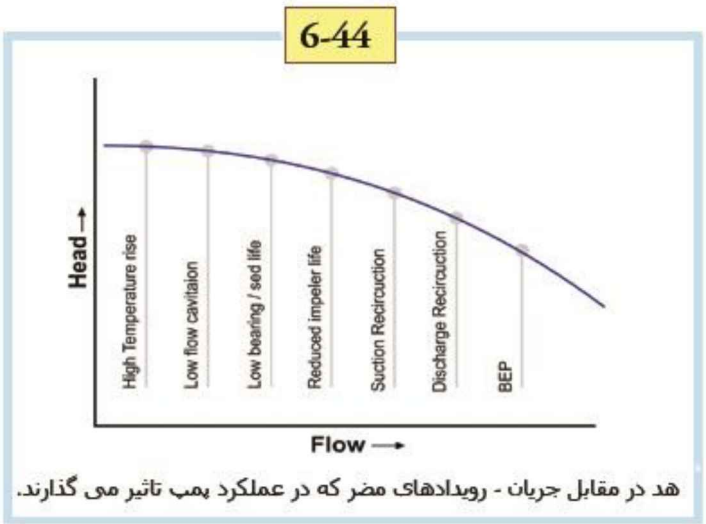
۳) حاصل جمع مقادیر معین شده در مورد ۱ و ۲

۶-۱۱-۴ حداکثر مجاز افزایش دما (Maximum Permissible Heat Increase)

حداکثر مجاز افزایش دما، از تفاضل بین دمای اشباع (که متناظر با فشار تعیین شده در مورد ۳ است)و دمایی که در منبع مکش است به دست می‌آید.

برای جلوگیری از بلور بستن در پمپ- که می‌تواند در نتیجه خنک سازی نتیرات آمونیوم در حین زمان خاموش شدن پمپ و یا راه‌اندازی خشک پمپ رخ دهد- می‌بایست پمپ قبل از هر بار خاموش شدن و یا شروع به کار کردن تحت فشار بخار قرار گیرد.

محدودیت‌های مکانیکی در انحراف شفت، عمر یاتاقان و سیل مؤثرند. همین که دبی به زیر نرخ دبی در نقطهٔ راندمان بهینه کاهش یابد فشار محوری افزایش خواهد یافت و در نتیجه ارتعاش نیز افزایش خواهد یافت. این موارد باعث کاهش دوام طولانی مدت پمپهای سیل شدهٔ رایج و معمولی خواهد شد. کاهش یا افزایش نرخ دبی در حد بالاتر و یا پایین‌تر از نقطهٔ راندمان بهینه (BEP) باعث افزایش بار شعاعی می‌شود. بار شعاعی با درجه‌ای متناسب با کاهش یا افزایش میزان



هد در مقابل جریان - رویدادهای مضر که در عملکرد پمپ تاثیر می گذارند.

دبی، افزایش خواهد یافت.(شکل ۴۴-۶)

محدودیت‌های هیدرولیکی بر اساس بازگشت جریان(recirculation) تعیین می‌گردند. عواملی که باعث کاهش دبی از حد نقطهٔ

راندمان بهینه می‌گردند به ترتیب عبارتند از :

- بازگشت جریان به بخش مکش
- بازگشت جریان به بخش تخلیه
- تنزل استقامت پروانه

- **تنزل استقامت یاتاقان و سیل مکانیکی (پمپ های معمولی)**
- **کاویتاسیون در دبی پایین**
- **افزایش دما به میزان بالا**

چهار عامل اول تاثیر عمده‌ای در تعیین اینکه کدام جریان حداقلی قابل قبول است خواهند داشت.

۱)افزایش درجه حرارت بالا

۲)جریان پایین کاویتاسیون

۳)استقامت پایین سطح آب بندی

۴)کاهش استقامت پروانه

۵)چرخش مکش

۶)چرخش تخلیه

BEP(۷

در طراحی یک پمپ فرضی، دبی‌های مختلف - در هنگام شروع بازگشت دوبارهٔ جریان در بخش مکش و تخلیه- همین که سرعت مشخصهٔ مکش افزایش پیدا می‌کند، به نقطهٔ راندمان بهینه نزدیکتر می‌شوند. این بدین معنی است که پمپهایی که به مقادیر کمی NPSH-R نیاز دارند و در نتیجه مقدار سرعت مشخصهٔ بالاتری در قسمت مکش دارند، با نزدیک شدن به نقطهٔ راندمان بهینه، درگیر جریان نوسان‌داری خواهند شد.

$$Ss=\frac{H\sqrt{Q}}{NPSHR/75}$$

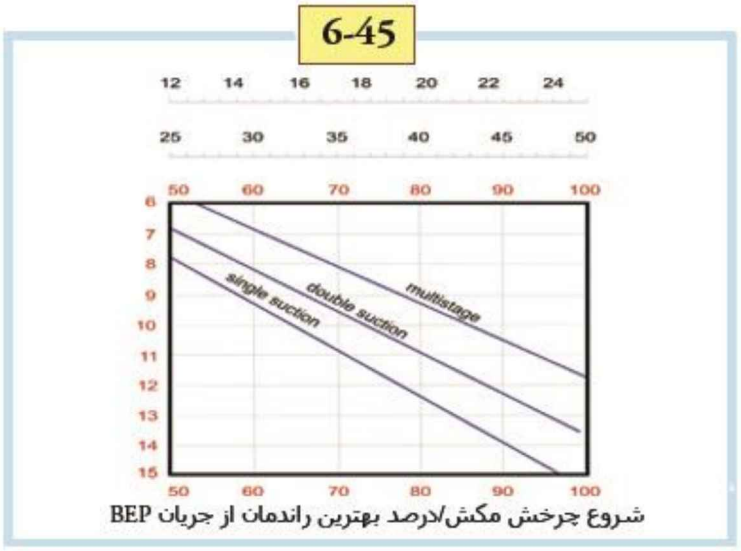
سرعت خاص مکش:

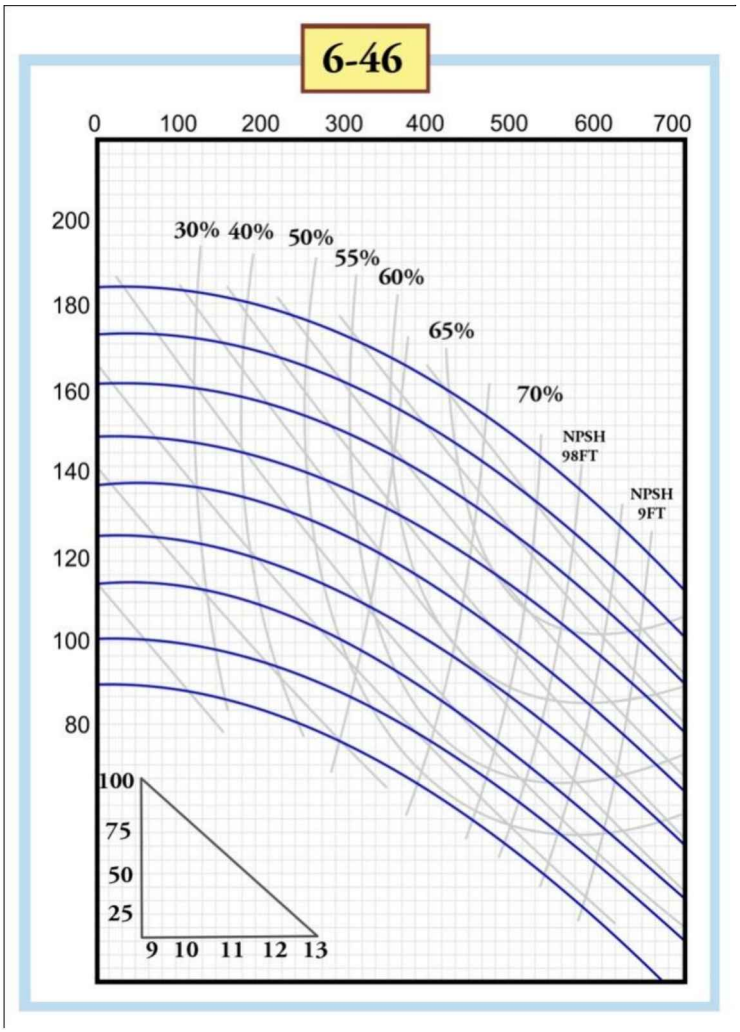
در محاسبات پیچیدهٔ موجود که مقدار دبی حداقلی را برای حفاظت مکانیکی و هیدرولیکی معین می‌کنند ما توصیه می‌کنیم که برای به دست آوردن اطلاعات لازم از تولید کننده کمک بگیرید. به طورکلی اکثر سازندگان، نمودار کمکی دبی حداقلی را بر اساس درصدی از نقطهٔ راندمان بهینه ارائه می‌دهند.

درحالی‌که توافق مشترکی در مورد سطح ارتعاش قابل قبول که در ماندگاری و حفاظت دراز مدت پمپ تأثیر خواهد داشت- وجود ندارد، تجربه نشان داده است پمپهایی که از سیل مکانیکی بهره می‌برند نسبت به پمپ‌هایی که به صورت هیدرولیک آب بندی شده‌اند میزان از کار افتادگی و هزینهٔ حفاظت بالاتری دارند.

پیشنهاد ما این است که هدف و غایت کاربر، رسیدن به ارتعاشی در حد ۰/۲اینچ بر ثانیه و یا کمتر از آن در طول جریان عملیاتی باشد. در صورتی که این مقادیر افزایش یابد غالباً باعث کاهش عمر پمپهای معمولی و سیل شده می‌گردد.

مقادیر ۰/۲۵ اینچ بر ثانیه باید نشان دهندهٔ وضعیت هشدار و ۰/۳۰ اینچ بر ثانیه به عنوان وضعیت خاموش شدن لحاظ شوند. البته به دلیل مصارف خاص و تدابیر مرتبط با نصب و راه‌اندازی پلنت، این مقادیر همواره قابل حصول نیستند. ما این راهکار را به منظور به حداقل رساندن مشکلات اساسی حاصله از جریان حداقلی، ارائه دادیم. اما باید توجه داشت که در برخی موارد بحرانی این مقدار برای یک پمپ خاص ممکن است بیشتر باشد که در اینگونه موارد باید با تولید کننده





مشاوره گردد. (شکل های ۴۵-۶ و ۴۶-۶)

مسأله نمونه برای جریان حداقلی پمپ

ابتدا سرعت مشخصهٔ مکش را در نقطهٔ راندمان بهینه و با قطر حداکثری پروانه از طریق معادلهٔ زیر محاسبه کنید:

$$S=\frac{1750\sqrt{560}}{7.75}=9623$$

سپس مراحل زیر را به ترتیب دنبال کنید:

۱- وارد منحنی در این سرعت مشخصهٔ مکش شوید.

۲- تا جایی بالا بروید که به منحنی تک مکشه برسید.

۳- به سمت چپ بر روی مقیاس ۲۵ تا۲۵۰ بروید (برای ۲۵ اسب بخار).

۴- دبی حداقلی که معادل ۳۱٪ از دبی نقطهٔ راندمان بهینه است را خواهید دید.

۵- در نتیجه دبی حداقلی برابر است با: GPM ۱۷۴=۳۱ ×۵۶۰

۶-۱۱-۵ اختلاف هد اصطکاک لوله در سیالات نیوتنی(ΔH_{FP})

هد اصطکاکی، اصطکاک ناشی از حرکت سیال در یک سیستم پایپینگ است و متناسب با سرعت جریان، قطر لوله و ویسکوزیته می‌باشد جداول مقادیر اصطکاک قابل دسترس است.

هد اصطکاک، آنگونه که در اینجا تعریف شد، از هدررفت اصطکاکی ناشی از حرکت سیال و هدررفت اصطکاکی که توسط اتصالات پدید می‌آید تشکیل یافته است (منظورمان از اتصالات زانویی‌های ۹۰ درجه، خمهای ۴۵ درجه، سه راهی‌های ۴۵ درجه و نظایر اینهاست).

$$\Delta H_F = \Delta H_{FP} + \Delta H_{FF}$$

اندیس زیرین FP به هدررفت اصطکاکی لوله راجع است و اندیس زیرین FF به هدررفت اصطکاکی اتصالات راجع است.

۶-۱۱-۶ سیالات نیوتنی(Newton fluid)

سیالات نیوتنی دسته بزرگی از سیالات هستند که ویسکوزیتهٔ اصلی آنها اولین بار توسط نیوتن مشخص شد (به لیست سیالات نیوتنی و غیر نیوتنی در پیوست نگاه کنید). ویسکوزیته رابطه میان سرعت یک لایهٔ فرضی سیال و نیروی مورد نیاز برای حفظ این سرعت است. نظریه‌ای که نیوتن برای اغلب سیالات خالص ارائه داد عنوان می کرد که یک رابطهٔ مستقیم بین نیروی لازم برای حرکت دادن یک لایه سیال و سرعت آن وجود دارد و در نتیجه برای حرکت دادن یک لایه با سرعت دو برابر، دو برابر نیرو لازم است. فرضیهٔ او نتوانست در آن زمان مورد آزمایش قرار گیرد اما بعد از او یک پژوهشگر فرانسوی بنام poiseuille ، صحت آن را اثبات کرد و باعث شد تا تعریف عملی‌تری برای ویسکوزیته ارائه گردد.

دارسی- ویزباخ (Darcy- weisbach) مقاومت در برابر حرکت هر نوع سیالی را در یک لوله بیان می‌کند.

$$\frac{\Delta H_{FP}}{L}+F\frac{V^2}{D\times 2g}$$

که در اینجا f، فاکتور بدون بعد اصطکاک است. غالباً جداول موجود، مقادیر هدررفت اصطکاکی را در فوت سیال به ازای هر ۱۰۰ فوت لوله، ارائه می‌کنند. با استفاده از واحدهای بریتانیایی معادله دارسی- ویز باخ به شکل زیر در می‌آید:

$$\frac{\Delta H_{FP}}{L}\left(\frac{ft\ of\ fluid}{100\ ft\ of\ pipe}\right)=1200f\frac{v^2(\mathrm{ft/s})^2}{D(in)\times 2g(ft/s^2)}$$

فاکتوراصطکاک، متناسب با عدد رینولدز (این عدد به افتخار فیزیکدان و مهندس شهیر بریتانیایی ازبورن رینولدز ۱۹۱۲-۱۸۴۲ با این عنوان شناخته می‌شود) است. عدد رینولدز اینگونه بیان شده است:

$$Re=7745.8\frac{v(ft/s)D(in)}{v(cSt)}$$

عدد "رینولدز" متناسب با ویسکوزیته سینماتیک، سرعت متوسط و قطر داخلی لوله است. عدد رینولدز یک عدد بدون بعد است. ویسکوزیته سینماتیک (v) نسبت ویسکوزیته مطلق (μ) تقسیم بر وزن مخصوص سیال (SG) است:

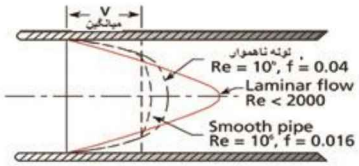
$$v(cSt)=\frac{\mu(cP)}{SG}$$

جریان یکنواخت ۲۰۰۰ $> R_E$

با تغییر یافتن محدودهٔ عدد رینولدز جریانهای متفاوت کیفی نیز به صورت علمی قابل تمایز می‌شوند. در محدودهٔ ۰ تا ۲۰۰۰ جریان یکپارچه است و به آن یکنواختی جریان گفته می‌شود. اصطلاح یکنواخت دلالت به لایه‌های متوالی یک سیال دارد که بدون فاصله و مجاور با لایه‌های دیگر هستند یا به عبارتی لایه، لایه هستند. با نگاه کردن دقیق به برش طولی لوله متوجه خواهید شد که سرعت ذرات سیال نزدیک به دیوارهٔ لوله صفر است و در مرکز لوله- جایی که هر ذره به صورت موازی در کنار ذرهٔ مجاور در حال حرکت است- سرعت جریان به مقدار حداکثری افزایش می‌یابد. اگر رنگ را به جریان تزریق کنیم متوجه خواهیم شد که ذرات رنگ انسجام خود را از نقطهٔ تزریق تا یک مسافت طولانی حفظ می‌کنند.

هدررفت اصطکاکی در درون خود سیال اتفاق می‌افتد. شکل ۴۷-۶ نشان می‌دهد که هر لایهٔ سیال (در این مورد هر حلقه) هر چقدر بیشتر به مرکز نزدیک می‌شود سریعتر حرکت می‌کند. تفاوت سرعت در هر لایه سیال باعث هدررفت

6-47



پروفایل های سرعت جریانات آشفته و یکنواخت (آرام)

اصطکاکی می‌شود.

ضریب اصطکاک f در جریانات آرام از این طریق به دست می‌آید:

$$F=\frac{64}{R_e}$$

معمولاً در سیالات ویسکوز (منظورمان سیالاتی است که ویسکوزیته‌آنها 50 SSU است) ترکیب سرعت و ویسکوزیته، عدد رینولدز پائینی ارائه می‌کند و در نتیجه جریان آرام و یکنواخت است. پمپ‌کردن سیالات ویسکوز در سرعت بالاتر باعث آشفتگی سیال و در نتیجه بیشتر شدن هدررفت اصطکاکی می‌شود. یکی از جنبه‌های جالب توجه جریان یکنواخت این است که زبری لوله، عامل تعیین کننده در میزان هدررفت اصطکاکی نیست. (به این مفهوم که سطح لوله در جریان یکنواخت همیشه صاف در نظر گرفته می شود)

۴۰۰۰> R_E >۲۰۰۰- جریان ناپایدار

این جریان، جریان ناپایداری است و بنظر می‌رسد که هم دارای ویژگیهای جریان آرام و هم دارای ویژگیهای جریان آشفته است.

R_E>۴۰۰۰- جریان آشفته

در حالتی که عدد رینولدز بزرگتر از ۴۰۰۰ است مشکل می‌توان حرکت ذرات سیال را پیش بینی‌نمود زیرا ذرات بدون وقفه در جهات گوناگون درحال حرکت هستند. اگر رنگ به داخل جریان تزریق شود ذرات رنگ به سرعت پراکنده می‌شوند که این مسأله نشان دهندهٔ ماهیت پیچیدهٔ این نوع جریان است. رینولدز کسی بود که اولین بار این آزمایش را انجام داد وی از این آزمایش برای اثبات سودمندی یک عدد بدون بعد(عدد رینولدز) که در نسبت با سرعت و ویسکوزیته بود استفاده نمود. بیشتر مصارف صنعتی با جریانات آشفته سر و کار دارند شکل هندسی جدارهٔ لوله (زبری لوله) فاکتور مهمی در پیش‌بینی هدررفت اصطکاکی است.

معادلهٔ کولبروک "Colebrook" پذیرفته شده ترین معادله است :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2log_{10}\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{R_{e\sqrt{f}}}\right)$$

که(ϵ)در اینجا ارتفاع متوسط و ارتفاع برآمدگی (زبری مطلق) سطح دیوارهٔ لوله است (برای مثال ۰/۰۰۰۱۵ft فوت در لولهٔ استیلی نرم). جمله‌وارهٔ ریاضی $\frac{\varepsilon}{D}$ پارامتر زبری لوله یا زبری نسبی نامیده می‌شود. ازآنجا که نمی توان یک نتیجهٔ صریح برای مقدار(f)به دست آورد؛ ال.اف. مودی (L.F.Moody) یک راه حل گرافیکی را توسعه و بسط داده است.این نمودار، نشان می‌دهد که در جریان آرام فاکتور اصطکاک (f) با عدد رینولدز (Re) رابطهٔ خطی دارد. در صورتی که اعداد رینولدز در محدودهٔ متوسط باشند (منظورمان محدودهٔ ۴۰۰۰ تا۱۰۰۰/۰۰۰ است: جریان آشفته)فاکتور اصطکاک وابسته به عدد رینولدز و پارامتر زبری لوله است که در نمودار به ناحیهٔ انتقال (transition zone) معروف است. در صورتی که اعداد رینولدز در محدودهٔ بالایی باشند(منظورمان ۱۰۰۰/۰۰۰ و بالاتر از آن است: جریان کاملاً آشفته) فاکتور اصطکاک به عدد رینولدز وابسته نیست و صرفاً در تناسب با پارامتر زبری لوله است. این ناحیه، ناحیهٔ آشفتگی کامل است.

در شکا ۴۸-۶ زیر پاره‌ای از مقادیر نمونه‌ای برای زبری لوله (ϵ) ارائه شده است.

6-48

زبری مطلق (ft) ε	جنس لوله
۰.۰۰۰۱۵	استیل یا آهن کم کربن
۰.۰۰۰۴	قطعه اهن اغشته به قطر معدنی
۰.۰۰۰۵	آهن گالوانیزه (آهن سفید)

از یک روش عددی (تکنیک تکرار نیوتن- رافسون) نیز برای حل معادلهٔ کولبروک می‌توان استفاده کرد. توجه داشته باشید که معادله کولبروک تنها برای سیالات نیوتنی معتبراست.

معادله دیگری که توسط سوامی و جین(Swamee و jain) توسعه یافته است نتیجهٔ صریحی برای f ارائه داده است که تا حد یک درصد با معادله کولبروک همخوانی دارد:

$$f = \frac{0.25}{\left(\log_{10}\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{R_{e0.9}}\right)\right)}$$

اختلاف هد اصطکاکی فیتینگ‌ها برای سیالات نیوتنی، روش k و 2k (ΔH_{FF})

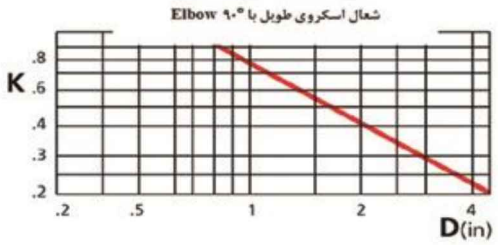
روش k:

هدر رفت اصطکاکی اتصالات از طریق رابطهٔ زیر بدست می‌آید:

$$\Delta H\ FF(ft\ fluid)=k\frac{v^2(ft/s)^2}{2g(ft/s^2)}$$

فاکتور K برای اتصالات مختلف در دفترچه‌های راهنما یافتنی است. برای مثال شکل ۴۹- ۶رابطهٔ بین فاکتور K در یک

6-49



مقادیر نمونه ای برای K نسبت به قطر فیتینگ ها

زانویی ۹۰ درجهٔ پیچی و قطر آن را نشان می‌دهد. نوع فیتینگ رابطه بین هدر رفت اصطکاکی و سایز لوله را تعیین و تحمیل می‌کند.

توجه در این روش فرض بر آن است که جریان کاملاً آشفته است (به خط منطقه‌بندی دیاگرام مودی در شکل ۵۰-۶ نگاه کنید).

متدهای دو K

آزمایش های اجراشده بر روی فیتینگ‌ها، معلوم کرده است که مقدار K وابسته به سایز نیست بلکه وابسته به عدد رینولدز است. این متد، ماهیت‌های مختلف دو جریان یکنواخت و آشفته را مد نظر قرار می‌دهد.

$$K=\frac{K1}{Re}+k\infty$$

که در اینجا K_1 و K_∞ اعداد ثابتی هستندکه با شکل هندسی اتصالات مناسبت دارند (به شکل ۵۱-۶ مراجعه کنید). در مثالهای این کتاب از متد 2K استفاده شده است:

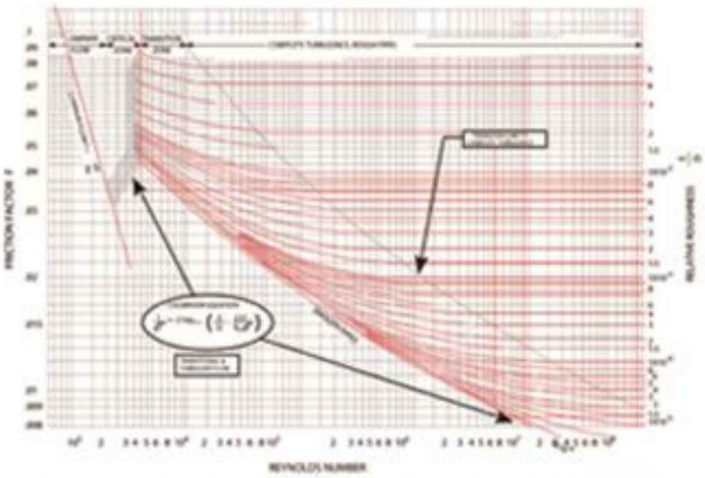
6-50

نوع اتصال		
زانویی های 90°که شامل موارد ذیل می شوند:		
استاندارد(R/D=1) پیچی	۸۰۰	۰.۴
استاندارد(R/D=1) فلنجی یا پیچی	۸۰۰	۰.۲۵
شعاع بلند(R/D=1.5)(تمام انواع)	۸۰۰	۰.۲
Miteredجوش 90°	1000	1.15
Mitered جوش ۲ 45°	۸۰۰	۰.۳۵
Mitered جوش ۳ 30°	۸۰۰	۰.۳
Mitered جوش ۴ 22.5°	۸۰۰	۰.۲۷
Mitered جوش ۵ 18°	۸۰۰	۰.۲۵

زانویی های 45°		
استاندارد(R/D=1) تمام انواع	۵۰۰	۰.۲
شعاع بلند(R/D=1.5)(تمام انواع)	۵۰۰	۰.۱۵
اتصال فارسی(فارسی بُر)یک جوش 45°	۵۰۰	۰.۲۵
Mitered جوش 221.2°	۵۰۰	۰.۱۵
زانویی های 180°		
استاندارد(R/D=1) پیچی	۱۰۰۰	۰.۶
استاندارد(R/D=1) فلنجی یا جوشی	۱۰۰۰	۰.۳۵
شعاع بلند (R/D=1.5)تمام انواع	۱۰۰۰	۰.۳
سه راهی های T شکلی که به عنوان زانویی استفاده می شوند		
استاندارد پیچی	۵۰۰	۰.۷
شعاع بلند پیچی	۸۰۰	۰.۴
استاندارد فلنجی یا جوشی	۱۰۰۰	۰.۸
Stub در نوع شاخه	۵۰۰	۱
سه راهی های Tشکلی که به عنوان واسطه استفاده می شوند		
استاندارد پیچی	۲۰۰	۰.۱
شعاع بلند پیچی	۱۵۰	۰.۵
Stub در نوع شاخه	۱۰۰	۰
شیر: دروازه ای،توپی یا مخروطی		
اندازه کل خط $\beta = 0.1$	۳۰۰	۰.۱
اندازه کل خط$\beta = 0.9$	۵۰۰	۰.۱۵
اندازه کل خط $\beta = 0.8$	۱۰۰۰	۰.۲۵
کروی استاندارد	۱۵۰۰	۴
کروی زاویه دار یا Y شکل	۱۰۰۰	۲
دیافراگمی ازنوع بند دار	۱۰۰۰	۲
پروانه ای	۸۰۰	۰.۲۵
شیرهای اطمینان		
بالا رونده	۲۰۰۰	۱۰
لولایی	۱۵۰۰	۱.۵

الا کلنگی	۱۰۰۰	۰.۵
ورودی ها و خروجی های لوله		
ورودی لوله: نرمال	۱۶۰	۰.۵
ورودی لوله :به داخل زاویه دار	۱۶۰	۱
خروجی لوله	۰	۱

6-51



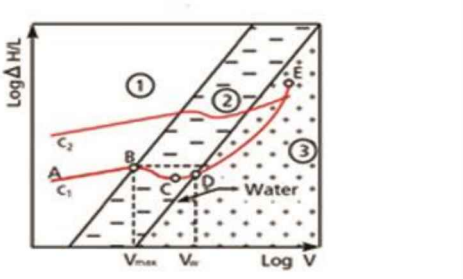
دیافراگم مودی ، فاکتور اصطکاک در برابر عدد رینولدز یکنواخت واشفته در لوله های مختلف با مقدار زبری متفاوت برای جریانات

۶-۱۱-۷ اختلاف هد ناشی از اصطکاک لوله برای سیالات دارای فیبر چوب معلق (Pipe Friction Heat Difference (In Newtonian Fluids

A)کاهش اصطکاک لوله (ΔH_{FP}) :

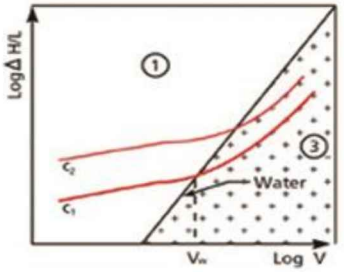
داده های تجربی در مورد مایعات دارای فیبر چوب معلق (عموماً منظور خرده‌های چوب است)جمع آوری شده و به طور مشترک به انواع مختلف پالپ نیز نسبت داده شده است. بسته به میزان دبی و نوع چوب، مناطق خاص و متمایز برای هدررفت اصطکاکی دبی در مقایسه با سرعت تعیین گردیده است.

6-52



هدررفت اصطکاکی در لوله در مقایسه با سرعت و غلظت پالپ شیمیایی

6-53



هدررفت اصکاکی در لوله در مقایسه با سرعت و درجه پالپ مکانیکی

منحنی هدررفت اصطکاکی پالپ شیمیایی به راحتی به سه ناحیه قابل تقسیم است. این نواحی به شکل مناطق هاشور خورده در دو شکل کنار هم در زیر نشان داده شده است:

ناحیه۱ :

منحنی AB ، یک ناحیهٔ خطی است که در آن هدررفت اصطکاکی برای یک پالپ فرضی، تابع غلظت، سرعت و قطر لوله است. سرعت در حد بالای این ناحیهٔ خطی (نقطه B) به عنوان سرعت حداکثری V_{max} نامیده شده است.

ناحیه ۲ :

منحنی BCD کاهش اولیه در هدررفت اصطکاکی (تا نقطهC) را نشان می‌دهد پس از آن دوباره هدررفت اصطکاکی افزایش می‌یابد. محل تقاطع در منحنیِ هدررفتِ اصطکاکیِ متعلق به پالپ با منحنیِ هدررفتِ اصطکاکی آب یعنی نقطه(D) نقطهٔ شروع کاهشِ مقاومتِ اصطکاکی(حرکتی) نامیده می‌شود. سرعت در این نقطه بصورت(V_w) معین شده است.

ناحیه ۳ :

منحنی DE نشان می‌دهد که منحنی هدررفت اصطکاکی متعلق به فیبرِ پالپِ معلق، پایین‌تر از منحنی هدررفت اصطکاکی آب است این امر، ناشی از پدیده‌ای است که کاهش مقاومت حرکتی نامیده شده است. نواحی ۲و۳ بوسیلهٔ منحنی هدررفت اصطکاکی متعلق به آب از هم جدا شده‌اند. این منحنی در صورتی که با مختصات لگاریتمی کشیده شود یک خط صاف با شیب تقریبی ۱/۷۵ است.

منحنی هدررفت اصطکاکی متعلق به پالپ مکانیکی، همانطور که در شکل های ۵۲-۶ و ۵۳-۶ نشان داده شده است تنها به دو ناحیه تقسیم شده است: ناحیه ۱ و ۳ . در این نوع پالپ، منحنی هدررفت اصطکاکی با منحنی آب در V_w تقاطع پیدا می‌کند. بنابراین در این مورد نقطهٔ V_{max} واقعی موجود نیست.

۶-۱۱-۸ پروسه تخمین اصطکاک لوله(Friction estimating)

سرعت حجم (V) بستگی به دبی جرمی و قطر لوله (D) انتخابی دارد. مقدار نهایی V را می‌توان با کمترین سرمایه گذاری مالی و کمترین هزینه با توجه به مطالبات آینده بهینه سازی کرد. دبیِ جرمیِ متعلق به فیبر چوبی یکی از نکات قابل توجه در طراحی سیستم های پمپاژ و لوله‌ها است. به این دلیل که هدف، ایجاد راه حلی برای انتقال فیبر است. دبی جرمی، از رابطهٔ زیر که بین جریان حجمی و درجهٔ غلظت پالپ برقرار است به دست می‌آید:

$$M(Tons / day)=\frac{q(USgal./min)\%c}{16.64}$$

که در آن:

M= دبی جرمی پالپ

C= میزان خشکی پالپ است که به صورتی درصدی بیان می‌شود.

$$q(USgal/.min)=2.45\ v(ft/s)(D(in))^2$$

سرعت حجم در یکی از مناطقی که در بالا به آن اشاره شد قرار خواهد داشت. زمانی که این ناحیه معین شد برای تعیین مقدار هدررفت اصطکاکی لوله، روابط مناسبی انتخاب می‌گردد: آنچه در پی می‌آید روشی را توصیف می‌کند که برای تخمین هدررفت اصطکاکی لوله در هر یک از مناطق استفاده می‌شود.

ناحیه ۱

ناحیه ۱ ناحیه‌ای است که در آن سرعت حجم چوب(V) در بین حد زیر باشد:

که در اینجا $K^1C^\sigma = V_{max}$ و

K^1= ضریب عددی (برای یک پالپ فرضی ثابت است)

σ= توان (برای یک پالپ فرضی ثابت است)

رابطه بین هدررفت اصطکاکی و پارامترهای حاکم اینطور است:

$$\frac{\Delta H_{FP}}{L}\left(\frac{ftof\ water}{100ftof\ pipe}\right)=F\ K(v(ft/s))^{\alpha}\ (c(\%)^{\beta}\ (D(in)^{\gamma}$$

که در اینجا:

K = ضریب عددی (برای یک پالپ فرضی ثابت است)

$\alpha.\beta.\gamma$= توانها (برای یک پالپ فرضی ثابت هستند)

فاکتورf از ضرایب تصحیحی ممکن و فراوانی ترکیب می‌شود:

$$F=f_1\times f_2\times f_3\times f_4\times f_5$$

که

f1= ضریب تصحیح دما

F2= ضریب تصحیح زبری لوله

F3= ضریب تصحیح نوع پالپ

F4= ضریب تصحیح فرایند تبدیل مواد به پالپ است

F5= ضریب (فاکتور) احتمالی طرح

f_1 از طریق زیر محاسبه می‌گردد:

$$F_1=1.35-0.01t(°C)$$

ناحیه ۲

ناحیهٔ ۲ ناحیه‌ای است که در آن سرعت حجم چوب(v) در بین حدود زیر باشد:

$$V_{max}<v<v_w$$

که در اینجا $V_w=4\times C^{14}$

اگر v، بین V_{max} و V_w باشد از این معادله می توان برای تعیین $\Delta H_{FP}/$ L در نقطه‌ای که در آن سرعت V_{max} حداکثر باشد استفاده کرد. در نتیجه، هدررفت اصطکاکی تخمین زده می‌شود و مقدار آن را برای سرعتهای محدود به این منطقه می‌توان ثابت در نظر گرفت.

ناحیه ۳:

ناحیه ۳ ، ناحیه‌ای است که بوسیلهٔ سرعت حجم چوب(V) معین می‌گردد:

$$v>v_w$$

تخمین محافظه کارانهٔ مقدار هدررفت اصطکاکی که با استفاده از منحنی آب حاصل می‌گردد بوسیلهٔ معادله "Blasius" تعیین می‌گردد:

$$\frac{\Delta H_{FP}}{L}\left(\frac{ft\ of\ water}{100ft\ of\ pipe}\right)=0.58\frac{(v(ft/s))^{1.75}}{(D(in))^{1.35}}$$

در اینجا از معادله Blasius به جای معادلهٔ Cloberook استفاده می‌شود ، زیرا مقادیر اصطکاکی برای پالپ در حالتی تعیین می‌گردد که از لولهٔ صیقلی و بدون زبری استفاده شده باشد(استیل، مس و PVC) بنابراین زبری لوله عاملی مهم در تعیین افت فشار محسوب نمی‌گردد. معادلهٔ Blasius در چنین مواردی مقادیر اصطکاکی آب را بهتر ارائه می‌دهد.

روشهایی که پیش از این برای محاسبهٔ هدررفت اصطکاکی لوله در موارد مرتبط با مواد معلق در پالپ ارائه شدند، تخمین بسیار محتاطانه‌ای از هدررفت هد ارائه دادند در حالی که روشی که پیش از این ارائه شد، برآورد صحیح‌تری را ارائه می-دهد.

فیبر چوبی در چگالی کلی محلول فیبر- آب تاثیر قابل ملاحظه‌ای ندارد. بنابراین وزن مخصوص این محلول با آب یکسان است.

توجه:

۱- داده های اصلی در فولاد ضد زنگ و لوله PVCبدست آمده است.

۲- ضرایب ایمنی در روابط فوق منظور نشده‌اند.

۳ - هدررفت اصطکاکی، تا حد زیادی به وضعیت سطح داخلی لوله بستگی دارد. در مورد چدن ولوله‌های گالوانیزه مقدار k کمتر خواهد بود. در مورد تاثیر زبری سطح لوله هیچ دادهٔ اصولی و نظام مندی در دسترس نیست.

۴- در صورتی که پالپ مطابق با آنچه که در اینجا نشان دادیم نبود به مقداری محاسبات مهندسی نیاز خواهد بود.

پالپ‌های بالا به صورت تقریبی و به ترتیب اصطکاک از بالابه پائین ارائه شده‌اند. البته این نظم صرفاً تقریبی است به این دلیل که بعضی پالپ‌های خاص ممکن است که اصطکاک کمتر و یا بیشتری را موجب شوند. برخی از این پالپ‌ها وقتی که به داخل یک لولهٔ کم قطر هدایت شوند مقدار اصطکاک فوق‌العاده زیادی خواهند داشت که در این صورت می‌بایست از لوله‌های قطورتر استفاده گردد. در عین حال در صورتی که از نظر اقتصادی ممکن باشد می‌بایست از سرعتهای کاری پایین نیز اجتناب کرد به این دلیل که برخی پالپ‌های خاص به محض ایستا شدن به راحتی خشک می‌شوند و بنابراین می‌توانند خط لوله‌ای را که مناسب برای حرکتشان نباشد. (منظورمان کمتر از ۳ فوت در ثانیه است) مسدود کنند.

۶-۱۱-۹ هدررفت اصطکاکی فیتینگ‌ها در مصارف مرتبط با پالپ (Fitting Friction Loss In Pulp Related Issues)

شیوهٔ پیشنهادی در برخورد و مدیریت تلفات اصطکاکی فیتینگ، استفاده از همان هدر رفت اصطکاکی آب و تنظیم کردن مقدار آن با توجه به درجهٔ غلظت پالپ است. هدررفت اصطکاکی فیتینگ به این شکل بیان می‌شود:

$$\mathrm{Kp}\frac{(v(ft/s))^2}{2g(ft/s^2)} = \Delta \mathrm{H_{FF}}(ft\ of\ water)$$

ضریب هدررفت اصطکاکی در یک فیتینگ فرضی در مصارف مرتبط با پالپ بیشتر از ضریب هدررفت اصطکاکی برای آب در همان فیتینگ است. به عنوان یک قاعدهٔ تقریبی، توصیه می‌شود که ضریب هدررفت اصطکاکی اتصالات (k) به میزان ۲۰ درصد به ازای هر ۱ درصد افزایش غلظت پالپ افزایش یابد. این بدین معنی است که k_P بر حسب k دارای مقادیر زیر خواهد بود.(شکل شماره ۶-۵۴)

محاسبه اصطکاکِ سیال مشکل‌ترین بخش محاسبهٔ هد کل است. مهمترین نکته‌ای که می‌بایست تعیین گردد نیوتنی یا غیر نیوتنی بودن سیال است. به این علت که غالب کتابهای مرجع، ضریب هدررفت افت فشار را بر اساس سیالات نیوتنی ارائه می‌دهند. سیالات نیوتنی هر چند که بسیار کاربرد دارند اما به هیچ وجه غالب سیالاتی را که در صنعت با آنها سر وکار داریم شامل نمی‌شوند.

6-54

غلظت DB%	
2	K
3	1.2K

4	1.4k
5	1.6K
6	1.8K

تفاضل هد تجهیزات، احتمالاً دومین عنصر مهم در محاسبهٔ هد کل است. در صورتی که سیستم در مرحلهٔ طراحی است و یک شیر کنترل را در طراحی‌مان برای این سیستم در نظر گرفته‌ایم ب ما ممکن است شیری را انتخاب کنیم که افت هد فشار آن معادل ۱۰ فوت سیال باشد. اما اگر شیر کنترل در یک سیستم در حال کار باشد برای محاسبهٔ افت هد فشار آن نیاز به کمی تلاش و محاسبه خواهید داشت و می‌بایست برخی جزئیات نظیر منحنی‌های جریان در برابر شیر کنترل (که توسط سازنده ارائه می‌شود) را بیابید تا بتوانید افت هد فشار را برای شیر کنترل در حال کار به دست آورید. در مورد تجهیزات دیگر برای اینکه بتوانید افت هد فشار را برای دبی طراحی به درستی تعیین کنید می‌بایست به کاتالوگهای سازنده مراجعه کنید.

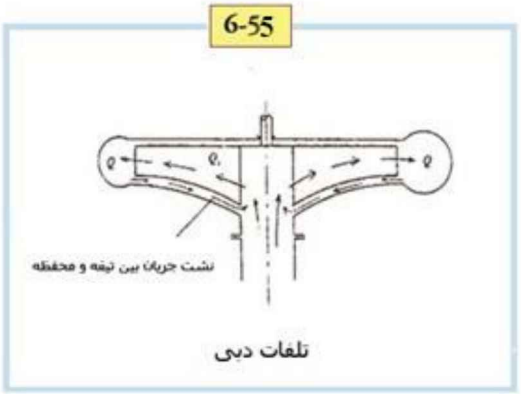
مقدمه

بطور کلی اختلاف ارتفاع تئوری و ارتفاع حقیقی در پمپها برابر مجموع تلفات در پمپها می‌باشد. با توجه به این که مکانیزم حرکت سیال در داخل پمپ پیچیده بوده و اثرات لایه مرزی نیز مهم است، راه دقیقی برای محاسبه تلفات در پمپها ارائه نگردیده است. سازندگان پمپها بر اساس تجربیات موجود فرمولهایی ارائه داده‌اند که در طراحی از آنها استفاده می‌گردد. اما این فرمولها کامل و کلی نیستند. بطور کلی در تعیین ارتفاع تئوریک پمپ، جریان را بدون اصطکاک در نظر گرفته و فرض می‌کنیم که سیال با هدایت کامل از پمپ خارج می‌گردد. در نتیجه ارتفاع حقیقی ایجاد شده برای سیال از ارتفاع تئوریک (H_{theo}) کمتر بوده و مقدار توان محرک لازم از توان تئوری بیشتر می‌باشد.

اختلاف بین شرایط تئوریک و حقیقی را جز از طریق آزمایش نمی‌توان محاسبه نمود. بطور کلی تلفات در داخل توربوماشین را به دو قسمت تقسیم می‌کنند: تلفات داخلی که اثر آن بالا بردن جریان سیال در عبور از ماشین بوده و تلفات خارجی که به خارج از ماشین دفع می‌گردد. در این بخش عواملی را که موجب ایجاد تلفات در پمپ گریز از مرکز شده و باعث کاهش افت انرژی در آن می‌گردد بررسی می‌کنیم.

۶-۱۱-۱۰ تلفات دبی داخلی (تلفات حجمی) (Internal Loss)

نظر به اینکه فشار خروجی (P_2) در خارج از چرخ، بیش از فشار ورودی (P_1) می‌باشد و با توجه به فضای موجود بین قسمت گردنده و ثابت ماشین (فاصله بین چرخ دوار و فضای حلقوی اطراف آن)، قسمتی از سیال از دهانه خروجی به



طرف دهانه ورودی چرخ جریان یافته و موجب بروز تلفات می‌گردد. برای رفع این نقیصه باید با کاهش فضای بین دو قسمت گردنده و ثابت و گذاردن اتصالات مخصوص آب بندی (که از یک یا چند سطح صیقلی تشکیل شده است که بطور

سری قرار می‌گیرند) تلفات داخلی را کم کرد. میزان تلفات دبی داخلی ۱ تا ۲ درصد دبی‌کل پمپ است. در شکل ۵۵-۶ تلفات دبی در پمپ ها نشان داده شده است.

اگر Q دبی گذرنده از ماشین و ΔQ دبی نشتی در داخل چرخ و $Q+\Delta Q$ دبی گذرنده از چرخ متحرک باشد، رابطه بین راندمان و تلفات دبی نشتی برای پمپها و توربین‌ها بصورت زیر بیان می‌شود:

برای توربین

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$$

برای پمپ

$$\eta_v = \frac{Q - \Delta Q}{Q}$$

$\Delta(Q)$ میزان هدر رفتن سیال به دلیل وجود دبی نشتی در فضای باز بین محفظه و پروانه است. حال اگر (Δh_i) افت فشار دبی نشتی و دبی گذرنده از چرخ متحرک باشد، افت فشار در چرخ متحرک بصورت زیر خواهد بود:

$$\Delta P_i = \gamma \Delta h_i (Q+\Delta Q)$$

اگر $(H_{th\infty})$ هد ایجاد شده توسط پمپ ایده آل با تعداد نامحدود پره باشد، افت توان ایجاد شده در اثر دبی نشتی برابر خواهد شد با:

$$\Delta P_i = \gamma . \Delta Q H_{th\infty}$$

و بالاخره اگر (h_c) افت فشار در محفظه حلزونی و (Q) دبی گذرنده از ماشین باشد، افت توان ایجاد شده در محفظه حلزونی برابر خواهد شد با:

$$\Delta P_c = \gamma h_c Q$$

از لحاظ ریاضی داریم :

$$\acute{Q} = Q + \Delta Q$$

که (ΔQ) دبی نشتی می‌باشد. اصولا اختلاف فشار سیال در مقاطع ورودی و خروجی پمپ موجب نشت سیال از درز بین چرخ متحرک و بدنه می‌گردد. دبی گذرنده از چرخ متحرک مجموع دبی پمپ و دبی نشتی می‌باشد. در نتیجه برای طراحی چرخ متحرک باید مقدار دبی نشتی را محاسبه نموده و با اضافه نمودن آن به دبی مفید، مقدار دبی را که با آن ابعاد چرخ متحرک تعیین می‌گردد حساب نماییم. برای تعیین مقدار دبی نشتی از فرمول زیر که فرمول استپانوف نامیده می‌شود استفاده می‌گردد:

$$\Delta Q = CA\sqrt{2gH}$$

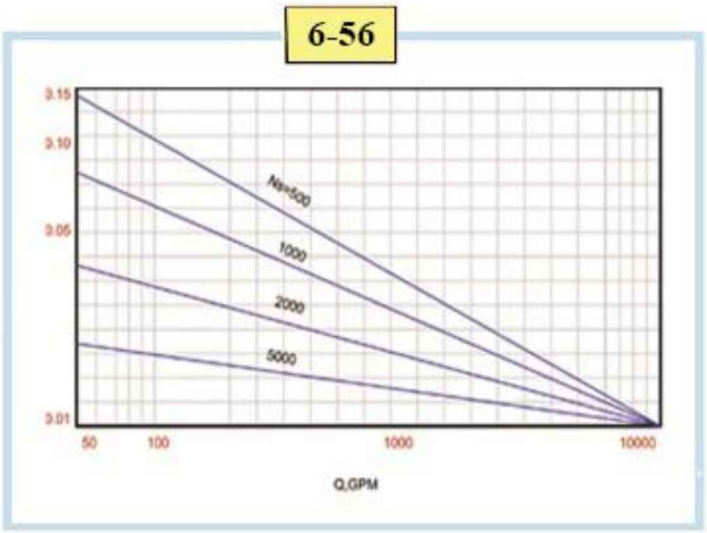
(C) : ضریبی است که به نوع رینگ‌ها و فاصله آنها بستگی داشته و مقدار آن ۰.۴ می‌باشد.

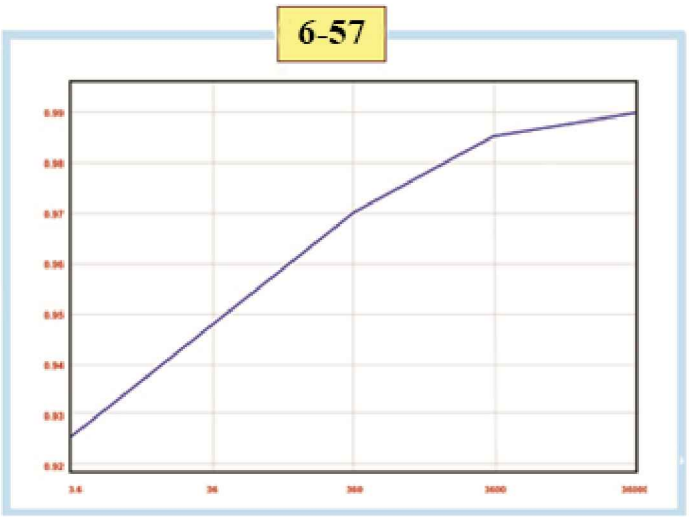
(A) : سطح مقطع عمود بر مسیر نشت سیال در فاصله رینگ ها (سطح مقطعی که نشت صورت می‌گیرد) بر حسب اینچ مربع برابر است با ($\frac{1}{2}\pi DS$) که در آن (D) قطر متوسط درز بین رینگ‌ها به اینچ و (S) فاصله قطری رینگ‌ها (دو برابر فاصله دو رینگ) می‌باشد.

برای رینگ‌های تا قطر ۶ اینچ مقدار(S) برابر ۰.۰۱ اینچ و برای قطرهای بزرگتر مقدار (S) از فرمول زیر محاسبه می‌گردد:

$$S = 0.01 + (D-6) \times 0.001 \quad (4\text{-}8)$$

برای رینگ‌های کوچک در صورتی که در ماشینکاری کامل انجام یافته و یا تاقانها مناسب باشند مقدار S را برابر ۰.۰۰۸





اینچ در نظر می‌گیرند.

(هندبوک والتر جکات) نمودار زیر را در نرم افزار CF turbo برای بازده حجمی ارائه می‌دهد.(شکل ۵۶-۶)

۶-۱۱-۱۱ تلفات ناشی از انحراف زاویه‌ای پره در خروج (**Loss Due To Angular Deviation Vanes In The Exit**) اصولا هر پمپی برای دبی و سرعتی به نام دبی معمولی و سرعت معمولی طراحی می‌گردد. زوایای پره‌های چرخِ متحرک بر اساس سرعت و دبی فوق طراحی شده و اگر این سرعت یا دبی تغییر نماید، زاویه پره‌ها متناسب نبوده و موجب ایجاد ضربه خواهد شد. در نتیجه در رژیم معمولی پمپ، افت های موضعی وجود نداشته و در صورت موجود بودن، مقدار آن حداقل می‌باشد ولیکن با تغییر این دو عامل، افتی ایجاد خواهد شد که به آن افت ناشی از انحراف زاویه ای چرخ (یا افت‌های ضربه‌ای)

می گویند. اگر سرعت نسبی مایع (W_i) هنگام ورود به چرخ، مماس بر امتداد پره‌های آن باشد، مایع به آرامی و بدون ایجاد ضربه و حرکت گردابی وارد چرخ شده و افت ناشی از ضربه ناچیز خواهد بود. البته این حالت موقعی ایجاد می گردد که(c_{1u}) باشد. اگر شدت جریان پمپ بیشتر و یا کمتر از شدت جریان عادی آن بوده و سرعت ورودی نسبی با امتداد مماس بر پره زاویه بسازد و مایع طی زاویه مثبت و یا منفی نسبت به پره وارد چرخ گردد، حرکت گردابی مایع در

طرفین پره‌ها ایجاد شده و در نتیجه مثلث سرعت‌ها تغییر نموده و افت‌های ضربه‌ای ایجاد خواهد شد. مقدار افت‌های ضربه ای متناسب با مجذور اختلاف شدت جریان‌های حقیقی و عادی می‌باشد. حال اگر تعداد پره‌های پمپ را بی نهایت در نظر بگیریم، می‌توانیم سرعت خروجی را مماس بر پره‌های چرخ متحرک فرض کنیم. در نتیجه هر چه تعداد پره‌ها کمتر باشد، لوله های جریان کمتر توسط آنها هدایت شده و زاویه انحراف پره‌ها و سرعت خروجی بیشتر خواهد شد. علت این پدیده ایجاد یک جریان ثانوی دورانی است که در داخل کانالهای چرخ متحرک وجود داشته و با جریان اصلی ترکیب می‌گردد. اثر این جریان ثانوی در مثلث سرعتهای ورودی به علت نزدیک بودن پره‌ها کمتر است. در شکل ۵۷-۶ مثلث سرعتهای ورودی و خروجی، بدون در نظر گرفتن انحراف زاویه‌ای، با خط ممتد و مثلث حقیقی آنها با نقطه چین نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که در اثر انحراف زاویه ای پره ها مقدار زاویه β_2 کم و مقدار زاویه α_2 زیاد می-گردد. به علت نزدیک بودن مقاطع ورودی پره‌ها، اهمیت جریان ثانوی در مثلث سرعتهای ورودی آن کمتر است.

حال کاهش انرژی تولید شده در اثر انحراف زاویه‌ای را می‌توان با نسبت زیر معین نمود:

$$\eta\infty = \frac{v_{2U}^{1}}{v_{2U}} = \frac{c'_{2n}}{c_{2n}}$$

مقدار η_∞ بستگی به تعداد پره‌ها و زاویه خارجی آنها داشته و مقدار دقیق آن بوسیله آزمایش تعیین می‌گردد. در نتیجه میزان توان داده شده به سیال داخل چرخ برای تعداد محدود پره‌ها از رابطه زیر بدست می‌آید:

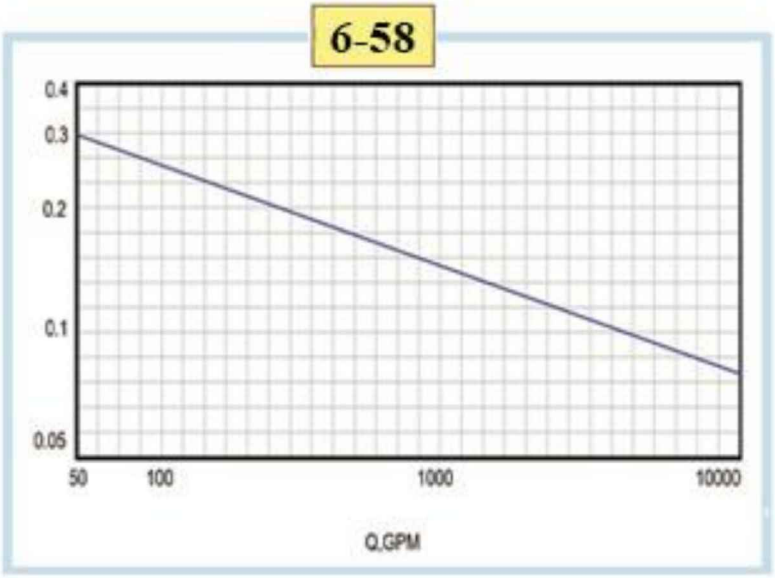
$$P_{th\infty}=\eta\infty\text{-}p\infty$$

۶-۱۱-۱۲ تلفات ناشی از اصطکاک و لزجت سیال (تلفات هیدرولیکی) (Loss From friction)

تلفات ناشی از لزجی سیال شامل تلفات اصطکاکی در هدایت کننده دیفیوزر، می‌باشد که در اثر حرکت دورانی در داخل پمپ بوجود می‌آید. از آنجا که حرکت مایع در داخل پمپها به حالت آشفته می‌باشد مقدار اینگونه افتها با مجذور سرعت و در نتیجه مجذور شدت جریان متناسب می‌باشد. بطور کلی هر چه سطح مقطع چرخ متحرک کوچک و صاف باشد میزان افت اصطکاکی کمتر خواهد شد. از طرفی چون چرخ متحرک در داخل سیال می‌چرخد، در اثر چسبندگی سیال و وجود جریان های ثانوی در فضای موجود بین جداره‌ها و بدنه، نیروی مقاوم ایجاد می‌گردد. بنابراین در اثر اصطکاک چرخ متحرک پمپ با سیال اطراف افت انرژی ایجاد می‌گردد که مقدار این افت با کم شدن فاصله بین چرخ متحرک و بدنه و نیز با صیقل دادن آنها کم خواهد گردید.

در نتیجه همانطور که قبلا گفته شد مقدار انرژی جذب شده توسط سیال بر واحد وزن سیال (H) از ارتفاع تئوری خالص $H_{th\infty}$ کمتر خواهد شد. نسبت بین انرژی واقعی جذب شده توسط سیال بر واحد وزن سیال یعنی ارتفاع مفید (H) به ارتفاع تئوریک خالص را راندمان هیدرولیکی گویند:

$$\eta\infty = \frac{H}{H_{th\infty}} = 1 - \frac{H1}{H_{th\infty}}$$



(H1) هد ایجاد شده توسط افت‌های موجود در پمپ و($H_{th\infty}$)هد تئوری ایجاد شده توسط پمپ ایده آل با تعداد پره‌های نامحدود می

باشد. مقدار(H_l)شامل افت های زیر می‌باشد:

۱) افت حاصل از ضربه در پروانه به دلیل عدم برخورد صحیح بین جریان ورودی و لبه حمله پره‌ها

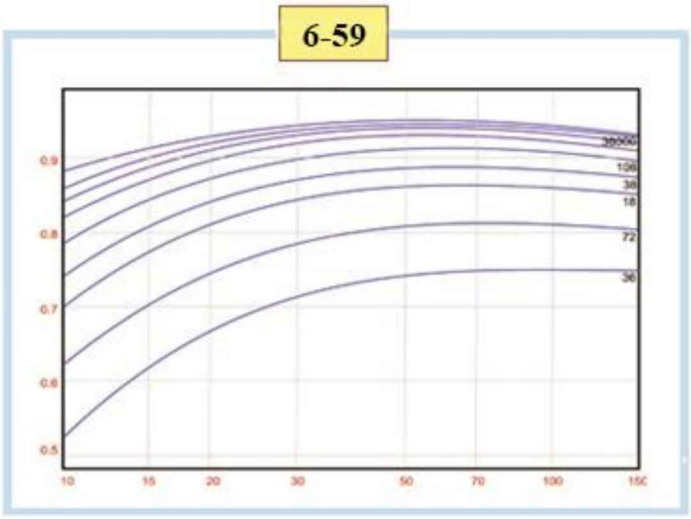
۲) افت های اصطکاکی از گذرگاههای پره

۳) افت گردشی حاصل از عدم تطابق صحیح در لبه فرار پره‌هاباید توجه داشت که راندمان هیدرولیکی پمپ همواره از راندمان کل آن بیشتر است چرا که در آن فقط افت هیدرولیکی منظور گردیده است. " بازده هیدرولیکی وابستگی زیادی به طراحی گذرگاههای جریان دارد. با این وجود برای پمپ‌هایی که عملکرد متوسطی دارند، اگر بازده هیدرولیکی را در نقطه طراحی بر حسب دبی رسم نماییم *شکل ۵۸-۶ بدست می‌آید*:.رابطه ای که بدست می‌آید بصورت زیر است

$$\eta_H\infty 1 - \frac{0-8}{Q^{0.25}}$$

سرعت مخصوص، تأثیر کمی بر روی بازده هیدرولیکی دارد. در N_s=۵۰۰ بازده هیدرولیکی در حدود ۲ نقطه پایین تر از N_s = ۲۰۰۰ می‌باشد.

در کتاب والتر جکات رابطه تقریبی $\eta_h\infty\eta$ برای بازده هیدرولیکی پیشنهاد شده است. اگرچه CF Turbo نمودار زیر را نیز برای بازده هیدرولیکی ارائه می‌دهد. (شکل ۵۹-۶)



۶-۱۳-۱۱تلفات ناشی از اصطکاک مکانیکی(Loss from mechanical friction)

در اثر اصطکاک بین محور پمپ با یاتاقان‌ها، کاسه نمدها و واشرهای آب بندی افت‌هایا اصطکاک مکانیکی ایجاد می-گردد. مقدار این افت ها ۲ تا ۴ درصد توان محرک بوده و برای سرعت دورانی معین مقدار ثابتی خواهد بود. نسبت توان داده شده به سیال توسط چرخ متحرک به توان محرک پمپ را راندمان مکانیکی پمپ گویند در نتیجه :

$$\eta_{\infty} = \frac{P_{th\infty}}{Pc} + \frac{\gamma(Q+\Delta Q)H_{th\infty}}{Pc}$$

راندمان مکانیکی را به صورت زیر می‌توان تعریف نمود:

$$\eta_{\infty} = 1 - \frac{P_f}{Pc}$$

(P_f) افت توان حاصل از اصطکاک مکانیکی در یاتاقانها، کاسه نمدهای آب‌بندی و سایر نقاط تماس در ماشین است. (P_C)نیز برابر با حاصل ضرب سرعت زاویه‌ای و گشتاور پیچشی محور (T) بوده و به آن توان ترمزی گویند. در نتیجه توان محرک یک پمپ (یعنی توان داده شده به محور پمپ) توسط موتور محرک برابر با مجموع توان‌های زیر می‌باشد: توانی که افت‌های اصطکاکی بین چرخ با سیال اطراف را از بین می‌برد، توانی که صرف افت‌های مکانیکی شود، توانی که صرف افت‌های نشتی شود، توانی که صرف افت‌های هیدرولیکی شود و توان مفید ایجاد شده در سیال. توان مفید ایجاد شده در ماشین برابر است با حاصل ضرب دبی وزنی مفید در ارتفاع مفید یعنی:

$$P_U = \gamma QH$$

راندمان یک پمپ ، یعنی نسبت توان مفید جذب شده H که مقدار آن توسط سیال به محور ماشین اعمال شده است:

$$\eta = \frac{Pu}{Pc}$$

و از آنجا راندمان کلی یک پمپ را به صورت زیر می‌توان بیان نمود:

$$\eta = \frac{\gamma QH}{Pc} = \frac{\gamma(Q+\Delta Q)H_{th\infty}}{Pc} \times \frac{Q}{Q+\Delta Q} \times \frac{H}{H_{th\infty}} = \eta_{\infty}\eta_v\eta_h$$

در نتیجه برای طراحی یک پمپ باید بر مبنای سه بازده مهم هیدرولیکی، مکانیکی و حجمی عمل نمود. راندمان کلی پمپ های گریز از مرکز معمولا بین ٪۷۰ تا ٪۸۵ است و در مورد پمپ‌های کوچکتر، مقدار آن کمتر می‌باشد.

۶-۱۱-۱۴ اصطکاک دیسکی (The Disk Friction)

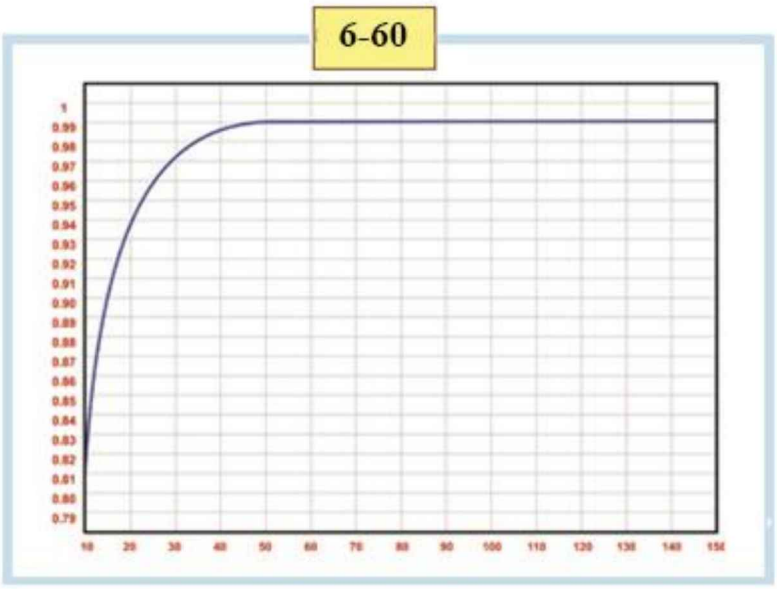
سطوح خارجی پروانه چرخان با سیال اصطکاک دارند. تلاشهای زیادی برای پیش بینی اتلاف توان ناشی از اصطکاک دیسکی صورت پذیرفته است .

فلیدر در کتاب تاریخی خود، بر مبنای آزمایشات Schultz-Grunow فرمول تقریبی زیر را ارائه کرد:

$$P_{nf}=4\text{-}07(10\text{-}^{6})w^{3}\ D^{4}(D+5e)$$

که ، N : سرعت چرخش ، D : قطر دیسک، و e: طول هاب و شراد می‌باشد.

این رابطه برای $Re = 7x10^{5}$ معتبر می باشد. توان اصطکاکی دیسکی تقریبا با $Re^{-0.2}$ افزایش می‌یابد.



باید خاطر نشان نمود که این رابطه کاملا تقریبی است.

CF Turbo نمودار زیر را ارائه می‌کند.

باید خاطر نشان نمود که در بسیاری مراجع از اتلاف توان ناشی از اصطکاک دیسکی به علت کوچکی صرف نظر شده است.

فصل هفتم

کاویتاسیون

Cavitation

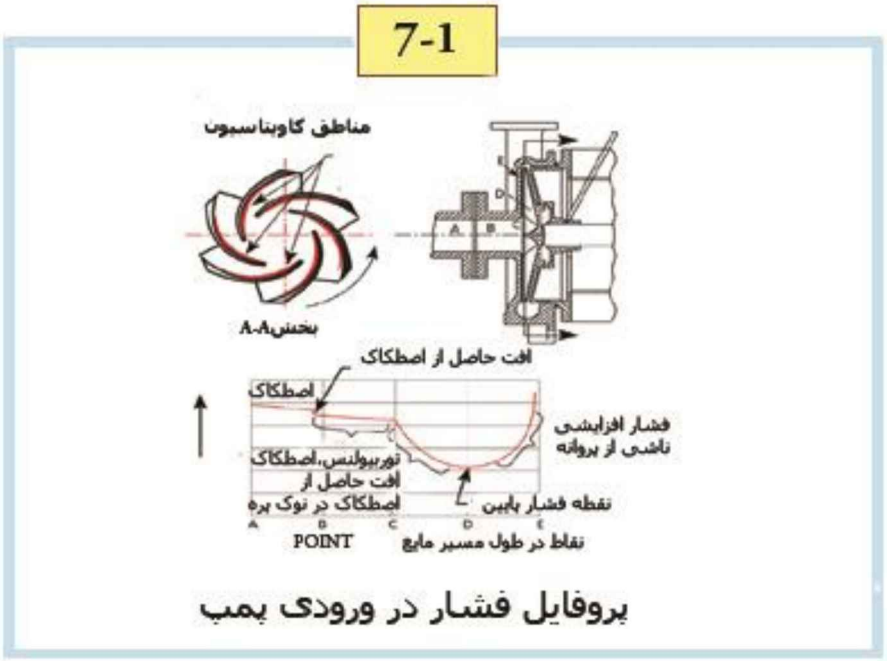
۷-۱ پدیده کاویتاسیون (Cavitation)

آب یا هر سیال دیگر، در هر دمایی تبخیر می‌شود به شرطی که فشار روی سر سیال از فشار بخار سیال کمتر شود. فشار روی سر سیال به عوامل مختلفی از جمله ارتفاع بستگی دارد اما فشار بخار سیال به دمای سیال بستگی دارد. مثلا می‌دانیم آب 80 درجه، فشار بخاری کمتر از 100_{kp} دارد بنابراین در سطح دریا که فشار اتمسفر (روی سرسیال) حدود 100_{kp} است این آب نمی‌جوشد اما در بالای قلهٔ اورست که فشار اتمسفر خیلی کمتر از 100_{kp}است چون فشار بخار سیال از فشار روی سر سیال بیشتر است آب می‌جوشد؛ هرگاه در دهانهٔ مکش پمپ، فشار روی سر سیال کمتر از فشار بخار سیال شود سیالی که وارد محفظه پمپ می‌گردد در بخش‌هایی از محفظهٔ پمپ به دلیل افزایش ناگهانی و موضعی فشار این بخش، تبخیر شده ، متراکم (Condense) می‌شود و خلا بوجود می‌آید.

سیال موجود در محفظه به سرعت به سمت خلا پیش می‌آید و در راه به پروانه پمپ برخورد کرده و باعث خوردگی مکانیکی می‌گردد.این نوع خوردگی، مکانیکی می‌باشد و به کل این پدیده کاویتاسیون گویند.

۷-۲ کاویتاسیون بیشتر درچه مواردی روی می دهد؟(When does cavitation occur?)

کاویتاسیون با تشکیل حباب های بخار درفشار پایین در چشمی پروانه آغاز می‌شود. این حباب‌ها در کم فشارترین مکان در ورودی پمپ تشکیل می‌گردند؛ حباب‌ها دقیقاً کمی قبل از آنکه سیال توسط تیغه‌های پروانه تحت تاثیر قرار گیرد (که نتیجهٔ آن فشرده شدن حبابها است) تشکیل می‌گردند(به شکل ۱-۷رجوع کنید). فشرده سازی حباب های بخار یک موج تِکانشی کوچک تولید می‌کند که بر روی سطح پروانه تاثیر می‌گذارد و حفره‌های بسیار ریزی در آن



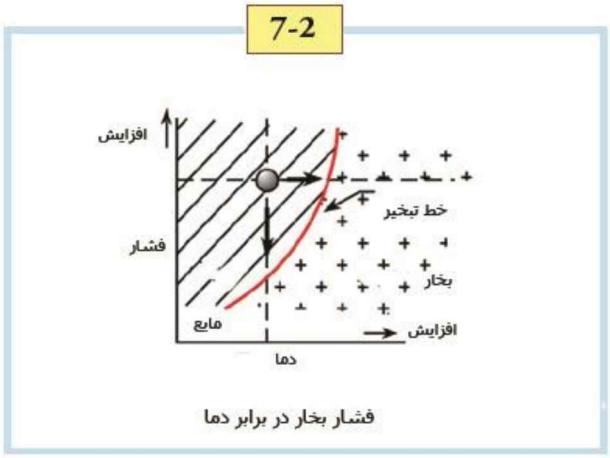
ایجاد می‌کند که به مرور زمان تبدیل به نواحی خورده شده می‌شوند و در نتیجه باعث نارسایی پروانه می‌گردند (که در اصطلاح آبله گون شدن پروانه گفته می‌شود). صدای حاصل از کاویتاسیون کاملاً مشخص و متمایز است؛ این صدا شبیه به صدای شن در میکسر بتن می‌باشد.

همانطور که در شکل ۱-۷ می‌بینید فشار موجود در ورودی پمپ -که با قرار دادن یک فشارسنج در آن نقطه قابل اندازه‌گیری است- بالا است؛ اما همین که سیال به درون پمپ راه می‌یابد فشار افت می‌کند. این فشار ممکن است تا حدی کم شود که سیال بخار شود و در نتیجه کاویتاسیون رخ دهد.

همین مساله می‌تواند گاهی در شیرهای کنترل نیز اتفاق بیافتد زیرا که شیرهای کنترل دارای پروفایل افت فشار مشابهی هستند و در صورتی که فشار در ورودی شیر کنترل کم باشد، باز هم کاویتاسیون رخ خواهد داد.

۷-۳ فشار بخار و کاویتاسیون (Vapor pressure & cavitation)

دو راه برای جوشاندن یک مایع وجود دارد. راه اول، افزایش درجه حرارت همراه با ثابت نگه داشتن فشار است؛ تا اینکه دما به قدری بالا برود که برای تولید حباب های بخار کافی باشد. در شکل ۲ -۷ اگر شما یک نقطه را در فاز مایع در نظر بگیرید و به صورت افقی در جهت افزایش دما حرکت کنید (در یک خط مستقیم: در فشار ثابت)؛ در نهایت شما

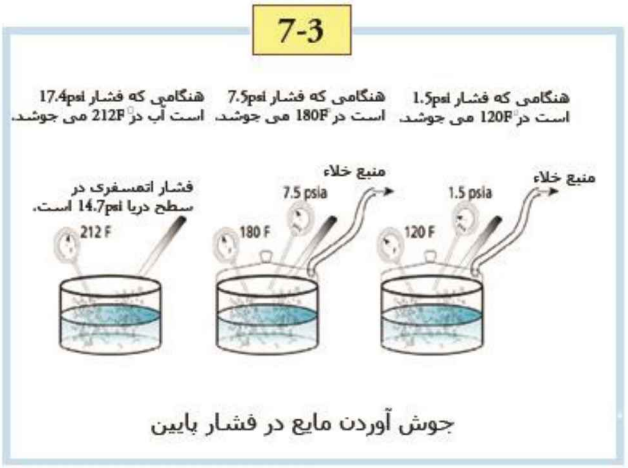


به خط تبخیر سیال فرضی برخواهید خورد و سیال شروع به جوشیدن و یا تولید حبابهای بخار خواهد کرد. نظیر چنین عملی را هر روز به هنگام جوشیدن آب در قابلمه می‌توانیم مشاهده نمائیم.

راه دومی که برای جوشیدن یک مایع وجود دارد، کاهش فشار است. اگر شما درجه حرارت را ثابت نگه دارید و فشار را کاهش دهید در این حالت نیز مایع به جوش می‌آید. در شکل ۲-۷ اگر شما یک نقطه را در فاز مایع در نظر بگیرید و به صورت عمودی در جهت کاهش فشار حرکت کنید (در یک خط مستقیم: در دمای ثابت) ؛ بار دیگر شما با خط تبخیر سیال فرضی مواجه می‌شوید و سیال شروع به جوشیدن نموده و یا تولید حباب‌های بخار می‌کند.

اگر یک ظرف در بسته و یک منبع خلا داشته باشید (به شکل ۳-۷ نگاه کنید) با کاهش فشار در ظرف قادر خواهید بود که آب را درحرارت پائین‌تری به جوش آورید. هنگامی که فشار برابر با ۷/۵ psia یا (۷/۲=۷/۵-۱۴/۷) و یا Psi ۷/۲ کمتر از فشار اتمسفری است، آب در درجه حرارت ۱۸۰ f° به جوش می‌آید و زمانی که فشار ۱/۵ psi است آب در درجه حرارت ۱۲۰°F به جوش می‌آید. این همان چیزی است که در مکش پمپ زمانی که فشار به حد کافی برای جوشاندن یا بخار کردن سیال کم است اتفاق می‌افتد.

در فرایندهای صنعتی کارکردن در دمای نزدیک به ۱۲۰ f° یا بالاتر از آن چندان غیر معمول نیست. بنابراین اگر دمای کاری بالا باشد و فشار هنگام ورود سیال به پمپ افت کند شرایط برای تولید کاویتاسیون فراهم می‌شود. زیرا افت



فشاری که توسط پمپ ایجاد شده است برای تطبیق با فشار بخار بالاتر بسیار کم است. اگر کاویتاسیون در حال رخ دادن باشد دو راه حل وجود دارد:

1- افزایش فشار دردهانه ورودی پمپ

2-کاهش دمای سیال

فشاری که در آن مایع تبخیر می‌شود به عنوان *فشار بخار* شناخته می‌شود. این فشار همیشه مختص و متناسب با یک دمای فرضی است اگر این دما تغییر یابد فشار بخار نیز تغییر می‌یابد.

۴-۷ چگونه می‌توان ازکاویتاسیون جلوگیری نمود؟ (How to prevent cavitation?)

در صورتی می توان از کاویتاسیون اجتناب نمود که N.P.S.H در دسترس بیشتر از N.P.S.H مورد نیاز باشد.

(NPSHA>NPSHR)

هد خالص مثبت و در دسترس در قسمت مکش (N.P.S.H.A) عبارت است از کل انرژی در هر واحد وزن؛ یا هد در فلنج مکش پمپ است که هد فشار بخار سیال از آن کم شده باشد (اضافه هد نسبت به هد فشار بخار سیال). این تعریف یک تعریف پذیرفته شده است که توسط کتابهای استاندارد انستیتو هیدرولیک نشر یافته است. انستیتو هیدرولیک، سازمان تنظیم و ترویج استفاده از استانداردهای رایج و کاربردی در صنعت پمپ، در آمریکای شمالی است. اصطلاح "خالص " به هد واقعی در فلنج مکش پمپ دلالت دارد؛ با در نظر گرفتن اینکه مقداری از انرژی قبل از مکش به علت اصطکاک تحلیل رفته است.

چرا به محاسبه N.P.S.H.A نیاز داریم؟ به این دلیل که مقدار N.P.S.H.A برای جلوگیری از کاویتاسیون مورد نیاز است. در صورتی می‌توان از کاویتاسیون جلوگیری نمود که هد مکش بالاتر از هد فشار بخار سیال باشد. به علاوه باید گفت که سازندگان پمپ نیاز به حداقل N.P.S.H مورد نیاز دارند تا بتوانند عملکرد مناسب پمپ در مقادیر هد کل و نرخ دبی‌ای را که در منحنی مشخصه پمپ نشان داده شده تضمین کنند. سازندگان پمپ این حداقل را N.P.S.H.R می‌نامند که در اینجا "R" محفف واژه Required به معنای مورد نیاز و ضروری است.

برای تعیین N.P.S.H.A ابتدا هد فشار H_S را در نقطهٔ S محاسبه می‌کنیم. یک حجم کنترل (به شکل ۴ -۷رجوع کنید) در تقاطع ورودی مکش پمپ و سطح مخزن مکش سیال قرار گرفته است. هد فشار در نقطهٔ S به این صورت بیان شده است:

$$H_s(\text{ft fluid}) = (\Delta H_{f1\text{-}s} + \Delta H_{EQ\ 1\text{-}S}) + \frac{(v_1^{\,2} - v_s^{\,2})}{2g} + (Z_1 - Z_S + H_1)$$

انرژی مشخصه یا هد($\bar{E}$) برای هر نقطهٔ سیستم از حاصل جمع انرژی مشخصهٔ ارتفاع (انرژی پتانسیل)،انرژی مشخصهٔ سرعت (انرژی جنبشی)و انرژی مشخصهٔ فشار به دست می‌آید. $\bar{E}$ برابر است با:

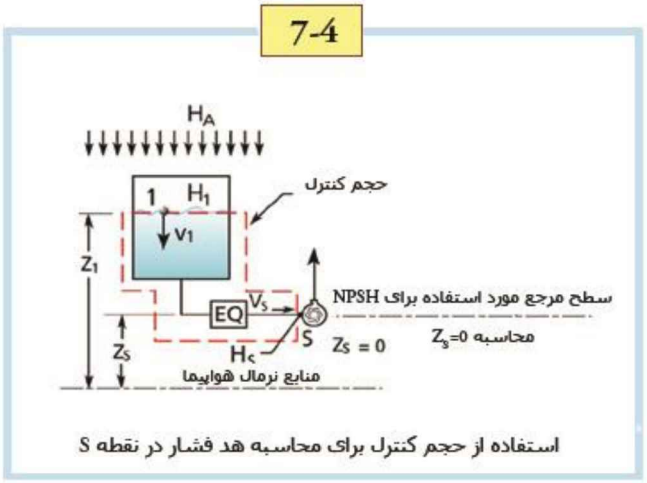
$$\bar{E} = H + \frac{v^2}{2g} + Z$$

و هد یا انرژی مشخصه در نقطه S برابر است با :

$$\bar{E}_s = H_s + \frac{v_s^2}{2g} + Z_S$$

به طور طبیعی N.P.S.H در دسترس در مکش پمپ(نقطه S) بر مبنای سطح مرجعی که در خط محور مکش پمپ قرار می‌گیرد ($Z_S=0$) محاسبه می‌گردد. علت مرجع قرار دادن خط محور پمپ واضح است زیرا استفاده از هر مرجع دیگری سطح انرژی مشخصه را با توجه به فاصله گرفتن از نقطهٔ S کاهش و افزایش خواهد داد و واضح است که این امر نادرست است (به شکل ۴-۷ رجوع کنید).

و از آنجا که $Z_S=0$ ، پس :



$$\bar{E}_s = H_S + \frac{v_s^{\,2}}{2g}$$

هد $\bar{E}s$ را با هد فشار اتمسفری (H_A) برای تبدیل $\bar{E}s$ از فوت سیال به فوت مطلق سیال به H_S اضافه کنید:

وقتی که مقدار H_s از معادله (۱) در معادله (۵-۷) جایگزین شود می‌دهد:

$$\bar{E}_s(ft\ fluid\ absol.) = -(\Delta H_{Fl\ S} + \Delta H_{EQ1\text{-}S}) + \frac{v_1^{\,2}}{2g} + (Z_1 - Z_S + H_1) + H_A$$

اگر مخزن تحت فشار نباشد پس : $H_1=0$

به منظور باقی ماندن مایع در حالت سیالی و اجتناب از تبخیر، هد در ورودی پمپ باید بالاتر از هد فشار بخار سیال باشد:

$$\bar{E}_s \geq H_{va}$$

که در اینجا H_{va} ،هد فشار بخار سیال است. مقدار خالص هد مثبت و در دسترس در بخش مکش (N.P.S.H.A) از تفاضل هد در مکش پمپ $(\bar{E}s)$ و هد فشار بخار (H_{va}) حاصل می‌گردد:

$$\text{N.P.S.H.}_{\text{avail}} = \bar{E}_s - H_{va}$$

با جایگزینی مقدار $\bar{E}s$ در معادله بالا آنگاه خواهیم داشت:

$$\text{N.P.S.H.}_{\text{avail}}(ft\ fluid\ absol.) = -(\Delta H_{F1\text{-}S} + \Delta H_{EQ1\text{-}S}) + \frac{v_1^2}{2g} + (Z_1 - Z_S + H_1) + H_A - H_{va}$$

که در اینجا H_A و H_{va} برحسب فوت سیال هستند.

فشار اتسمفر و فشار بخار، برحسب مطلق پوند در هر اینچ مربع (psia) ارائه می‌شوند. تبدیل هد از فوت سیال به فشار در واحد Psi چنین است:

$$H(ft\ \text{fluid}\ ) = \frac{2.31}{SG} \times p(psia)$$

با جایگزین کردن مقدار بالا در این معادله خواهیم داشت :

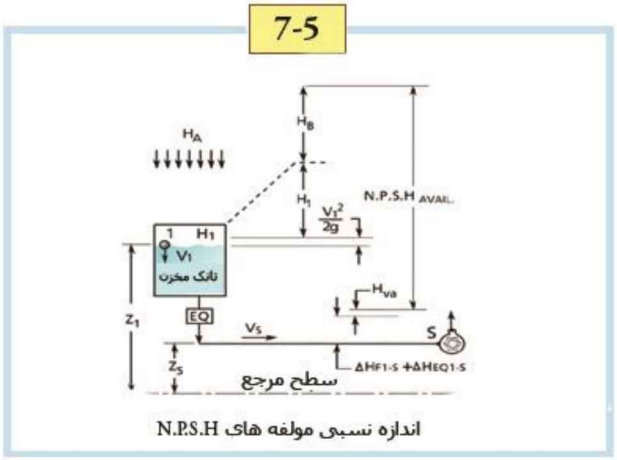
$$\text{N.P.S.H.}_{\text{avail}}\,(ft\ \text{fluid absol.}) = -\,(\Delta H_{f1\text{-}s}+\Delta H_{EQ1\text{-}S})+\frac{v_1^2}{2g}+(Z_1-Z_S+H_1)+H_B-H_{va}+\frac{2.31}{SG}\,(P_A(\text{psia})-P_{va}(\text{Psia}))$$

N.P.S.Hدر معادله های قبل برحسب فوت مطلق سیال است که بیان ریاضی هد است، هد نیز مستقل از چگالی سیال است. ازآنجا که سازندگان پمپ ازآب به عنوان سیال استفاده می‌کنند مقدار N.P.S.H آنان بر حسب فوت مطلق آب ارائه می‌شود.

یک پمپ برای عملکرد صحیح و اجتناب از کاویتاسیون، به حداقل هد مکش نیاز دارد. این مقدار با نام N.P.S.H مورد *نیاز* شناخته می‌شود و سازندۀ پمپ مقدار آن را برای یک مدل پمپ مشخص با قطر پروانۀ مشخص، سرعت مشخص و نرخ دبی مشخص ارائه می‌دهد. به منظور اینکه استانداردهای سازندگان پمپ برای عملکرد مناسب رعایت گردد N.P.S.H در دسترس باید بیشتر از N.P.S.H مورد نیاز باشد:

$$\text{N.P.S.H}_{\text{avail.}} \geq \text{N.P.S.H.}_{\text{req}}$$

7-5



اندازه نسبی مولفه های N.P.S.H

شکل ۵-۷ مقادیر نسبی و نمادین جملات ریاضی در معادله های قبلی را نشان می‌دهد.

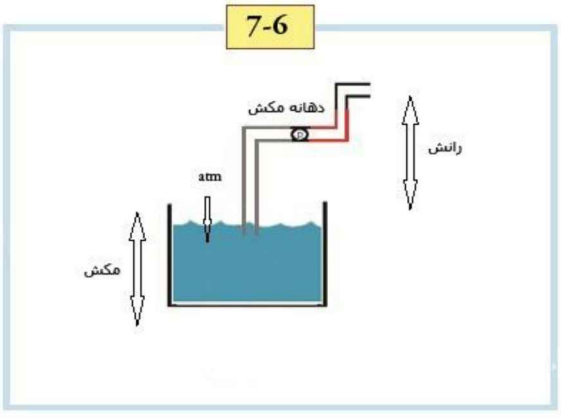
(Net Positive Suction head)

_توضیح ساده تربرای دانشجویان رشته مرتبط

(Net Positive Suction head Available)NPSHa

خالص هد مثبت و در دسترس در قسمت مکش همان طور که در شکل۶-۷ می‌بینیم مکانیزم مکش، اختلاف فشار

7-6



درون محفظه پمپ با فشار«اتمسفریک» می‌باشد.

برای جلوگیری از کاویتاسیون باید فشار سیال در دهانهٔ مکش را محاسبه کنیم تا ببینیم آیا از فشار بخار سیال بیشتر است یا کمتر (محاسبات زیر بر حسب ارتفاع معادل فشار است)

$$\left[h_B = h\ atm - (h_g + h_E)\right]$$

h_f:ارتفاع معادل اصطکاک

hv: ارتفاع معادل سرعت

h_{atm} : ارتفاع معادل فشار سیال در دهانه مکش

h_B : ارتفاع معادل فشار سیال در دهانه مکش

اکنون با دانستن دمای سیال، می‌توان ارتفاع معادل فشار بخار سیال را از جداول تعیین کرد. (hv : ارتفاع معادل فشار بخار سیال)

NPSH=hB -hv= h atm –(hG +hu +hf +hv)

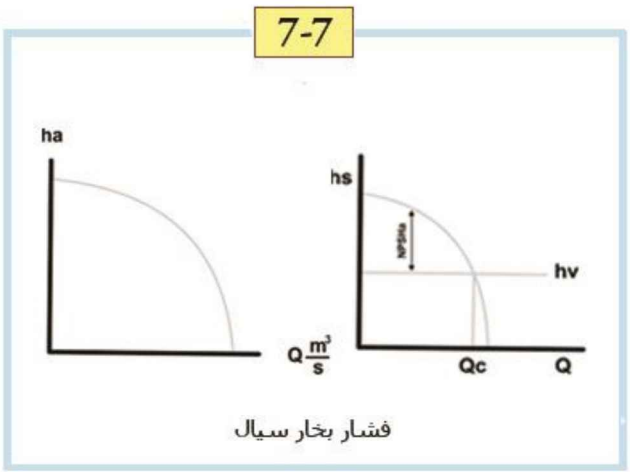
ارتفاع فشار بخار سیال را از hB کم می‌کنیم اگر نتیجه این تفاضل مثبت بود یعنی hB>hv آنگاه سیال بخار نمی‌شود و کاویتاسیون رخ نمی‌دهد. اگر hB<hv باشد سیال بخار شده و کاویتاسیون رخ می‌دهد.

۷-۵ رابطه فشار سیال در دهانه مکش با دبی (Relation between fluid pressure & suction inlet)

مطابق رابطه صفحه قبل با افزایش دبی (سرعت سیال)، مقدار hB کم می‌شود.

دقت کنید hv (ارتفاع معادل فشار بخار سیال) فقط تابع دما است و نه دبی.(شکل ۷-۷)

در هر دبی ،تفاضل (h_B-h_v) معادل NPSHa در آن دبی می‌باشد. ملاحظه کنید در دبی بحرانی Qc ، اگر دبی بیشتر



شود تفاضل فوق الذکر منفی می‌شود.

سوال ۱: ماکزیمم ارتفاع مکش در حالت ایده آل چقدر است ؟

جواب : حداکثر می‌تواند 10 متر باشد این در شرایطی است که:

۱- فشار اتمسفر باشد، یعنی در سطح دریا باشیم

۲- اصطکاک در مجرای مکش صفر باشد!

۳- سرعت مجرای مکش صفر باشد

۴- سیال در خلامطلق بخار نشود! اکنون مطابق رابطه دوم، اگر hG معادل 10متر باشد، باز هم کاویتاسیون رخ نمی-دهد. در عمل، ارتفاع مکش (هندسی)،حداکثر 6 تا 7 متر می‌تواند باشد.

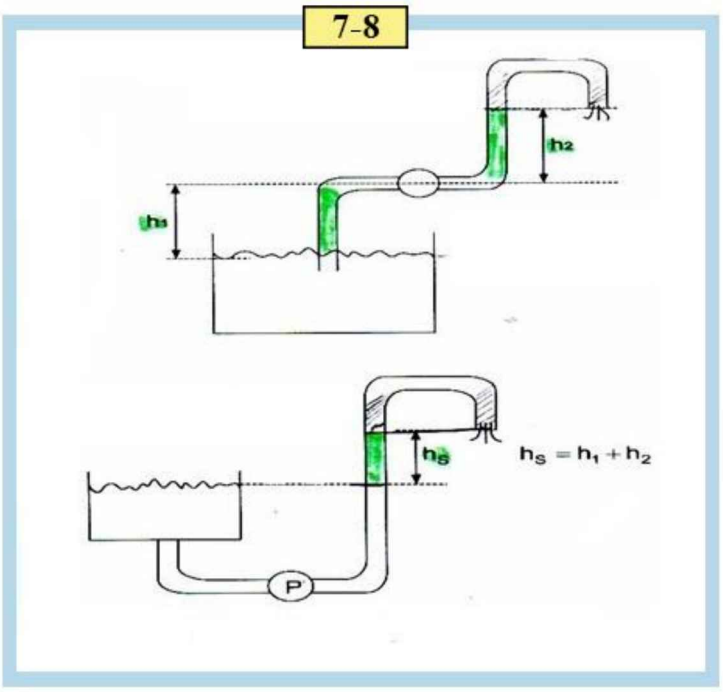
سوال ۲: می‌خواهیم آب را از طبقهٔ چهارم پمپ کنیم؛ پمپ در کدام طبقه باشد بهتر است؟

جواب : هر چه ارتفاع مکش hG کوتاه‌تر باشد ؛ طبق روابط قبلی، خطر کاویتاسیون کمتر می‌شود. پس اگر پمپ در طبقه همکف باشد؛ بهتر است.

سوال ۳ : رابطه ای ارائه کنید که ماکزیمم ارتفاع مکش را در عمل محاسبه کند؟

جواب: می‌دانیم ارتفاع مکش تا جایی می‌تواند ادامه باید که مقدار **NPSHa=0** شود یعنی $h_B-h_v=0$ شود ولی منفی نشود پس **0=h atm –(hG+hu+hf+hv)** ارتفاع معادل فشار بخار است.

توجه :گاهی اوقات دردهانه مکش، فشار بخارسیال با فشار روی سیال مساوی است و یا حتی کمتر است و درنتیجه در دهانهٔ مکش تبخیر نداریم و بنابراین پدیدهٔ کاویتاسیون هم متصور نمی‌باشد اما در عمل، این پدیده رخ می‌دهد. به دلیل طراحی بد پمپ (و نه سیستم لوله کشی) وقتی سیال وارد پمپ می‌شود سرعت آن به طور ناگهانی زیاد شده و طبق قانون برنولی فشار سیال کم می‌شود. این فشار ممکن است از فشار روی سر سیال هم کمتر شود در این شرایط سیال در دهانه مکش تبخیر نمی‌شود بلکه درون محفظهٔ پمپ تبخیر می‌شود بنابراین پمپ ساز، که از این وضعیت آگاه



است اعلام می‌کند که در دهانهٔ مکش به مقداری NPSH نیاز دارد (یعنی در

نکته ۱: $NPSH\ a > NPSH_R$

نکته ۲: $NPSH_R$ به مشخصات سیستم لوله کشی ربط دارد.

نکته ۳: $N.P.S.H_R$ به طراحی پمپ بستگی دارد.

نکته ۴: پمپ خوب،N.P.S.H.R کوچک دارد.

نکته ۵ : سیستم لوله مکش که خوب طراحی شده باشد N.P.S.H.a بزرگتر تولید می‌کند.

مساله: در اشکال زیر ارتفاع استاتیکی را نشان دهید.

ارتفاع استاتیکی: مقدار ارتفاعی که سیال بالا برده شده است.(توسط بخش مکش و رانش).

۷-۶چگونه می توان کاویتاسیون را پیش بینی نمود؟(How cavitation can be predicted?)

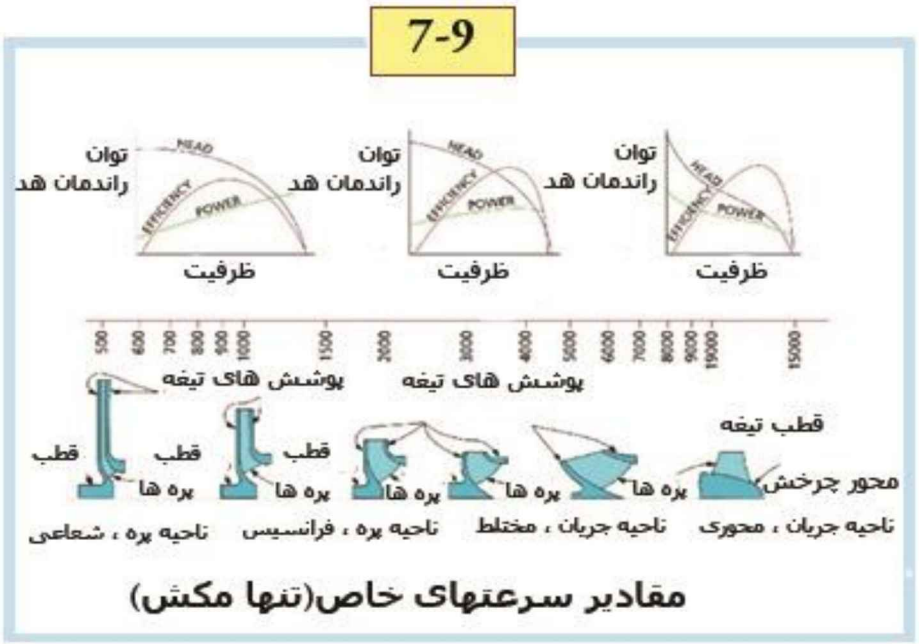
این مطلب دو موضوع را مورد بررسی قرار می‌دهد: یکی از آنها تعریف کلی کاویتاسیون و چگونگی بسط و گسترش معادلات آن است. دومی برخی توضیحات در مورد چگونگی عملکردهای برنامه است.

پمپها طراحی‌های متفاوتی دارند و برای هر نوع کاری موجود هستند. طراحان پمپ به دنبال شیوه‌ای هستند که بتوانند میزان راندمان طراحی خود را در انواع مختلف پمپها مورد مقایسه قرار دهند. علاوه بر این کاربران پمپ تمایل دارند که بدانند از یک پمپ خاص چه راندمانی را می‌توانند انتظار داشته باشند. به این منظور، پمپ ها تست شده و توسط معیاری بنام سرعت مشخصه (NS) با هم مقایسه می‌گردند. سرعت مشخصه در انجام این مقایسات به ما کمک می‌کند. مقایسهٔ راندمان پمپهایی که دارای سرعت مشخصهٔ یکسان هستند، برای استفاده کننده و یا طراح نقطهٔ آغازین، به عنوان معیاری برای بهینه کردن طراحی و افزایش راندمان استفاده می گردد.

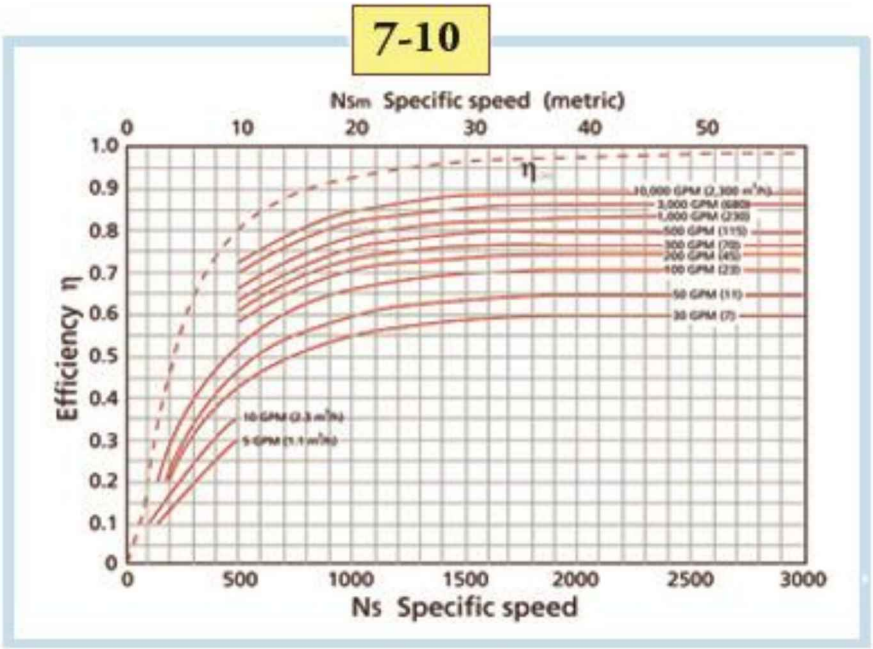
معادله‌ای که خواهد آمد مقدار سرعت مشخصهٔ پمپ را تعیین می‌کند. در این معادله H برابر با هد کل پمپ، N سرعت پروانه و Q میزان دبی است:

$$Ns=\frac{n(rpm)\times\sqrt{Q(USgpm)}}{H(ft\ fluid)^{0.75}}$$

به طور معمول پمپ‌ها به سه دسته تقسیم می‌شوند جریان شعاعی، جریان مختلط و جریان محوری. پروانهٔ جریان شعاعی که همواره در حال تغییر است فشار را براساس مبانی نیروی گریز از مرکز گسترده‌تر می‌کند. پروانهٔ جریان محوری هد را بوسیلهٔ عملکرد پیش‌رانشی افزایش می‌دهد.(شکل ۹-۷)



سرعت مشخصه همچنین به عنوان معیاری برای ارزیابی راندمان پمپهایی که دارای حلزونی استاندارد هستند استفاده می‌شود . توجه داشته باشید که پمپهای بزرگتر به طور طبیعی راندمان بالاتری دارند و این راندمان در سرعت مشخصهٔ ۱۰۰۰ یا کمتر از ۱۰۰۰ به سرعت افت می‌کند. (شکل ۱۰-۷)



۷-۷ سرعت خاص مکش (Specific velocity suction)

سرعت مشخصهٔ مکش، عددی است که از نظر بعدی شبیه به سرعت مشخصهٔ پمپ است و به عنوان یک راهنما جهت جلوگیری از کاویتاسیون استفاده می‌شود.

$$S=\frac{n(rpm)\times\sqrt{Q(USgpm)}}{N.P.S.H.a(ft\ fluid)^{0.75}}$$

در اینجا به جای استفاده از هد کل متعلق به پمپ (در مقایسه با سرعت مشخصهٔ پمپ که بالاتر ارائه شد) N.P.S.H.A (خالص هد مثبت و در دسترس در بخش مکش) مورد استفاده قرار می‌گیرد. همچنین اگر پمپ مورد نظر ما، یک پمپ دو مکشه باشد در آن صورت مقدار دبی که در رابطهٔ بالا استفاده می‌شود نصف خروجی کل پمپ است.

با توجه به مواردی که در فصل قبل گفته شد N.P.S.H.A در مکش پمپ به این صورت است:

$$N.P.S.H._{avail}\,(ft\ fluid\ absol.) = -\,(\Delta H_{f1\text{-}s}+\Delta H_{EQ1\text{-}S})+\frac{v_1^2}{2g}+(Z_1-Z_S+H_1)+H_A-H_{va}$$

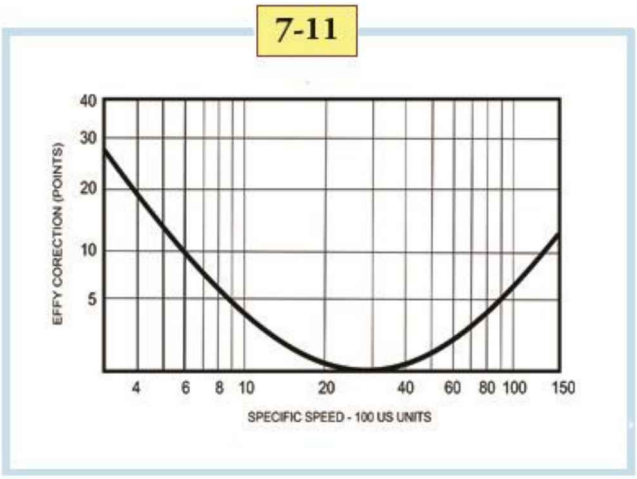
H_A و Hva برحسب فوت سیال هستند. رابطهٔ بالا مستلزم این است که هدررفت اصطکاکی ناشی از لوله‌ها (HF-S) و هدررفت اصطکاکی ناشی از تجهیزات (HEQ-S) محاسبه شود. مفهوم برخی از متغیرها در قاعدهٔ بالا در شکل بعدی نشان داده شده است.

همچنین می‌توان بوسیلهٔ اندازه‌گیری N.P.S.H از انجام محاسبات معادلهٔ بالا اجتناب کرد. مقدار N.P.S.H.A با اندازه‌گیری فشار در ورودی پمپ و استفاده از معادله‌ای که در پی می‌آید قابل استنتاج است:

$$\text{N.P.S.H.}_{\text{avail}}\,(ft\ fluid\ absol.) = 2.31\,\frac{P_{GS}\ (psig)}{SG} + Z_{GS} - Z_S + \frac{V_S^2}{2g} + H_A + H_{va}$$

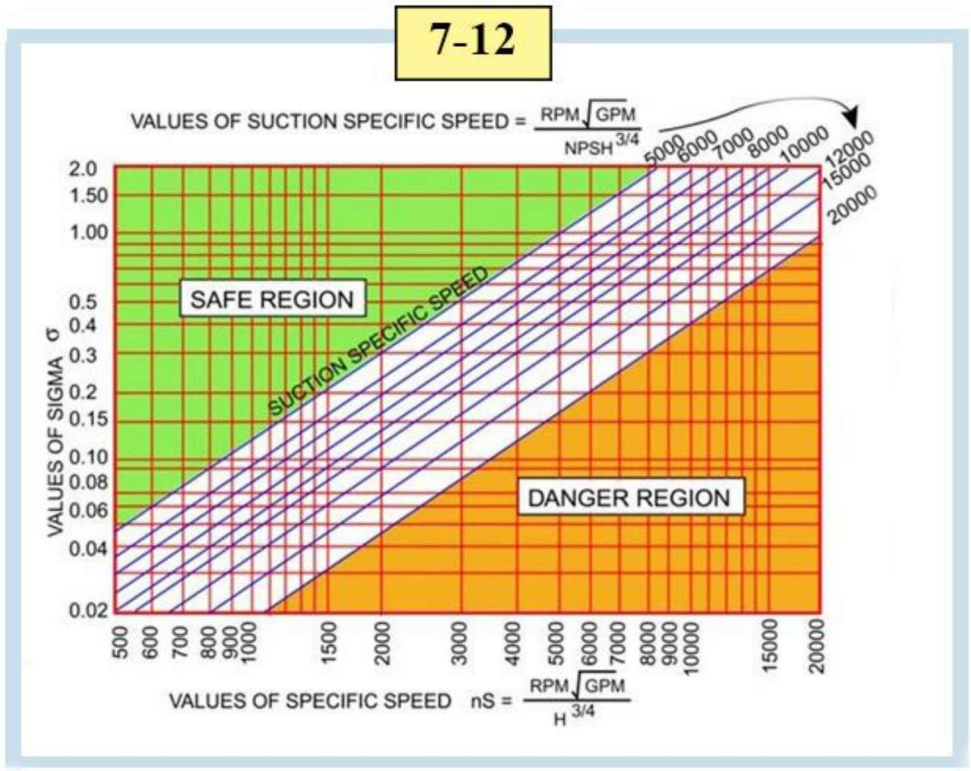
ممکن است که بخواهیم با افزایش سرعت پمپ، دبی را افزایش دهیم. در این مورد باید توجه داشت که با افزایش سرعت نیاز به افزایش N.P.S.H مورد نیاز خواهیم داشت. مقدار سرعت مشخصهٔ مکش قرینه‌ای برای محدودهٔ سرعتی پروانه در N.P.S.H.A فرضی در اختیار ما می‌نهد. انستیتو هیدرولیک توصیه می‌کند که به منظور جلوگیری از کاویتاسیون، سرعت مشخصهٔ مکش می‌بایست محدود به ۸۵۰۰ باشد.

در صورتی که سرعت مشخصهٔ مکش یک پمپ بالا باشد، می‌تواند به این معنی باشد که منطقهٔ ورودی پروانه بزرگ



است و سرعت ورودی را برای کم کردن مقدار NPSH مورد نیاز کاهش می‌دهد. اما با این حال اگر شما به بزرگتر کردن منطقهٔ ورودی پروانه ادامه دهید (برای کاهش دادن میزان N.P.S.H مورد نیاز) به نقطه‌ای خواهید رسید که منطقهٔ ورودی پروانه بسیار بزرگ خواهد شد و این امر به نوبهٔ خود باعث چرخهٔ دوبارهٔ جریان در بخش مکش خواهد شد (ناپایداری هیدرولیکی باعث پدید آمدن ارتعاش، کاویتاسیون، فرسایش و خوردگی می‌گردد). محدودهٔ توصیه شده برای مقدار S که در بالا به آن اشاره شد برای جلوگیری از رسیدن به این نقطه است.(شکل ۱۱-۷)

یک راه دیگر برای تعیین سرعت مشخصهٔ پمپ و جلوگیری از کاویتاسیون عبارت از حفظ سرعت مشخصهٔ مکش پمپ در حد زیر ۸۵۰۰ است.طبق نظر موسسهٔ هیدرولیک، هنگامی که سرعت خاص مکش بین ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ است، بازده



پمپ به حداکثر میزان خود می‌رسد. هنگامی‌که S خارج از این محدوده باشد میزان بازدهی کاهش می‌یابد (شکل ۱۲-۷).

۸-۷ توصیه‌های ویژه (Specific advices)

نمودار زیر مقدار پارامتر کاویتاسیون (سیگما) را در مقابل سرعت مشخصهٔ پمپ و سرعت مشخصهٔ مکش نشان می-دهد (این نمودار از کتاب راهنمای پمپ منتشر شده توسط انتشارات مک گرا هیل اخذ شده است). نمودار می‌تواند شروع کاویتاسیون را پیش‌بینی نماید و در صورتی که پمپ مورد نظر شما دارای مشکل کاویتاسیون است می‌توانید با استفاده از این نمودار آن را تشیخص دهید.

نمودار پارامتر در کاویتاسیون Thoma :

در بحث زیر ارزش مقدار سیگمای Thoma از طریق کتاب راهنمای پمپ بیان می شود.اپلت می تواند این امکان را برای شما ایجاد نماید تا با استفاده از این نمودار و ارزش مقدار سیگما Thoma سرعت خاص و سرعت خاص مکش را در بالای سمت راست این تصویر مشاهده نمائید این روش شیوه خسته کننده ای نیست و شما می توانید مقادیری را که از طریق این نمودار بدست آورده اید به همراه مقادیری که در سمت راست سیستم خود بدست آورده اید، مورد مقایسه قرار دهید قبل از استفاده از دکمه محاسبه باید سرعت جریان N.P.S.H.A, rpm ,Head پمپ خود را وارد

نمائید. من در ابتدا از مقادیر نوعی مختلف استفاده نمودم اگر شما این مقادیر را تغییر دهید و از دکمه محاسبه استفاده کنید مقادیر جدیدی از سرعت خاص و سرعت خاص مکش را بدست خواهید آورد همانطور که می بینید در سمت چپ و بالای این نمودار نقطه ای وجود دارد که اگر محاسبات شما در سرعت خاص و سرعت خاص مکش نشان دهدکه شما در همان نقطه قرار دارید، در این صورت همه چیز درست است. نقطهٔ پایین نقطهٔ نا امنی است و اگر شما در آن نقطه باشید مطمعنا در پمپ شما کاویتاسیون تشکیل می شود. نقطهٔ میانی نقطهٔ خاکستری رنگ است که ممکن است در این نقطه کاویتاسیون تشکیل شود ویا اینکه عمل کاویتاسیون اتفاق نیفتد.(شکل ۱۳-۷)

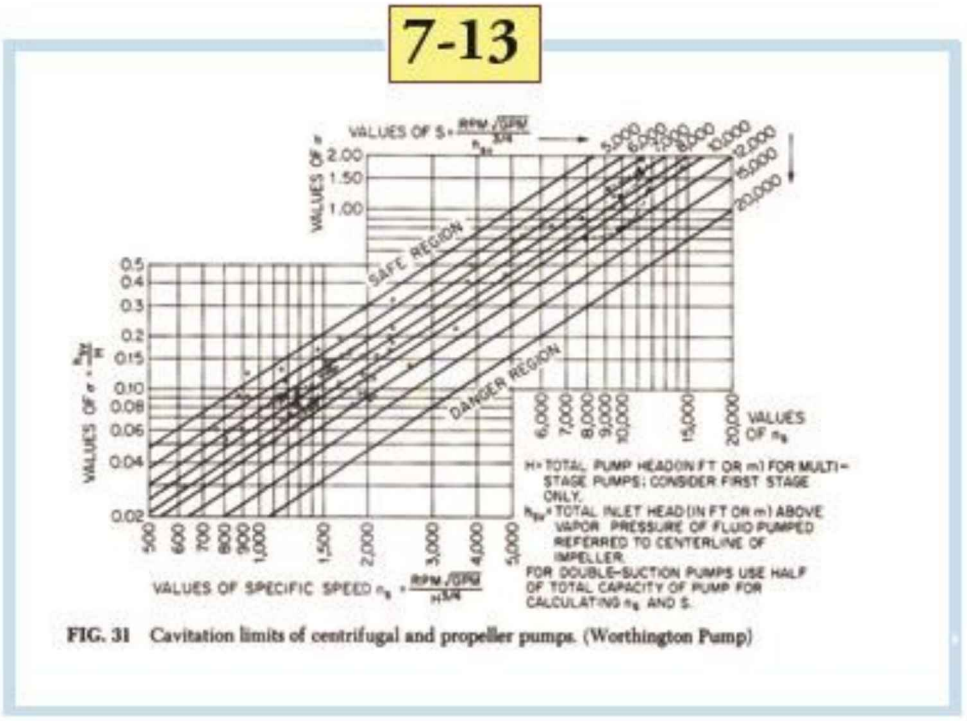


FIG. 31 Cavitation limits of centrifugal and propeller pumps. (Worthington Pump)

فصل هشتم

تست پمپ

Pump testing

۸-۱ تست کردن پمپ (Pump Testing)

از اولین باری که یک ابزار برای پمپاژ یا کشیدن آب استفاده گردید انواع متفاوت تستها نیز به وجود آمد. هرگونه بهبود و ترقی ابزارهای پمپاژ فقط پس از مورد تست قرار گرفتن آنها پذیرفتنی است و در واقع این تست محک و معیار پذیرش پمپ است. ابزار و ادوات پمپاژ در نتیجهٔ تست در آزمایشگاه و در محل نصب بهینه‌تر می‌شوند. در پمپهای بزرگتر تست مدل برای بهبود طراحی نمونهٔ اولیه استفاده می‌گردد.

هر پمپی فارغ از نوع و اندازهٔ آن می‌بایست قبل از اینکه خریدار آن را بپذیرد به چند طریق تست گردد؛ اگر غیر از این شیوه عمل شود کاربر راهی برای دانستن اینکه آیا تمام الزامات و نیازهای او برآورده خواهد شد ندارد. اینکه از چه نوع تستی و چه شیوه‌هایی استفاده گردد بسته به هدف نهایی تستها دارد و معمولا یکی از اهداف زیر را در برمی‌گیرد:

۱- بررسی بهبود در طراحی و عملکرد

۲- تعیین اینکه آیا به سطح استانداردهای مقرر در تعهدات رسیده ایم یا نه.

در غالب موارد تولید کننده یک گزارش از تست تهیه می‌کند و مشخصات عملکردی پمپ را تأیید می‌کند. این مشخصات عملکردی علاوه بر این به خریدار این امکان را می‌دهد که در فواصل زمانی متعدد اقدام به تست مختصر پمپ کند و عملکرد پمپ را ضبط کند و مشخص کند که آیا پمپ نیاز به جایگزینی و سرویس کامل دارد یا نه. در صورتی که انجام تستهای پیش از پذیرش پمپ غیر ممکن باشد پمپ می‌بایست همین که نصب شد مورد تست واقع شود این تستها باید به صورت مداوم و در فواصل زمانی متعدد صورت پذیرد تا عملکرد صحیح پمپ تأیید شود.

موضوع اصلی این فصل عبارت است از: معرفی مجموعه روشها و قواعدی برای هدایت، ارزیابی و گزارش تست واحدهای پمپاژ، نیز روشهایی برای به دست آوردن هد، ظرفیت، توان، راندمان و الزامات مکش پمپ.

۸-۲دسته بندی تستها(Test classification)

انواع تستهای پمپ را می‌توان به صورت زیر دسته بندی کرد:

- *تستهای فروش* که تستهای آزمایشگاهی، تولید کننده یا تستهای پذیرش و قبول کارخانه نیز نامیده می‌شوند.

این تستها در کارخانهٔ تولید کننده و تحت شرایطی که از نظر هندسی مشابه، ایده‌آل و کنترل شده می‌باشد صورت می‌گیرند و معمولا به عنوان معتبرترین نوع تستها فرض می‌شوند.

- *تستهای میدانی* که بر روی واحد پمپاژ نصب شده در محیط واقعی به عمل می‌آید؛ در حالی که واحد پمپاژ تحت شرایط نهایی کار می‌کند. دقت و اعتبار تست میدانی به ادوات استفاده شده در تست، نحوهٔ نصب و طراحی درست و دقیق در حین مراحل طرح ریزی بستگی دارد. با یک توافق دو طرفه میان خریدار و فروشنده می‌توان از تستهای میدانی به عنوان تستهای پذیرش استفاده کرد.

- *تستهای نمایه‌ای(Index tests)* شکل دیگری از تستهای میدانی به شمار می‌آیند که معمولا به عنوان یک شاخص برای ارزیابی شرایط متغیر، فرساینده و یا ارزیابی شرایط پیاده سازی و تعمیر به کار می‌آیند. تستهای نمایه‌ای را تا جایی که ممکن باشد می‌بایست با استفاده از پرسنل ثابت و ادوات تست و شیوه‌های تست یکسان انجام داد. علاوه بر این وقایع و رویدادها می‌بایست به طور دقیق ثبت و ضبط گردند تا بتوانند تا سر حد ممکن تاریخچهٔ کامل و قابل مقایسه‌ای را ارائه دهند.

- *تستهای مدلی* مقدم بر طراحی نمونه (Prototype) کاملا معتبر هستند. تستهای مدلی، مکمل تستهای میدانی انجام شده بر روی نمونه هستند. کاربرد و نقش تست مدلی می بایست به وضوح در ابتدای طراحی و ترجیحا در دفترچه‌های مشخصات و یا دعوت به مناقصه ذکرگردد. تستهای مدلی در موقعیت‌های زیر ممکن است استفاده شوند:

- زمانی که با واحدهای بسیار بزرگ سر وکار داریم.

- زمانی که عملکرد چندین مدل مختلف می‌بایست مقایسه گردد.

- زمانی که پیشاپیش نیاز به تعیین طراحی نمونه باشد.

۸-۳ تعاریف لازم (Definitions)

خوانندگان را برای بحث در مورد نمادهای اختصاری، تعاریف، توضیحات مرتبط با اصطلاحات و جداول به نظامنامهٔ تست قدرت ASME و واحدهای SI ارجاع می‌دهیم.

تعاریف و کمیت‌هایی که در زیر می‌آید از سوی انستیتو هیدرولیک ارائه شده است و برای تست پمپ در صنعت رواج کامل دارد.

۸-۳-۱ حجم (Volume)

واحدهای استاندارد حجم عبارت است از گالن آمریکا و فوت مکعب (مترمکعب). گالن استاندارد آمریکا برابر با in^3 ۲۳۱/۰ است و ft^3 ۱ برابر با ۷.۴۸۰۵ گالن است. مقدار دبی بر حسب گالن در دقیقه (مترمکعب در ساعت)، فوت مکعب در ثانیه، یا میلیون گالن در ۲۴ ساعت بیان می‌گردد. وزن مخصوص{W} آب خالص در دمای ۶۸ درجهٔ فارنهایت در سطح دریا و در عرض جغرافیایی ۴۰ درجه برابر با lb/ft^3 ۶۲/۳۱۵ است.

برای دماها و مکانهای دیگر ضرایب مناسب وزن مخصوص می‌بایست در نظر گرفته شود.

۸-۳-۲ هد(Head)

واحد اندازه گیری هد، فوت (متر) است. رابطه برای فشار برحسب پوند در هر اینچ مربع (کیلو پاسکال) و هد که بر حسب فوت بیان می‌شود این رابطه برقرار است:

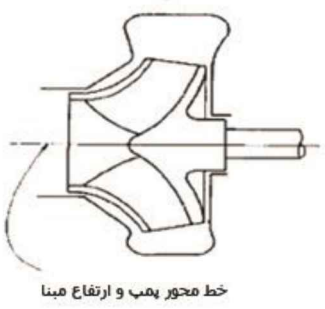
در دستگاه USCS

$$\text{Head , ft} = \text{lb/in}^2 \times \frac{144}{\omega}$$

در دستگاه SI

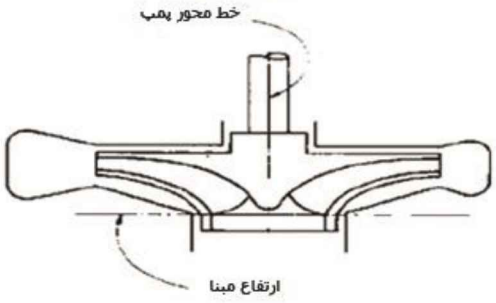
$$\text{Head , m} = \text{kPa} \times \frac{0.102}{\omega}$$

8-1



پمپ افقی

8-2



پمپ عمودی تک مکشه

که در اینجا {W} وزن مخصوص مایع پمپ شونده، تحت شرایط پمپاژ، lb/ft^3 ، است.

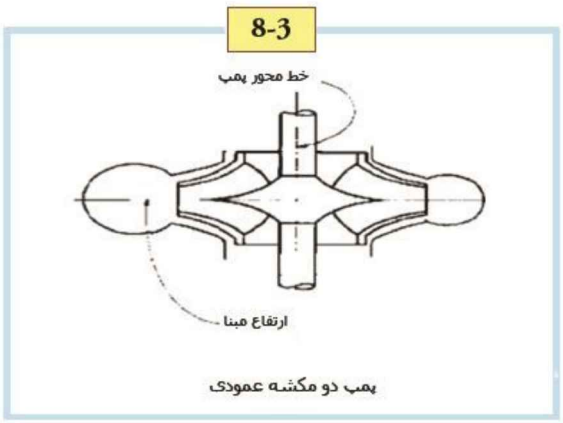
تمام مقادیر فشاری که خوانده می‌شود می‌بایست با مرجع قرار دادن سطح مبنا (که در ادامه توضیح داده خواهد شد) به فوت سیال پمپ شونده تبدیل گردد. در یک واحد پمپاژ که شفت پمپ آن به صورت افقی واقع شده است ارتفاع مبنا همان خط محور شفت پمپ است (شکل ۱-۸). در پمپهای تک مکشهٔ شفت عمودی، ارتفاع مبنا برابر با چشمی ورودی پروانه است (شکل۲-۸). در پمپهای دو مکشهٔ شفت عمودی، ارتفاع مرجع برابر با خط محور افقی پروانهٔ تخلیه است (شکل ۳-۸).

دما فارنهایت								
عرض جغرافیایی	32(0)	40(4.4)	50(10)	60(16)	70(21)	80(27)	90(32)	100(38)
0°	62.1741	62.1821	62.1654	62.1227	62.0578	61.9729	61.8701	61.7514
10	62.1840	62.1921	62.1753	62.1325	62.0677	61.9828	61.8800	61.7612
20	62.2125	62.2206	62.2038	62.1610	62.0961	62.0112	61.9083	61.7895
30	62.2562	62.2643	62.2475	62.2046	62.1397	62.0547	61.9518	61.8328
40	62.3098	62.3179	62.3011	62.2582	62.1932	62.1082	62.0051	61.8861
50	62.3670	62.3751	62.3582	62.3153	62.2503	62.1652	62.0620	61.9429
60	62.4208	62.4289	62.4120	62.3691	62.3040	62.2188	62.1156	61.9963
70	62.4647	62.4728	62.4559	62.4130	62.3478	62.2626	62.1593	62.0399
در ارتفاع ۲۰۰۰ فوت								
0°	62.1665	62.1747	62.1578	62.1151	62.0502	61.9554	61.8626	61.7438
10	62.1764	62.1846	62.1677	62.1250	62.0601	61.9752	61.8724	61.7537
20	62.2049	62.2130	62.1962	62.1534	62.0885	62.0036	61.9008	61.7819
30	62.2486	62.2567	62.2399	62.1970	62.1321	62.0471	61.9442	61.8253
40	62.3022	62.3103	62.2935	62.2506	62.1856	62.1006	61.9976	61.8786
50	62.3594	62.3675	62.3506	62.3078	62.2427	62.1576	62.0645	61.9354
60	62.4132	62.4213	62.4044	62.3615	62.2964	62.2112	62.1060	61.9888
70	62.4571	62.4652	62.4484	62.4054	62.3402	62.2550	62.1517	62.0324
در ارتفاع ۴۰۰۰ فوت								
0°	62.1588	62.1688	62.1501	62.1073	62.0424	61.9576	61.8469	61.7282
10	62.1686	62.1867	62.1599	62.1172	62.0523	61.9675	61.8568	61.7380
20	62.1971	62.2052	62.1884	62.1456	62.0807	61.9959	61.8851	61.7663
30	62.2408	62.2489	62.2321	62.1893	62.1243	62.0394	61.9286	61.8097
40	62.2944	62.3025	62.2857	62.2427	62.1779	62.0929	61.9819	61.8630
50	62.3516	62.3597	62.3429	62.3000	62.2349	62.1498	62.0388	61.9198
60	62.4054	62.4135	62.3967	62.3537	62.2886	62.2035	62.0924	61.9732
70	62.4493	62.4574	62.4406	62.3976	62.3325	62.2472	62.1361	61.0168
در ارتفاع ۸۰۰۰ فوت								
0°	62.1426	62.1507	62.1339	62.1912	62.0264	61.9416	61.8388	61.7201
10	62.1525	62.1606	62.1438	62.1011	62.0362	61.9514	61.8487	61.7300
20	62.1810	62.1891	62.1723	62.1295	62.0646	61.9798	61.8770	61.7582
30	61.2246	62.2328	62.2159	62.1731	62.1082	62.0233	61.9205	61.8016
40	62.2783	62.2864	62.2696	62.2267	62.1816	62.0768	61.9738	61.8549
50	62.3354	62.3436	62.3267	62.2838	62.2188	62.1338	62.0307	61.9117
60	62.3893	62.3974	62.3805	62.3376	62.2725	62.1774	62.0843	61.9651
70	62.4332	62.1413	62.4244	62.3815	62.3164	62.2312	62.1280	62.0087
در ارتفاع ۱۰۰۰۰ فوت								
0°	62.1343	62.1424	62.1256	62.0828	62.0180	61.9333	61.8305	61.7119
10	62.1442	62.1523	62.1355	62.1927	62.0279	61.9431	61.7404	61.7217
20	62.1726	62.1807	62.1639	62.1212	62.0563	61.9715	61.8687	61.7500
30	62.2163	62.2244	62.2076	62.1648	62.0999	62.0150	61.912	61.7934

40	62.2699	62.2781	62.2612	62.2184	62.1534	62.0685	61.9556	61.8466
50	62.3271	62.3352	62.3184	62.2755	62.2105	62.1255	62.0224	61.9034
60	62.3809	62.3890	62.3722	62.3293	62.2642	62.1791	62.0760	61.9568
70	62.4248	62.4330	62.4161	62.3732	62.3080	62.2229	62.1190	62.0005

با لحاظ کردن سرعت متوسط (v) که از طریق تقسیم کردن دبی بر مساحت سطح مقطع بدست می آید، هد سرعت حاصل می‌شود- هد سرعت در نقطهٔ اتصال گِیج (gage) تعیین می‌گردد و بوسیلهٔ فرمول زیر بیان می‌گردد:

$$h_v = \frac{V2}{2g}$$



که در اینجا

V = **سرعت در لوله** ft/s

g = **شتاب گرانشی** = ۳۲.۱۷ ft/s^2

۸-۳-۳ مکش از بالا (Flooded suction)

دلالت بر این دارد که مایع می‌بایست از یک منبع باز و رو به اتمسفر به پمپ جریان یابد بدون اینکه فشار متوسط و یا حداقلی در سطح مبنای پمپ به زیر فشار اتمسفری افت کند البته به این شرط که پمپ در ظرفیت خاص خود به کار گرفته شده باشد.

۸-۳-۴ ارتفاع نظیر مکش کل (Total suction lift)

ارتفاع نظیر مکش در شرایطی وجود دارد که هد مکش زیر فشار اتمسفری باشد. ارتفاع نظیر مکش کل(h_s) همان درجهٔ خوانده شده بر روی مانومتر مایع و یا گیج فشار در نازل مکش پمپ است که برحسب سطح مبنا به فوت مایع تبدیل شده است و هد سرعت نیز از آن کم شده است.

۸-۳-۵ هد مکش کل (Total suction head)

هد مکش زمانی وجود دارد که هد مکش کل (h_s) بالای فشار اتمسفری باشد. هد مکش کل عدد خوانده شدهٔ گِیج در مکش پمپ است که بر حسب سطح مبنا به فوت مایع تبدیل شده است و هد سرعت در نقطهٔ اتصال گِیج به آن اضافه گشته است.

۸-۳-۶ هد تخلیه کل (Total discharge head)

هد تخلیهٔ کل (h_d) عدد خوانده شدهٔ گِیج فشار در تخلیهٔ پمپ است که بر حسب سطح مبنا به فوت مایع تبدیل شده است و هد سرعت در نقطهٔ اتصال گِیج به آن اضافه شده است.

۸-۳-۷ هد کل (Total head)

هد کل(H) مقیاس اندازه گیری افزایش کار در هر پوند مایع است که توسط پمپ ایجاد شده است و بنابراین هد کل عبارت از اختلاف جبری میان هد تخلیهٔ کل و هد مکش کل است. باید توجه داشت در شرایطی که با ارتفاع نظیر مکش (Suction lift) روبرو باشیم هد کل عبارت از حاصل جمع هد تخلیهٔ کل و هد مکش کل است و در شرایطی که هد مکش مثبت باشد هد کل عبارت از هد تخلیهٔ کل منهای هد مکش کل است.

خالص هد مثبت در بخش مکش (Net positive suction head)

خالص هد مثبت در قسمت مکش (h_{sv}) ،هد مکش کل در فوت مطلق سیال است که بر حسب سطح مبنا در نازل مکش تعیین گردیده است و فشار بخار سیال که در واحد فوت مطلق است از آن کم شده است.

۸-۳-۸ نیروی ورودی رانشگر (Driver input)

نیروی ورودی رانشگر(ehp)نیروی وارده رانشگر است که بر حسب اسب بخار بیان می‌گردد. معمولا این نیروی وارده یک نیروی الکتریکی است (کیلووات).

۸-۳-۹ نیروی ورودی به پمپ (Pump input)

نیروی ورودی به پمپ (bhp) نیرویی است که به شفت پمپ واردمی‌شود و با عنوان نیروی ترمز(brake horsepower) یا همان توان حقیقی شناخته می‌شود.

۸-۳-۱۰ توان مایع (liquid or water power)

توان آب (whp)کار مفیدی است که توسط پمپ انتقال داده شده است و معمولابه صورت فرمول زیر ارائه می‌گردد:

در دستگاه USCS

$$\text{Whp}=\frac{(sp,gr.)QH}{3960}$$

در دستگاه SI

$$\text{whW}= 9.8\text{QH(sp.gr.)}$$

که در اینجا

sp. gr. = گرانش ویژهٔ آب بر حسب آب در دمای ۶۸ درجهٔ فارنهایت است.

Q = مقدار دبی بر حسب gpm

H = هد کل بر حسب فوت

۸-۳-۱۱ راندمان (Efficiency)

راندمان پمپ(E_p) عبارت است از نسبت میان نیروی انتقال داده شده توسط پمپ و توان تدارک شده برای شفت پمپ؛ که در واقع همان نسبت میان توان آب و توان حقیقی است و به صورت درصدی بیان می‌شود:

در دستگاه USCS

$$\text{E}_\text{p}=\frac{whp}{bhp}\times 100$$

در دستگاه SI

$$\text{E}_\text{p}=\frac{wkw}{kw}\times 100$$

۸-۳-۱۲ راندمان کل(E_o)

عبارت است از نسبت میان نیروی انتقال داده شده توسط پمپ و نیروی فراهم شده برای سمت ورودی رانشگر پمپ؛ که در واقع نسبت توان خروجی به توان ورودی رانشگر:

در دستگاه USCS

$$E_o=\frac{whp}{ehp}\times 100$$

در دستگاه SI

$$E_o=\frac{wkw}{kw}\times 100$$

جدول ۲-۸ تغییرات شتاب گرانشی باتوجه به عرض جغرافیایی و ارتفاع از سطح دریا							
ارتفاع از سطح دریا							
عرض جغرافیایی	۰	۲۰۰۰	۴۰۰۰	۶۰۰۰	۸۰۰۰	۱۰۰۰۰	۱۲۰۰۰
0°	۳۲.۰۸۷۸	۳۲.۰۸۱۶	۳۲.۰۷۵۴	۳۲.۰۶۹۳	۳۲.۰۶۳۱	۳۲.۰۵۶۹	۳۲.۰۵۰۸
10	۳۲.۰۹۲۹	۳۲.۰۸۶۷	۳۲.۰۸۰۵	۳۲.۰۷۴۴	۳۲.۰۶۸۲	۳۲.۰۶۲۰	۳۲.۰۵۵۸
20	۳۲.۱۰۷۶	۳۲.۱۰۱۴	۳۲.۰۹۵۲	۳۲.۰۸۹۰	۳۲.۰۸۲۹	۳۲.۰۷۶۷	۳۲.۰۷۰۵
30	۳۲.۱۳۰۱	۳۲.۱۲۳۹	۳۲.۱۱۷۷	۳۲.۱۱۱۵	۳۲.۱۰۵۴	۳۲.۰۹۹۲	۳۲.۰۹۳۰
40	۳۲.۱۵۷۷	۳۲.۱۵۱۵	۳۲.۱۴۵۴	۳۲.۱۳۹۲	۳۲.۱۳۳۰	۳۲.۱۲۶۹	۳۲.۱۲۰۷
50	۳۲.۱۸۷۲	۳۲.۱۸۱۰	۳۲.۱۷۴۸	۳۲.۱۶۸۷	۳۲.۱۶۲۵	۳۲.۱۵۶۳	۳۲.۱۵۰۱
60	۳۲.۲۱۴۹	۳۲.۲۰۸۷	۳۲.۱۹۶۴	۳۲.۱۹۶۴	۳۲.۱۹۰۲	۳۲.۱۸۴۱	۳۲.۱۷۷۹
70	۳۲.۲۳۷۵	۳۲.۲۳۱۴	۳۲.۲۱۹۰	۳۲.۲۱۹۰	۳۲.۲۱۲۹	۳۲.۲۰۶۷	۳۲.۲۰۰۵

۸-۳-۱۳ صحت و حدود مجاز (Accuracy and tolerances)

صحت هر کدام از تستهای صورت گرفته بستگی به ابزار استفاده شده، نصب مناسب، مهارت مهندس تست گیرنده و تستهای فروش دارد. مهندس تست می‌بایست آگاهی کافی از خصوصیات و محدودیتهای ابزار تست داشته باشد تا بتواند به هنگام استفاده از این ادوات به بالاترین درجه صحت و اعتبار دست یابد. علاوه بر این وی می‌بایست دانش کافی در زمینهٔ پمپها، محرکهای اصلی (که غالبا موتورهای الکتریکی هستند)، کنترل گرها و سایر جزئیات داشته باشد تا بتواند نتایج حاصله را به درستی تفسیر کند.

۸-۳-۱۴ تنظیم ادوات (Instrumentaion)

تمام ادوات می‌بایست قبل از انجام تست کالیبره شده باشند و تمام ضرایب تصحیحی و منحنی‌های کالیبراسیون از پیش آماده شده باشند. در صورتی که نیاز باشد یک منحنی کالیبراسیون تایید شده که نشان دهندهٔ کالیبره بودن ادوات تست است قبل از انجام تست می‌بایست تهیه شده باشد. پس از انجام تست کل ادوات می‌بایست دوباره کالیبره شوند. هر گونه اختلاف قبل و بعد از انجام کالیبراسیون را باید از طریق انجام دوبارهٔ تست و یا پذیرش آن به عنوان نوسانات قابل قبول تحلیل کرد.

حدود مجاز عملکردی پمپ، معمولا در دفترچه مشخصات فنی ارائه می‌شود. کاربر پمپ می‌تواند قبل از سفارش پمپ برای نصب از این حدود مجاز آگاهی داشته باشد. معمولا از حدود مجاز تعیین شده توسط انستیتو هیدرولیک استفاده می‌گردد. انستیتو هیدرولیک اعلام کرده است که هیچ گونه تلرانس منفی در مورد هدکل، ظرفیت و راندمان در شرایط اسمی پذیرفتنی نیست. تلرانس مثبت ظرفیت اسمی در هد و سرعت اسمی نباید بیشتر از ۱۰ درصد باشد. این تلرانس‌ها

باعث از اشتباه کاربر در تهیهٔ پمپی کوچکتر و یا تهیهٔ پمپ و رانشگری بزرگتر از اندازهٔ مورد نیاز - که باعث بالا رفتن هزینه‌های نصب و بزرگ شدن سازهٔ پمپ خواهد شد- جلوگیری می‌کنند.

۸-۳-۱۵ ضروریات تست (Test requisites)

اصلی ترین عواملی که بر روی عملکرد پمپ تأثیر می‌گذارند عبارتند از: ورودی (مکش)، خروجی (دهش یا هد کل) و سرعت. عوامل ثانویه مؤثر بر عملکرد پمپ عبارتند از: متغیرهای فیزیکی و اقلیمی نظیر دما، ویسکوزیته، وزن مخصوص و آشفتگی مایع پمپ شونده، ارتفاع از سطح دریای سیستم پمپاژ. در برخی موارد اندازه‌گیری دقیق و صحیح دهش و حتی هد غیر ممکن است در چنین مواردی تستهای دقیق فروش به عنوان جایگزین ضرورت دارند. در این تستهای جایگزین برای اینکه تست فروش بتواند عملکرد میدانی پمپ را پیش بینی کند باید دست به شبیه سازی شرایط کاری میدان، و شرایط مکش و نصب زد.

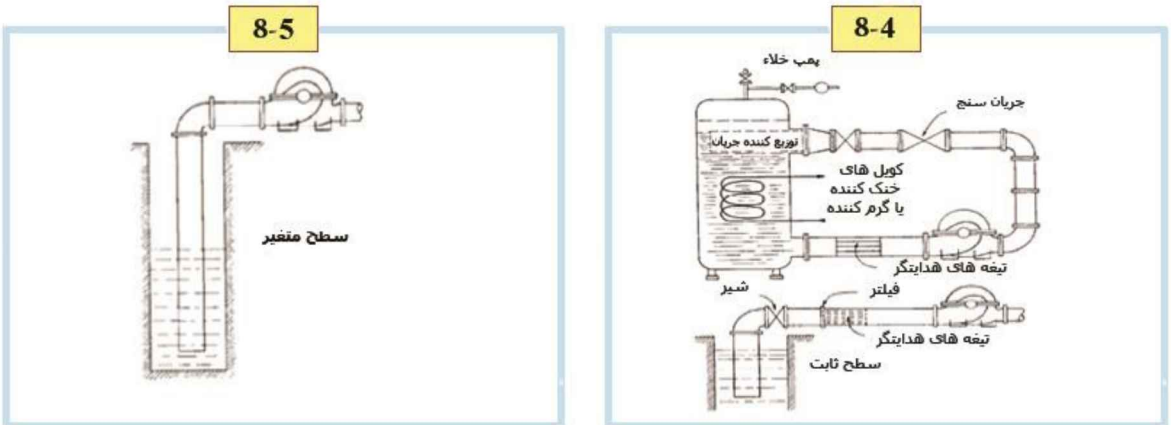
مجراهای ورودی نقاط حیاتی هستند. علاوه بر این در صورتی که مکش از درون یک چاه صورت گیرد آن شرایط نیز باید تا سر حد ممکن به دقت شبیه سازی شود. در حین تست هیچ گونه پایین‌تر بودن هد کل از آنچه که مشخص گردیده است مجاز نخواهد بود علاوه بر این هد مکش نیز نباید از مقدار مشخص شده تجاوز کند خصوصا در مواردی که احتمال وقوع کاویتاسیون و یا اختلال کاری می‌رود.در مواردی که ارتفاع میدان نصب بالاتر از سطح دریا است می‌بایست اختلاف ارتفاع موجود میان سایت انجام تست فروش و میدان نصب با کم کردن فشار بارومتری آن ارتفاع خاص لحاظ گردد. به خصوص در مواردی که با ارتفاع نظیر مکش (Suction Lift) و یا هد مکش منفی روبرو باشیم. جداول استاندارد فشار بارومتری برای محاسبهٔ اطلاعات مورد نیاز تست قابل دسترس است و می‌بایست مورد پذیرش طرفین تست واقع شود.

۸-۳-۱۶ تستهای کاویتاسیون (Cavitation tests)

تستهای کاویتاسیون در صورتی که در دفترچهٔ مشخصات لحاظ شده باشد و یا برای تضمین نصب موفق پمپ نیاز باشد باید صورت پذیرد. الزامات مکشی را که پمپ می بایست به آن برسد معمولا از طریق ضریب کاویتاسیون(σ) معین می-کنند. ضریب کاویتاسیون (σ) میدان نصب از طریق تقسیم NPSHA برهد کل پمپ در هر مرحله تعیین می‌گردد:

$$\sigma = \frac{NPSHA}{H}$$

سه نوع چیدمان نمونه وار که برای تعیین مشخصه‌های کاویتاسیون استفاده می‌گردد در تصویرهای ۸-۴ و ۸-۵ نشان



داده شده است. در شکل ۴- ۸ ، مکش از چاهکی با سطح ارتفاع ثابت صورت می‌گیرد.

مایع ابتدا به درون یک شیر کشیده می‌شود و سپس از درون لوله‌ای که دارای فیلترها و ابزارهای آرام کنندهٔ جریان نظیر تیغه و پره است عبور می‌کند. این نوع چیدمان آشفتگی جریان را که توسط شیر مکش پدید آمده است حذف می-کند و علاوه بر این جریان را آرام خواهد ساخت به گونه‌ای که جریان مکش پمپ از قید آشفتگی بیش از حد رها خواهد بود. در شکل ۵- ۸ ، مکش از یک چاهک نسبتا عمیق صورت می‌گیرد سطح آب در این چاهک برای اینکه بتوان انواع تغییرات در طراحی را برای suction lift تدارک دید به میزان زیادی قابل تغییر است.

در شکل ۴- ۸ ، مکش از یک مخزن که حلقهٔ بسته‌ای دارد صورت می‌گیرد در این مورد سطح فشار را می‌توان به سه طریق تغییر داد:

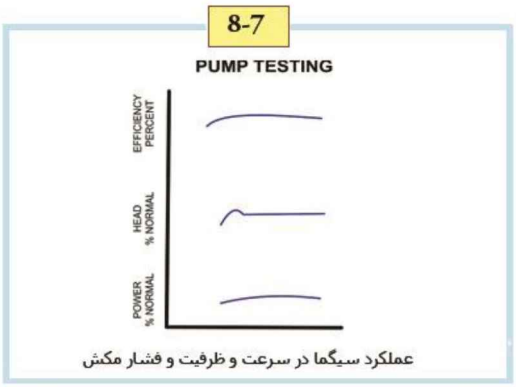
با تزریق گاز در درون مایع، با تغییر دمای مایع و یا ترکیبی از دو روش اول.

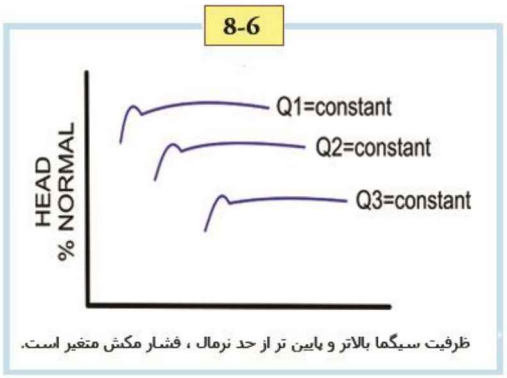
با استفاده از یکی از این چیدمان‌ها، می توان مقدار بحرانی (σ)را که با وجود آن کاویتاسیون رخ خواهد داد به یکی از دو طریقی که در زیر می‌آید یافت:

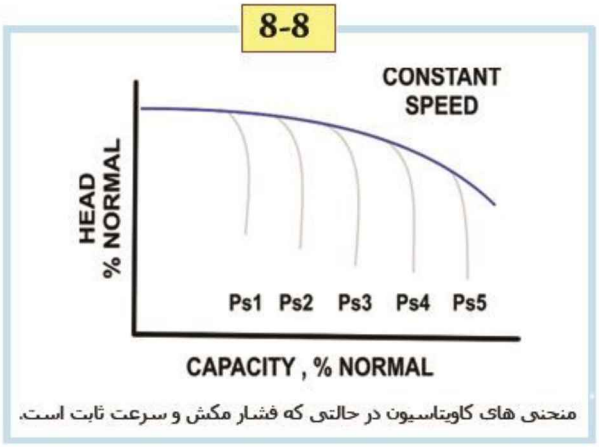
- ۱- ثابت نگاه داشتن سرعت و ظرفیت و تغییر ارتفاع نظیر مکش (suction lift).

پمپ را در سرعت و ظرفیت ثابت راه‌اندزی کنید و همراه با آن ارتفاع نظیر مکش را تغییر دهید تا به شرایط رخداد کاویتاسیون برسید. در شکل ۸-۸ منحنی‌های هد، راندمان و توان ورودی در مقایسه با (σ) نمایش داده شده است.

زمانی که مقادیر (σ) بالا نگه داشته شود مقادیر هد، راندمان و توان می‌بایست ثابت بماند. با کاهش یافتن مقدار (σ) به نقطه‌ای می‌رسیم که منحنی‌ها از حالت نرمال افت می‌کنند که بیانگر یک وضعیت نامطمئن و غیر قابل اتکا است. این وضعیت غیر ایستا غالبا در عملکرد پمپ اختلال ایجاد می‌کند. میزان اختلال بستگی به سایز، سرعت مشخصه و خصایص سیال پمپ شونده دارد. انواع متفاوت این شیوه و نتایج حاصلهٔ آن در حالاتی که از ظرفیت‌های بالاتر و پایین‌تر از نرمال استفاده شده باشد در شکل ۶-۸ نشان داده شده است.







- **۲- ثابت نگاه داشتن سرعت و ارتفاع نظیر مکش و تغییر ظرفیت.**

پمپ را در سرعت ثابت و ارتفاع نظیر مکش ثابت راه‌اندازی کنید و ظرفیت را تغییر دهید در یک ارتفاع نظیر مکش فرضی، هد پمپاژ و در جهت مخالف ظرفیت حرکت می‌کند. مجموع این تستها یک دسته منحنی را حاصل خواهد کرد همانطور که در شکل ۷-۸ می‌بینید.

زمانی که منحنی مرتبط با هر کدام از شرایط مکش افت کند، کاویتاسیون رخ خواهد داد. مقدار (σ) در نقاط نزولی منحنی با تقسیم کردن $NPSHA$ بر هد کل H همان نقطهٔ قابل حصول است.

۸-۴ واحدهای سنجش(Measurement units)

۸-۴-۱ تخلیه(Discharge)

انتخاب اینکه از کدام روش برای سنجش تخلیه استفاده گردد باید با توافق بین طرفین (خریدار و فروشنده) باشد. برخی شیوه‌ها و نظامنامه‌های تست اجازه می‌دهند و حتی توصیه می‌کنند که از روشهای یکسانی برای تستهای فروش و تستهای مدل استفاده شود اما استفاده از آن روشها را در تست میدانی و تست نمایه‌ای محدود می‌کنند. برخی روشها نسبت به روشهای دیگر با شرایط سایت سازگارترند و در نتیجه مهندسین تست و افراد علاقه‌مند، قبل از تصمیم‌گیری بر سر اینکه از کدام روش استفاده کنند می‌بایست به طور کامل با شیوه‌های متعدد تست آشنا باشند. رایج ترین شیوه-های سنجش تخلیه روشهایی هستند که از کمیت سنج‌ها و دبی سنج‌ها استفاده می‌کنند.

۸-۴-۲ کمیت سنج‌ها(Quantifier)

اصطلاح مقدار در اینجا به آن دسته از سنجش‌گرها اشاره دارد که در آنها سیال به صورت مداوم و ایزوله عبور می‌کند و مخزنِ دارایِ حجمِ معینی را پر می‌کند. بخش ثانویهٔ کمیت‌سنج از یک شمارشگر(Counter) با شماره‌های مدرج به منظور ثبت مقدار عبور کننده تشکیل شده است.

۸-۴-۳ وزن سنج‌ها(weight tools)

وزن سنج‌ها دو نوع هستند تانکرهای وزن سنج، لوله های واژگون. در لولهٔ واژگون تعادل مخزن همین که ظرف پر می-شود با بالا رفتن گرانیگاه ظرف مختل می‌گردد. سنجشگرهایی که دارای تانک وزن کننده هستند از ظرفی که از شاهین یک ترازوی متعادل معلق گشته است استفاده می‌کنند. تانک وزن سنج و لولهٔ واژگون کمی توسط دمای مایع تحت تاثیر قرار می‌گیرند که مقدار آن در تستهای معمولی چندان قابل توجه نیست.

۸-۴-۴ حجم سنج‌ها(Volume tools)

حجم سنج‌ها به جای اندازه‌گیری وزن، حجم را اندازه‌گیری می‌کنند. عموما از سه نوع حجم سنج استفاده می‌شود: مخزن حجم سنج، پیستون رفت و برگشتی، پیستون نوسان دار .

اندازه‌گیرهای مخزنی نوع ابتدایی اندازه گیرها هستند. همانطور که نام آنها بیان می‌کند این نوع حجم سنج ها از یک یا چند مخزن تشکیل گشته است که به طور منظم پر و خالی می‌شوند. ارتفاع پر شدن این مخازن به طور دستی و یا اتوماتیک قابل تنظیم است. در برخی موارد مایع بالا رونده در مخزن، شناوری را به عمل وا می‌دارد و آن شناور جریان ورودی و خروجی را کنترل می‌کند. در سایر موارد مایع بالا رونده، سیفونی را به حرکت در می‌آورد. گاهی به اشتباه برخی از مخزنهای اندازه‌گیر به عنوان مخزنهای وزن سنج طبقه بندی شده اند.

سنجشگر هایی که از پیستون‌های رفت و برگشتی استفاده می‌کنند دارای یک یا چند قطعه هستند که این قطعات حرکت رفت و برگشتی دارند و در یک یا چند محفظهٔ ثابت کار می‌کنند. کمیت هر چرخه (دورِ کاری) را می‌توان با تغییر طول حرکت یک یا چند عدد از این قطعات تغییر داد. راه دیگر تغییر کمیت، تغییر رابطه و تناسب میان قطعات اولیه و ثانویه است.

اندازه گیرهایی که از پیستون دَوَرانی استفاده می‌کنند دارای یک یا چند پره هستند، این پره‌ها در نقش پیستون و یا بخشهای متحرک عمل می‌کنند و سیال را به بخشهای مجزا تقسیم می‌کنند. این پره‌ها که ممکن است تخت و یا استوانه‌ای شکل باشند در درون یک محفظهٔ اندازه گیرندهٔ استوانه‌ای می‌چرخند. محور دوران پره‌ها یا با محفظه متقارن است و یا غیر متقارن. پس از چرخش ۲۷۰ درجه‌ای پره‌ها در درون محفظه، کمیت سیال اندازه‌گیری می‌شود. در ۹۰ درجهٔ باقیمانده پره‌ها به نقطهٔ آغاز حرکت خود برگشت می‌کنند تا بتوانند بخش دیگری از سیال را برای اندازه‌گیری کمیت آن جدا سازند. برای دستیابی به این منظور ممکن است از یک روتور و یادندهٔ هرزگرد نیز استفاده شود. این پره‌ها می‌بایست با دیوارهٔ محفظهٔ اندازه‌گیری دارای تماس لغزشی باشند. دوران پره‌ها شمارشگر را به کار می‌اندازد.

۸-۴-۵ دبی سنج‌ها(Flow tools)

اصطلاح دبی در مورد تمام اندازه‌گیرهایی که سیال از درون آنها نه در مقادیر ایزوله، بلکه به صورت مداوم عبور می‌کند به کار می‌رود. جنبش و حرکت سیال در درون بخش اولیه باعث فعال کردن بخش ثانویه می‌گردد. در این نوع اندازه گیرنده‌ها، مقدار دبی کمتر تحت تأثیر جرم وحجم است و بیشتر تحت تأثیر برخی خواص دیگر سیال است. این خواص و ویژگیها ممکن است انرژی جنبشی (در اندازه گیرنده‌های هد)، حرارت مشخصه (درحرارت سنج ها) یا نظایر اینها باشد. در این اندازه گیرنده ها بخش ثانویه، تغییر در خواص مورد نظر سیال را حس می‌کند و معمولا برخی ابزار آلاتی را نیز شامل می‌شود که این ابزار آلات نتایج ضروری را به طور اتوماتیک نشان می‌دهند به گونه‌ای که آزمایش کننده می‌تواند میزان دبی را بر روی یک چارت و یا درجه بخواند. در برخی موارد بخش ثانویه تغییرات فشار را در نقطه‌ای که می‌بایست مقدار دبی و زمان محاسبه شود ثبت می‌کند (برای مثال فشار استاتیکی و دیفرانسیل). در برخی موارد دیگر بخش

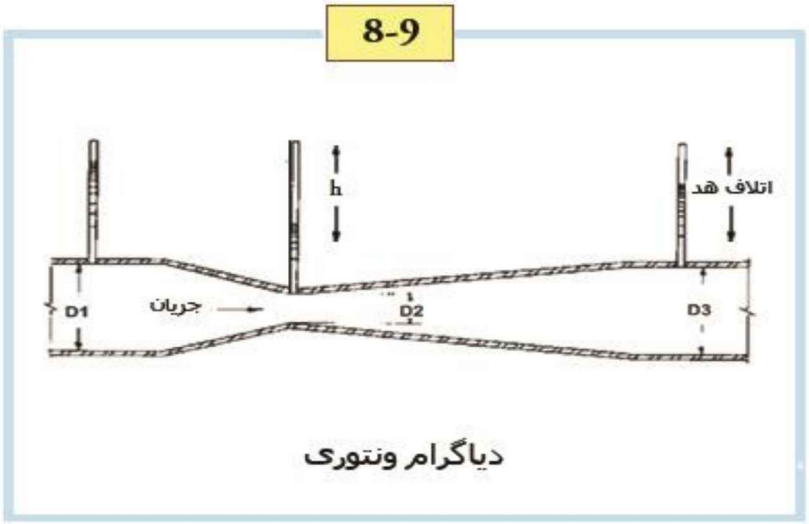
ثانویه نه تنها مقدار دبی را نشان می‌دهد بلکه مقدار دبی را با توجه به زمان (دبی- زمان) به صورت یکپارچه در می‌آورد و علاوه بر این مقداردبی عبور کرده از درون اندازه گیرنده را نیز ثبت می‌کند.

۸-۴-۶ فشارسنج ها(Pressure tools)

به هنگام استفاده از این اندازه گیرنده ها، جریان سیال با عبور از درون بخش اولیه نوعی اختلاف فشار ایجاد می‌کند. میزان این اختلاف فشار بستگی به سرعت و چگالی سیال دارد. جریان در خط لوله به شیوه های متنوعی قابل اندازه-گیری است و انتخاب شیوهٔ مناسب در هر موردِ بخصوص بستگی به شرایط موجود در محل دارد. اعتبار اندازه گیری جریان در لوله های فشاری که از طریق ابزارهای اندازه گیری به درستی انتخاب و نصب شده باشد بسیار بالا است. برخی از این ابزارها عبارتند از: اندازه گیرنده از طریق ونتوری، نازلهای جریان، اندازه گیرنده دارای orifice، لوله های پیتوت.

۸-۴-۷ ونتوری(Ventury)

ونتوری که در شکل ۹-۸ دیده می‌شود شاید دقیق‌ترین و معتبر ترین ابزار اندازه‌گیری جریان است که می‌تواند در



سیستم‌های تدارک آب مورد استفاده واقع شود. ونتوری هیچ بخش متحرکی ندارد و باعث اتلاف مقداری از هد می-شود. مبنای کاری اندازه گیرنده های ونتوری بر این اساس است که جریان در یک سیستم بسته در داخل مناطقی که دارای سطح مقطع کمتر هستند(D_2) سریعتر از مناطقی است که سطح مقطع بزرگتری دارند (D_1).

کل انرژی موجود در جریان شامل هد سرعت و هد فشار است که اساسا این انرژی در نقاط D_1 و D_2 یکسان است. بنابراین فشار می‌بایست در گلو گاهی D_2 که سرعت بالاتر است کاهش یابد و بر عکس در نقطهٔ ورودی D_1 که سرعت پایین‌تر است می‌بایست فشار بیشتر باشد. این کاهش فشار در ورودی نسبت به گلوگاهی، به طور مستقیم با مقدار دبی عبوری از درون اندازه گیرنده در ارتباط است و به این ترتیب این شیوهٔ اندازه گیری برای تعیین مقدار دبی استفاده می‌شود.

ضریب تخلیهٔ ونتوری در محدودهٔ میان ۰/۹۳۵ برای قطرها و سرعتهای پایین تا ۰/۹۸۸ برای سرعتها و قطرهای بالا متغیر است. معادلهٔ مرتبط با ونتوری از این قرار است:

$$Q=\frac{CA_2\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-R^4}}$$

$$Q'=3.118\frac{CA_2'\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-R^4}}$$

که در اینجا

Q= مقدار دبی، ft^3/s،

C= ضریب تخلیهٔ اندازه گیرنده

A_2= مساحت ناحیهٔ گلویی ft^2

g= شتاب گرانشی ft/s^2 ۳۲/۱۷

h= اختلاف هد مایع در ورودی و گلویی، ft

R= نسبت گلویی به قطر لوله

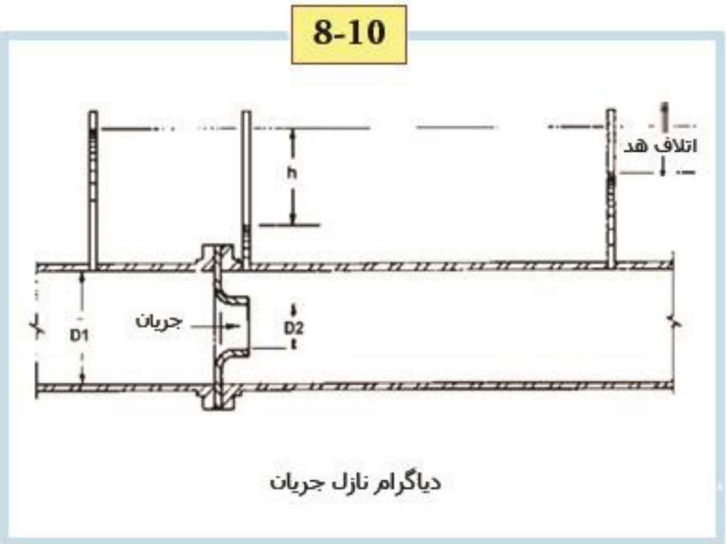
$\acute{Q}$= نرخ دبی gpm

$\acute{A}_2$= مساحت بخش گلویی

۸-۴-۸ نازلهای جریان (Flowing nuzzles)

نازلهای جریان بر همان مبنا و اساس ونتوری عمل می‌کنند. به طور خلاصه نازل جریان یک اندازه‌گیرنده از نوع ونتوری است که ساده‌تر شده است و دیفیوزر بلند انتهای آن حذف شده است (شکل ۱۰-۸).

ورودی بدون اصطکاک آن یک جت مستقیم استوانه‌ای را تدارک می‌بیند بنابراین ضریب تخلیهٔ آن تقریبا با ونتوری



دیاگرام نازل جریان

برابر است. در

نازلهای جریان میزان بالای آشفتگی بوجود آمده در سمت پایینی نازل باعث اتلاف هد بیشتری در مقایسه با ونتوری می‌شود زیرا که در ونتوری دیفیوزر آشفتگی را مهار می‌کند. رابطهٔ

$$Q=\frac{CA_2\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-R^4}}$$

$$Q'=\frac{3.118CA_2'\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-R^4}}$$

که در اینجا:

Q= مقدار دبی، ft^3/s

C = ضریب تخلیهٔ نازل

A_2 = مساحت تنگنای نازل، ft^2

G = شتاب گرانشی، ft/s^2 ۳۲/۱۷

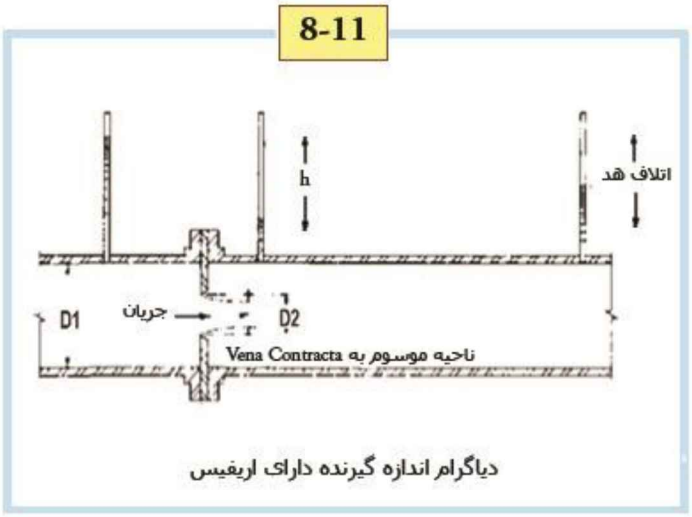
h = اختلاف هد مایع بین ورودی و تنگنا، ftR = نسبت تنگنا به ورودی، (D_2/D_1)

$\acute{Q}$= مقدار دبی، gpm

$\acute{A}_2$= مساحت ناحیهٔ گلویی، in^2

دردبی سنج هایی که از یک صفحهٔ دارای سوراخ در مرکز، موسوم به orifice استفاده می کنند این صفحه در درون خط لوله کار گذاشته می شود تا دبی را در روشی مشابه نازلجریان اندازه گیری کند .

فشارسنج بالا دستی معمولا به اندازهٔ یک قطر لوله جلوتر از اُریفیس قرار دارد. فشار جت آب از میزان حداقلی در نقطهٔ موسوم به*vena contracta* (این ناحیه به افتخار ریاضیدان ایتالیایی توریچلّی عنوان ایتالیایی دارد) که همان کم مقطع ترین نقطهٔ جت آب است تا میزان حداکثری در فاصلهٔ چهار یا پنج برابر قطر لوله پایین دست تر از محل قرار گیری اُریفیس متغیر است. فشارسنج پایین دستی معمولاً در همان نقطهٔ *vena contracta* به سیستم متصل می گردد (اتصال میانی در شکل ۱۱-۸) تا بتوان به بالاترین میزان فشار



دیاگرام اندازه گیرنده دارای اریفیس

دیفرانسیل در طول اُریفیس دست یافت.

روابط مرتبط با اُریفیس از این قرار است:

$$Q=\frac{CA_2\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-R^4}}$$

$$Q'=\frac{3.118CA_2'\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-R^4}}$$

که در اینجا

Q= مقدار دبی، ft^3/s

C= ضریب تخلیهٔ اُریفیس

A_2= مساحت اُریفیس ft^2

g= شتاب گرانشی، ft/s^2 ۳۲/۱۷

h= هد در طول صفحهٔ اُریفیس، ft

R= نسبت گلویی به قطر لوله (D_2 / D_1)

$\acute{Q}$= مقدار دبی، gpm

$\acute{A}_2$= مساحت اُریفیس، in^2

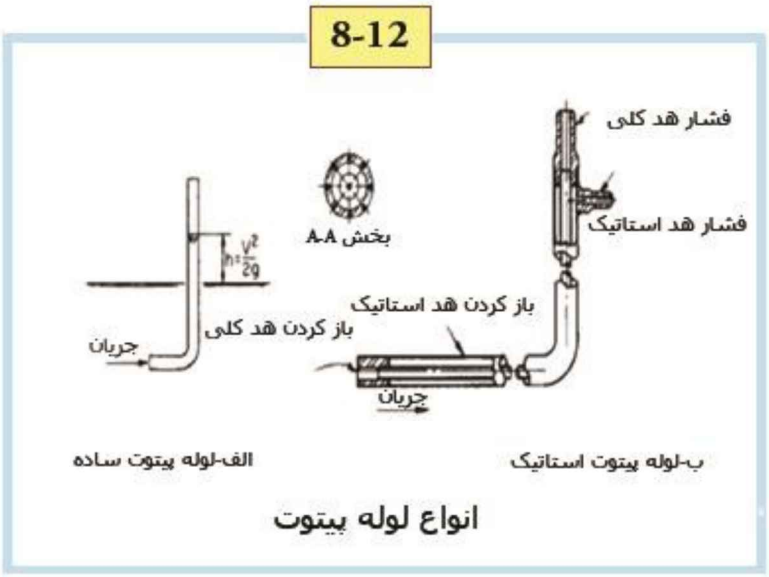
اساسی ترین مشکل اُریفیس در مقایسه با نازل جریان و ونتوری، اتلاف هد بیشتر است. اما از سوی دیگر اُریفیس ها ارزان هستند و قادر به اندازه گیری صحیح جریان می باشند.

باید ذکر گردید که روابط میان مقدار دبی، هد و ابعاد بخش اندازه گیری در ونتوری، نازل جریان و اُریفیس یکسان است به استثنای ضریب تخلیه (دهش) که متغیر است.

در صورتی که امکان استفاده از یکی از روشهایی که پیش از این اشاره شد وجود نداشته باشد غالبا از لولهٔ پیتوت (Pitot tube) استفاده می‌شود. ساده ترین شکل لولهٔ پیتوت(شکل ۱۲-۸) شامل یک لوله دارای خم ۹۰ درجه است که بخشی از این لوله در آب غوطه‌ور می‌گردد

طوری که بخش خم دار در زیر آب باشد و نوک آن در جهت جریان قرار گیرد در این وضعیت لولهٔ پیتوت بواسطهٔ مسافت صعود آب در درون لولهٔ عمودی، سرعت جریان را نشان می‌دهد. لولهٔ پیتوت در واقع از اختلاف میان فشار استاتیک و کل در یک نقطه استفاده می‌برد.

ارتفاع صعود ستون آب (h) به سطحی بالاتر از سطح آب که در قالب فوت و یک دهم فوت بیان می‌گردد با هد سرعت ، $v^2/2g$ ، برابر است. در نتیجه سرعت جریان(v) در قالب فوت بر ثانیه از طریق این رابطه قابل تعیین است: $v = \sqrt{2gh}$ در شکل کاملتر لولهٔ پیتوت که با عنوان لولهٔ پیتوت استاتیک شناخته می‌شود بخش اندازه‌گیری شامل دو

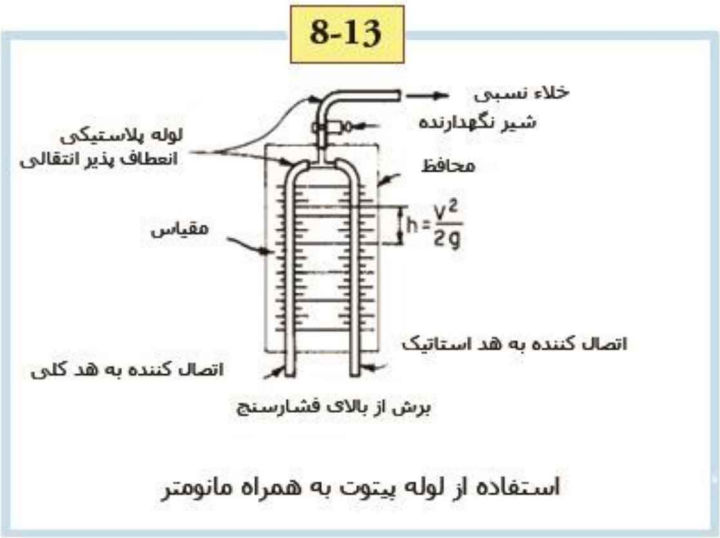


قطعهٔ جدا و اساسا هم راستا است؛ یکی از آنها برای بیان کردن مجموع هدهای فشار و سرعت است و دیگری فقط برای بیان هد فشار است (شکل۱۳-۸ ب). عموما برای اندازه‌گیری این هدها از مانومتر استفاده می‌شود و هد سرعت بواسطهٔ کم کردن هد استاتیک از هد کل به دست می‌آید. می‌توان به جای استفاده از مانومتر برای اندازه‌گیری هد دیفرانسیل از یک مبدل فشار استفاده کرد که در این صورت ثبت سیگنالهای دریافتی از مبدل به صورت عددی یا با استفاده از یک نوسان‌نگار امکان ضبط تغییرات هد را فراهم می‌آورد.

شکل سادهٔ لولهٔ پیتوت ارزش کاربردی کمی برای اندازه‌گیری مقدار دهش در کانالهای رو بازی که جریانهای سرعت پایین در آنها جاری است دارد زیرا در این موارد اندازه گیری مسافتی که آب در لولهٔ مانومتر بالا می‌رود مشکل است. در صورتی که برای اندازه‌گیری از یک مبدل الکتریکی فشار و برای خواندن اطلاعات از یک ابزار الکترونیکی دقیق استفاده شود این محدودیت رفع شدنی است.

در عوض، در این موارد لولهٔ پیتوت استاتیک در صورتی که از این لوله به همراه یک مانومتر از عمق مکنده (Suction lift) استفاده شود بسیار کارا است (شکل۱۲-۸). در این نوع مانومتر دو انشعاب پایه‌ای شکل در بالا بوسیلهٔ یک سه راهی یکی می‌شوند. این سه راهی، متصل به خطی است که می‌تواند خلأ ایجاد کند. پس از اینکه کل هوای موجود در لولهٔ پیتوت تخلیه گشت آب از درون لولهٔ پیتوت به سمت مانومتر تا ارتفاع مطلوبی بالا می‌آید که خواندن عدد آن به راحتی امکان پذیر باشد. سپس شیر مجرابند در خط خلا بسته می‌شود. خلأ موقتی به طور برابر بر روی هر دو پایهٔ انشعاب اعمال می‌شود و در نتیجه هد دیفرانسیل تغییر نمی‌کند.سپس هد سرعت (h) از اختلاف میان هد کل خوانده شده و هد استاتیک خوانده شده حاصل می‌گردد. در صورتی که بخواهید می‌توانید از یک مبدل الکتریکی فشار نیز استفاده کنید.

لوله‌های پیتوت می‌توانند در اندازه‌گیری سرعتهای بالا در کانالها مورد استفاده قرارگیرند علاوه بر این می‌توان توسط آنها دهش را در رأس مجراهای شیب دار و به پایین ریزنده و یا سایر مواردی که آب به سرعت جریان می‌یابد و هدهای



سرعت بسیار بالا هستند اندازه گیری کرد. باید توجه داشت که در سرعتهای پایین مقدار(h) بسیار کوچک است در این موارد مقدار خطای هد لولهٔ پیتوت- در مقایسه با مواردی که سرعت بالاتر است و میزان خطا نیز برابر است- باعث پدید آمدن اشتباهات بیشتری در محاسبهٔ دهش می‌گردد.

۸-۴-۹ مساحت‌سنج هد(Plan meter head)

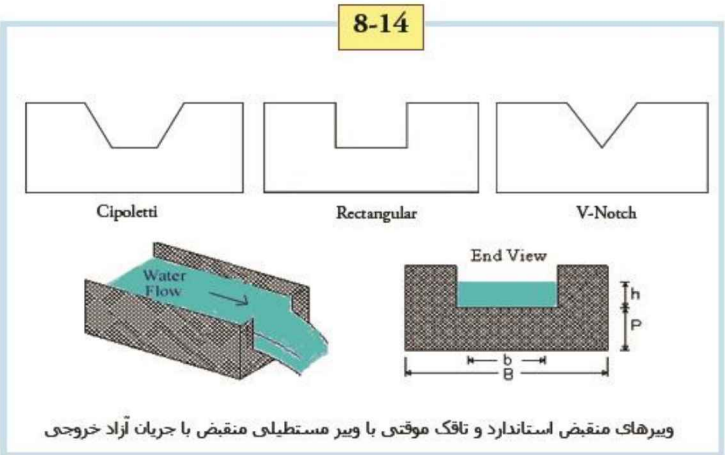
ابزارهایی که برای اندازه‌گیری جریان در مجاری باز بکار می‌روند معمولا به عنوان مساحت‌سنج‌های هد شناخته می‌شوند که رایج‌ترین آنها وییر (سرریزها: Weir) و فلوم (ناودان‌ها :Flume) هستند. وییر یک ساختار سرریز است که در عرض یک کانال باز ساخته می‌شود. سرریزها یکی از قدیمی‌ترین، ساده‌ترین و قابل اعتمادترین ساختارها برای اندازه-گیری جریان آب در کانال‌ها و مجاری می‌باشند. این ساختارها را می‌توان براحتی بازرسی نمود و هرگونه اقدام اشتباهی را سریعا پیدا کرد و اصلاح نمود. دبی‌های خروجی را با اندازه‌گیری فاصله قائم از تاج قسمت سرریز وییر تا سطح آب در بالاسری حوضچه و مراجعه به جداول محاسباتی بر اساس اندازه و شکل وییر تعیین کرد. برای استفاده از جداول استاندارد، وییر باید دارای شکل منظم و ابعاد مشخصّی باشد و در قسمت تاقک قرار گیرد و حوضچه باید به اندازه کافی بزرگ باشد تا سیستم به گونه‌ای استاندارد رفتار نماید.وییرها ممکن است مستطیلی، ذوزنقه‌ای یا مثلثی باشند که بستگی به شکل مجرا دارد. در وییرهای مستطیلی و ذوزنقه‌ای لبه کف مجرا، تاج و لبه‌های کناری، انتهاهای وییر یا جوانب وییر نامیده می‌شوند (اشکال۱۴-۸ و۱۵-۸). ورقه آبی که از تاج وییر بیرون می‌ریزد سرراند (نپی: Nappe)

نامیده می‌شود. در شرایط غوطه‌وری خاصّی، فضای زیر سرراند باید دارای تهویه برای حفظ فشار نزدیک به اتمسفر باشد.

انواع ویرها که برای اندازه‌گیری جریان آب‌ها استفاده می‌شوند عبارتند از:

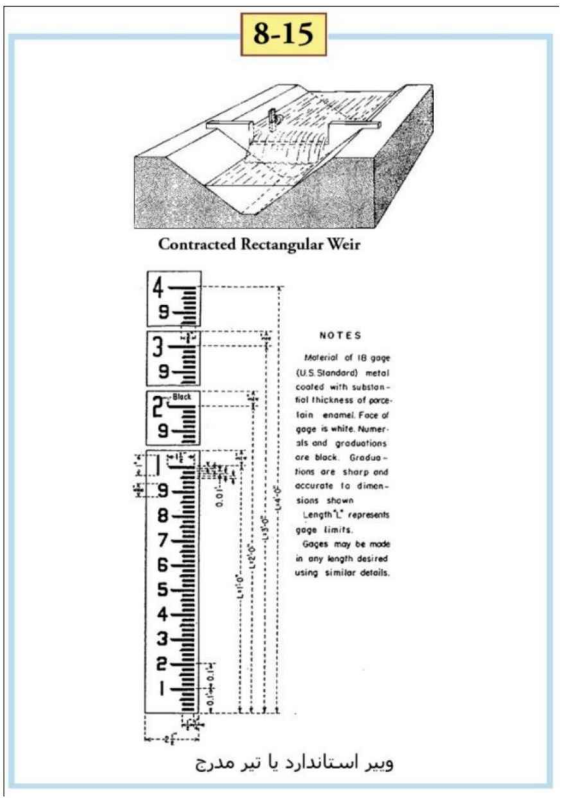
- ویرهای دارای تاج تیز و ویرهای کیپولتی(Cipolletti) لبه تیز
- ویرهای لبه تیز ۹۰ درجه با شکاف V شکل
- ویرهای مستطیلی منقبض با تاج تیز
- ویرهای مستطیلی خوابیده با تاج تیز

برای اندازه‌گیری جریان آب، نوع ویری که بکار می‌رود دارای مشخصاتی است که آن را برای شرایط کاری خاصّی مناسب می‌نماید. در حالت کلّی برای رسیدن به بهترین نتیجه و دقت، یک ویر خوابیده مستطیلی با یک ویر با شکاف V شکل ۹۰ درجه باید استفاده شود. جریان خروجی در دومین فوت (مترهای مکعبی در ثانیه) از روی تاج یک ویر



ویرهای منقبض استاندارد و تاقک موقتی با ویر مستطیلی منقبض با جریان آزاد خروجی

مستطیلی منقبض، یک ویر مستطیلی خوابیده یا یک ویر کیپولتی توسط هد H بر حسب فوت (متر) و طول تاج L بر



ویر استاندارد یا تیر مدرج

حسب فوت (متر) اندازه‌گیری و تعیین می‌شود. جریان خروجی وییر استاندارد با شکاف V شکل ۹۰ درجه مستقیماً توسط هد در کف شکاف V شکل تعیین می‌شود.وقتی که جریان از روی وییر عبور می‌کند، سطح بالایی به سمت پایین انحنا پیدا می‌کند. این سطح منحنی با فاصله کمی از شکاف وییر به سمت بالا امتداد می‌یابد. هد H باید در نقطه‌ای روی سطح آب در حوضچه وییر به دور از اثر جریان پایین دستی اندازه‌گیری شود. این فاصله باید حداقل چهار برابر حداکثر هد روی وییر باشد و همین نقطهٔ سنجش باید برای جریان‌های خروجی کمتر استفاده شود. یک تیر مدرّج (شکل۱۵-۸) که دارای مقیاسی مدرّج با صفری که در همان ارتفاع تاج وییر قرار گرفته است معمولا برای اندازه‌گیری‌های هد بکار می-رود.

دو مجموعه فرمول رایج برای محاسبه جریان خروجی روی وییر مستطیلی منقبض استاندارد عبارتند از فرمول‌های اسمیت و فرانسیس. فرمولی که توسط اسمیت پیشنهاد شده است نیازمند استفاده از ضرایب تخلیه‌ای است که با تغییر هد آب روی وییر و طول وییر تغییر می‌کند. در نتیجه فرمول اسمیت تا حدودی نامناسب بوده اگرچه برای گستره‌هایی از ضرایبی که داده می‌شوند معمولاً دقیق است. برای این نوع وییر که تحت شرایط مطلوبی که در پاراگراف پیشین توضیح داده شد کار می‌کنند، فرمول فرانسیس در صورتی که سرعت نزدیک‌شدن قابل اغماض باشد به صورت زیر است:

در دستگاه USCS

$$Q= 3.33H^{3/2}(L-0.2H)$$

در دستگاه SI

$$Q=1.837H^{3/2}(L-0.2H)$$

و فرمول وقتی که سرعت نزدیک‌شدن غیرقابل اغماض باشد به صورت زیر است:

در دستگاه USCS

$$Q'=3.33[(H+h)^{3/2}-h^{3/2}](L-0.2H)$$

در دستگاه SI

$$Q'=1.837[(H+h)^{3/2}-h^{3/2}](L-0.2H)$$

که در این رابطه Q = جریان خروجی با صرفنظر از سرعت نزدیک‌شدن بر حسب فوت مکعب بر ثانیه (مترمکعب بر ثانیه)

Q' = جریان خروجی با درنظرگرفتن سرعت نزدیک‌شدن بر حسب فوت مکعب بر ثانیه (مترمکعب بر ثانیه)

H = هد روی وییر بر حسب فوت (متر)

L = طول وییر بر حسب فوت (متر)

h = هد ناشی از سرعت نزدیکی ($v^2/2g$) بر حسب فوت (متر)

دقت کنید که فرمول فرانسیس دارای ضرایب ثابت تخلیه‌ای است که محاسبه را بدون استفاده از جداول مقدور می-سازند. جدول توان‌های ۳/۲ را که مقادیر $H^{3/2}$، $h^{3/2}$ و $(H+h)^{3/2}$ را برای سهولت در محاسبه جریان خروجی با فرمول فرانسیس ارائه می‌دهند را می‌توان در کتابچه راهنماهای هیدرولیک یافت.فرمول‌های اصلی که برای محاسبه دبی خروجی وییر مستطیلی استاندارد خوابیده استفاده می‌شود نیز توسط اسمیت و فرانسیس ارائه شدند. در فرمول‌های

اسمیت برای وییرهای خوابیده همانند وییرهای منقبض ضرایب تخلیّه با تغییر هد و طول وییر تغییر می‌کنند؛ بنابراین این فرمول‌ها برای استفاده در محاسبات بدون جداول یا ضرایب قابل استفاده نیستند.فرمول فرانسیس برای وییر مستطیلی استاندارد خوابیده با صرف نظر کردن از سرعت نزدیکی به صورت زیر است:

در دستگاه USCS

$$Q=3.33LH^{3/2}$$

در دستگاه SI

$$Q=1.857LH^{3/2}$$

و با درنظرگرفتن سرعت نزدیکی به صورت زیر:

در دستگاه USCS

$$Q'=3.33L[(H+h)^{3/2}-h^{3/2}]$$

در دستگاه SI

$$Q'=1.837L[(H+h)^{3/2}-h^{3/2}]$$

در این فرمول‌ها همانند فرمول‌های وییرهای مستطیلی استاندارد منقبض، حروف دارای اهمیّت یکسانی هستند. ضریب تخلیّه توسط فرمول فرانسیس از همان مجموعه کلّی آزمایش‌هایی که برای وییر مستطیلی منقبض استفاده شدند بدست آمد. هیچ آزمایشی برای تعیین قابلیّت استفادهٔ این فرمول‌ها برای وییرهایی با طول کمتر از ۴ فوت (۱.۲ متر) انجام نشده است.وییر کیپولتی یک وییر منقبض است و باید به گونه‌ای نصب شود که اندازه‌گیری جریانِ خروجیِ سازگار و قابل قبولی حاصل شود. با وجود این، در وییر کیپولتی برای کاهش در جریانِ خروجی که به علّت انقباضات انتهایی به وجود می آید، به اندازه کافی لبه‌های وییر را شیب دار می کنند تا بر اثر انقباض غلبه می‌کند. فرمول‌های کیپولتی که در آنها ضریب فرانسیس به اندازه ۱ درصد و سرعت نزدیکی قابل اغماض است به صورت زیر است:

در دستگاه USCS

$$Q=3.367LH^{3/2}$$

در دستگاه SI

$$Q=1.858LH^{3/2}$$

با درنظرگرفتن سرعت نزدیکی داریم:

در دستگاه USCS

$$Q'=3.367L(H+1.5h)^{3/2}$$

در دستگاه SI

$$Q'=1.858L(H+1.5h)^{3/2}$$

که در این روابط

Q = جریان خروجی با انصراف از سرعت نزدیکی برحسب فوت مکعب بر ثانیه (متر مکعب بر ثانیه)

Q' = جریان خروجی با درنظرگرفتن سرعت نزدیکی برحسب فوت مکعب بر ثانیه (متر مکعب بر ثانیه)

H = هد روی ویر برحسب فوت (متر)

L = طول ویر برحسب فوت (متر)

h = هد ناشی از سرعت نزدیکی ($v^2/2g$) برحسب فوت (متر)

دقت اندازه‌گیری‌های حاصله با ویرهای کیپولتی و این فرمول‌ها اساسا به میزان اندازه‌گیری‌های حاصل از ویرهای مستطیلی خوابیده یا با شکاف V نیست. اما این نتایج زمانی که دقت بیشتر مورد نیاز نیست قابل قبول هستند. چندین فرمول مشهور وجود دارد که برای محاسبه جریان خروجی روی ویرهایی با شکاف V استفاده می‌شوند. رایج‌ترین آنها که در حوزه آبیاری استفاده می‌شوند فرمول‌های کن و تومسون هستند. فرمول کن برای ویرهای کوچک و برای شرایطی که معمولا در اندازه‌گیری آب در مجاری باز با آنها مواجه می‌شویم قابل اعتمادتر محسوب می‌شوند که به صورت زیر است:

در دستگاه USCS

$$Q=2.49\ H^{2/48}$$

در دستگاه SI

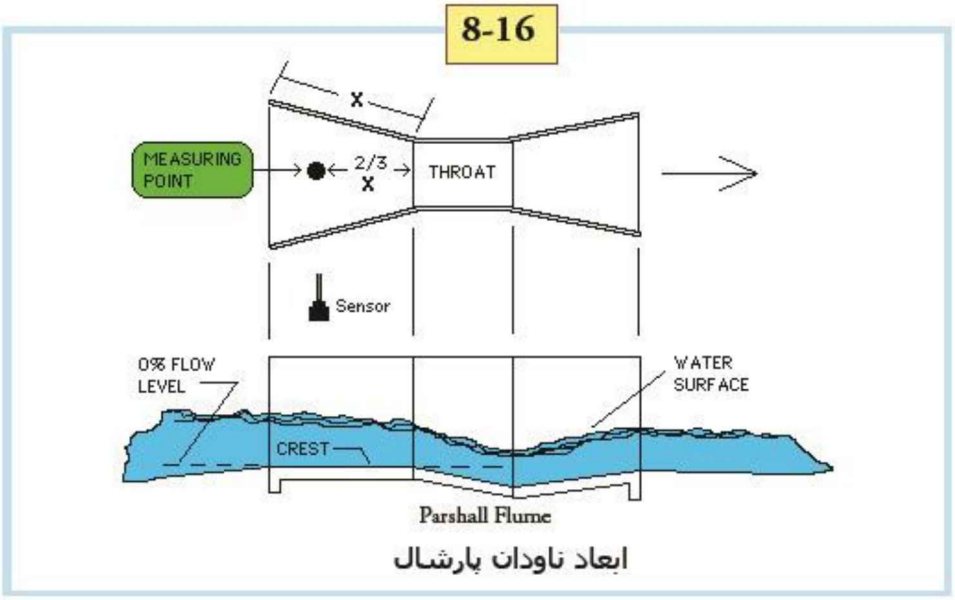
$$Q=1.34\ H^{2.48}$$

که در این رابطه Q = جریان خروجی روی ویر برحسب فوت مکعب بر ثانیه (مترمکعب بر ثانیه)

H = هد روی ویر برحسب فوت (متر)

معمولا ویرهای با شکاف V چندان تحت تأثیر سرعت نزدیکی قرار نمی‌گیرند. اگر ویر با انقباض کامل نصب شود، سرعت نزدیکی پایین خواهد بود. ناودان‌ها خصوصا در کانال‌های آبیاری دارای یک بخش اندازه‌گیری هستند که این بخش توسط انقباض دیواره‌های جانبی کانال یا با بالابردن کف آن که یک برآمدگی تشکیل می‌دهد، ایجاد می‌شود. ناودان پارشال رایج‌ترین و شناخته‌شده ترین ناودان اندازه‌گیری خصوصا در کانال‌های آبیاری است. این ناودان دارای بخش جریان کانال روباز با شکل خاصّی است که ممکن است در یک مجرا، شاخه فرعی یا آبراه برای اندازه‌گیری دبی آب نصب شود.

ناودان دارای چهار مزیّت است: (۱) می‌تواند با دبی آب بسیار کمی کار کند (۲) نسبت به سرعت رویکرد چندان حسّاس نیست (۳) این قابلیّت را دارد که اندازه‌گیری‌های خوبی بدون هیچ غوطه‌وری، با غوطه‌وری متوسط یا حتّی با غوطه‌وری قابل ملاحظه جریان پایین دستی انجام دهد (۴) سرعت جریان آن به اندازه کافی بالا است تا واقعا تاثیر رسوبات را در ساختار، در طول استفاده حذف کند.جریان خروجی از داخل یک ناودان پارشال در دو حالت اتفاق می‌افتد. اولی جریان آزاد، و زمانی اتفاق می‌افتد که عمق آب باریکه ناکافی است تا دبی جریان خروجی را کاهش دهد. دومی جریان غوطه-وری، و زمانی اتفاق می‌افتد که جریان سرپایینی سطح آب در ناودان به اندازه کافی بالاتر از ارتفاع تاج ناودان است تا بتواند جریان خروجی را کاهش دهد. برای جریان آزاد فقط هد ناودان H_a در موقعیّت نقطهٔ سنجشِ جریانِ سربالایی مورد نیاز است تا جریان خروجی را با استفاده از یک جدول استاندارد بتوان تعیین کرد. گسترهٔ جریان آزاد دربردارندهٔ مقداری از گستره است که ممکن است معمولا به صورت جریان غوطه‌وری مدنظر قرار گیرد چون ناودان‌های پارشال ۵۰ تا ۸۰ درصد غوطه‌وری را قبل از اینکه دبی جریان آزاد به طرز قابل ملاحظه‌ای کاهش یابد تحمّل می‌کنند. برای جریان-های غوطه‌وری (وقتی غوطه‌وری بیش از ۵۰ تا ۸۰ درصد است بسته به اندازه ناودان) برای هر دو هدهای جریان‌های



بالاسری و پایین‌سری H_a و H_b لازم است جریان خروجی تعیین شود (شکل ۱۶-۸).

مزیّت منحصر به فرد ناودان پارشال در قابلیّت آن بعنوان یک فلومتر (جریان‌سنج) در گسترهٔ عملیاتی عظیمی با حداقل افت هد می‌باشد در عین حال که برای هر جریان خروجی نیازمند اندازه‌گیری فقط یک هد می‌باشد. افت هد فقط در حدود یک چهارم افت هدی است که یک وییر دارای طول تاج یکسان دارد. مزیت دیگر این ناودان این است که اگر ناودان به اندازهٔ صحیحی انتخاب شود به صورتی که باید استفاده شود - یعنی به صورت یک ساختار هم راستا- سرعت نزدیکی به صورت خودکار کنترل می‌شود.

ناودان‌ها به طرز گسترده‌ای استفاده می‌شوند چون هیچ راه ساده‌ای برای جایگزین ساختن ابعاد ناودان‌ها وجود ندارد و راهی برای تغییر ابزار یا مجرای مورداستفاده وجود ندارد تا سهم نامتناسبی از آب بدست آید.

عیوب اصلی ناودان‌های پارشال عبارتند از: (۱) نمی‌توان آنها را در ساختارهای ترکیبی بسته – مزدوج ازجمله در دهانه آبگیرها، ابزارهای کنترل و اندازه‌گیری استفاده کرد (۲) معمولا گران‌تر از وییرها و یا اوریفیس های غوطه‌ور هستند (۳) نیازمند فونداسیون ضدآب و مستحکم هستند و (۴) به فرد ماهر و دقیقی برای ساخت رضایت‌بخش و عملکرد قابل قبول

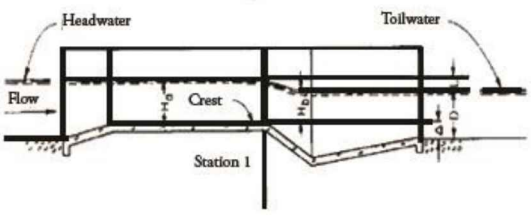
آنها نیاز داریم.اندازه ناودان‌های پارشال توسط عرضِ گلوگاه W طراحی می‌شود که این اندازه‌ها از ۱ اینچ (۲۵.۴ میلیمتر) برای جریان های خروجی تا ۰.۰۱ فوت مکعب بر ثانیه تا ۵۰ فوت برای جریان‌های خروجی به اندازه ۳۰۰۰فوت مکعب بر

ثانیه تغییر می‌کنند. ناودان‌ها ممکن است از چوب، بتن، فولاد گالوانیزه یا دیگر مواد مناسب ساخته شوند.

ناودان‌های بزرگ معمولا درمحل ساخته می‌شوند، امّا ناودان‌های کوچک ممکن است به صورت ساختارهای از پیش-ساخته شده خریداری شوند و در محل موردنظر نصب شوند. برخی از ناودان‌ها به صورت پوسته‌های سبک‌وزنی موجودند که با قراردادن بتن در بیرون دیواره‌ها و زیر کف، صلب و ثابت می‌شوند. ناودان‌های بزرگ در رودخانه‌ها و کانال‌های بزرگ و جریان‌های عظیم استفاده می‌شوند ولی ناودان‌های کوچک برای اندازه‌گیری میزان ورودی مزارع یا برای اندازه-گیری الزامات کشت ردیفی در مزرعه بکار می‌روند.ناودان‌ها می‌توانند به دو صورت عمل کنند: جریان آزاد و جریان غوطه‌وری.

در جریان آزاد جریان خروجی صرفا به عرضِ گلوگاه W و عمقِ آب H_0 در نقطهٔ سنجش در بخش همگرا بستگی دارد

8-17



روابط عمق جریان نسبت به ارتفاع تاج ناودان

(شکل ۱۶-۸ و۱۷-۸). شرایط جریان آزاد در ناودان شبیه به شرایطی است که در یک ویر یا تاج سرریز اتفاق می‌افتد بدین صورت که سرعت آبی که از روی تاج می‌گذرد توسط شرایط جریان سرپایینی کُند نمی‌شود.

در جریان غوطه‌وری فاکتورهای دیگری عملیاتی هستند. در اکثر نصب‌ها وقتی جریان خروجی به بیش از یک مقدار بحرانی افزایش می‌یابد، مقاومت در برابر جریان در کانال پایین‌سری به اندازه کافی می شود که سرعت را کاهش داده، عمق جریان را افزایش می دهد اثر آب باریکه در ناودان پارشال را باعث می شود. می‌توان انتظار داشت به محض اینکه سطح آب باریکه H_b از ارتفاع تاج ناودان تجاوز کرد جریان خروجی شروع به کاهش کند. آزمایش‌های کالیبراسیون نشان می‌دهد که جریان خروجی تا زمانی که نسبت غوطه‌وری H_b/H_a (برحسب درصد) از مقادیر زیر تجاوز نکند کاهش نمی‌یابد.

۵۰ درصد برای ناودان‌های با عرض ۱، ۲ و ۳ اینچ (۲۵، ۵۰ و ۷۵ میلیمتر)

۶۰ درصد برای ناودان با عرض ۶ و ۹ اینچ (۱۵۲ و ۲۲۹ میلیمتر)

۷۰ درصد برای ناودان با عرض ۱ تا ۸ فوت (۰.۳ تا ۲.۴ متر)

۸۰ درصد برای ناودان‌های با عرض ۸ تا ۵۰ فوتی (۲.۴ تا ۱۵.۲ متر)

معادلات تخلیه برای جریان آزاد روی ناودان‌ها به صورت زیر می‌باشند. معادله‌ای که رابطه بین هد جریان سربالایی H_a و جریان خروجی Q برای عرض W از ۱ تا ۸ فوت (۰.۳ تا ۲.۴ متر) را نشان می دهد به صورت زیر است:

در دستگاه USCS

$$Q=4WH_a^{1.522W0.026}$$

در دستگاه SI

$$Q=0.371W\left(\frac{Ha}{0.305}\right)^{1.57W\ 0.026}$$

اگر این معادله برای محاسبه جریان خروجی از درون ناودان‌های با عرض ۱۰ تا ۵۰ فوتی استفاده شود، جریان‌های خروجی محاسبه شده همیشه بزرگتر از جریان‌های خروجی واقعی هستند. بنابراین معادله دقیق‌تری برای ناودان‌های بزرگ ارائه شده است:

در دستگاه USCS

$$Q=(3.6875W+2.5)H_a^{1.6}$$

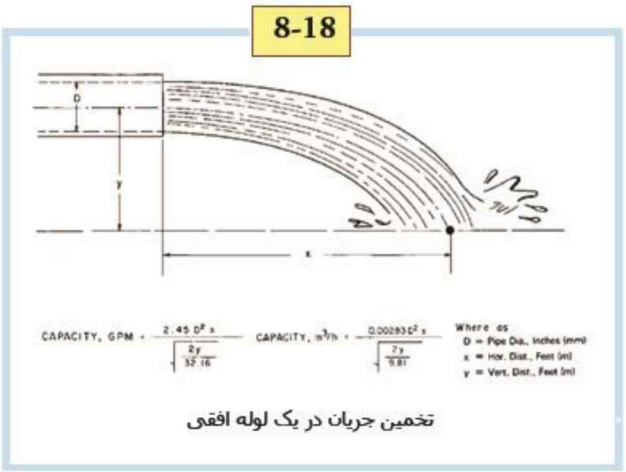
در دستگاه SI

$$Q=(2.293w+0.474)H_a^{1.6}$$

اختلاف در جریان‌های خروجی محاسبه شده حاصل از دو معادله برای ناودان ۸ فوتی (۲.۴ متری) معمولا کمتر از ۱ درصد است ولی این اختلاف وقتی که اندازه ناودان بزرگتر شود بیشتر می‌شود. بخاطر دشواری در استفاده منظم از این معادلات، جداول جریان خروجی برای استفاده ناودان‌هایی با عرض ۱ تا ۵۰ فوتی (۰.۳ تا ۱۵.۲ متری) تهیه شده‌اند.

۸-۵ تخمین میدانی(Field estimate)

غالبا تخمین میدانی دبی آب خروجی از پمپ ضروری است؛ خصوصا اگر شیوه‌های دیگر عملی نباشند و یا به راحتی در



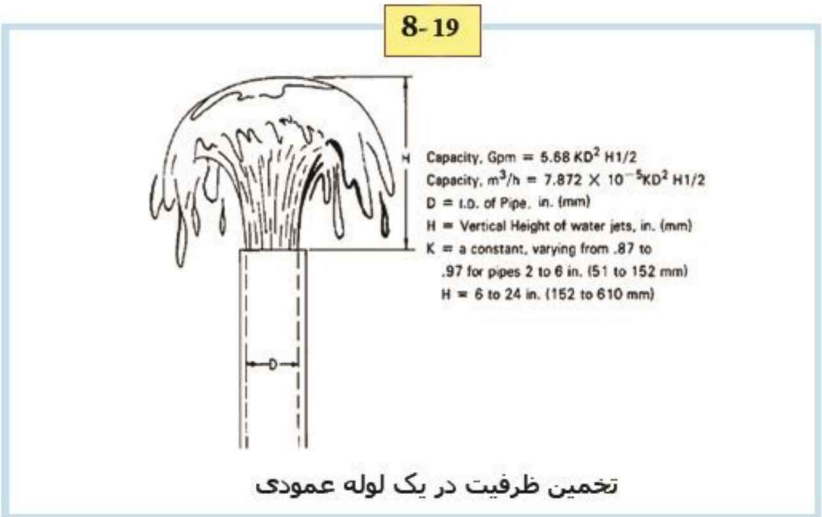
تخمین جریان در یک لوله افقی

دسترس

نباشند. یکی از پذیرفته شده‌ترین شیوه‌ها استفاده از خط سیر (مسیر پرتابی) است. دهش (تخلیه) لوله ممکن است عمودی و یا افقی باشد که همین مسأله در اندازه‌گیری دقیق مختصات جریان مشکل آفرین می‌شود. در این روش جریان در لوله‌ها می‌بایست کامل باشد(از کل ظرفیت لوله استفاده شده باشد) و دقت این روش از ۸۵ تا ۱۰۰ درصد متغیر است.

شکل ۱۸-۸ تخمین در یک لولهٔ افقی را نشان می‌دهد. این روش بوسیلهٔ اندازه‌گیری بالای جریان می‌تواند ساده تر شود به این ترتیب که همیشه طوری اندازه‌گیری کنیم که Y برابر با ۱۲ اینچ شود و بر حسب آن X را نیز در واحد اینچ اندازه بزنیم .

شکل ۱۹-۸ روش اندازه‌گیری دهش در یک لولهٔ عمودی را نشان می‌دهد.



تخمین ظرفیت در یک لوله عمودی

۸-۶-۱ اندازه‌گیری هد(Head measurement)

هد کمیتی است که برای بیان حجم انرژی مایع در یک واحد وزن مایع- با مرجع قرار دادن یک ارتفاع اختیاری- استفاده می‌شود. با توجه به اینکه انرژی به صورت فوت-پوند در هر پوند مایع بیان می‌گردد کل کمیت‌های هد نیز در واحد فوت مایع هستند(دارای این بعد هستند). واحد اندازه‌گیری هد فوت است. رابطه میان فشار بیان شده در واحد پوند در هر اینچ مربع و هد که به صورت فوت بیان می‌گردد از این قرار است:

در دستگاه USCS

$$\text{Head},ft=\text{lb/in}^2\times\frac{2.31\times62.3}{W}=lb/in^2\times\frac{2.31}{Sp.gr.}$$

در دستگاه SI

$$\text{Head},m=\frac{0.102\times kPa}{w}$$

که در اینجا

W = وزن مخصوص، lb/f^3 (kg/l)

sp.gr. = گرانش خاص سیال

مطلبی که در پی می‌آید توسط انستیتو هیدرولیک ارائه شده است و در برنامهٔ تست دفتر منابع طبیعی آمریکا مورد استفاده قرار گرفته است:

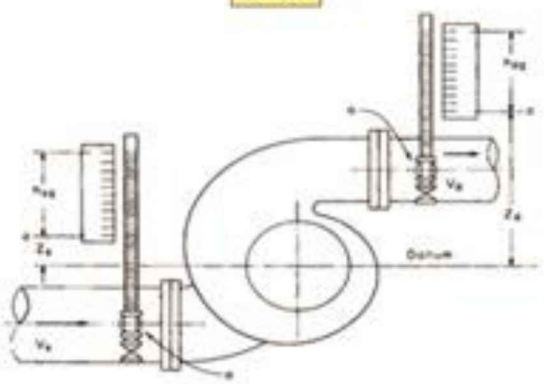
ضروری است که در نقطهٔ اتصال ادوات، جریان یکنواخت باشد و بنابر همین اصل ضروری است که اندازه‌گیری فشار یا هد در بخشی از لوله صورت گیرد که سطح مقطع ثابت و صاف است. برای حصول اطمینان از یکنواخت بودن جریان، در هنگام اندازه‌گیری می‌بایست ۵ تا ۱۰ برابر قطر لوله از هرگونه زانویی، قطعهٔ انحنادار و یا هر نوع قطعه‌ای که در برابر جریان، مانع ایجاد می‌کند فاصله گرفت.

نکاتی که در پی می‌آید در هنگام استفاده از Orifice در ادوات سنجش فشار و همچنین در مورد نقطهٔ اتصال آنها می-بایست لحاظ گردد: Orifice در لوله می‌بایست نسبت به دیوارهٔ گذرگاه آب آزاد و روان باشد. دیوارهٔ گذرگاه آب می-

بایست بدون زبری و دارای سطح مقطع ثابت باشد. در فاصلهٔ ۱۲ اینچ جلوتر از Orifice هرگونه برآمدگی یا زبری در صورت نیاز می‌بایست بوسیلهٔ سوهان یا کاغذ سنباده برطرف گردد. Orifice می‌بایست قطری بین ۱/۴ تا ۱/۸ اینچ داشته باشد و درازی آن نیز می‌بایست دو برابر باشد. لبه‌های Orifice می‌بایست کاملا مماس بر دیوارهٔ گذرگاه آب باشد و فاقد هرگونه زائده باشد. دو شیر فشاری که در شکل۲۰- ۸خواهید دید نشان‌دهندهٔ شیرهایی هستند که با شرایط طرح شده در اینجا مطابقت دارند. در صورتی که بیشتر از یک شیر فشار در قسمت اندازه‌گیری نیاز باشد اتصالات شیری مناسب و جداگانه می‌بایست برای هر شیر در نظر گرفته شود؛ راه دیگر این است که از ادوات اندازه‌گیری دیگری استفاده شود.

تصاویر ۲۰-۸ تا ۲۳-۸ چیدمان مناسب برای انواع ادوات و فرمولهایی برای تبدیل درجه‌هایی که بر روی ادوات خوانده می‌شوند در واحد فوت مایع پمپ شونده ارائه می‌دهند. در این تصاویر ضرایبی نیز برای تصحیح هد سرعت موجود در

8-20



لوله‌های مکش و تخلیه ارائه شده است.

سطح مبنا در پمپهای شفت افقی، خط محور پمپ است و در پمپهای شفت عمودی چشمی پروانه است. ادوات قابل

8-21

$$h_d = +h_{od} + Z_d +$$

$$h_s = +h_{os} + Z_s +$$

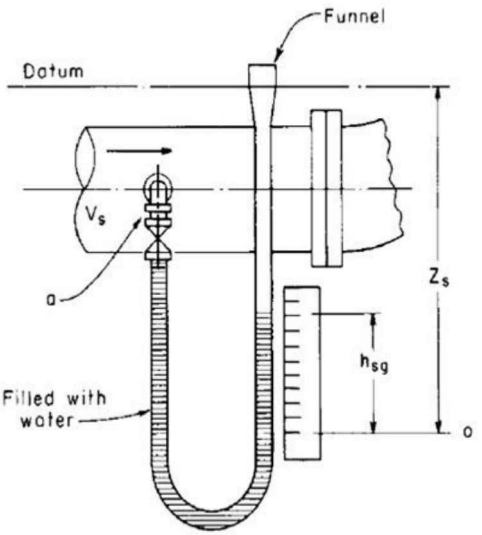
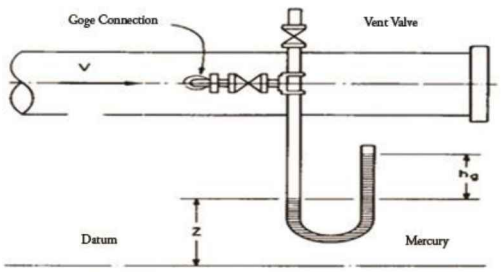


FIGURE 22 Head measurement

استفاده عبارتند از: ستون‌های آب یا مانومترهای آبی در مواردی که فشار نرمال است و در مواردی که فشار بالا است

8-22



مانومترهای جیوه‌ای، گیج‌های بوردون و مبدلهای الکتریکی فشار. به هنگام استفاده از ستون‌های آب باید دقت کرد تا از اشتباهات ناشی از اختلاف دمایی میان آبی که در گیج و آب موجود در پمپ است اجتناب شود.

۸-۶-۱ تعاریف و نمادهای اندازه گیری هد (Head Measuring Definitions And Symbols)

نمادهای استفاده شده در این بخش برای اندازه‌گیری و بیان هد نمادهایی هستند که در نظامنامه تست توان پمپها منتشرشده توسط ASME و استانداردهای پمپ منتشر شده توسط انستیتو هیدرولیک (ویرایش ۲۰۰۰) استفاده شده-اند. نمادهایی که پس از این می‌آید در تصاویر ۲۱-۸تا ۲۳-۸ کاربرد دارند البته در صورتی که از تغییرات دمایی صرف نظر شده باشد.

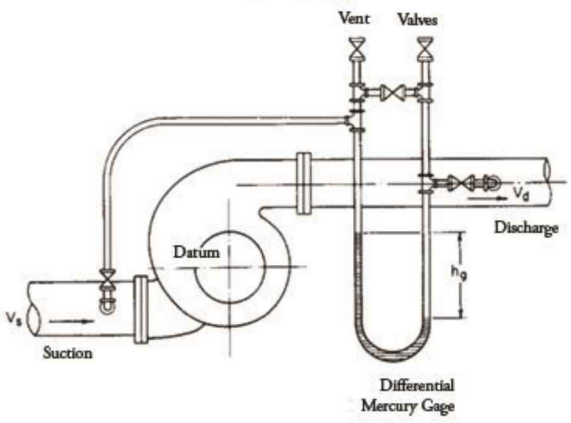
H = هد کل یا هد دینامیک= انرژی افزوده شده در هر پوند مایع که توسط پمپ به سیال داده شده است و بنابراین با اختلاف جبری هد کل تخلیه و هد کل مکش برابر است؛ در صورتی که مقادیر متناظر h_d و h_s بر حسب ارتفاع مبنا زیر فشار اتمسفری باشد h_d و h_s منفی خواهند بود.

H_{gd} = عدد یا درجهٔ خوانده شده گیج تخلیه، ft H_2O

H_{gs} = عدد یا درجهٔ خوانده شده گیج مکش، ft H_2O

هر دو گیج تخلیه و مکش می‌توانند از نوع مانومترهای آبی‌ای که بیواسطه خوانده می‌شوند و یا مانومترهای تبدیلی

8-23



جیوه‌ای

و یا گیج‌های فشار کالیبره شدهٔ بوردون باشند.

Z_d = ارتفاع گیج تخلیه، ft

Z_s = ارتفاع گیج مکش، ft

Y_d = میزان بالا بودن نقطهٔ اتصال گیج تخلیه نسبت به ارتفاع مبنا

Y_s = میزان بالا بودن نقطهٔ اتصال گیج مکش نسبت به ارتفاع مبنا

V_d = سرعت متوسط آب در لولهٔ تخلیه در نقطهٔ اتصال گیج، f/s

V_s = سرعت متوسط آب در لولهٔ مکش در نقطهٔ اتصال گیج، f/s

h_d = میزان بالا بودن هد کل تخلیه نسبت به فشار اتمسفری بر حسب ارتفاع مبنا، ft

h_s = میزان بالا بودن هد کل مکش نسبت به فشار اتمسفری بر حسب ارتفاع مبنا، ft

h_{vs} = هد سرعت در لولهٔ مکش $(V^2_s/2g)$، ft

h_{vd} = هد سرعت در لولهٔ تخلیه $(V^2_d/2g)$، ft

NPSHA = خالص هد مثبت و در دسترس در بخش مکش = هد کل مکش که در نازل تخلیه بر حسب سطح مبنا تعیین شده است و فشار بخار مطلق سیال پمپ شونده از آن کم شده است$(NPSHA=h_a-H_{vpa}+h_a)$

h_{sa} = هد مکش کل مطلق(h_a+h_s)

H_{vpa} = فشار بخار سیال، فوت مطلق

h_a = فشار اتمسفری، فوت مطلق

۸-۶-۲ اندازه‌گیری هد با گیج‌های آبی(Head measurement by water guage)

مثالهای زیر نشان می‌دهد که چگونه هد را در پمپهای سانتریفیوژی- در دو حالتی که گیج بالای فشار اتمسفری و یا زیر آن باشد- محاسبه کنیم.

مثال : در شکل ۲۰-۸ فشار در نقطهٔ اتصال گیج (a) بالاتر از فشار اتمسفری است و خط میان لولهٔ مکش گیج به طور کامل پر از آب شده است. از معادلات زیر استفاده می‌کنیم:

$$h_d=+h_{gd}+Z_d+\frac{v_d^2}{2g}$$

$$h_s=+h_{gs}+Z_s+\frac{v_s^2}{2g}$$

مثال: در شکل ۲۱-۸ فشار در نقطهٔ اتصال گیج (a) زیر فشار اتمسفری است. از معادلهٔ زیر استفاده می‌شود:

$$h_s=+h_{gs}+Y_s+\frac{v_s^2}{2g}$$

منفی بودن نماد Z_s بیانگر اینست که درجهٔ صفر گیج در زیر سطح مبنا قرار دارد.

مثال: در شکل ۲۲- ۸ فشار در نقطهٔ اتصال گیج (a) زیر فشار اتمسفری است و خط بین لولهٔ تخلیه (یا مکش) و گیج کاملا از هوا پر شده است. معادلات زیر به کار می‌روند:

$$h_s=+h_{gs}+Y_s+\frac{v_s^2}{2g}$$

$$h_d=+h_{gd}+Y_d+\frac{v_d^2}{2g}$$

۸-۶-۳ اندازه‌گیری هد با گیج جیوه‌ای(Head measurement by mercury guage)

مثالهایی که در پی می‌آید چگونگی استفاده از گیج‌های جیوه‌ای برای اندازه‌گیری هد در چیدمان پمپ سانتریفیوژی را نشان می‌دهند.

مثال: در شکل ۲۳-۸ فشار در نقطهٔ اتصال گیج (a) بالاتر از فشار اتمسفری است و خط اتصال کاملا با آب پر شده است. معادله زیر به کار می‌رود:

$$h=\frac{W_m}{W}hg+Z+\frac{V^2}{2g}$$

که در اینجا

W_m = وزن مخصوص جیوه

W = وزن مخصوص مایع پمپ شونده

h_g = درجهٔ خوانده شده روی گیج مکش یا تخلیه

مقادیر Y ، Z ، h و V در صورتی که بدون اندیس باشند برای اندازه‌گیری هد تخلیه و مکش به طور برابر کاربرد دارند.

مثال: در شکل ۲۵-۸ فشار زیر فشار اتمسفری است و خط اتصال به طور کامل با هوا پر شده است و حلقه به بالا صعود کرده است تا از گذر آب از ستون جیوه جلوگیری کند. معادله زیر به کار می‌رود:

$$h=\frac{W_m}{W}hg=Y+\frac{V^2}{2g}$$

۸-۶-۴ اندازه‌گیری هد با گیج‌های جیوه‌ای اختلاف سنج (Measuring the head by mercury guage)

چیدمانی از یک پمپ سانتریفیوژی که در آن یک گیج جیوه‌ای اختلاف سنج برای اندازه‌گیری هد استفاده شده است. زمانی که این نوع گیج استفاده شود و خطوط اتصال کاملا پر از آب باشند.معادله صحیح از این قرار خواهد بود:

$$H=\left(\frac{W_m}{W}-1\right)h_g+\frac{V_d^2}{2g}-\frac{V_s^2}{2g}$$

علاوه بر گیج اختلاف سنج، یک گیج مکش نیز می‌تواند جداگانه استفاده شود.

۸-۷ اندازه‌گیری توان(Power measurement)

توان ورودی پمپ را می‌توان به کمک یک موتور کالیبره شده، یک توان سنج انتقالی (Transmissiondynamometer) و یا یک توان سنج پیچشی (Torsiondynamometer) یا پیچش سنج معین کرد. در غالب شیوه‌های اندازه‌گیری توان از استانداردهای پمپ منتشر شده توسط انستیتو هیدرولیک (ANSI/HI 2000) استفاده می‌گردد.

موتورهای کالیبره شده

در هنگام استفاده از موتور کالیبره شده برای اندازه‌گیری توان ورودی، می‌بایست این توان ورودی در ترمینال‌های موتور اندازه‌گیری شود تا از تاثیر هرگونه تلفات خطی که ممکن است بین تابلوی فرمان و رانشگر اتفاق بیافتد در اندازه‌گیری توان برحذر باشیم. منحنی‌های کالیبراسیون تایید شدهٔ موتور می‌بایست فراهم شده باشد. کالیبراسیون می‌بایست بر مقدار دقیق و واقعی ورودی- خروجی راندمان موتور دلالت داشته باشد و از شیوه‌های سنتی تعیین راندمان به صورت اختیاری، می‌بایست اجتناب کرد. در سنجش توان ورودی تمام موتورها می‌بایست از سنجشگرهای الکتریکی کالیبره- از نوع آزمایشگاهی- به علاوهٔ ترانسفورمرها استفاده کرد.

۸-۷-۱ توان سنج انتقالی(Transmission power meter)

زمانی که توان ورودی بوسیلهٔ توان سنج انتقالی تعیین شد، توان سنج می‌بایست در وضعیت بی‌باری و بیکاری پیش از اینکه تست صورت گیرد بالانس شده باشد و تطابق بالانس با وزنهای استاندارد می‌بایست چک شده باشد. پس از تست نیز می‌بایست بالانس بودن و توازن دوباره بررسی شود تا از عدم تغییر شرایط اطمینان حاصل شود. در صورتی که تغییرات محسوس و قابل اعتنا باشد تست می‌باید دوباره صورت گیرد. اندازه‌گیری دقیق سرعت اهمیت اساسی دارد و

نباید بیشتر از ۱٪ با سرعت اسمی پمپ تفاوت داشته باشد. در ذیل عنوان محاسبات به توان ورودی محاسبه شده اشاره خواهیم کرد.

۸-۷-۲ توان سنج پیچشی(Power meter coil)

توان سنج پیچشی از یک شفت طویل تشکیل شده است که کرنش پیچشی آن- در زمان دوران در سرعت فرضی و تحویل دادن گشتاور فرضی- با استفاده از برخی روشهای استاندارد سنجیده می‌شود. وقتی که بخواهیم توان ورودی پمپ را با ستفاده از توان‌سنج پیچشی تعیین کنیم پیش از تست می‌بایست توان‌سنج را به صورت استاتیک در حالت بی‌باری کالیبره کنیم. این کار با اندازه گرفتن انحراف زاویه‌ای در گشتاور فرضی انجام می‌پذیرد.

بلافاصله قبل و بعد از تست، توان سنج پیچشی می‌بایست به صورت دینامیک در سرعت اسمی کالیبره شود. کالیبره کردن توان‌سنج پس از انجام تست می‌بایست در محدودهٔ ۰/۵ درصدی کالیبراسیون اولیه باشد. در طول تست، سرعت نباید بیشتر از ۱٪ نسبت به سرعت اسمی پمپ تغییر داشته باشد. محدودهٔ دمایی توان‌سنج پیچشی در طول تست می-بایست درحدود ۱۰° F دمای ثبت شده در حین کالیبراسیون دینامیک باشد. در شرایطی که تغییرات بالاتر از میزان مجاز باشد تست می‌بایست دوباره صورت گیرد. محاسبات توان ورودی در ادامه ارائه خواهد شد.

۸-۸ اندازه‌گیری سرعت(Velocity tools)

سرعت پمپ تحت تست با استفادهٔ یکی از روشهای زیر تعیین می‌گردد:

- دورسنج (Revolution counter)
- تاکومتر (Tachometer)
-دستگاه چرخان(Stroboscopic device)
- شمارشگر الکترونیکی (Electronic counter)

در تمام موارد بالا ادوات استفاده شده می‌بایست قبل از تست به دقت کالیبره شده باشند تا از اینکه آنها قادر به نمایش سرعت در محدودهٔ دقتی مورد نظر هستند اطمینان حاصل شود. دقت پذیرفته شدهٔ این ادوات ۱±% است. از آنجا که نوسانات در توان پمپ باعث تغییرات متناوب سرعت می‌شود حداقل می‌بایست پنج تست در فواصل زمانی متفاوت صورت گیرد تا به سرعت متوسط برسیم.

۸-۹ محاسبات (Calculation)

۸-۹-۱ توان پمپ(Power pump)

توان خروجی: توان آب یا کار مفید انجام شده توسط پمپ از طریق این فرمول به دست می‌آید:

در دستگاه USCS

$$Whp=\frac{\text{وزن سیال پمپ شونده در واحد پوند بر دقیقه}\times\text{هدکل در واحد فوت سیال}}{33{,}000}$$

در دستگاه SI

$$Wkw=\frac{kg\ of\ liquid\ pumped/min\times\ total\ head\ in\ m\ of\ liquid}{6131}$$

در صورتی که گرانش مخصوص مایع برابر با ۱ باشد و وزن مخصوص مایع در دمای 68°F (20°C) برابر با ۶۲.۳ lb/ft^3 باشد فرمول از این قرار است:

در دستگاه USCS

$$Whp=\frac{gpm\times head\ in\ ft}{3960}$$

در دستگاه SI

$$Wkw= 9.8m^3/h \times head\ in\ m$$

توان ورودی:

توان مورد نیاز برای رانش پمپ از طریق فرمول زیر به دست می‌آید:

در دستگاه USCS

$$Bhp = \frac{gpm\times total\ head\ in\ ft}{3960\times pump\ efficiency}$$

در دستگاه SI

$$Bkw = \frac{9.8m3/h \times total\ head\ in\ m}{pump\ efficiency}$$

راندمان پمپ از طریق فرمول زیر به دست می‌آید:

$$\text{pump efficiency}=\frac{output}{input} = \frac{\text{whp}}{bhp} = \frac{\text{wkw}}{bkw}$$

توان الکتریکی ورودی موتور عبارت است از:

در دستگاه USCS

$$ehp=\frac{bhp}{motor\ efficiency} = \frac{gpm\times head\ in\ ft}{3960\times pump\ efficiency \times motor\ efficiency}$$

در دستگاهSI

$$kw=\frac{9.8\pi 3/h\times head\ in\ meter}{\text{راندمان موتور}\times\text{راندمان پمپ}}$$

کیلووات ورودی موتور عبارت است از:

$$=\frac{gpm\times head\times 00746}{\text{راندمان موتور}\times\text{راندمان پمپ}\times 3960}$$

راندمان پمپ :

$$Kwinput=\frac{bhp\times 0.746}{\text{راندمان موتور}}$$

$$\text{راندمان پمپ} = \frac{\text{wkw}}{bkw} = \frac{whp}{bhp} = \frac{\text{خروجی}}{\text{ورودی}}$$

راندمان کلی یک واحد پمپاژ که رانشگر آن یک موتور الکتریکی باشد از قرار زیر است:

راندمان موتور × راندمان پمپ = راندمان کل

۸-۹-۲ تنظیمات سرعت(Velocity arranging)

بهترین و استاندارد ترین روش در تست سرعت پمپ استفاده از یک موتور عملی و واقعی در حین تست است. به هرحال در مواردی که بخواهیم منحنی‌های حاصله از تست را بکشیم ضرورت پیدا می‌کند که مقادیر را برحسب سرعت اسمی پمپ تصحیح کنیم. سرعت اسمی پمپ می‌بایست همیشه کمتر از سرعت تست باشد به این دلیل که حتی کوچکترین

افزایش سرعت از حد سرعت تست ممکن است باعث شود که پمپ وارد ناحیهٔ نوسان‌دار و ناایستا شود. همچنین توصیه شده است که تغییر سرعت از سرعت تست به سرعت اسمی نباید بیشتر از ۳٪ باشد.

برای اینکه بخواهیم مقدار دبی پمپ، هد، توان و *NPSH* را از مقادیر ثبت شده در حین تست، برای یک سرعت دیگر تنظیم کنیم می‌باید از فرمولهای زیر استفاده کنیم:

ظرفیت :

$$Q_2=\frac{N_2}{N_1}\times Q_1$$

که در اینجا

Q_1 **= مقدار دبی در سرعت تست،** $gpm(m^3/h)$

Q_2 **= مقدار دبی در سرعت اسمی،** $gpm(m^3/s)$

N_1 **= سرعت تست،** rpm

N_5 **= سرعت اسمی،** rpm

هد:

$$H_2=\left(\frac{N_2}{N_1}\right)2\times H1$$

که در اینجا

H_1 **= هد در سرعت تست،** ft (m)

H_2 **= هد در سرعت اسمی،** ft (m)

توان: در دستگاهUSCS

$$hp_2=\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3\times hp_1$$

توان: در دستگاه SI

$$Kw_2=\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3\times KW_1$$

که در اینجا

hp_1 **= توان در سرعت تست،** hp

hp_2 **= توان در سرعت اسمی،** hp

kW_1 **= توان در سرعت تست،** kW

kW_2 **= توان در سرعت اسمی،** kW

خالص هد مثبت در قسمت مکش:

$$NPSH_2=\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2\times NPSH_1$$

که در اینجا

$NPSH_1$ **= خالص هد مثبت در قسمت مکش در سرعت تست،** ft(m)

$NPSH_2$**= خالص هد مثبت در قسمت مکش در سرعت اسمی،** ft(m)

انجام تستهای فروش و میدانی در سرعتهای بالاتر و پایین‌تر تنها زمانی مجاز است که هیچ گزینهٔ دیگری موجود نباشد. در این صورت قوانین همبستگی می‌بایست برای حفظ شباهت میان شرایط تست و واقعی لحاظ گردد. این رابطه به صورت زیر قابل بیان است:

$$\frac{Q_1}{Q} + \frac{N_1}{N} = \left(\frac{H_1}{H}\right)^{1/2}$$

تست = Q_1 = مقدار دبی و H_1 = هد در N_1 = rpm

واقعی = Q = مقدار دبی و H = هد در N = rpm

۸-۱۰ ثبت اطلاعات(Recording data)

۸-۱۰-۱ اطلاعات(Data)

همانند بسیاری از تستها و آزمایشگاههای تست در اینجا نیز از یک فرم اطلاعات تست استفاده می‌شود. یک فرم برای ضبط اطلاعات مرتبط با عملکرد پمپ در تصویر ۲۴-۸ نشان داده شده است. شماره سریال تولید کننده، نوع و اندازه یا سایر مسایل مرتبط با هویت و شناسایی یک پمپ و رانشگر آن می‌بایست به دقت ضبط شود تا از اشتباه شدن آن با سایر پمپها جلوگیری شود. نه تنها ابعاد و شرایط فیزیکی ماشین تست شده بلکه

تعداد راه اندازی		۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰
هد	فشار(psi)										
	هد										
	اندازه به متر آب										
	سرعت هد										
	هد کل										
ظرفیت	جریان(m3/h)										
داده های قدرت	ولتاژ موتور										
	آمپر										
	کیلووات										
	قدرت کل(اسب بخار)										
	کارآیی موتور										
	سرعت										
	راندمان پمپ										
کارآیی کل											

8-24

سایر قطعات و ادواتی که در نتایج حاصلهٔ تست مهیم هستند نیز باید مورد اشاره قرار گیرند.

۸-۱۰-۲ رسم نتایج تست(Recording test results)

به هنگام رسم منحنی‌های حاصله از نتایج تست باید آگاه بود که هر نقطه‌ای ممکن است اشتباه باشد اما مجموع نقاط می‌بایست یک مسیر را ایجاد کند. صرف نظر از برخی عوامل خارجی که باعث تغییر تند و سریع میزان شیب منحنی می‌گردند می‌توان یک منحنی ملایم که ضرورتا هم نباید تمام نقاط را در برگیرد ترسیم کرد. شکل ۲۵-۸ یک نمونه گرافیکی است که نحوه تعیین عملکرد پمپ به همراه هد کل، توان ورودی و راندمان را به صورت درصدی نشان می-دهد. در این نمونه نقاط هم سطح در محور افقی مختصات (خط صاف) نشان دهنده ظرفیت پمپ است.

۸-۱۰-۳ تست کردن مدل(Testing model)

مدلها بنا بر یکی از دلایل زیر تست می‌گردند:

- گسترش و توسعه ایده‌های جدید

- به دست دان معیاری به تولید کننده برای محدوده ضمانت عملکرد و راندمان

- حصول اطمینان برای خریدار که الزامات رعایت گشته است

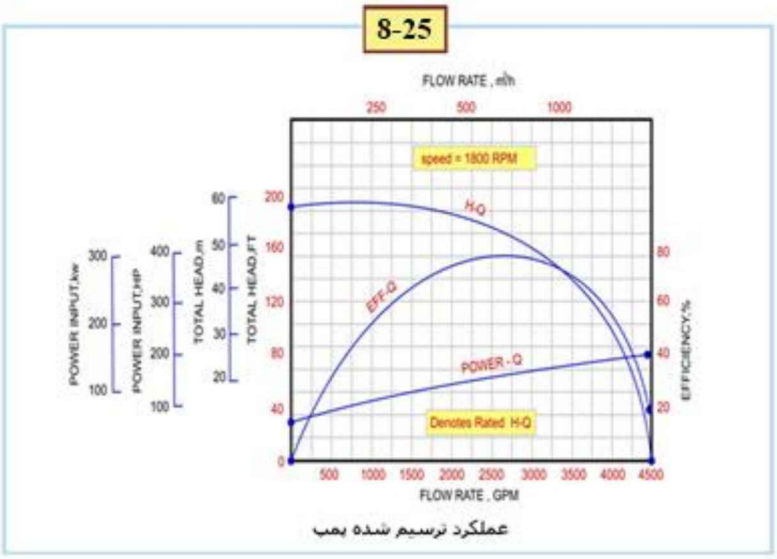
- جایگزین کردن و یا تکمیل تست میدانی الگو

- مقایسه عملکرد چندین مدل

باید دانست که تستهای مدل که پیش از طراحی و نصب نهایی واحدهای بزرگ صورت می‌گیرد اطمینان بالایی از عملکرد رضایت بخش پمپ به دست می‌دهد.

۸-۱۰-۴ روال تست

(Routine testing) مدل می‌بایست از نظر هندسی شباهت کامل به نمونه داشته باشد (منظورمان شباهت کل قطعات مرتبط با سیال است که بین ورودی و خروجی پمپ قرار دارند). مدل می‌بایست همانند نمونه در هر دو حالت شفت افقی و عمودی تست شده باشد. سرعت مشخصه مدل در هر تست می‌بایست با نمونه نصب شده برابر باشد. هد مکش یا ارتفاع نظیر مکش (مکش از عمق) می‌بایست مقدار یکسان داشته باشد.اگر قطر مدل عبارت از D_1 و قطر نمونه عبارت ازD باشد در نتیجه باید سرعت مدل (N_1) و ظرفیت آن (N_1) تحت تست هد (H_1) با روابط زیر همخوانی داشته باشد:



$$\frac{N_1}{N}+\frac{D}{D_1}\sqrt{\frac{H_1}{H}} \quad \text{and} \quad \frac{Q_1}{Q}=\left(\frac{D_1}{D}\right)^2\sqrt{\frac{H_1}{H}}$$

به هنگام تست یک مدل با سایز کوچکتر تحت شرایط پیشین، شباهت هیدرولیکی کاملا امنی نخواهیم داشت مگر اینکه زبری سطوح پروانه و محفظهٔپمپ یکسان باشد. حتی با وجود یکسان بودن بافت و ساختار سطوح مدل و نمونه، باز هم راندمان مدل کمتر از راندمان نمونه خواهد بود

.می‌توان راندمان پمپ مدل را به راحتی بالا برد تا با راندمان نمونه تطابق پیدا کند. برای این منظور از فرمول زیر استفاده می‌کنیم:

$$\frac{1-e_1}{1-e}=\left(\frac{D}{D_1}\right)$$

مقدار توان n را می‌بایست برای پمپ نوع فرضی و پمپ فرضی آزمایشی بر اساس مقایسه راندمان‌های مدل و نمونه معین کرد. استانداردهای انستیتو هیدرولیک اعلام می‌دارد که مقدار n می‌تواند از صفر (زمانی که زبری سطح و کلرنس مدل و نمونه در تناسب با سایز آنها باشد) تا ۰/۲۶ (زمانی که زبری مطلق هر دو برابر باشد) متغیر باشد.

مثال: مثالی که در پی می‌آید توسط انستیتو هیدرولیک برای تست مدل ارائه شده است:

یک پمپ تک مرحله‌ای برای انتقال $200ft^3/s$ به ارتفاع 400ft در سرعت 450rpm با هد مکش مثبت 10 ft (که شامل هد سرعت نیز هست) پروانه ای به قطر 6.8 ft دارد. این پمپ برای تست فروش یا آزمایشگاهی بسیار بزرگ است. یک مدل دارای پروانهٔ 18-in و در هد پایین‌تر معادل 320ft به جای آن تست می‌گردد. سرعت، ظرفیت و هد مکش برای این تست می‌بایست چه مقدار باشند؟با بکار بردن معادلات بالا

در دستگاه USCS

$$N_1=N\frac{D}{D_1}\sqrt{\frac{H_1}{H}}=450\left(\frac{6.8}{1.5}\right)\sqrt{\frac{320}{400}}=1825\ rpm$$

$Q_1=Q\left(\frac{D_1}{D}\right)^2\sqrt{\frac{H_1}{H}}=200\left(\frac{1.5}{6.8}\right)^2\sqrt{\frac{320}{400}}=8.73 ft^3/_s=3920$ gpm

در دستگاه SI

$N_1=450\left(\frac{2.1}{0.46}\right)^2\sqrt{\frac{97.5}{122}}=1825$ rpm

$Q_1=5.66\left(\frac{0.46}{22.1}\right)^2\sqrt{\frac{97.5}{122}}=0.247\ m^3/_S$

سرعت مشخصهٔ نمونه برابر است با:

در دستگاه USCS

$N_S=N\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}=450\frac{\sqrt{200}}{400^{3/4}}=71.2$ in the $ft^3/_s$ System

در دستگاه SI

$N_S=\frac{450\sqrt{5.66}}{122^{3/4}}=39\ in\ the\ m\ ^3/_s$ System

و سرعت مدل برابر است با:

در دستگاه USCS

$N_{s1}=1.825\frac{\sqrt{8.73}}{320^{3/4}}=71.2$(or 1,510 in the gpm system)

در دستگاه SI

$N_{s1}=1825\frac{\sqrt{0.247}}{97.5^{314}}=29$

فاکتور کاویتاسیون برای نصب میدانی در دمای 80 F در بالاترین میزان محتمل فرض می‌گردد و H_b= 32.8 ft برابر با مقدار زیر خواهد بود:

در دستگاه USCS

$$\sigma=\frac{H_{b-H_S}}{H}=\frac{32.8-10}{400}=0.057$$

در دستگاه SI

$$\sigma=\frac{10-3}{122}=0.057$$

که در اینجا

H_b = has - H_{vpa} **(فشار اتمسفری مطلق- فشار بخار مطلق)**

H_s = **فاصله از مبنا تا سطح مکش که می‌بایست در تست یکسان باشد. به همراه دمای آب که آن نیز تقریبا یکسان است**

$$\sigma = \frac{H_{b-H_{s1}}}{H_1}$$

در دستگاه USCS

$H_{s1}=H_b - \sigma H = 32.8 - (0.057)(320) = 14.6\ ft$

در دستگاه SI

$H_{s1}=10-(0.057)(97.5) = 4.4m$

بنابراین مدل می‌بایست با هد مکش مثبت معادل 14.6 ft تست شود تا بتواند شرایط میدانی را فراهم کند.
معمولا یکی از الزامات به هنگام استفاده از تستهای مدل- به عنوان تستهای پذیرش و قبول- حصول اطمینان از وجود شباهت هندسی میان مدل و نمونهٔ نصب شده است. برای این منظور مقدار صحیح و دقیق ابعاد خاص و ضروری می-بایست تعیین شده باشد. همچنین مقدار اختلاف هندسی مجاز میان مدل و نمونه می‌بایست به صورت کتبی پیش از انجام تست مورد توافق واقع شود.

۸-۱۱تست کردن پمپهای غیر سانتریفیوژی(Testing other pumps not centrifugal)

بزرگترین دستهٔ پمپها بعد از پمپهای سانتریفیوژی پمپهای جابجایی هستند. این دسته شامل پمپهای جابجایی از نوع دورانی، رفت و برگشتی، پیچی و سایر انواع می‌گردد. تست این دسته از پمپها بسیار به نحوهٔ تست پمپهای سانتریفیوژی شباهت دارد. معمولا ظرفیت این پمپها پایین است و هدشان بیشتر است. اما شیوه و نحوهٔ اندازه گیری در همهٔ این پمپها یکسان است. انستیتو هیدرولیک در استانداردهای منتشره (ANSI/HI) ویرایش ۲۰۰۰ بطور کامل نحوهٔ تست پمپهای دورانی و رفت و برگشتی را پوشش داده است.

تست پمپهایی که در محدودهٔ طبقه بندی گستردهٔ سانتیرفیوژی ها و جابجایی ها قرار ندارند معمولا بسیار خاص است و در هر مورد بخصوص جداگانه عمل می‌شود. روشهای تست این قبیل پمپها معمولاً در دفترچه‌های اختصاصی سازنده به روشنی و همراه با جزئیات ذکر می‌گردد؛ در غیر این صورت توافق میان طرفین پیش از شروع تست می‌بایست صورت گیرد. تست پمپهای مکنده و یا پمپهای جت در این دسته قرار می‌گیرد.

۸-۱۲سایر تست ها(Other tests)

در حین تست پمپ، پدیده‌های قابل توجه دیگری نیز وجود دارند که می‌بایست لحاظ شوند و ثبت گردند. این پدیده‌ای که معمولا گزارش می‌شود عبارت از ارتعاش و اغتشاشات صوتی (نویز) است.
محدودهٔ پذیرفتنی برای ارتعاشات و اغتشاشات صوتی با ذکر ادواتی که برای سنجش آنها استفاده می‌شود کاملا خاص و اختیاری است ومعمولا در قرارداد ذکر می‌گردد. چنانچه پمپ در شریط خاصی نصب خواهد شد این شرایط محیطی نیز می‌بایست لحاظ گردد.

فصل نهم

راهنمای خرید و انتخاب پمپ

Selecting and purchasing pumps

۹-۱ مراحل موجود در فرآیند(Stages for purchasing pumps)

بعد از تصمیم اولیه که در مورد تجهیزات پمپینگ نیاز است، خرید تجهیزات را می‌توان به مراحل کلّی زیر تقسیم نمود:

- مهندسی سیستم پمپینگ
- انتخاب پمپ و نوع نیرو محرکه آن
- تهیه برگه اطلاعات و مشخصات پمپ
- تحقیق و قیمت پیشنهادی
- ارزیابی هزینه‌ها و مذاکرات
- خرید پمپ انتخابی و نیرو محرکه آن

در فرایند مشخص‌کردن تجهیزات پمپینگ، مهندس باید الزامات سیستم و منحنی‌های هد سیستم را تعیین کند، نوع پمپ را انتخاب کند، مشخصات پمپ را بنویسید، برگه اطلاعات پمپ را کامل کند، شیوه تست پمپ را تعیین کند و تمامی اطلاعات را برای مشخص نمودن تجهیزات مورد نیاز از تأمین کننده ارائه کند.

بعد از اتمام این مرحله، مهندس آماده برداشتن گامهای لازم بعدی برای خرید تجهیزات است. این مراحل از مسائل مربوط به بررسی پمپ گرفته تا پیشنهاد قیمت، ارزیابی فنی و تجاری قیمت پمپ‌ها، انتخاب تأمین‌کننده و انتشار اطلاعات لازم برای صادر نمودن دستور خرید را شامل می‌شود. نتیجه نهایی این فرایند انتخاب ترکیب پمپ/ محرک است که هم الزامات فرایندی و هم الزامات مکانیکی را برآورده می‌سازد.

۹-۱-۱ مهندسی سیستم پمپینگ(Pumping system)

اولین مرحله، مشخص نمودن الزامات و شرایطی است که تحت آن تجهیزات کار می‌کنند.

نوع سیّال توضیح مفصّلی از سیالی که باید منتقل شود ارائه می‌گردد. این توضیحات شامل ویژگی‌هایی مانند ویسکوزیته، دانسیته، فشار بخار، خورندگی، سایشی بودن، فراریّت، اشتعال‌پذیری و سمی بودن سیال می‌باشد؛ با توجه به فرایند و سیستم، تمام این ویژگی‌ها و یا برخی از آنها ممکن است تاثیر قابل توجهی روی طراحی پمپ و سیستم داشته باشند. مثلاً:

- خورندگی سیال بر مصالح سازه سیستم تأثیر می‌گذارد.
- اگر سیّال دارای جامدات معلّق باشد، انواع طراحی‌های مناسب برای پمپ‌های مقاوم در برابر سایش باید مدنظر قرار گیرد.
- سایش به علت درصد بالای ذرات ممکن است موجب کاهش عملکرد نابهنگام سیستم شود. ذرّات بزرگ ممکن است باعث گردند که در طراحی پمپ از پروانهٔ باز استفاده شود.
- سمی بودن سیال ممکن است استفاده از سیلهای مکانیکی دوگانه (جفت یا دوتایی) را به علت قوانین یا ملاحظات ایمنی اجباری سازد.
- گازهای محبوس ممکن است بر توانایی پمپ برای تولید فشار دیفرانسیلی مورد نیاز تأثیر گذارد.

ویژگی‌های شیمیایی و فیزیکی سیال باید در کل گسترهٔ کاری مورد انتظار سیستم مشخص شده باشد. عوامل تاثیر گذاری مانند تغییرات دمایی و فشاری نیز باید مشخص شود.

۹-۱-۲ منحنی‌های هد سیستم (Head curves)

مهندس باید درکی واضح از فرایند و سیستمی که تجهیزات پمپینگ در آن کار خواهند کرد داشته باشد. طراحی اولیّه سیستم باید انجام شود و دارای یک آرایش تجهیزاتی و یک P & ID (نمودار لوله‌کشی و ادوات) باشد. این نمودارهای مقدماتی مسیرهای مختلف جریان سیال برای عملیات سیستم، قطر و طول اولیّه لوله‌ها، ارتفاع نسبی اجزای سیستم و تمامی اجزای شیرآلات و لوله‌کشی که برای افت هد سیستم استفاده می‌شوند را نشان خواهند داد. این نمودارها توسط مهندس برای محاسبه اندازه نهایی لوله‌ها و الزامات هد سیستم پمپینگ استفاده خواهد شد.با این اطلاعات مهندس می‌تواند منحنی‌های هد سیستم که نشانگر رابطه بین دبی و افت‌های هیدرولیکی در سیستم لوله‌کشی هستند را ارائه کند. در تعیین افت‌های هیدرولیکی، مهندس باید حدود مجاز کافی برای خوردگی‌های آتی و رسوبات پوسته‌ای در سیستم لوله‌کشی را در طول عمر واحد صنعتی در نظر بگیرد.

چون افت‌های هیدرولیکی تابعی از دبی، اندازه لوله و آرایش لوله‌کشی می‌باشند هر مسیر جریان در یک سیستم مشخص دارای منحنی عملیاتی مشخصه خود می‌باشد. هنگام مشخص‌نمودن خصوصیّات موردنیاز پمپ باید دقت نمود که تمامی مسیرهای ممکن جریان برای سیستم را در نظر گرفت. بهتر است اثرات فشار استاتیک و اختلاف ارتفاع‌ها در سیستم را درنظر گرفت تا منحنی ترکیبی هد سیستم تشکیل شود. این منحنی ترکیبی، هد کلّی پمپ را جهت غلبه بر مقاومت سیستم و فشار استاتیک و ارتفاع دیفرانسیلی نشان می‌دهد. هد پمپ در تمامی نقاط کاری موردنیاز و تمامی شرایط سیّال برای مسیرهای مختلف جریان سیستم، باید برابر با منحنی ترکیبی سیستم و یا بالاتر از آن باشد.

۹-۱-۳ حالات عملیاتی (کاری) سیستم (Operation stages of system)

حالات عملیاتی سیستم ملاحظاتی مهم حین تعیین مشخصات تجهیزات پمپینگ هستند. آیا پمپ به صورت مداوم یا منقطع استفاده می‌شود؟ آیا پمپ به صورت موازی یا به صورت متوالی همراه با پمپ‌های دیگر بکار می‌رود؟ آیا اختلافات چشمگیری در الزامات هد یا دبی در آرایش‌های مختلف سیستم بوجود خواهد آمد؟ آیا یک پمپ مجزا بعنوان یک پمپ یدکی مشترک برای دو کاربرد پمپینگ متفاوت استغاده خواهد شد؟ این سوالات و سوالات دیگر که ناشی از تجزیه و تحلیل حالات مختلف عملیاتی هستند بر تصمیمات مربوط به تعداد پمپ‌های موردنیاز، هدها و ظرفیّت‌ها و اینکه آیا پمپ‌های تقویت کننده در برخی آرایش‌های سیستم مناسب‌تر هستند یا نه، تأثیر خواهد گذاشت. باید خاطر نشان کرد که الزامات هیدرولیکی محافظه‌کارانه و غیرضروری ممکن است موجب افزایش پیچیدگی پمپ و هزینه آن گردد (مانند انتخاب پمپ چندمرحله‌ای پیچیده‌تر و یا دو مکشه بجای یک پمپ ساده تک مرحله‌ای).

مهندس باید طول زمانی محتمل بین دو دفعه تعمیر و نگهداری سیستم پمپینگ را نیز مدنظر قرار دهد. این عامل بر تصمیم‌گیری در مورد کمیت، نوع پمپ، نیاز به قطعات یدکی و کیفیت ساخت موردنیاز برای برخی پمپ‌های خاص تأثیر گذار است. اغلب به علّت ماهیّت مهم سرویس‌دهی پمپینگ که به قابلیت اعتماد و اعتبار بسیار بالایی نیاز است، قطعات یدکی تدارک دیده می‌شوند. در مواردی، ۲ تا ۱۰۰ درصد پمپ نصب می‌شوند. وقتی دبی موردنیاز سیستم نوسان می‌کند، ممکن است به ۳ تا ۵۰ درصد پمپ نیاز باشد. وقتی دبی‌های کاهش‌یافته اثری معکوس بر عملیات نمی‌گذارند ۲ تا ۵۰ درصد پمپ‌ها را می‌توان برای این کار تعیین نمود. فسلفه عملیاتی واحد مشخص می‌کند که آیا نیاز به استارت اتوماتیک یک پمپ یدکی داریم یا نه.

۹-۱-۴ حد مجاز هد (Limit head)

پمپ‌ها معمولاً با یک حاشیه ظرفیتی مشخص می‌شوند که بیش از حاشیه‌ای است که برای فرایند تعیین شده است. همچنین، افت‌های هد محاسبه‌شده سیستم نیز به صورت محافظه‌کارانه‌ای تعیین می‌شوند. دلایل انجام این کار به قرار زیر است:

- در طول طراحی سیستم، فرضیات زیادی در حین تعیین الزامات پمپ مفروض گرفته می‌شود که برخی از آنها ممکن است نهایتاً نادرست تشخیص داده شوند.
- در طول چرخه عمر واحد، شرایط فرایندی احتمالاً به علت مواجهه با کاتالیزور، تغییرات در مواد اولیه، تغییرات دمایی فصلی و نظایر آن تغییر کند.
- طراحی لوله‌کشی نهایی ممکن است تا حد زیادی با طراحی مقدماتی متفاوت باشد.
- افت‌های هیدرولیکی سیستم ممکن است به خاطر خوردگی و غیره تغییر کند.

در طول طراحی اولیه سیستم تغییرات آتی و بالقوه در هد/ ظرفیّت باید جهت تعیین حاشیه طراحی موردنیاز مورد مطالعه قرار گیرد. چون باید پمپی انتخاب شود که تقریباً با بهترین بازدهی کار کند، مهم است که حاشیه انتخابی را به حداقل برسانیم. حاشیه‌های ۵ تا ۱۰ درصدی دبی رایج هستند اما حتی حاشیه ۲۰ درصدی مثلاً در سرویس کردن برج برگشتی رایج است. در مواردی که فرایند به خوبی درک و مورد بررسی قرار گرفته است و الزامات عملیاتی سیستم به خوبی تعیین شده است حاشیه صفر نیز مناسب است.

برنامه‌های آتی افزایش ظرفیّت در صورتی که سیستم لوله‌کشی قادر به تدارک هد مکش مثبت و خالص کافی در شرایط آتی جریان نباشد با مانع مواجه می‌گردد.

باید حین اِعمال حواشی دقت کرد تا مطمئن شویم که اندازه پمپ خریداری‌شده بیشتر از اندازه موردنیاز نیست. اگر هد کلّی تولیدشده بسیار زیاد است، پروانه‌های پمپ ممکن است در محدوده بازه مجاز پمپ مدل قرار داده شوند. اگر جریان تا حد قابل ملاحظه‌ای بیش از اندازه موردنیاز است ممکن است باعث هدررفت انرژی پرهزینه‌ای در طول عمر واحد شود. علت این امر بازدهی عملیاتی کم پمپ در دبی‌های خارج از محدوده طراحی پمپ و افت‌های ناشی از گلوگاهی است که برای کنترل دبی به میزان دلخواه ضروری است.

۹-۱-۵ کنترل پمپ (Control of pump)

نوع کنترل برای پمپ نیز برای انتخاب و مشخص‌سازی پمپ حائز اهمیّت است. چون سیستم لوله‌کشی واقعی معمولاً یک حاشیه امنیت را در طراحی درنظر می‌گیرد، یک شیر کنترل در کاربردهای پمپ سانتریفیوژ استفاده می‌شود. این شیر کنترل (که توسط سازنده پمپ تعبیه نمی‌شود) برای تنظیم منحنی سیستم در طول چرخه واحد استفاده می‌شود. کنترل جریان برای اکثر سیستم‌ها موجب پایدارترین عملیات برای سیستم می‌شود. کنترل فشار در صورتی که در نواحی مسطح یا افتان منحنی یک پمپ سانتریفیوژ اِعمال شود ممکن است باعث نوسانات بزرگی در جریان شود. به همین دلیل، در اکثر دفترچه های مشخصات فنی پمپ‌های سانتریفیوژ الزامات مربوط به منحنی عملکردی پمپ سانتریفیوژ گنجانده می‌شود و تا نقطه بستن شیر تخلیهٔ پمپ ادامه می‌یابد (که به خاموشی پمپ نیز معروف است).

کنترل گر سطح و دما هردو می‌توانند در شرایطی که پمپ در حالت هرزکاری و یا خارج از محدودهٔ منحنی کار می‌کند کنترل پمپ را به دست گیرند. پمپ‌های سانتریفیوژ با افزایش ۱۰ تا ۲۰ درصدی هد بین نقطه کاری مشخص و نقطه خاموشی، ممکن است برای برخی سرویس‌ها مانند کار پمپ‌ها به صورت موازی مناسب‌تر باشند.

پمپ‌هایی که ممکن است در شرایط هرز کاری قرار بگیرند ممکن است نیازمند یک انشعاب همیشه باز باشند تا مانع از آسیب زدن به پمپ شود. سازندگان پمپ برای یک پمپ مشخص، حداقل جریان موردنیاز را توصیه خواهند کرد، اما بسیاری از افرادی که از این پمپ‌ها استغاده می‌کنند به حاشیه اضافی دیگری بیش از جریان حداقلی پیشنهادی از طرف سازندگان نیاز دارند. اگر یک انشعاب مداوم جریان در طراحی سیستم لحاظ شود، این جریان اضافی یا مازاد باید در الزامات پمپ درنظر گرفته شود.

۹-۱-۶ تغییرات آتی در سیستم (Futures changing in system)

عامل نهایی که باید درنظر گرفت احتمال تغییرات آتی در سیستم است. وقتی تغییرات آتی در سیستم را بتوان با درجه-ای از اطمینان پیش‌بینی کرد، سیستم را با درنظر گرفتن این موضوع در ذهن باید طراحی کرد. بجای انتخاب پمپی که با حد نهایی محدودهٔ عملیاتی خود کار کند، می‌توان گزینهٔ پروانه با قطر بزرگتر را باید یا پمپ با اندازه بزرگتر را که با محدوده ابتدایی گستره عملیاتی خود کار کند درنظر داشت. همچنین توانایی نصب پروانه با قطر بزرگتر برای کنترل الزامات هد بیشتر و بالاتر در آینده مدنظر قرار داد. چون کمینه کردن هزینه‌های سرمایه‌ای برای یک پروژه معمولاً جزو ملاحظات اولیه در هر پروژه‌ای است، انتخاب پمپی با اندازه بزرگتر برای عملیات بعدی اقدامی معمول نیست. از پمپ‌ها انتظار می‌رود که به طرزی مؤثر و قابل اعتماد در سیستم فعلی کار کنند و این حقیقت را باید در طول فرایند انتخاب پمپ همواره مورد توجه قرار داد.

۹-۲ انتخاب پمپ (Pump selection)

همانطور که قبلاً گفته شد، انتخاب نوع پمپ برای کابرد خاصّی تحت تأثیر عواملی همچون خصوصیات سیال، مواد لازم برای سازه، الزامات هد و جریان سیستم، طول عمر تجهیزات، هزینه انرژی و میزان در دسترس‌بودن امکانات خاصی مانند آب خنک‌کننده می‌باشد. دقت در این حوزه برای انتخاب صحیح و مناسب پمپ‌ها ضروری است.

۹-۲-۱ انواع پمپ‌ها (Types of pumps)

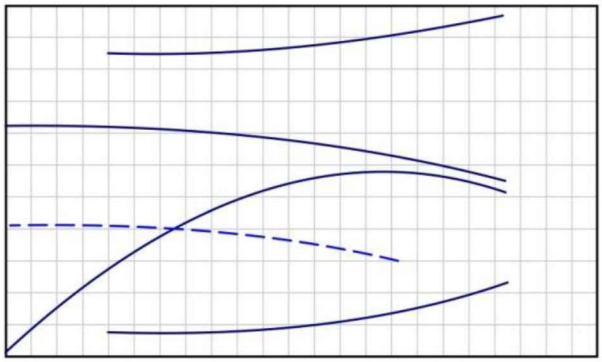
چندین نوع طراحی اساسی برای پمپ‌ها وجود دارد. هر کدام از این طراحی‌ها را می‌توان برای گستره‌ای ترکیبی از جریان و هد مورد استفاده قرار داد. شکل۱-۹ مروری کلی بر نوع پمپی است که برای هدهای مختلف و دبی‌های متفاوت قابل استفاده است.

علاوه بر ملاحظات مربوط به هد و ظرفیت، دیگر خصوصیات کاری یک پمپ به مهندس کمک خواهند نمود که پمپی مناسب برای یک کاربرد خاص انتخاب نماید. برخی از این ملاحظات در بخش های بعدی به صورت مفصل بیان شده اند.

مشخصه آغاز به کار خودکار

اگر پمپی از یک منبع زیر نازل مکش پمپ (شیپوره) مکش را انجام می‌دهد، ممکن است لازم باشد که این پمپ دارای قابلیت شروع اتوماتیک باشد. پمپ‌های جابه‌جایی مثبت مانند یک پمپ پیستونی،پیچی و یا پمپ دنده‌ای قادرند در محدوده‌هایی با گسترهٔ ظرفیتی

9-1



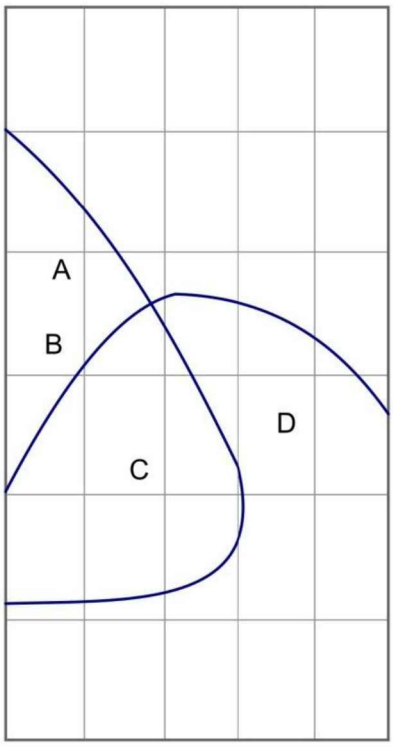
بررسی

کمتر قابلیت آغاز به کار اتوماتیک داشته باشند. همچنین پمپ‌های سانتریفیوژ با طراحی‌های خاصی وجود دارد که دارای قابلیّت آغاز

به کار اتوماتیک هستند.

مشخصه جریان/ هد متغیر پمپ‌های جریان محوری و سانتریفیوژ قادرند با جریان‌ها و هدهای متفاوتی کار کنند. با بررسی منحنی پمپ یک پمپ خاص، قابلیت گستره جریان/ هد برای این نوع از پمپ‌ها را می‌توان براحتی مشخص نمود.

9-2



منحنی های مشخصه یک پمپ سانتریفیوژی در برابر مقدار دبی یا ظرفیت

به منحنی کاری پمپ سانتریفیوژ (شکل۲-۹) مراجعه
کنید. برای یک پمپ سانتریفیوژ با اندازه پروانه خاص، اگر NPSH کافی موجود باشد، پمپ می‌تواند دبی با هر میزانی در محدوده منحنی مشخصه دبی – هد آن پمپ را تولید کند که متناظر با منحنی هد سیستم باشد (شکل ۲-۹).
خصوصیّات هد سیستم می‌تواند
به گونه‌ای تغییر کند تا جریان را بوسیله تنگ‌کردن خروجی یا با تغییر سرعت پمپ تغییر دهد.

۹-۲-۲ لزوم هد زیاد (بیش از توانایی پمپ سانتریفیوژ تک مرحله‌ای ساده) (Necessity high head)

بسته به دبی مورد نیاز، ممکن است یک پمپ سانتریفیوژ یا یک پمپ پیستونی ممکن است نیاز به هد دیفرانسیلی بالا را برآورده سازد. اگر دبی نسبتاً کمی موردنیاز باشد یک پمپ سانتریفیوژی سرعت بالا یا یک پمپ پیستونی مورد نیاز است. وقتی بین این دو حالت یکی را انتخاب می‌کنیم سوالاتی که مطرح می‌شوند ممکن است به صورت زیر باشند:

- آیا جریان ضربانی یک پمپ پیستونی برای نحوه کار سیستم ضرر نخواهد داشت؟ آیا یک میراکنندهٔ ضربانی این مشکل را مرتفع خواهد نمود؟
- آیا سیّال به اندازه کافی تمیز است تا از فرسایش نابهنگام پیستون‌ها و سیلندرها اجتناب شود؟

برای ترکیبات دبی و هد بالا، می‌توان از یک پمپ سانتریفیوژ چند مرحله‌ای استفاده نمود. طراحی‌های مختلفی از این نوع پمپ‌ها با قیمت‌های متفاوتی وجود دارند که بازتاب‌دهنده طراحی‌های ویژه‌ای برای گسترهٔ کاملی ازمصارف (دمای بالا، برودتی، آبی، هیدروکربنی و غیره) هستند.
جریان کم با توانایی تنظیم دقیق
برای کاربردهایی با دبی کم که اندازه‌گیری دقیق جریان لازم است یک پمپ اندازه گیری از نوع پلانجری مناسب است. این نوع پمپ ممکن است قادر به ایجاد جریان متغیّری نیز باشد. همچنین می‌توان از انواع خاصّی از پمپ‌های دنده‌ای، غوطه‌وری و دیافراگمی همراه با درایو (نیرو محرکه) با سرعت متغیّر برای تنظیم دبی استفاده کرد.

۹-۲-۳ الزامات استاندارد (Standard requirements)

طراحی، ساخت، طبقه بندی و انجام تست غالب پمپهای استفاده شده در صنایع شیمیایی و پالایش بوسیله استاندارد هایی مانند AIP(انستیتو نفت امریکا)، ASME (انجمن مهندسین مکانیک آمریکا)، انستیتو هیدرولیک، NFPA (بنیاد ملی حفاظت از حریق)، ISO (سازمان بین المللی استاندارد سازی) و انواع دیگری از استانداردهای بین المللی هدایت می‌شود.
در مورد پمپ حریق، ممکن است استفاده از استانداردهای NFPA توسط شرکت بیمه‌گر به کاربر تحمیل شود. اگر پمپ در یک پالایشگاه نفت یا پلنت شیمیایی مستقر شود هر یک از استانداردهای ASME و یا AIP با توجه به خدمات مناسب و اولویت مشتری اعمال خواهند شد. استانداردهای بین المللی از جمله DIN (آلمانی)، Bs (بریتانیایی)، Jibs (ژاپنی) یا ISO نیز می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند. هدف این استانداردها فراهم نمودن پمپ‌هایی با سطح کیفی یکسان مطابق با نیازها و انتظارات کاربر در استفاده از این تجهیزات می‌باشد. واضح است که کیفیت مورد نیاز برای یک پمپ آبرسانِ (feed water) اضطراری در یک نیروگاه هسته‌ای باید بسیار بالاتر از یک پمپ سیار تقویت کننده آب در یک ساختمان اداری باشد. مواردی که توسط این استانداردها پوشش داده می‌شوند گستره وسیعی از مسایل جزئی طراحی گرفته تا مسائل مربوط به بازرسی و الزامات مرتبط با انجام تستهای عملکردی را شامل می‌شود.

۹-۲-۴ ویژگی‌های سیال (Features for liquid)

ویژگی‌های سیال از قبیل ویسکوزیته، چگالی، فشار بخار، فرّار بودن، پایداری شیمیایی، مقدار مواد جامد و گازهای مطلق، عوامل مهمی در انتخاب یک پمپ مناسب به حساب می‌آیند. برای انتقال تمام انواع سیالات پمپهایی نیز موجود است. یک پمپ جابجایی مثبت از نوع Progressive Cavity می‌تواند برای پمپ کردن خمیر دندان، خمیر بادام زمینی و شامپو مورد استفاده قرار گیرد. اما معمولاً این نوع پمپ نمی‌تواند گزینه خوبی برای پمپاژ آب یا بنزین باشد. یک پمپ پیستونی جابجایی متغیر دوار گزینه مناسبی برای سیستم کنترل هیدرولیک است اما برای مصارف سیار مرتبط با آب کارایی چندانی ندارد. یک پمپ پره‌ای متحرک دوار می‌تواند براحتی برای پمپاژ نمودن قیر داغ مورد استفاده قرارگیرد و علاوه بر این با کمی کاربرد محدودتر در سیستم روغن موتور نیز مورد استفاده قرار گیرد.

غالباً انتخاب درست‌ترین پمپ برای یک سیال خاص دشوار است. معمولاً تجربه موفق قبلی بهترین راهنما برای انتخاب یک پمپ مناسب است. این اطلاعات را می‌توان از کاربران نهایی، متصدّیان تأیید فرایند و سازندگان پمپ بدست آورد و توصیه‌هایی که از این منابع بدست می‌آید می‌بایست دقیقاً مد نظر قرار گیرد.

۹-۲-۵ انتخاب جنس پمپ (Selecting of material pump)

انتخاب جنس، متأثر از سیال پمپاژ شونده و محیط زیست است. مقاومت در برابر فرسایش و سایش اهمیت اساسی دارد. مهندس باید مشخص کند که برای یک سرویس خاص، کدام جنسها مناسب‌ترین و مقرون به صرفه‌ترین هستند. این امر مستلزم یک ارزیابی با مقایسه ی جنسهای گرانتر که با دوام‌تر هستند و جنسهای ارزانتر که عمر مفید کمتری دارند حاصل می‌گردد. در هنگام انتخاب جنس پمپ، الزامات عملکرد مداوم یا منقطع، حیاتی بودن یا نبودن سرویس و چرخهٔ عملیات پلنت، می‌بایست لحاظ گردد.

معمولاً پمپها در جنسهایی نظیر چدن، چدن نشکن، برنز، فولاد کربن و فولاد آلیاژی موجود هستند و در برخی موارد نیز به صورت مواد مرکب یا آلیاژهای خاصی مانند Monel(ترکیبی از نیکل و کبالت)، hastelloy و یا تیتانیوم در دسترس هستند. علاوه بر ضرورت طراحی پمپ‌های بادوام، مسایل ایمنی نیز به هنگام انتخاب جنس پمپ می‌بایست مورد توجه قرار گیرد. ساختارهای چدنی، در بخش محفظهٔ تحت فشار در پمپهایی که مواد اشتعال زا یا مایعات زیان آور حمل می‌کنند استفاده نمی‌شوند به این دلیل که چدن وقتی که شوک حرارتی به آن وارد شود مستعد شکست است. در این موارد، محفظهٔ تحت فشار می‌بایست از جنس مواد نشکن و مستحکمی نظیر کربن یا فولاد آلیاژی باشد.

۹-۲-۶ انتخاب رانشگر پمپ (Selecting of driver pump)

انتخاب نوع رانشگر سرویس پمپاژ به اندازه انتخاب پمپ مهم است. عوامل مؤثردر انتخاب رانشگر عبارت است از: هزینه مالی، در دسترس بودن رانشگر، ثبات عملکردی و هزینه ادوات جانبی.

زمانی که صرفاً هزینه لحاظ گردد موتورهای الکتریکی دارای سرعت ثابت، بسیار مقرون به صرفه هستند. معمولاً بخار آب اضافی موجود در درون یک وسیله در مقایسه با هزینه برق، هزینه اضافی توربین بخار را جبران خواهد کرد. الزامات مربوط به قابل اطمینان بودن سیستم، ممکن است استفاده از یک پمپ اصلی که بوسیله بخار رانده می‌شود و یک پمپ یدکی که بوسیلهٔ یک الکتروموتور رانده می‌شود را ضروری سازد.

در پمپ‌های Firewater، یک موتور درونسوز با سوخت دیزلی و استارت کننده بوسیله باطری مورد نیاز است تا پمپ بتواند کاملا مستقل از ادوات و تجهیزات پلنت عمل کند. الکتروموتورهای سرعت متغیّر، در صورتی که پمپ تحت شرایط طراحی خود به خوبی عمل کرده و پتانسیل صرفه جویی نیرو بالا باشد، در برخی موارد قابل قبول هستند.

عوامل دیگری نیز وجود دارند که به هنگام انتخاب رانشگر پمپ می‌بایست در نظر گرفته شوند. همانطور که هزینه مالی توربین بخار بالاست هزینه نصب آن نیز به علت لوله‌کشی مورد نیاز آن بالا است. توربین‌های بخار به دلیل مدت عملکرد پلنت، نیاز به نگهداری بیشتری دارند که احتمالاً برای صاحب پمپ نامطلوب است. انتخاب رانشگر بر اساس عملکرد قبلیِ آزموده شده و انتخاب آن مطابق با تجهیزات پلنت موجود برای به حداقل رساندن لیست اقلام یدکی، یک مورد کلی و عمومی است که می‌بایست لحاظ گردد.

پمپ‌هایی از نوع دیافراگمی که با جریان هوا کار می‌کنند در ظرفیت های نسبتاً کوچک موجود هستند و این پمپ‌ها به طور خاص در مناطق پرخطر(نامطلوب به لحاظ شرایط محیطی) که در آن استغاده از الکتروموتورها نامطلوب به نظر می-رسد بسیار مفید می‌باشند.

۹-۳ تصمیمات مربوط به تهیه تجهیزات دیگر (Decisions relating to other equipments)

بنا به دلایل تجاری و یا فنی ممکن است خریدار بخواهد از طرق مختلفی مجموعه پمپ- رانشگر را خریداری کند.

پمپ و رانشگر ممکن است بصورت جداگانه خریداری شده باشند. اگر پمپ یا رانشگر (نه هر دو) در محل خریداری شوند به نفع خریدار است زیرا خریدار می‌تواند در هزینه حمل صرفه جویی کرده و به احتمال زیاد به الزامات مربوط به ظرفیت ساخته شده ی این طرح در محل دست یابد. همچنین خرید مجزا و جداگانه رانشگر در پروژه‌های پر هزینه و کلان سرمایه‌ای می‌تواند تخفیف در هزینه‌های کمّی و کاهش موجودی قطعات یدکی را به همراه داشته باشد.

خریدار باید از ریسک مربوط به خرید جداگانه پمپ و رانشگر آگاه باشد. در این موارد بروز مسائل و مشکلات مرتبط با نصب تجهیزات و همراستایی و هم محوری پمپ و رانشگر (که باعث تأخیر در راه اندازی می‌شود) بسیار محتمل‌تر از زمانی است که فروشنده پمپ، ضمانت انحصاری و نصب همه قطعات را عهده دار می شود.

علاوه بر این باید توجه داشت که سازندگان پمپ، ممکن است الکتروموتورها را در حجم بالا خریداری کنند و در نتیجه نسبت به شرکتهای عامل و پیمانکاران مهندسی تخفیف بیشتری بدست آورند.

۹-۷ چک لیست بررسی و آزمایش (Experimental checklist)

در برخی کاربردهای حیاتی و خاص پمپ‌ها، خریدار ممکن است نیازمند بررسی و آزمایش ویژه تجهیزات موردنظر در سطحی بالاتر از روندهای استاندارد واسطه فروش باشد. این کار ممکن است دربردارنده گواهینامه مواد اولیّه، NDE، بررسی جوش‌ها، تعادل گردنده (روتور) گزارش بررسی‌ها و آزمایش‌های مکانیکی/عملکردی باشد.

نمونه‌ای از اسناد بررسی و آزمایش را نشان می‌دهند که ممکن است برای ASME، API-610 و دیگر سرویس‌های پمپ سانتریفیوژ استفاده شوند. این اسناد به نماینده خریدار این امکان را می‌دهد که رکوردی از الزامات را برای چنین اقلامی به صورت زیر حفظ نماید:

- الزامات آزمون گواهی

- روندها و تأییدیه‌های آزمون

- نتایج آزمون‌های مقدماتی قبل از رفتن شاهد به فروشگاه فروشنده

- قابل قبول‌بودن نتایج آزمون

- محدودیت‌های لرزش
- تأیید حداقل جریان پیشنهادی
- نتایج آزمون NPSH

فن‌آوری‌های اطلاعاتی در کل مراحل طراحی، ساخت و تعمیر و نگهداری تجهیزات پمپینگ و سیستم‌ها استفاده می‌شوند. با توجه به فعالیّت ویژه انتخاب و خرید پمپ‌ها، چهار فن‌آوری اطلاعاتی مهم که نقش بسیار مهمّی ایفا می‌کنند عبارتند از: (۱) سیستم پمپ و برنامه‌های انتخاب (۲) سیستم‌های قیمت‌گذاری و آرایش پمپ (۳) تبادل اطلاعات الکترونیکی و (۴) اینترنت

۹-۱۳-۱ سیستم پمپ و برنامه‌های انتخاب پمپ (Pump system & it's selecting)

طراحی شبکه لوله‌کشی و اندازه اجزا برای یک سیستم پمپینگ در ابتدای فرایند انتخاب و خرید پمپ انجام می‌شود. طراحی سیستم لوله‌کشی شامل اجزای مختلفی است که در اتلاف‌های ناشی از اصطکاک در سیستم موثرند. این موارد باید محاسبه شوند تا رفتار منحنی مقاومت سیستم به درستی تخمین زده شود و اندازه پمپ‌ها به درستی در سیستم تعیین شوند. تغییرات در شرایط فرایند (فشار، دما، خصوصیّات سیّال، ارتفاع مخزن و غیره) یا سیستم‌های شاخه‌ای چندگانه/ متغیّر، شرایط کاری دیگری را در طراحی سیستم وارد می‌کند که این شرایط نیز باید پیش‌بینی شوند. این فرایند طراحی وقتی به صورت دستی انجام شود، ملال‌آور و وقت گیر می‌باشد. با وجود این، انجام طراحی و اجرای مطالعات بهینه‌سازی سیستم با استفاده از طراحی کامپیوتری و برنامه‌های آنالیزی بسیار کاربردی تر و عملی‌تر است.

استفاده از برنامه‌های طراحی و آنالیز در اواسط دهه ۱۹۸۰ با ظهور کامپیوترهای شخصی بعنوان ابزارهای قدرتمند مهندسی برای طراحان تجهیزات پمپینگ بسیار متداول شدند. کامپیوترهای شخصی که رابط و واسط نرم افزاری راحت‌تری برای استفاده داشتند موجب توسعه نرم‌افزارهای کاربردی و قدرتمندی شدند که استفاده از آنها بسیار مقرون به صرفه بود. در نتیجه، تلاش قابل ملاحظه‌ای به سمت و سوی توسعه برنامه‌های مهندسی معطوف شد که مختص اندازه‌دهی سیستم‌های لوله‌کشی، پمپ‌ها و دیگر اجزا بودند.

در حال حاضر تعداد بی‌شماری برنامهٔ کامپیوتری طراحی / آنالیز سیستم لوله‌کشی موجود است که می‌توانند در طراحی و آنالیز سیستم‌های لوله کشی و اجزای آن کمک کننده باشند. برنامه‌های پیشرفته ای نیز وجود دارند که می‌توانند به آسانی به مدلسازی شبکه لوله کشی بپردازند و مقدار اصطکاک درون لوله و اتصالات را محاسبه کنند. همچنین این برنامه ها در بر دارنده و توابع مایعات پمپ‌شوندهٔ استاندارد و خصایص آنها نظیر ویسکوزیته، دانسیته و فشار بخار در دمای کاری معین هستند. این برنامه‌ها باعث صرفه جویی در زمان می‌گردند و نتایج پیش‌بینانه‌تری نسبت به روشهای دستی پیشین ارائه می‌دهند.

برخی از این برنامه‌های آنالیز/ طراحی لوله‌کشی در بردارندهٔ یک برنامه یکپارچهٔ انتخاب پمپ نیز هستند. در این برنامه‌ها منحنی‌های عملکردی که متعلق به انواع سازندگان پمپ است به صورت دیجیتالی برنامه‌ریزی شده و در دسترس برنامه قرار داده می‌شود تا برنامه بتواند الزامات طراحی و عملکرد مقدماتی پمپ را معین کند. این برنامه‌ها ممکن است بسیار پیچیده بوده و از الگوریتم‌های تخصصی ریاضی برای تخمین عملکرد پمپ در شرایط مختلف سرعتی، دمایی، NPSHA، فشاری، ویسکوزیته (گرانروی) و غیره استفاده کنند.

برخی از آنها حتّی قادرند عملکرد را بر اساس انواع طراحی‌های سیل مکانیکی، رینگ سایشی و اندازه شکاف، انواع بیرینگ، جنس ساختاری آنها و یا دیگر ویژگی‌های طراحی تنظیم کنند. تحقیقات نشان می‌دهد که امروزه بیش از ۳۰ برنامه انتخاب پمپ در صنعت پمپ رایج است. به جز چند استثناء این برنامه‌های انتخاب پمپ، توسط تولید کنندگان پمپ توسعه داده شده اند و از روشهای جستجو و انتخاب اختصاصی آن تولید کننده استفاده می‌کنند.

این برنامه‌ها به طور مستقیم تحت لیسانس تولید کننده پمپ هستند و معمولاً با برنامه‌هایی که مورد استفاده مهندسان برنامه‌ریزی تولیدکننده است یکسان می‌باشند. برنامه‌های دیگری نیز وجود دارند که توسط اشخاص ثالث (Third-party) تولید شده‌اند و در بردارندهٔ معیارهای چندین سازنده پمپ هستند. نسخه‌های مختلف برنامه‌هایی که توسط تولیدکنندگان و یا اشخاص ثالث ارائه شده است به‌راحتی از طریق اینترنت قابل دانلود است.

برنامه‌های سیستم پمپ و انتخاب پمپ توانایی ما را در ارزیابی شمار زیاد گزینه‌های طراحی در کوتاه مدت بهبود بخشیده است. با استفاده از این برنامه‌ها محاسبات دقیق عملکرد حتّی در سرعت‌های متغیّر پمپ، و با لحاظ کردن خصوصیّات متفاوت سیّال (ویسکوزیته، دما، فشار) و انواع آرایش‌های مکانیکی براحتی قابل تخمین است. خطاهای طراحی و محاسبه کمتر شده‌اند و کیفیّت کلّی فرایند انتخاب پمپ تا حد زیادی ترقی یافته است.

۹-۵-۳ سیستم‌های قیمت‌گذاری (System of prices)

ابزار اصلی‌ای که سازندگان پمپ به صورت سنتی در فرآیند استعلام/ ارائه قیمت مورد استفاده قرار می دهند عموماً به عنوان کتابچه قیمت (Price book) شناخته می‌شود. این کتابچه شامل حجم گسترده‌ای از منحنی‌های عملکردی پمپ، جنس ساختار، اطلاعات مهندسی از جمله نمودارهای ابعاد و سطح مقطع، مجموعه‌هایی از اصول راهنما برای استفاده مناسب از تجهیزات پمپاژ و اطلاعات قیمت‌گذاری است. اساساً کتابچه قیمت، راهنمای طراحی مهندسی، و راهنمای مشخصات فنی و قیمت گذاری است که توسط مهندس آموزش دیده و متخصص پمپ برای تبدیل درخواست خریدار به قیمت سفارشی مورد استفاده قرار می‌گیرد. این پیشنهاد شامل کاتالوگ، منحنی عملکردی، نمودارهای کلی چیدمان و قیمت پیشنهادی به همراه شرایط و ضوابط است. در بسیاری موارد گزینه‌های جایگزین، اظهار نظرهایی در مورد مشخصات فنی مورد نظر خریدار یا اطلاعات تکمیلی دیگری نیز تهیه می‌شود.

مقدار وسیع و متنوع اطلاعات، نظرات کارشناسی و منابع مورد نیاز که برای طرح یک سفارش مخصوص لازم است کلید نیاز به سیستماتیک کردن فرایند انتخاب و چیدمان با استفاده از یک ابزار کمکی بهره برنده از کامپیوتر (Computer-aided) است.

برنامه‌های انتخاب پمپ ابزارهای کامپیوتری هستند که توسط فروشندگان پمپ برای ارائه قیمتهای پیشنهادی مورد استفاده قرار می‌گیرند. برخی برنامه های مکمّل نیز به منظور توسعه اطلاعات اضافی از قبیل منحنی های عملکرد پمپ، کاتالوگ ها، نمودارهای کلی خروجی/ چیدمانی و قیمت چیدمان مورد استفاده قرار می‌گیرند. این برنامه ها زمان چرخه ارائه قیمت را کاهش داده وکیفیت، دقت و صحّت اطلاعات فنی و بازرگانی مورد نیاز خریدار را افزایش می‌دهند.

ضمایم

Appendex

۱۰-۱ نرم افزارهای کاربردی در صنعت پمپ (Pump Software)

۱۰-۱-۱ PSIM (Simulation software)

PSIMسیستم پمپی است که ابزار مدل سازی را بهبود بخشیده است.این سیستم ابزار مدل سازی است که براساس ظرفیتها می باشد.

- گرافیک بالا و مدل سازی(drag and drop)
- طراحی پمپ سانتریفیوژی(شامل):

سایز پمپ

سرعت درایوهای متغیر

بررسی ایمپلر

انجام محاسبات BEP

انجام محاسبات NPSH

اصلاح ویسکوزیته برای منحنی های پمپ(استفاده از متدHI)

محاسبات نیرو

انرژی مصرفی و هزینه

- طراحی پمپ مشابه(replacement)شامل:

محاسبه هد

محاسبات نیرو

انرژی مصرفی و هزینه مورد نیاز

توانایی طراحی جریان و فشار شیرهای کنترل

پمپ ژنراتور (vs)،منحنی های سیستم

توانایی طراحی برای انواع مختلفی از مایعات

توانایی طراحی لوله کشی برای ۱۲ جنس از لوله

۱۰-۱-۲ برنامه انتخاب پمپ (Helix pump manager)

Helix delta-Q ابزار مفیدی برای مهندسان فراهم کرده است تا به سرعت و آسان پمپ های انتخابی و سیستم لوله کشی که طراحی شده است را بهینه سازی نمایند.شما می توانید تلفات اصطکاک در لوله ها و اتصالات برای مایعات را محاسبه نمایید. این نرم افزار با بازیابی اطلاعات از کاربر که به اطلاعات فنی مایعات، اتصالات،پمپ ها و درایوها ختم می شود می تواند منحنی هد و سپس جدول تلفات را بدست آورده و چاپ کند.منحنی عملکرد را یافته و منحنی ها را بر روی سیستم منحنی هد ادغام کند.

برنامه به طور اتوماتیک قطر ایمپلر را محاسبه می کند و عوامل اصلاح ویسکوزیته را نشان می دهد.راهنمایی که در متن وجود دارد از طریق روش های عملیاتی،ارائه تعاریف و فرمول هایی که در محاسبات استفاده می شود به کاربر کمک خواهد کرد. با انتخاب پمپ از طریق سفارش و گزارش با استفاده از delta-Q.windowsدر زمان شما صرفه جویی می شود و به شما کمک می کند تا سرمایه،عملیات و هزینه نگهداری را کاهش دهید.

محاسبات سریع برای:

- محاسبه سریع هد
- سرعت سیال
- محاسبه عدد رینولدز
- محاسبه قدرت جذب
- محاسبه هزینه عملیاتی
- فشار در لوله زانویی(خمیده)
- محاسبه ضربه قوچ
- اندازه نازل ها
- محاسبهNPSH
- محاسبه تلفات اصطکاک با استفاده از darcy weisbach و colebrooke-white formula که بهترین نتایج دقیق را فراهم می کند.

مراحل کار با نرم افزار به صورت زیر است:

انتخاب مایع از پایگاه داده یا ورودی دستی جزئیات،سپس بازیابی لوله و اتصالات که وارد سیستم می شود. میزان کارکرد جریان ،مشاهده بلافاصله جدول تلفات ومنحنی سیستم هد را در سیستم وارد کنید. تعیین قطر لوله های متعدد و انواع آن که شامل سیستم لوله های مرکب می شود و همچنین میزان جریانهای مختلف در هر بخش از لوله تعیین شود.

منحنی هد سیستم با گزینه های ورود حداقل یا حداکثر شرایط هد استاتیک می تواند نشان داده شود و چاپ شود.

۱۰-۱-۳ نرم افزارانتخاب پمپ آنلاین(**online pump selection**)

Grisworldبرنامه ای در مورد انتخاب پمپ آنلاین است که به شما اجازه می دهد تا بتوانید بهترین پمپی را که مناسب نیاز شماست انتخاب کنید.

اولین گام در انتخاب پمپ، اطلاعاتی در مورد تقاضای شماست که شامل اطلاعاتی درباره طراحی پمپ(هد یا جریان) همراه با سرعت سیال است.

بعد از اینکه تقاضا در مورد پمپ را وارد کردید ، برنامه Grisworld همه پمپ هایی که مورد نیاز شماست نشان می دهد.

لیست انتخاب می تواند براساس سایز پمپ،NPSHr ،راندمان و مصرف برق طبقه بندی شوند تا مقایسه برای شما کار آسانی شود.

یک منحنی پمپ می تواند هد،راندمان،اسب بخار،NPSHr و همینطور عملکرد سرعت جریان را زمانی که تولید شروع می شود نشان دهد.

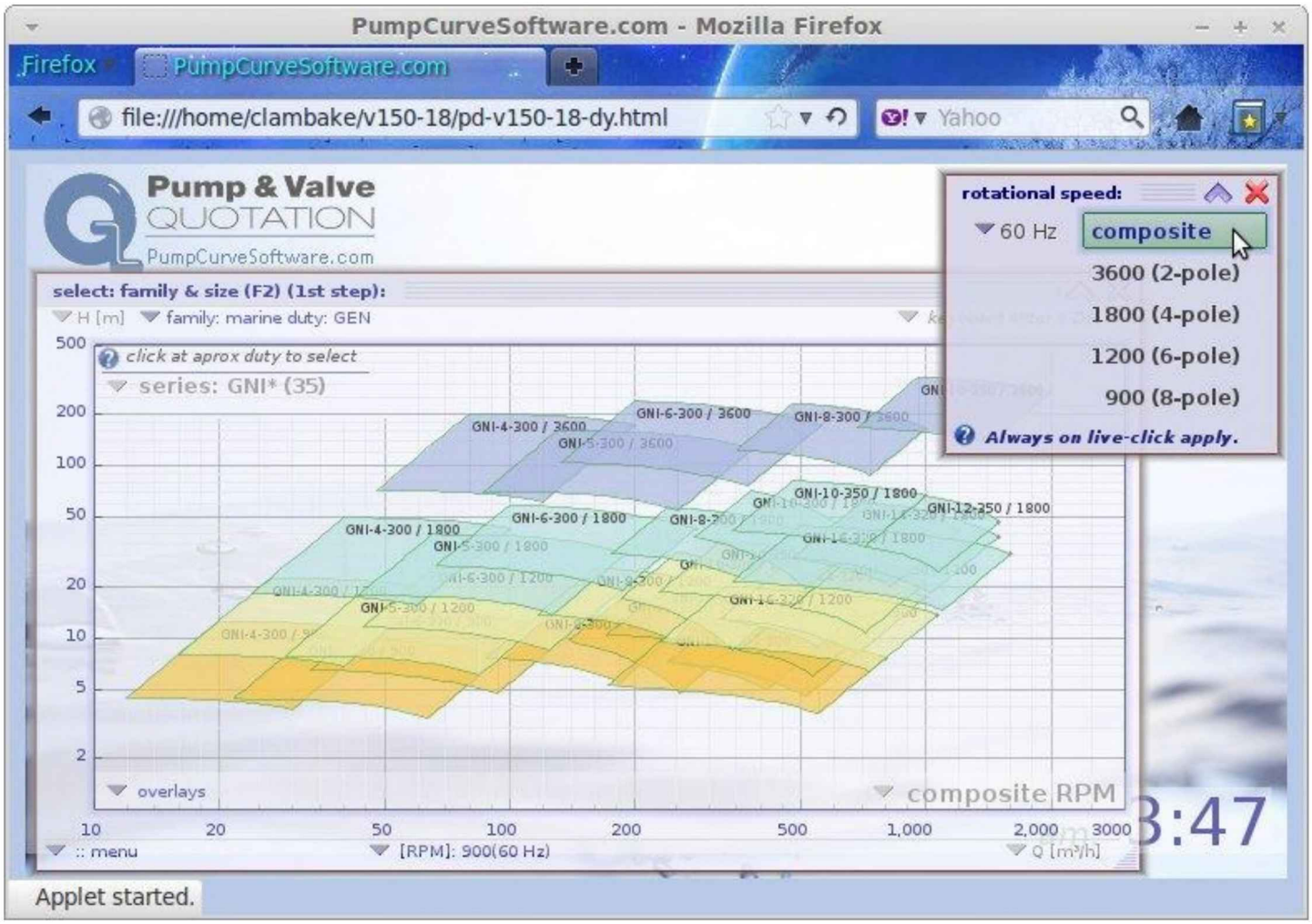
انتخاب شما می تواند بیشتر از یک لیست تعریف شود.بیش از ۱۲۰ نوع سیال برای پمپ،وزن مخصوص، ویسکوزیته و درجه حرارت نیز می تواند مشخص شود که به شما اطلاعات دقیقی در مورد پمپ ها ارائه می دهد.

به سادگی روی پمپ انتخابی کلیک کنید،به سیستم وارد شوید و همه پمپ هایی را که نیاز دارید انتخاب کنید.همه انتخابها می توانند ذخیره،چاپ و یا ایمیل زده شوند.

پمپ های سانتریفیوژی (Pump Selection)

PUMP-FLO رهبری جهانی در اندازه پمپ،انتخاب،قیمت گذاری و نرم افزارهای مربوط بدان است.خط تولید PUMP-FLO از بیش از ۲۸۰۰۰مهندس در زمینه تولید و توزیع صنایع تشکیل شده و بیش از ۲۲۲۰۰۰ خریدارپمپ در این خط تولید وجوددارد.این مصرف کننده ها با استفاده از PUMP-FIO به منظور صرفه جویی در وقت،افزایش صحّت و بهتر کردن تولید در زمینه اندازه پمپ،انتخاب قیمت مناسب پمپ های سانتریفیوژی هستند.

برنامه نرم افزار PUMP-FLO از سال۱۹۸۶ به وجود آمده است و یک بخش بزرگ سیستم PUMP-FLOطراحی برنامه است که حالا بیش از ۱۲۵۰۰۰۰ کاربر به طور جهانی از آن استفاده می کنند.



۱۰-۱-۴ نرم افزار منحنی پمپ PCS (Pump curving system)

Pcs را دقیق ترین و پیچیده ترین نرم افزار منحنی پمپ که مبتنی بر وب می باشد می توان دانست. درک اینکه که استفاده کردن از pcs بسیار آسان است برای کاربران شگفت انگیز است.عملکرد اصلی آن مبتنی بر در دست داشتن قطر ایمپلر و یا سرعتی که برای انجام کار و پمپاژ سیال موردنیازاست،می باشد.در نهایت پمپ های مورد نظر (شامل اصلاح ویسکوزیته و انتخاب موتور) انتخاب شده به چاپ رسیده یا به فایل PDF تبدیل می شود. pcs شامل منحنی

های پمپ،اصلاح ویسکوزیته،برگه اطلاعات فنی و غیره است. منحنی ها ترسیم زنده ای از زمان دقیقی هستند که اشاره گر موس بر روی نمودار منتقل و نشان داده می شود.(شامل log×log می شود). به آسانی نقطه مورد نظر را ارائه می کند به طور مثال نقطه[n].یک پمپ را به طور گرافیکی انتخاب کنید. همزمان تعداد زیادی در یک طرح گرافیکی نمایش داده می شود. در عین حال این نرم افزار شگفتی خاصی دارد که انجام همه اینها بدون دسترسی به اینترنت میسر است.

۱۰-۱-۵ نرم افزار (Builder lite)

Builder lite یک ابزار مدیریت اطلاعات پمپ های سانتریفیوژی است که به شما کمک می کند تا اطلاعات پمپ ها را سازماندهی و مدیریت کنید. هدف اصلی همه اجزای این ابزار تهیه منحنی ها، مدیریت و طرح ریزی کردن سیستم پمپاژ است.

کارهایی را که می توان با builder liteانجام داد؟

Builder lite اجازه می دهد تا منحنی هایی از نوع پمپ های سانتریفوژی برای هد،قدرت موتور،راندمان ،NPSH ایجاد کنید.

منحنی های عملکردی برای یک پمپ می تواند بنا برانتخاب شما در چندین شیوه سازماندهی شود.

- یک پمپ مختلف برای هر قطر ایمپلر ایجاد کنید.

- منحنی های متفاوت رابرای چندین سرعت طرح ریزی کنید.
- در پمپ های چند مرحله ای نیز کاربرد دارد.
- پمپ ها را در طبقات مشابه دسته بندی می کنند تا مدیریت آنها آسان گردد.
- منحنی هایی که برای پمپ فراهم می شود قابلیت چاپ دارند.

آیا می توان در میان پمپ ها جستجو کرد و پمپ مطلوب را یافت؟

برای خریدار پمپ دو سایز فراهم است.یکی لیتlite و دیگری استاندارد.هر دو می توانند با کارآیی یکسان انتخاب شوند.

۸-به هنگام پایین فرستادن پمپ، عایق بودن سیم ها را با "مگا اهم" اندازه گیری کرده و در جدول زیر یادداشت نمایید.

عایق بودن سیم ها برحسب مگااهم(MΩ)						
	U+E	V+E	W+E	U+V	U+W	U+W
قبل از پایین بردن						
بعد از ۵۰ متر پایین بردن						
بعد از ۱۰۰ متر پایین بردن						
بعد از ۱۵۰ متر پایین بردن						
بعد از ۲۰۰ متر پایین بردن						
بعد از قرار گرفتن در محل نصب						

توجه:در صورت اندازه گیری مقاومت عایقی سیم پیچی موتور،مقاومت عایقی می بایست ۵۰ مگااهم (اندازه گیری با ولتاژ ۵۰۰v)باشد.اندازه گیری مقاومت عایقی با رنج تنظیمات بالاتر از مقادیر مذکور ممکن است باعث آسیب در سیم پیچی گردد.

۱۰-۲-۰۴ جدول تبدیل واحد (Convert Table)

دبی		
تبدیل از	به	ضرب در
L/S (لیتر بر ثانیه)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	3.6
L/min (لیتربر دقیقه)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	o.o6
m^3/min (متر مکعب بر دقیقه)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	60
Gal/min (GPM)(گالن آمریکایی بر دقیقه)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	0.227
m^3/s (مترمکعب برثانیه)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	3600
ft^3/s (فوت مکعب بر ثانیه)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	101.9
ft^3/min (فوت مکعب بر دقیقه)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	1.7
ft^3/h (فوت مکعب بر ساعت)	m^3/h (مترمکعب در ساعت)	0.0283

هد (فشار)		
تبدیل از	به	ضرب در
bar (بار)	متر آب	۱۰
atm (اتمسفر)	متر آب	۱۰
Cm Hg (سانتیمتر جیوه)	متر آب	۰.۱۳۳
lb/in^2(psi) (پوند بر اینچ مربع)	متر آب	۰.۶۸۹
Pa (پاسکال)	متر آب	۰.۰۰۰۱
Mpa (مگاپاسکال)	متر آب	۱۰۰
فوت آب	متر آب	۰.۳۰۵
lb/in^2(psi) (پوند بر اینچ مربع)	bar (بار)	۰.۰۶۸۹
Mpa(مگاپاسکال)	bar (بار)	۱۰

توان		
تبدیل از	به	ضرب در
Kw (کیلووات)	Hp (اسب بخار)	۱.۳۴۱
Hp (اسب بخار)	Kw(کیلووات)	۰.۷۴۶

فهرست منابع فارسی :

- جزوهٔ آموزشی پمپ‌ها، مهدی نصر آزادانی، ادارهٔ آموزش شرکت پالایش نفت اصفهان

- شیرهای کنترل (کتاب الکترونیک)، حمید ربانی، آموزش و بهسازی نیروی انسانی شرکت ملی گاز ایران، ۱۳۸۴

- محاسبات درپمپ،توربین وکمپرسور (کتاب الکترونیک)، شرکت ره‌آوران فنون پتروشیمی

English

- Pump handbook, Igor J. Karassik, McGraw-Hill, third edition
- Practical centrifugal pumps, PareshGirdhar&OctoMoniz, Elsevier, 2005
- Mechanical science(vol 2), U.S. Department of Energy
- Pump System Analysis and Sizing, JacquesChaurette, Fluide Design Inc, 2003
- Centrifugal Pump Handbook (vol 3),Sulzer Pumps
- Design Of Piping Systems, m.w.Kellog Company

کارشناس مکانیک ماشین آلات
مهندس میثم چشمارو

کارشناس ارشد علوم و صنایع غذایی
مهندی زهره گروه ای ها