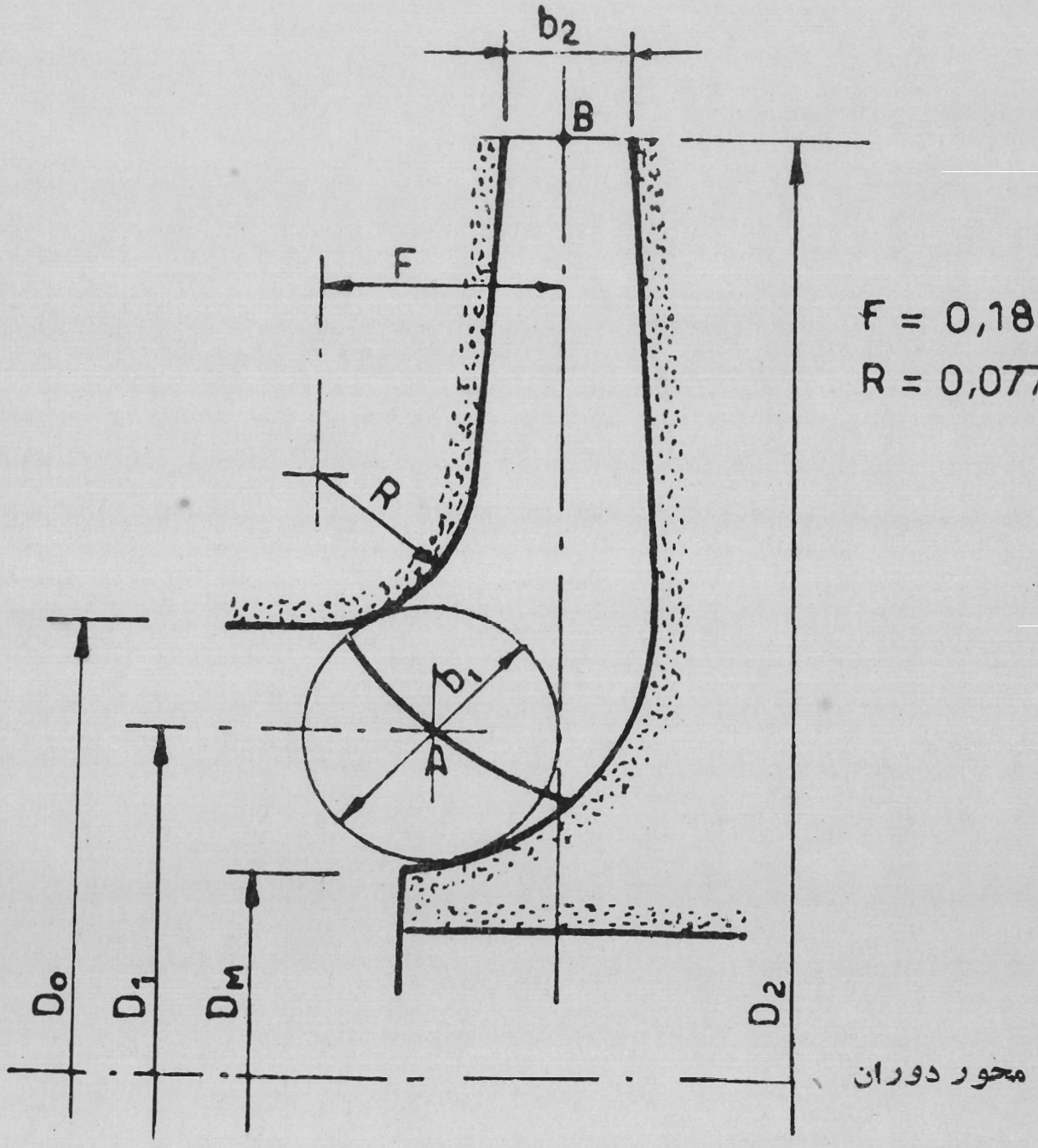
پمپ



$F = 0{,}18\ D_0 \sim$

$R = 0{,}077\ D_0 \sim$

شماره ۵

شرکت صنایع پمپ سازی ایران

پمپ

شرکت صنایع پمپ سازی ایران
تیراژ: ۲۰۰۰ جلد
چاپ سبز ۶۶۰۴۳۸

آدرس: تهران - خیابان ولیعصر - نبش خیابان میرداماد - برجهای اسکان برج ب طبقه ت تلفن: ۴۲۷۸۹۴۳
تبریز - صندوق پستی ۵۱۸/۱۳۵ تلفن: ۴۲۹۵۴ — ۴۲۴۹۹ تلکس ۴۱۲۰۱۷

فهرست مطالب

عنوان	نویسنده
۱ــ کاربرد عددی طراحی پروانه یک پمپ گریز از مرکز	دکتر حبیب‌الله تدین
۲ــ پمپ‌های دنده‌ای (۱)	سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی
۳ــ محاسبه ظرفیت تولید و موجودی انبار	احمد چراغ
۴ــ مواد ابزارهای برشی	محسن لطفی
۵ــ محاسبه ارتفاع مکشی در تلمبه‌های سانتریفوژ	کمال خسروشاهی

بسمه تعالی

مقدمه

با سلام و درود بی‌پایان بروان همه پاکان و نیکان خدمت‌گذار اسلام و مسلمین و تلاشگران جبهه علم و صنعت که هر قدم خالصانه آن برکتی است بر تارک نظام جمهوری اسلامی .

پربارتر بودن و تقویت مقالات این نشریه جز با تلاش کلیه دست‌اندرکاران علم هیدرولیک باثمر نخواهد بود . همانطور که انگیزه اصلی انتشار این مجله ایجاب می‌کند ، مطالب مندرجه حتی‌الامکان درمورد پمپ از نظر ساختار داخلی و تولید می‌باشد و انتظار موجه است که همکاران در سراسر کشور علی‌الخصوص اساتید محترم و دانشجویان عزیز دانشگاهها ، مهندسین و کارشناسان صنایع کشور در این نشریه شرکت نمایند .

نکته دیگر که از نخستین شماره مد نظر قرار گرفته است ، درج مقالاتی در زمینه خط تولید ، ماشین آلات و ابزارآلات ، برخی مسائل اقتصادی مربوطه بوده است . انگیزه انجام این معنی بدلیل کمبود نشریات و جزوات در این مورد است و چنین پنداشته شد که عدم وجود محلی برای عنوان این مطالب نبایستی بازدارنده اضافه نمودن آنها در نشریه‌ای بنام پمپ باشد . باین علت در بخش کمتر نشریه سعی گردیده است مطالبی متناسب با چارچوب کلی این نوشتار تهیه گردد .

با انتظاری که از همیاری کلیه علاقمندان به توسعه و تقویت این علم می‌رود می‌توان امید وافر داشت که این کوشش‌ها در نشریه پمپ بعنوان یک نشریه آموزشی و علمی که شرکت صنایع پمپ سازی ایران بانی آن است ثمره دهد و طعم آن در محافل تولید پمپ و خواستگان دانش پمپ چشیده شود .

والسلام

کاربرد عددی طراحی پروانه یک پمپ گریز از مرکز

ار :

دکتر حبیب‌الله تدین

دانشیار دانشگاه تبریز

اردیبهشت ۱۳۶۴

یک مثال عددی از طراحی کلی پروانه پمپ گریز از مرکز

چکیده ــ در این نوشته با ذکر یک مثال عددی ساده روش محاسباتی سریع برای تعیین ابعاد اصلی پروانه یک پمپ سانتریفوژ ارائه گردیده است . در مثال مذکور سعی شده است بکمک محاسبات عددی ، مفاهیم و روش کلی که یک مهندس طراح باید در محاسبه اجزاء پمپ در نظر گیرد ارائه گردد هرچند در تهیه این مثال بیشتر جنبه‌های آموزشی مورد نظر بوده است ولی از دیدگاه صنعتی نیز می‌تواند مورد توجه قرار گیرد .

کلیات ــ بدیهی است طراحی اجزاء مختلف یک پمپ سانتریفوژ فن بسیار پیچیده و دقیقی است که اجرای آن مستلزم داشتن مهارت و اطلاعات کافی می‌باشد . این کار در کارخانجات سازنده اغلب توسط مهندسین باتجربه انجام می‌گیرد . در اکثر موارد نیز ابعاد پروانه‌های پمپ برای مصارف کلی بصورت استاندارد درآمده است .

حرکت مایع در پمپ‌های گریز از مرکز بسیار پیچیده می‌باشد و حاملهای سرعت با جدار مجاری عبور موازی نبوده و معمولاً حرکت‌های ثانوی در مایع پدیدار می‌گردد و بهمین جهت بررسی مکانیسم حرکت را دشوار می‌سازد . در بسیاری از موارد طراحی پمپ‌ها را بر پایه جریان یک بعدی با صرفنظر نمودن از جریانهای ثانوی انجام می‌دهند این کار البته با اشتباهاتی توام بوده و نیاز به ضرائب اصلاحی می‌باشد . هرچند در سالهای اخیر پژوهش‌های زیادی بعمل آمده است تا اصول طراحی پمپ‌ها را بر پایه جریان دو بعدی استوار سازند معذلک روش جریان یک بعدی تا کنون کاربرد بسیار گسترده و موفقیت‌آمیزی در طراحی و محاسبه پمپ‌ها داشته است .

در جریان دو بعدی پیچیدگی محاسبات ریاضی زیاد بوده و بررسی تفصیلی شکل هندسی حرکت مشکل می‌باشد و هنوز تئوری جامعی که بتوان طرح کامل هیدرودینامیک پمپ را بر پایه آن بنا نهاد وجود ندارد .

معمولاً در طراحی پروانه پمپ پارامترهای اساسی که مبنای محاسبات قرار می‌گیرند عبارتند از آبدهی Q و ارتفاع H در ابتدا نوع و بزرگی پروانه تعیین می‌گردد که این عمل با محاسبه سرعت مخصوص امکان‌پذیر است . در همین مرحله توان پمپ محاسبه و با در نظر گرفتن بازده مناسبی توان موتور نیز تعیین می‌گردد همینکه در مورد انتخاب نوع پروانه تصمیم گرفته شد با استفاده از ضریب سرعت ، پارامترهای سینماتیکی نظیر سرعت‌های ورودی و خروجی نسبی و مطلق معلوم و از آنجا مشخصات هندسی و ابعاد پروانه از قبیل قطر ورودی ، خروجی ، ضخامت و تعداد پره مورد محاسبه قرار می‌گیرد . آخرین ، مرحله ترسیم پروفیل پره‌های پروانه پمپ می‌باشد که این کار از دقیق‌ترین و حساس‌ترین مراحل طراحی پمپ است .

فرض کنیم داده‌های زیر معلوم باشند :

ــ دبی جریان $Q = 0.15\ m^3/s$ (آب صاف)

ــ ارتفاع مانومتریک کل $H = 450\ m$ ستون آب

ــ ارتفاع مانومتریک مکش $H_S = 4.5\ m$ ستون آب .

حل پروژه شامل سه قسمت زیر است :

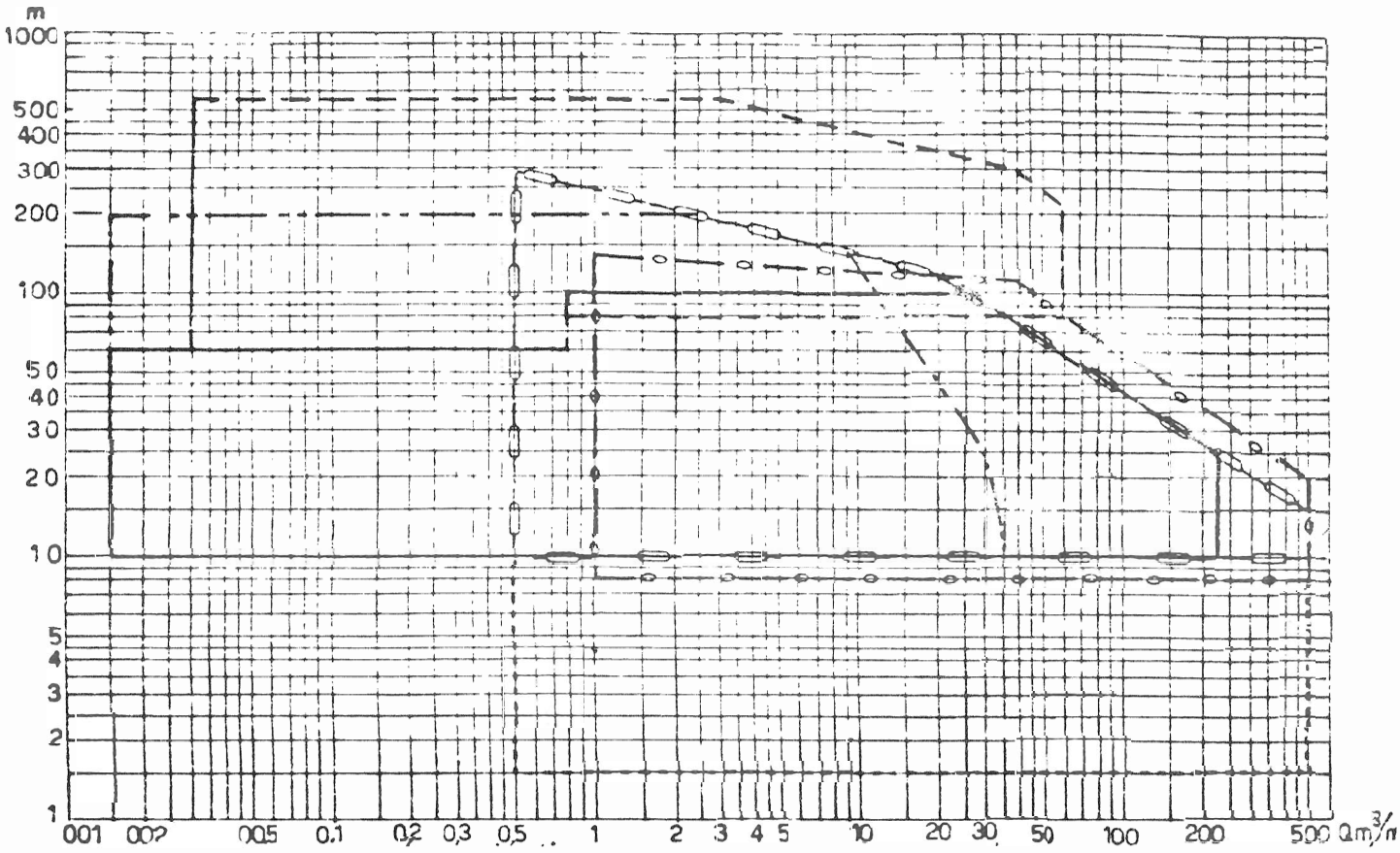
۱ــ تعیین پارامترهائیکه نوع و بزرگی پروانه پمپ را مشخص می‌سازد .

۲ــ ابعاد پروانه

۳ــ ترسیم پروفیل پروانه

۱) نوع پروانه را باید براساس سرعت مخصوص n_s تعیین نمود درحالیکه ارتفاع پمپ بزرگی پروانه را معلوم می‌سازد. اگر ارتفاع مورد نیاز زیاد باشد، همانطوریکه از دیاگرام شکل ۱ پیدا است انتخاب پمپ اطراف یک پمپ چند طبقه با مکش ساده دور می‌زند.

نمودار شکل ۲ نشان می‌دهد که سرعت مخصوص n_s نظیر بازده حداکثر، برای پمپ‌های گریز از مرکز با آبدهی اسمی $Q=0.15\ m^3/s$ در حدود ۱۸۰ می‌باشد بازاء این مقدار از سرعت مخصوص و مکش مورد نیاز $H_s=4.5\ m$ با توجه به دیاگرام شکل ۳ برای هر طبقه در حدود ارتفاع ۲۶ متر بدست می‌آید و بنابراین تقریبا" تعداد ۱۷ پروانه برای تامین ۴۵۰ متر ارتفاع مورد نیاز می‌باشد.



——— گریز از مرکز نیمه محوری یک طبقه با مکش ساده

— — — گریز از مرکز چند طبقه

o—o—o—o گریز از مرکز نیمه محوری با مکش مضاعف یک یا چند طبقه

— — — محوری یک یا چند طبقه

—▭—▭— گریز از مرکز یک یا چند طبقه

—..—..— یک یا چند طبقه با موتور شناور

شکل ۱ــ نمودار حدود کاربرد پمپ‌های گریز از مرکز، با توجه به تغییرات ارتفاع نسبت به آبدهی

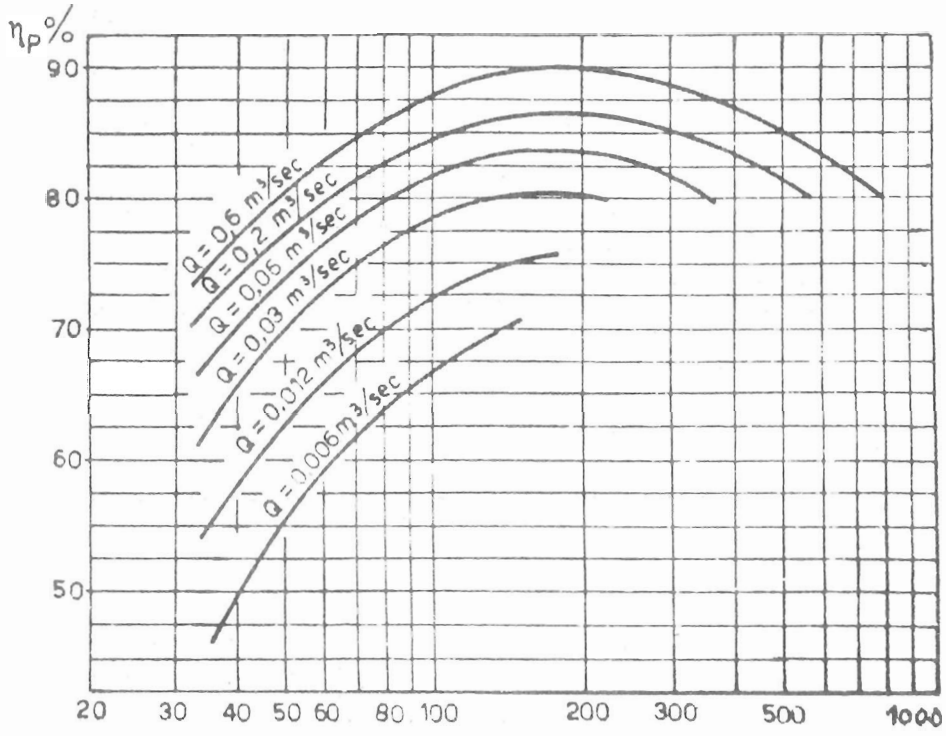
واضح است که عوامل اقتصادی و ساختمانی باعث می‌شود که تا حدودی از بازده پمپ بخاطر کاهش تعداد پروانه‌ها صرفنظر شود همانطوریکه از دیاگرام اشکال ۲ و ۳ برمی‌آید بافرض $n_s = 88$ کاهش بازدهی معادل تقریبا" ۳ درصد و ارتفاع تقریبا" ۷۵ متر برای هر طبقه بدست خواهد آمد تعداد طبقات در این حالت برابر با ۶ می‌باشد.

بطوریکه دیاگرام شکل ۲ نشان می‌دهد کاهش بیشتر سرعت مخصوص، منجر به کاهش شدید بازده می‌شود.

بنابراین می‌توان مقدار $n_S = ۸۸$ را حد مطلوب تلقی نموده و برای هر پروانه $H = ۷۵$ m در نظر گرفته می‌شود. در اینصورت تعداد دور در دقیقه نظیر این شرایط برابر خواهد بود با:

$$n = \frac{n_S . H^{3/4}}{3.65 \; Q^{1/2}} = \frac{88 \times 25.5}{3.65 \times 0.387} = 1590 \text{ RPM}$$

لازم است که این سرعت با سرعت یک موتور اسنکرون با فرکانس ۵۰ هرتس تطبیق داده شود در نتیجه نزدیک‌ترین سرعت موتور با چهار قطب یعنی ۱۴۵۰ RPM بدست می‌آید (یادآوری می‌شود $n=\frac{60f}{p}$ که در آن f فرکانس و p تعداد زوج قطب می‌باشد)



شکل ۲ــ بازده پیش‌بینی شده در رابطه با سرعت مخصوص و آبدهی پمپ

و بنابراین سرعت مخصوص قطعی که باید در نظر گرفته شود عبارت خواهد بود از:

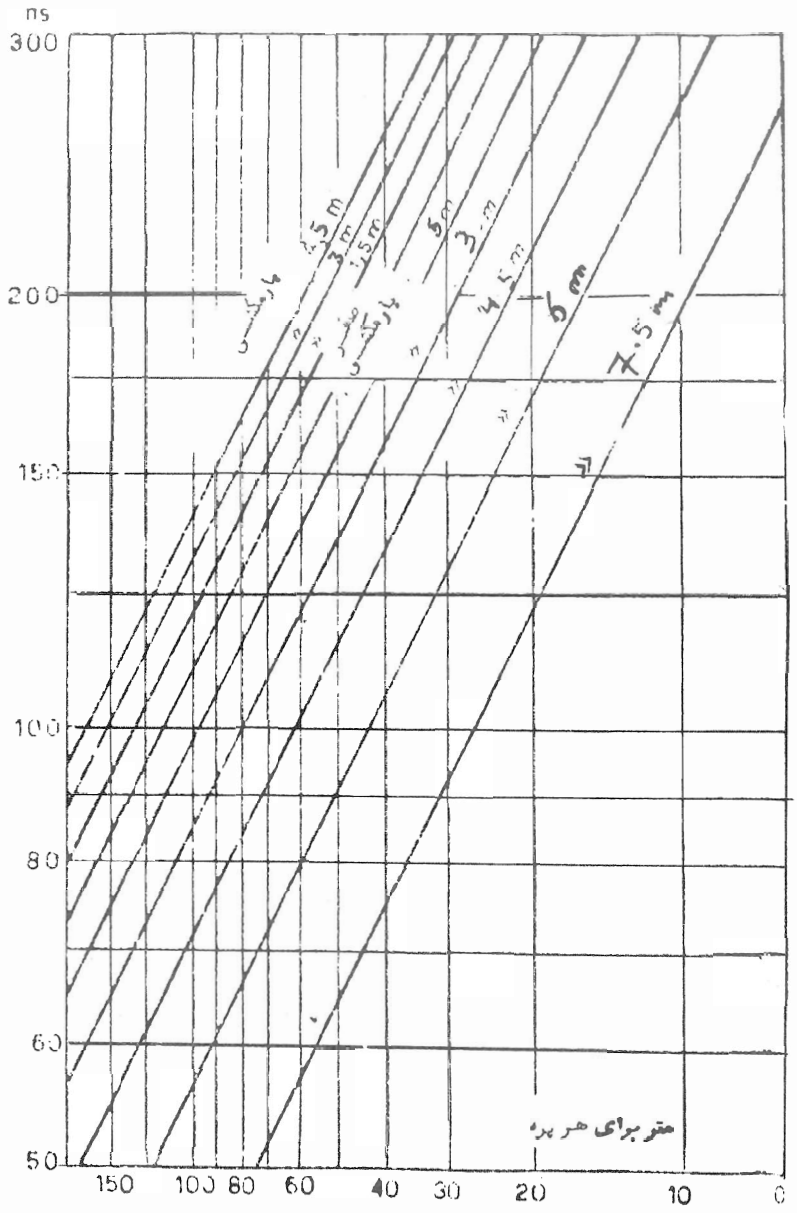
$$n_S = 3.65 \; n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} = 3.65 \times 1450 \times \frac{0.15^{1/2}}{75^{3/4}} = 80.5$$

توان جذب شده توسط پمپ در نقطه پروژه بفرض $\eta_p = 84\%$ و بازاء $\rho = 1000 \; Kg/m^3$ برابر است با:

$$H = \frac{\rho g Q H}{\eta_p} = \frac{1000 \times 9.81 \times 0.15 \times 450}{1000 \times 0.84} = 788 \quad \text{کیلووات}$$ حدب شده

معمولاً" توان موتوریکه باید به پمپ کوپله گردد در حدود ۱۵٪ از این مقدار بیشتر در نظر گرفته می‌شود یعنی در حدود:

$$H = 788 + 0.15 \times 788 = 906 \quad \text{کیلووات}$$
موتور



شکل ۳ـ حد فوقانی سرعت مخصوص پروانه پمپ گریز از مرکز با مکش ساده ، از چشمه پروانه می‌گذرد .

۲) برای تعیین ابعاد پروانه یعنی مقادیر D_1 ، b_2 ، A_o D_o ، D_2 ، b_1 ، α_2 ، β_2 لازم است سرعت محیطی ، سرعت نصف‌النهاری* نسبی و مطلق مایع در محل ورود و محل خروج که در شکل ۴ نشان داده شده است بر اساس مثلث سرعت‌ها محاسبه شوند .

این سرعت‌ها بوسیله روابط زیر بیان شده‌اند :

---

* سرعت نصف‌النها meridional عبارت از مولفه سرعت در صفحه نصف‌النهارات است (صفحه قطری دربر گیرنده محور چرخش پمپ) این سرعت همواره با u سرعت محیطی زاویه قائم می‌سازد . برای پمپ‌های با جریان کاملا" شعاعی سرعت نصف‌النهاری مولفه شعاعی سرعت مطلق و نسبی نیز می‌باشد بهمین ترتیب برای جریان محوری این سرعت مولفه سرعت محوری است .

$u_2 = K_u \sqrt{\ }$ که در آن K_u ضریب بدون بعد است

$V_{m_2} = K_{vm_2} \sqrt{2gH}$ که در آن K_{vm_2} ضریب بدون بعد است

$V_{m_0} = K_{vm_0} \sqrt{2gH}$ که در آن K_{vm_0} ضریب بدون بعد است

$V_{m_1} = K_{vm_1} \sqrt{2gH}$ که در آن K_{vm_1} ضریب بدون بعد است

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

$$w_1 = \frac{V_{m_1}}{\sin\beta_1}$$

$$V_{u_2} = \frac{gH}{u_2}$$

$$V_{u_3} = (1+C_p)(V_{u_2})$$

که در آن C_p ضریب اصلاحی Pfleiderer می‌باشد.

$$V_2 = \frac{V_{m_2}}{\sin\alpha_2} \qquad w_2 = \frac{V_{m_2}}{\sin\beta_2}$$

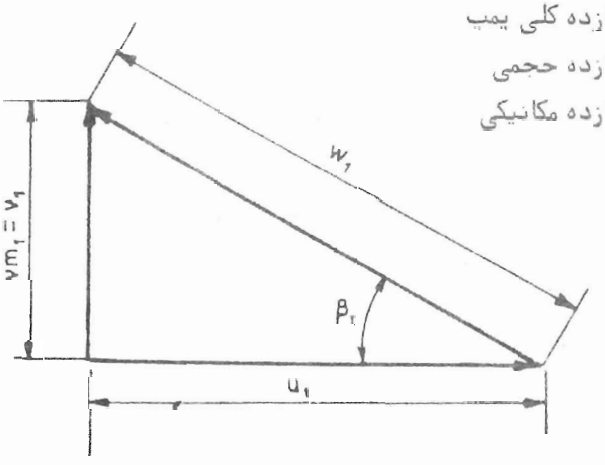
از طرفی براساس تجربه با تقریب اولیه‌ای می‌توان چنین فرض نمود $\beta_2 = 30^\circ$ تعداد پره‌ها $Z = 8$ و ضخامت پره‌ها:

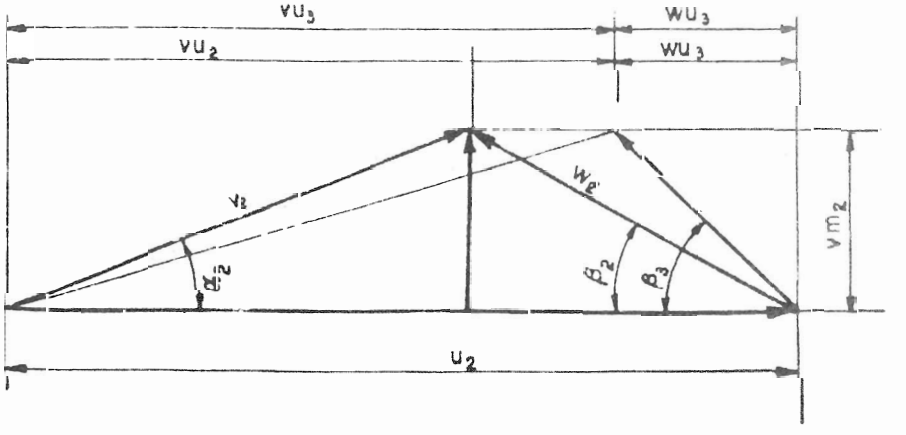
$$t_1 = t_2 = 0.007 \text{ m}$$

و بعلاوه $\eta_p = 0.84$ بازده کلی پمپ

$\eta_v = 0.95$ بازده حجمی

$\eta_m = 0.96$ بازده مکانیکی





شکل ۴ـ مثلث سرعت‌ها در محل ورود به پمپ و محل خروج از آن

بنابراین بازده هیدرولیکی برابر خواهد بود با :

$$\eta_h = \frac{\eta_p}{\eta_m . \eta_v} = \frac{0.84}{0.96 \times 0.95} = 0.92$$

و در نتیجه آبدهی و ارتفاع تئوریک پمپ به‌ترتیب برابرند با :

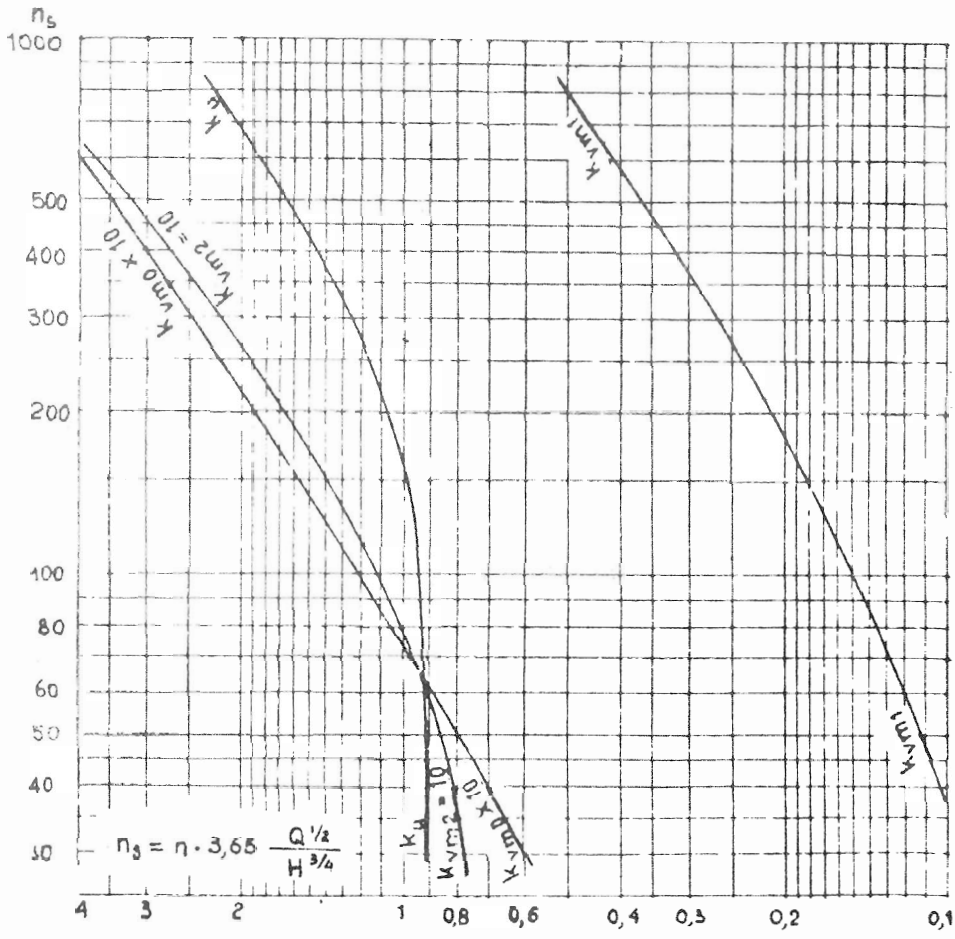
$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{0.15}{0.95} = 0.158 \ m^3/s$$

$$H_t = \frac{H}{\eta_h} = \frac{75}{0.92} = 81.5 \ m$$

اندازه‌های ضرائب بدون بعد k_u ، K_{vm_2} ، K_{vm_0} و K_{vm_1} را می‌توان از دیاگرام شکل ۵ استخراج نمود این ارقام عبارتند از :

$K_{vm_2} = f(n_s) = 0.106$ $\qquad$ $K_u = f(n_s) = 0.94$

$K_{vm_1} = f(n_s) = 0.1415$ $\qquad$ $K_{vm_0} = f(n_s) = 0.1095$



شکل ۵ـ اندازه‌های ضرائب K_u ، K_{vm_0} ، K_{vm_1} و K_{vm_2} نسبت به سرعت مخصوص پمپ

بنابراین نتایج زیر را می‌توان بآسانی بدست آورد :

ـ سرعت محیطی پروانه در محل خروج مایع

$$u_2 = K_u\sqrt{2gH} = 0.94\ \sqrt{2 \times 9.81 \times 75} = 36.1\ m/s$$

پس قطر خارجی پروانه عبارت خواهد بود از :

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi \times n} = \frac{60 \times 36.1}{\pi \times 1450} = 0.475\ m$$

ـ سرعت نصف‌النهاری در محل خروج برابر است با :

$$V_{m_2} = 0.106 \times 38.4 = 4.08\ m/s$$

برای بدست آوردن ضریب انسداد Obstruction پره‌ها در محل خروج داریم

$$\varphi_2 = 1 - \frac{Zt_2}{\pi D_2\ \sin\ 30^\circ} = 1 - \frac{8 \times 0.007}{\pi \times 0.475 \times \frac{1}{2}} = 0.926$$

که در آن Φ_2 ضریب انسداد پره‌های بقطر D_2 می‌باشد و از آنجا :

$$V_{m'_2} = V_{m_2} \times \varphi_2 = 4.08 \times 0.926 = 3.77\ m/s$$

ـ عرض پروانه در محل خروج مایع عبارت است از :

$$b_2 = \frac{Q_t}{\pi D_2 \sqrt{m'_2}} = \frac{0.158}{\pi \times 0.475 \times 3.77} = 0.028\ m$$

ـ سرعت در محل ورود به پروانه V_{mo} برابر است با :

$$V_{mo} = 0.1095 \times 38.4 = 4.2\ m/s$$

و از آنجا مساحت A_o بطریق زیر محاسبه می‌شود :

$$A_o = \frac{Q_t}{V_{mo}} = \frac{0.158}{4.2} = 0.0377\ m^2$$

D_o قطر در محل ورود به پروانه با در نظر گرفتن انسداد دهنه عبارتست از :

$$D_o = \sqrt{\frac{4A_o}{\pi} + D_M^2}$$

و قطر D_M را می‌توان با 0.14 m برابر گرفت زیرا قطر محور براساس توان ۷۸۸ کیلووات که باید انتقال دهد برابر با 0.11 m بدست می‌آید .*

و بنابراین نتیجه می‌شود :

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \times 0.0377}{\pi} + 0.14^2} = 0.26\ m$$

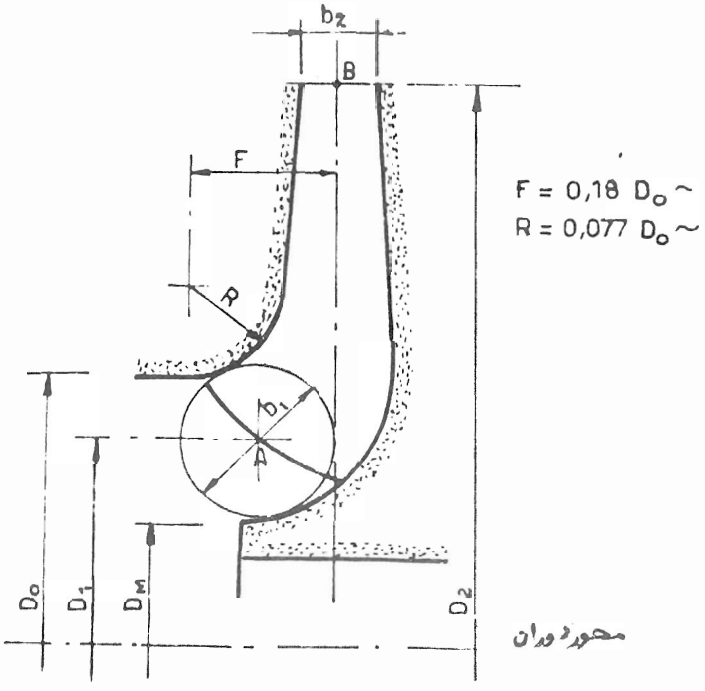
---

* در واقع داریم $\tau = \frac{M_t}{\frac{\pi D^3}{16}}$ و از آنجا $D_m = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau}}$

M_t لنگر پیچشی و τ تنش مماسی است که برابر با $50\ N/mm^2$ در نظر گرفته شده است .

در شکل ۶ــ مقطع نصف‌النهاری مجرای هیدرولیکی پروانه پمپ با در نظر گرفتن ابعادی که تا کنون محاسبه شده‌اند و با توجه به پروفیل پروانه‌های با سرعت مخصوص مساوی که قبلا" مورد آزمایش قرار گرفته‌اند ترسیم شده است. براساس خطوط ترسیم شده وضعیت مقطع جریان و نتیجتا" اندازه سرعت معلوم می‌گردد.

نظیر هر مقدار از سرعت مفروض مقطعی بمساحت $\pi D_2 b_2$ وجود دارد.



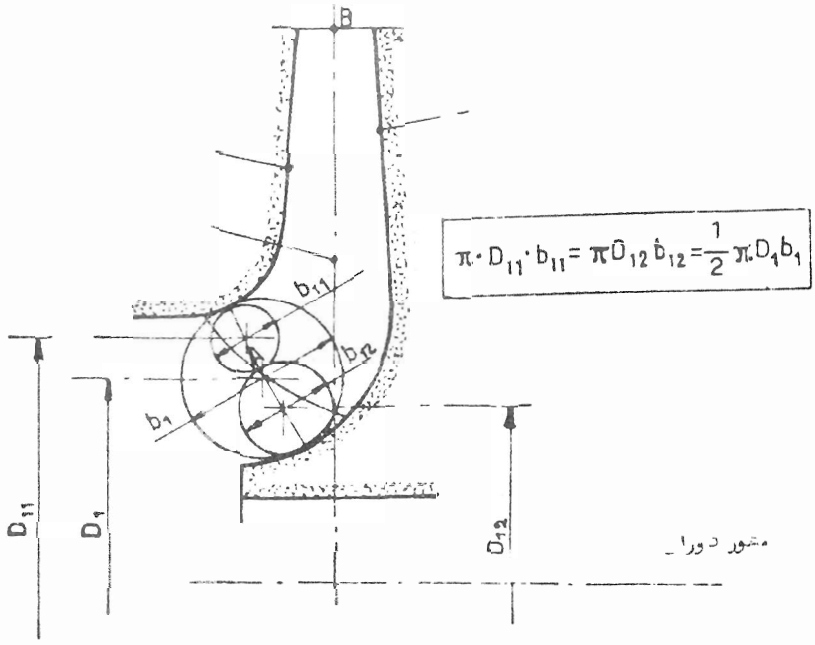
شکل ۶ــ مقطع نصف‌النهاری مجرای هیدرولیکی پروانه پمپ

بسته به بزرگی ابعاد مجرای هیدرولیکی، محاسبه سرعت بوسیله یک یا چند خط جریان که آنرا به مجاری کوچکتر با مقطع ثابت تقسیم می‌کنند بعمل می‌آید.

در حالت مورد بحث همانطوریکه شکل ۷ نشان می‌دهد مجرای هیدرولیکی پروانه به دو قسمت تقسیم شده است.

بعنوان نمونه محاسبه سرعت را فقط برای خط جریان مرکزی انجام داده و خطوط جریان جلوی و پشتی را حذف می‌کنیم در اینصورت :

$V_{m_1} = 0.1415 \times 38.4 = 5.\ \ \ m/s$



شکل ۷ــ مقطع نصف‌النهاری محرای هیدرولیکی و نمایش سه خط جریان

تائید این مقدار سرعت را می‌توان با فرض مقادیری برای D_1 ، b_1 ، β_1 بروش سعی و خطا انجام داد :

$D_1 = 0.210\ m \quad , \quad b_1 = 0.060\ m \quad , \quad \beta = 18^\circ, 5'$

در نتیجه:

$$\varphi_1 = 1 - \frac{Zt_1}{\pi D_1 \sin\beta_1} = 1 - \frac{8 \times 0.007}{\pi \times 0.210 \times 0.322} = 0.735$$

$$W'_{m_1} = \frac{Q_t}{\pi D_1 b_1} = W_{m1}\varphi_1 = \frac{0.158}{\pi \times 0.21 \times 0.06} = 4\ m/s$$

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} = W_{m_1} \operatorname{Cotg}\beta_1 = \frac{\pi \times 0.21 \times 1450}{60} = 16 \quad m/s$$

$$W_1 = \frac{V_{m_1}}{\operatorname{Sin}\beta_1} = \frac{5.43}{0.323} = 16.85 \quad m/s$$

از نظر تائید مقادیر فرض شده برای β_3 ، سرعت V_{m_2} و تعداد پره‌ها Z می‌توان Cp ضریب اصلاحی pfeiderer را مورد استفاده قرار داد :

$$1 + Cp = \frac{W_{u_3}}{V_{u_2}} = 1 + \frac{\varphi R_2^2}{ZM_{st}}$$

که در آن :

$$\varphi = 0.7 + (0.6 \operatorname{Sin}\beta_3) = 0.7 + (0.7 \times 0.5) = 1$$

$$M_{st} = \tfrac{1}{2}(R_2^2 - R_1^2) = \tfrac{1}{2}(0.2375^2 - 0.105^2) = 0/0227 \ m^2$$

پس :

$$1 + Cp = 1 + \frac{1 + 1 \times 0.2375^2}{8 \times 0.0227} = 1.31$$

بنابراین سرعت نصف‌النهاری در محل خروج از پروانه برابر است با :

$$V_{m_2} = u_2 \ \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{gH(1 + Cp)\operatorname{tg}\beta_2}{u_2}$$

$$= 36.1 \times 0.577 - \frac{9.81 \times 81.5 \times 1.31 \times 0.577}{36.1}$$

$$= 20.829 - 16.74 = 4.089 \quad m/s$$

و چون

$$V_{u_2} = \frac{9.81 \times 81.5}{36.1} = 22.2 \quad m/s$$

پس نتیجه می‌شود :

$$W_{u_3} = u_2 - V_{u_3} = u_2 - V_{u_2}(1+Cp)$$

$$36.1 - (22.2 \times 1.31) = 7.018 \quad m/s$$

و نیز

$$\text{Arc Cotg}\ \beta_3 = \frac{V_{m_2}}{W_{u_3}} = \frac{4.08}{7.018} = 30^\circ$$

بنابراین مقادیر مفروض اولیه مورد تائید قرار می‌گیرند یعنی :

$V_{m_2} = 4.08$

$Z = 8$

$\beta_3 = 30^\circ$

و بالاخره می‌توان سرعت‌های v_2 ، W_2 و زوایای نظیر α_2 و β_2 را محاسبه نمود :

$$\text{Arc tg}\ \alpha_2 = \frac{V_{m_2}}{V_{u_2}} = \frac{4.08}{22.2} = 10^\circ\ ,30'$$

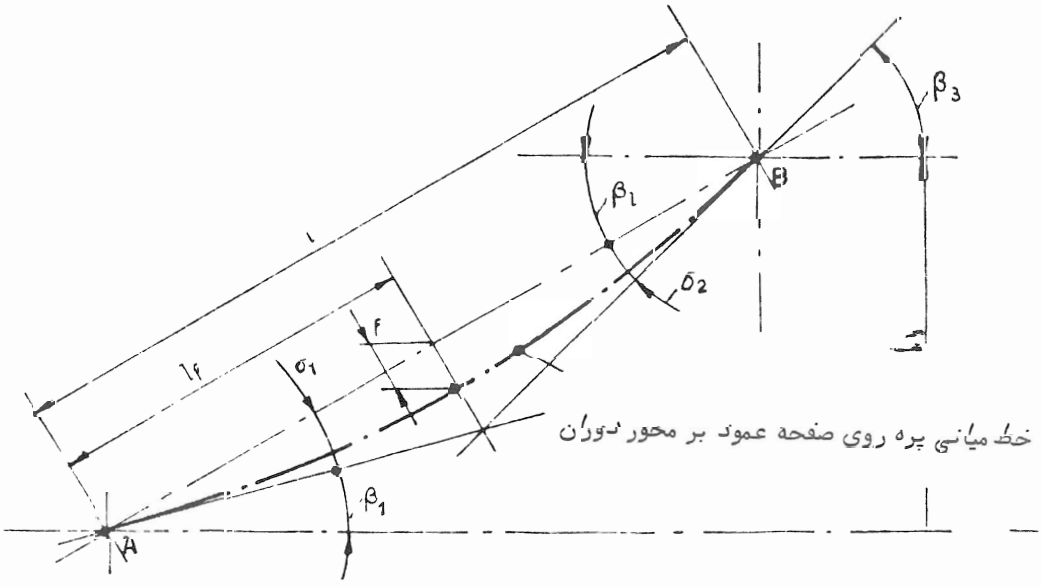
$$V_2 = \frac{V_{m_2}}{\text{Sin}\ \alpha_2} = \frac{4.08}{0.1822} = 22.4 \quad m/s$$

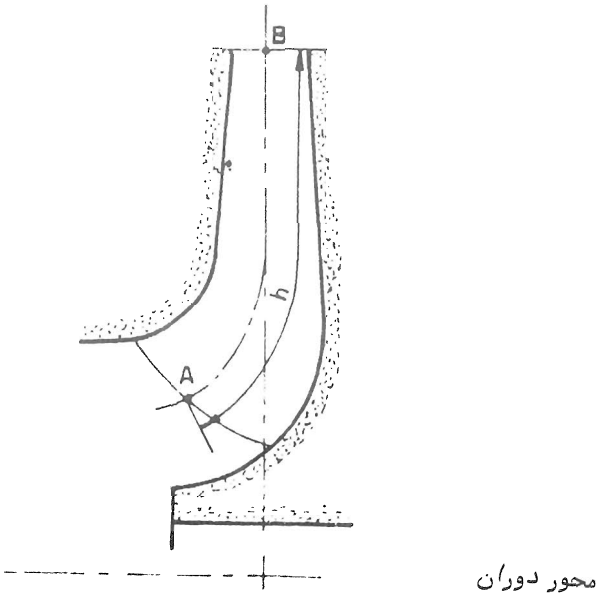
$$\text{Arc tg}\ \beta_2 = \frac{V_{m_2}}{U_2 - V_{u_2}} = \frac{4.08}{13.9} = 16^\circ,21'$$

$$W_2 = \frac{V_{m_2}}{\text{Sin}\ \beta_2} = \frac{4.08}{0.231} = 14.5 \quad m/s$$

۳) برای ترسیم پروفیل پره‌ها می‌توان بروش‌های مختلف اقدام نمود ، از جمله بکمک قوس‌های دایره و کاربرد تئوری هیدرودینامیک پره‌ها .

برای پروانه‌های با سرعت مخصوص در حدود مقادیر مورد بحث می‌توان عملیات ترسیم را با استفاده از خطوط میانی پره‌ها انجام داد و این خط را بعنوان یک محور که می‌تواند فرمهای مختلف بخود گیرد در نظر گرفت . یعنی پروفیل از نوع ۵ قوس دایره و یا پروفیل‌های سهمی از انواع ۳ ، ۴ ، ۶ ، ۷ که در جدول ۱ نشان داده شده است .





شکل ۸ــ تعیین مقادیر خط میانی و طول وتر پروفیل پره پروانه پمپ

نوع پروفیل‌های مندرج در جدول ۱ براساس مقادیر صعودی ℓf یعنی طول پره‌ها شماره‌گذاری است. پروفیل‌هائیکه بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرند عبارتند از ۶ و ۵ و ۴ که به‌ترتیب نظیر خطوط جریان جلوی، مرکزی و پشتی می‌باشند.

با توجه به طرح شکل ۸ داریم:

$$\beta_\ell = \beta_3 - \sigma_2 = \beta_1 + \sigma_1$$

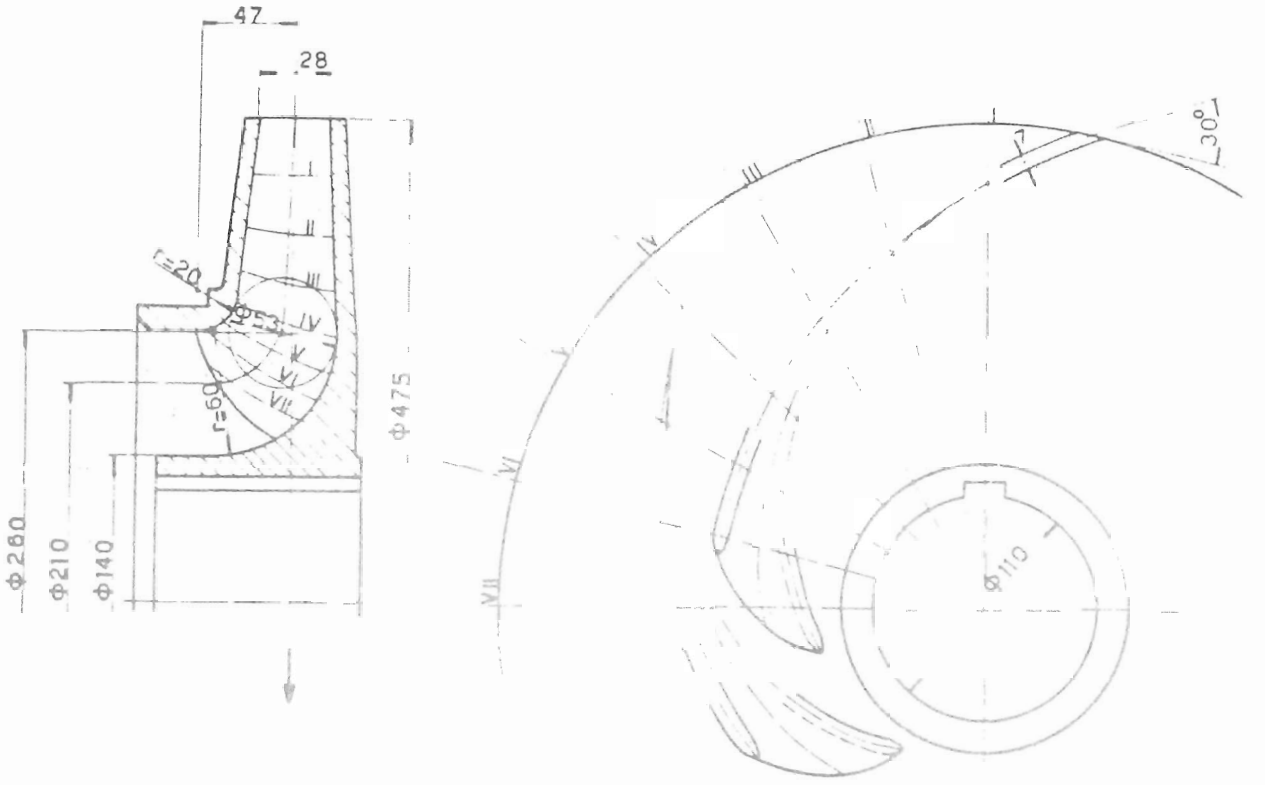
$$\ell = h/\sin \beta_\ell$$

زوایای σ_1 ، σ_2 بین خود برای هر نوع پروفیل دارای نسبت‌هائی می‌باشند که در جدول ۱ آورده شده است:

جدول ۱ ــ انواع مختلف پروفیلهای پره بر حسب مقادیر صعودی ℓf طول پره

نوع پروفیل	۳	۴	۵	۶	۷
طول ℓf بر حسب درصد ℓ	۳۰	۴۰	۵۰	۶۰	۷۰
زاویه σ_1 درجه	۱/۴	۱/۲	۱	۰/۸	۰/۶
زاویه σ_2 درجه	۰/۶	۰/۸	۱	۱/۲	۱/۴

براساس آنچه که در بالا گفته شد پس از ترسیم طرح پره‌ها روی صفحه عمود بر محور چرخش، بکمک یک تبدیل کونفورم انتقال خط میانی پره روی خط جریان نظیر انجام می‌گیرد . در شکل ۹ نمایش چرخ پروانه پمپ که بر مبنای سه خط جریان ترسیم شده است ملاحظه می‌شود .



شکل ۹ـ مقطع نصف‌النهار و پلان اصلی چرخ پروانه

منابع مورد استفاده:

Ref:

1) ADDISON HERBERT: CENTRIFUGAL AND OTHER ROTODYNAMIC PUMPS. CHAPMAN AND HALL LONDON 1966.

2) CASCI CORRADO : MACCHINE IDRAULICHE CRITERI DI PROGETTAZIENE ED APPLICAZIONI - NUMERICHE MASSON ITALIA EDITORI - MILANO 1979.

3) COEN MARIO MACHINE IDRAULICHE ADUSO DEGLI ISTITUTI INDUSRIAL E DEI TECNICI SPECIALIZZATI. SIGNORELLI MILANO 1971.

4) L. EVINSON , FUNDAMENTALS OF ENGINEERING MECHANICS TRANSLATED FROM THE RUSSIAN EDITED BY G. LEIB MIR PUBLISHER MOSCOW 1970.

5) KARASSIK KRUTZSCH FRAZER MESSINA ; PUMP HANDBOOK. McGRAW - HILL BOOK Co. 1976.

6) JACDISH LAL;HYDRAULIC MASHINES IN MKS METROPOLITAN BOOK CO. (P) LTD. DELHI - 6 1969.

7) NEKRASOV B.: HYDRAULICS. MIR PUBLISHERS MOSCOW 1969.

۸ـ تدین حبیب‌الله: پمپها و اصول پمپاژ نشریه درسی انتشارات دانشگاه ارومیه ۱۳۶۱

۹ـ تدین حبیب‌الله: پمپها نشریه درسی انستیتو تکنولوژی صنعتی تبریز ۱۳۴۹

پمپ‌های دنده‌ای

گروه طراحی ماشین

سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران

بخش اول :

در سیستم‌های هیدرولیک، پمپ بمنزلهٔ قلب سیستم عمل می‌کند . در این سیستم‌ها ، پمپ عامل تبدیل انرژی مکانیکی منتقل شده بوسیله موتور الکتریکی و یا موتور احتراق داخلی به انرژی هیدرولیکی می‌باشد . این انرژی بصورت فشار و حجم اندازه‌گیری می‌شود و بوسیله سیلندرها و موتورها تبدیل به کار مفید می‌گردند . برای شناخت بهتر پمپها آنها را بطرق مختلف تقسیم‌بندی می‌کنند که این تقسیم‌بندی‌ها براساس وظیفه ، جنس آنها ، مکانیزم حرکت و طریقه‌ای که در فضا قرار می‌گیرند می‌باشند ولی پمپ‌ها را براساس نحوه عملکرد آنها یعنی جابجائی سیالات بدو گروه جابجاکننده (Non positive Displacement Pumps و یا جابجاکننده مثبت (Positive Displacement Pumps) تقسیم‌بندی می‌کنند .

۱ـ پمپ‌های جابجائی غیرمثبت Non positive Displacement Pumps

در اینگونه پمپ‌ها حجم سیال درون پمپ در یک سیکل تغییر نمی‌کند . مهمترین انواع پمپهای این گروه پمپهای گریز از مرکز هستند که تغییرات سرعت خطی سیال جابجا شونده موجب پیدایش نیروی گریز از مرکز می‌گردد . انواع دیگر این پمپها عبارتند از :

۱ـ پمپ‌های پروانه‌ای Propeller

۲ـ پمپ‌های تنفسی Aspirator

۳ـ پمپ‌های جت Jet Pumps

پمپ‌های فوق‌الذکر از مزایای زیر برخوردارند :

۱ـ پائین بودن هزینه‌های اولیه ساخت

۲ـ پائین بودن هزینه نگهداری

۳ـ صدای کارکرد کمتر

۴ـ قابلیت جابجائی هر گونه سیال از قبیل گل و لجن و غیره .

۲ـ پمپهای جابجائی مثبت : Positive Displacement Pumps

جابجا کننده مثبت به گروهی از پمپ‌ها می‌گویند که در آن حجم سیال درون پمپ (حجم پمپاژ) در یک سیکل کار پمپ، از یک حجم افزاینده در منطقه ورودی (Suction side) به حجم کاهنده در قسمت خروجی (Pressure side) تغییر می‌یابد . در این نوع پمپها دبی بستگی خطی با سرعت دورانی دارد . مقدار سیال منتقل شده بطور تئوری از فرمول زیر بدست می‌آید .

$$Q_t = W.n$$

دبی تئوری = Q_t

حجم سیال منتقل شده در یک دور = W

سرعت دورانی = n

مزایای این نوع پمپ‌ها عبارتند از :

۱ـ قابلیت تولید فشار زیاد

۲ـ دارا بودن ابعاد نسبتا" کوچک

۳ـ بازدهی حجمی بالا

۴ـ تغییرات بازدهی کم در یک میدان فشار .

۵ـ میدان عملکرد وسیع ، بدین معنی که اینگونه پمپ‌ها می‌توانند در سرعت‌های مختلف و فشارهای متفاوت از کارآئی خوبی برخوردار باشند .

پمپ‌های جابجائی مثبت از نظر مکانیزم حرکت به دو نوع تقسیم می‌شوند :

الف : پمپهای رفت و برگشتی Reciprocating Pumps

این نوع پمپها اصولاً" سیلندرهائی هستند که مشابه پمپ عمل می‌کنند و انتقال حرکت آنها بوسیله میل‌لنگ می‌باشد . بعلت ابعاد و نوع مکانیزم حرکت در موارد خیلی خاص مورد استفاده قرار می‌گیرند . کلیه پمپ‌های رفت و برگشتی دارای شیرهای ورودی و خروجی جهت کنترل سیال هستند . معمولاً" فشارهای بالا را تحمل می‌کنند ولی سرعت آنها کم می‌باشد (حداکثر ۵۰۰ دور در دقیقه) مصرف عمده آنها در صنایع نفت و شیمیائی می‌باشد .

ب : پمپ‌های دورانی Rotory Pumps

در این نوع پمپ‌ها افزایش فشار بوسیله چرخش و یا چرخش همراه با لرزش صورت می‌گیرد . هر پمپ دورانی از یک پوسته ثابت و یک قسمت دوار که اجزاء پمپ را حمل می‌کند ، تشکیل یافته است . اصول کلی کار این نوع پمپ‌ها به این ترتیب است که سیال ورودی بوسیلهٔ اجزاء پمپ (پره‌ها ، دنده‌ها یا پیستونها) در بدنه محبوس گشته و به‌سمت دریچه خروجی منتقل می‌گردد (بوسیله حرکت دورانی) و از آنجا تحت فشار به‌بیرون هدایت می‌گردد . پمپهای دورانی شیر ورودی و خروجی ندارند و به‌این علت می‌توانند به‌عنوان موتور مورد استفاده قرار گیرند . و چون مکانیزم حرکت آنها بوسیله میل‌لنگ نیست می‌توانند با سرعت زیاد حرکت کنند (تا ۵۰۰۰ دور در دقیقه) و به‌علت همین مزیت‌ها موارد استفاده زیادی در هیدرولیک صنعتی دارند .

انواع مهم این پمپها بقرار زیر می‌باشد :

۱ـ پمپ دنده‌ای Gear Pumps

این پمپها بیشترین موارد استفاده را در سیستمهای هیدرولیکی دارند و ویژگی آنها در سادگی و ارزانی آنها می‌باشد این پمپها در انواع مدارهای هیدرولیکی نظیر ماشینهای ابزار ، ماشین‌آلات کشاورزی ، خودروها و هواپیماها مورد استفاده قرار می‌گیرند .

۲ـ پمپ‌های پره‌ای Vane Pumps

در صنعت موارد استفاده زیادی دارند مزیت آنها نسبت به پمپهای دنده‌ای صدای کمتر آنها می‌باشد ولی نسبت به آلودگی روغن حساسیت بیشتری دارند . اکثراً" در پرسهای سبک هیدرولیکی و لیفت‌تراکها و ماشینهای ابزار مورد استفاده قرار می‌گیرند .

۳ـ پمپ‌های پیستونی Piston Pumps

از مشخصات مهم این نوع پمپها فشار بالایی است که می‌توانند تولید کنند و بیشتر در پرسهای سنگین لیفتراک‌های بزرگ و باسکولهای اندازه‌گیری مورد استفاده قرار می‌گیرند .

شرح پمپ دنده‌ای

در بین انواع پمپ‌های هیدرولیکی، پمپ دنده‌ای متداول‌ترین آنها می‌باشد و این بعلت طراحی ساده، ساختمان خشن، حساسیت کم نسبت به آلودگی روغن و سهولت تولید آنها می‌باشد. طراحی و ساختمان ساده پمپ دنده‌ای اجازه می‌دهد که پمپ دنده‌ای با ماشین ابزارهای یونیورسال ساخته گردد. هیچگونه ابزار محزا و پیچیده برای ساخت آن لازم نمی‌باشد و بهمین دلایل است که شرکت‌های زیادی در حال حاضر به‌تولید آن اشتغال دارند. پمپهای پیستونی و پره‌ای احتیاج به حداقل دقت دارند تا قادر به کار کردن باشند ولی پمپ دنده‌ای با هر دقتی قادر به کار کردن می‌باشد بنابراین اگر برای کار بخصوصی احتیاج به پمپی با راندمان کم باشد می‌توان از پمپ دنده‌ای استفاده نمود (مانند پمپ‌های روغن در خودروها) ولی برای ساختن پمپ دنده‌ای با راندمان بالا احتیاج به ماشین‌های ابزار دقیق می‌باشد. راندمان پمپ دنده‌ای با دقت ساخت اجزاء پمپ بستگی مستقیم دارد. اجزاء پمپ باید با دقت بسیار ساخته شوند و این دقت در هنگام کار کردن نیز باید حفظ گردد. برای بدست آوردن لقی‌ها مناسب احتیاج به دستگاههای دقیق، جنس خوب و کارگر ماهر می‌باشد و حفظ و نگهداری این لقی‌ها از وظایف و نگرانی‌های مهندسین است. نگهداری تلورانس‌های دقیق بوسیله طرحهائی که فشار درون آنها متعادل گشته، امکان‌پذیر می‌باشد.

اصولا" یک پمپ کامل پمپی است که هیچ لقی بین اجزاء آن وجود نداشته باشد هرچند که این امر عملی نمی‌باشد ولی از نظر تئوری امکان‌پذیر بوده و پایه تحقیقات بیشتر در این زمینه می‌باشد.

لقی‌های کارکرد باید حداقل مقداری باشند که اجازه دهند فیلم نازکی از روغن در اطراف چرخ‌دنده‌ها باقی بماند. این امر نه‌تنها حرکت بدون مزاحمت چرخ دنده‌ها را فراهم می‌آورد، بلکه هنگامیکه درجه حرارت درون پمپ بالا می‌رود فضای لازم جهت ازدیاد طولی و شعاعی چرخ دنده‌ها را فراهم می‌آورد. این لقی‌ها با ابعاد، سرعت پمپ، جنس آن و روغنهای مختلف و همچنین محیط کارکرد تعیین می‌یابند.

لقی‌های مورد استفاده در این پمپها عبارتند از:

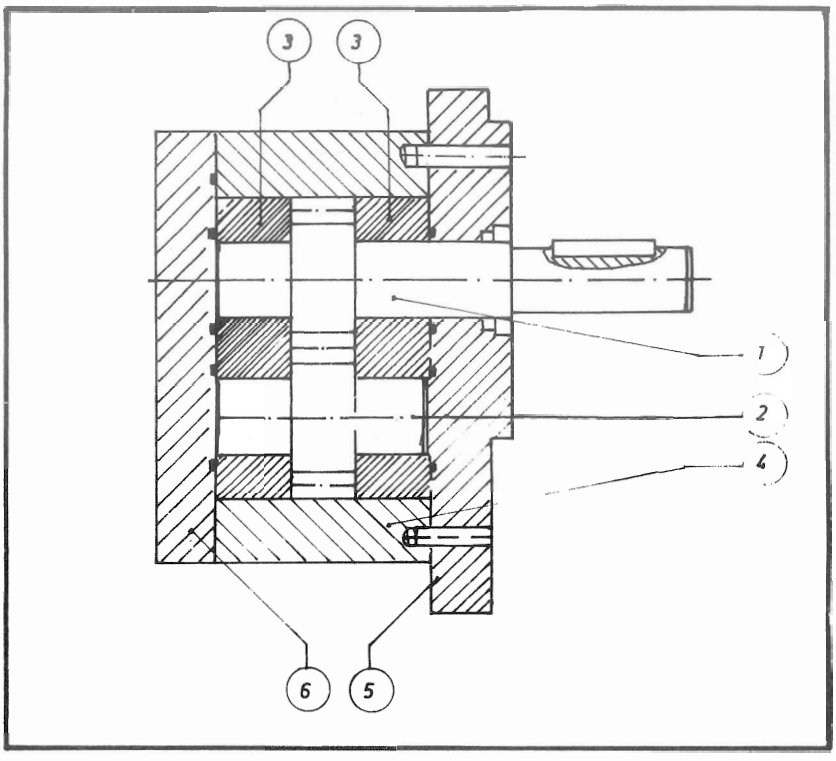
یک تا پنج میکرون تلورانس طولی و ۱۵ تا ۲۰ میکرون تلورانس شعاعی

تلورانس عمود بودن بین محور چرخ دنده و دو طرف آن و همچنین سوراخ یاتاقان و دو طرف آن و سوراخ بدنه و دو طرف آن ۵ میکرون می‌باشد. تلورانس موازی بودن دو طرف چرخ دنده و دو طرف یاتاقان و دو طرف بدنه ۲ میکرون می‌باشد. تلورانس هم محور بودن چرخ دنده و محور و بیرون یاتاقان و سرواخ آن ۵ میکرون می‌باشد

صافی سطح‌ها تماما" بین سه تا چهار مثلث می‌باشد:

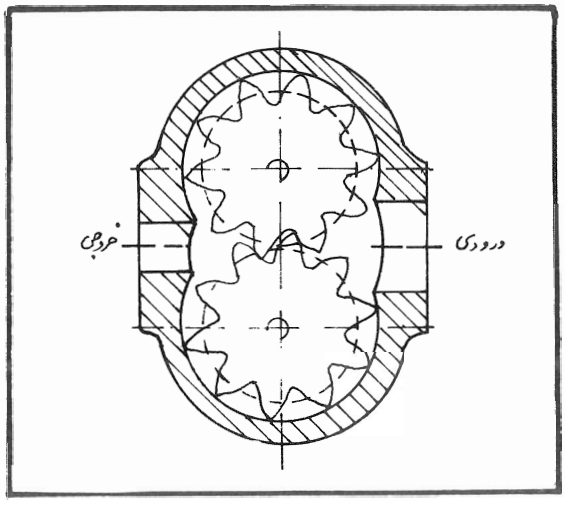
صافی سطح، موازی بودن، هم محور بودن و قرار گرفتن مطلق (ثابت) قطعات درگیر در راندمان پمپ به‌اندازه لقی‌ها تاثیر دارند. هرچه سطوح صافتر باشد، دقت اندازه‌گیری بیشتر می‌شود. هرچه شکل قطعات دقیق‌تر باشد لقی عدم هم‌محوری کمتر می‌شود. بنابراین نتیجه می‌گیریم که دقت ماشینکاری پایه و اساس موفقیت در ساخت اینگونه پمپ‌ها می‌باشد. این قاعده برای تمام اجزاء هیدرولیک نیز صادق می‌باشد. دقیق‌ترین ماشینهای ابزار و پیشرفته‌ترین روش‌های ماشینکاری در صنعت هیدرولیک معمول می‌باشند، لذا خیلی طبیعی است که بگوئیم هیچ صنعتی دقت و تکنیک ساخت صنایع هیدرولیک را ندارد.

یک پمپ دنده‌ای از دو دنده مشابه که با یکدیگر درگیر می‌باشند تشکیل شده است (قطعات شماره یک و دو) هر یک از دنده‌ها روی محور جداگانه قرار گرفته‌اند. محور یکی از چرخ دنده‌ها بلندتر بوده و به موتور الکتریکی متصل می‌باشد و کار هدایت چرخ دنده دیگر را انجام می‌دهد. محورها بوسیله یاتاقانها (قطعات شماره ۳) مهار شده‌اند و کل سیستم درون بدنه (قطعه شماره ۴) با لقی خیلی کم قرار می‌گیرد. دو طرف بدنه را درپوش‌های جلوئی (قطعه شماره ۵) و عقبی (قطعه شماره ۶) پمپ می‌پوشانند. در دو طرف پمپ جائیکه دنده‌ها درگیر می‌شوند دریچه‌های ورودی و خروجی وجود دارند.



عملکرد یک پمپ دنده‌ای به‌شرح زیر می‌باشد :

همانگونه که در شکل زیر مشخص می‌باشد فضای مابین دو دندانه یک چرخدنده با دندانه چرخدنده دیگر پر می‌شود . وقتیکه چرخ دنده‌های درگیر دوران پیدا می‌کنند فضای مابین دنده‌ها یکی پس از دیگری خالی می‌شوند و ایجاد خلاء می‌نمایند . فشار اتمسفریک موجب می‌شود که روغن با فشار از تانک بدرون پمپ مکیده شود . فضای پر از روغن مابین دندانه‌ها متناوبا" دایره محیطی دنده را طی می‌کنند تا مجددا" بوسیله دندانه دیگری پر شوند . در این لحظه روغن از این فضا بیرون جهیده و سپس به خارج از پمپ هدایت می‌شود . دلیل خروج روغن از محفظه ، درگیری مجدد دندانه‌ها است که موجب می‌شود فضائی برای انبار روغن نباشد همین امر باعث می‌شود که روغن به عقب بازنگردد . دلیل اصلی خروج روغن تحت فشار از فضای مابین دندانه‌ها وجود اصطکاک موجود بین سیال و جداره پوسته در محفظه تخلیه می‌باشد و همین امر باعث پیدایش فشار مورد نیاز گشته و نتیجتا" مفهوم کارآئی پمپ دنده‌ای روشن می‌گردد . در غیر اینصورت پمپ دنده‌ای فقط قادر خواهد بود که حجمی از سیال را صرفا" تحت فشار صفر جابجا سازد به‌عبارت دیگر فشار مثبت تنها درصورت وجود اصطکاک بین جداره و روغن ایجاد می‌گردد .



انتخاب مشخصات :

مشخصات فشار و دبی پمپ از استانداردهای مربوطه به‌شرح زیر انتخاب می‌گردد :

فشار کارکرد و فشار ماکزیمم پمپ از استاندارد ISO - 4399 - 1977 (E) انتخاب می‌گردند . بعلت اینکه در اینگونه پمپ‌ها با تغییر سرعت می‌توان دبی‌های متفاوت بدست آورد استانداردی جهت دبی وجود ندارد . تنها استاندارد موجود برای این مشخصه استاندارد Gost می‌باشد که متاسفانه بعلت در دسترس نبودن از کاتالوگ‌های سازندگان جهت انتخاب دبی استفاده می‌شود .

انتخاب پورت‌ها و استفاده از استانداردهای مربوطه : پایه و اساس انتخاب پورت‌ها سرعت سیال می‌باشد . سرعت ورودی به پمپ باید طوری باشد که افت فشار کمی ایجاد کرده و گرم شدن بیش از حد سیال را باعث نشود . سرعت پیشنهاد شده برای سیال جهت ایجاد شرایط مناسب ورودی به پمپ ۵ الی ۶ متر در ثانیه می‌باشد ولی برای اینکه پمپ توانایی انجام وظیفه در سرعت‌های بالاتر را داشته باشد نصف این سرعت یعنی ۲/۵ متر در ثانیه جهت انتخاب پورت‌ها استفاده می‌گردد . با در نظر گرفتن این سرعت پمپ قادر خواهد بود تا سرعتهای بالاتر از (۴۰۰۰ RPM) نیز کار کند .

قطر دهانه ورودی را می‌توانیم از فرمول زیر بدست آوریم :

$$Q = V.A \quad or \quad d = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{Q}{V}}$$

دهانه ورودی پمپ را می‌توان یکی از دو نوع پیچی و یا فلانچی انتخاب نمود که پمپهای کوچک معمولا" از نوع پیچی می‌باشد .

موقعیت داخلی پورت‌ها باید دقیقا" روبروی هم و درست در محل تقاطع دنده‌ها باشد ولی موقعیت خارجی آن می‌تواند بدلخواه تغییر کند . باید توجه نمود که انحناهای زیادی در مسیر ورودی و خروجی باعث افت فشار و مسائل دیگر خواهد شد .

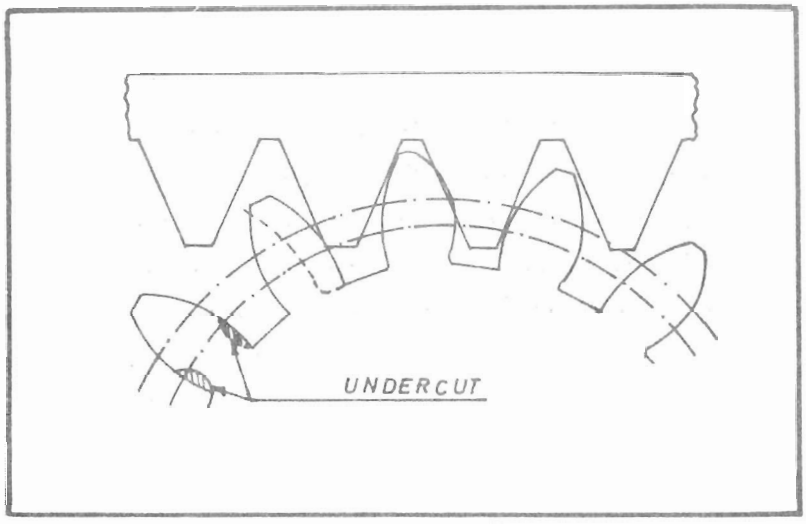
دیگر استانداردهای رعایت شده در طراحی پمپ یکی استاندارد ISO 3019/2 - 1980 (E) برای شکل ظاهری درپوش جلوئی و استاندارد ISO 3019/2 - 1980 (E) برای قطر محور خروجی و دیگری استاندارد ISOR / 775 - 1969 (E) برای طول محور خروجی می‌باشند .

چرخ دنده‌ها و تصحیح آنها :

اولین مرحله طراحی یک پمپ دنده‌ای طراحی چرخدنده‌های آن است . هدف از این طراحی جابجائی حجم معینی از سیال تحت فشار معین می‌باشد . بنابراین باید چرخ دنده‌های طراحی شده دارای قطر و تعداد دندانه و پروفیل مناسب باشد تا هدف مورد نظر تامین گردد . از مهمترین عواملی که در پمپ‌های دنده‌ای هنگام درگیری دو چرخ دنده باید در نظر گرفته شود حجم مشخصی از سیال است که در فضای مابین دندانه‌ها قرار گرفته و در جهت مشخصی جابجا می‌شود . در طراحی‌های اولیه ، چرخدنده‌های پمپ‌ها از نوع Stub بود که دارای سطح عرضی Grast وسیعی بودند و این موجب کاهش نشت درونی می‌گشت ولی مهمترین معایب این نوع دندانه‌ها راندمان تخلیه آنها بود که حدود ۲۰% کمتر از پمپ‌های امروزی می‌باشد . چرخدنده‌های مورد استفاده در پمپ‌های امروزی از نوع اینولوت با زاویهٔ فشار $14\frac{1}{2}$ تا ۲۰ می‌باشند ، مکانیزم درگیری از نوع خطی بوده و نخستین شرط درگیری این است که تماس بدون لغزش در طول خط گام وجود داشته باشد .

این نوع درگیری باعث افزایش طول عمر کارکرد دندانه‌ها می‌شود . در این پمپ‌ها چرخش بدون لغزش مسئله مهم نمی‌باشد ، بلکه مسئله مهم مقدار روغنی است که چرخدنده‌ها حمل می‌کنند . برای اینکه چرخدنده‌ها مقدار بیشتری روغن حمل نمایند تعداد دنده‌ها را کاهش می‌دهند ولی کاهش تعداد دنده‌ها

حدی دارد و کمتر از این حد باعث ایجاد پدیده Undercut می‌گردد . اندرکات Undercut به‌این ترتیب بوقوع می‌پیوندد که ابزار برش(هاب یا Shaper) در موقع تراشیدن چرخ دنده‌های کمتر از هفده دندانه مقداری از پای دنده را نیز می‌تراشند .



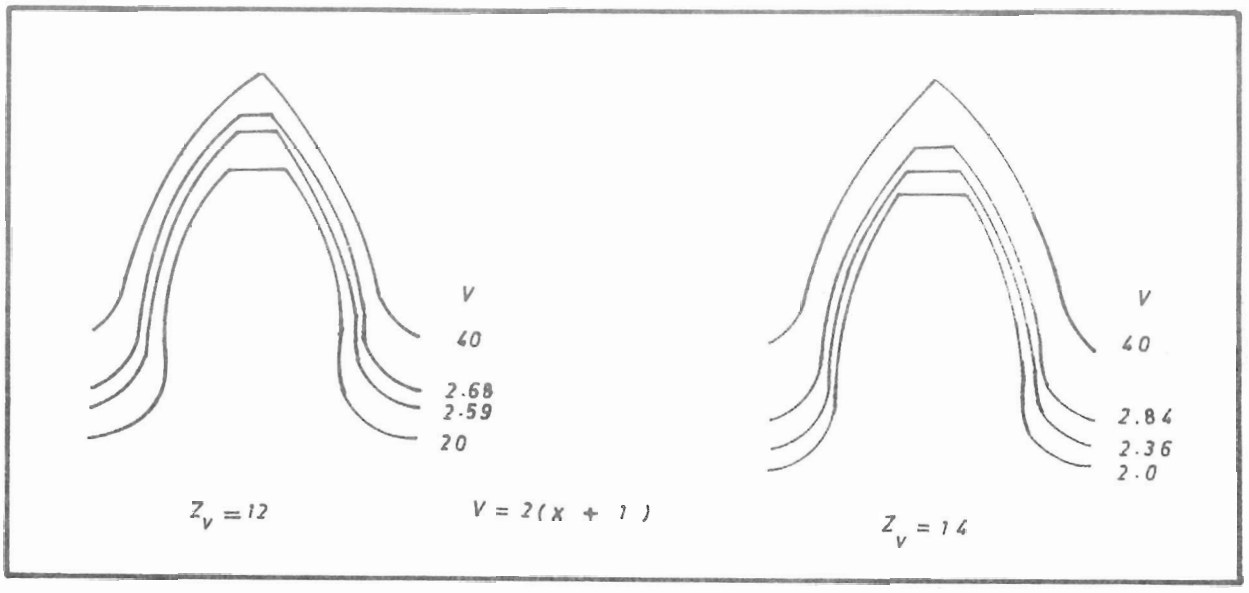
و این امر نه‌تنها باعث ضعیف شدن پای دنده‌ها می‌شود بلکه فضای غیرفعال دنده‌ها را نیز افزایش می‌دهد و بالطبع باعث کاهش راندمان پمپ می‌گردد . فضای غیرفعال دنده‌ها عبارت است از فضائی که در پائین دنده‌ها بوجود آمده و روغن آن در موقع خروج خارج نمی‌گردد .

برای جلوگیری از پدیده Undercut چرخدنده‌ها را باید تصحیح نمود . تصحیح چرخدنده‌ها به‌این صورت است که فاصله محوری بین دو چرخدنده را افزایش می‌دهند (تصحیح مثبت) این امر باعث می‌شود که ارتفاع دنده‌ها بیشتر از حد استاندارد گردد .

افزایش ارتفاع دنده‌ها باعث می‌شود که مقدار بیشتری روغن از فاصله بین دو دنده خارج گردد و بالطبع فضای غیر فعال کاهش یافته و نتیجتاً" راندمان پمپ بیشتر می‌شود . برای تصحیح چرخدنده‌ها احتیاجی به ابزار مخصوص نیست بلکه به‌کمک ماشین‌های تراش دندهٔ متداول امکان‌پذیر می‌باشد . ضریب تصحیح علاوه بر اینکه در چرخدنده‌های با تعداد دنده کمتر از هفده عدد از Undercutting جلوگیری می‌کند بلکه به‌منظور بدست آوردن نسبت درگیری دلخواه و یا فاصله محوری معین نیز بکار می‌رود .

ضریب تصحیح مثبت درمورد چرخدنده‌های با تعداد دندانه کم و با در نظر گرفتن فشار سطحی و تنش خمشی مناسب می‌باشد .

اشکال مختلف دندانه‌ها با تصحیح‌های متفاوت برای تعداد دنده‌های ۱۲ و ۱۴ در این شکل نشان داده شده است .



همانگونه که ملاحظه می‌شود افزایش ضریب تصحیح پهنای پای دندانه را افزایش داده و باعث بهبود پروفیل دندانه بخصوص در ته دنده (Root) می‌شود ـ نکته‌ای که باید بدان توجه نمود این است که ضرایب تصحیح مثبت پهنای سر دندانه را کاهش می‌دهد و مقادیر زیاد ضریب تصحیح باعث تیز شدن نوک دندانه خواهد شد که هنگام درگیری دندانه‌های دو چرخدنده تولید اشکال نموده و احتمال شکستن دندانه زیاد خواهد شد . عامل محدود کننده ضریب تصحیح این است که ضخامت سر دندانه نباید کمتر از ۰/۳ مدول باشد . با تصحیح نمودن دنده‌ها فرمول حجم پمپ تغییر می‌یابد .

$$W = 2\pi m^2 [Z+1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_o}{48}]$$

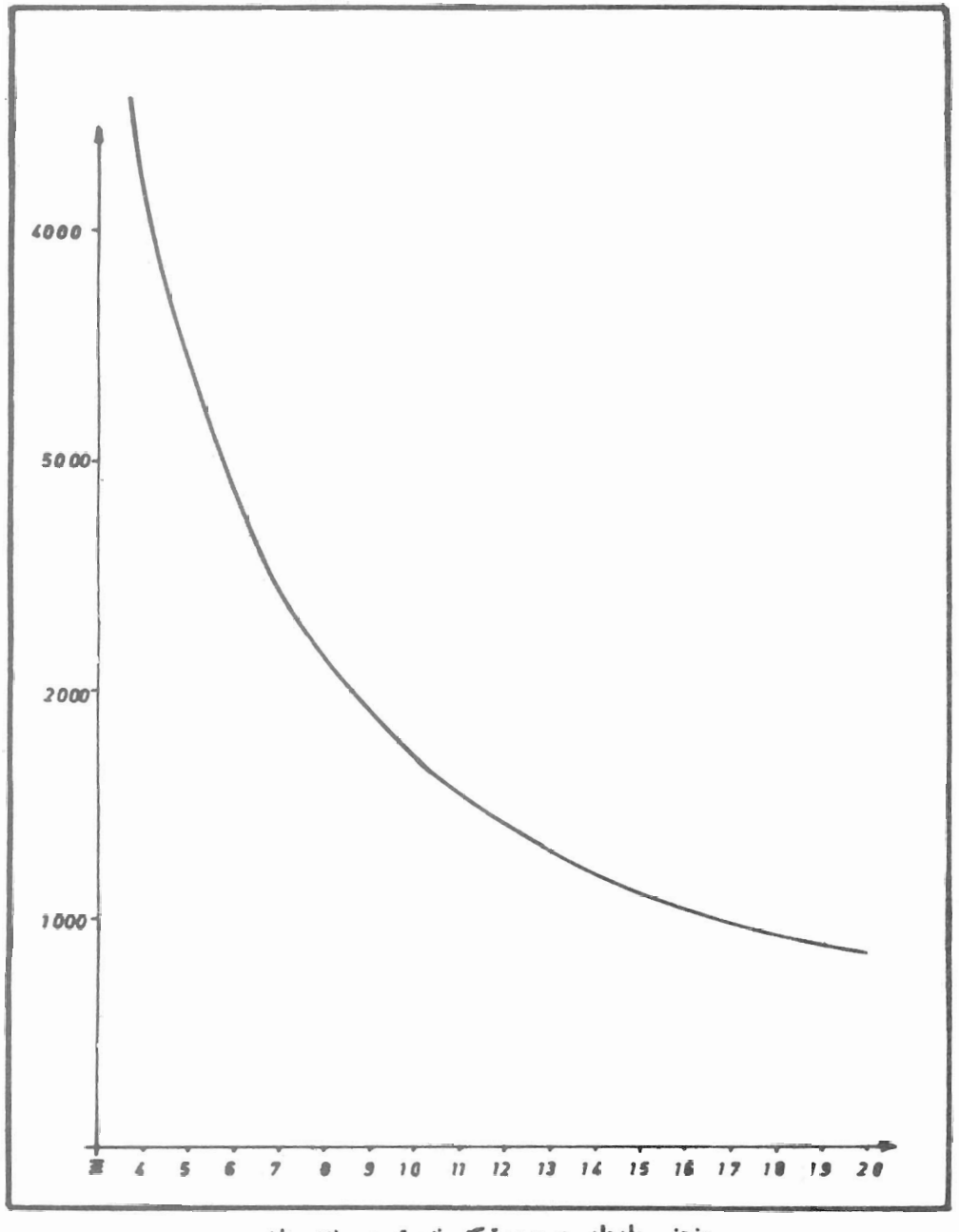
$$W = \frac{\pi m^2}{2} [Z + 2(x+1) - Z^2 \cos x^2 \alpha_o \ \sin \alpha_w - \frac{\pi^2 \ \cos^2 \alpha_o}{12}]$$

که در آن α_o زاویه فشار ابزار و α_w راویه فشار کارکرد و X ضریب تصحیح می‌باشد .

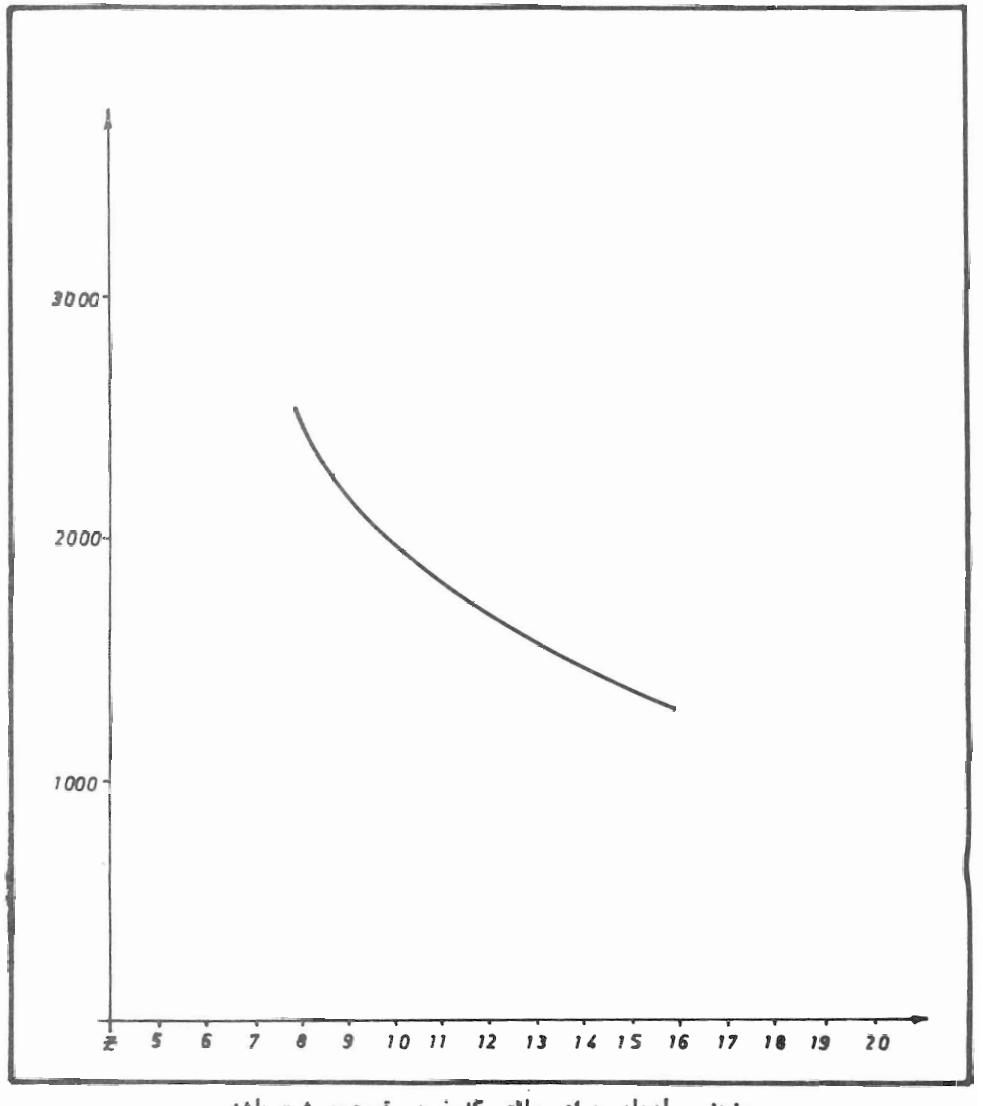
در شکل‌های صفحه بعد رابطه دبی با تعداد دنده‌ها با استفاده از روابط فوق مشخص گردیده است . و همانگونه که نشان داده شده است زیاد شدن دبی رابطه مستقیم با کم کردن تعداد دنده‌ها دارد ولی بعلت اینکه حداقل تعداد دنده‌ای که با دستگاههای یونیورسال می‌توان تولید کرد هفت عدد می‌باشد لذا این محدودیت اجازه نمی‌دهد که تعداد دنده‌ها ، کمتر از هفت عدد باشد . محدودیت دیگری که در انتخاب تعداد دنده‌ها اثر دارد ضریب درگیری است ضریب درگیری از فرمول زیر بدست می‌آید .

$$m_c = \frac{1}{2\pi} Z(\tan \alpha_o - \tan \alpha_w)$$

$$\theta = \cos^{-1}[\frac{db}{da}]$$



منحنی جابجایی در صورتیکه دنده تصحیح نشده باشد.



منحنی جابجایی برای حالتی که ضریب تصحیح مثبت باشد.

تعداد دنده‌ها = Z

زاویه فشار کارکرد = α_w

قطره دایره مبنا = d_b

قطره دایره سر که با ضریب تصحیح بستگی دارد = d_a

ضریب درگیری قابل قبول بین ۱/۴ تا ۱/۲ می‌باشد. ضریب درگیری کمتر از ۱/۲ باعث صدای بیشتر پمپ می‌شود.

تعداد دقیق دنده‌ها با توجه به مقدار تصحیح و ضریب درگیری مشخص می‌شود و معمولا" بین ۸ تا ۱۲ عدد است.

عرض و قطر از عوامل مهم دیگر در انتخاب چرخدنده‌ها می‌باشند. به‌علاوه لقی‌های مجود در دو طرف چرخ دنده‌ها طبیعتا" اجازه مقداری نشت درونی را می‌دهند. این نشت تحت تاثیر قطر چرخدنده‌ها قرار دارد و مقدار آن برای عرض‌های مختلف ثابت می‌باشد. مقدار نشت بر حسب درصد دبی در پمپهای کوچکتر بیشتر از پمپهای بزرگتر می‌باشد. (اضافه نمودن دبی با اضافه کردن عرض صورت می‌گیرد) بنابراین هرچه چرخدنده‌ها نازکتر باشند دبی پمپ کم می‌گردد و درصد نشت بیشتر می‌شود. علاوه بر این نیروی کشش صفحات سایشی نیز تابعی از قطر چرخدنده‌ها می‌باشد و به‌عرض آنها بستگی ندارد وقتیکه چرخدنده‌ها نازکتر می‌شوند درصد توان ورودی که جهت جبران نیروی کشش مصرف می‌شود بیشتر شده و بازدهی مکانیکی افت می‌کند. نتیجتا" مقدار حداقلی برای عرض چرخدنده‌ها وجود دارد که کمتر از آن مقدار، ایجاد درصد نشت زیاد، و راندمان مکانیکی کم می‌کند. برعکس وقتیکه عرض چرخدنده‌ها افزایش پیدا می‌کند به نقطه‌ای می‌رسیم که نیروی وارد بر یاتاقانها بالاتر از ظرفیت آنها می‌شود و همچنین سیال قادر به پر کردن کامل فضای بین دندانه‌ها نمی‌باشد. بنابراین در یک یا گروهی از پمپها قطر مورد استفاده محدودیت‌های عملی جهت انتخاب عرض چرخدنده‌ها بوجود می‌آورد گرچه صرایب دقیقی برای نسبت عرض به قطر موجود نمی‌باشد ولی پذیرفته گردیده که عرض چرخ دنده‌ها بین ۵۰ تا ۱۰۰ درصد قطر انتخاب گردند.

بطور معمول چرخدنده‌های پمپ دنده‌ای دارای دندانه‌های ساده مستقیم Spur می‌باشند ولی در برخی از پمپها از چرخدنده‌های ساده کج Helical نیز استفاده می‌شود. باید توجه داشت که چرخ دنده‌های اخیر بدلیل درگیری خاص آنها که بصورت Wiping می‌باشد توان بیشتری را منتقل می‌کنند و سر و صدای کمتری نیز دارند ولی ساخت آنها مشکل‌تر و نتیجتا" گرانتر می‌باشد. زاویه کجی دندانه Helical angle باید با دقت زیادی انتخاب شود تا دندانه بطور کامل از دو طرف بین دهانه خروجی و ورودی قرار گیرد. در غیر اینصورت رابطه‌ای بین دو محفظه فوق‌الذکر وجود نخواهد داشت و به‌عبارتی دیگر در پمپ اتصال کوتاه برقرار خواهد شد. چگونگی این عمل بدین صورت است که هنگامیکه دنده‌های چرخ دنده‌ها کاملا" درگیر می‌شوند یک سر دندانه ممکن است در محفظه ورودی و سر دیگر در محفظه خروجی (منطقه فشار) قرار داشته باشد. این امر موجب جاری شدن روغن در فضای خالی دندانه از محفظه خروجی به محفظه ورودی می‌گردد. اگر فقط ساخت پمپ به یک نوع و اندازه مورد نظر باشد این مسئله قابل حل است ولی اگر سازنده‌ها، انواع پمپها را با قطر ثابت و عرض‌های متفاوت تولید کنند باید زاویه کجی دندانه و موقعیت دهانه تغییر یابد. این مسئله باعث از بین رفتن مزایای تولید انبوه از دیدگاه اقتصادی خواهد شد.

(قسمت دوم مقاله در شماره آینده)

محاسبه ظرفیت تولید و موجودی انبار وقتی فروش متغیر باشد

از : احمد چراغ

شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران

مقدمه :

با وجودیکه از مسائل پیچیده کارخانجات تولیدی ظرفیت تولید و موجودی محصولات می‌باشد ، ولیکن آنطور که شایسته موضوع باشد بآن پرداخته نشده است . معمولا" از روشهای موجود که کلیه محصولات را بعنوان یک واحد و یا هر کدام از محصولات بطور جداگانه مورد محاسبه قرار می‌گیرند ، استفاده می‌شود و اثرات پارامترهای هر محصول بر دیگر محصولات در نظر گرفته نمی‌شود . هدف این مقاله این است که نشان دهد چگونه می‌توان در موسسات چند محصولی پارامترهای مورد نظر را با استفاده از رابطه زیر بدست آورد :

$$\sigma = K\mu i^{\alpha}$$

μ : میانگین فروش هر محصول

σ : انحراف معیار فروش هر محصول

i : نوع محصول

α و K ثابت می‌باشند .

اکنون از این رابطه می‌توان برای بدست آوردن موجودی انبار هر محصول و ظرفیت مورد نیاز تولید که موسسه خواستار آن است ، سود جست .

در میان روشهای موجود برای حل این مسائل می‌توان ، روش ترسیمی [1] (graphical method) ، معادله درجه دوم هزینه‌ها [2] (Quadratic costs) ، روش حمل و نقل (transportation method) و برنامه‌ریزی خطی [4] (Linear programming) را نام برد . روش‌های ترسیمی ، برنامه‌ریزی خطی و حمل و نقل پارامترهای هزینه ، فروش و حداکثر ظرفیت تولیدی را معلوم و ثابت فرض می‌کنند . روشهای معادله درجه دوم هزینه‌ها و روش‌های تصمیم‌گیری خطی اهمیت بیشتری به هزینه‌ها می‌دهند و پارامترهای نیروی انسانی ، تولید و موجودی انبارها در کنترل پیوسته هستند ولیکن هر محصول را جداگانه در نظر نمی‌گیرند .

این نوشته دربر گیرنده پارامترهای ظرفیت تولید و موجودی انبار مطلوب برای تامین نظر موسسه از نقطه نظر فروش است . یعنی احتمال اینکه درخواست یک مشتری با خالی بودن انبار محصول مواجه گردد ، بایستی چند درصد باشد ؟ که میزان آن توسط مدیریت موسسه تعیین می‌گردد .

مدل‌های بسیاری برای محاسبه اقتصادی میزان سفارش(تولید) و موجودی انبار بدست آمده است که مهمترین آنها فرمول زیر است :

$$Q = \sqrt{\frac{2RY}{H}}$$

Q : مقدار سفارش(تولید) اقتصادی

R : میزان فروش سالانه

Y : هزینه هر سفارش(هزینه تنظیم خط تولید)

H : هزینه‌های انبارداری و نگهداری

و معدل موجودی انبار در شروع هر تناوب از فرمول زیر بدست می‌آید :

$$I = Q + Z\,\sigma\,DL$$

DL : انحراف معیار فروش طی مدت زمان تولید محصول

Z : عدد ثابت ـ احتمال مجاز برای نداشتن موجودی انبار

معمولاً فرض می‌شود که میزان فروش طی زمان تولیدی (تناوب تولیدی) طبق توزیع نرمال باشد.

میزان فروش سالانه و انحراف معیار آنرا می‌توان از مشاهده عینی یا با روشهای پیش‌بینی (Fore-casting) و یا روش معمول (exponential smoothing) بدست آورد.

یکی از روشهای موجود برای سیستم‌های چند محصولی روش ABC است. در این روش محصولات بترتیب اهمیت دسته‌بندی می‌شوند. محصولات هر دسته با روش مناسب همان دسته بررسی می‌شوند. روش دیگر وجود محدودیت در سیستم است. برای مثال محدودیت در گنجایش انبار، که با استفاده از روش لاگرانژ (LaGrange multiplier method) قابل محاسبه است.

$$Q_i = \sqrt{2RS/(H + 2\lambda di)}$$

$$\Phi(Q_i) = \Sigma d_i Q_i - D < 0$$

D : حداکثر محدودیت (Max . constraint)

di : مقدار محدودیت هر واحد از هر محصول

λ : ضریب محدودیت لاگرانژ (LaGrange Multiplier Constraint)

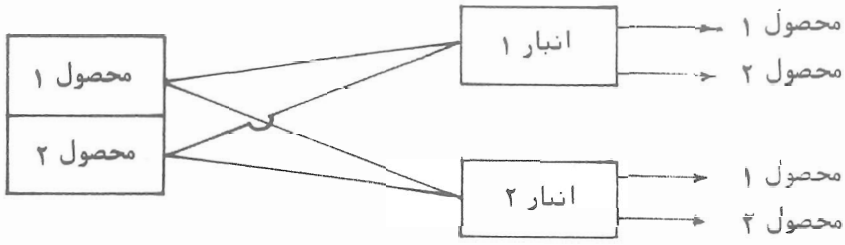
هیچکدام از روش‌های فوق، روش محاسبه میزان تولید مورد نیاز برای "فروش متغیر" را ارائه نمی‌دهد.

روش دیگر برای بررسی موسسه تولیدی چند محصولی، محاسبه بهترین تعداد تناوب تولید است. در این روش محصولات بترتیب معینی تولید می‌شوند. از آنجائیکه این محصولات معمولاً مشابه هستند ممکن است منحنی فروش با مدل بدست آمده در این مقاله مطابقت داشته باشد و می‌توان از آن برای محاسبه میزان تولید که یکی از پارامترهای محاسبه بهترین تعداد تناوب تولید است، استفاده نمود.

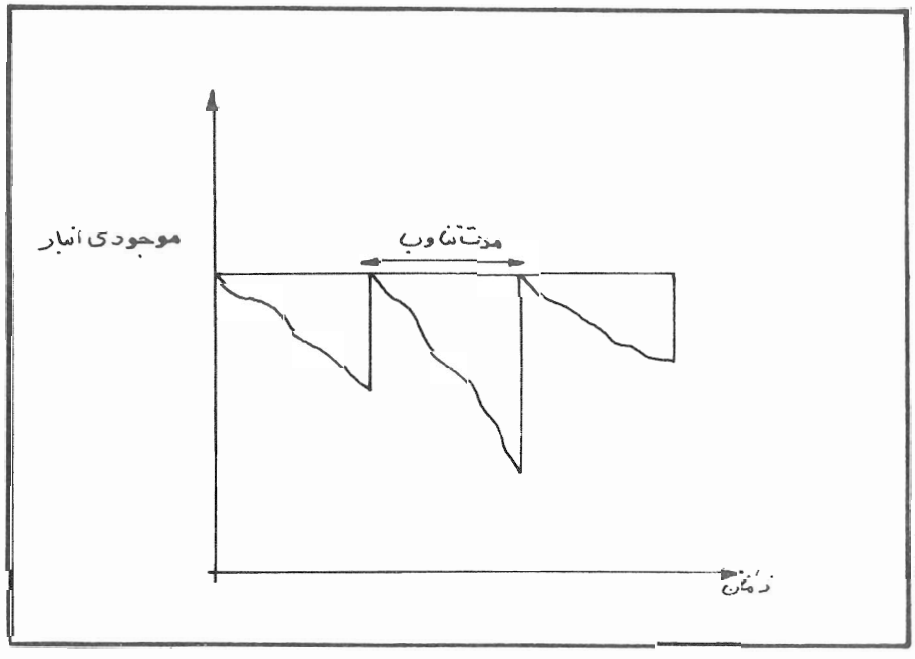
یک سلسله مقالات دیگر ۶، ۷ نیز مشابه آنچه در این مقاله بدست آمده است، برای هر محصول نوشته شده است ولیکن محدودیت‌هائی در پارامترهای این روش‌ها وجود دارد. همچنین ظرفیت تولیدی در نظر گرفته نشده است.

مدل اولیه

سیستم اولیه (شکل ۱) شامل یک واحد تولیدی است که تولید کننده محصولات متنوعی است. این محصولات به انبارهای مختلف توزیع می‌شوند.



شکل ۱ــ مدل ساده یک سیستم تولید ــ توزیع



شکل ۲ــ تغییرات موجودی انبار نسبت به زمان

میزان فروش هر محصول از هر انبار متفاوت است و این تغییرات در خط تولید اثر می‌گذارد . اکنون مسئله تعیین ظرفیت تولید و موجودی انبار مورد نیاز هر محصول در هر انبار را مورد مطالعه قرار می‌دهیم .

در بحث تولید تناوبی (شکل ۲) تمام محصولات ممکن است با هم تحویل انبار گردند و برگشت از انبارها مقدور نباشد ، میزان فروش متغیر ولیکن بطور میانگین تغییرات زیاد نیست .

فرض کنید n محصول و m انبار وجود دارد و میزان فروش محصول i در انبار j از توزیع احتمالات با میانگین μ_{ij} و انحراف معیار δ_{ij} بدست آید .

$$\sigma_{ij} = K\mu_{ij}^{\alpha} \qquad i = ۱ \text{ و } ۲ \text{ و } \ldots \text{ و } n$$
$$j = ۱ \text{ و } ۲ \text{ و } \ldots \text{ و } m$$

در موارد مخصوص :

الف : $K = ۱$ ، $\alpha = ۱/۲$

ــ فروش از توزیع پواسون (Poisson Distribution) بدست می‌آید .

ب : $K > ۱$ و $\alpha = ۱/۲$ یا ۱

ــ فروش از توزیع منفی باینومیال (negative binomial distribution) بدست می‌آید .

واگنر[۸] نشان داده است که در این رابطه‌ها مقدار K معمولا" بیش از ۱ می‌باشد .

تحلیل آماری (Statistical Analysis)

از آنجائیکه رابطه $\sigma_{ij} = K\mu_{ij}^{\alpha}$ یک رابطه تجربی است لازم است پارامترها و اهمیت هر یک در این رابطه مشخص شود . ابتدا معادله را بصورت زیر می‌نویسیم :

$$\log \sigma_{ij} = \log K + \alpha \log \mu_{ij}$$

که این رابطه یک معادله با دو متغیر است که از روش‌های ضریب همبستگی و رگراسیون قابل حل است . رابطه را می‌توان به سه روش زیر آزمایش نمود .

۱ــ برای هر محصول و کلیه انبارها : $\log \sigma_{ij} = \log K_i + \alpha_i \log \mu_{ij}$

۲ــ کلیه محصولات در هر انبار : $\log \sigma_{ij} = \log K_j + \alpha_j \log \mu_{ij}$

۳ــ کلیه محصولات کلیه انبارها : $\log \sigma_{ij} = \log K + \alpha \log \mu_{ij}$

$i = ۱ \text{ و } ۲ \text{ و } \ldots \text{ و } n$

$j = ۱ \text{ و } ۲ \text{ و } \ldots \text{ و } m$

تحلیل بایستی با یکی از روش‌های ۱ و یا ۲ شروع شود و چنانچه تجربه شده است استفاده از روش ۲ نتیجه بهتر می‌دهد و از آنجائیکه ضرایب همبستگی بزرگتر هستند در نتیجه بررسی ما محدود به روش‌های ۲ و ۳ می‌شود .

درصورتیکه انبارها نسبت بهم همبستگی داشته باشند ، می‌توان فقط روش سوم را در نظر گرفت . برای دریافت این مطلب می‌توان کلیه معادلات رگراسیون که ضرایب همبستگی آنها صفر نباشد را از راه آنالیز

کواریانس آزمایش نمود . پیشنهاد می‌گردد این آزمایش در دو مرحله انجام شود و انبارهائی که معادله رگراسیون آنها را نمی‌توان در یک معادله متحد کرد ، بعنوان موارد مخصوص جدا نمود .

اطلاعات مورد نیاز این آزمایش را می‌توان از دو راه زیر بدست آورد .

الف ــ بدست آوردن میزان فروش هر محصول در هر انبار برای چند تناوب

ب ــ روش نمونه‌گیری فروش برای برخی محصولات در کلیه انبارها

اگر راه دوم در نظر گرفته شود و مشابهت بین انبارها بدست آید ، می‌توان نتیجه‌گیری نمود که این امر برای کلیه محصولات صادق است و از آنجائیکه فروش سالانه هر محصول (μ_{ij}) معین است ، بدست می‌آید که :

$$\mu_{ij} = \frac{R_{ij}}{\text{تعداد تناوب در سال}}$$

که از این ، برای بدست آوردن انحراف معیار طبق معادله استاندارد استفاده می‌شود .

موجودی انبارها (inventory levels)

در سیستم در نظر گرفته شده ، موجودی انبار برای هر محصول در هر انبار بایستی مقداری باشد که :

$$I_{ij} = \mu_{ij} + Z\sigma_{ij}$$

I_{ij} : موجودی انبار محصول i در انبار j در شروع تناوب تولید

Z : پارامتر احتمال مجاز خالی شدن انبار که توسط مدیریت تعیین می‌گردد .

اگر تحلیل آماری نتیجه داده است که رابطه :

$$\sigma_{ij} = K\mu^{\alpha}_{ij}$$

صادق است ، نتیجه مقدار $(K^{l}_{ij} > 1)$ و از نوع عدد صحیح است بطوریکه :

$$\mu_{ij} = K^{l}_{iju}$$
$$\sigma_{ij} = K(K^{l}_{iju})^{\alpha}$$

بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که فروش هر محصول در هر انبار را می‌توان از توزیع نرمال با میانگین μ و انحراف معیار $\sigma(=K u^{\alpha})$ معین نمود . سپس با استفاده از تئوری (central limit theorem) در صورتیکه مقدار μ_{ij} زیاد باشد ، فروش از توزیع نرمال با میانگین μ_{ij} و انحراف معیار σ_{ij} بدست خواهد آمد .

اکنون I_{ij} را می‌توان از رابطه زیر تعیین کرد :

$$I_{ij} = \mu_{ij} + ZK\mu^{\alpha}_{ij}$$

که مقدار Z از جدول توزیع نرمال بدست می‌آید . در مواردیکه μ_{ij} کوچک باشد و یا خالی شدن انبار بدفعات اتفاق افتاده باشد ، برای I_{ij} با استفاده از سوابق ، بیشترین مقدار فروش در نظر گرفته می‌شود .

اکنون می‌توان موجودی انبار مورد نیاز برای محصولات جدید که در خط تولید موسسه قرار می‌گیرند را چنین بدست آورد :

$$I_{(n+1)j} = X_{(n+1)j} + Z K X^{\alpha}_{(n+1)j}$$

و پس از دومین سال

$$I_{(n+1)j} = \bar{X}_{(n+1)j} + Z K \bar{X}^{\alpha}_{(n+1)j}$$

و تا زمانیکه میانگین فروش حالت ثابتی بخود نگرفته است ، هر بار بایستی مقدار موجودی انبار را محاسبه نمود .

نتیجه می‌گیریم که وقتی مقادیر K و α تعیین شوند ، محاسبه مقدار موجودی انبار مورد نیاز هر محصول قدیم یا جدید بسیار ساده خواهد بود . کافیست میانگین فروش را بدانیم بلافاصله موجودی انبار سالانه از روی جدول در دسترس خواهد بود .

تعیین ظرفیت تولیدی

ظرفیت مورد نیاز تولید بستگی به روش عملکرد سیستم دارد . در این نوشته سه نوع عملکرد را بررسی خواهیم کرد :

۱ــ کارگاه تولید تمام محصولات را در هر تناوب تولید کند .

۲ــ کارگاه تولید در تمام مدت فروش تولید نکند .

۳ــ محصولات باندازه‌ای که نگهداری آن موجب خرابی محصول نشود تولید شوند .

در روش‌های ۱ و ۲ عمر نگهداری محصولات نامحدود است .

طراحی و ظرفیت خط تولید نسبت به میانگین فروش انجام نخواهد شد . بلکه برای تولید حداکثر فروش ممکنه M در هر تناوب خواهد بود .

$$M_i = \mu_i + Z\sigma_i$$

M_i : حداکثر میزان فروش محصول

μ_i : میانگین فروش محصول

σ_i : انحراف معیار فروش محصول

Z : احتمال مجاز وجود کمبود ظرفیت تولید که توسط مدیریت معین می‌شود .

درصورتیکه ظرفیت تولید مورد نیاز هر واحد محصول i مقدار C_i باشد ، کل ظرفیت مورد نیاز محصول i مقدار $C_i M_i$ و مجموعه ظرفیت خط تولید $\sum_{i=1}^{n} C_i M_i$ خواهد شد .

بدیهی است واحد ظرفیت تولید بستگی به نوع محصول مورد مطالعه دارد . در برخی محصولات واحد ، وزن و در بعضی دیگر زمان و یا تعداد است .

از آنجائیکه مقدار C_i ثابت است ، پس بایستی مقدار M_i را معین نمود . مقدار M_i مطمئناً" بایستی بیش از μ_i باشد ، چرا که در پایان هر تناوب تولید ، موجودی انبارها بایستی باندازه I_{ij} برای کلیه محصولات در کلیه انبارها باشد که بیش از میانگین فروش است . اکنون برای بدست آوردن M_i بایستی معادلات مربوطه را بدست آوریم .

۱ــ محاسبه ظرفیت در صورتیکه کلیه محصولات در هر تناوب تولید شوند .

طبق این روش در کلیه انبارها ، موجودی محصول به سطح مشخصی خواهد رسید (شارژ خواهد شد) میزان فروش هر محصول در کلیه انبارها چنین است :

$$\mu_i = \sum_{j=1}^{m} {}_{ij}$$

$$\sigma_i^2 = \sum_{j=1}^{m} \sigma_{ij}^2 = \sum_{j=1}^{m} K^2 \mu_{ij}^{2\alpha}, \quad \sigma_i = K \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \mu_{ij}^{2\alpha}}$$

درصورتیکه $\alpha = \frac{1}{2}$ باشد معادله بصورت ساده زیر درخواهد آمد :

$$\sigma_i = K \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \mu_{ij}}$$

با استفاده از دلائل مشابه درمورد تعیین موجودی انبار بکار برده شد ، میزان تولید از توزیع نرمال با میانگین μ_i و واریانس σ_i^2 بدست می‌آید . در نتیجه حداکثر فروش محصول i در هر تناوب چچنین خواهد شد :

$$M_i = \mu_i + Z K \sqrt{\sum_{j=1}^{m} M_{ij}^{2\alpha}}$$

که مقدار Z از جدول توزیع نرمال بدست می‌آید .

۲ــ محاسبه ظرفیت درصورتیکه کارگاه تولید در کل مدت فروش تولید نکند . یعنی تولید ۵ یا ۶ روز در هفته تولید کند ولیکن فروش همه روز هفته برقرار باشد .

فرض کنید :

ــ خط تولید R مدت از T مدت کار کند .

ــ T-P تناوب تعطیلی خط تولید است .

نتیجه اینکه حداکثر فروش ($M_i T$) بایستی برای تناوب T در نظر گرفته شود حال آنکه ظرفیت تولیدی بایستی برای تناوب P انجام شود .

$$M_i T = \sum_{t=1}^{T} \sum_{j=1}^{m} \mu_{ij} + ZK \sqrt{\left(\sum_{t=1}^{T} \sum_{d=1}^{m} \mu_{ij}^{2\alpha} \right)}$$

$$= T\mu_i + ZK \sqrt{\left[T \left(\sum_{j=1}^{m} \mu_{ij}^{2\alpha} \right) \right]}$$

فروش در هر تناوب تولید :

$$M_{ip} = M_{iT} / P$$

۳ــ کارگاه تولید باندازه عمر نگهداری محصولات تولید کند ، یعنی محصولات را بخاطر جلوگیری از فاسد شدن نمی‌توان بیش از مدت معینی نگهداری کرد .

برای این روش سه حالت را بررسی خواهیم نمود . تعداد تناوب ممکن ۱ ، ۲ یا N (در حالت عمومی) باشد .

الف ــ فرض کنید مدت زمان مجاز یک تناوب باشد در این صورت پس از هر تناوب کلیه محصولات فروش نرفته بایستی دور انداخته شده ، انبار دوباره شارژ گردد . مقدار شارژ از رابطه زیر بدست می‌آید :

$$I_{ij} = \mu_{ij} + ZK\sqrt{\sum_{j=1}^{m} \mu_{ij}^{2\alpha}}$$

$$M_i = \sum_{i=1}^{m} I_{ij}$$

در این حالت فرض بر این است که محصول فروش نرفته یا بایستی دور انداخته شود و یا با تخفیف قابل توجهی بفروش رسد .

ب ــ اکنون فرض کنید مدت زمان مجاز ۲ تناوب باشد . در این حالت اگر محصول در پایان اولین تناوب فروش نرود ، می‌توان آنرا در دوره بعدی فروخت ولیکن در پایان تناوب بعدی بایستی آنرا دور انداخت . راه حل چنین است :

اگر احتمال اینکه محصولی در تناوب بعدی بفروش نرسد P باشد :

$E(X_{ij}) = \mu_{ij}$

E (فروش نرفته) $= Z\sigma_{ij} = F_{ij}$

E (مقدار افزوده شده) $= \mu_{ij}$+ مانده از قبل

E (فروش نرفته) $= F_{ij} =$ مانده جاری + مانده از قبل

E : مقدار پیش‌بینی است .

مقدار تخمینی محصولات فروش نرفته دوره قبل و جاری از جدول ۱ بدست می‌آید .

دوره	مانده دور جدید	مانده دوره قبل
۱	F	ــ
۲	$(1-P)F$	PF
۳	$(1-P+P^2)F$	$P(1-P)F$
۴	$(1-P+P^2-P^3)F$	$P(1-P+P^2)F$
۵	$(1-P+P^2-P^3+P^4)F$	$P(1-P+P^2-P^3)F$

جدول شماره ۱ ــ میزان محصولات فروش نرفته دوره قدیم و جدید

با استفاده از جدول شماره ۱ می‌توان تعداد پیش‌بینی محصولات فروش نرفته دوره قبل (G_{ij}) را چنین بدست آورد :

$$G_{ij} = F_{ij}\, P\,(1-P+P^2-P^3+P^4-\ldots)$$

$$= F_{ij}\,\frac{P}{1+P}$$

در نتیجه میانگین مقدار پیش‌بینی که در هر تناوب بایستی به موجودی انبار اضافه نمود :

$\mu_{ij} + G_{ij}$

است و در نتیجه :

$$M_i = \Sigma(\mu_{ij} + G_{ij}) + (2K\sqrt{\sum_{j=1}^{m} \mu_{ij}^{2\alpha} - \sum_{j=1}^{m} G_{ij}}$$

بشرط اینکه :

$$ZK\sqrt{\sum_{j=1}^{m} \mu_{ij}^{2\alpha} - \sum_{j=1}^{m} G_{ij}} > 0$$

ج ــ برای حالت عمومی ، که محصول را می‌توان بمدت N تناوب نگهداری کرد ، بشرط اینکه P ثابت باشد ، همانطور که برای N = ۲ بدست آمد ، خواهیم داشت :

$$G_{ij} = F_{ij} P (1-P+P^N-PN+1+P2N-P2N+1+P3N-P3N+1+...)$$

$$= F_{ij} P^{N-1} (\frac{1-P}{1-P^N})$$

و مقدار M_i همچون حالت قبل محاسبه می‌شود .

بدست آمدن فرمول‌های فوق برای محاسبه تولید نشان می‌دهد که چگونه می‌توان از فرمول ساده $\sigma_{ij} = K \mu^{\alpha}_{ij}$ روشهای متعددی برای موجودی انبار و ظرفیت تولید بدست آورد .

مطالعه موردی (Case study)

شرکت صنایع پمپ سازی ایران محصولات خود را از طریق نمایندگی در سطح کشور بفروش می‌رساند . کارخانه برای اینکه بتواند ۹۰ درصد اطمینان پیدا کند که مشتری مرجوعی به نماینده در هر قسمت از کشور بتواند پمپ مورد نیاز خود را تهیه نماید خواستار روش مناسبی برای موجودی محصول در هر نماینده و میزان تولید که می‌تواند نیاز نماینده‌ها را تامین نماید می‌باشد . در این مثال محاسبات انجام شده بجهت اختصار از متن حذف شده‌اند و فقط به نکات مهم اکتفا شده است ، همچنین برای سهولت کار فقط پمپ‌های گریز از مرکز زمینی آنهم در ۸ نمایندگی در نظر گرفته شده است .

آمار مورد نیاز در جدول شماره ۲ با ذکر نوع پمپ ، برای هر نمایندگی ، میانگین و انحراف معیار فروش درج شده است .

ابتدا با استفاده از ضرایب همبستگی فرمول خطی را برای هر نماینده کلیه محصولات مورد بررسی قرار می‌دهیم فرمول که قبلا" بدست آمده چنین است :

$$\log \sigma_{ij} = \log K_j + \alpha_j \log \mu_{ij}$$

با توجه به ضرایب بدست آمده زیر می‌توان نتیجه گرفت که همبستگی بین محصولات هر نماینده وجود دارد :

نماینده	ضریب همبستگی	نماینده	ضریب همبستگی
۱	۰/۹۰۷	۵	۰/۷۴۸
۲	۰/۸۲۴	۶	۰/۸۱۳
۳	۰/۷۷۱	۷	۰/۹۲۷
۴	۰/۹۳۴	۸	۰/۷۷۹

جدول شماره ۲ ـ آمار فروش نمایندگی ها در یک فصل

لرستان		سیستان و بلوچستان		کرمان		مازندران		خراسان		خوزستان		صفهان		تهران		تیپ پمپ
۵	۳۰	۷	۵۰	۳	۲۰	۵	۳۰	۱۵	۶۰	۱۰	۳۰	۱۰	۶۰	۲۰	۱۷۰	۱۶۰ ـ ۳۲
۴	۲۰	۸	۴۰	۴	۲۰	۵	۳۰	۱۰	۷۰	۱۲	۴۰	۱۰	۶۰	۲۰	۱۷۰	۲۰۰ ـ ۴۰
۵	۲۰	۷	۳۰	۲	۱۰	۴	۳۰	۷	۳۰	۵	۲۰	۵	۴۰	۱۰	۷۰	۲۵۰ ـ ۴۰
۵	۲۰	۸	۴۰	۵	۲۰	۶	۴۰	۷	۳۰	۸	۵۰	۶	۵۰	۱۲	۱۰۰	۱۶۰ ـ ۵۰
۵	۲۰	۵	۳۰	۴	۲۰	۶	۶۰	۸	۷۰	۷	۳۰	۴	۸۰	۸	۹۰	۲۰۰ ـ ۵۰
۳	۱۰	۶	۴۰	۴	۳۰	۵	۳۰	۷	۴۰	۷	۳۰	۵	۶۰	۱۰	۱۱۰	۲۵۰ ـ ۵۰
۲	۱۰	۷	۴۰	۵	۳۰	۵	۳۰	۶	۴۰	۳	۳۰	۵	۵۰	۱۰	۱۲۰	۱۶۰ ـ ۶۵
۲	۱۰	۴	۲۰	۳	۲۰	۷	۵۰	۱۰	۷۰	۳	۵۰	۸	۱۰۰	۵	۸۰	۲۰۰ ـ ۶۵
۲	۱۵	۵	۵۰	۲	۱۰	۵	۴۰	۱۰	۵۰	۵	۴۰	۷	۷۰	۱۰	۱۲۰	۲۵۰ ـ ۶۵
۳	۱۰	۲	۱۰	۳	۱۰	۲	۱۰	۵	۲۰	۳	۳۰	۸	۳۰	۸	۳۰	۳۱۵ ـ ۶۵
۳	۱۵	۵	۳۰	۲	۱۰	۵	۳۰	۵	۲۰	۲۵	۲۰۰	۲۰	۱۰۰	۹	۴۰	۲۰۰ ـ ۸۰
۳	۲۰	۴	۳۰	۲	۱۰	۵	۳۰	۵	۲۰	۲۵	۲۰۰	۲۰	۱۰۰	۹	۴۰	۲۰۰ ـ ۱۰۰
۲	۱۰	۴	۲۰	۳	۱۰	۴	۲۰	۲	۱۰	۴	۲۰	۷	۴۰	۴	۲۰	۲۵۰ ـ ۱۰۰
۳	۱۰	۴	۲۰	۳	۱۰	۴	۲۰	۵	۲۰	۴	۳۰	۵	۳۰	۲	۱۰	۳۱۵ ـ ۱۰۰
۴	۱۵	۲	۵	—	—	۵	۱۵	—	—	۵	۳۰	۵	۲۰	۳	۱۰	۴۰۰ ـ ۱۰۰
۲	۱۰	۱	۵	۲	۵	۴	۲۰	۲	۱۰	۸	۵۰	۷	۳۰	۵	۲۰	۲۰۰ ـ ۱۲۵
۲	۵	۲	۵	—	—	۵	۲۰	۳	۱۰	۵	۴۰	۲	۱۰	۳	۱۰	۳۱۵ ـ ۱۵۰
۲	۵	۲	۵	—	—	۵	۱۵	۳	۱۰	۸	۵۰	۱	۵	۳	۱۰	۴۰۰ ـ ۱۵۰

فهرست منابع

Ref:

1) J.F MAGEE and D.M . BOODMAN
Production planning and Inventory contnol

2) C.C. Holt , J.F. MUTH and H. A . SLMON
Planning production inventories and work force

3) E.H. BOWMAN
Production scheduling by the transportation method of linear programming

4) F. HANSMAN and S.W. HESS
A linear programming approach to production and employment scheduling

5) G. HADLEY and T.M. WHITIN
Analysis of inventory of systems

6) J.G. KLINCEWINZ
Technical report , yale university

7) H.M. WAGNER , M.O., HAGEN and B . LUNDH
An empirical study of exactly and approximately optimal inventory policies

8) H.M. WAGNER
Principles of operations Research With Applications to management decisions

مواد ابزارهای برشی

نوشته : محسن لطفی

شرکت صنایع پمپ سازی ایران

چکیده :

با توجه به اینکه تولید انواع ابزارهای برشی یکی از ستونهای لازم و مهم رشد صنعت هر کشوری می‌باشد و نظر به‌اینکه علیرغم برنامه‌های وسیع رشد صنعت و خصوصا" رشد صنایع ماشین‌سازی در کشور، موضوع آن به ورطه فراموشی سپرده شده است. لذا در این مقاله سعی گردیده که خوانندگان محترم با تاریخچه، مشخصات و انواع ابزارهای برشی آشنائی یابند. امید است این نوشتار محرکی باشد برای اقدام به برنامه‌ریزی تولیدی این مهم در داخل کشور.

۱ـ پیشگفتار

در دنیای پیشرفته کنونی، پرواضح است که ماشین در رشد و اعتلای برنامه‌های اقتصادی هر کشور نقش حیاتی دارد. با صراحت می‌توان اینچنین تلقی نمود که بدون داشتن انواع صنایع ماشین سازی حتی نمی‌توان برنامه‌های کشاورزی، بازرگانی و اداری را بطور مطلوب تحقق بخشید.

رشد کشاورزی و تامین قوت زندگی روزمره توسط دستهای خودمان در صدر برنامه‌های اقتصادی جمهوری اسلامی قرار دارد ولی آیا می‌توان تنها با استفاده از گاوهای نر و شخم ابتدایی، گندم، برنج، حبوبات و میوه‌جات مورد نیاز مردم این کشور را تولید کرد؟ بنظر می‌آید جواب منفی است.

ما برای تحقق آرمانهای اقتصادی کشورمان مجبوریم به صنایع مورد نیاز خود توجه نموده و سعی کنیم در صنایع مادر، صنایع سرمایه‌ای، صنایع نظامی و صنایع وابسته به کشاورزی دارای تکنولوژی شده و بر پای خود بایستیم. یکی از محصولاتی که در کلیه پروسه‌های تولیدی صنایع فوق مورد مصرف وافر داشته و قطعا" یکی از ستونهای رشد صنعتی است، انواع ابزارهای برشی می‌باشد.

مقاله‌ای که مطالعه خواهید کرد به‌این امید نوشته شده است که مسئولین کارخانجات و صنعتگران با انواع مواد این ابزارها آشنا شده و همتی در جهت ایجاد واحد یا واحدهایی در زمینه تولید این ستون صنعت بنمایند.

۲ـ تاریخچه رشد ابزارهای برشی (براده برداری)

رشد صنایع در نیمه دوم قرن نوزدهم، احتیاج به ماشینهای افزار متنوع و جدیدتر، ابزارهای برشی مطلوبتر و روش‌های تولید بهتر را کاملا" روشن ساخت. در این راستا، ابزارهای برشی که نقش مهمی در شکل دادن فلزات ایفا می‌نمایند نیز اهمیت وافری یافته و بررسی و تحقیق بر روی مواد ابزارهای برشی و بهبود و اصلاح آن شروع و سریعا" رشد یافت.

ابزارهای برشی که قبل از سال ۱۸۷۰ میلادی مورد استفاده قرار می‌گرفت اکثرا" فولادهایی با کربن زیاد (۱% کربن و ۲% منگنز) بود. این مواد دارای سختی کمی بوده و در درجه حرارتهای زیاد سرعت برشی زیادی نداشت. در همین زمان شخصی بنام رابرت موشت نوع جدیدی از فولاد را که دارای ۸ درصد کربن، ۱/۶ درصد منگنز، ۵/۵ درصد تنگستن و ۰/۴ درصد کروم بود راتهیه کرد. از خواص این فولاد حفظ سختی در

درجه حرارتهای بالا و سرعت برشی مناسبتری بود . این نوع فولاد ، بنام فولاد موشت نامیده می‌شده است .

در سال ۱۹۰۰ ، دو نفر بنامهای تیلور و وایت نوع جدیدی از فولاد را معرفی نمودند که دارای سرعت برشی بهتری بود و بخاطر این صفت نام این فولاد را فولاد تندبر (HSS) نامیدند .

در سال ۱۹۳۰ ، براساس تحقیقات زیادی که آلمانها نمودند ، مواد جدیدی بنام کاربید تنگستن معرفی گردید که این مواد جدید دارای سرعت برشی بیشتری نسبت به مواد گذشته بود .

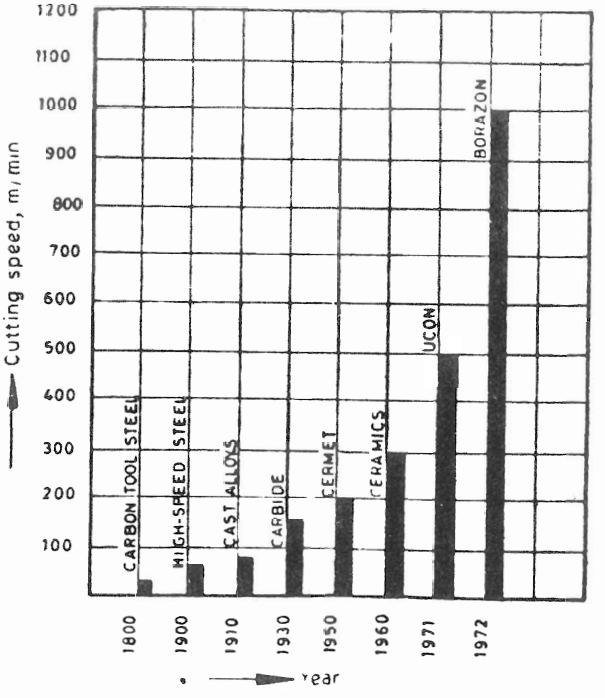
روش تولید این کاربیدها نیز با روشهای تولید گذشته تفاوت داشته و با استفاده از متالورژی پودر تولید می‌شد . لازم به یادآوری است که کاربید به ترکیبی گفته می‌شود که معمولا" یک فلز با کربن دارد . ضمنا" با اضافه نمودن مواد دیگری به این کاربیدها مانند تیتانیم موارد مصرف این کاربیدها بسیار زیاد شده و استفاده از آنها رواج بسیاری یافته است .

نظر باینکه این ابزارهای برشی بصورت تیغچه تولید می‌شوند ، استفاده از آنها بصورت قلم تیغچه عوض‌شو و یا جوشی انجام گرفته که البته قلم‌های تیغچه عوض‌شو بخاطر سهولت استفاده خواهان بیشتری دارد . تحقیقات بیشتر بر روی این کاربیدها نشان داد که چنانچه روکش سختی از جنس تیتانیم داده شوند ، سرعت براده‌برداری آنها حدود ۵۰ تا ۸۰ درصد نسبت به کاربیدهای گذشته افزایش می‌یابد .

با شروع جنگ جهانی دوم و کمبود تنگستن ، تحقیقات بر روی تهیه مواد دیگری که نیاز به تنگستن نداشته باشد شروع و نتیجه این بررسیهای چندین ساله معرفی سرامیک‌ها توسط آلمانیها بود . این نوع ابزارهای برشی دارای سختی و سرعت بیشتری نسبت به مواد گذشته بود .

در سالهای اخیر نیز مواد دیگری برای تولید ابزارهای برشی معرفی شده که دارای سرعت برشی بیشتری نسبت به مواد گذشته می‌باشند . از جمله این مواد UCON بوده که توسط شرکت آمریکائی یونیون کارباید معرفی شده است . همچنین CBN نیز که نزدیک به الماس می‌باشد دارای سرعت برشی بسیار زیاد است .

در شکل ۱ چگونگی تحول مواد ابزارهای برشی با توجه به سرعت برشی که دارند در طی سالهای مختلف آمده است .



شکل ۱

۳ـ مشخصات مواد ابزارهای برشی

مواد ابزارهای برشی بایستی دارای خصوصیات مختلفی باشند. علیهذا سه مشخصه اصلی مواد ابزارهای برشی عبارتند از:

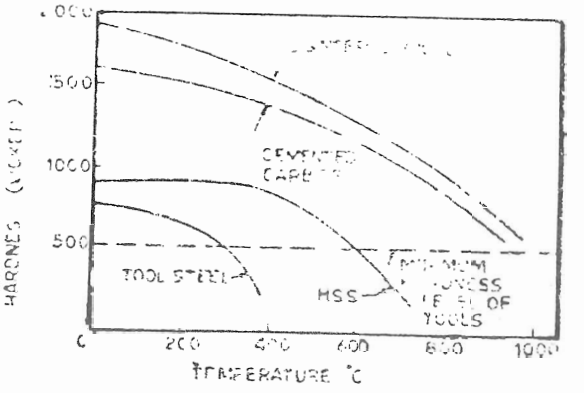
الف ـ مقاومت سایشی: بمنظور حفظ شکل ابزار و راندمان براده‌برداری مواد ابزارهای برشی بایستی دارای این خصوصیت باشند. فولادهایی که مقدار کربن، کروم، تنگستن، مولیبدن و وانادیم آنها زیاد است دارای مقاومت سایشی بیشتری هستند.

ب ـ سختی: این خصوصیت مواد ابزارهای برشی برای حفظ توانایی براده‌برداری ابزار در درجه حرارتهای بالا لازم است.

ج ـ چقرمگی: این خصوصیت برای حفظ مقاومت ابزار در مقابل فشارها و ضربه‌های وارده لازم می‌باشد.

مقاومت سایشی و چقرمگی مواد ابزارهای برشی نسبت عکس با یکدیگر دارند. بدین معنی که با اضافه شدن مقاومت سایشی، میزان چقرمگی ابزار کم می‌شود و برعکس.

در شکل ۲ نمودار تاثیر درجه حرارت بر روی سختی ابزارهای برشی آمده است:



شکل ۲

غیر از مشخصات فوق، مواد ابزارهای برشی بایستی دارای خصوصیات دیگری از جمله هدایت الکتریکی، قابلیت سنگ زنی، قابلیت ماشینکاری، قابلیت جوشکاری، پایین بودن ضریب اصطکاک و مقاومت در برابر تغییر شکل باشد.

۴ـ انواع ابزارهای برشی

مواد ابزارهای برشی دارای تنوع بسیاری می‌باشند و در اینجا به مهمترین انواع ابزارهای برشی اشاره شده و هر کدام بصورت جداگانه مورد بحث قرار می‌گیرند:

الف ـ فولادهای پرکربن CARBON - TOOL STEELS

ب ـ فولاد تندبر HIGH - SPEED STEELS (HSS)

ج ـ آلیاژهای ریخته شده CAST ALLOYS

د ـ کاربیدهای سمانته شده CEMENTED CARBIDES

هـ ـ سرامیک CERAMICS (CEMENTED OXIDES)

و ـ الماس DIAMOND

ز ـ یوکان UCON

الف ــ فولادهای پرکربن

فولادهایی که در ابزارهای برشی استفاده میشوند ، دارای ۰/۶۵ تا ۱/۵ درصد کربن بوده و فلزات دیگر بهمقدار قابل ملاحظه به آن اضافه نمیشود . مشخصات ابزارهای برشی که با این فولادها ساخته میشوند بستگی به میزان کربن این فولادها دارد . ابزارهای برشی با فولاد کم کربن دارای مشخصات حقرمگی زیادی است ، درصورتیکه ابزارهای برشی با فولاد پرکربن مشخصات سایشی بهتری دارند . این ابزارهای برشی در درجه حرارتهای پائین دارای سختی خوبی بوده ، اما در درجه حرارتهای بالا سختی خود را از دست میدهند . معمولا" ابزارهای برشی که از جنس فولاد ساخته شدهاند در سرعتهای کم برشی استفاده میشوند . همچنین میزان براده‌برداری با این ابزارها کم میباشد . قلاویزهای دستی ، برقوها ، تیغه‌های اره و مته‌های دستی ازجمله ابزارهای برشی بوده که با فولاد ساخته میشوند .

ب ــ فولاد تندبر

فولاد تندبر که اولین بار توسط تیلور و وایت معرفی شد شامل ۱/۹ درصد کربن ۰/۳ درصد منگنز ، ۸ درصد تنگستن و ۳/۸ درصد کروم بود . خصوصیات کاربردی این ابزار برشی نسبت به فولاد قبلی رشد چشمگیری داشت . این مواد دارای سرعت برشی بیشتری است و سختی خود را حتی در درجه حرارتهای بالا تا ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد حفظ می‌نماید .

تحقیقات بیشتر بر روی مواد فولاد تندبر نشان داد که درصورت اضافه نمودن درصد تنگستن و همچنین وانادیم بجای کربن میتوان مقاومت سایشی این فولاد را افزایش داد . درحال حاضر فولادهای تندبر با ترکیب ۱۸ درصد تنگستن ، ۴ درصد کروم و ۱ درصد وانادیم ساخته میشود و با چنین ترکیبی سرعت برشی این مواد از ۱۰ متر در دقیقه به ۳۰ متر در دقیقه افزایش یافت .

مشخصات مقاومت سایشی و قابلیت ماشینکاری این مواد بستگی به میزان وانادیم ترکیبی دارد . با شروع جنگ جهانی دوم ، تنگستن کمیاب شد و بجای آن از مولیبدن در ترکیب این مواد برشی استفاده شد .

بر طبق نظریه موسسه فولاد و آهن آمریکا (AISI) ، فولاد تندبر براساس میزان مصرف بیشتر مولیبدن و یا تنگستن به دو نوع تقسیم شده و در صورت ترکیب بیشتر مولیبدن آن را به HSS-M و درصورت ترکیب بیشتر تنگستن آن را به HSS - T نشان میدهند . در سالهای اخیر فولاد تندبر سوپر نیز تولید شده است که بواسطه بعضی مسایل ساخت ، تولید اقتصادی آن مواجه با مشکلاتی است . همچنین اخیرا" از روش تولید متالورژی پودر برای ساخت ابزارهای فولاد تندبر استفاده میشود . ازجمله فرز انگشتی ، قلاویز و حدیده با این روش تولید میشوند .

در جدول ۱ مشخصات عملیات حرارتی فولاد پرکربن و فولاد تندبر آمده است .

-Heat Treatment Parameters of Carbon Steels and High-speed Steels

AISI designation	Forging range (start to finish) °C	Annealing range °C	Max. cooling rate °C/hr	Annealed hardness HB	Hardening temperature range °C	Resistance to decarburization	Quenching medium	Usual tempering range °C
Carbon tool steels								
W-1	1038-816	738-788	22	159-202	760-844	Best	B or W	177-344
O-1	1024-844	760-788	22	183-212	788-816	Good	O	148-260
Molybdenum high-speed steels								
M-1	1095-925	830-870	22	207-235	177-1218@	poor	A, S, or O	537-593
M-2 (T83W6Mo5Cr4V2)*	1095-925	845-885	22	212-241	190-1232@	fair	A, S, or O	537-593
M-3 Type 1	1095-925	845-885	22	223-255	205-1232@	fair	A, S, or O	537-593
M-3 Type 2	1095-925	845-885	22	223-255	205-1232@	fair	A, S, or O	537-593
M-4	1095-925	870-900	22	223-255	205-1232@	fair	A, S, or O	537-593
M-7	1095-925	830-870	22	217-255	177-1226@	poor	A, S, or O	537-593
M-10	1095-925	830-870	22	207-235	177-1218@	poor	A, S, or O	537-593
M-33	1095-925	870-900	22	235-269	205-1232	poor	A, S, or O	537-593
M-36	1095-925	870-900	22	235-269	218-1246@	poor	A, S, or O	537-593
M-41	1095-925	870-900	22	235-269	190-1216	poor	A, S, or O	537-593
M-42 (T110 Mo10Co8Cr4W1)*	1095-925	870-900	22	235-269	190-1210	poor	A, S, or O	510-593
M-43	1095-925	870-900	22	248-269	190-1216	poor	A, S, or O	510-593
M-44	1095-925	870-900	22	248-293	200-1226	poor	A, S, or O	537-627
M-45	1095-925	870-900	22	235-269	190-1218	poor	A, S, or O	524-566
M-46	1095-925	870-900	22	235-269	190-1218	poor	A, S, or O	524-566
Tungsten high-speed steels								
T-1 (T72W18Co4V1)*	1122-955	870-900	22	217-255	1260-1302@	Good	A, S, or O	537-593
T-2	1122-955	870-900	22	217-255	1260-1302@	Good	A, S, or O	537-593
T-4 (T75W18Co5Cr4V1Mo70)	1122-955	870-900	22	228-269	1260-1302@	fair	A, S, or O	537-593
T-5	1122-982	870-900	22	235-277	1274-1316@	poor	A, S, or O	537-593
T-6 (T75W18Co5Cr4MV1Mo70)	1122-982	870-900	22	248-293	1274-1316@	poor	A, S, or O	537-593
T-15	1122-982	870-900	22	241-277	1204-1260	fair	A, S, or O	537-650

*B = brine, O = oil, A = air, S = salt
@When heating in salt bath a range 14°C lower than that given to be used
*Equivalent designation of Indian high-speed steel is given within parentheses

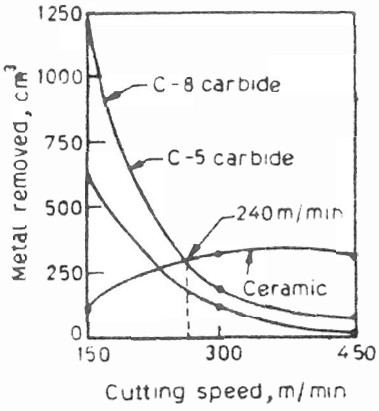
جدول ۱

ج ــ آلیاژهای ریخته شده

این مواد ابزارهای برشی توسط شخصی بنام الوود هینز در سال ۱۹۱۴ معرفی شد . در بعضی موارد خصوصیات کاربردی این مواد بهتر از خصوصیات کاربردی فولادهای تندبر است . این مواد ترکیبی از تنگستن ، کروم ، کوبالت و کربن میباشد که بطریق ریخته‌گری تولید شده و سپس به آن عملیات حرارتی

بهترین نوع سرامیک‌ها ، اکسید آلومینیم میباشد که شامل ۹۰ درصد اکسید آلومینیوم و ۱۰ درصد اکسید کروم ، اکسید منگنز و اکسید نیکل است . خصوصیات کاربردی این نوع سرامیک بسیار مطلوب بوده و ازجمله اینکه عمر ابزار حتی در سرعتهای برشی سه برابر سایر ابزارهای برشی که نام برده شد ، چند برابر میباشد .
بعضی مزایای سرامیک‌ها عبارتند از:

۱ـ سرعت برشی بیشتر: سرامیک‌ها دارای سرعت برشی بسیار خوبی میباشند بطوریکه دارای سرعت برشی تا ۸۰۰ M / MIN نیز هستند . البته بیشتر سرامیک‌ها را در سرعتهای برشی بین ۲۰۰ ـ ۶۰۰ M / MIN استفاده می‌نمایند . شکل ۳ سرعت برشی سرامیک‌ها را در مقایسه با کاربیدها نشان میدهد .



شکل ۳

۲ـ عمر بیشتر: ضریب سایشی سرامیک‌ها حتی در زمانیکه چدن ، فولاد زنگ نزن و آلیاژهای سخت ماشینکاری میشوند کم بوده و درنتیجه عمر ابزار زیاد میباشد .

۳ـ سطح صافی مناسب : سرامیک‌ها سطح صافی مناسبی ایجاد می‌نمایند . این سطح صافی در فولادهای سخت ۵۰۰ میکرون (۰/۵ μ) و در چدن ۶۰۰ میکرون (۰/۶ μ) میباشند .

۴ـ عملیات خنک‌کاری احتیاج ندارد : نظر به‌اینکه گرمای زیاد در حین ماشینکاری با سرامیک‌ها بوجود نمی‌آید ، میتوان از عملیات خنک‌کاری اجتناب کرد .

۵ـ مقاومت خوردگی سرامیک‌ها درمقابل اسیدها و سایر مواد شیمیایی بسیار مطلوب است .

۶ـ سرامیک‌ها دارای استحکام زیادی میباشند (۳۰۰۰۰ـ۳۵۰۰۰ $\frac{Kg}{Cm^2}$) بطورکلی نظر به‌اینکه سرامیک‌ها سختی خود را در درجه حرارتهای بالا حفظ می‌نمایند و همچنین دارای مشخصات بهتر مقاومت سایشی میباشند در تولیدهای بالا هزینه کمتری را دارد . این مورد از مزایای استفاده از سرامیک‌ها در ماشینکاری انواع مواد میباشد .

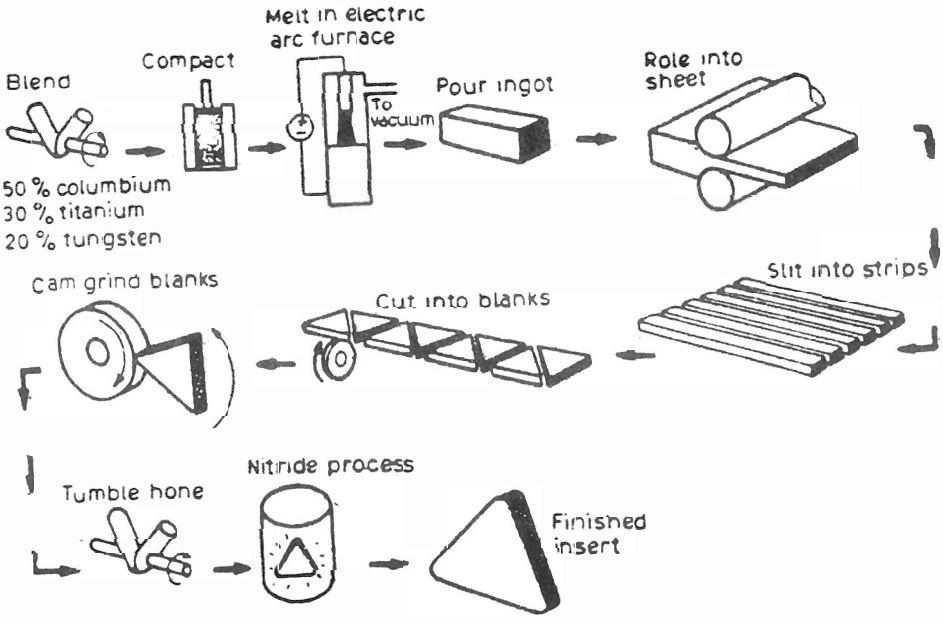
و ـ الماس

الماس پرارزشترین ماده‌ای است که استفاده از آن در ماشینکاری مقرون بصرفه اقتصادی نمی‌باشد . الماس سخت‌ترین ماده‌ای است که تاکنون شناخته شده و مقاومت سایشی بالایی دارد . این ماده همچنین دارای خصوصیت بالاترین هدایت گرمایی در بین ابزارهای برشی است و میزان عمر این ابزار برشی ۵۰ تا ۱۰۰ برابر بیشتر از کاربیدها میباشد .

سطوح ماشینکاری که توسط این ابزار انجام گرفته است بسیار صاف و با دقت بوده و به‌هیچ‌وجه با سطوح ماشینکاری شده توسط کاربیدها که خط خطی میباشند ، قابل مقایسه نیست . بواسطه این خصوصیت ، این ماده برشی برای ماشینکاری بسیار دقیق میتواند بنحو احسن مورد استفاده قرار گیرد . الماس به شکلهای گوناگون در صنایع ازجمله در سنگ‌ها ، مواد هونینگ و لپینگ مورد استفاده قرار می‌گیرند . این ابزار برشی برای ماشینکاری مواد غیرآهنی مانند آلومینیم ، برنز ، برنج ، طلا ، نقره و مواد غیرفلزی مانند پلاستیک ، شیشه و لاستیک‌های سخت نیز استفاده می‌شود .

ز ــ یوکان

یوکان (UCON) مواد برشی جدیدی است که توسط شرکت یونیون کارباید در آمریکا تولید و معرفی شده است . این ماده برشی کاربید نبوده و ترکیبی است شامل ۵۰ درصد کولومبیم ، ۳۰ درصد تیتانیم و ۲۰ درصد تنگستن . روش تولید یوکان با روش تولیدی سایر ابزارهای برشی تفاوت داشته و در شکل ۴ آمده است .



شکل ۴

یوکان معمولاً برای ماشینکاری چدن ، فولادهای ضد زنگ و آلیاژهای نیکل ، کوبالت و تیتانیم مناسب می‌باشد .

فهرست منابع فارسی و انگلیسی

۱ـ عملیات حرارتی و کاربرد فولادهای ابزار ـ گروه مهندسی متالورژی ـ جهاد دانشگاهی شریف ـ صفحه ۱۰ ـ ۳۳.

Ref:

1) PANDY P.C. , PRODUCTION ENG . SCIENCES . NEW DEHLI · STANDARD PUBLISHERS . PP. 100 - 109.

2) METAL CUTTING THEORY AND OPERATIONS . NEW DEHLI : PP. 128 - 132.

3) PRODUCTION TECHNOLOGY . 1980 . NEW DEHLI : HMT LTD . PP. 22 - 51.

محاسبهٔ ارتفاع مکش تلمبه‌های سانتریفوژ

مهندسین مشاور آب سو

کمال خسروشاهی

مقدمه :

انتخاب ارتفاع مناسب مکش تلمبه‌های سانتریفوژ یکی از حساس‌ترین مراحل طراحی ، انتخاب و بهره‌برداری از تلمبه‌های سانتریفوژ میباشد . درحال حاضر تلمبه‌های سانتریفوژ در رشته انتقال و توزیع آب از اهمیت ویـژه‌ای برخوردار میباشند کـه درصورت عدم مراعات این امر مهم ، ضمن کاستن از عمـر مفید بهره‌برداری این تلمبه‌ها ، پروژه‌های آبرسانی با مشکلات عدیده‌ای روبرو خواهد شد .

از آنجائیکه نگارنده نتیجه مشکلات پیش‌آمده درنتیجه عدم توجه به این موضوع را بارها در پروژه‌ها و سازمانهای آب شهری مشاهده نموده ، لذا لازم دیدم حالا که مجله‌ای بنام پمپ به‌همت کارکنان شرکت پمپیران چاپ میشود باین امید که بتوان انتخاب صحیح ارتفاع مکش تلمبه‌ها را دراختیار علاقمندان قرار داد مقاله‌ای تحت همین عنوان تقدیم خوانندگان میگردد .

تلمبه‌های سانتریفوژ

آب درنتیجه وجود فشار و انرژی جنبشی از مکان مکش تلمبه وارد داخل بدنه آن گردیده و درنتیجه حرکت دورانی پروانه تلمبه سرعت و ارتفاع فشار آب افزایش یافته و از آن خارج میگردد . این تلمبه‌ها درحال حاضر در کارهای آبرسانی موارد مصرف خیلی زیادی داشته و عمومی‌ترین نوع تلمبه در پروژه‌های آبرسانی میباشند . هنگامیکه سرعت و ارتفاع فشار آب ورودی به تلمبه باندازه کافی نباشد ، هوا همراه با آب وارد تلمبه گردیده و درنتیجه چرخش آب در داخل تلمبه خلاء زائی[1] در بدنه و پروانه تلمبه‌ها پیش‌آمده (علل ورود هوا و روشهای جلوگیری از آن در شماره‌های بعدی بیان خواهد شد) و خوردگی ایجاد خواهد شد .

عموما" شرایط ورودی آب به تلمبه‌ها طوری بایستی طراحی گردند که از ورود هوا و خلاء زائی جلوگیری بعمل آید . بیشینه مجاز و یا کمینه ارتفاع فشار مورد لزوم در محل مکش تلمبه‌ها به بده ارتفاع فشار دهش تلمبه‌ها بستگی دارد .

تعریف ارتفاع فشار

بطور عام ارتفاع فشار عبارت از انرژی موجود در واحد وزن آب میباشد . این ارتفاع نسبت به یک ارتفاع مبناء مقایسه درنظر گرفته میشود که مقدار آن برابر با ارتفاع موجود نسبت به سطح مبناء مقایسه باضافه ارتفاع فشار P/W و بعلاوه ارتفاع سرعت $V^2/2g$ میباشد .

جمع کل ارتفاع

چنانچه در شکل (۱) نشان داده شده است ، ارتفاعات موجود و همچنین جمع کل ارتفاع یک سیستم تعریف و نشان داده شده است .

ارتفاع مورد لزوم در قسمت مکش تلمبه‌ها

تعیین ارتفاع مورد لزوم برای مکش تلمبه‌ها و همچنین محاسبه ارتفاع مورد لزوم بحرانی یکی از مسائل عمده طراحی تلمبه‌ها بوده و عواملی که در آن تاثیر دارند بشرح ذیل میباشند .

۱ـ فشار آتمسفر Pa که این خود به‌عوامل ذیل بستگی دارد .

۲ـ ارتفاع محل تلمبه‌خانه از سطح‌آزاد دریا

۳ـ وزن مخصوص مایع در همان ارتفاع درجه حرارت آب W

(1)

۴ـ فشار بخار آب P_{vp} که این خود به عوامل ذیل بستگی دارد .
۵ـ خصوصیات مایع پمپاژ در درجه حرارت مایع
۶ـ درجه حرارت مایعی که پمپاژ میگردد .
۷ـ افت ارتفاع فشار در محل ورودی به تلمبه h_{in}
۸ـ افت ارتفاع فشار در اتصالات و متعلقات و همچنین افت درنتیجه تلاطم در لوله مکش $h_{f\ell s}$
۹ـ ارتفاع سرعت در فلنج محل ورودی تلمبه $\frac{v^2s}{2g}$
۱۰ـ افت ارتفاع فشار در داخل بدنه تلمبه $h_{\ell s(l)}$
۱۱ـ کاهش ارتفاع فشار دینامیکی h_{dd}

بطورکلی در محاسبه ارتفاع فشار مکش کار در درجه حرارت کار میتوان عوامل موثر در آن را بشرح ذیل طبقه‌بندی نمود :

۱ـ اختلاف ارتفاع قابل حصول که با فرمول ذیل محاسبه میگردد .

$$H_t = h_a - h_{vp} = \frac{P_a - P_{vp}}{W} \qquad (۱)$$

۲ـ افت ارتفاع فشار خارجی با فرمول ذیل محاسبه و ساختمان و نوع تلمبه در آن تاثیری نخواهد داشت :

$$H_{ext} = h_{in} + h_{fls} + \frac{v^2s}{2g} \qquad (۲)$$

۳ـ افت ارتفاع فشار داخلی که شامل تغییرات ارتفاع فشار در داخل تلمبه نیز میباشد با فرمول ذیل بدست میآید .

$$H_{int} = h_{lc} + h_{dd} \qquad (۳)$$

اختلاف ارتفاع قابل حصول عبارت از بالا بردن مایع تا ارتفاع h_{sc} و بایستی این ارتفاع به افت ارتفاعات خارجی و داخلی غالب آید . این موضوع با فرمول ذیل تعریف میگردد :

$$h_{sc} = H_t - H_{ext} - H_{int} \qquad (۴)$$ ارتفاع مکش بحرانی

ارتفاع مانومتریک مکش عبارت از مجموع ارتفاع بالابری و افت ارتفاع در لوله مکش میباشد بنابراین داریم :

$$H_{ms} = h_{sc} + H_{ext} \qquad (۵)$$

با درنظر گرفتن فرمولهای (۴) و (۵) فرمول عملی ذیل بدست میآید :

$$H_{ms} = H_t - H_{int} \qquad (۶)$$ = ارتفاع مانومتریک بحرانی مکش

روش محاسبه ارتفاع مکش تلمبه‌ها

برای تبدیل فرمول (۶) بیک فرمول کاملا" عملی که بسادگی در محاسبات ارتفاع مکش کاربرد داشته باشد بنابراین روشی که بتوان بسادگی افت ارتفاع داخلی H_{int} را محاسبه نمود بایستی اعمال نمود . این ارتفاع با ارتفاع حقیقی پمپاژ H_e بستگی دارد که باتوجه به سرعت مخصوص N_s میتوان چنین بیان نمود که :

$$H_{int} = \sigma H_s \qquad (۷)$$

در این فرمول σ ضریب خلاء زائی در تلمبه میباشد . ساده‌ترین تعریف σ را میتوان بشرح ذیل بیان نمود :

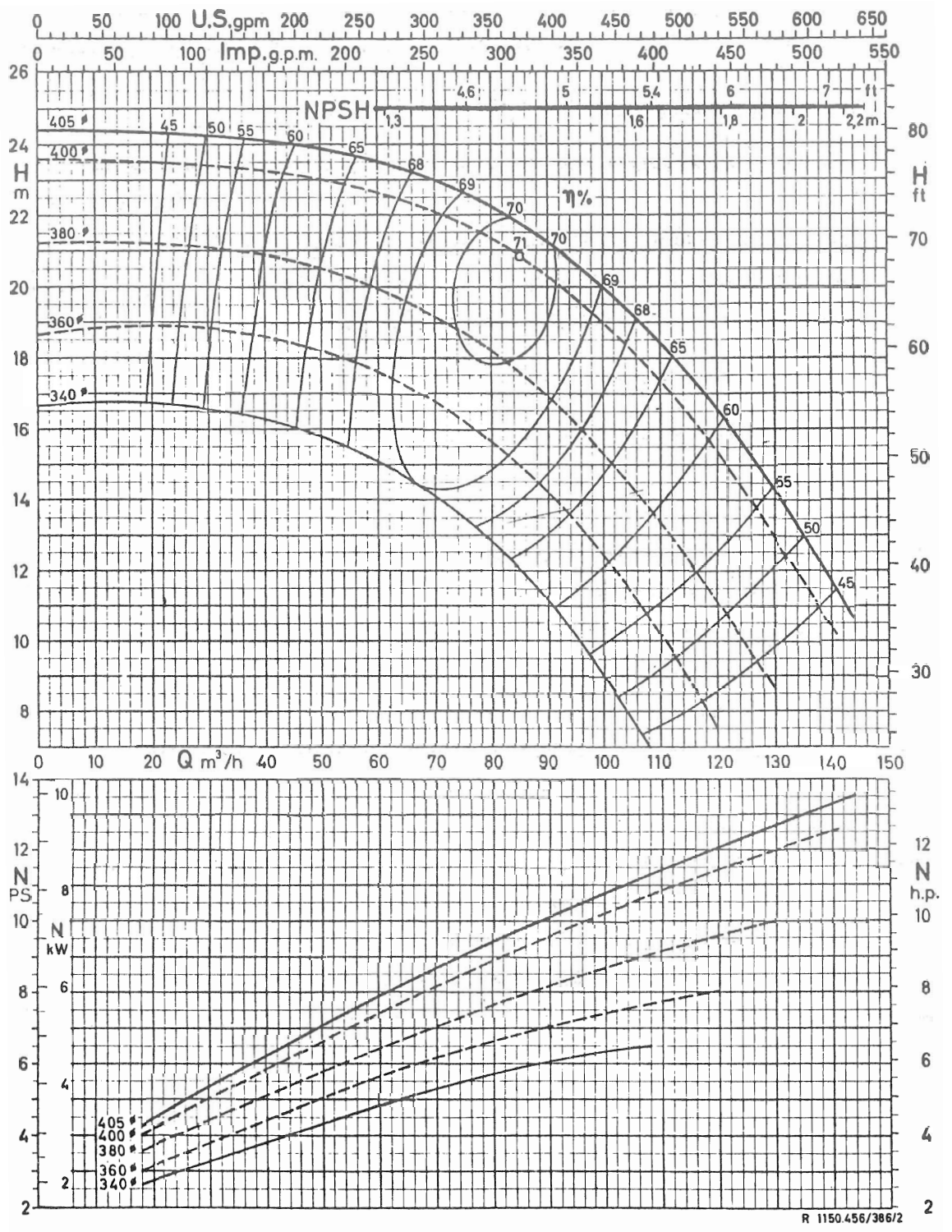
$$\sigma = K_{sf}(N_s)^{4/3}$$

---

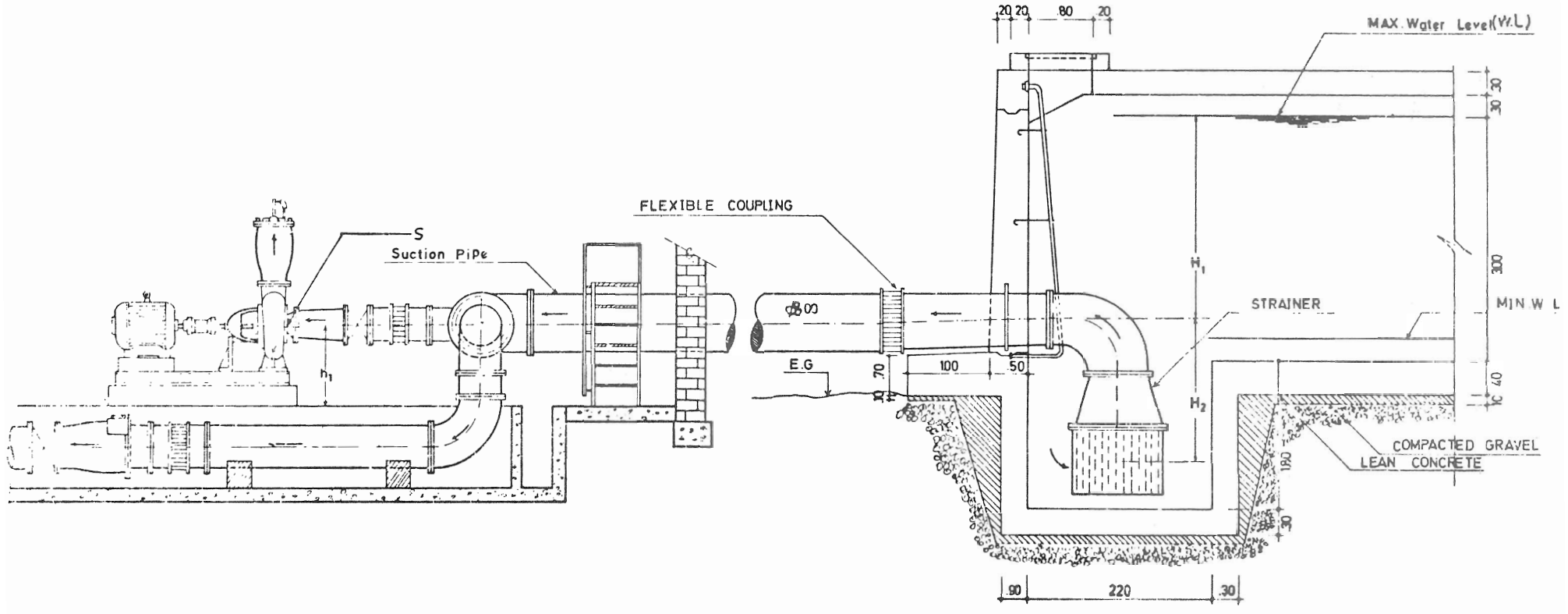
(۱) افت ارتفاع فشار در داخل بدنه تلمبه h_{dd} به سرعت گردش پروانه N سرعت گردش آب در داخل تلمبه V' ارتفاع اسمی تلمبه H ، سرعت مخصوص تلمبه N_s و همچنین به تعداد پره‌های تلمبه بستگی دارد . رابطه بین این عوامل در تعریف اختلاف ارتفاع فشار با فرمول زیر محاسبه می‌گردد :

$$h_d = \frac{8a}{60}\,\frac{rV'N}{gn}$$

که در آن r شعاع خارجی پروانه می‌باشد .


U.S.gpm
Imp.g.p.m.
NPSH
ft
m
H
η%
Q m³/h
N
PS
kW
h.p.
405
400
380
360
340
R 1150.456/386/2

(شکل ۲)


S
Suction Pipe
FLEXIBLE COUPLING
E.G
MAX. Water Level (W.L)
STRAINER
MIN. W. L
COMPACTED GRAVEL
LEAN CONCRETE
20 20 80 20
30 30
300
40
30
100
50
70
10
180
30
90 220 30

(شکل ۳)

ρ وزن مخصوص آب به کیلوگرم در لیتر در نقطه S

g شتاب ثقل زمین به متر بر مجذور ثانیه

h_l ارتفاع نقطه s نسبت به سطح مبداء Z (عموما" سطح مبداء Z سطح تمام شده کف تلمبه‌خانه فرض میشود).

فرمول ۱۴ را عموما" بشرح ذیل نیز میتوان بیان نمود:

$$NPSH_{av} = H_t - H_{vp} - h_l \qquad (۱۵)$$

مقدار H_t را میتوان با فرمول ذیل محاسبه نمود.

$$H_t = H_z + H_{w.L} + H_{vs} + H_z' \qquad (۱۶)$$

در این فرمول $H_z + H_{W.L}$ ارتفاع فشار مطلق استاتیک در نقطه S $P_{W.L}$ ارتفاع فشار مطلق سطح آب که ممکن است بالا و یا پائین‌تر از سطح مبناء Z باشد.

P_z ارتفاع فشار مطلق سطح مبناء

Z' ارتفاع فشار سطح تلمبه‌خانه نسبت به سطح مبناء (درصورتیکه کف تلمبه‌خانه، سطح مبناء درنظر گرفته شود $t=0$ خواهد بود).

ارتفاع فشار مطلق با استفاده از جدول شماره ۲ و با درنظر گرفتن سطح ارتفاع محل تلمبه‌خانه نسبت به سطح آزاد دریا محاسبه میگردد.

جدول شماره ۲

ارتفاع فشار آتمسفر در ارتفاعات مختلف از سطح دریا

ردیف	ارتفاع از سطح دریا به متر	ارتفاع فشار آتمسفر به‌متر
۱	۰	۱۰/۱۳
۲	۵۰۰	۹/۵۵
۳	۶۰۰	۹/۴۲
۴	۱۰۰۰	۸/۹۹
۵	۱۲۰۰	۸/۷۱
۶	۱۸۰۰	۸/۱
۷	۲۰۰۰	۷/۹۵
۸	۲۴۰۰	۷/۵

با قرار دادن فرمول (۱۶) در فرمول (۱۵) و با درنظر گرفتن افت ارتفاع فشار در سیستم مکش خواهیم داشت:

$$NPSH_{av} = H_z + H_{wL} + H_{vs} - H_{vp} + H_z' - h_l - H_{fs} \qquad (۱۷)$$

چنانچه قبلا" نیز بیان گردید در هر شرایط بهره‌برداری بایستی رابطه ذیل برقرار باشد:

$$NPSH_{av} > NPSH_{req} \qquad (۱۸)$$

تجربه نشان میدهد که اگر مقدار $NPSH_{req}$ با ضریب اطمینان ۱/۱۵ الی ۱/۲ محاسبه گردد، سیستم پمپاژ از نظر خلاء زائی از ایمنی بیشتری برخوردار خواهد بود. بنابراین فرمول (۱۸) بشرح ذیل اصلاح میگردد.

$$NPSH_{av} > (1.15 - 1.2)\ NPSH_{req} \qquad (۱۹)$$

برای تفهیم بهتر موضوع، طراحی و همچنین بیان محاسبه عملی NPSH چند مثال علمی که در پروژه‌های آبرسانی توسط نگارنده محاسبه گردیده شرح داده میشود.

پروژه‌ای برای انتقال ۱۰۲۰ لیتر بر ثانیه از یک مخزن به یک مخزن دیگر طراحی گردیده است که مشخصات منحنی کارکرد تلمبه‌های این پروژه مطابق شکل (۱) می‌باشد. تعداد تلمبه‌ها ۶ عدد و ظرفیت عادی بهره‌برداری ۱۷۰ لیتر بر ثانیه میباشد. طول لوله مکش ۸۰ متر و قطر آن ۸۰۰ میلیمتر و با دو عدد تبدیل بترتیب به اقطار ۴۰۰ و ۲۵ میلیمتر (قطر مکش تلمبه‌ها تبدیل گردیده است مطابق شکل ۳) مطلوبست محاسبه H_1 (ممکن است پائین‌تر و یا بالاتر از محور مکش تلمبه‌ها باشد)

حل:

عموما" ترتیب و روش محاسبه ارتفاع مثبت مکش تلمبه‌ها (NPSH) در پروژه‌های آبرسانی بشرح ذیل میباشد.

۱ـ مقدار $NPSH_{av.}$ با بکارگیری فرمول (۱۷) بشرح ذیل محاسبه میگردد:

$$NPSH_{av.} = H_z + H_{w.L} + H_{vs} - H_{vp} + H_{z'} - h_1 - H_{fs}$$

۲ـ ارتفاع سطح تمام شده کف تلمبه‌خانه از سطح دریا عبارت از ۱۳۳۴= EL_z

۳ـ با استفاده از جدول شماره ۲ ارتفاع فشار آتمسفر در سطح مبناء عبارت خواهد بود از:

H_z =۸/۵۹۶ متر

۴ـ متوسط درجه حرارت آب در این محل ۸ درجه میباشد، بنابراین با استفاده از جداول نشان دهنده ارتفاع فشار بخار آب داریم:

$$\rho = ۰/۹۹۹۹$$

$$P_{vp} = ۰/۰۱۰۷۲$$

$$H_{vp} = \frac{۰/۰۱۰۷۲ \times ۱۰^{۴}}{۹۹۹/۹} = ۰/۱۰۷۲$$

۵ـ بده هر تلمبه ۱۷۰ لیتر بر ثانیه و قطر ورودی به تلمبه در نقطه S، ۲۵۰ میلیمتر میباشد بنابراین داریم:

$$V_s = ۳/۴۶ \quad m/sec$$

$$H_{vs} = ۰/۶۱۱\,m$$

۶ـ $Z' = ۰$

۷ـ $h_1 = ۰/۹$ (طبق مشخصات فنی نصب این تلمبه‌ها)

۸ـ محاسبه افت ارتفاع فشار در لوله مکش

طول معادل اتصالات و متعلقات لوله‌ها بشرح ذیل محاسبه میگردد :

نوع اتصال	طول معادل به متر
زانوئی ۹۰ درجه بقطر ۸۰۰ میلیمتر	۲۵
سه‌راهی بقطر ۸۰۰ میلیمتر	۲۰
تبدیل ۸۰۰ میلیمتر به ۴۰۰ میلیمتر	۱۱
تبدیل ۴۰۰ میلیمتر به ۲۵۰ میلیمتر	۱۱
طول لوله ۸۰۰ میلیمتری	۸۰
طول لوله ۴۰۰ میلیمتری	۱۰

بنابراین طول معادل ۸۰۰ میلیمتری عبارت خواهد بود از :

۲۵+۲۰+۸۰=۱۲۵ متر

در طول لوله ۴۰۰ میلیمتری عبارت خواهد بود از :

۱۱+۱۱+۱۰=۳۲ متر

با استفاده از فرمول هیزن ویلیامز بشرح ذیل خواهیم داشت .

$$H_f=\frac{۱۲/۲۵\times ۱۰^{۹}\times L\times Q^{۱/۸۵}}{C^{۱/۸۵}\quad d^{۴/۸۷}} \qquad (۲۰)$$

با قرار دادن مقادیر $c=۱۲۰, d, L$ برای لوله‌های فوق‌الذکر خواهیم داشت .

$H_{f800}=۰/۵۸۴$ متر

$H_{f400}=۰/۱۵۹$ متر

و یا

$H_f=H_{f800}+H_{f400}=۰/۵۸۴+۰/۱۵۹=۰/۷۴۳$ متر

۹ـ با قرار دادن عوامل فوق‌الذکر در فرمول (۱۷) خواهیم داشت :

$$NPSH_{av.}=۸/۵۹۶+۰/۶۱۱-۰/۱۰۷۲-۰/۹۰-۰/۷۴۳+H_{w.L}=۷/۴۵۷+H_{w.L}$$

۱۰ـ با استفاده از فرمول (۱۹) و با درنظر گرفتن ضریب اطمینان ۱/۲ خواهیم داشت :

$$NPSH_{av.}>NPSH_{req}\times ۱/۲$$

۱۱ـ با استفاده از منحنی شکل (۲) برای دبی ۱۷۰ لیتر بر ثانیه (۶۱۲ متر مکعب بر ساعت) خواهیم داشت :

$NPSH_{req}=۴/۲۵$ متر

۱۲ـ با قرار دادن مقادیر عوامل فرمول (۱۹) در آن خواهیم داشت :

$$۷/۴۵۷+H_{w.L}>۴/۲۵\times ۱/۲$$

$$۷/۴۵۷+H_{w.L}>۵/۱$$

$$H_{w.L}>-۲/۵۲۷$$

۱۳ـ نتیجه‌گیری و تفسیر

اگر سطح مبناء پروژه سطح تمام شده تلمبه خانه باشد بیشینه ارتفاع سطح آب در مخزن مکش پائین‌تر از سطح تلمبه خانه ۲/۳۵۷ متر میباشد و یا بعبارت دیگر بیشینه ارتفاع سطح آب پائین‌تر از محور تلمبه‌ها عبارت خواهد بود از :

۲/۳۵۷+۰/۹=۳/۲۵۷ متر که اصطلاحاً آنرا ارتفاع منفی مکش تلمبه‌خانه نامیده میشود .