

بررسی و ارائه روش :
طراحی چرخ پمپهای سانتریفوژ با پره های دو بعدی

دکتر احمد نوربخش
دانشکده فنی - دانشگاه تهران

چکیده

در قسمت اول این مقاله روش طراحی چرخ پمپهای سانتریفوژ برای سرعت مخصوص های کم ارائه شده است. با معلوم بودن مقدار دبی، ارتفاع مانومتریک و سرعت دورانی پمپ ابعاد اصلی چرخ، در ورود و خروج به پره ها را معلوم کرده سپس شکل صفحه نصف النهاری چرخ^۱ با تعریف فرم مناسب جهت تغییرات سطح مقطع از ورود تا خروج تعیین می شود. در مرحله آخر پروفیل پره ها رسم می گردد. جهت تعیین پروفیل مناسب پره ها لازم است تغییرات سرعت های نسبی، شعاعی و همچنین زاویه پره، نسبت به شعاع یعنی $W=f_1(r)$ و $CM=f_2(r)$ و $\beta=f_3(r)$ را بطور همزمان مورد مطالعه قرارداد. این تغییرات بصورت توابع یکنوا فرض شده اند (عدم وجود نقطه ماکزیمم یا می نیمم).

با معلوم شدن تابع $\beta=f_3(r)$ می توان پروفیل پره ها را با استفاده از روش قطبی نقطه به نقطه^۲ رسم نمود. در این مطالعه زاویه β_1 در لبه ورودی پره ثابت فرض شده است. لذا این روش در مورد پره های دو بعدی قابل استفاده است. جهت طراحی پره های سه بعدی لازم است علاوه بر اطلاعات مذکور در این مقاله از روش ها و فنون دیگری نیز استفاده کرد. در قسمت دوم این مقاله نمونه ای از یک چرخ با استفاده از این روش طراحی شده و ابعاد مختلف آن و پروفیل پره ها تعیین و رسم گردیده اند.

دیباچه

ارتفاع مانومتریک و دبی درخواستی پوشش بیشتری برای مصرف کننده ایجاد شود. مثلا " در پمپی که قطر پروانه استاندارد آن ۲۰۰ میلی متر می باشد، پروانه های با اقطار بین ۲۰۹ الی ۱۷۰ میلی متر می توانند بکار روند. واضح است که نقطه کار و راندمان هر یک از پروانه های فوق الذکر متفاوت و راندمان ماکزیمم ممکن است فرضا " با پروانه های به قطر ۲۰۹ میلی متر حاصل شود. منتهی قطر استاندارد پمپ همواره همان ۲۰۰ میلی متر است.

روش تعیین ابعاد ثانویه چرخ نیز توسط محققان و نویسندگان متعدد براساس قوانین تشابه ارائه شده است [۱و۲]. این روش ها همگی در اصول یکسان هستند. یعنی دبی، ارتفاع مانومتریک و سرعت دورانی پمپ جز معلومات اصلی محسوب می گردند. براساس این داده ها و انتخاب سرعت مخصوص، ضرائب مختلف تشابه از منحنی ها و جداول پیشنهاد شده بدست می آید که در نهایت منجر به تعیین ابعاد ثانویه پمپ خواهد شد.

طراحی پمپ های سانتریفوژ مانند هر دستگاه صنعتی در محدوده یکی از استانداردهای بین المللی انجام می شود. در این زمینه استانداردهای ISO و DIN حاوی اطلاعات کلی می باشند. استاندارد API نیز در مورد پمپ هایی که در صنایع نفت و پتروشیمی بکار می روند راهنمایی های لازم را ارائه نموده است.

در تعیین قطر چرخ علاوه بر استانداردهای ارائه شده از روشهای محاسباتی هم استفاده می شود. واضح است که مقادیر بدست آمده از دو روش فوق دقیقا " یکسان نخواهند بود. نزدیکترین قطر محاسباتی منطبق با جداول استاندارد به نام " قطر استاندارد چرخ " انتخاب می شود.

بعنوان مثال در جدول و شکل (۱) اقطار استاندارد عبارتند از: ۱۲۵، ۱۶۰، ۲۰۰، ۲۵۰، ۳۱۵، ۴۰۰ میلی متر. بنابراین در صورتیکه فرضا " قطر ناشی از محاسبه چرخ برابر ۲۰۹ میلی متر باشد قطر استاندارد پمپ معادل ۲۰۰ میلی متر انتخاب می شود. در پمپهای صنعتی در یک پوسته ثابت می توان از چرخهای با اقطار متفاوت استفاده کرد تا از نظر

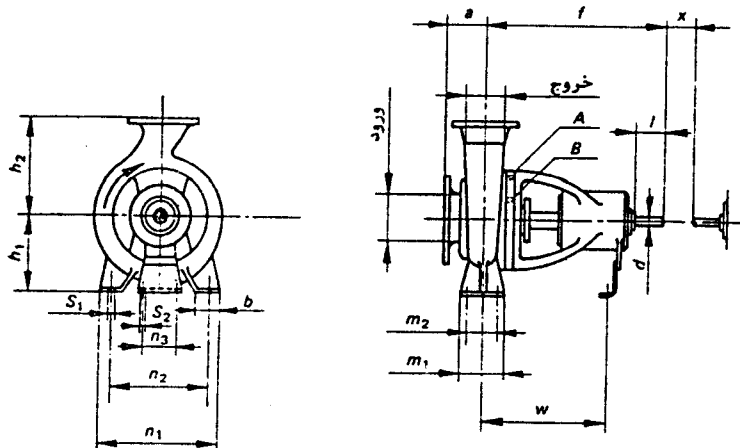
1- MERIDIONAL PLAN

2- POINT BY POINT

ابعاد			مشخصات نقطه کار				ابعاد به میلیمتر															
φ	φ	قطر خروج	1450 min ⁻¹		2900 min ⁻¹		a	f	h ₁	h ₂	b	m ₁	m ₂	n ₁	n ₂	n ₃	w	S ₁	S ₂	d	l	x ¹⁾
			Q	H	Q	H																
50	32	125	5	20	32	80	385	112	140	50	100	70	190	140	110	285	M 12	M 12	24	50	100	
50	32	160	8	32	80	385	132	160	50	100	70	240	190	110	285	M 12	M 12	24	50	100		
50	32	200	12.5	50	100	500	160	180	65	125	95	320	250	370	M 12	M 12	32	80	140			
50	32	250	20	80	100	500	180	225	65	125	95	345	280	370	M 12	M 12	32	80	140			
65	50 (40) ³⁾	125	5	20	32	80	385	112	140	50	100	70	210	160	110	285	M 12	M 12	24	50	100	
65	50 (40) ³⁾	160	8	32	80	385	132	160	50	100	70	240	190	110	285	M 12	M 12	24	50	100		
65	40	200	12.5	50	100	500	160	180	65	125	95	320	250	370	M 12	M 12	32	80	140			
65	40	250	20	80	100	500	180	225	65	125	95	345	280	370	M 12	M 12	32	80	140			
65	40	315	32	125	125	500	200	250	65	125	95	345	280	370	M 12	M 12	32	80	140			
80	65 (50) ³⁾	125	5	20	32	100	385	132	160	50	100	70	240	190	110	285	M 12	M 12	24	50	100	
80	65 (50) ³⁾	160	8	32	100	385	160	180	50	100	70	265	212	110	285	M 12	M 12	24	50	100		
80	50	200	25	50	100	500	180	200	65	125	95	320	250	370	M 12	M 12	32	80	140			
80	50	250	20	80	125	500	180	225	65	125	95	320	250	370	M 12	M 12	32	80	140			
80	50	315	32	125	125	500	225	280	65	125	95	345	280	370	M 12	M 12	32	80	140			
100	80 (65) ³⁾	125	5	20	32	100	385	160	180	65	125	95	280	212	110	285	M 12	M 12	24	50	100	
100	80 (65) ³⁾	160	8	32	100	385	180	200	65	125	95	320	250	370	M 12	M 12	32	80	140			
100	65	200	50	50	100	500	180	225	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
100	65	250	20	80	125	500	200	250	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
100	65	315	32	125	125	500	225	280	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
125	80	160	8	32	100	385	180	225	65	125	95	320	250	370	M 12	M 12	32	80	140			
125	80	200	12.5	50	100	500	180	250	65	125	95	345	280	370	M 12	M 12	32	80	140			
125	80	250	20	80	125	500	225	280	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
125	80	315	32	125	125	500	250	315	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
125	80	400	50	125	125	500	280	355	80	160	120	435	355	370	M 16	M 16	42	110	140			
125	100	200	12.5	50	125	500	200	280	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
125	100	250	20	80	150	500	225	280	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
125	100	315	32	125	150	500	250	315	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
125	100	400	50	150	150	500	280	355	100	200	150	500	400	370	M 20	M 20	48	180	180			
150	125	250	20	80	140	530	250	355	80	160	120	400	315	370	M 16	M 16	42	110	140			
150	125	315	32	125	140	530	280	400	100	200	150	500	400	370	M 20	M 20	48	180	180			
150	125	400	50	150	140	530	315	400	100	200	150	500	400	370	M 20	M 20	48	180	180			
200	150	250	31.5 ⁴⁾	20	160	530	280	375	100	200	150	550	450	370	M 12	M 12	42	110	180			
200	150	315	40	32	160	670	315	450	100	200	150	550	450	370	M 20	M 16	48	110	180			
200	150	400	50	50	160	670	315	450	100	200	150	550	450	370	M 20	M 16	48	110	180			

ابعاد

جدول ۱ - توصیه های استاندارد ISO جهت تعیین ابعاد پمپ



شکل ۱ - توصیه های استاندارد ISO جهت تعیین ابعاد پمپ

انتخاب بعضی از پارامترها نظیر زاویه خروجی چرخ یا ضخامت پره ها نیز در اختیار طراح است .

اما در جزئیات این روش ها باهم متفاوت اند . بعنوان مثال بعضی از طراحان لبه ورودی پره ها را بعنوان یک خط پتانسیل انتخاب می نمایند و بعضی دیگر سرعت شعاعی را در طول لبه ورودی پره ها ثابت فرض می کنند . بالاخره برخی حالت بینابین را ترجیح می دهند . در انتخاب ضریب لغزش نیز که مستقیماً در تعیین قطر چرخ مؤثر است روابط و فرمولهای متعددی ارائه شده که نتایج آن در شرایط یکسان با یکدیگر متفاوت می باشد .

انتخاب احسن معمولاً " مبتنی بر تجربیات و آگاهی شخص طراح و حتی در بعضی مواقع مبتنی بر امکانات تولید واحد صنعتی است .

علائم اختصاری

- b : پهنای چرخ
- C : سرعت مطلق سیال
- CM : سرعت شعاعی
- d : قطر چرخ
- e : ضخامت پره
- g : شتاب ثقل
- H : ارتفاع مانومتریک پمپ
- K : ضریب انسداد پره
- N : دور چرخ
- NS : سرعت مخصوص
- Q : دبی پمپ
- F : شعاع چرخ
- W : سرعت نسبی سیال
- U : سرعت محیطی
- Z : تعداد پره
- α : زاویه مطلق سیال
- β : زاویه نسبی سیال
- β' : زاویه پره
- δ : زاویه شوک
- ψ : ضریب ارتفاع
- φ : ضریب دبی
- w : سرعت زاویه ای

اندیس

- صفر ۰ :
- یک ۱ :
- دو ۲ :
- پریم :
- ∞ :

سرعت مخصوص

منحنی ها و جداول موجود در این مقاله براساس تعریف سرعت مخصوص طبق رابطه زیر تنظیم شده است :
در سیستم متریک :

$$N_s = N \frac{Q^{3/2}}{H^{3/4}}$$

Q: m³/Sec, N:RPM, H:m

در سیستم انگلیسی :

$$N_s = N \frac{Q^{3/2}}{H^{3/4}}$$

Q:G.P.M., N: R.P.M, H:ft

بنابراین با احتساب یک گالن برابر ۳/۷۸۵ لیتر و یک فوت برابر ۰/۳۰۴۸ متر می توان نوشت :

(متریک) ۵۲ N_S ≈ (متریک) ۵۱/۶ N_S (انگلیسی)

زاویه خروجی پره

اولین قدم در تعیین ابعاد خروجی چرخ انتخاب زاویه پره در خروج یعنی β_۲' است . این زاویه بر روی عملکرد پمپ تاثیر بسزایی دارد . در پمپ هاییکه دارای منحنی مشخصه H=f(Q) با شیب ملایم باشند زاویه β_۲' زیاد و بالعکس در پمپ های دارای منحنی مشخصه H=f(Q) با شیب تند زاویه β_۲' کوچک تر است . با ثابت بودن بقیه ابعاد هندسی چرخ ، با افزایش β_۲' مقدار ارتفاع مانومتریک و دبی چرخ نیز افزایش می یابد ولیکن راندمان پمپ کاهش پیدا می کند . بنابراین برای یک دبی و ارتفاع ثابت با افزایش زاویه β_۲' ابعاد پمپ کاهش می یابد (در این صورت راندمان کم خواهد شد) . مقدار β_۲' در پمپهای سانتریفوژ بین ۱۵° و ۳۲° متغیر است . گرچه برخی معتقدند بهتر است این زاویه از ۱۸° درجه کمتر و از ۳۰° درجه زیادتر نباشد . مقدار زاویه β_۲' را آقای استپانوف $\frac{1}{4} \times ۲۲$

- متر
- متر بر ثانیه
- متر بر ثانیه
- متر
- میلیمتر
- متر بر مجذور ثانیه
- متر
- بدون بعد
- دور در دقیقه
- دور در دقیقه
- متر مکعب بر ثانیه
- متر
- متر بر ثانیه
- متر بر ثانیه
- درجه
- درجه
- درجه
- درجه
- بدون بعد
- " "
- رادیان بر ثانیه

توصیه می‌نماید [۱].

راندمان پمپ

آقای WISLICHENUS در سال ۱۹۴۷ [۳] مطالعه‌ای آماری براساس تغییرات راندمان پمپ نسبت به سرعت مخصوص با توجه به تعداد زیادی از پمپ های موجود صنعتی در آن زمان انجام داد. بتدریج با بهبود روشهای طراحی پمپهای راندمان بالاتر تولید و منحنی های موجود تصحیح گردیدند. بطوریکه امروزه اغلب از منحنی های شکل (۲ و ۳ الف و ۳ ب) برای تعیین تقریبی راندمان پمپ استفاده می‌گردد. همانطوریکه ملاحظه می‌شود حداکثر راندمان با سرعت مخصوص های $N_{Sg} = 40$ تا $N_{Sg} = 60$ قابل حصول است. با کم شدن سرعت مخصوص تلفات ناشی از وجود صفحات جانبی چرخ و نشستی داخلی افزایش یافته و در نتیجه راندمان کل کاهش خواهد یافت. در سرعت مخصوص های بالاتر تلفات افزایش یافته هیدرولیکی، منحنی تغییرات راندمان نسبت به سرعت مخصوص سقوط می‌نماید.

تعداد پره های چرخ

دو رابطه مشابه جهت تعیین تعداد پره ها پیشنهاد می‌گردد [۵ و ۶].

الف:

$$Z = 2\pi \frac{\sin((\beta'_1 + \beta'_2)/2)}{(0/35 \quad 0/45) \ln d_2/d_1}$$

براساس این رابطه نمودارهای شکل (۴) تنظیم شده است که می‌توان با معلوم بودن نسبت بین شعاع ورودی و خروجی (r_1/r_2) و زاویه ورودی و خروجی پره (β'_1 و β'_2) تعداد پره های چرخ را بدست آورد.

ب:

$$Z = 6.5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \cdot \sin \frac{\beta'_1 + \beta'_2}{2}$$

در این رابطه با معلوم بودن مقادیر d_1 و d_2 (برحسب m) تعداد پره های چرخ را می‌توان تعیین کرد. در بسیاری از موارد و بخصوص در مورد پمپهای سانتریفوژ جواب حاصل از روابط فوق دور از انتظار است. عملاً "در پمپهای سانتریفوژ صنعتی و برای عبور سیالات یکفازه، تعداد پره های چرخ معمولاً" بین پنج تا هفت عدد انتخاب می‌گردد.

با کاهش تعداد پره ها ضریب لغزش کم شده و با

افزایش آن افتهای هیدرولیکی زیاد و در نتیجه راندمان هیدرولیکی کاهش می‌یابد. در مورد پمپهاییکه برای انتقال سیال همراه با مواد جامد بکار می‌رود تعداد پره ها متناسب با ابعاد اجسام جامد همراه آب کاهش یافته و حتی می‌تواند به یک عدد (مارپیچی) نیز برسد.

ضریب انسداد پره ها

وجود پره های چرخ باعث کم شدن مقداری از سطح مقطع عبور سیال می‌شود. لذا ضریبی بنام "ضریب انسداد پره" با در نظر گرفتن ضخامت پره در هر شعاع تعریف می‌گردد (شکل ۵).

$$K = 1 - \frac{Ze}{2\pi r \sin \beta}$$

ضخامت e پره در پمپهای سانتریفوژ از نوع چدنی با در نظر گرفتن مسائل و مشکلات ریخته گری معمولاً "بین ۳ تا ۵ میلیمتر انتخاب می‌گردد.

بنابراین دبی چرخ به صورت $Q = 2\pi K r b C M$ بدست می‌آید.

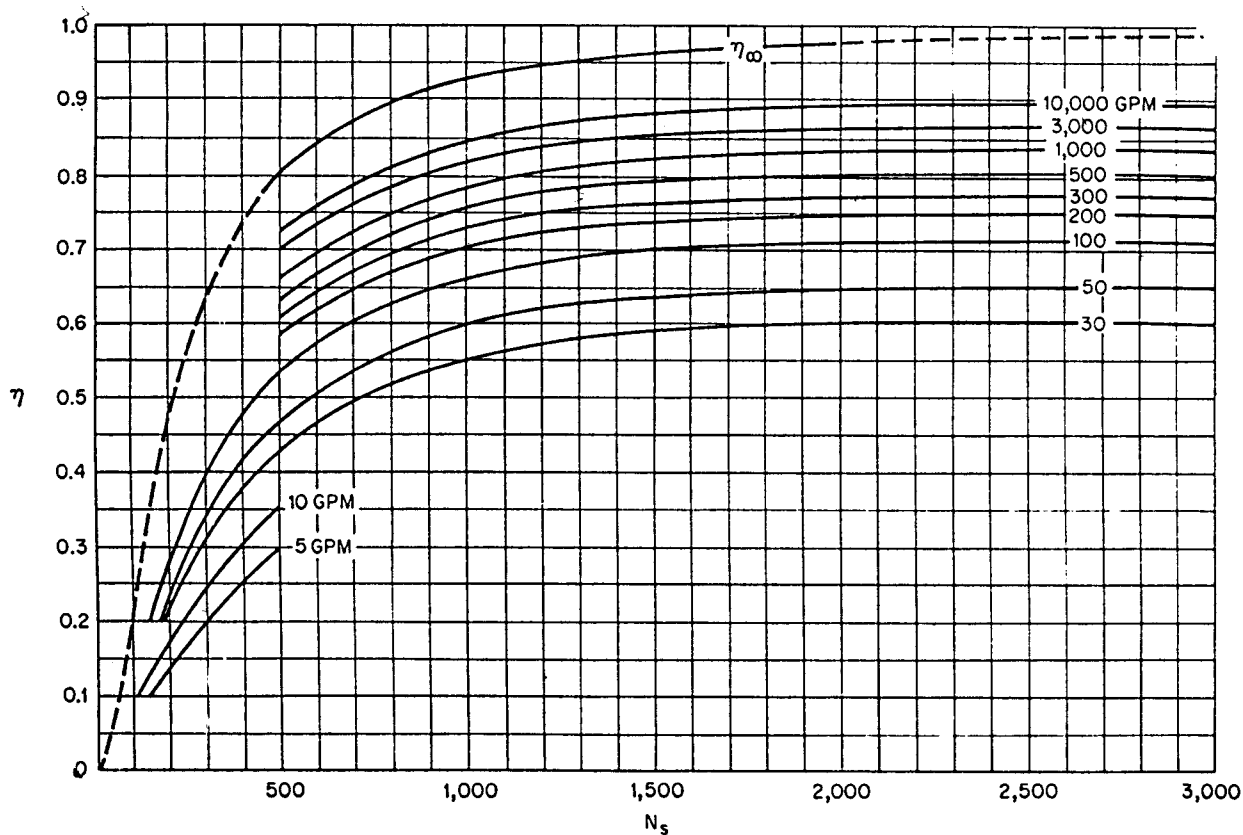
سرعت عمودی از مثلث سرعتها (شکل ۶) قابل محاسبه است:

تعیین ابعاد خروجی چرخ

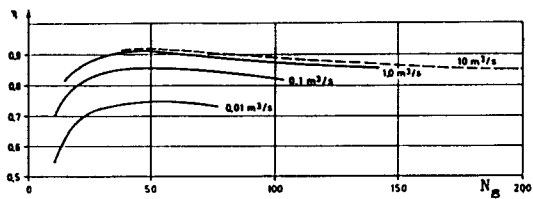
برای محاسبه قطر خروجی چرخ در پمپهای سانتریفوژ نوپسندگان و طراحان روش های مختلفی را ارائه نموده‌اند. هریک از این روش ها معمولاً "بر مبنای تعدادی فرض صورت گرفته و شخص طراح، با توجه به شرایط مسئله، خود باید تشخیص دهد از چه روش و یا منحنی هائی استفاده نماید. نباید فراموش کرد که در هر حال تجربه و تسلط طراح نقش عمده‌ای در نتیجه کار خواهد داشت.

یکی از جامع ترین روش ها در طراحی پمپ های سانتریفوژ توسط آقای استپانوف ارائه شده و براین نظریه استوار است که:

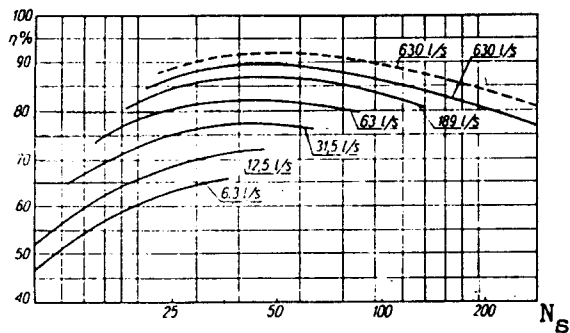
"راندمان هیدرولیکی پمپ تا هنگامی که سرعت مخصوص در سیستم متریک کمتر از ۴۰ دور در دقیقه باشد، ثابت می‌ماند. با افزایش سرعت مخصوص راندمان هیدرولیکی کاهش پیدا می‌کند و این امر فقط بخاطر افزایش تلفات هیدرولیکی در ظرف حلزونی است. علت کاهش راندمان کل



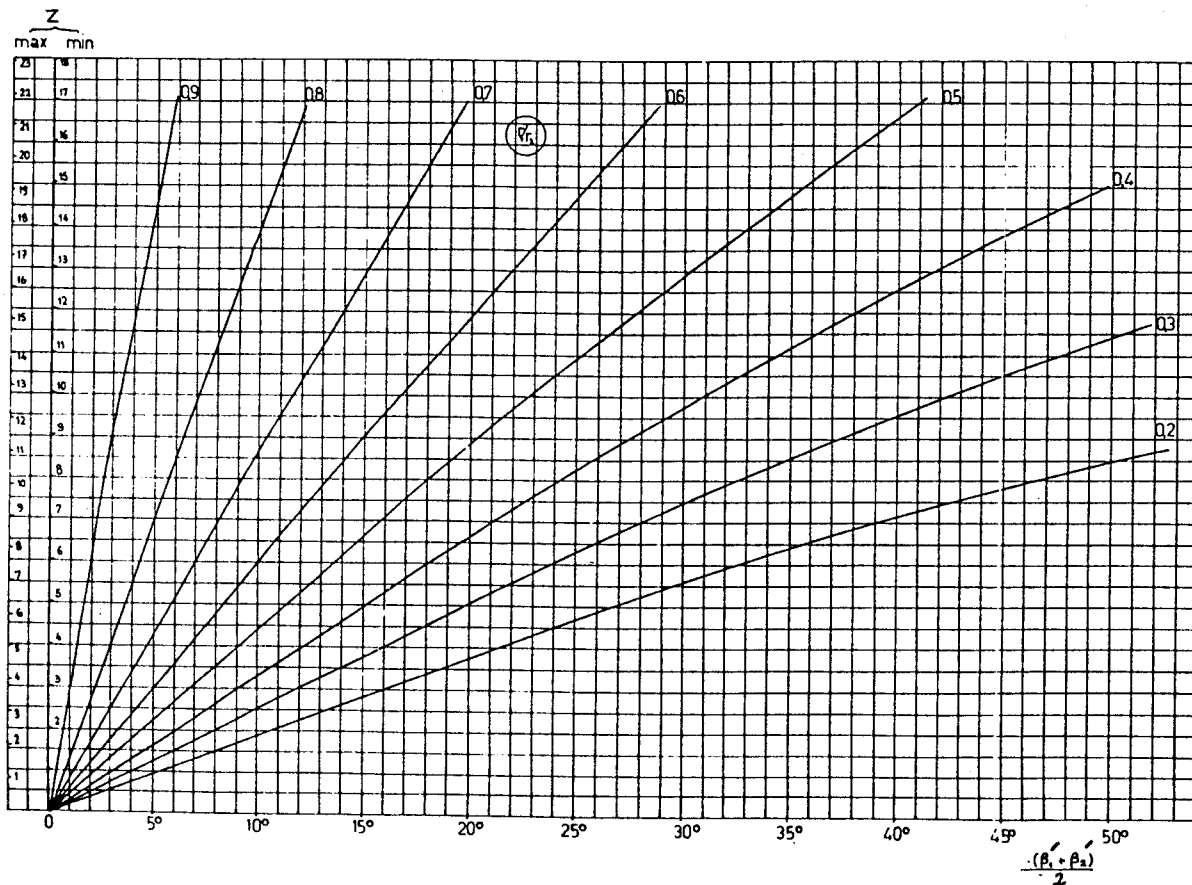
شکل ۲ - تغییرات راندمان پمپ نسبت به سرعت مخصوص [۲]



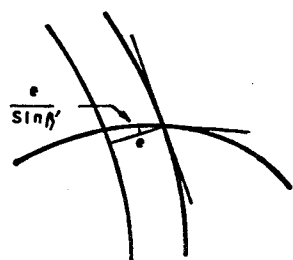
شکل ۳ - ب - تغییرات راندمان پمپ نسبت به سرعت مخصوص [۴]



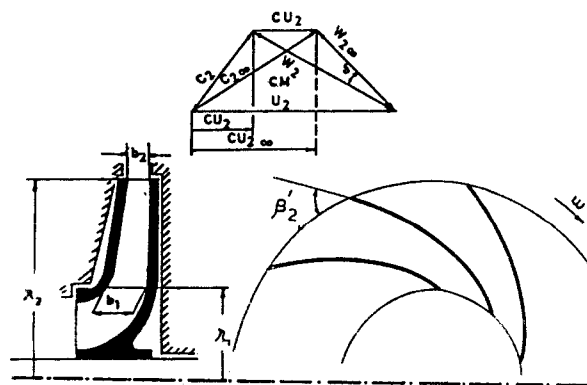
شکل ۳ - الف تغییرات راندمان پمپ نسبت به سرعت مخصوص [۲]



شکل ۴ - محاسبه تعداد پره های چرخ.



شکل ۵ - ضخامت پره و ضریب انسداد.



شکل ۶ - مثلث سرعتها و ابعاد اصلی چرخ.

$$b_2 = \frac{1/05 Q}{2\pi K_2 \cdot r_2 \cdot CM_2}$$

(راندمان حجمی در طرح اولیه معمولا ۹۵٪ فرض می شود. بنابراین دبی چرخ را ۵٪ بیش از دبی پمپ در نظر می گیرند). بعضی از طراحان معتقدند که راندمان هیدرولیکی $\eta_h = 0/93$ برای پمپ های با ظرفیت آبدی کم اغراق آمیز است. براساس مطالعه دیگری [۳] هنگامی که در سیستم متریک سرعت مخصوص از حدود ۴۰ دور در دقیقه به ۱۰ دور در دقیقه کاهش یابد راندمان هیدرولیکی فقط به میزان ۲٪ کاهش پیدا می کند که این مقدار نیز از محدوده درصد خطای وسائل اندازه گیری تجاوز نمی کند. اما براساس نظر همین نویسنده در پمپ های صنعتی با ظرفیت آبدی خیلی کم (در حدود ۱۰ متر مکعب در ساعت) راندمان هیدرولیکی می تواند به $\eta_h = 70\%$ و حتی پایین تر نیز نزول نماید و راندمان هیدرولیکی گرچه به سرعت مخصوص بستگی ندارد اما به دبی نقطه طراحی مربوط بوده و با کاهش دبی نقطه طراحی کم می گردد.

اقطار تعدادی از پمپ های صنعتی که طبق استانداردهای

DIN و ISO طراحی شده اند، با مقادیر حاصل از روش محاسباتی استپانوف مقایسه گردید. نتایج این بررسی در جداول (۲) و (۳) آمده است. چون زاویه خروجی β'_2 پره پمپ های فوق الذکر در دسترس نبود لذا زاویه $\beta'_2 = 22/5^\circ$ که حد متوسطی است در محاسبات منظور گردید. همانطوریکه ملاحظه می گردد اختلاف قطر محاسبه شده از روش استپانوف با اقطار ناشی از استاندارد DIN، حداقل ۰/۶۹٪ و حداکثر ۸/۷٪ و مقدار متوسط آن ۳/۸۱٪ می باشد. جدول (۲).

همین اختلاف در مقایسه با مقادیر استاندارد ISO، طبق جدول ۳ حداقل ۰/۰۹٪ و حداکثر ۹/۳٪ و مقدار متوسط آن ۳/۵٪ است که این مقدار اختلاف در طراحی صنعتی کاملا "قابل قبول" می باشد. علت وجود این اختلاف ها اغلب در راندمان هیدرولیکی پمپ است.

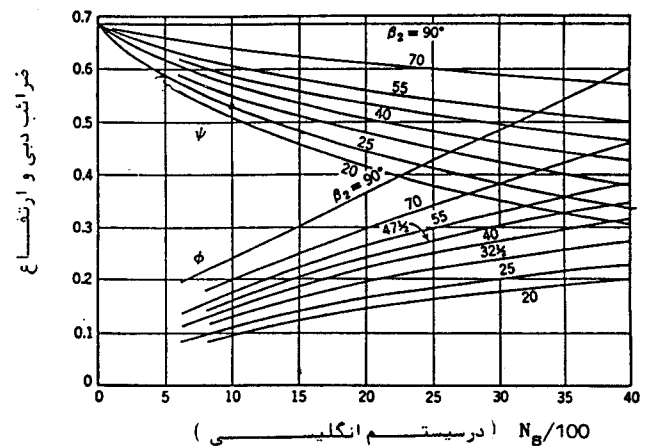
روش استپانوف برای طراحی پمپ های سانتریفوژ با ابعاد متوسط نتایج بسیار خوبی ارائه می نماید و تقریبا کتابی در زمینه پمپ های سانتریفوژ یافت نمی شود که از پیشنهادات و منحنی های این نویسنده بصورت مرجع استفاده نکرده باشد.

روش دیگر جهت محاسبه قطر خروجی چرخ استفاده

پمپ در سرعت های مخصوص کم افزایش تلفات ناشی از وجود صفحات جانبی چرخ و کاهش راندمان حجمی پمپ است.

براساس این نظریه آقای استپانوف راندمان هیدرولیکی

پمپ های سانتریفوژ را ثابت و برابر با $\eta_h = 0/93$ در نقطه طراحی فرض نموده است. ضریب لغزش توسط همین نویسنده در نقطه طراحی ثابت و برابر $\eta = 0/73$ انتخاب شده است.



شکل ۷- دیاگرام استپانوف [۱].

در شکل (۷) دیاگرامی ارائه گردیده که در آن

$$\psi = g H / U_2^2 \quad \text{و} \quad \phi = \frac{CM_2}{U_2}$$

می باشد. تذکر این نکته ضروری است که مطالعات این نویسنده بیشتر بر روی پره ای با $\beta'_2 = 22/5^\circ$ انجام گرفته و لذا در استفاده از این روش در صورت امکان بهتر است زاویه خروجی پره $\beta'_2 = 22/5^\circ$ انتخاب گردد. جهت تعیین شعاع چرخ کافی است:

با در دست داشتن دبی، ارتفاع مفید و سرعت دورانی، سرعت مخصوص را تعیین و سپس از نمودار فوق ضریب ارتفاع ψ و ضریب دبی ϕ را با انتخاب زاویه خروجی β'_2 بدست آورد. شعاع خروجی چرخ از رابطه زیر نتیجه میشود:

$$r_2 = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{gH}{\psi}$$

سرعت شعاعی CM_2 نیز از همین دیاگرام و از رابطه

$$CM_2 = \phi \cdot U_2$$

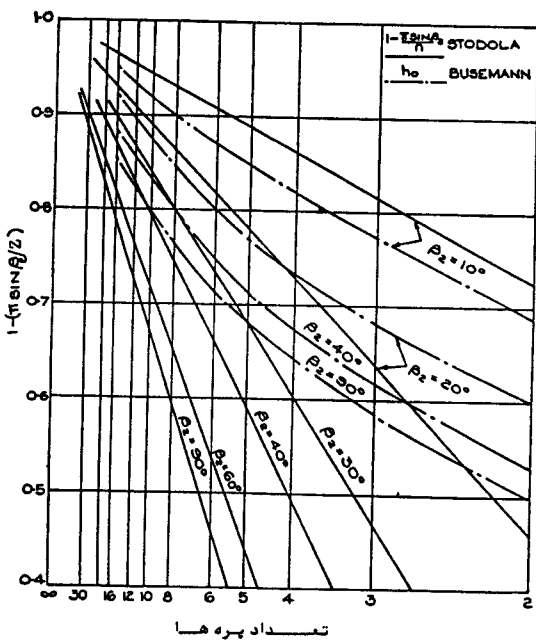
خروجی چرخ را نیز محاسبه کرد:

الف - روش STODOLA [۱۰]

در این روش ضریب لغزش μ از رابطه زیر بدست می آید:

$$\mu = 1 - \frac{\left(\frac{\pi}{Z}\right) \cdot \sin \beta'_2}{1 - \frac{CM_2}{U_2} \cdot \text{Ctg} \beta'_2}$$

با استفاده از شکل (۸) می توان مقدار $\frac{\pi}{Z} \cdot \sin \beta'_2$ را استخراج و با انتخاب ضریب دبی $\phi = CM_2/U_2$ ضریب لغزش μ را محاسبه نمود.



شکل ۸ - دیاگرام STODOLA و مقایسه آن با دیاگرام BUSEMANN

ب - روش BUSEMANN [۱۱]

در این روش ضریب لغزش از رابطه زیر معلوم می گردد:

$$\mu = \frac{B - C \cdot \frac{CM_2}{U_2} \cdot \text{Ctg} \beta'_2}{1 - \frac{CM_2}{U_2} \cdot \text{Ctg} \beta'_2}$$

مستقیم از رابطه اول راست. اشکال این روش در تعداد مجهولات معادله است و طراح باید بعضی از پارامترها را خود انتخاب نماید. می توان با ترکیب این روش و اطلاعات ارائه شده توسط استپانوف قطر چرخ را محاسبه نمود.

حسن روش اخیر در اینست که راندمان هیدرولیکی و ضریب لغزش توسط طراح انتخاب می گردد و ضرورتی ندارد که راندمان هیدرولیکی لزوماً ۰/۹۳ منظور شود.

البته محاسبه ضریب لغزش باید با دقت زیادی انجام گیرد. زیرا اگرچه محققان روابط و منحنی های زیادی برای محاسبه ضریب لغزش ارائه نموده اند و لیکن این ضرایب جنبه عمومی نداشته معمولاً در شرایط یکسان جوابهای متفاوتی نتیجه می گردد [۷]. لذا جهت محاسبه ضریب لغزش طراح باید آگاهی لازم را در انتخاب رابطه مناسب داشته باشد. با توجه به ارتفاع تئوریک توربو پمپ:

$$H_{Th\infty} = \frac{1}{g} (U_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 - U_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (1)$$

و با در نظر گرفتن اینکه سیال بطور عمودی وارد چرخ می شود ($\alpha_1 = 90^\circ$) از مثلث سرعتها در شکل (۶) می توان نوشت:

$$U_2 = \frac{CM_2}{2 \cdot \text{tg} \beta'_2} + \sqrt{\left(\frac{CM_2}{2 \cdot \text{tg} \beta'_2}\right)^2 + g H_{Th\infty}} \quad (2)$$

در این رابطه مقدار CM_2 یا توسط طراح انتخاب می شود و یا با استفاده از نمودارهایی همانند شکل (۷) بدست می آید. $H_{Th\infty}$ نیز از رابطه $H = \eta_h \cdot \mu \cdot H_{Th\infty}$ محاسبه می گردد. راندمان هیدرولیکی را طراح با توجه به تجربیات شخصی و آمار و اطلاعات موجود در این زمینه میتواند انتخاب نماید.

برای برآورد اولیه راندمان هیدرولیکی می توان از رابطه زیر به عنوان راهنما کمک گرفت.

$$\eta_h = 1 - \frac{0.8}{Q \cdot 0.25} \quad Q: G.P.M. \quad (4)$$

ضریب لغزش از روابط متعددی قابل محاسبه است [۸ و ۹]. در پمپهای سانتریفوژ با سرعت مخصوص مورد نظر یکی از سه روش زیر توصیه می گردد:

نوع استاندارد	نوع پمپ	دبی پمپ Q m ³ /H	ارتفاع پمپ H متر	سرعت مخصوص Ns متریک	قطر چرخ پمپ D _A (m.m)	قطر محاسبه شده از روش استیانوف D _B (mm)	اختلاف اقطار بر حسب %	
DIN	32-125	16	21	19.7	139	131	%6.1	
"	32-160	19.8	34.8	15.01	169	163.18	%3.4	
"	40-125	29.4	19.5	28.24	139	132.46	%4.9	
"	40-160	29	34.5	18.28	169	166.4	%1.5	
"	40-200	26.3	53	12.61	209	197.6	%5.7	
"	40-250	45	83	11.79	259	245.4	%5.2	
"	50-160	30	8.2	27.31	169	171	%1.2	مقدار متوسط اختلاف اقطار %3.81
"	50-200	68.8	49.8	21.38	209	204	%2.3	
"	50-250	30.8	19	14.73	259	240.6	%7.1	
"	65-160	100	33.5	34.71	169	178.2	%5.8	
"	65-200	107	52	25.81	209	213.6	%2.2	
"	65-250	120	81	19.6	259	257.2	%0.69	
"	80-250	208	74.2	27.57	259	257.58	%0.55	
"	100-200	250	53	38.9	209	227.3	%8.7	
"	100-250	250	76	29.68	259	263.2	%1.6	
"	65-315	60.5	30.5	14.48	319	304.3	%4.6	
"	100-315	132.5	33	20.2	319	329.7	%3.3	

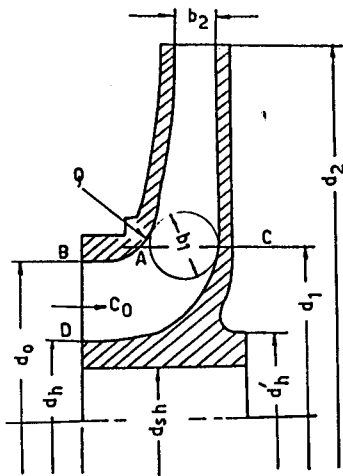
جدول ۲ - مقایسه اعداد بدست آمده از روش استیانوف و استاندارد DIN

نوع استاندارد	نوع پمپ	دبی پمپ Q m^3/H	ارتفاع پمپ H متر	سرعت مخصوص N_s متریک	قطر چرخ پمپ D_A (m.m)	قطر محاسبه شده از روش استپانوف D_B (mm)	اختلاف اقطار بر حسب درصد %
ISO	-	12.5	20	25.55	125	132.8	6.9%
"	-	25	12.5	18.17	200	200.18	0.09%
"	-	25	8	25.40	160	167.32	4.5%
"	-	50	8	35.92	160	174.92	9.3%
"	-	50	20	18.06	250	253.02	1.2%
"	-	80	32	16.06	315	315.46	0.14%
"	-	200	32	25.40	315	334.66	6.2%
"	-	200	50	18.17	400	400.36	0.09%
"	-	400	50	25.7	400	418.98	4.7%
"	-	315	50	22.81	400	412.38	3%
مقدار متوسط اختلاف اقطار %3.5							

بدین ترتیب با تعیین μ و η_h مقدار $H_{Th\infty}$ محاسبه شده سپس سرعت محیطی و قطر خروجی چرخ از رابطه (۲) بدست می‌آید .

تعیین ابعاد ورودی چرخ

جهت تعیین ابعاد ورودی چرخ مطابق شکل (۱۰) لازم است قطر محور " d_{sh} " و اقطار کوچک و بزرگ ورودی " d_h " و " d_o " و قطر ورودی پره d_1 و قطر پشت چرخ d_h و همچنین پهنا b_1 چرخ و بالاخره زاویه β_1 پره محاسبه گردد .

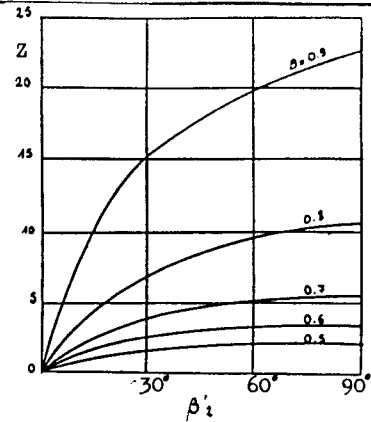


شکل ۱۰ - ابعاد ورودی چرخ

محاسبه قطر محور در ابتدا به دلیل روشن نبودن وزن چرخ و نیروهای شعاعی و محوری بطور تقریبی انجام می‌گیرد. بعد از معلوم شدن کلیه بارهای استاتیکی و دینامیکی وارد بر محور می‌توان قطر دقیق آنرا بدست آورد .

نیروهایی که در محاسبه محور نقش دارند عبارتند از:

- ۱- نیروهای پیچشی ناشی از انتقال معان .
- ۲- نیروهای خمشی ناشی از وزن چرخ و نیروهای شعاعی که بستگی به فرم ظرف حلزونی و جمع کننده دارد .
- ۳- نیروهای محوری که با سیستم بالانس معمولاً خنثی شده یا حتی المقدور به حداقل کاهش می‌یابد . چون نقطه کار پمپ به اندازه کافی از سرعت بحرانی فاصله دارد از اینرو سرعت بحرانی محور نیز باید تعیین گردد . در تقریب اول با فرض اینکه محور فقط در پیچش کار نماید قطر آنرا تعیین و درصدی هم به لحاظ نیروهای خمشی و وجود جاخار



شکل ۹- محاسبه ضریب B جهت رابطه ضریب‌الغزش .

مقدار C هنگامی که $r_2/r_1 > \exp \frac{2\pi}{Z} \sin \beta'_2$

باشد برابر ۱ است .

این موضوع در پمپ های سانتریفوژ اغلب صادق است مقدار B از شکل (۹) بدست می‌آید . همانطوریکه از شکل (۸) ملاحظه می‌گردد با کاهش تعداد پره ها نتایج بدست آمده از دو رابطه STODOLA و BUSEMANN فاصله زیادی پیدا می‌نماید .

ج - رابطه WIESNER [۱۲]

WIESNER با مطالعه منحنی های ارائه شده توسط

BUSEMANN نتیجه گرفت هنگامی که :

$$\frac{r_2}{r_1} > \exp \left(\frac{8.16 \sin \beta'_2}{Z} \right)$$

باشد می‌توان مقدار B پیشنهاد شده توسط BUSEMANN را از رابطه زیر بدست آورد :

$$B = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta'_2}}{Z^{0.7}}$$

و هنگامی که :

$$\frac{r_2}{r_1} < \exp \left(\frac{8.16 \times \sin \beta'_2}{Z} \right)$$

باشد خواهیم داشت .

$$B = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta'_2}}{Z^{0.7}} \right) \times$$

$$\left[\frac{\frac{r_1}{r_2} - \exp \left(\frac{8.16 \times \sin \beta'_2}{Z} \right)}{1 - \exp \left(\frac{8.16 \times \sin \beta'_2}{Z} \right)} \right]$$

با معلوم بودن d_h قطر d_o نیز قابل محاسبه است. برای بدست آوردن قطر d_o می توان از جداول استانداردها و یا رابطه زیر [۲] استفاده نمود:

$$d_o = (4.0 \text{ تا } 4.5) \sqrt[3]{Q/N}$$

در این رابطه Q دبی پمپ برحسب m^3/Sec و N سرعت دورانی برحسب دور در دقیقه و d_o قطر ورودی چرخ برحسب میلیمتر است.

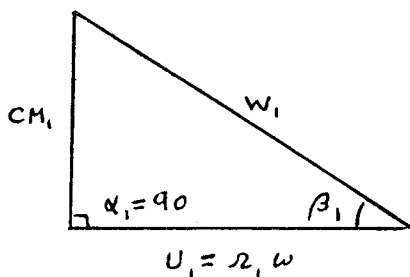
به عنوان نمونه مقایسه ای بین مقادیر بدست آمده از رابطه فوق الذکر (با احتساب ضریب ۴/۵) و استاندارد ISO، در جدول (۳) داده شده است.

ملاحظه می گردد با توجه به اینکه اکثرا "قطر دهانه ورودی پمپ کمی بزرگتر از قطر دهانه چرخ است عملاً" اعداد بدست آمده از این رابطه نتیجه خوبی ارائه می نماید.

قطر d_1 معمولاً "تفاوت چندانی با قطر d_o ندارد و با تفاوت چند میلیمتر می توان d_1 را نیز تعیین کرد. پهنای ورودی پره ها b_1 یا معلوم بودن قطر d_1 و سرعت CM_1 ، براحتی قابل محاسبه است:

$$b_1 = \frac{1.05 Q}{2\pi K_1 r_1}$$

حال با معلوم بودن مولفه عمودی سرعت CM_1 و قطر d_1 و با فرض اینکه سیال بطور عمودی وارد پره ها شود می توان زاویه نسبی سیال را در ورود با رسم مثلث سرعت محاسبه نمود.



زاویه ورودی پره با در نظر گرفتن زاویه شوک (6° تا $2^\circ = \delta^\circ$) محاسبه می گردد:

$$\beta_1' = \beta_1 + \delta^\circ$$

در محل تثبیت چرخ می افزائیم، در اینصورت خواهیم داشت:

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{360000 P}{\tau_{tor} \cdot N}}$$

P : قدرت روی محور

راندمان پمپ از شکل (۲) یا شکل (۳) با معلوم بودن سرعت مخصوص نتیجه خواهد شد.

τ : عبارت از تنش پیچشی برحسب KP/CM^2 و N سرعت دورانی برحسب RPM و d_{sh} قطر محور برحسب سانتیمتر است. d_h با توجه به لزوم پیش بینی جا خارو و تضمین مقاومت لازم از رابطه زیر بدست می آید:

$$d_h = (1.3 \text{ تا } 1.4) d_{sh}$$

در هر حال این قطر با توجه به استاندارد خارها باید حداقل ۸ میلیمتر از قطر محور بیشتر باشد. بعضی از طراحان [۶] قطر d_h را به اندازه ۸ تا ۱۲/۵ میلیمتر بیش از قطر محور انتخاب می نمایند:

قطر d_h' از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$d_h' = (1.35 \text{ تا } 1.5) d_{sh}$$

برای تعیین قطر d_o و d_1 پیشنهادهای زیادی وجود دارد:

در روش استپانوف می توان نسبت r_1/r_2 را از شکل (۱۱) استخراج نموده سپس با معلوم بودن r_2 شعاع ورودی پره ها r_1 را محاسبه نمود. (در این مورد بهتر است زاویه خروجی پره $\beta_2' = 22/5^\circ$ باشد).

سپس با تعیین ضریب KCM_1 از شکل (۱۱) سرعت مطلق سیال در ورود به پره ها که با توجه به ضریب کاویتاسیون محاسبه شده نتیجه می گردد:

$$CM_1 = KCM_1 \cdot \sqrt{2gh}$$

با فرض اینکه سرعت سیال از دهانه ورودی چرخ تا لبه ورودی پره ها تقریباً "ثابت" باشد، مقدار C_o را می توان برای پمپهای با یک دهانه مکش و دو دهانه مکش به ترتیب برابر $C_o = (0/8 \text{ تا } 0/9) CM_1$ و $C_o = (0/9 - 1/0) CM_1$ انتخاب کرد. بدین ترتیب سطح ورودی چرخ برای گذر دبی از رابطه زیر نتیجه می شود:

$$S_o = \frac{1/05 Q}{C_o}$$

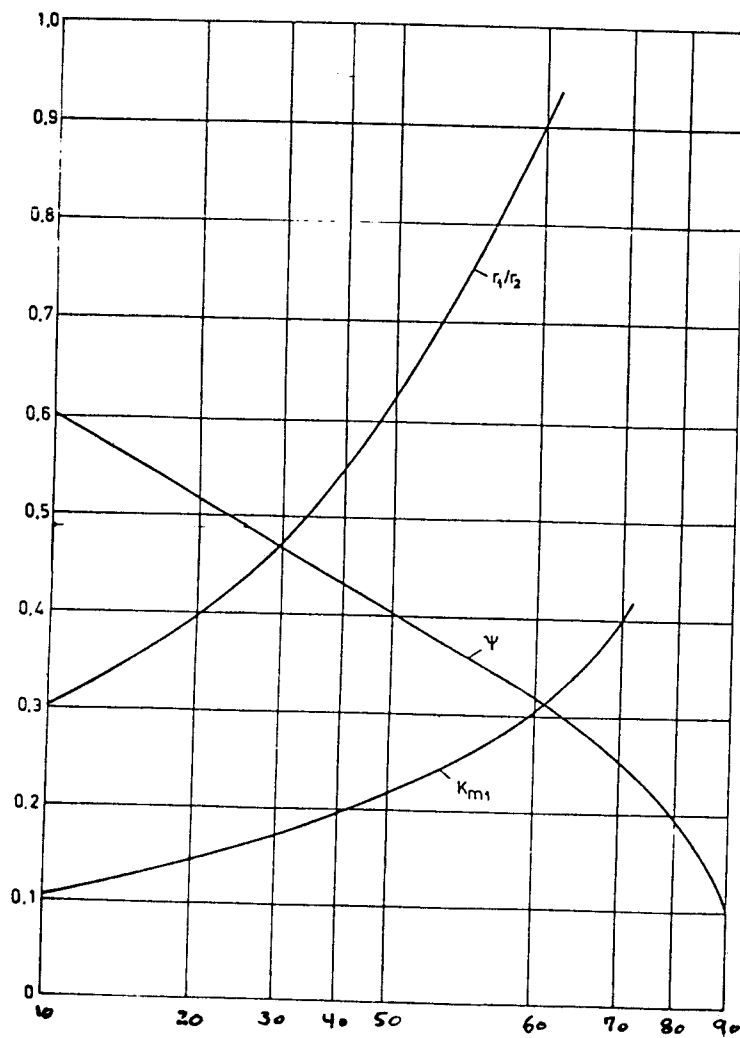
از طرفی

$$S_o = \frac{\pi d_o^2}{4} - \frac{\pi d_h^2}{4}$$

m^3/h	دبی پمپ Q	۶/۳	۱۲/۵	۲۵	۵۰	۸۰*	۱۰۰	۲۰۰	۴۰۰
قطر دهانه پمپ از استاندارد ISO، برحسب میلیمتر		۵۰	۶۵	۸۰	۱۰۰	۱۲۵	۱۲۵	۱۵۰	۲۰۰
قطر دهانه چرخ از رابطه (۱) - برحسب میلیمتر		۴۷/۹	۶۰/۲	۷۵	۹۵	۱۱۱	۱۲۰/۴	۱۵۱	۱۹۱

* برای دبی ۸۰ و ۱۰۰ در استاندارد ISO قطر دهانه ورودی پمپ یکسان فرض شده است.

جدول ۳- مقایسه اعداد محاسباتی جهت تعیین قطر دهانه ورودی با استاندارد ISO



شکل ۱۱ - محاسبه ضرائب تشابه برحسب سرعت مخصوص [۵]

$$v = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta'}$$

(با ضرب انتگرال در مقدار $\frac{180}{\pi}$ زاویه v برحسب درجه بدست می‌آید).

انتگرال فوق را می‌توان با اضافه کردن مقدار Δr ، بین دو شعاع r_1 و r_2 محاسبه نمود.

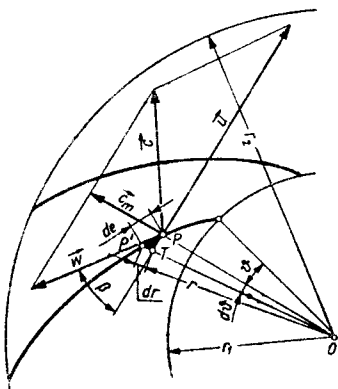
$$= \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta'} = \frac{180}{\pi} \sum_{r_1}^{r_2} \frac{\Delta r}{r \operatorname{tg} \beta'}$$

چون تابع $\beta' = f_3(r)$ قبلاً تعیین شده است بنابراین مقدار زاویه β' در هر شعاع معلوم بوده و می‌توان با داشتن مختصات قطبی هر نقطه یعنی r و v پروفیل پره را رسم نمود.

موضوعی که در طراحی پره ها فوق‌العاده اهمیت دارد خطر جدائی لایه مرزی و ایجاد پدیده JET AND WAKE می‌باشد که در کار پمپ بخصوص در دبی های کم اثر کللی خواهد داشت.

گرچه این موضوع یکی از مسائل پیچیده و درعین حال جالب در توربو ماشینهای شعاعی است لیکن نیاز به بحث جداگانه‌ای دارد. فقط به ذکر این نکته اساسی اکتفا می‌نماید که در پره های کوتاه معمولاً "خطر جدائی لایه مرزی بیشتر از پره های بلند است (نظیر کمپرسورهای شعاعی که در اغلب مواقع جدائی لایه مرزی در بین پره ها اتفاق می‌افتد)، اما در پره های بلند تلفات هیدرولیکی زیادتیر و در نتیجه راندمان هیدرولیکی کمتر است.

از این نظر انتخاب زاویه مرکزی که معرف طول پره است اهمیت زیادی در طراحی و کار پمپ خواهد داشت.



شکل ۱۲- روش نقطه به نقطه جهت تعیین پروفیل پره.

تا هنگامی که سرعت مخصوص در سیستم متریک $N_s < 30$ ، باشد می‌توان از پمپهای با پره های دو بعدی استفاده نموده. در اینصورت زاویه β' در سرتاسر لبه ورودی پره ثابت بوده و این لبه بصورت یک خط موازی محور یا یک خط پتانسیل است.

مطلب دیگر تعیین پروفیل دیوارهای چرخ یعنی AB و CD در فاصله دهانه ورودی چرخ تا لبه ورودی پره ها است (شکل ۱۰). در این فاصله می‌توان با رسم یک یا چند خط جریان و پتانسیل و با معلوم بودن دبی سرعت سیال در روی هر خط پتانسیل (سرعت سیال بین دهانه ورودی چرخ تا لبه ورودی پره ها ثابت است) سطح مقاطع مختلف را تعیین و در نتیجه فرم منحنی AB و CD را براحتی تعیین نمود.

صفحه نصف النهاری چرخ و رسم پره ها

برای تعیین ابعاد و شکل صفحه نصف النهاری چرخ (شکل ۱۰)، فرض می‌نمائیم که سطح مقطع چرخ از ورود تا خروج بطور یکنوا تغییر کند (بدون وجود نقطه ماکزیمم و یا می‌نیم) . چون سطح مقطع چرخ تابعی از شعاع و پهناي چرخ است، لذا پهناي b چرخ از ورود تا خروج تعیین می‌گردد. صفحه پشت چرخ نیز غالباً عمود بر محور می‌باشد و لذا می‌توان فرم منحنی جلوی چرخ را بدست آورده صفحه نصف النهاری چرخ را ترسیم نمود.

مرحله آخر رسم پروفیل پره است. جهت تعیین پروفیل مناسب پره لازم است تغییرات سرعت نسبی، سرعت شعاعی و زاویه پره برحسب شعاع در هر مقطع از ورود تا خروج بوسیله طراح تعریف و معلوم شود. این منحنی های یعنی: $\beta' = f_3(r)$, $CM = f_2(r)$, $W = f_1(r)$ باید بصورت توابع یکنوا باشند چون سه مقدار CM , W و β' مستقل از هم نیستند لذا انجام این شرط با محاسبات رفت و برگشتی امکان پذیر می‌گردد.

جهت رسم پروفیل پره از روش نقطه به نقطه

POINT BY POINT طبق شکل (۱۲) می‌توان نوشت:

$$\overline{PT} = r dv = \frac{P'T}{\operatorname{tg} \beta'}$$

و یا

$$r dv = dr / \operatorname{tg} \beta'$$

انتگرال مقدار فوق بین دو حد r_1 و r_2 برابر خواهد بود با:

توصیه می‌شود زاویه مرکزی ψ از جدول زیر انتخاب گردد:

زاویه مرکزی ψ	تعداد پره های چرخ Z
100° تا 115°	۵
90° تا 105°	۶
80° تا 95°	۷
75° تا 90°	۸
70° تا 85°	۹

جدول ۴ - زاویه مرکزی و تعداد پره

در صورتیکه بعد از انجام طراحی زاویه ψ در محدوده جدول فوق نباشد لازم است یا زاویه خروجی پره β_2 و یا تعداد Z پره ها را تغییر داد.

بررسی و ارائه روش:
طراحی چرخ پمپهای سانتریفوژ با پره‌های دوبعدی

قسمت دوم: روش محاسباتی

ضریب ارتفاع $\psi \approx 0.485$. بنابراین خواهیم داشت:

$$U_2 = \sqrt{\frac{gH}{\psi}} = \sqrt{\frac{9.81 \times 50}{0.485}} = 31.8 \text{ m/sec}$$

$$U_2 = r_2 \cdot \omega$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi \times 2900}{60} = 303.53 \text{ rad/sec}$$

$$r_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{31.8}{303.53} = 0.104 \text{ m}$$

$$r_2 = 104 \text{ mm.}; d_2 = 208 \text{ m.m.}$$

با این مشخصات از جدول (۱) استاندارد ISO قطر چرخ $d_2 = 200 \text{ mm}$ تعیین می‌شود که اختلاف آن با عدد محاسبه شده حدود ۴٪ است.

۴- پهنای خروجی چرخ

از شکل (۷) با معلوم بودن ψ ، ضریب دبی ϕ نتیجه می‌شود:

$$C_{M2} = \phi \cdot U_2 = 0.12 \times 31.8 = 3.8 \text{ m/sec}; \phi = 0.12$$

ضریب انسداد در خروج، با فرض اولیه تعداد پره $Z = 7$ و ضخامت پره $e = 5$ میلیمتر محاسبه می‌شود.

$$K_2 = 1 - \frac{7 \times 5}{2\pi \times 104 \times \sin 22.5^\circ} = 0.86$$

$$b_2 = \frac{1.05 \times 100/3600}{2\pi \times 0.86 \times 0.104 \times 3.8} = 0.0135 \text{ m.}$$

در این قسمت، یک نمونه چرخ سانتریفوژ با استفاده از روش ارائه شده در قسمت اول طراحی می‌شود. مقدار آبدهی، ارتفاع مانومتریک و سرعت چرخشی موتور محرک به ترتیب $Q = 100$ مترمکعب در ساعت، $H = 50$ متر و $N = 2900$ دور در دقیقه از جدول (۱) استاندارد ISO انتخاب شده‌اند. ابعاد اصلی خارجی پمپ از جدول (۱) و شکل (۱) پیشنهادی استاندارد ISO است. ابعاد هندسی و پروفیل پره‌های چرخ مربوط به این پمپ به ترتیب زیر تعیین و محاسبه می‌شوند.

۱- سرعت مخصوص

در سیستم متریک

$$N_s = 2900 \frac{(100/3600)^{1/2}}{(50)^{3/4}} = 25.71$$

در سیستم انگلیسی

$$N_s = 2900 \frac{(441)^{1/2}}{164^{3/4}} = 1329$$

۲- زاویه خروجی پره

مقدار مناسب زاویه خروجی پره بین ۱۸ تا ۳۰ درجه است. این زاویه را $\beta_2 = 22/5^\circ$ انتخاب می‌کنیم.

۳- قطر خروجی چرخ

با استفاده از شکل (۷) یا (۱) برای $N_s = 25/71$ ،

۸- تعداد پره‌ها

تعداد پره‌ها از رابطه زیر تعیین می‌شود.

$$Z = 6.5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \times \sin \frac{\beta'_1 + \beta'_2}{2}$$

$$Z = 6.5 \frac{0.2 + 0.0914}{0.2 - 0.0914} = \sin \frac{22.3 + 22.5}{2}$$

$$= 6.64$$

بنابراین انتخاب تعداد پره $Z=7$ با این رابطه هماهنگ است.

اما از شکل (۴)، تعداد پره‌ها حداقل ۹ استخراج می‌شود این مقدار چنانکه گفته شد برای پمپ سانتریفوژ زیاد است.

۹- قطر محور

قدرت روی محور را با انتخاب بازدهی پمپ $\eta = 0.74$ ، از شکل (۲ یا ۳) می‌توان چنین محاسبه کرد.

$$P = \frac{\gamma \times Q \times H}{75 \cdot \eta} = \frac{1000 \times \frac{100}{3600} \times 50}{75 \times 0.74} = 25 \text{ HP}$$

قطر محور از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$d_{sh} = \sqrt{\frac{360,000 \times 30}{450 \times 2900}} = 2.02 \text{ cm}$$

قدرت روی محور با فرض ۲۰٪ رزرو $P=30$ اسب و تنش پیچشی برای محوری از فولاد کربن دار، با تنش کششی مجاز $T.S = 5000 - 6000 \text{ KP/cm}^2$ و در نظر گرفتن ضعف محور به مناسبت ایجاد خار $\tau = 450 \text{ KP/cm}^2$ در نظر گرفته شده است.

با توجه به نیروهای شعاعی، محوری و خمشی می‌توان قطر محور را $d_{sh} = 25$ میلی‌متر انتخاب کرد. لازم به تذکر است که بعد از طراحی کامل پمپ، قطر محور دقیقاً محاسبه و در صورت لزوم ابعاد مربوط به آن تصحیح خواهند شد.

۵- شعاع ورودی

از شکل (۱۱) نسبت r_1/r_2 و در نتیجه شعاع r_1 به دست می‌آید.

$$r_1 = r_2 \times 0.44 = 45.7 \text{ m.m.}$$

$$d_1 = 91.4 \text{ m.m.}$$

d_1 در حقیقت قطر متوسط لبه ورودی پره‌هاست. لبه ورودی، به صورت یک خط پتانسیل و زاویه پره، β'_1 در طول لبه ورودی ثابت فرض شده است. این امر در مورد پمپ‌های سانتریفوژ با سرعت مخصوص کم قابل قبول است. هنگامی که سرعت مخصوص افزایش یابد زاویه β'_1 در طول پره ثابت نخواهد ماند و پره‌ها به صورت سه‌بعدی خواهند بود.

۶- زاویه ورودی پره

از شکل (۱۱)، مقدار ضریب ثابت $K_{M1} = 0.165$ به دست می‌آید. در نتیجه می‌توان نوشت:

$$C_{M1} = 0.165 \sqrt{2g \times 50} = 5.16 \text{ m/sec}$$

$$U_1 = r_1 \cdot \omega = \frac{45.7}{1000} \times 303.53 = 13.88 \text{ m/sec}$$

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{5.16}{13.88} = 20^\circ.3$$

با در نظر گرفتن ۲ درجه شوک، زاویه ورودی پره $\beta'_1 = 22^\circ.3$ انتخاب می‌شود.

۷- پهنای ورودی پره‌ها

پهنای ورودی پره‌ها با محاسبه ضریب انسداد ورودی به دست می‌آید.

$$K_1 = 1 - \frac{7 \times 5}{2\pi \times 45.7 \times \sin 22^\circ.3} = 0.68$$

$$b_1 = \frac{1.05 \times 100/3600}{2\pi \times 0.68 \times 0.0457} = 0.0289 \text{ m}$$

$$b_1 = 28.9 \text{ m.m.}$$

۹- ابعاد ورودی چرخ

از شکل (۸)

$$\mu = 1 - \left(\frac{31.8}{31.8 - 3.8 \times \text{ctg} 22.5^\circ} \right) \times 0.18 = 0.75$$

۲- رابطه BÜSEMANN

$$\mu = \frac{0.82 - 0.12 \text{ ctg } 22.5}{1 - 0.12 \text{ ctg } 22.5} = 0.746 \quad \text{از شکل (۹)}$$

۳- رابطه WIESNER

$$\mu = \frac{0.84 - 0.12 \text{ ctg } 22.5}{1 - 0.12 \text{ ctg } 22.5} = 0.776$$

ضریب لغزش $\mu = 0.76$ برگزیده می‌شود. حال با استفاده از رابطه (۲) می‌توان نوشت:

$$H_{Th\infty} = \frac{H}{\eta_h \cdot \mu} = \frac{50}{0.76 \times 0.825} = 79.7$$

$$U_2 = \frac{3.8}{2 \text{tg } 22.5} + \sqrt{\left(\frac{3.8}{2 \text{tg } 22.5} \right)^2 \times 79.7} = 32.9 \text{ m/sec}$$

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{32.9}{303.53} = 0.108$$

$$D_2 = 216.78 \text{ m.m.}$$

ملاحظه می‌کنیم که قطر خروجی از این‌راه با روش استپانوف در حدود ۴٪ فرق می‌کند.

۱۱- شکل صفحه نصف‌النهاری چرخ و رسم پروفیل پره‌ها

برای تعیین شکل صفحه نصف‌النهاری چرخ چنانکه گفته شد باید تغییرات سطح مقطع چرخ از ورود تا خروج به‌طور یکنواخت تغییر کند (یعنی نقطه ماکزیمم یا مینیمم وجود نداشته باشد).

در شکل (۱۳)، تغییرات سطح مقطع از شعاع r_1 تا r_2 خطی فرض شده است. با استفاده از این شکل می‌توان پهنای

$$d_h = (1.3 \text{ تا } 1.4) d_{sh} = 33 \text{ m.m.}$$

$$d_h = (1.35 \text{ تا } 1.5) d_{sh} = 37 \text{ m.m.}$$

$$C_o = (0.9 \text{ تا } 1.0) C_{M1} = 0.9 \times 5.16 = 4.64 \text{ m/sec}$$

$$Q = S_o \times C_o; S_o = \frac{1.05 \times 100 / 3600}{4.64} = 6.28 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_o = \frac{\pi d_o^2}{4} - \frac{\pi d_h^2}{4}$$

$$\frac{\pi d_o^2}{4} = 6280 + \frac{\pi \times 33^2}{4} = 5024$$

$$d_o = 97.97 \text{ m.m.}$$

از رابطه زیر نیز قطر d_o را محاسبه می‌کنیم:

$$d_o = 4.5 \sqrt[3]{\frac{Q}{N}}$$

$$d_o = 4.5 \sqrt[3]{\frac{100/3600}{2900}} = 0.095 \text{ m یا } 95 \text{ mm}$$

استاندارد ISO قطر ورودی پمپ را برابر با ۱۰۰ میلیمتر ارائه می‌کند بنابراین قطر ورودی چرخ ۱۰۰ میلیمتر انتخاب می‌شود و در هدایت‌کننده عملاً "سرعت سیال ثابت فرض می‌شود".

۱۰- محاسبه قطر چرخ از رابطه اصلی اولر

سرعت محیطی از رابطه (۲) و بازدهی هیدرولیکی چرخ از رابطه (۴) نتیجه می‌شود:

$$\eta_h = 1 - \frac{0.8}{(441)^{0.25}} = 0.825$$

ضریب لغزش را از سه رابطه زیر محاسبه می‌کنیم:

۱- رابطه STODOLA

نتیجه‌گیری و ادامه کار

طراحی چرخهای سانتریفوژ و به خصوص چرخهای نوع مختلط و محوری بدون استفاده از کامپیوتر به علت ناگزیری از محاسبات رفت و برگشتی عملاً "بسیار وقت‌گیر است و در بیشتر مواقع دقت لازم را نیز ندارد".

لذا لازم است به موازات تدوین روش‌های طراحی برای پمپ‌های با سرعت‌های مخصوص متفاوت در تهیه برنامه‌های کامپیوتری که می‌تواند نه تنها از نظر دقت بلکه امکان مقایسه و تغییر پارامترها را برای طراح فراهم سازد اقدام نمود.

چرخ را با معلوم بودن سطح مقطع در هر شعاع به دست آورد. با فرض اینکه صفحه پست چرخ عمود بر محور باشد، فرم صفحه جلو چرخ و در نتیجه صفحه نصف النهاری چرخ مطابق شکل (۱۴) به دست می‌آید.

برای تعیین پروفیل پره، ابتدا باید تغییرات تابعهای $CM=f_2(r)$ ، $W=f_1(r)$ و $\beta=f_3(r)$ تعیین و بر روی یک صفحه رسم شود. چنانکه گفته شد این سه تابع باید به طور یکنواخت تغییر کنند و نقطه ماکزیمم و یا می‌نیمم بر روی منحنی آنها وجود نداشته باشد.

واضح است که سه مقدار W ، β و CM از یکدیگر مستقل نیستند و به سطح مقطع تعریف شده چرخ در هر شعاع r مربوط می‌شوند. لذا با چند محاسبه رفت و برگشتی، صورت نهایی این منحنیها مطابق شکل (۱۵) به دست می‌آید.

با معلوم شدن تغییرات این سه منحنی، پروفیل پره را از روش نقطه به نقطه به ترتیبی که در قسمت اول گفته شد با تشکیل جدول (۵) و تعیین زاویه U در هر شعاع r بدست می‌آوریم.

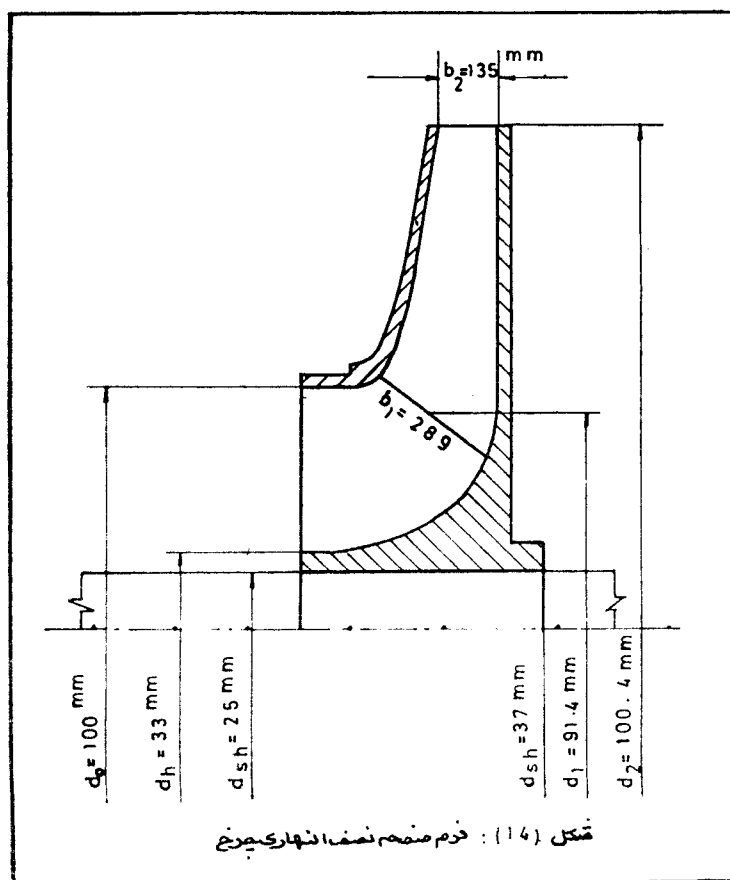
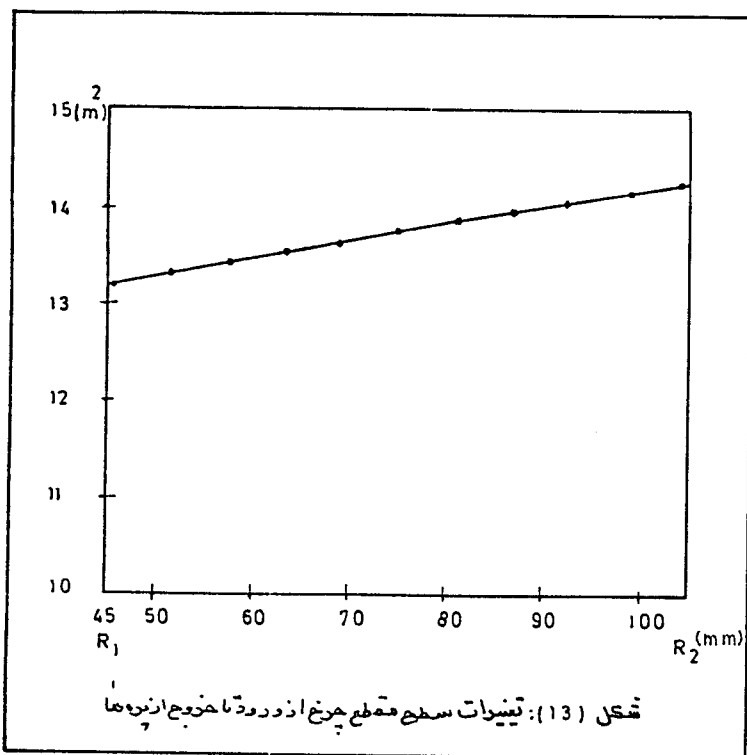
در جدول (۵) زاویه β از شکل (۱۵) به ازای هر شعاع استخراج و $\text{tg}\beta$ مستقیماً محاسبه می‌شود. بنابراین با معلوم بودن مختصات r و U شش نقطه از پره می‌توان مطابق شکل (۱۶)، فرم پروفیل پره را به دست آورد.

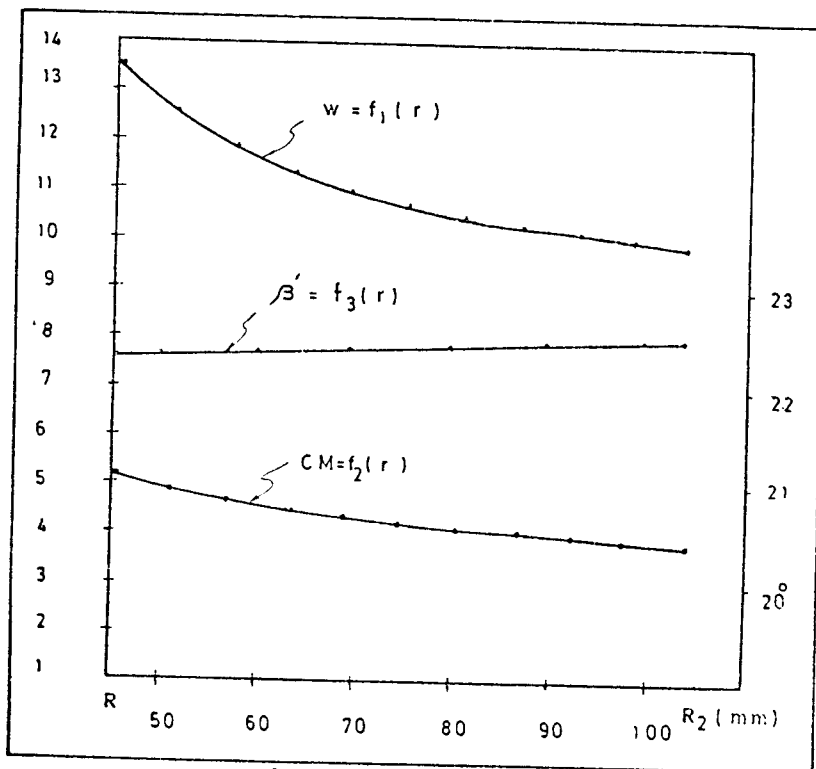
زاویه مرکزی $U = 104/2^\circ$ برای تعداد پره $Z = 7$ کمی زیاد است. در صورتی که اطمینان بیشتری نسبت به عدم جدائی لایه مرزی در بین پره‌ها مورد نظر باشد می‌توان این زاویه را قبول کرد. در غیر این صورت باید با کاهش تعداد پره‌ها و یا تغییر زاویه خروجی چرخ و تکرار محاسبات، زاویه مناسب را طبق جدول (۱) بخش اول این مقاله تأمین کرد.

باید دانست که پس از تعیین قطر دقیق محور، در صورت لزوم، یکبار دیگر محاسبات تکرار می‌شود. این بار سطح مقطع بین دو پره چرخ از ورود تا خروج نیز باید کنترل شود تا تغییرات آن به صورت منحنی یکنوا باشد.

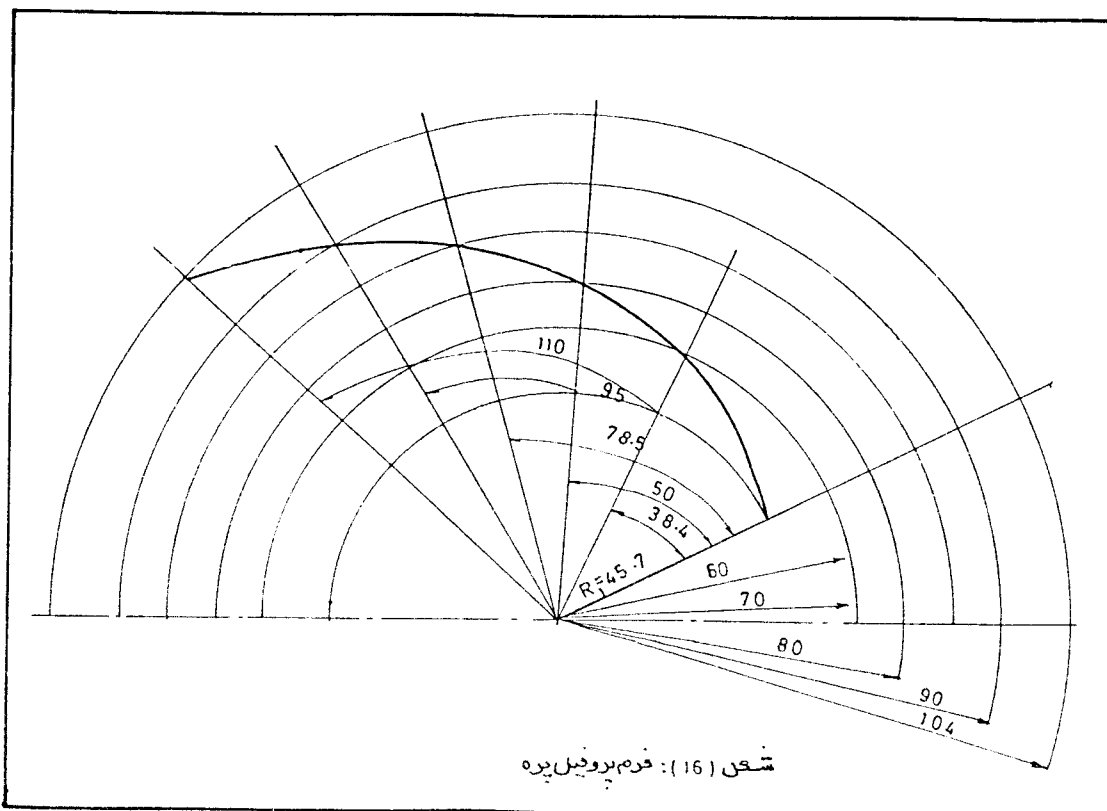
β	r_{Cm}	$tg \beta$	$r tg \beta$	$\frac{1}{r tg \beta}$	$\frac{1}{r tg \beta}$	Δr	$\frac{\Delta r}{r tg \beta}$	$\frac{180/\pi \times \Delta r}{r tg \beta}$	زاویه مرکزی
1	4.57	0.41	1.87	0.53					0°
					0.469	1.43	0.67	38.4	
2	6.00	0.411	2.466	0.405					38.4
					0.376	1	0.376	21.5	
3	7.00	0.411	2.88	0.347					59.95
					0.325	1	0.325	18.63	
4	8.00	0.412	3.297	0.303					78.58
					0.285	1	0.285	16.39	
5	9.00	0.413	3.718	0.268					94.97
					0.254	1.04	0.264	15.156	
6	10.04	0.414	4.158	0.240					110.26

جدول ۵- محاسبه زاویه مرکزی





شکل (۱۵): تغییرات نسبی، زاویه پره و سرعت شعاعی نسبت به شعاع پره



شکل (۱۶): فرم پروپیل پره

فهرست منابع

- 1- Stepanoff, A.J., "Flow Pumps, Design, and Application," John Wiley & Sons, Inc. 1957.
- 2- Lazarkiewicz, S. and Troskolanski, A. T., "Impeller Pumps," Pergamon Press 1965.
- 3- Karassik, I., J., et al., "Pump Hand Book," Mc Graw-Hill Book Company, 1976.
- 4- Sulzer, "Centrifugal Pump Hand Book," Sulzer Brothers Limited, Winterthur, Switzerland, third edition, 1987.
- 5- Jaumotte, A., "Description et Construction des Machines Turbomachines. 2 eme Partie. Turbo Pompes Centrifuges," Presses Universitaires de Bruxelles, 1984-1985.
- 6- Church, A., H., and Lal, J., "Centrifugal Pumps and Blowers," Metropolitan Book Co., Delhi-6, 1973.
- 7- Senoo, Y., et al "Viscous Effects on Slip Factor of Centrifugal Blowers," ASME, Journal of Engineering for Power, Jan., 1974/61.
- 8- Shepherd, D.F., "Principles of Turbomachinery," The Macmillan Company, 1969.
- 9- Yedidiah, Sh., "New Look at the Slip in a Centrifugal Impeller," Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 188, 1974.
- 10- Stodola, A., "Steam and Gas Turbines," Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1927.
- 11- Büsemann, A., "Das Förderhöhenverhältniss Radialer Kreisel Pumpen Mit Logarithmisch-spiraligen Schaufeln," Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, Vol. 8, Oct., 1928, PP. 372-384.
- 12- Wisner, F.J., "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," Tran. ASME, Oct. 1967. PP. 558-572.