

بسم الله الرحمن الرحيم

توربو ماشین ها



محمدصادق کریمی

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف



مقدمه، تلفات هیدرولیکی، تلفات اصطکاکی و تلفات شوک

۱-۶

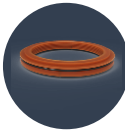
دیاگرام استپانوف، تلفات ناشی داخلی

۲-۶

تلفات مکانیکی و تلفات ناشی خارجی

۳-۶

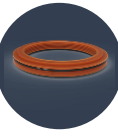




قسمت اول - تلفات هیدرولیکی و نشتی داخلی؛ تعیین مشخصه ارتفاع مانومتریک

- ❖ مقدمه
- ❖ تلفات هیدرولیکی
- ❖ تلفات اصطکاکی
- ❖ روابط تجربی برای تعیین تلفات اصطکاک
- ❖ جمع کل تلفات اصطکاک در پمپ
- ❖ تلفات شوک
- ❖ تلفات شوک در ورود به چرخ
- ❖ تلفات شوک در ورود به دیفیوزر
- ❖ تعیین مشخصه " $H - Q$ "
- ❖ تعیین نقطه حداکثر بازده هیدرولیکی
- ❖ دیاگرام استپانوف
- ❖ پدیده پیش چرخش
- ❖ تلفات نشتی داخلی
- ❖ مقدمه
- ❖ محاسبه دبی نشتی داخلی
- ❖ محاسبه اختلاف فشار طرفین رینگ
- ❖ تغییرات دبی نشتی داخلی و مشخصه $H - Q$

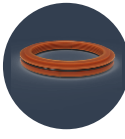




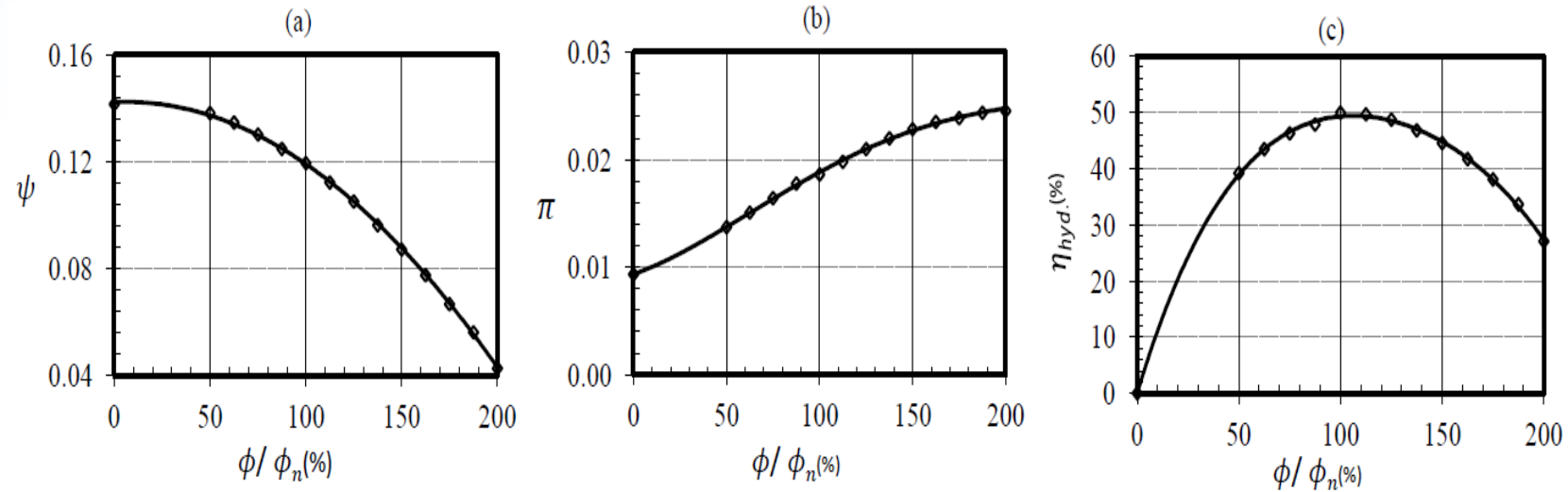
قسمت دوم – تلفات صفحات جانبی – تلفات مکانیکی و نشتی خارجی؛ تعیین مشخصه قدرت جذبی

- ❖ مقدمه
- ❖ تلفات صفحات جانبی
- ❖ تلفات مکانیکی
- ❖ تلفات نشتی خارجی
- ❖ مشخصه‌های نهایی ارتفاع و قدرت پمپ





مقدمه

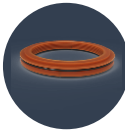


❖ امکان تعیین منحنی $H - Q$ بدون انجام آزمایش با محاسبه تلفات هیدرولیکی و نشتی داخلی

❖ در دسترس نبودن روش دقیق محاسبه تلفات هیدرولیکی در مجاری سه بعدی به دلیل حرکت پیچیده سیال

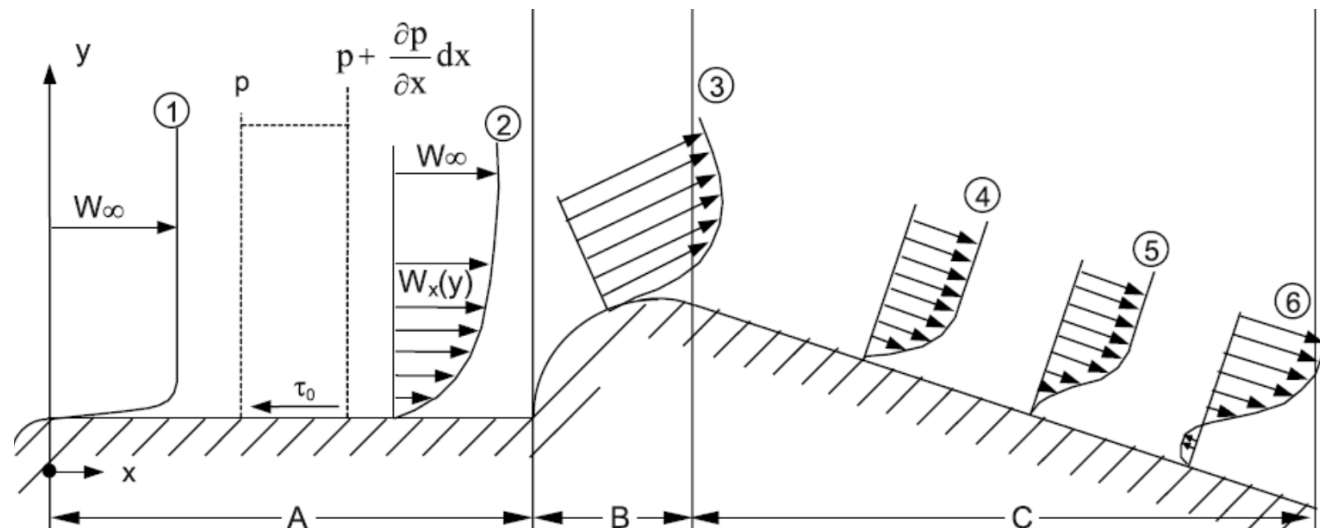
$$H'' = H + \tau_{0-3}$$

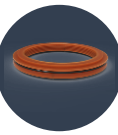




تلفات هیدرولیکی

- ❖ تلفات هیدرولیکی به اشکال متنوعی بروز می کند ولی منشأ تمام آن ها لزجت است.
- ❖ لزجت در درجه اول موجب تشکیل لایه مرزی روی سطوح می شود.
- ❖ انرژی سیال در لایه مرزی مستقیماً در اثر اصطکاک تلف می شود.
- ❖ کاربرد مدل ساده افت فشار در لوله ها
- ❖ لایه مرزی می تواند از سطح جدا شده و با ایجاد نواحی کم سرعت و پر سرعت، توزیع سرعت به شدت غیر یکنواخت می شود.
- ❖ توزیع غیر یکنواخت سرعت منجر به اصطکاک بین لایه ها شده و افت فشار ایجاد می کند.
- ❖ رفتار متفاوت این گونه تلفات با دبی نیازمند کاربرد مدل دیگر





۱- تلفات اصطکاکی

تلفات هیدرولیکی شامل دو دسته تلفات اصطکاکی و تلفات شوک هستند.

❖ با در نظر گرفتن هر قسمت پمپ (اعم از هدایت کننده، چرخ، دیفیوزر و جمع کننده) به صورت یک کانال خمیده با سطح مقطع متغیر، معادله دارسی وایسباخ برای افت فشار قطعه‌ی کوچکی از کانال به صورت زیر می‌شود:

$$d\tau_f = \frac{f}{D_H} \frac{C^2}{2g} ds \quad \text{برای کانال ساکن:}$$

$$d\tau_f = \frac{f}{D_H} \frac{W^2}{2g} ds \quad \text{برای کانال گردنده (چرخ):}$$

عدد رینولدز

سطح تر شده

محیط سطح تر شده

$$D_H = 4 \frac{A}{P}, \quad f = f\left(Re, \frac{e}{D_H}\right)$$

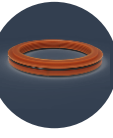
ویسکوزیته سینماتیک

برای کانال ساکن:

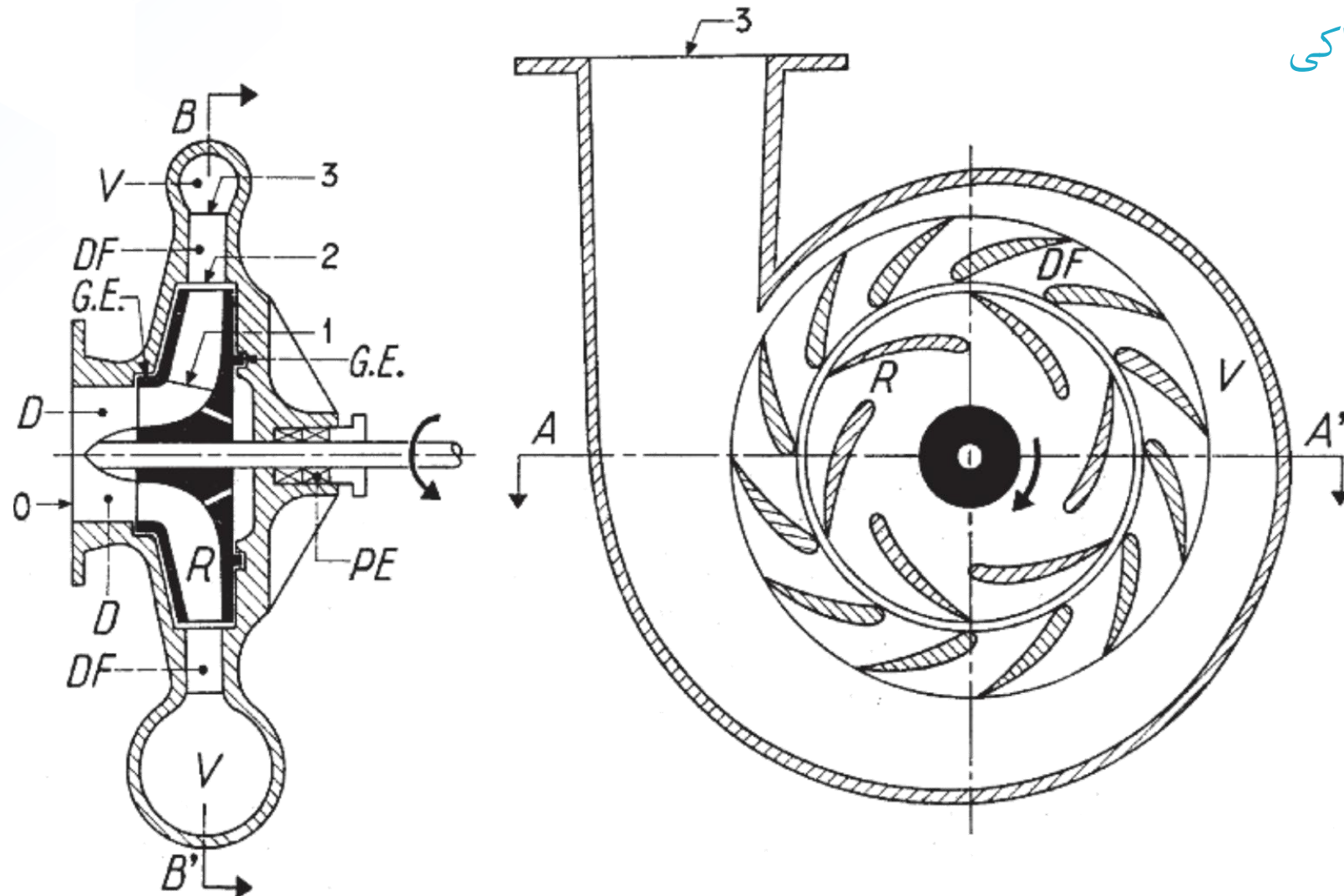
برای کانال گردنده (چرخ):

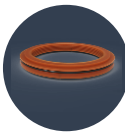
$$Re = \begin{cases} \frac{CD_H}{\nu} \\ \frac{WD_H}{\nu} \end{cases}$$





۱- تلفات اصطکاکی



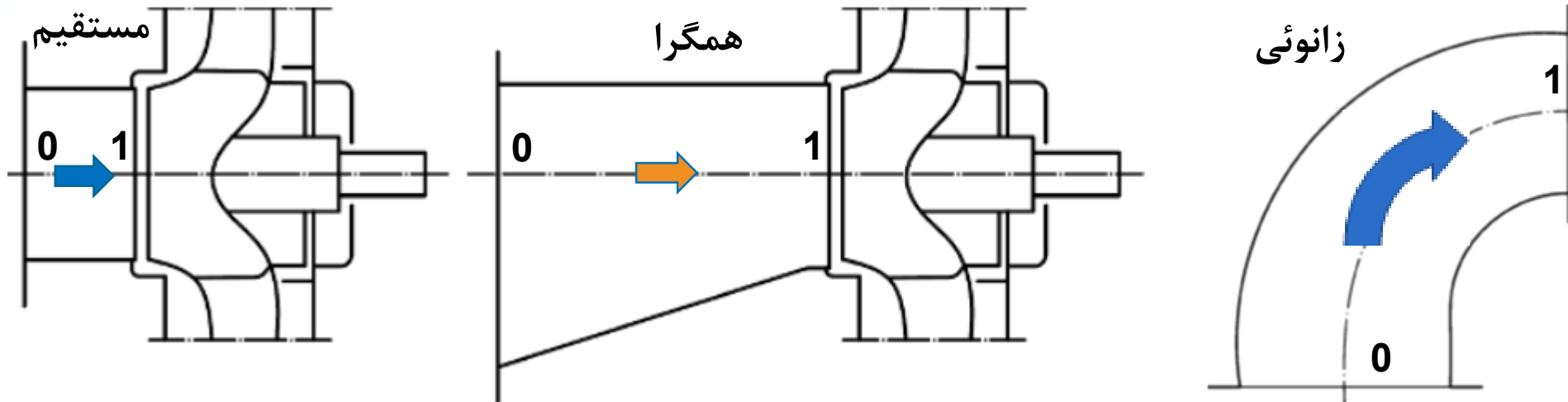


تلفات هیدرولیکی

۱- تلفات اصطکاکی

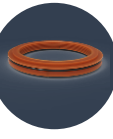
❖ الف - هدایت کننده:

$$\tau_{f_{0-1}} = \int_0^1 \frac{f}{D_H} \frac{C^2}{2g} ds$$



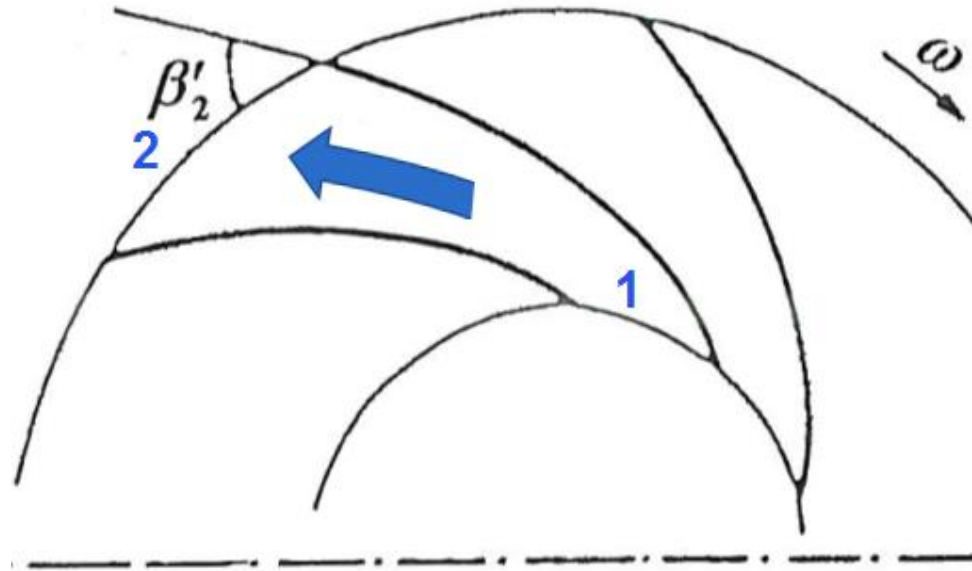
❖ چون تغییرات سطح مقطع و سرعت در هدایت کننده کم است پس اگر از مقادیر متوسطی برای f ، D_H و C استفاده کنیم خطای زیادی به وجود نمی آید.





۱- تلفات اصطکاکی

❖ ب - چرخ:



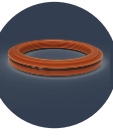
$$\tau_{f_{1-2}} = \int_1^2 \frac{f}{D_H} \frac{W^2}{2g} ds$$

ضریب انسداد در شعاع R

$$D_H = 4 \frac{A}{P} = 4 \frac{\pi K R b}{2 \pi K R + Z b}$$

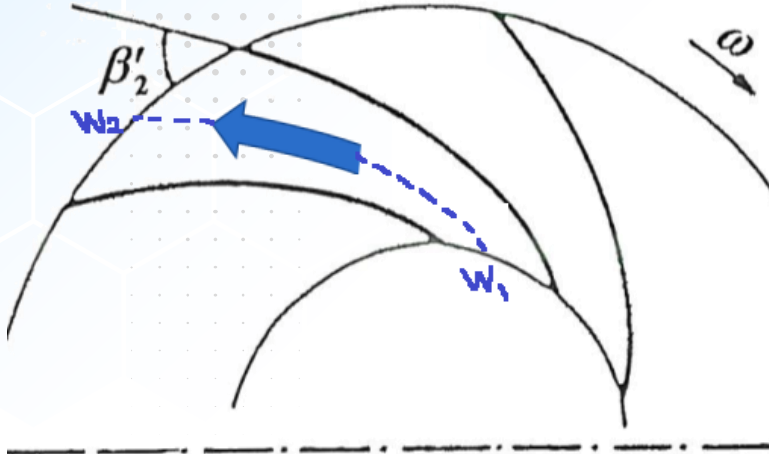
پهنای پره





تلفات هیدرولیکی

۱- تلفات اصطکاکی



❖ ب - چرخ:

❖ رابطه‌ی ساده برای محاسبه‌ی تلفات اصطکاک در چرخ با کمک

چند فرض:

❖ ابتدا قطر هیدرولیکی متوسط تعریف می‌کنیم:

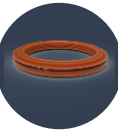
$$D_H = 4 \frac{A}{P} = 4 \frac{\pi K R b}{2 \pi K R + Z b} \quad \frac{1}{D_{mH}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{D_{1H}} + \frac{1}{D_{2H}} \right)$$

❖ تغییرات سرعت نسبی در طول کانال را خطی فرض کرده و داریم:

$$W = W_1 + (W_2 - W_1) \frac{s}{S}$$

$\xleftarrow{\text{طول باز شده‌ی کانال تا شعاع } R}$
 $\xleftarrow{\text{کل طول باز شده‌ی کانال}}$





۱- تلفات اصطکاکی

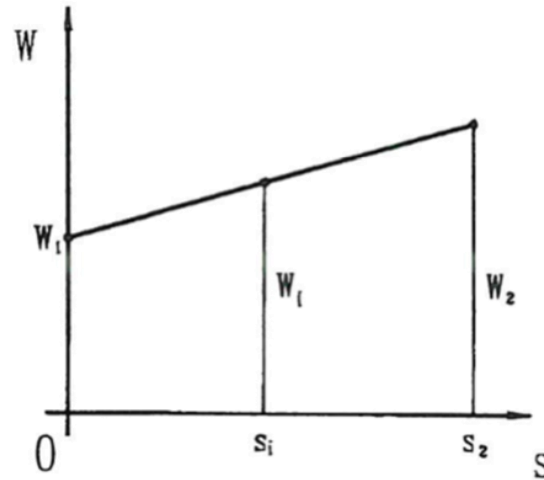
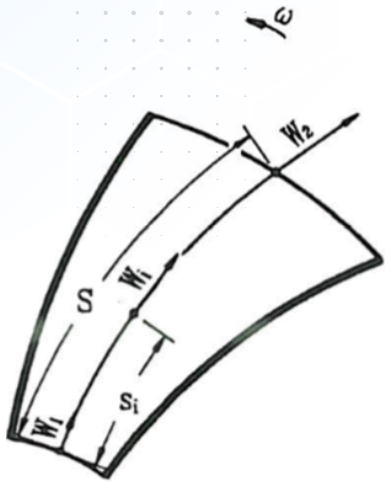
❖ ب - چرخ:

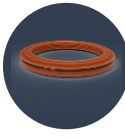
❖ با فرض ثابت بودن ضریب اصطکاک f داریم:

$$\tau_{f_{1-2}} = \frac{f}{D_{mH}} \frac{1}{2g} \int_1^2 \left[W_1 + (W_2 - W_1) \frac{s}{S} \right]^2 ds$$

❖ در نتیجه:

$$\tau_{f_{1-2}} = \frac{f}{D_{mH}} \frac{S}{6g} (W_1^2 + W_2^2 + W_1 W_2)$$





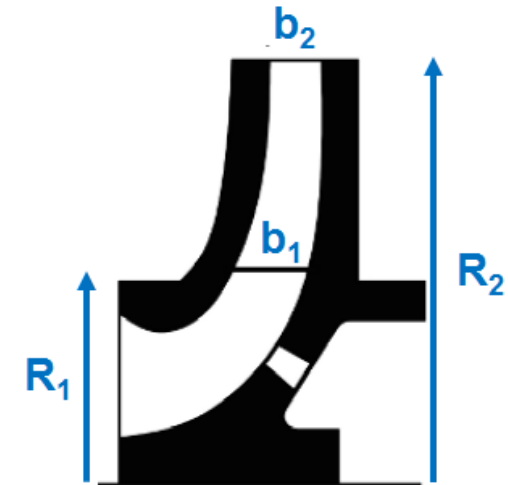
۱- تلفات اصطکاکی

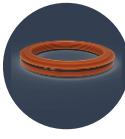
❖ ب - چرخ:

$$\tau_{f_{1-2}} = \frac{f}{D_{mH}} \frac{S}{6g} (W_1^2 + W_2^2 + W_1 W_2)$$

مقادیر ضریب اصطکاک در چرخ

b_2 (m) پهنای چرخ		0,01	0,02	0,05	0,10	0,20	0,50
R_e	10^3 تا 10^4	10^5	1.2 تا 6×10^5	3×10^5 تا 1.5×10^6	0.6 تا 3×10^6	1.2 تا 6×10^6	3×10^6
f : برای سطح کاملاً صاف f : چدن تمیز شده	0.035 تا 0.05	0.025 0.036	0.022 0.030	0.019 0.0225	0.0165 0.020	0.015 0.018	0.012 0.015





تلفات هیدرولیکی

۱- تلفات اصطکاکی

❖ ج - دیفیوزر:

تلفات اصطکاکی در دیفیوزر τ_{fd}

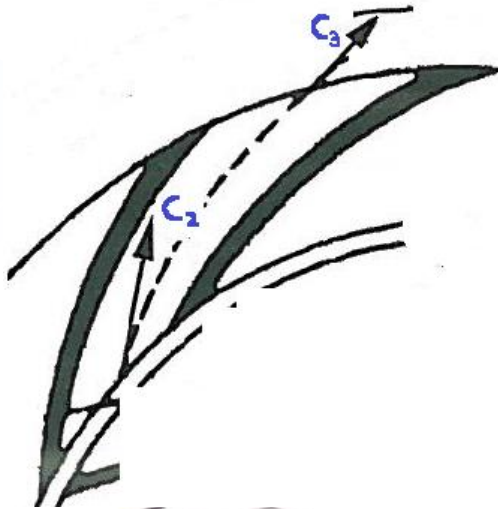
❖ دیفیوزر پره‌دار: مانند محاسبه‌ی تلفات در چرخ

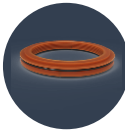
است. در این حالت از سرعت مطلق استفاده می‌شود.

❖ دیفیوزر بدون پره: استفاده از فرمول‌های

عمومی تلفات قطر هیدرولیکی برابر $2b$

(دو برابر پهنای دیفیوزر)





۱- تلفات اصطکاکی

❖ د - جمع کننده: دبی از یک مقطع

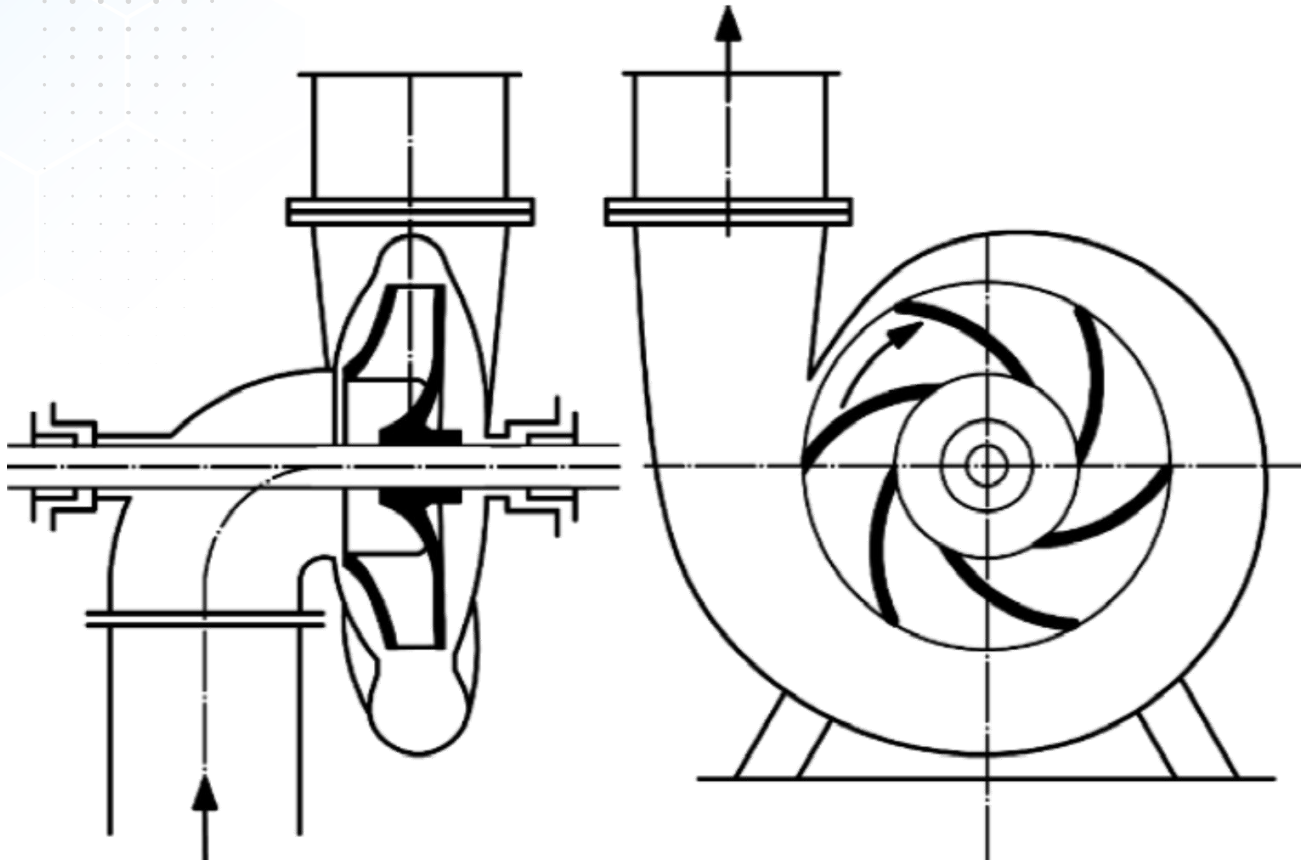
به مقطع دیگر تغییر می کند.

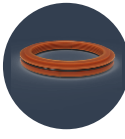
❖ تلفات انرژی در هر مقطع:

$$\rho g Q_i'' \frac{f}{D_H} \frac{C_2^2}{2g} ds$$

❖ تلفات کل در جمع کننده:

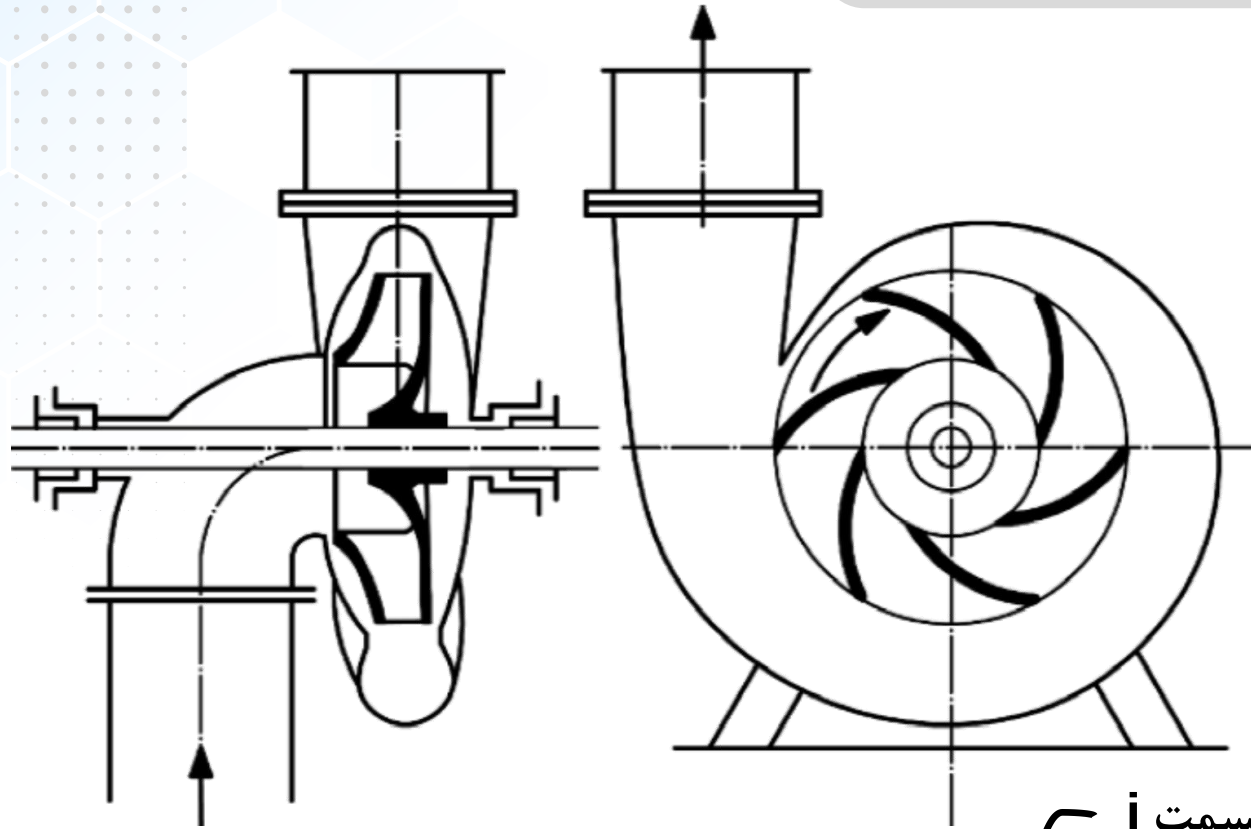
$$\tau_{fv} = \frac{1}{Q''} \int_v Q_i'' \frac{f}{D_H} \frac{C^2}{2g} ds$$





تلفات هیدرولیکی

۱- تلفات اصطکاکی



❖ د - جمع کننده: دبی از یک مقطع به

مقطع دیگر تغییر می کند.

❖ با تقسیم کردن جمع کننده به n

قسمت از ابتدا خواهیم داشت:

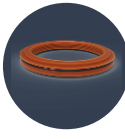
$$\tau_{fv} = \frac{f}{2g} \sum_{i=1}^n \frac{i}{n} \cdot \frac{s_i}{D_{iH}} C_i^2, \quad C_i = \frac{i}{n} \cdot \frac{Q''}{A_i}$$

طول متوسط قسمت i

سطح مقطع عبوری
سیال در قسمت i

سرعت متوسط سیال

قطر هیدرولیکی متوسط همان قسمت



۱- تلفات اصطکاکی

❖ روابط تجربی برای تعیین تلفات اصطکاکی:

$$\tau_{f_{0-1}} = 0.05 \frac{C_1^2}{2g} \quad \text{هدایت کننده}$$

$$R_m = (R_1 + R_2)/2 \quad \text{سرعت نسبی در شعاع متوسط}$$

$$\tau_{f_{1-2}} = \frac{f}{D_{mH}} \frac{W_m^2}{2g} S \quad \text{چرخ}$$

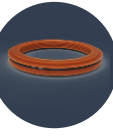
$$R_m \quad \text{قطر هیدرولیکی در شعاع متوسط}$$

$$\tau_{f_{2-3}} = 0.25 \frac{C_2^2 - C_3^2}{2g} \quad \text{دیفیوزر و جمع کننده}$$

سرعت مطلق سیال در ورود
به دیفیوزر و جمع کننده

سرعت مطلق سیال در خروج
از دیفیوزر و جمع کننده





۱- تلفات اصطکاکی

❖ جمع کل تلفات اصطکاک در پمپ:

❖ در جریان درهم با عدد رینولدز بزرگ ضریب اصطکاک f مستقل از دبی جریان است.

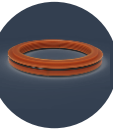
❖ برای جریان در مجاری پمپ چنین فرضی منطقی است. در اینصورت تلفات اصطکاک در هر

قسمت از پمپ برابر خواهد بود:

$$\tau_f = K Q''^2$$

ضریب K تنها تابع هندسه
کانال ها و زبری سطح می باشد.





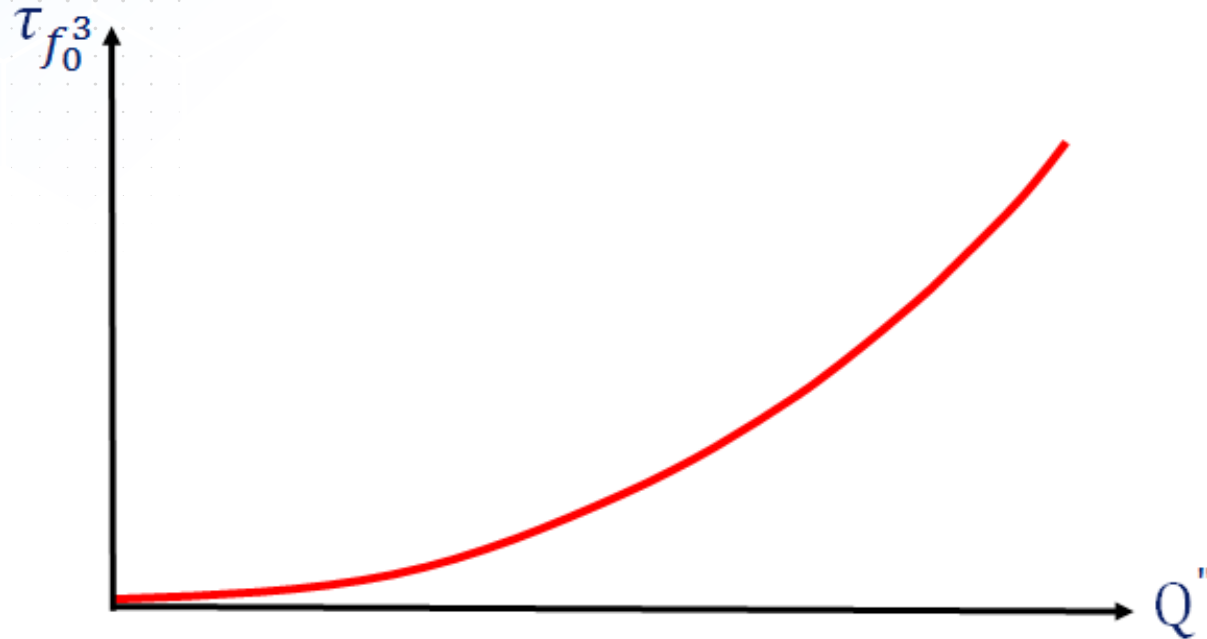
تلفات هیدرولیکی

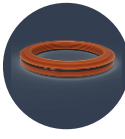
۱- تلفات اصطکاکی

❖ جمع کل تلفات اصطکاک در پمپ:

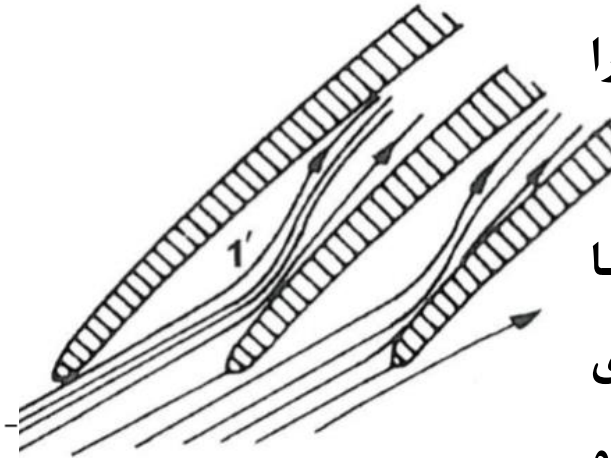
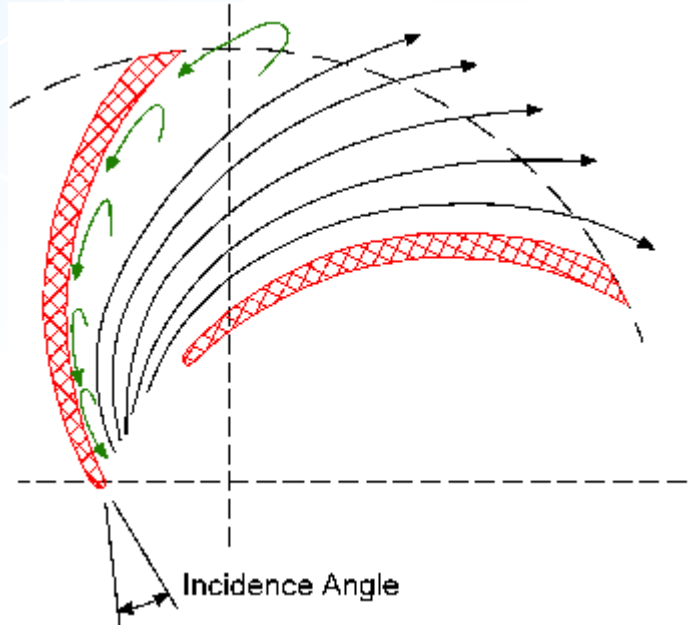
کل تلفات اصطکاک در پمپ به صورت زیر خواهد بود:

$$\tau_f = K_f Q''^2, K_f = \sum K$$





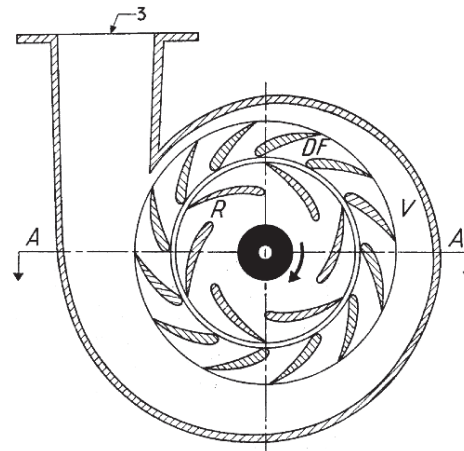
۲- تلفات شوک

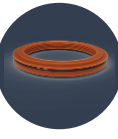


❖ تلفات محلی در ورود به قسمت‌های پره‌دار را تلفات شوک گویند.

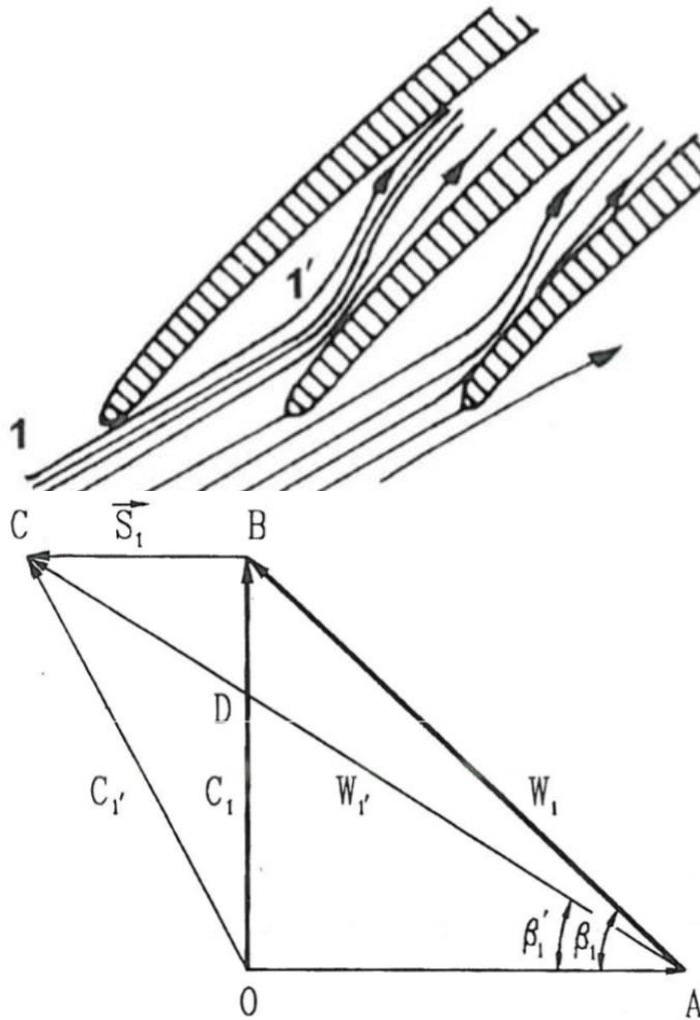
❖ هنگامی که امتداد جریان نسبی سیال با امتداد پره‌ها یکسان نباشد، لایه مرزی از روی سطح پره‌ها جدا شده، الگوی جریان نامنظم و تغییر مسیر سیال توسط پره‌ها باعث ایجاد تلفات شوک می‌شود.

❖ در ورود به چرخ و دیفیوزر پره‌دار مشاهده می‌گردد.





۲- تلفات شوک



❖ الف - تلفات شوک در ورود به چرخ:

❖ فرض عدم چرخش سیال قبل از ورود به چرخ و

هدایت دقیق بوسیله پره‌ها. نقطه 1 و 1'

بی‌نهایت نزدیک به هم و قبل و بعد از ورود به پره هستند.

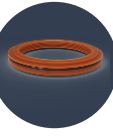
❖ زاویه نسبی سیال قبل از ورود به چرخ β_1

می‌باشد. دبی ثابت فرض می‌گردد.

❖ AOB مثلث سرعت‌ها در نقطه 1 و AOC

مثلث سرعت‌ها در نقطه 1' می‌باشد.





۲- تلفات شوک

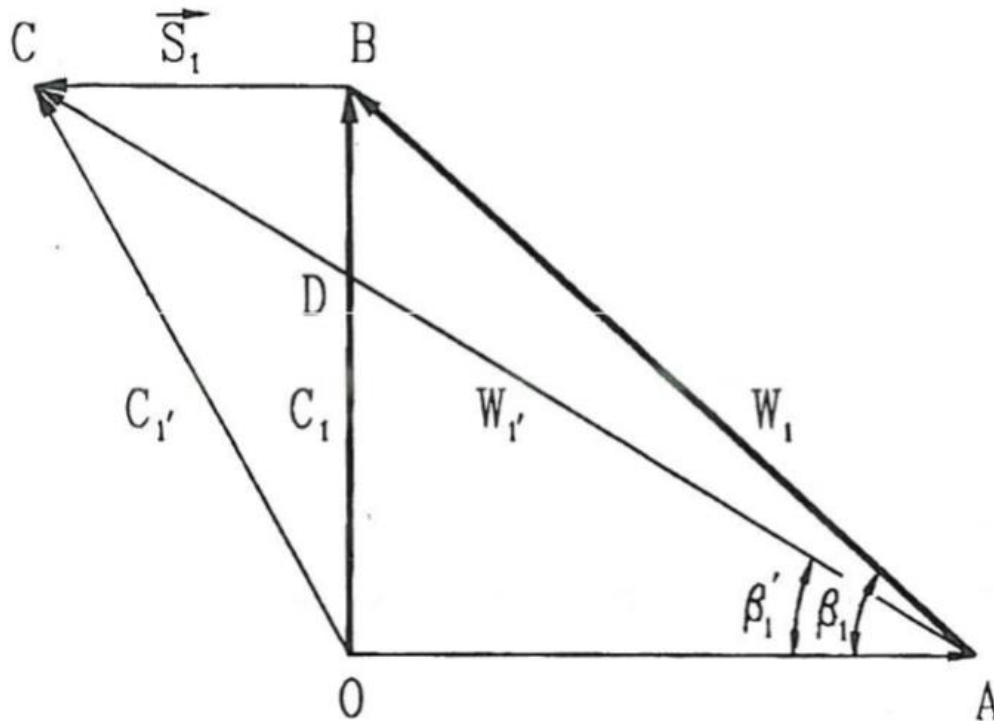
❖ الف - تلفات شوک در ورود به چرخ:

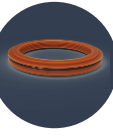
❖ سرعت سیال در ورود به چرخ به طور

ناگهانی به اندازه‌ی بردار $\vec{S}_1$ تغییر می‌نماید.

❖ بردار $\vec{S}_1$ مولفه شوک:

$$\vec{S}_1 = \vec{C}_1' - \vec{C}_1 = \vec{W}_1' - \vec{W}_1$$





تلفات هیدرولیکی

۲- تلفات شوک

❖ الف - تلفات شوک در ورود به چرخ:

❖ شباهت با جریان در زانویی

❖ تلفات موضعی در زانویی:

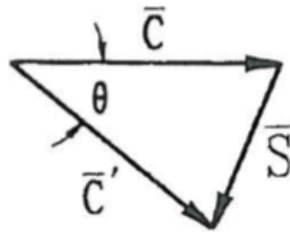
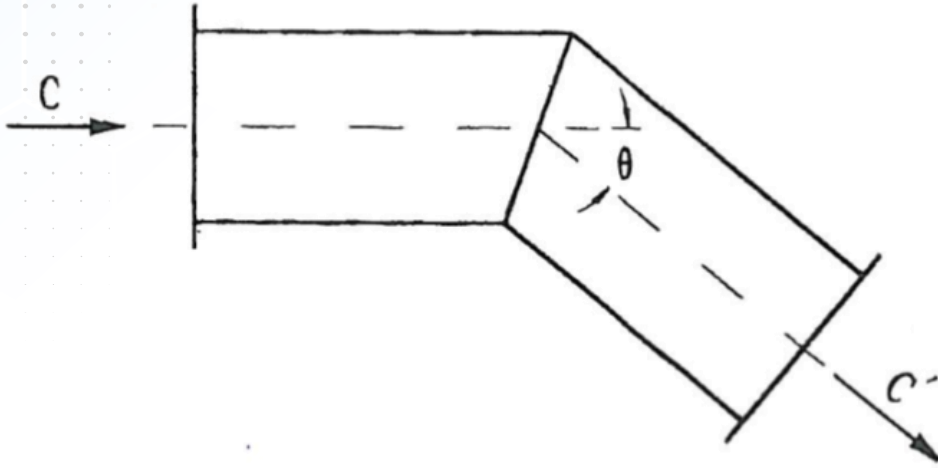
$$\frac{KC^2}{2g}$$

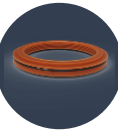
❖ برای تلفات شوک در پره‌ها می‌توان

نوشت:

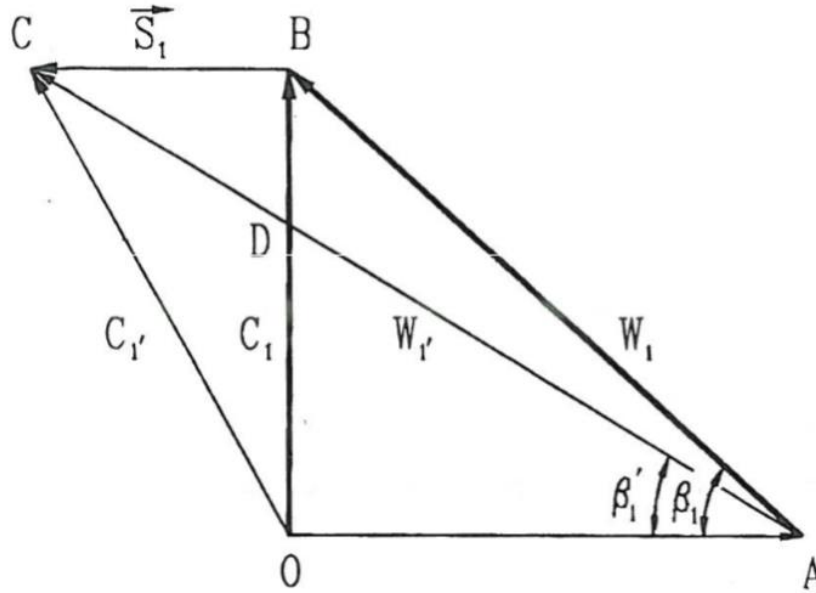
$$\tau_{s1} = C_{s1} \frac{S_1^2}{2g}$$

$$0.6 < C_{s1} < 0.7$$





۲- تلفات شوک



❖ الف - تلفات شوک در ورود به چرخ:

❖ در حالتی که مثلث سرعت‌ها بر هم

منطبق و سیال با زاویه $\beta_1 = \beta'_1$ وارد

چرخ شود، تلفات شوک در آن دبی صفر

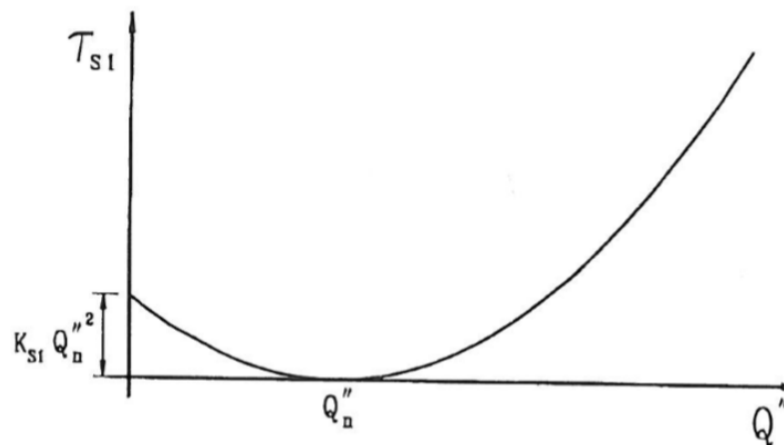
خواهد بود.

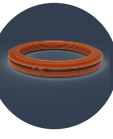
❖ دبی فوق دبی بدون شوک Q_n'' نام دارد.

❖ مثلث سرعت‌های مربوط به این دبی

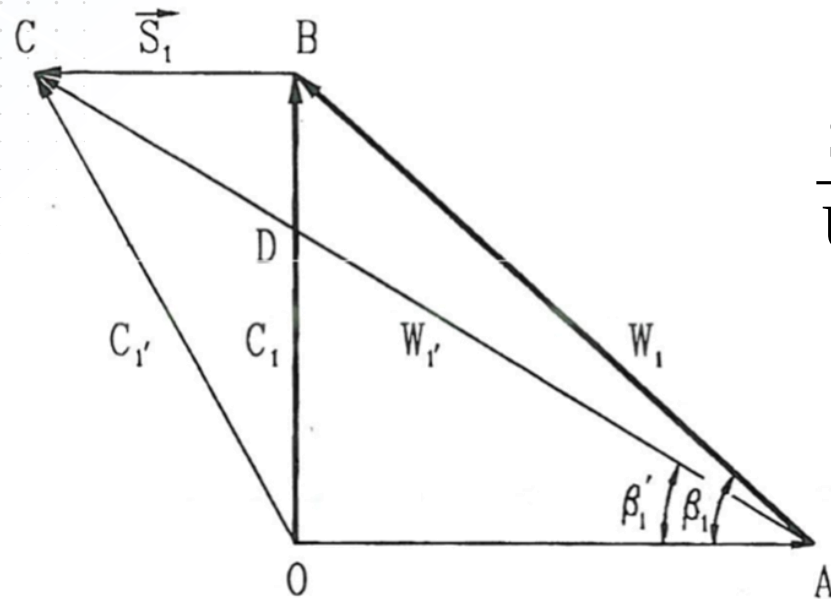
OAD است که با اندیس n مشخص

می‌شود.





۲- تلفات شوک



$$\tau_{S1} = C_{s1} \frac{S_1^2}{2g}$$

❖ الف - تلفات شوک در ورود به چرخ:

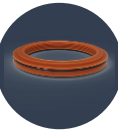
$$\frac{S_1}{U_1} = \frac{C_1 - C_{1n}}{C_{1n}}$$

❖ از تشابه دو مثلث OAD و CBD داریم:

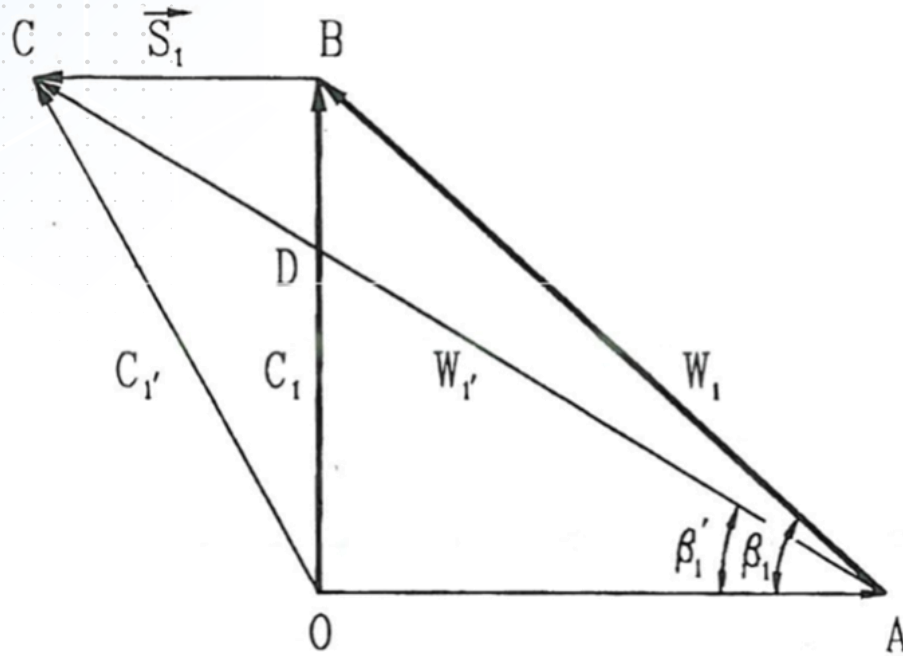
❖ با ضرب صورت و مخرج طرف راست در A_1 داریم:

$$\frac{S_1}{U_1} = \frac{Q'' - Q_n''}{Q_n''} \Rightarrow S_1 = \frac{U_1}{Q_n''} (Q'' - Q_n'') \Rightarrow \tau_{S1} = \frac{C_{s1}}{2g} \frac{U_1^2}{Q_n''^2} (Q'' - Q_n'')^2$$





۲- تلفات شوک



❖ الف - تلفات شوک در ورود به چرخ:

❖ دبی شوک بر مبنای ابعاد هندسی چرخ و

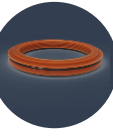
سرعت دورانی آن:

$$Q_n'' = 2 \pi K_1 R_1 b_1 U_1 \tan \beta_1'$$

❖ بنابر این می توان نوشت:

$$\tau_{S1} = C_{s1} \left(\frac{Q''}{Q_n''} - 1 \right)^2 \frac{U_1^2}{2g} \quad \square; \quad \tau_{S1} = K_{s1} (Q'' - Q_n'')^2$$



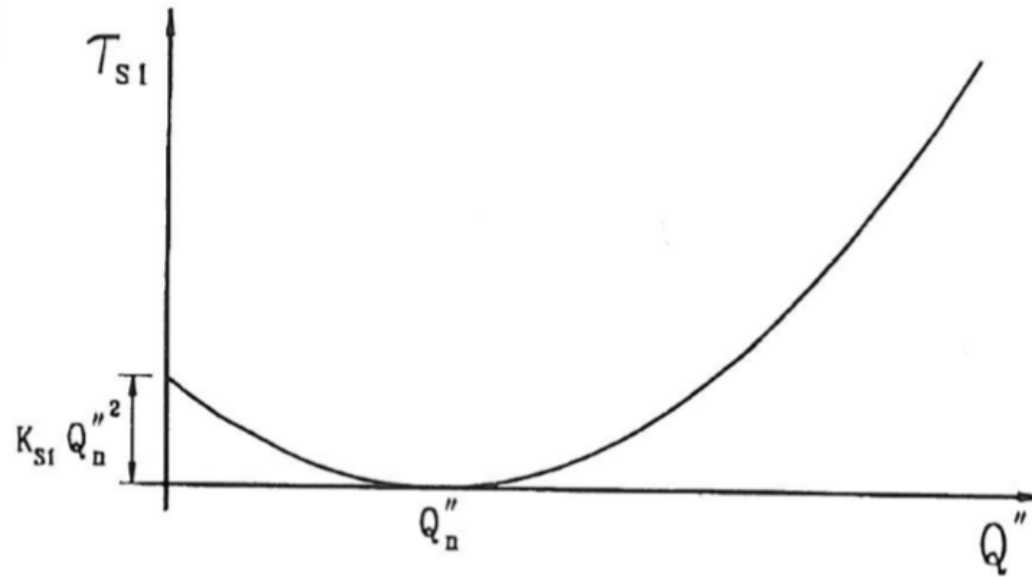


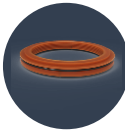
۲- تلفات شوک

❖ الف - تلفات شوک در ورود به چرخ:

❖ K_{s1} برای هر چرخ مقدار ثابتی است

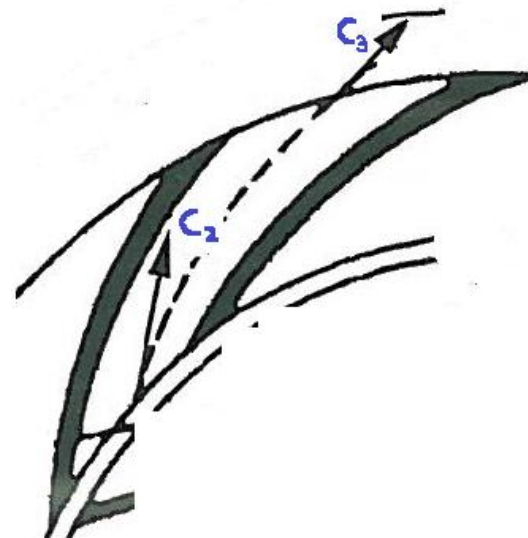
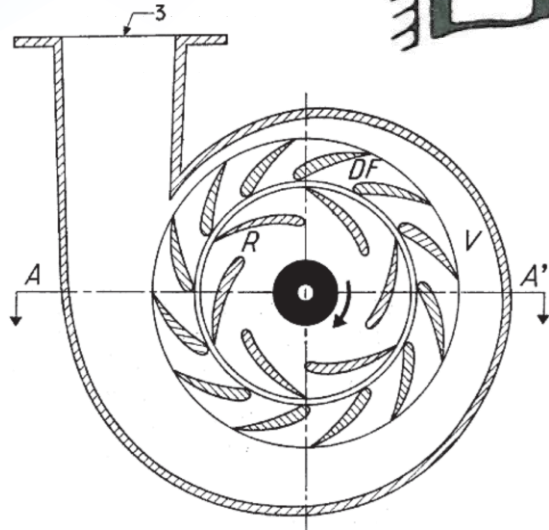
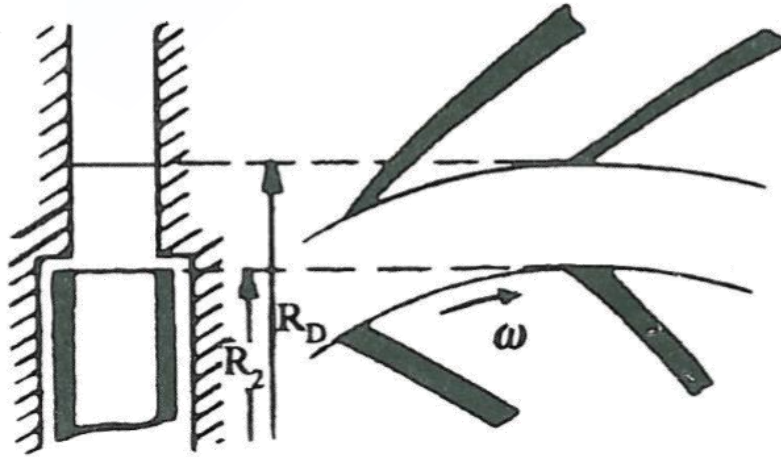
❖ منحنی تلفات شوک در دبی بدون شوک مماس بر محور افقی است.

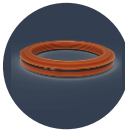




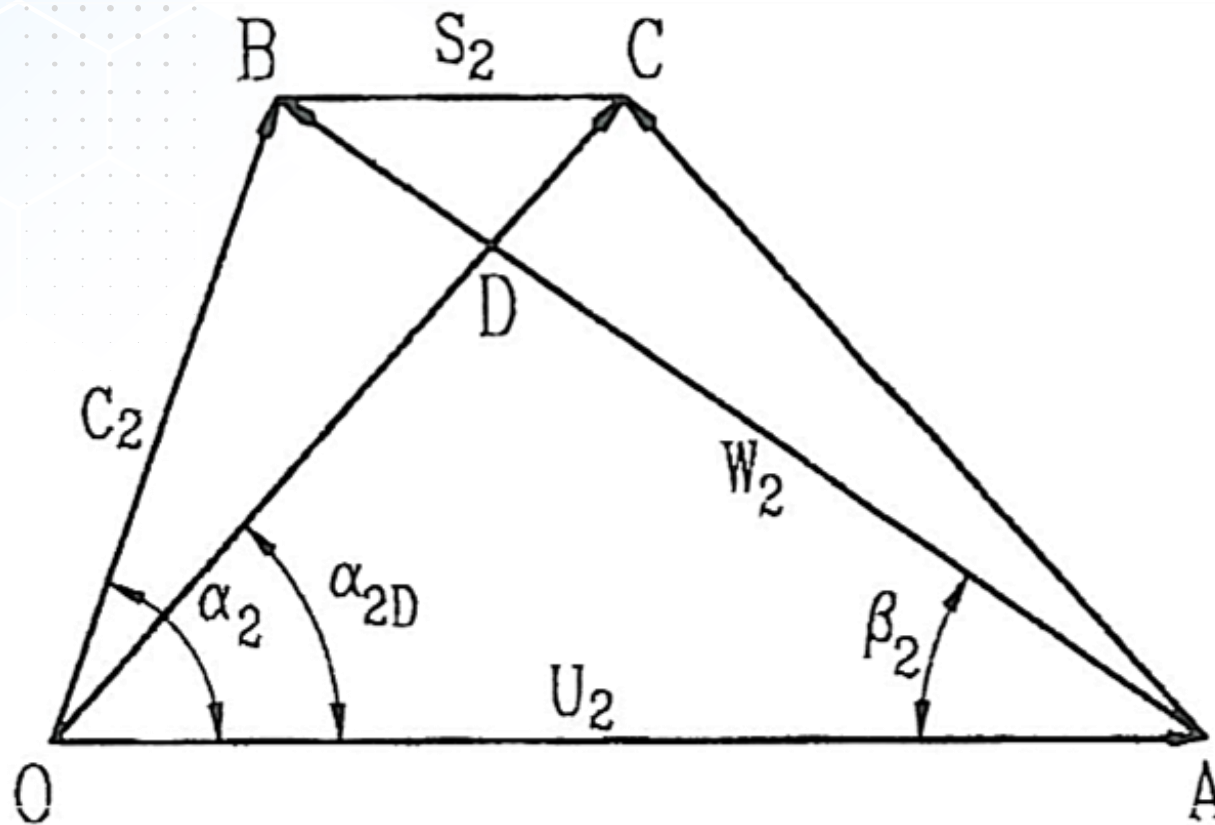
۲- تلفات شوک

- ❖ الف - تلفات شوک در ورود به دیفیوزر:
- ❖ در دیفیوزرهای پره‌دار به علت وجود پره‌های واگرا اتفاق می‌افتد.
- ❖ هنگامی که سرعت مطلق سیال در خروج از چرخ C_2 به موازات پره‌های دیفیوزر نباشد.
- ❖ برای یک دبی مشخص تلفات شوک صفر است؛ دبی بدون شوک.
- ❖ طراحی دیفیوزر بایستی به گونه‌ای باشد که دبی بدون شوک دیفیوزر و دبی بدون شوک چرخ برابر باشند.





۲- تلفات شوک



❖ الف - تلفات شوک در ورود به دیفیوزر:

❖ فرض می‌شود دیفیوزر بلافاصله پس از

چرخ قرار گرفته و سیال پس از ورود به

آن توسط پره‌ها هدایت می‌شود.

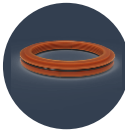
❖ مثلث سرعت‌ها را در خارج از چرخ

درست قبل از دیفیوزر OAB و

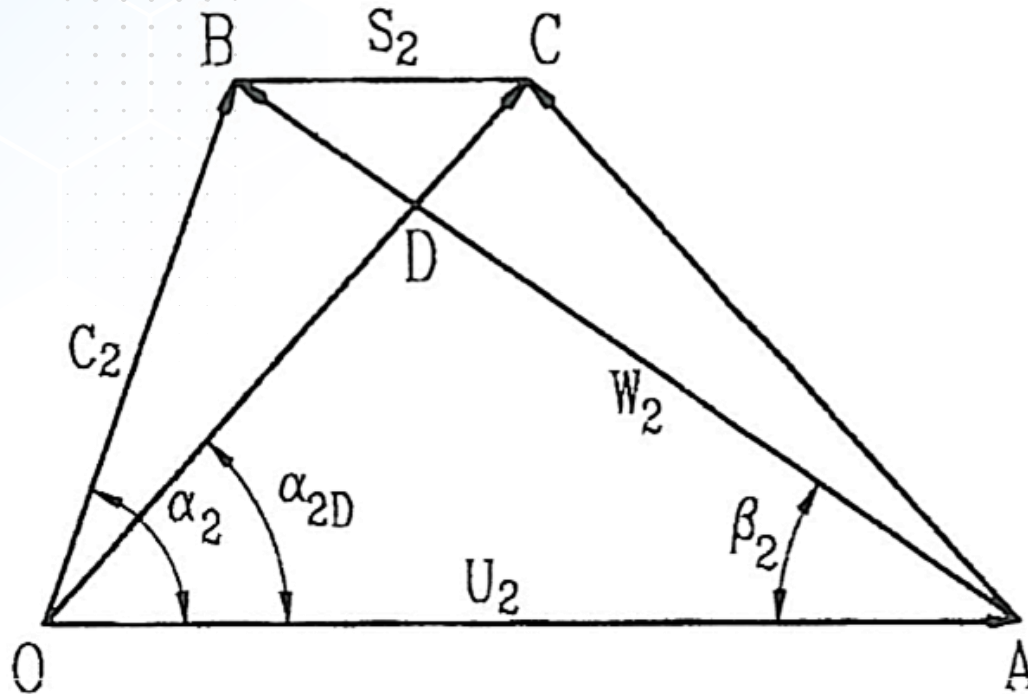
بلافاصله بعد از دیفیوزر OAC رسم

می‌نماییم.

α_2 زاویه مطلق سیال در خروج از چرخ α_{2D} زاویه دیفیوزر



۲- تلفات شوک



❖ الف - تلفات شوک در ورود به دیفیوزر:

❖ تلفات شوک برابر است با:

$$\tau_{s2} = C_{s2} \frac{S_2^2}{2g}$$

❖ با توجه به تشابه دو مثلث OAD و DBC داریم:

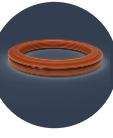
$$\tau_{s2} = C_{s2} \left(\frac{Q''}{Q_n''} - 1 \right)^2 \frac{U_2^2}{2g}$$

❖ با توجه به شباهت تغییرات تلفات τ_{s1} و τ_{s2} داریم:

$$\tau_{s2} = K_{s2} (Q'' - Q_n'')^2$$

$$\tau_{s1} = K_{s1} (Q'' - Q_n'')^2$$





تعیین مشخصه $H-Q''$

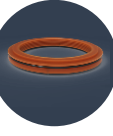
❖ از جمع τ_{s1} و τ_{s2} تلفات شوک نتیجه می شود:

$$\tau_s = K_{s1} (Q'' - Q_n'')^2 + K_{s2} (Q'' - Q_n'')^2 = K_s (Q'' - Q_n'')^2$$

❖ کل تلفات هیدرولیکی:

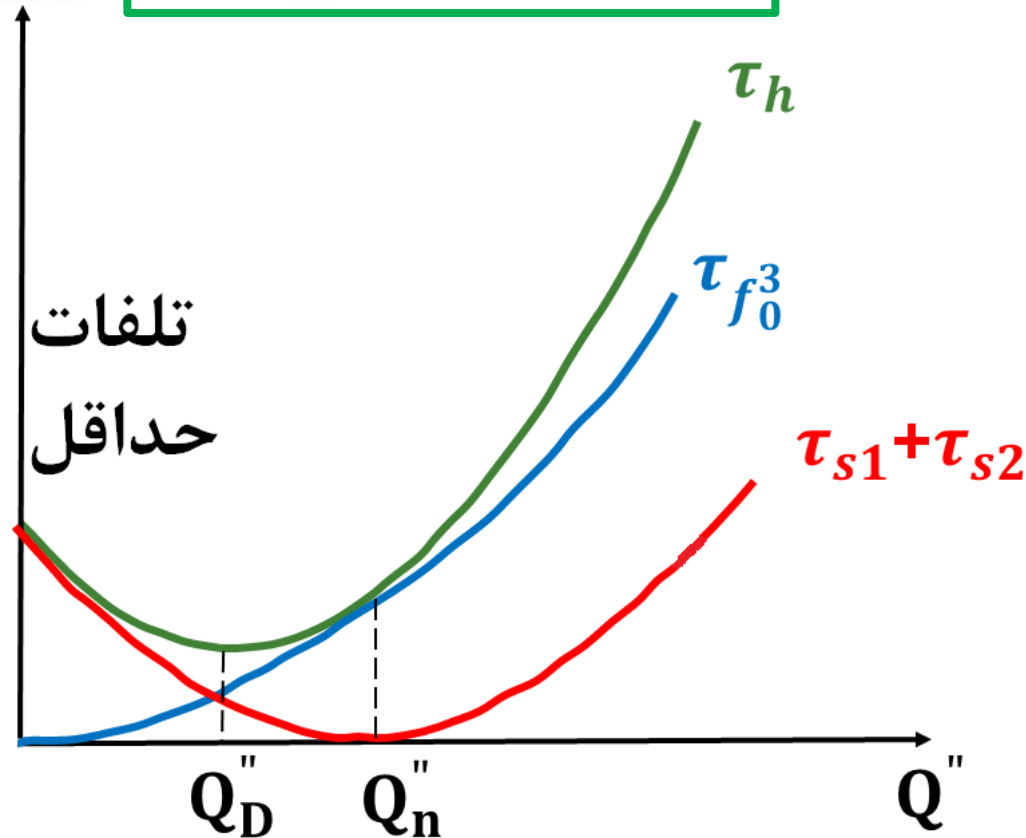
$$\tau_h = K_f Q''^2 + K_s (Q'' - Q_n'')^2$$





تعیین مشخصه H-Q''

$$\tau_h = K_f Q''^2 + K_s (Q'' - Q_n'')^2$$



❖ شکل مقابل تغییرات کل تلفات بر

حسب دبی را نشان می‌دهد.

❖ طراحی چرخ بدون شوک اجتناب

ناپذیر است.

❖ حداقل تلفات هیدرولیکی (نقطه

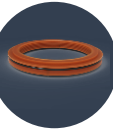
طراحی پمپ، Q_D'') در دبی کم‌تر از

دبی بدون شوک رخ می‌دهد زیرا:

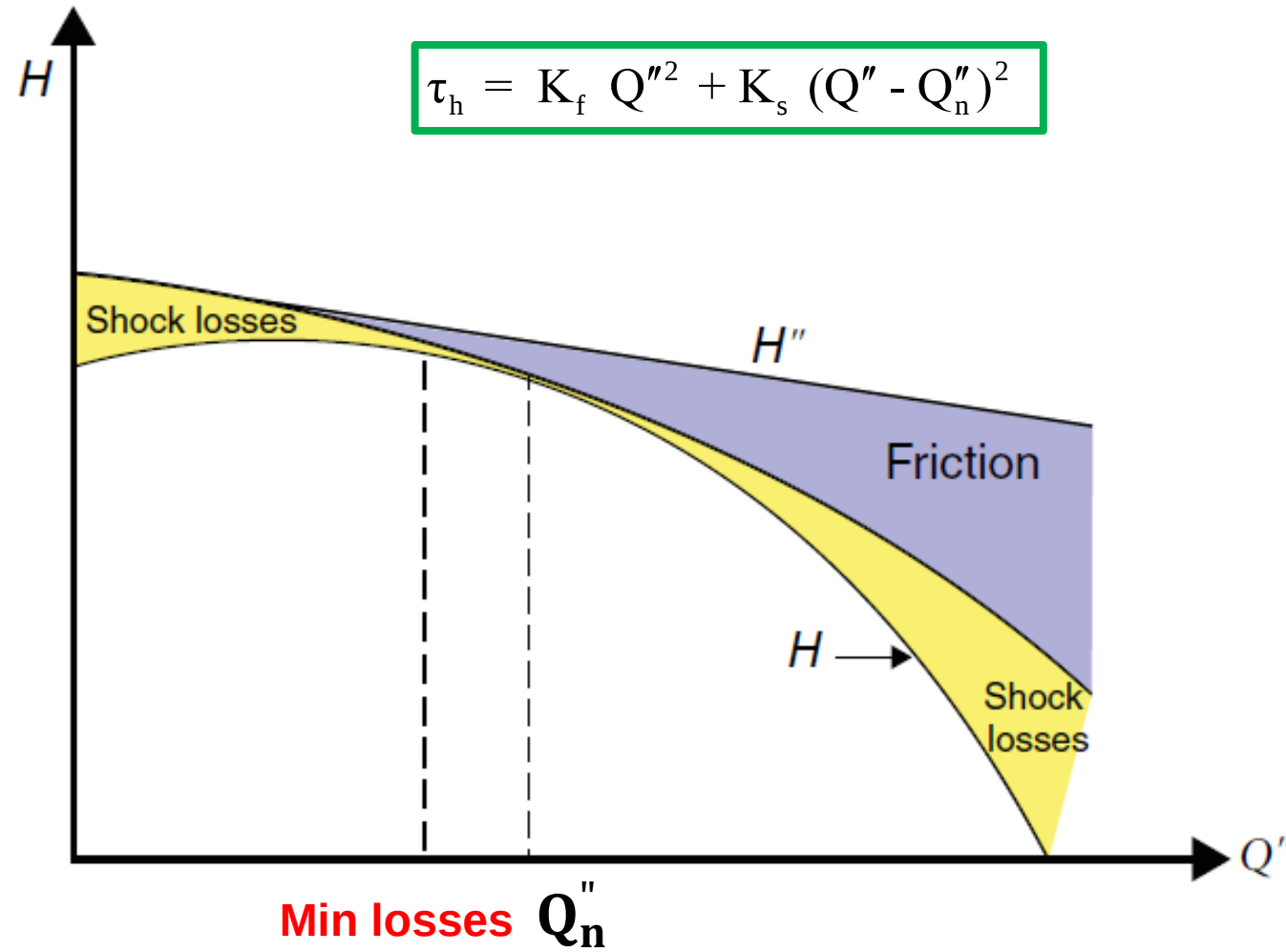
$$\frac{d\tau_h}{dQ''} = 0 \rightarrow 2 K_f Q_D'' + 2 K_s (Q_D'' - Q_n'') = 0 \rightarrow Q_D'' = \frac{K_s}{K_s + K_f} Q''$$

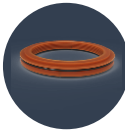
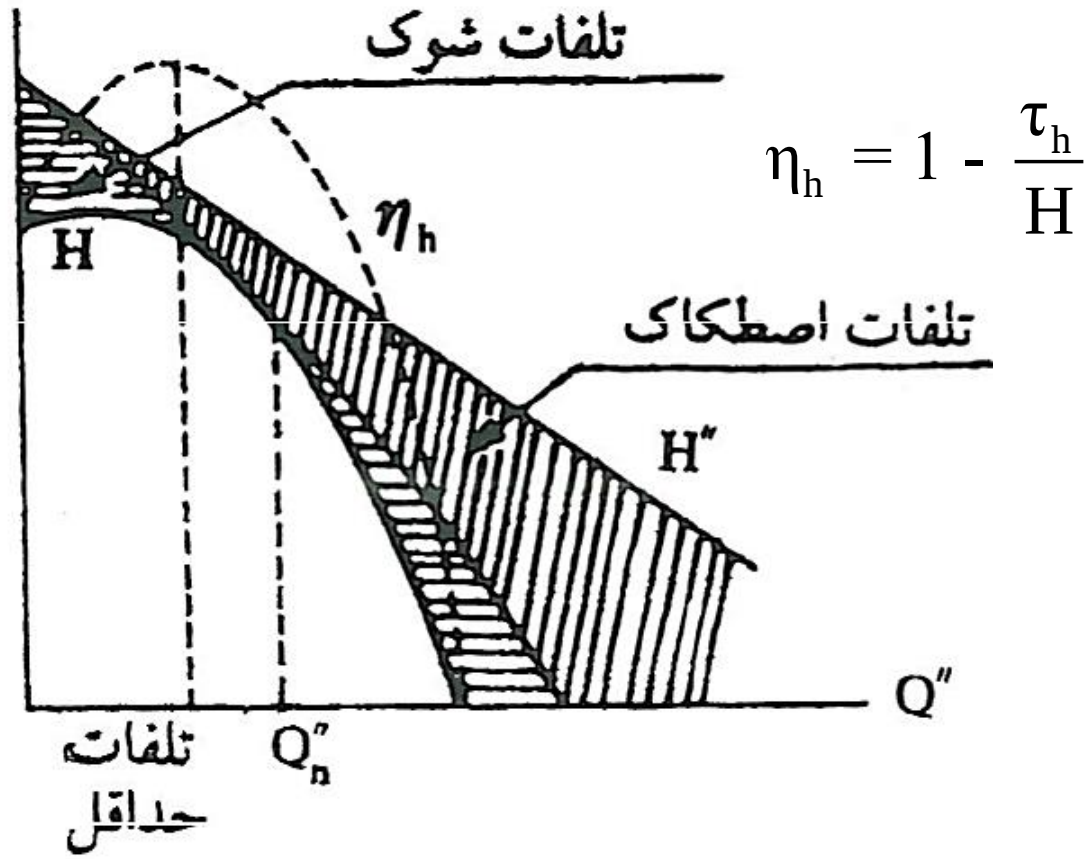


تعیین مشخصه H-Q''



برآورد تلفات



تعیین مشخصه $H-Q''$ 

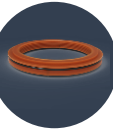
❖ مشخصه $H-Q''$ از کسر تلفات هیدرولیکی از مشخصه $H''-Q''$ به دست می آید.

❖ این منحنی سهمی است و ممکن است دارای ماکزیمم باشد.

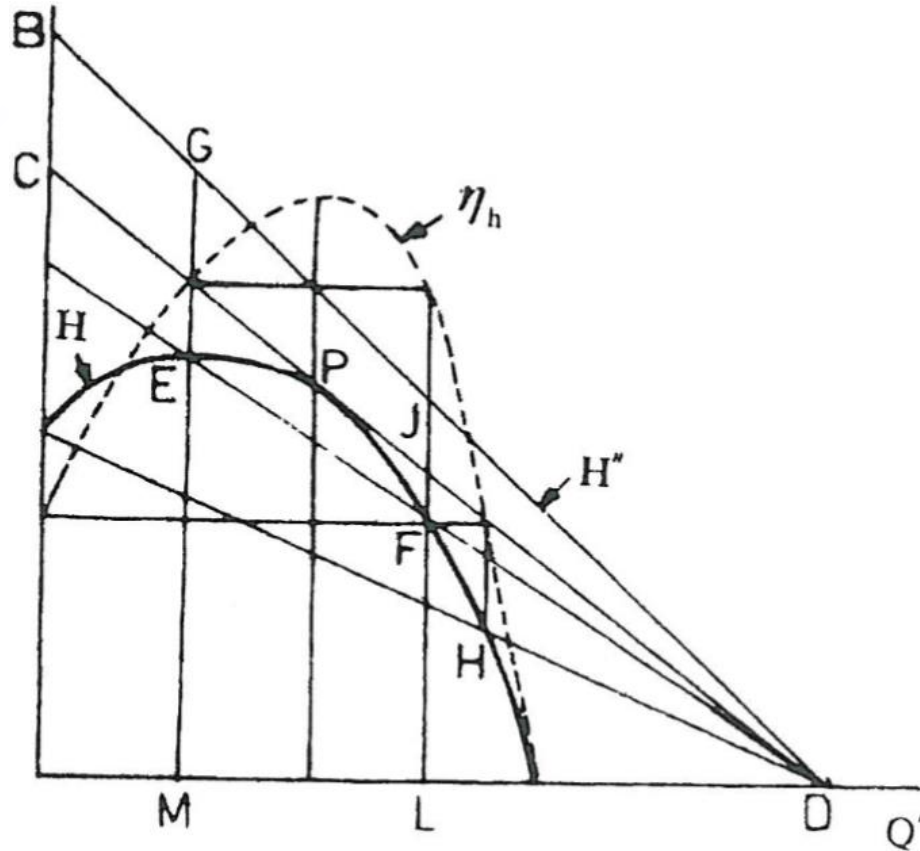
❖ برای آنکه مشخصه ارتفاع مانومتریک همواره نزولی گردد بایستی شیب مشخصه $H''-Q''$ بسیار تند باشد.

❖ برای حصول شیب بسیار تند زاویه β'_2 باید خیلی کوچک انتخاب شود.





تعیین نقطه حداکثر بازده هیدرولیکی



❖ خط $H''-Q''$ و منحنی $H-Q''$ در یک

دستگاه رسم شده‌اند.

❖ از محل تلاقی مشخصه H'' با محور افقی

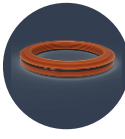
خطی را چنان رسم می‌کنیم که مشخصه

$H-Q''$ را در دو نقطه E و F قطع کند.

❖ بازده هیدرولیکی در دو نقطه مذکور برابر

است. چرا؟؟؟





تعیین نقطه حداکثر بازده هیدرولیکی

❖ از تشابه مثلث‌های DEM و DFL:

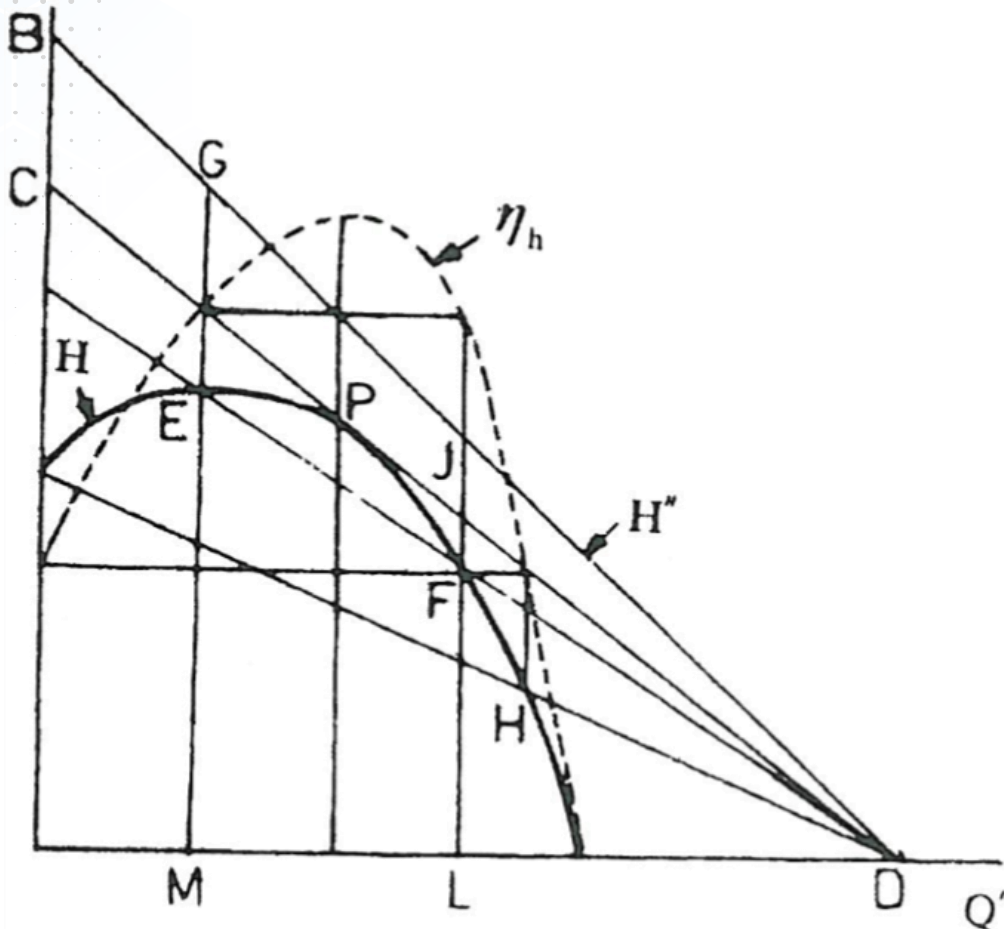
$$\frac{EM}{FL} = \frac{DM}{DL}$$

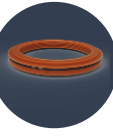
❖ همچنین از تشابه مثلث‌های DJL و DGM:

$$\frac{GM}{JL} = \frac{DM}{DL}$$

❖ از مقایسه دو رابطه بالا:

$$\frac{EM}{FL} = \frac{GM}{JL} \Rightarrow \frac{EM}{GM} = \frac{FL}{JL}$$





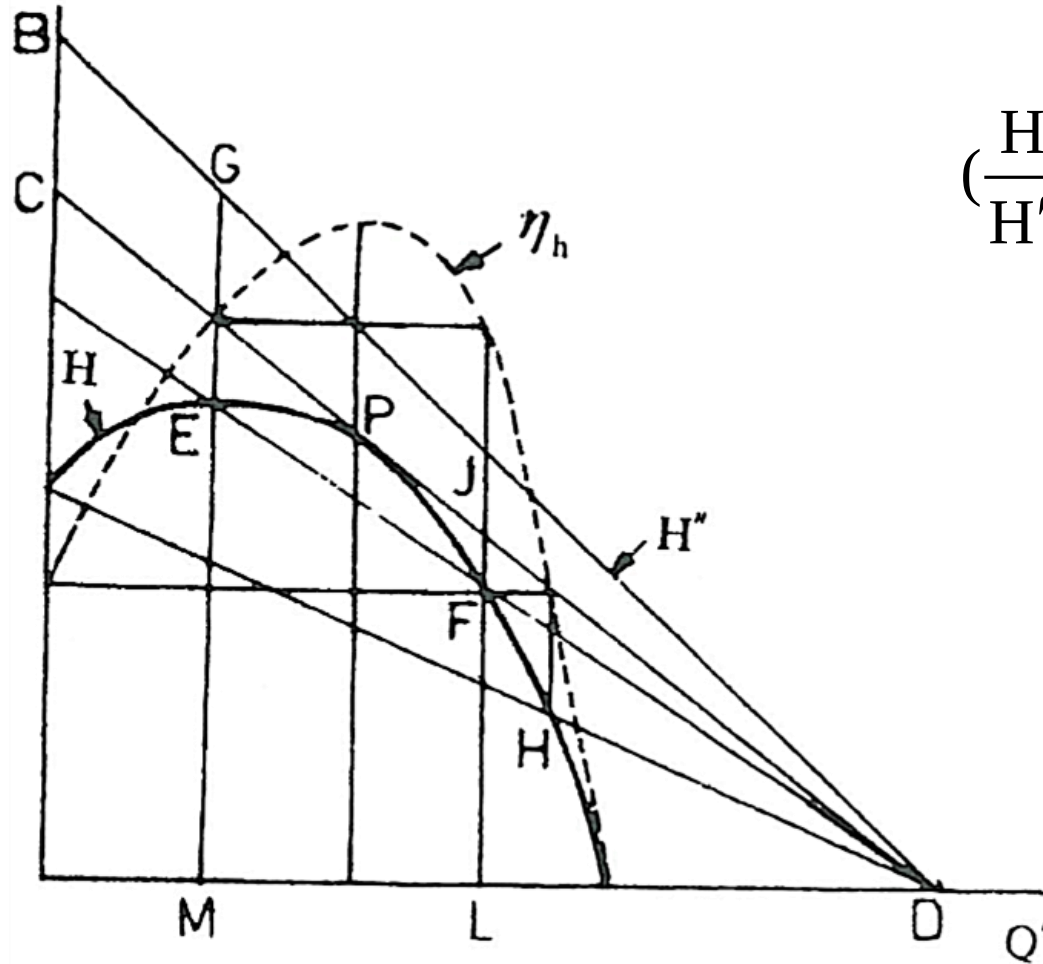
تعیین نقطه حداکثر بازده هیدرولیکی

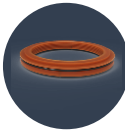
❖ با توجه به شکل:

$$\left(\frac{H}{H''}\right)_E = \left(\frac{H}{H''}\right)_F$$

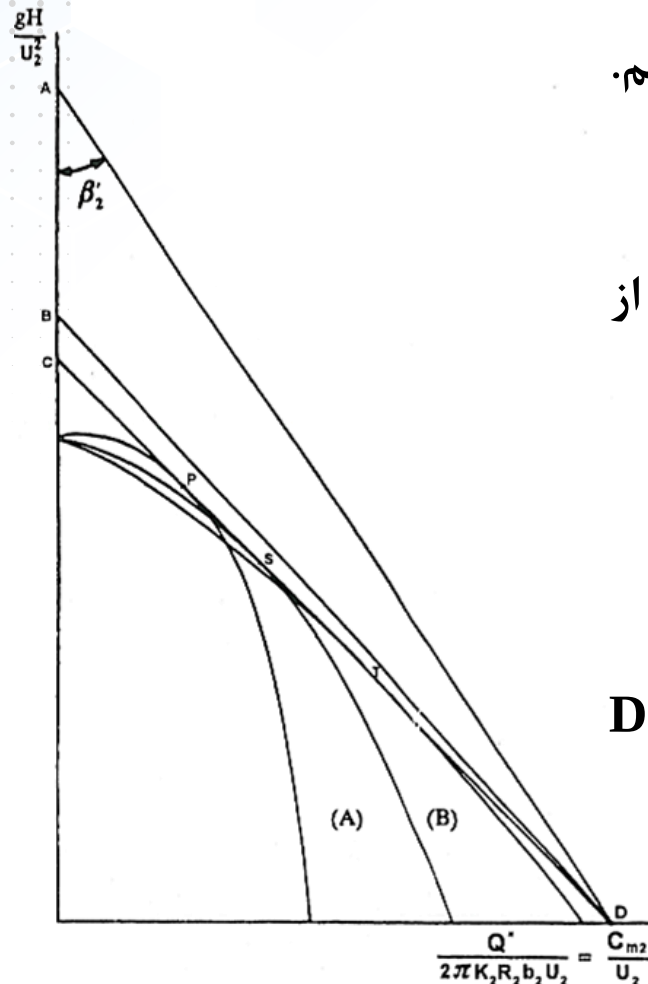
❖ در نتیجه:

$$\eta_{hE} = \eta_{hF}$$





دیاگرام استپانوف



❖ در دستگاه بدون بعد نمودارهای $\frac{gH''}{U_2^2}$ و $\frac{gH''_{\infty}}{U_2^2}$ را بر حسب رسم می‌کنیم.
(خطوط AD و BD)

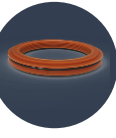
❖ فرض کنیم منحنی‌های مشخصه واقعی دو پمپ A و B بر خط CD که از نقطه D رسم گردیده مماس باشند.

❖ نقاط P و S مربوط به نقطه بازده ماکزیمم هر یک از پمپ‌هاست.

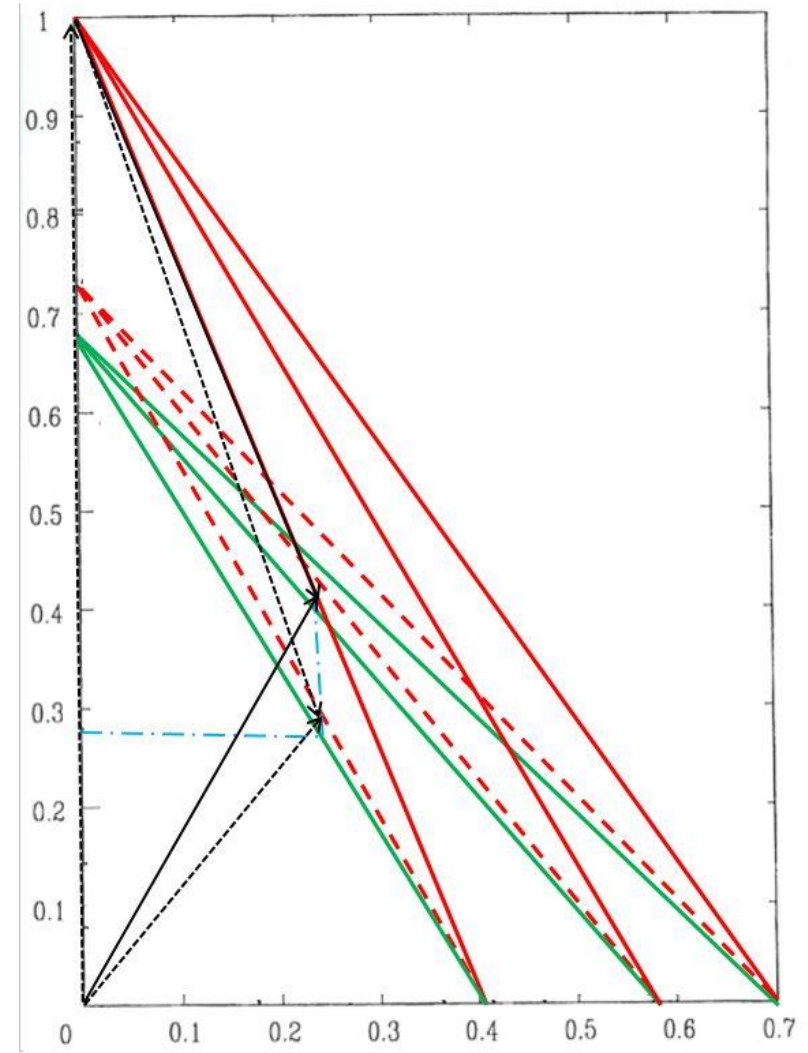
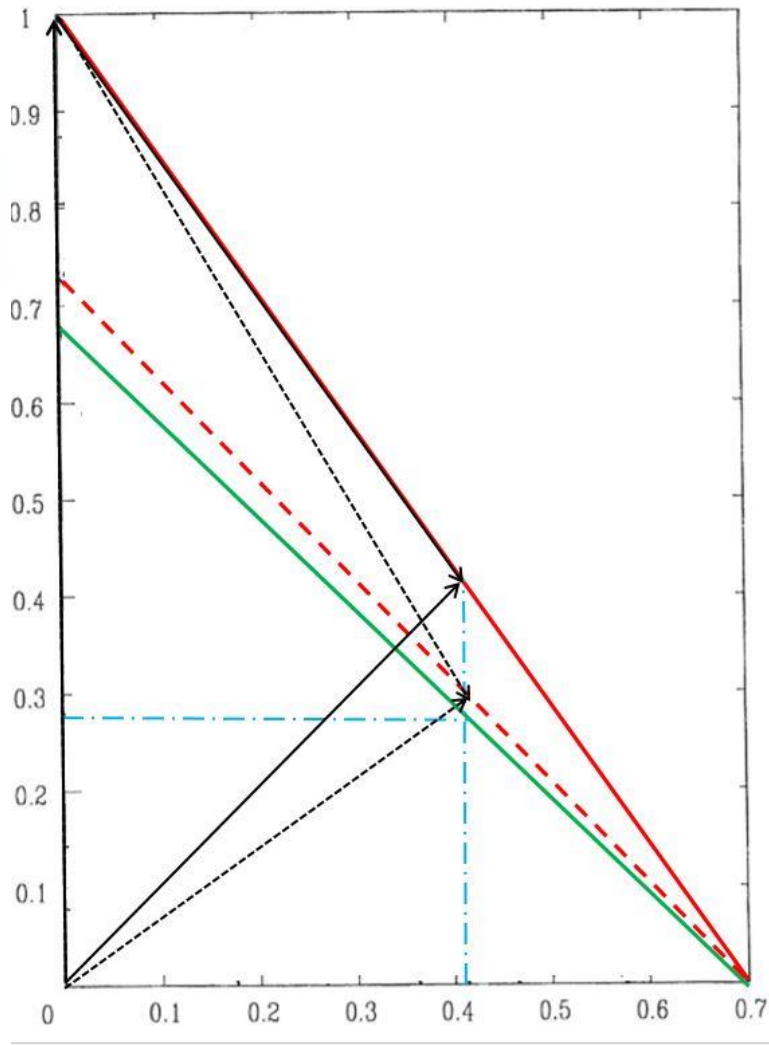
❖ می‌توان اثبات کرد بازده هیدرولیکی دو پمپ A و B با هم برابر است.

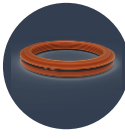
❖ بازده هیدرولیکی کلیه پمپ‌هایی که منحنی مشخصه آن‌ها بر خط DC مماس باشد، برابر است.



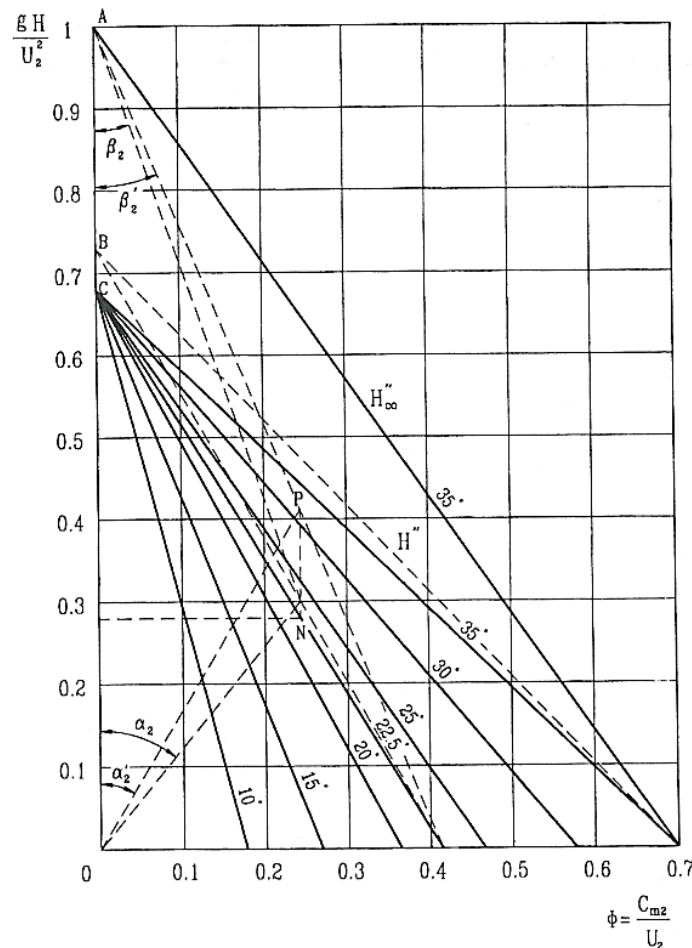


دیاگرام استپانوف





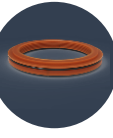
دیاگرام استپانوف



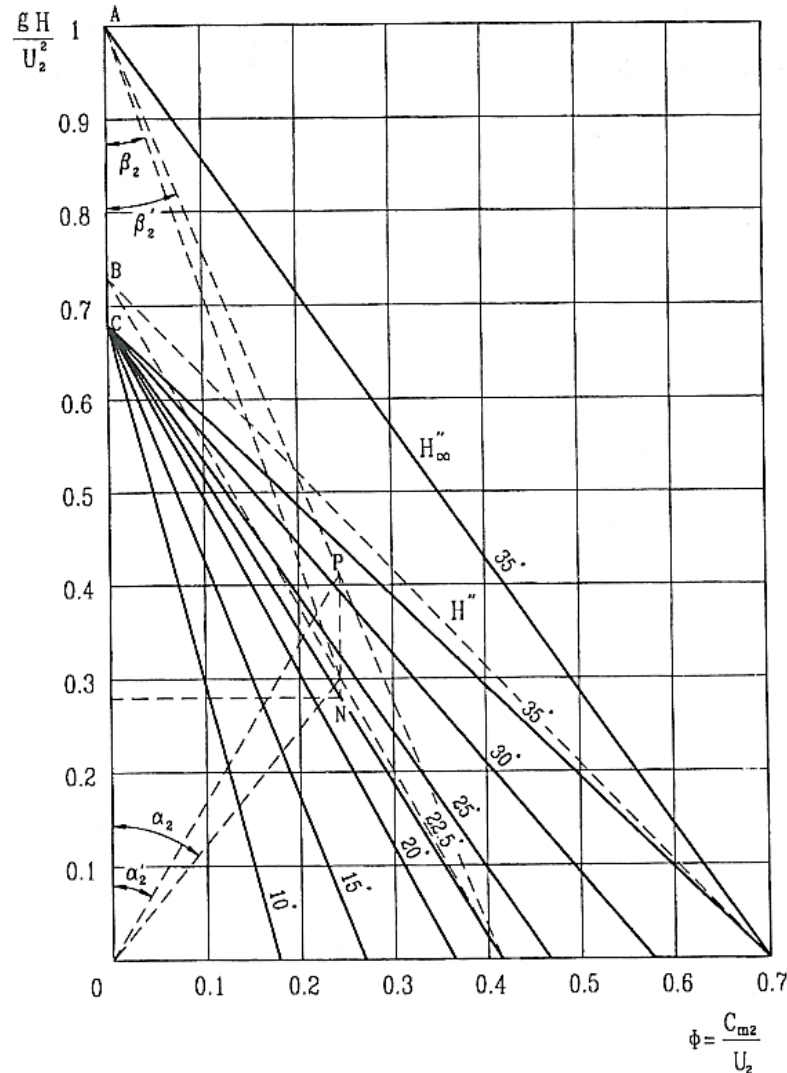
❖ استپانوف پمپ‌هایی را در نظر می‌گیرد که ضریب لغزش آن‌ها در نقطه طراحی $\mu = 0.73$ و بازده هیدرولیکی‌شان $\eta_h = 0.93$ باشد.

❖ در دستگاه بی‌بعد سه نقطه A و B و C را به ترتیب با ارتفاع واحد، ۰/۷۳ و ۰/۶۸ مشخص می‌کند.





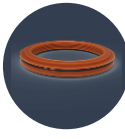
دیاگرام استپانوف



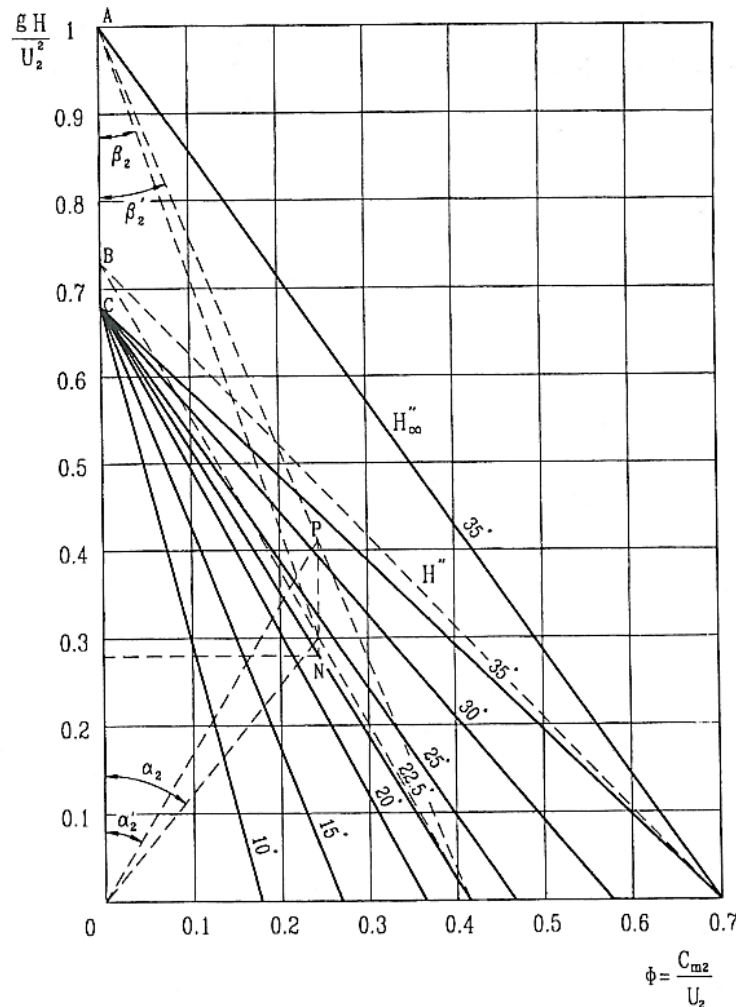
❖ با دانستن زاویه خروجی چرخ β'_2 می توان خط AD و DB و DC را رسم کرد.

❖ حال اگر هر یک از نقاط خط CD را به عنوان نقطه طراحی در نظر بگیریم، بازده هیدرولیکی حاصله $\eta_h = 0.93$ خواهد شد.





دیاگرام استپانوف



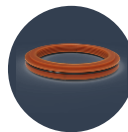
❖ استپانوف خطوط H را برای زوایای مختلف رسم کرده است.

❖ بنابراین می توان با انتخاب ضریب ارتفاع $\frac{gH}{U_2^2}$ و یا

ضریب دبی $\frac{C_{m2}}{U_2}$ و انتخاب زاویه خروجی پره β'_2 ، نقطه طراحی پمپ را روی این دیاگرام تعیین کرد.

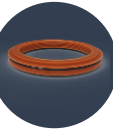
❖ مثلث های سرعت واقعی و تئوری با خط چین روی این دیاگرام نشان داده شده اند.





❖ دیاگرام استپانوف برای پمپ‌های با اندازه متوسط و جمع‌کننده‌هایی که با روش خود این محقق طراحی شده باشد مورد تایید است. ولی برای پمپ‌های با اندازه‌ی کوچک راندمان هیدرولیکی ۰/۹۳ دور از واقعیت و زیاد است.





پدیده پیش چرخش

❖ چرخ پمپی که لوله مکش آن استوانه‌ای و

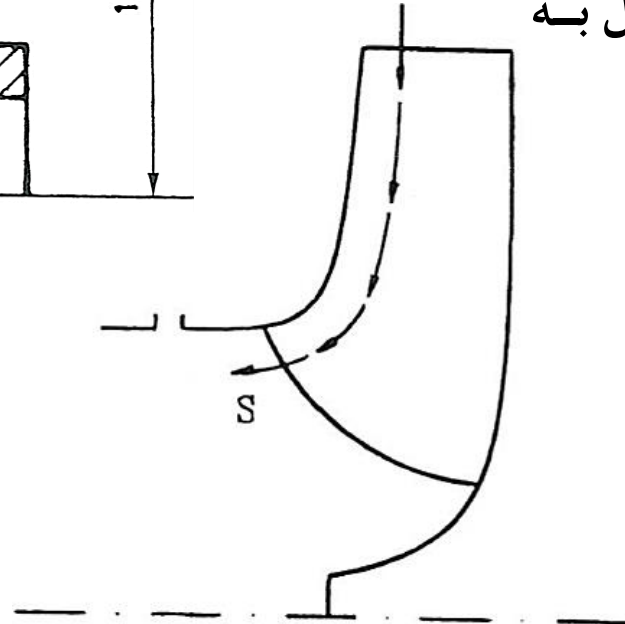
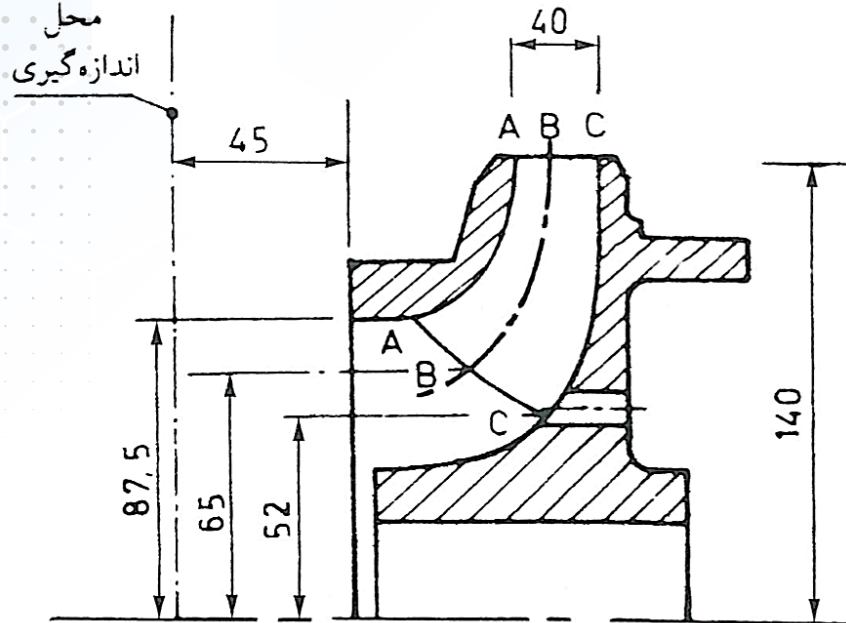
مستقیم است را در نظر بگیرید.

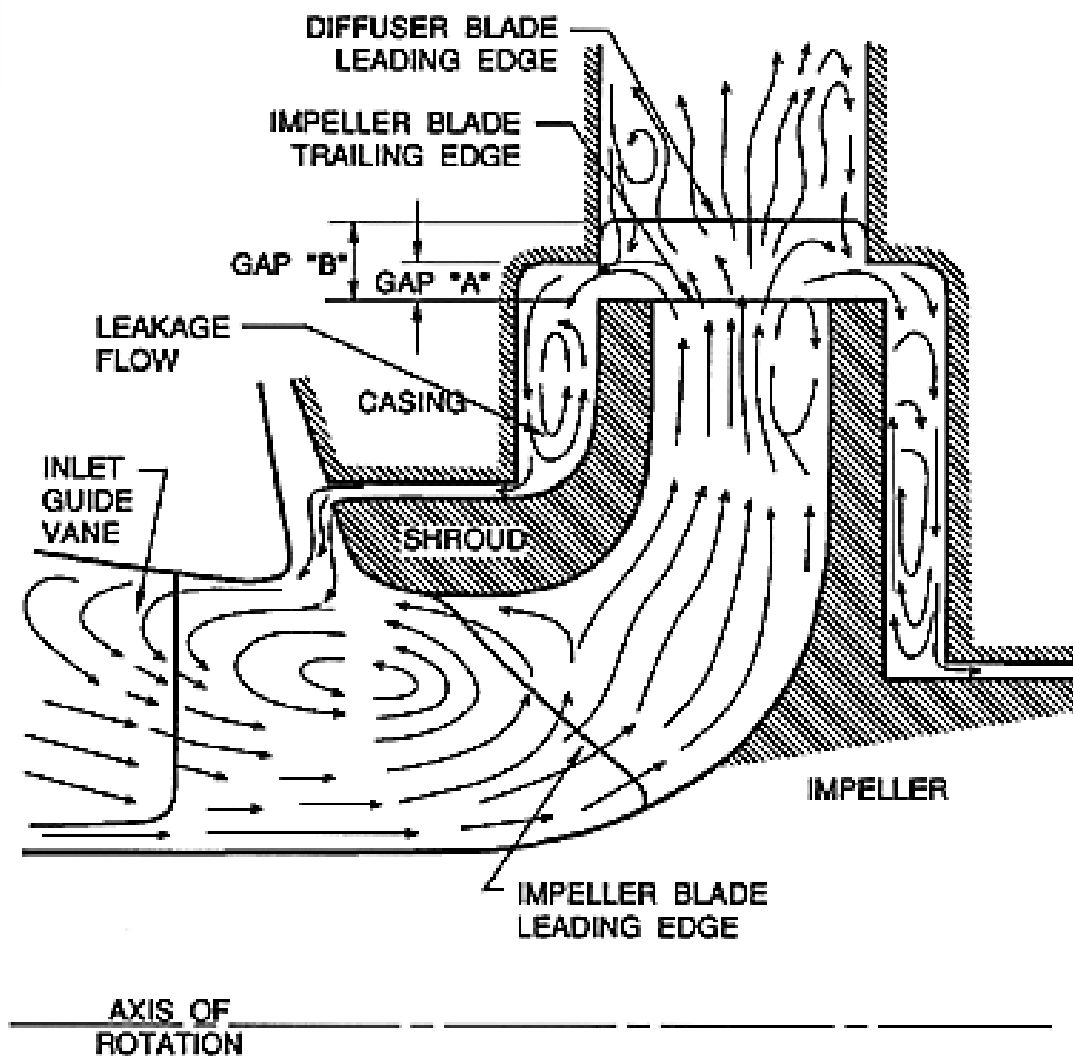
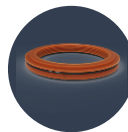
❖ اگر دبی پمپ از دبی بحرانی کم‌تر گردد،

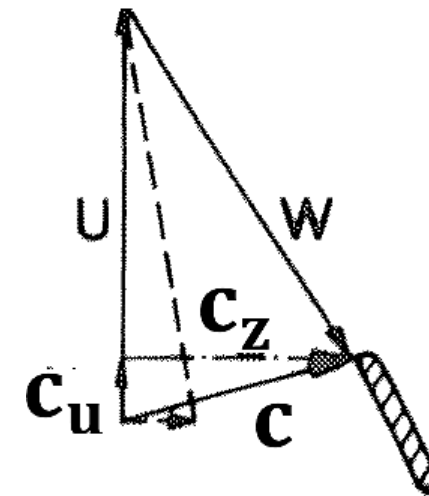
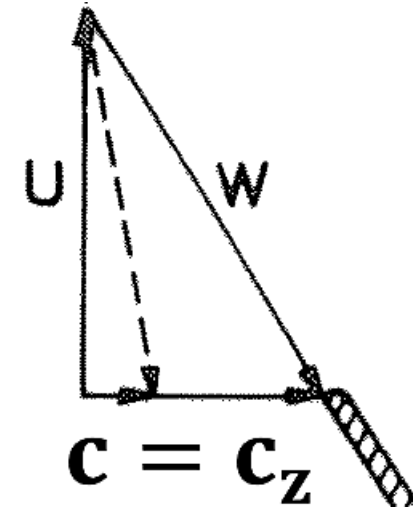
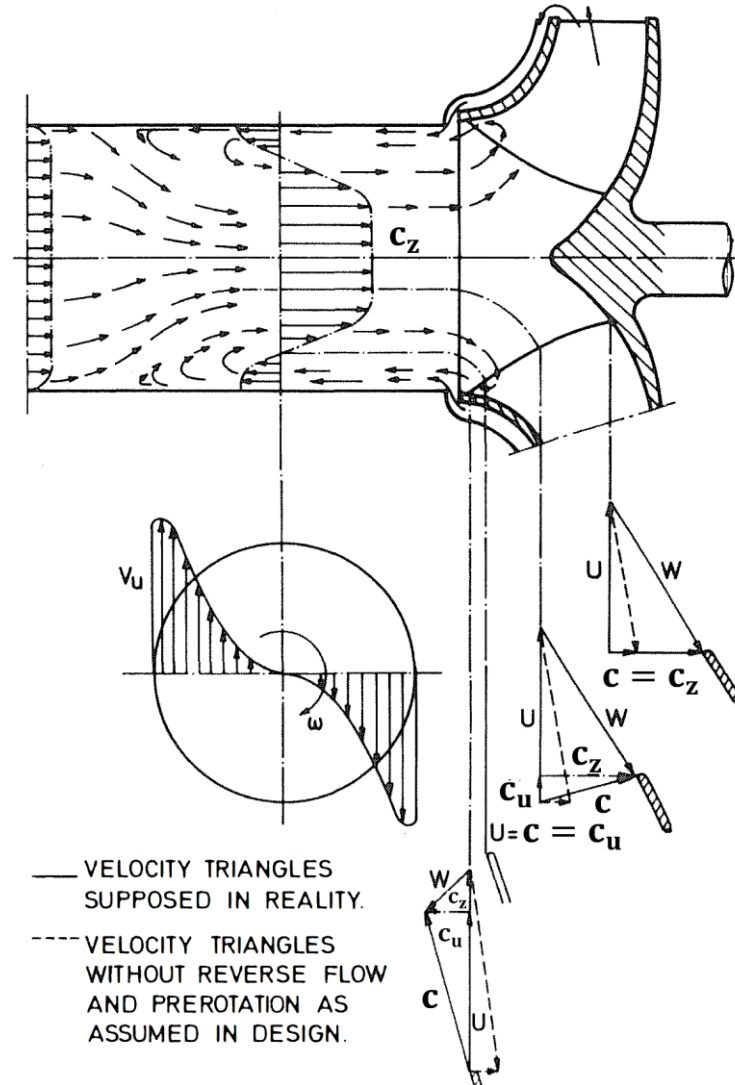
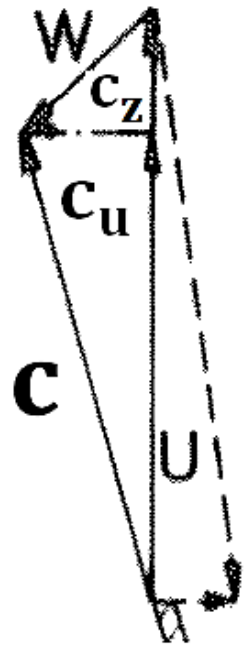
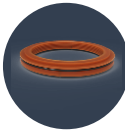
حرکت سیال در قسمتی از دهانه‌ی

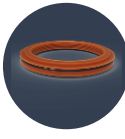
خروجی چرخ برعکس شده و سیال به

طرف لوله مکش بر می‌گردد.

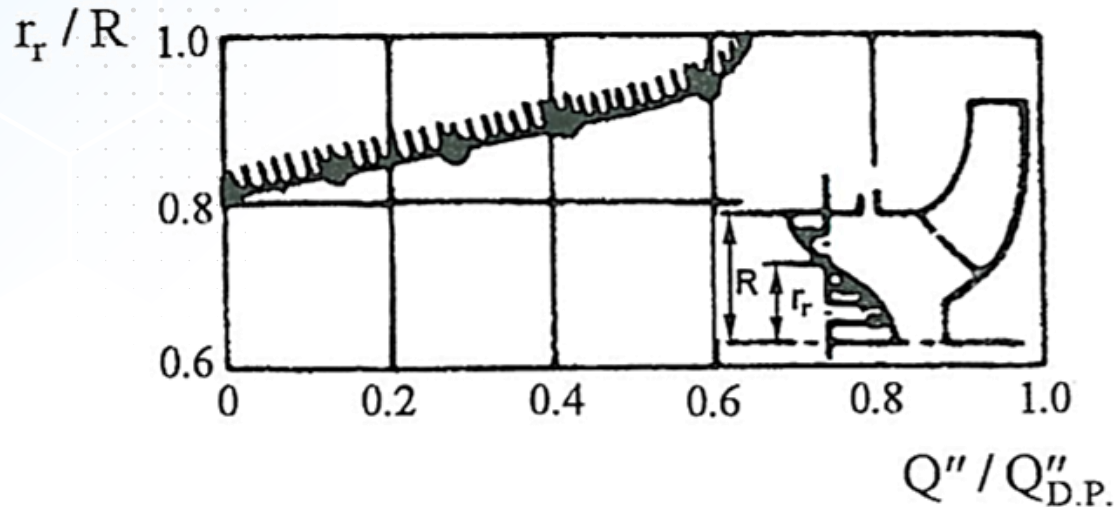








پدیده پیش چرخش



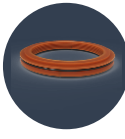
❖ برخورد دبی برگشتی با دبی ورودی سبب چرخش جریان ورودی قبل از ورود به چرخ می شود. (پیش چرخش)

❖ پیش چرخش در ابتدا در قسمتی از دهانه ی ورودی (شعاع بزرگ) به وجود آمده و با کم شدن تدریجی دبی پمپ، در تمام دهانه ورودی ظاهر می گردد.

❖ در این حالت دیگر جمله منفی معادله اولر صفر نبوده و ارتفاع اولر از رابطه مقابل حساب می شود:

$$H'' = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1}{2}$$





پدیده پیش چرخش

❖ آزمایش، تبعیت خطی $U_1 C_1 \cos \alpha_1$ را از

دبی نشان می‌دهد.

❖ با وجود دبی برگشتی سیال تقارن خود را

نسبت به محور دوران از دست می‌دهد. یعنی

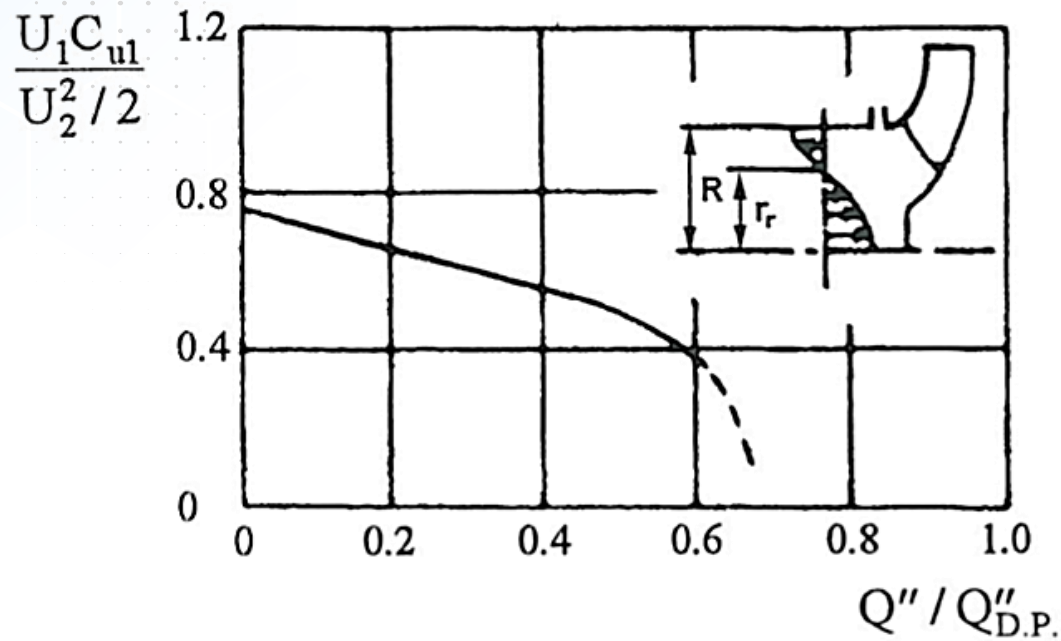
فشار استاتیک دیگر در دور تا دور دهانه

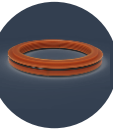
ورودی چرخ یکسان نخواهد بود.

❖ همین مسئله سبب عدم تقارن سیال در خروج

از چرخ شده و نیروهای شعاعی بر محور وارد

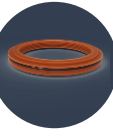
می‌کند.





❖ تلفات هیدرولیکی ناشی از این پدیده و وجود جمله $U_1 C_{u1}$ که در تمامی محاسبات از آن صرف نظر گردید، بر فرم منحنی $H - Q$ موثر بوده و به همین علت در دبی‌های خیلی کم و خیلی زیاد این منحنی با آنچه از آزمایش تعیین می‌شود متفاوت خواهد بود.

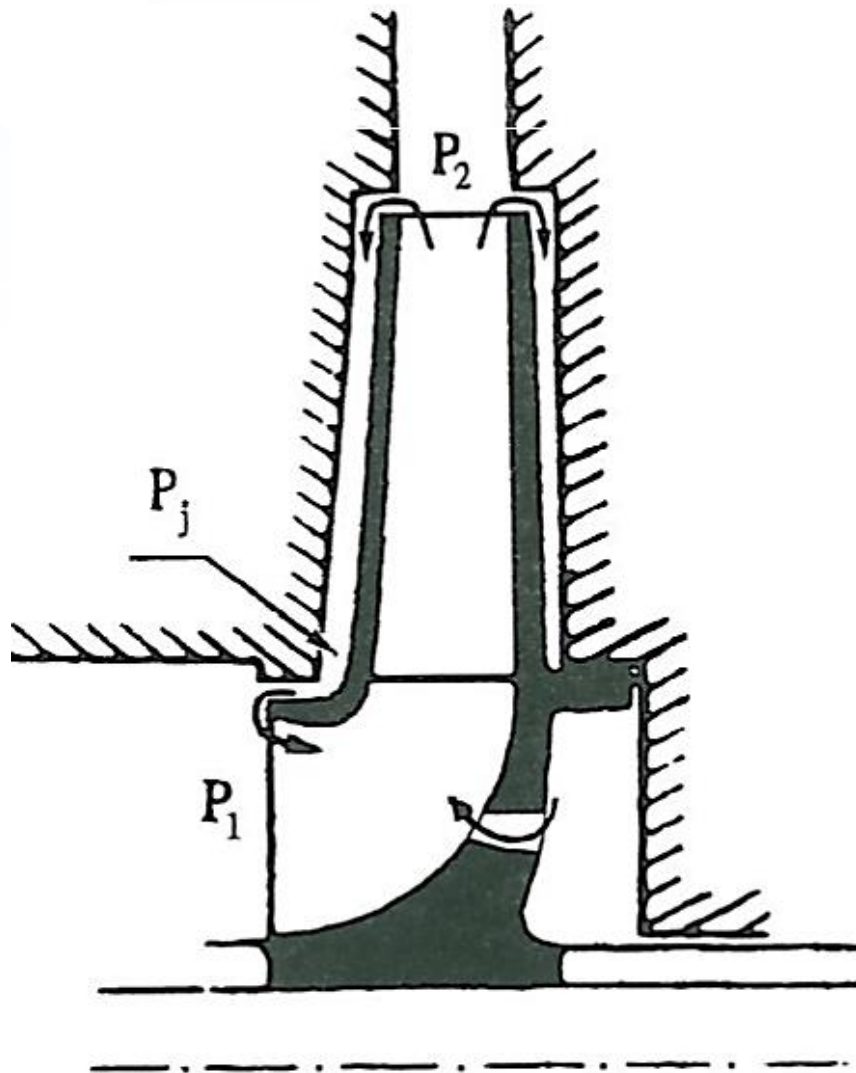


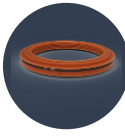


تلفات نشتی داخلی

❖ ۱- مقدمه

❖ چون همواره فشار خروجی چرخ بیش از ورودی است بخشی از سیال خروجی از درز بین چرخ و پوسته عبور کرده و به دهانه‌ی ورودی بر می‌گردد. این دبی را دبی نشتی داخلی Q_L می‌گویند.



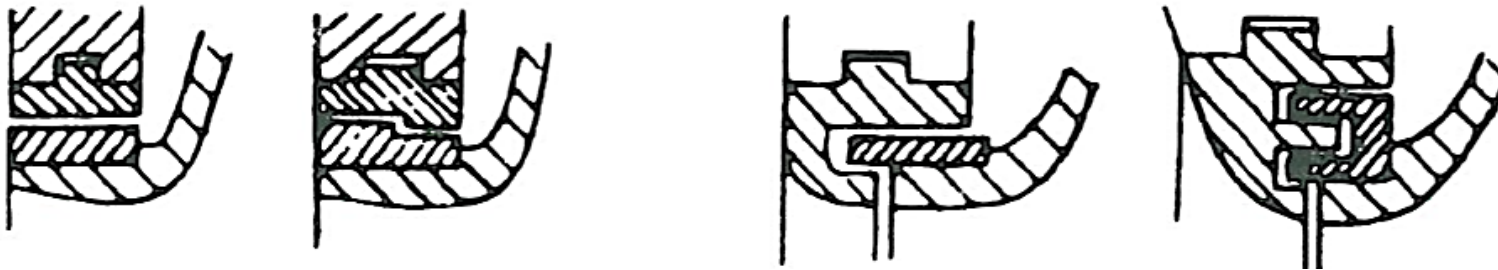
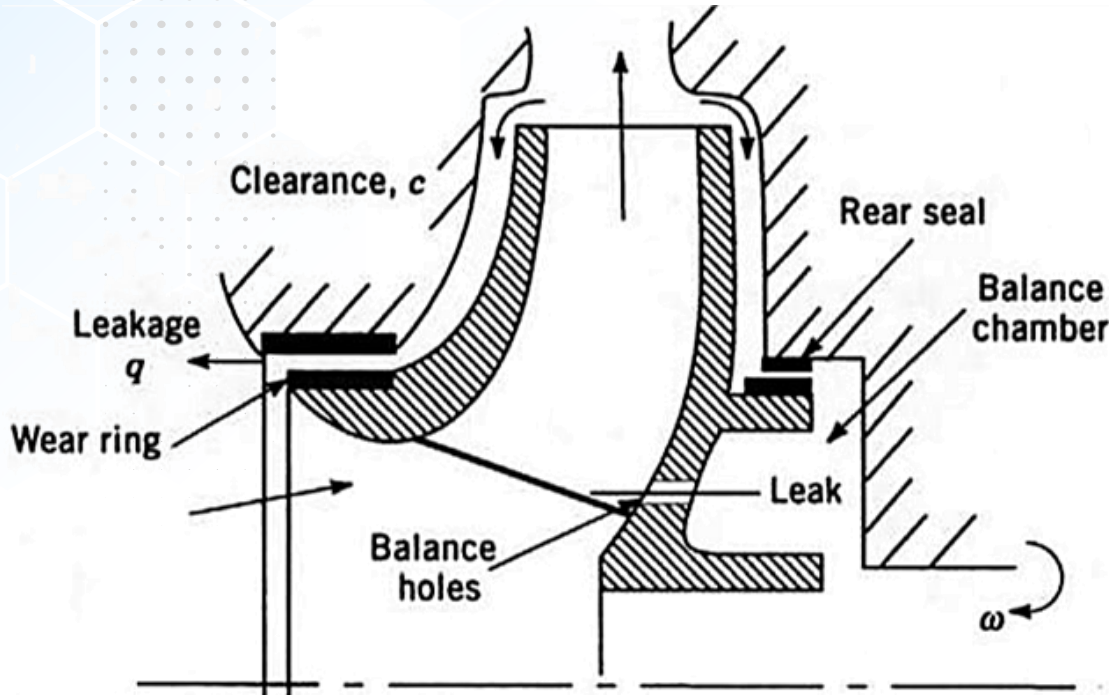


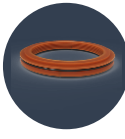
تلفات نشتی داخلی

❖ ۱- مقدمه

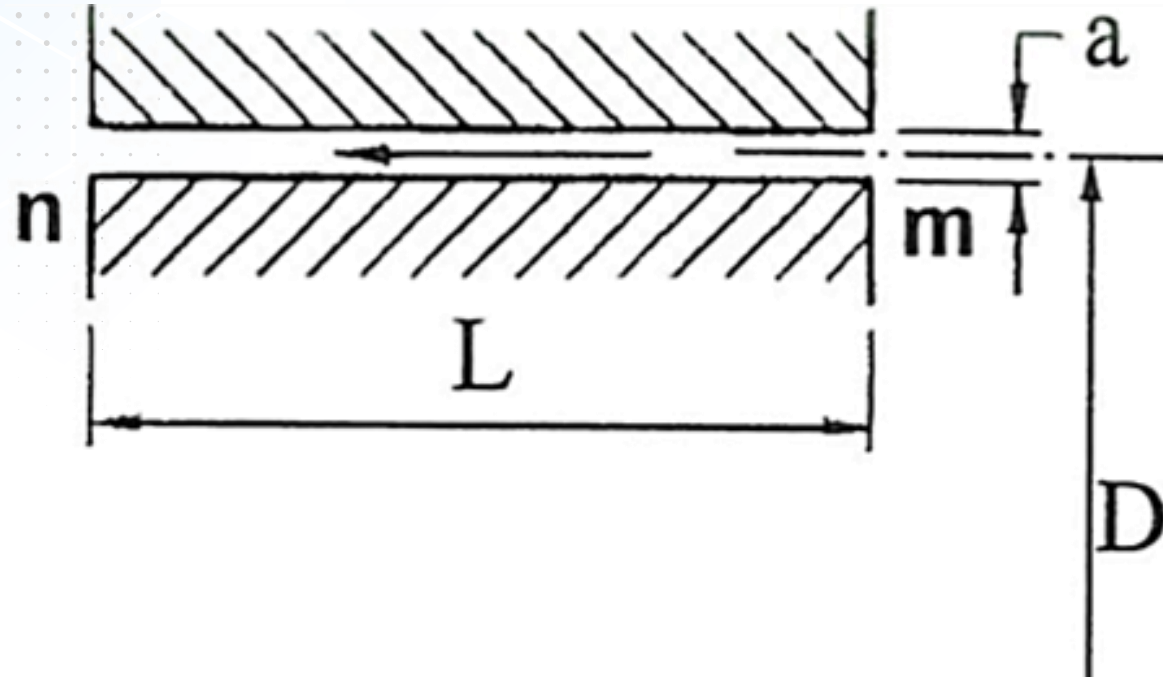
❖ برای کمینه کردن دبی نشتی داخلی بایستی فاصله بین چرخ و پوسته حداقل شود. این امر سبب ساییدگی آنها می شود. بنابراین از رینگ های سایشی قابل تعویض استفاده می کنند.

❖ شکل زیر چند نوع رینگ سایشی را نشان می دهد.





تلفات ناشی داخلی



❖ ۲- محاسبه‌ی دبی ناشی داخلی

❖ در شکل مقابل داریم:

❖ D : قطر میانگین

❖ a : درز شعاعی

❖ L : طول رینگ

❖ C : سرعت سیال در هنگام عبور از رینگ

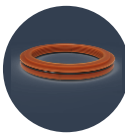
❖ f : ضریب اصطکاک

❖ D_H : قطر هیدرولیکی

❖ با نوشتن معادله برنولی در طرفین رینگ داریم:

$$\frac{P_m - P_n}{\gamma} = f \frac{L}{D_H} \frac{C^2}{2g} + 0.5 \frac{C^2}{2g} + \frac{C^2}{2g}$$





تلفات ناشی داخلی

❖ ۲- محاسبه‌ی دبی ناشی داخلی

❖ تلفات شامل سه جمله است؛ تلفات خطی در طول رینگ، تلفات موضعی در ورود به رینگ (ضریب افت موضعی را ۰/۵ فرض کرده‌ایم) و اتلاف انرژی جنبشی خروجی.

❖ قطر هیدرولیکی D_H :

$$\frac{P_m - P_n}{\gamma} = f \frac{L}{D_H} \frac{C^2}{2g} + 0.5 \frac{C^2}{2g} + \frac{C^2}{2g} \quad D_H = 4 \frac{A}{P} = 4 \frac{\pi D a}{2 \pi D} = 2a$$

❖ اگر اختلاف فشار طرفین رینگ $\frac{P_m - P_n}{\gamma}$ را بر حسب متر ستون سیال به h نشان دهیم داریم:

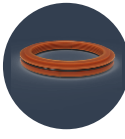
$$h = \left(f \frac{L}{2a} + 1.5 \right) \frac{C^2}{2g} \quad Q_L = CA, A = \pi D a \Rightarrow Q_L = \frac{\pi D a}{\sqrt{f \frac{L}{2a} + 1.5}} \sqrt{2gh}$$

$$Q = K A \sqrt{2gh}$$

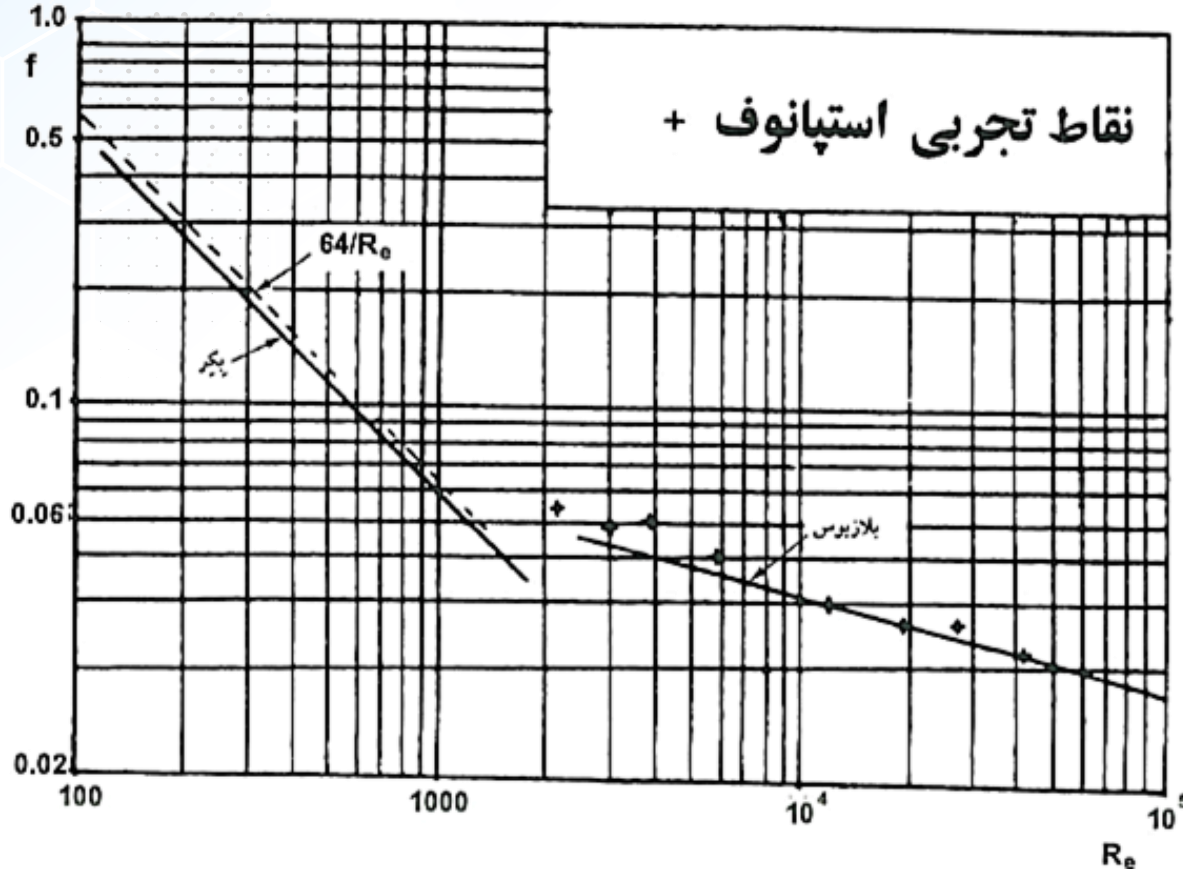
$$K = \frac{1}{\sqrt{f \frac{L}{2a} + 1.5 + 1.1Z}}$$

❖ رینگ پله‌دار





تلفات ناشی داخلی



❖ ۲- محاسبه‌ی دبی ناشی داخلی

❖ مقدار ضریب اصطکاک f :

❖ به کمک روابط زیر

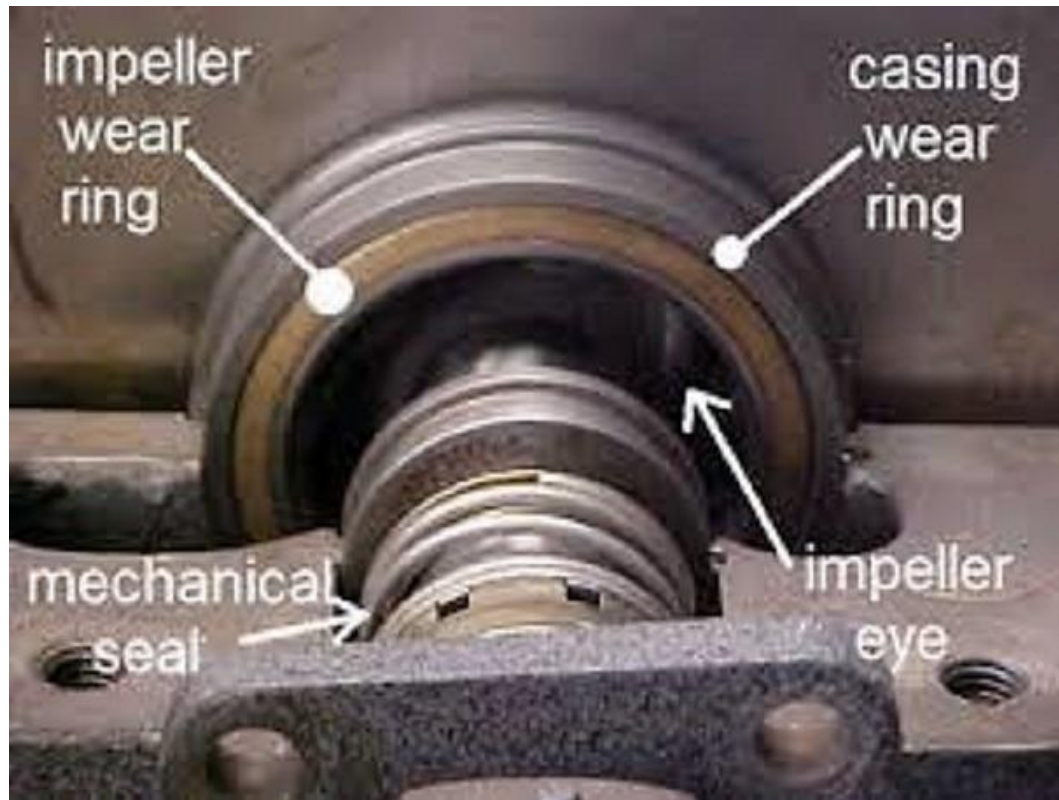
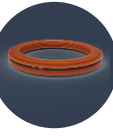
$$\begin{cases} f = \frac{64}{Re} , & Re > 2300 \\ f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} , & Re > 2300 \end{cases}$$

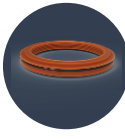
برای جریان آرام

برای جریان درهم

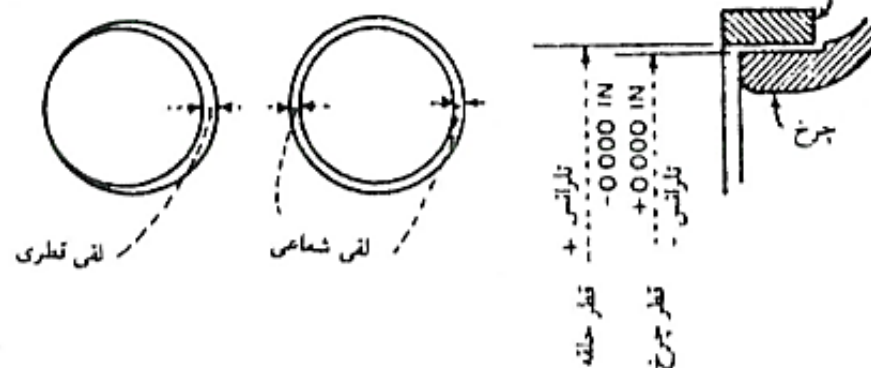
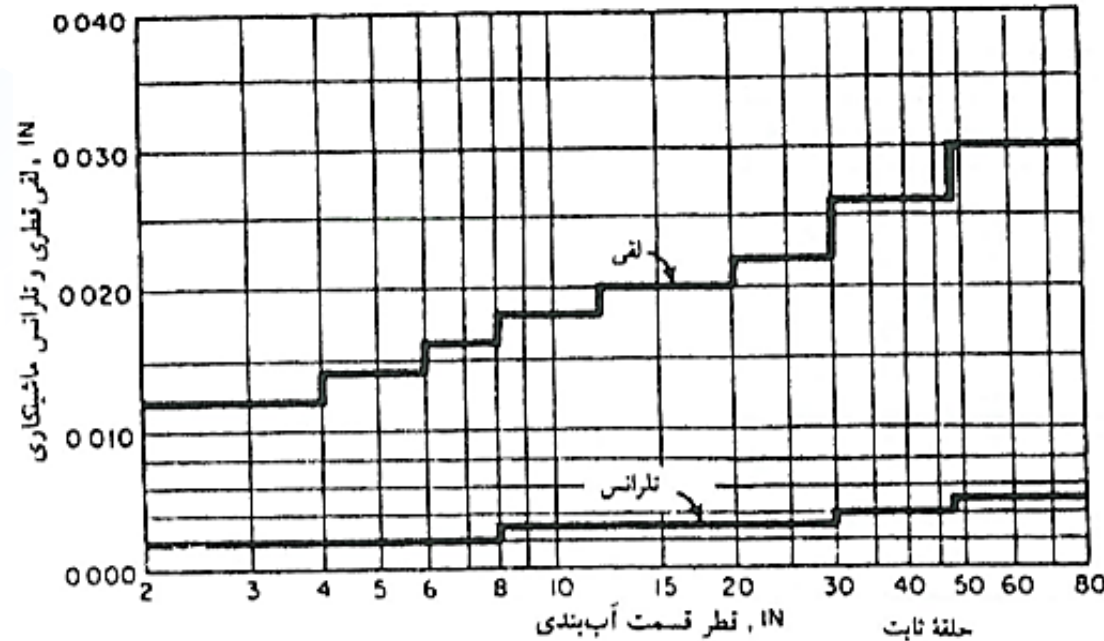
❖ به کمک شکل







تلفات ناشی داخلی



❖ ۲- محاسبه‌ی دبی ناشی داخلی

❖ مقدار ضریب اصطکاک f :

❖ نا هم راستا بودن محور رینگ

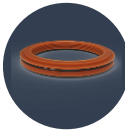
ثابت و گردنده سبب افزایش دبی

ناشی تا ۳۰٪ می‌شود.

❖ مقدار a تابع قطر میانگین رینگ

است و می‌توان از شکل به دست

آورد.



تلفات نشتی داخلی

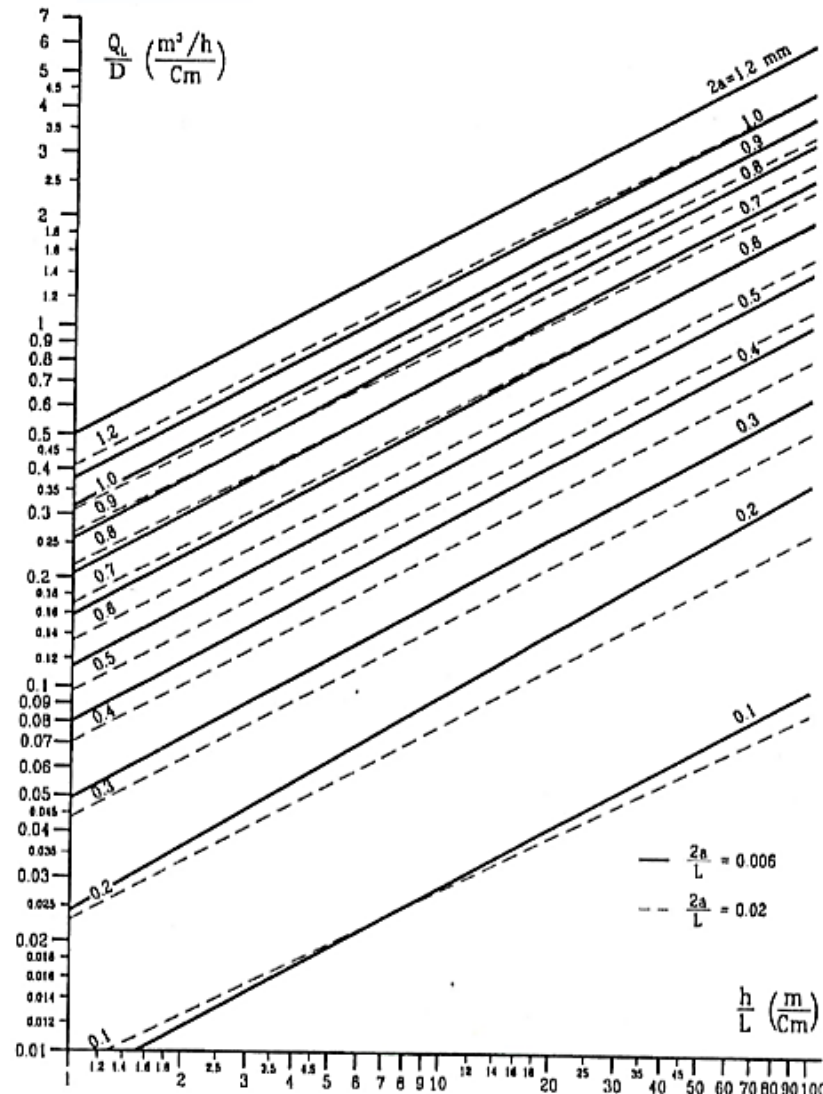
❖ ۲- محاسبه‌ی دبی نشتی داخلی

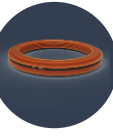
❖ دبی نشتی داخلی به صورت $\frac{Q_L}{D}$ برای دو

مقدار $\frac{2a}{L}$ و برای سیال آب در دمای

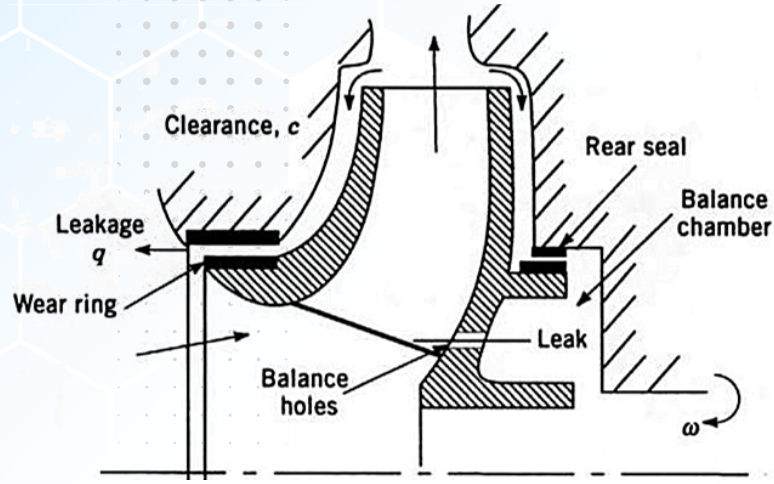
معمولی و لزجت $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ در

نمودار مقابل مشخص شده است.





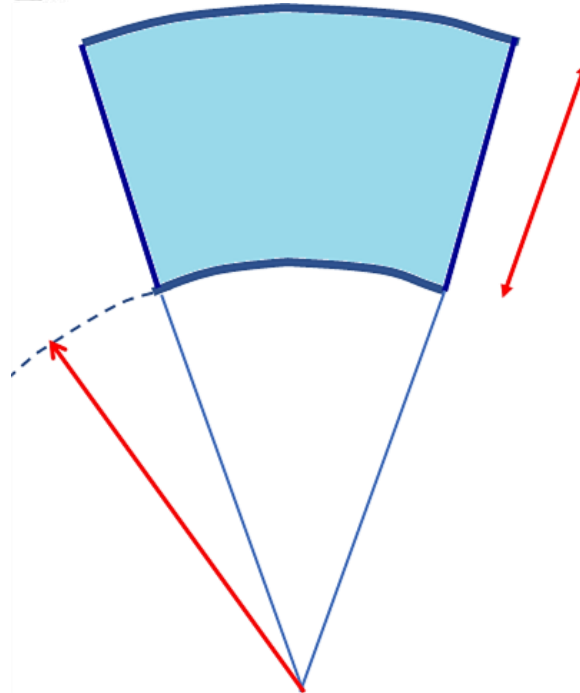
تلفات ناشی داخلی



$$dp \, r \, d\theta = (\rho \, r \, d\theta \, dr) \, r \left(\frac{\omega}{2}\right)^2$$

$$dp = \rho \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 r \, dr$$

$$P_2 - P_m = \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - R_m^2)$$



❖ ۳- محاسبه‌ی اختلاف فشار طرفین رینگ

❖ می‌توان فرض کرد فشار خروجی از رینگ با

$$P_n = P_1 \text{ برابر است:}$$

❖ به طور تجربی می‌توان فرض کرد سیال بین

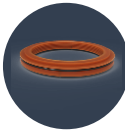
چرخ و پوسته به دلیل لزجت با سرعت $\frac{\omega}{2}$ در

حال دوران است.

❖ به هر امان سیال دو نیروی فشاری و گریز

از وارد می‌شود.





❖ ۳- محاسبه‌ی اختلاف فشار طرفین رینگ

$$P_2 - P_m = \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - R_m^2)$$

❖ با توجه به اینکه $R_m \cong R_1$ و $U = R\omega$ خواهیم داشت:

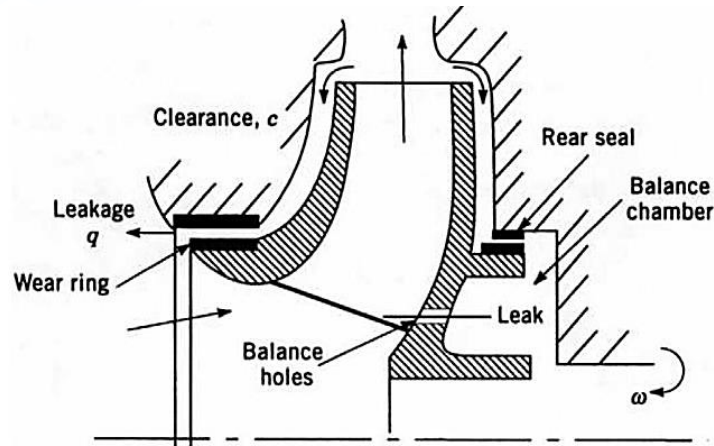
$$\frac{P_2 - P_m}{\gamma} = \frac{1}{4} \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

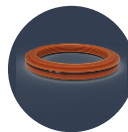
❖ از معادله برنولی در حرکت نسبی می‌توان نوشت:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} - \tau_{h_{1-2}}$$

❖ در نتیجه داریم:

$$\Delta h = \frac{P_m - P_n}{\gamma} = \frac{P_m - P_1}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} - \frac{P_2 - P_m}{\gamma}$$





❖ ۳- محاسبه‌ی اختلاف فشار طرفین رینگ

❖ از ترکیب معادلات گفته شده خواهیم داشت:

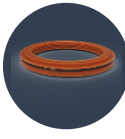
$$\Delta h = \frac{3}{4} \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} - \tau_{h_1-2}$$

❖ با صرف نظر از دو جمله‌ی آخر به علت کوچک بودن:

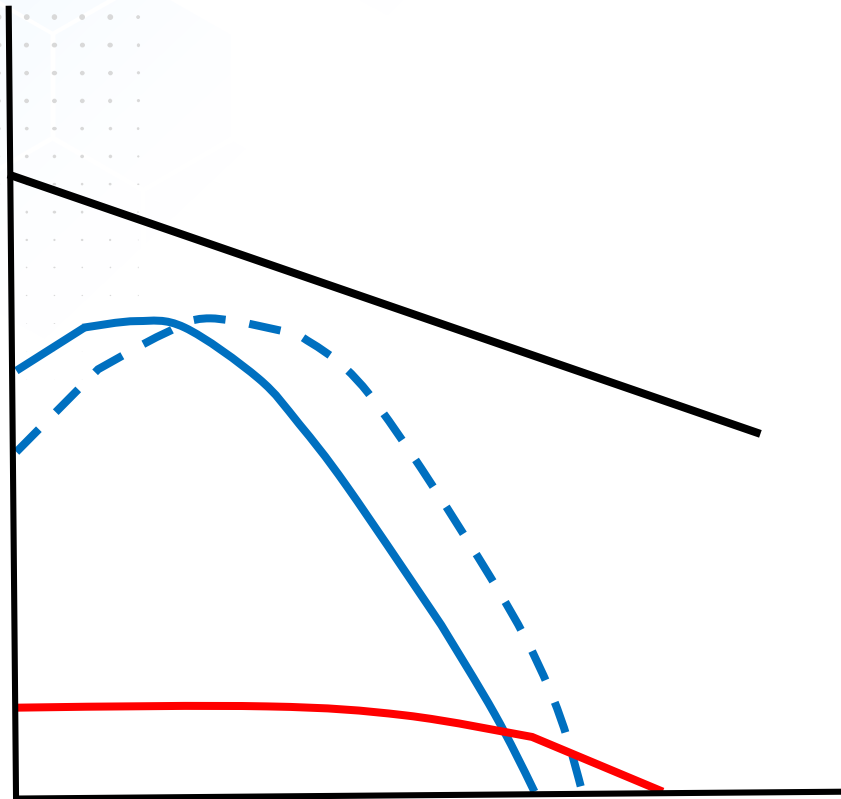
$$\Delta h \cong \frac{3}{4} \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

درستی رابطه‌ی فوق به طور تجربی از سوی استپانوف تایید شده است.

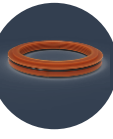




تلفات ناشی داخلی



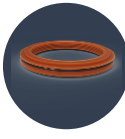
- ❖ ۴- تغییرات دبی ناشی داخلی و مشخصه $H - Q$
- ❖ همانطور که ملاحظه شد دبی ناشی مستقل از دبی Q است.
- ❖ تغییرات دبی ناشی داخلی به صورت منحنی بیضی است و در نواحی مورد استفاده از پمپ تغییرات آن چندان مهم نیست.
- ❖ دبی ناشی داخلی ۲ تا ۶ درصد دبی چرخ است.
- ❖ دبی ناشی فقط کمی مشخصه‌ی پمپ را به طرف چپ منتقل می‌کند.
- ❖ شکل مقابل تاثیر دبی ناشی بر منحنی مشخصه را نشان می‌دهد.



قسمت دوم

تلفات صفحات جانبی – تلفات مکانیکی و ناشی خارجی؛ تعیین مشخصه قدرت جذبی





مقدمه

❖ پس از تعیین مشخصه ارتفاع اولر مشخصه قدرت اولری به دست می آید:

$$P'' = \gamma Q'' H''$$

❖ برای تعیین قدرت داخلی بایستی تلفات صفحات جانبی را محاسبه کرد.

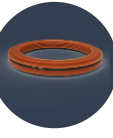
❖ با محاسبه تلفات نشتی خارجی و تلفات مکانیکی قدرت جذبی به دست خواهد آمد.

❖ برای پمپ‌های یک طبقه دبی نشتی خارجی قابل صرف نظر است. در این صورت رابطه‌ی قدرت جذبی و قدرت اولری به صورت زیر خواهد بود:

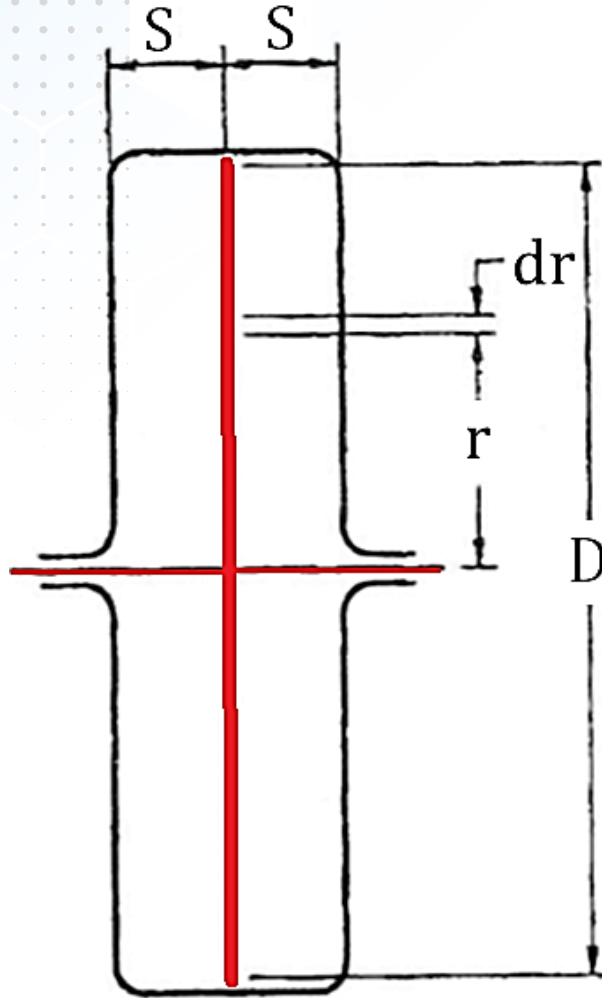
$$P_e = P'' + P_D + P_m$$

❖ در پمپ‌های چند طبقه که تعادل نیروی محوری به وسیله پیستون تعادل انجام می‌شود دبی نشتی خارجی می‌تواند مقدار قابل توجهی باشد.



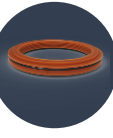


تلفات صفحات جانبی

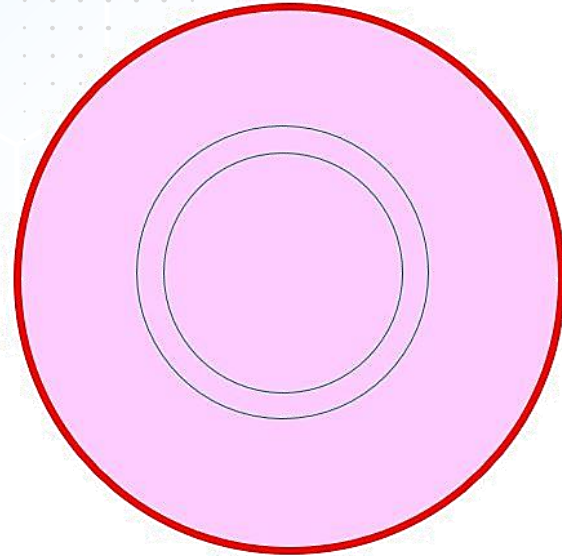


- ❖ تلفات صفحات جانبی ناشی از گشتاور مقاومی است که در اثر اصطکاک سطوح خارجی چرخ با سیال مجاور آن ایجاد می‌شود.
- ❖ برای تعیین رفتار تلفات صفحات جانبی از مدلی مانند شکل روبرو استفاده می‌شود.
- ❖ یک دیسک تخت به قطر $D=2R$ با سرعت زاویه‌ای ω در محفظه‌ای با دیواره‌های موازی دوران می‌کند.





تلفات صفحات جانبی



❖ حلقه‌ای به شعاع r و ضخامت dr بر روی دیسک در نظر بگیرید.

❖ نیروی اصطکاکی وارد به یک طرف صفحه:

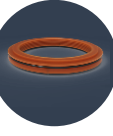
$$dF = K \rho V^2 dA, \quad dA = 2\pi r dr, \quad V = \frac{r\omega}{2}$$

❖ dA سطح حلقه و V سرعت سیال نسبت به صفحه است.

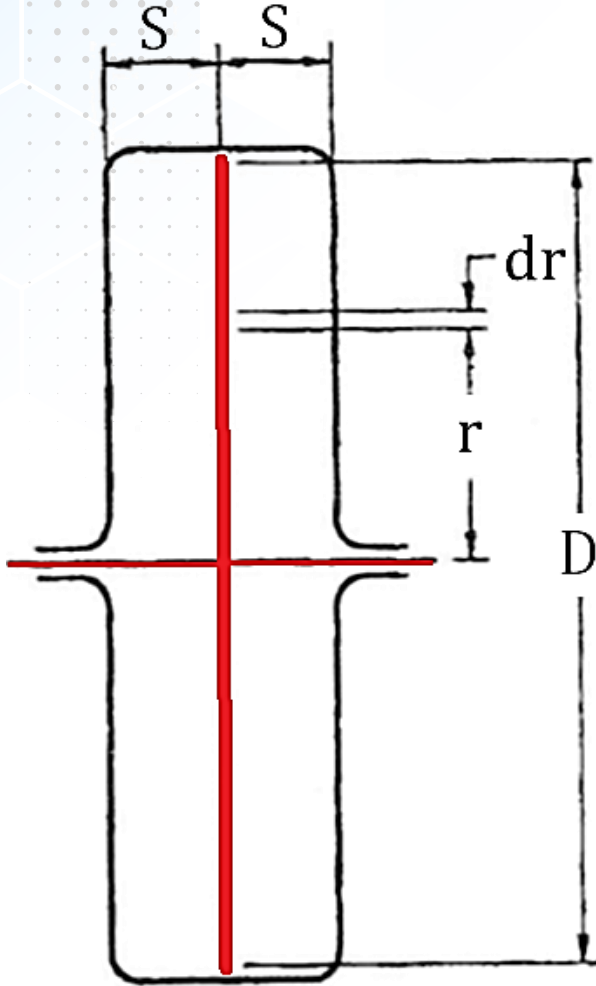
❖ K ضریب درگ اصطکاکی است و علاوه بر مشخصات هندسی به عدد رینولدز نیز بستگی دارد.

$$dF = K \rho \frac{r^2 \omega^2}{4} 2\pi r dr$$





تلفات صفحات جانبی



❖ گشتاور مقاوم برای هر دو طرف صفحه برابر است با $dM_D = 2r dF$ در نتیجه:

$$dM_D = K \pi \rho \omega^2 r^4 dr$$

❖ با انتگرال گیری از مرکز تا محیط کل گشتاور مقاوم به دست می آید.

$$M_D = \frac{1}{5} K \pi \rho \omega^2 R^5 \rightarrow M_D = \zeta_D \rho n^2 D^5$$

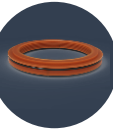
سرعت دورانی بر
حسب دور در ثانیه

❖ قدرت تلف شده بر حسب وات به صورت زیر خواهد بود:

$$P_D = M_D \omega = M_D \cdot 2 \pi n$$

بر حسب N.m





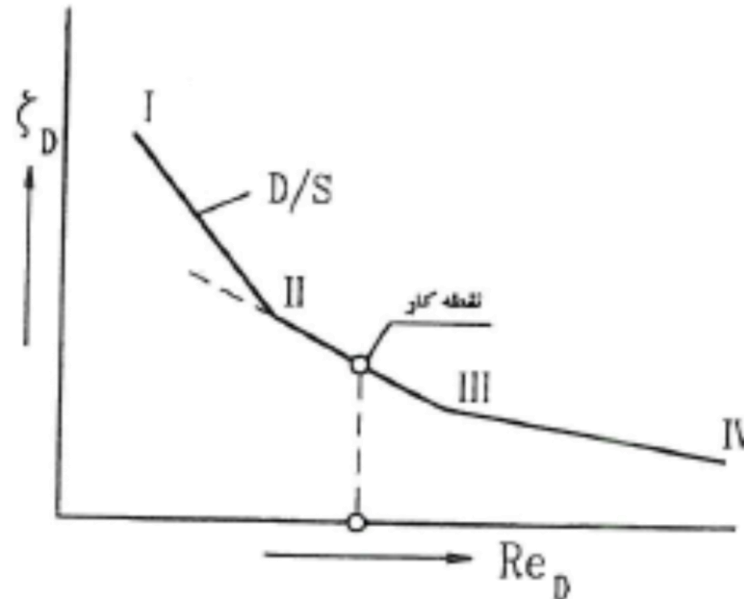
تلفات صفحات جانبی

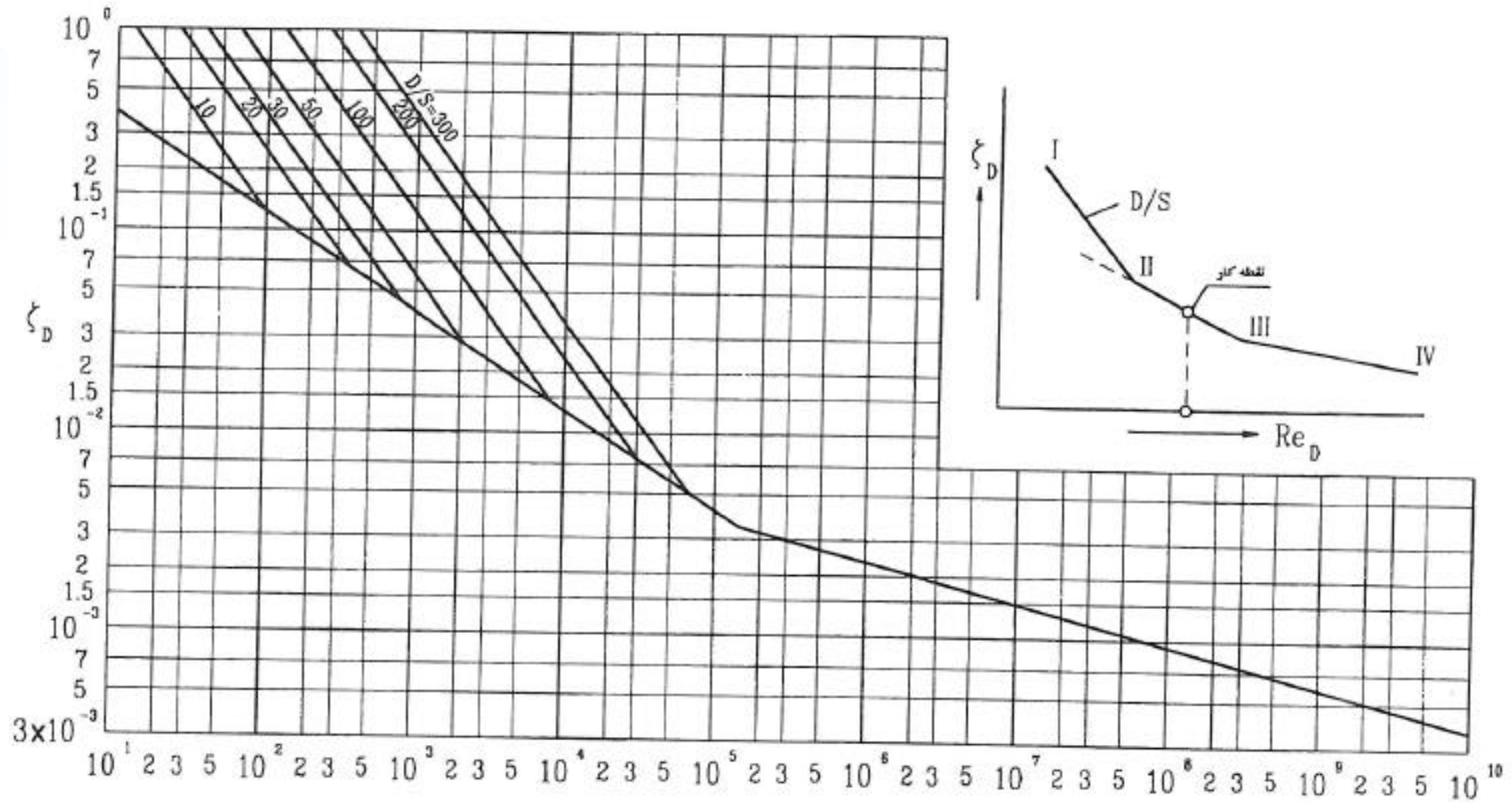
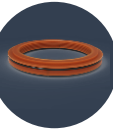
❖ مقادیر ζ_D را بر حسب عدد رینولدز می‌دهد.

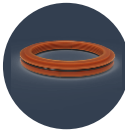
ناحیه I – II: لایه مرزی آرام، تداخل بین لایه مرزی صفحه و دیواره، اثر گذاری پارامتر $\frac{D}{S}$ بر روی ζ_D .

ناحیه II – III: جریان آرام، عدم تداخل بین لایه‌های مرزی

ناحیه III – IV: لایه مرزی درهم. گذار از رژیم آرام به رژیم درهم در حدود $Re_D = 10^5$ انجام می‌گیرد.







تذکر:

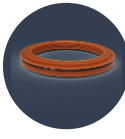
۱- در قسمت مفید ζ_D چندان به Re_D بستگی ندارد. بنابراین کوپل جذب شده با توان پنجم قطر و توان دوم سرعت متناسب است.

چرخ‌های با قطر کم و دور زیاد ترجیح دارند.

دور پمپ‌ها از نظر مقاومت مصالح و کاویتاسیون محدود است.

۲- از کار در قسمت I-II باید اجتناب کرد. تلفات این قسمت بسیار زیاد است. فاصله‌ی بین چرخ و پوسته باید به اندازه‌ی کافی زیاد یا $\frac{D}{s}$ کوچک باشد تا نقطه II در سمت چپ قرار گیرد.





تلفات صفحات جانبی

❖ اتلاف قدرت در یاتاقان‌ها، بلبرینگ‌ها، کاسه نمدها و ... بستگی به وزن چرخ، ساختمان یاتاقان، فشار کاسه نمد روی محور، روانکاری و بالاخره سرعت پمپ دارد.

❖ اتلاف قدرت در یاتاقان‌ها را با P_{m1} ، اتلاف قدرت در کاسه نمدها را با P_{m2} و وزن چرخ و محور را با W نشان می‌دهیم. برای چرخ‌ی که روی یاتاقان قرار دارد و دو طرف محور آن آزاد است داریم:

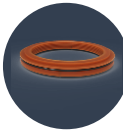
$$P_{m1} = f W R \omega, W = W' + W'' \frac{\rho - \rho_w}{\rho}$$

بین ۰/۰۰۲ تا ۰/۰۰۳

شعاع محور برای پمپ افقی و شعاع متوسط سطح یاتاقان‌ها برای پمپ عمودی

وزن قسمت‌هایی که خارج و داخل سیال قرار دارند





❖ برای تلفات کاسه نمد داریم:

$$P_{m2} = 2 \pi R L f' R \omega P$$

که در آن :

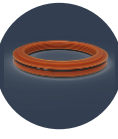
P : فشار کاسه نمد روی محور معمولاً بین ۱ تا ۲ بار

R : شعاع محور

L : طول کاسه نمد

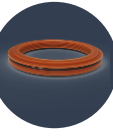
f' : ضریب اصطکاک معمولاً بین ۰/۰۱ تا ۰/۰۵



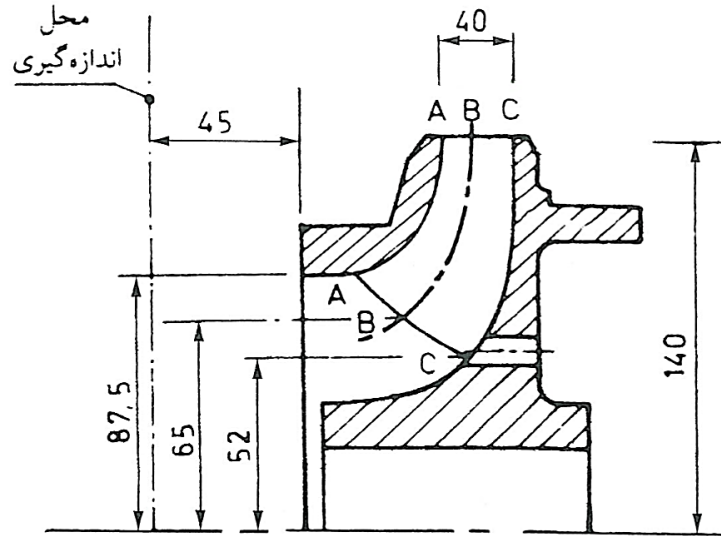


❖ تلفات ناشی خارجی در شرایط کاری معمولی کاملاً قابل صرف نظر است مگر اینکه سیال پمپ بخواهد به عنوان مایع خنک کننده مورد استفاده قرار گیرد.

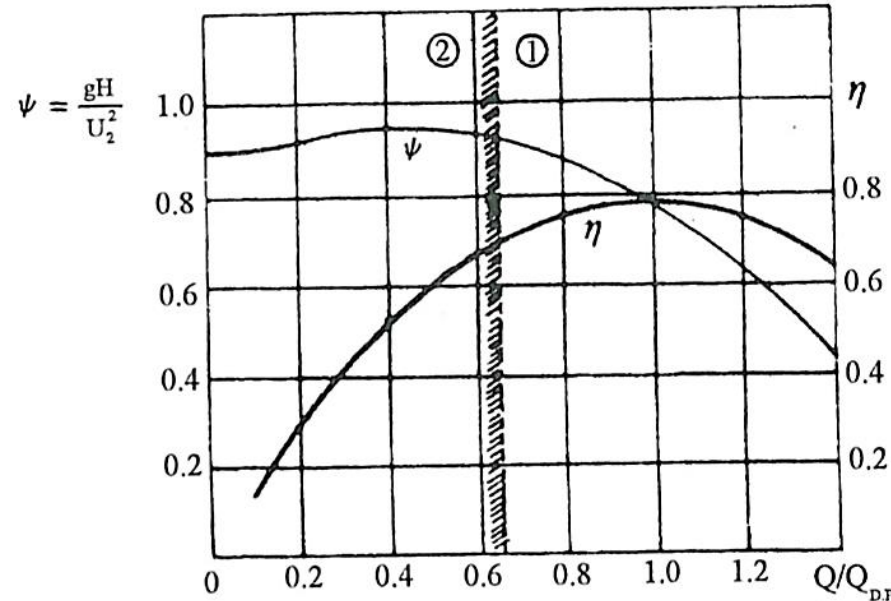


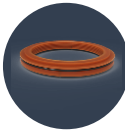


مشخصه‌های نهایی ارتفاع و قدرت پمپ



❖ پس از محاسبه‌ی کلیه تلفات در این مرحله قادریم مشخصه‌های ارتفاع مانومتریک، قدرت جذبی و بازده کل یک پمپ را رسم کنیم.





مشخصه‌های نهایی ارتفاع و قدرت پمپ

❖ در دبی‌های کم‌تر از دبی طراحی (ناحیه ۲) بازده واقعی از بازده محاسباتی کمتر است.

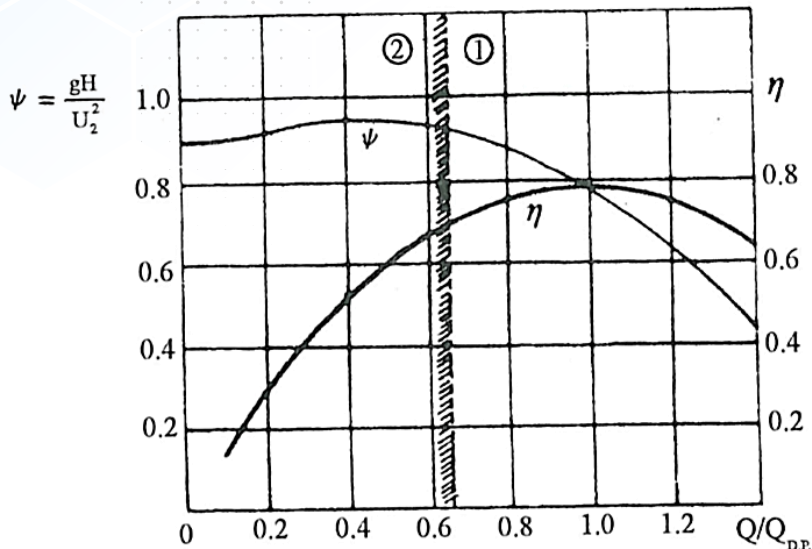
❖ در این دبی‌ها جدایی لایه مرزی اتفاق افتاده و تلفات دیگری وجود دارد که محاسبه نشده است.

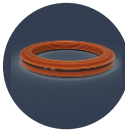
❖ کاهش دبی تا مقدار صفر این تلفات را بیشتر می‌کند.

❖ قسمتی از این تلفات مربوط به دبی برگشتی و پدیده‌ی پیش چرخش می‌باشد.

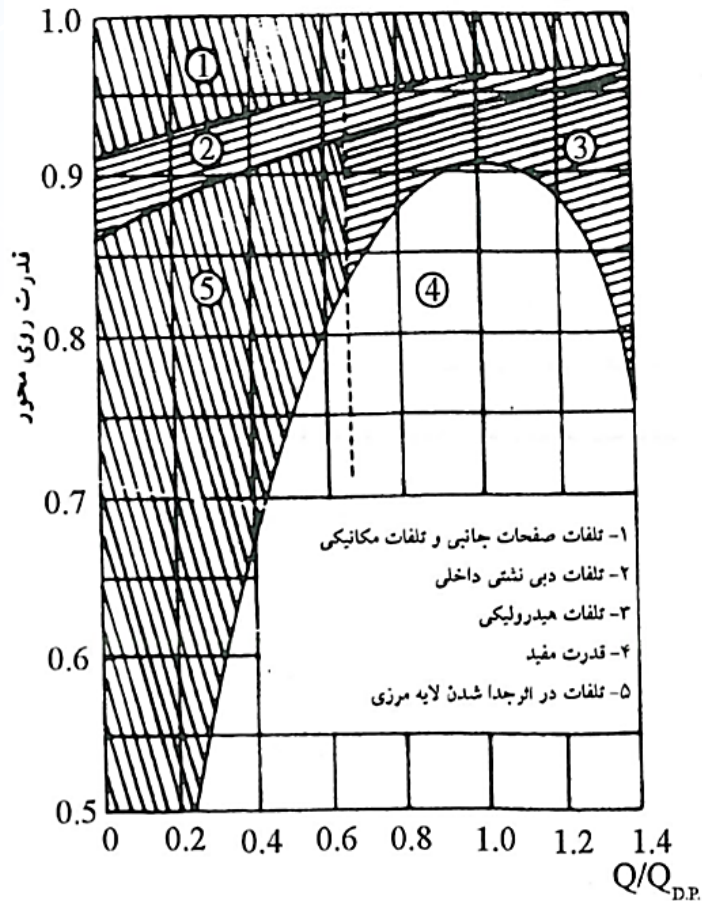
❖ قسمت دیگر تلفات مربوط به پدیده‌ی جت و ویک در جمع کننده است.

❖ در ناحیه ۱ مقادیر اندازه‌گیری شده با محاسبات قرابت خوبی دارند.





مشخصه‌های نهایی ارتفاع و قدرت پمپ



❖ شکل مقابل توسط استپانوف برای نشان دادن بیلان قدرت بر حسب دبی در یک پمپ سانتریفیوژ با سرعت ثابت ارائه شده است.

❖ تلفات صفحات جانبی و تلفات مکانیکی با هم در نظر گرفته شده است.

❖ سهم این تلفات با کاهش دبی افزایش می‌یابد.

سپاس از توجه شما
