

تجزیه و تحلیل اثر بار حرارتی یک لوله گرمایی بدون فتیله (ترموسیفون) و محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت و جابجایی بر روی آن

مجید لطفی^{*۱} - دکتر سید حسین نوعی^۲ - دکتر ناصر ثقه الاسلامی^۳

۱- پژوهشکده امیرکبیر مشهد- Tel: +98511 7614607 and E-mail: malotfi@noavar.com

۲- دانشگاه فردوسی مشهد- دانشکده مهندسی - گروه مهندسی شیمی

۳- دانشگاه سیستان و بلوچستان - دانشکده مهندسی - گروه مهندسی شیمی

چکیده

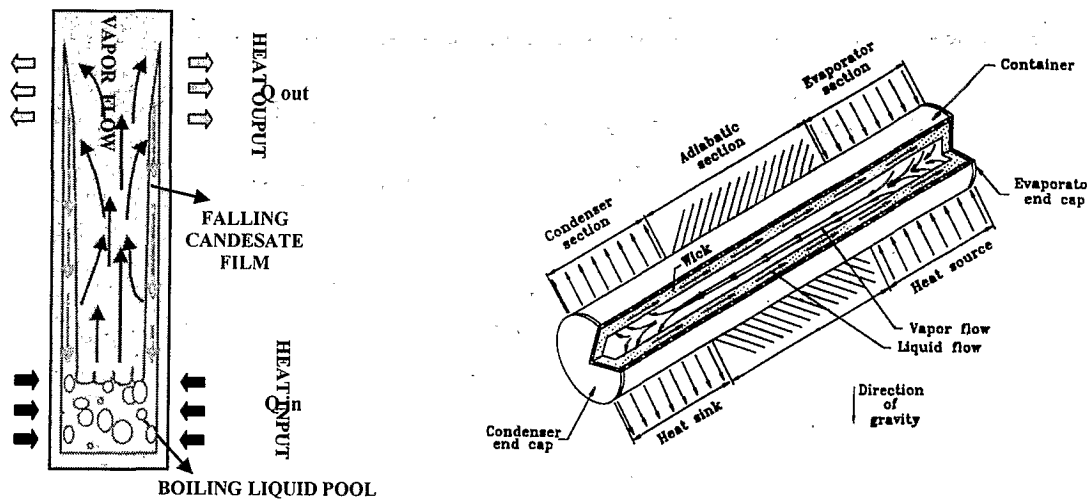
لوله گرمایی، یکی از فن‌آوریهای جدید جهت انتقال حرارت است که در صنایع مختلف کاربردهای زیادی دارد. یکی از کاربردهای مهم این وسیله بازیافت انرژی از دودکش‌ها با استفاده از مبادله‌کن لوله گرمایی می‌باشد که با توجه به بحران انرژی و آلودگی محیط زیست در سالهای اخیر دارای اهمیت زیادی است. معمولاً گازهای احتراق دیگهای بخار و کوره‌ها با دمای بیشتر از 200°C از دودکشها به محیط وارد می‌شوند که می‌توان با استفاده از مبادله‌کن لوله گرمایی درصد زیادی از انرژی هدر رفته را بازیافت نمود. با توجه به سابقه زیاد لوله‌های گرمایی در کاربردهای صنعتی و تجاری جهان، ساخت و استفاده از آنها به پیشرفتهای قابل توجهی دست یافته است. فن‌آوری لوله‌های گرمایی می‌تواند باعث گشودن دریچه‌های تازه به بازیافت انرژی باشد. هم اکنون عمده ترین بخش تولید انرژی در کشور ما نیروگاههای حرارتی هستند. با توجه به پایان پذیر بودن منابعی که برای تأمین سوخت این مراکز مورد استفاده قرار می‌گیرند، بازیافت انرژی تلف شده حاصل از این سوختها با استفاده از ساده‌ترین نوع فن‌آوری لوله گرمایی (ترموسیفون)، به راحتی قابل انجام است. برای اینکه یک لوله گرمایی در مبادله‌کن به عنوان یک واحد بازیافت گرمای تلف شده مورد استفاده قرار گیرد، عوامل زیادی از جمله درصد پرشدن لوله از سیال عامل، میزان اتلاف و ضریب انتقال حرارت جابجایی و کلی بر روی آن بسیار مهم بوده و بر راندمان عملکرد آن مؤثر می‌باشند که در این مقاله اثر این عوامل بر روی عملکرد حرارتی یک ترموسیفون مسی با قطر خارجی 22 mm و طول 620 mm به صورت تجربی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. نتایج در قالب نمودارهایی ارائه و تحلیل شده است.

واژه‌های کلیدی

لوله گرمایی، ترموسیفون، ضریب کلی انتقال حرارت، اتلاف حرارت

مقدمه

از زمانی که بحران انرژی در سال ۱۹۷۳ مطرح گردید، صنایع مختلف تلاششان در جهت حفظ و نگهداری انرژی روز به روز افزونتر گردید. لوله‌های گرمایی پس از آنکه در سال ۱۹۶۴ شناخته شدند در زمینه‌های فراوانی به کار برده شدند. مزیت لوله گرمایی، مقدار بالای گرمایی است که بدون بهره گیری از هیچ گونه نیروی خارجی از میان یک سطح مقطع کوچک و در یک فاصله قابل توجه انتقال داده می‌شود [۱]. بعلاوه، طراحی ساده و ساخت، اختلاف دمای کم دو سبب آن، کاربرد در گستره دمایی بالا (300K - 4°) و توانایی آن در کنترل و انتقال گرمای بالا در دماهای گوناگون از خصوصیات بی‌نظیر لوله‌های گرمایی می‌باشد [۲]. تحقیقات در مورد لوله‌های گرمایی و ترموسیفونها یکی از زمینه‌های گسترده در انتقال حرارت است که در سراسر جهان بسیاری از محققان در مورد آن در حال پژوهش و بررسی هستند [۳-۵].



شکل ۱: نمایش ساده لوله گرمایی (سمت راست) و یک ترموسیفون (سمت چپ)

یک ترموسیفون در واقع یک لوله گرمایی بدون فتیله است که حاوی مقداری سیال عامل می باشد که با بخار خود در حال تعادل است (شکل ۱).

آزمایشهای ترموسیفون

ترموسیفون مورد آزمایش از یک لوله مسی به قطر داخلی 19.2 mm و قطر خارجی 22 mm و طول 620 mm تشکیل شده است. در قسمت بالای این لوله، یک لوله مسی به قطر 41.3 mm و طول 240 mm به صورت هم مرکز با لوله اصلی قرار گرفته، که دارای یک مجرای ورودی و یک مجرای خروجی آب می باشد. دو انتهای لوله اصلی ترموسیفون توسط کلاهکهای برنجی پوشانده شده است. در وسط یکی از کلاهکهای برنجی یک لوله باریک مسی به طول 40 mm قرار گرفته است که برای ایجاد خلأ در سیستم و همچنین تزریق سیال عامل مورد استفاده قرار می گیرد. ترموسیفون از دو قسمت مختلف تشکیل شده است:

- ۱- قسمت تبخیرکننده و آدیاباتیک که در قسمت پایین ترموسیفون قرار دارند و دور آنها عایق پشم سنگ قرار گرفته و طول آنها 380 mm می باشد.
 - ۲- قسمت چگالنده که در بالای ترموسیفون قرار دارد و لوله هم مرکز با لوله اصلی به دور این قسمت قرار گرفته و طول آن 240 mm می باشد.
- در نواحی تبخیرکننده و آدیاباتیک ۵ بوش برنجی نصب شده است که برای اتصال ترموکوپل به بدنه ترموسیفون مورد استفاده قرار می گیرند. در ترموسیفونها دو پارامتر مورد اهمیت می باشد:

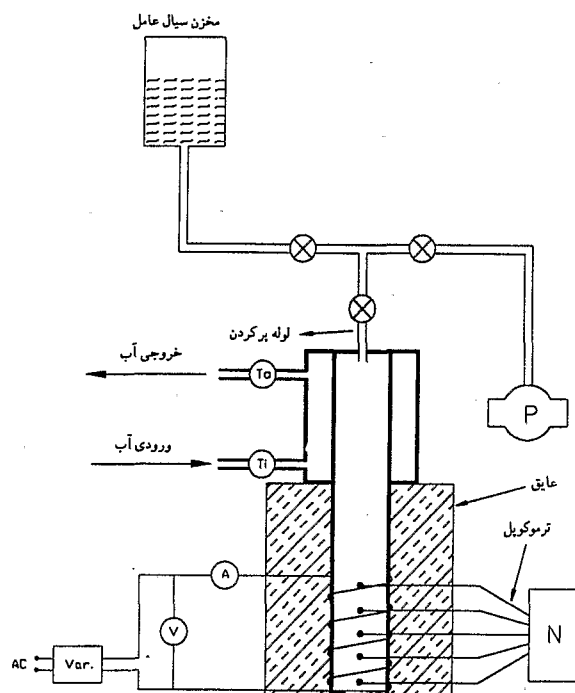
۱- نسبت پر شدن که عبارت است از نسبت حجم سیال عامل به حجم تبخیرکننده: $(F.R. = \text{Fill Ratio} = \frac{V_f}{V_e} = \frac{L_f}{L_e})$

۲- نسبت هندسی که عبارت است از نسبت طول تبخیرکننده به قطر ترموسیفون: $(A.R. = \text{Aspect Ratio} = \frac{L_e}{D})$

آزمایشها بر روی ترموسیفون موجود با نسبتهای پر شدن مختلف 60، 70، 80 و 90 درصد و نسبت هندسی 9.8 برای سیال عامل آب انجام شده اند. دما بر روی نقاط مختلف ترموسیفون بوسیله یک ترموکوپل اندازه گیری می شود.

برای شروع آزمایش باید گرمکن الکتریکی که با عایق الکتریکی پوشیده شده است به عنوان وارد کننده شار حرارتی کل بر روی سیستم بسته شود. سپس ترموکوپلها در بوشهای مربوطه بسته می شوند و عایق پشم سنگ به دور قسمت تبخیرکننده و

آدیاباتیکی قرار می‌گیرد. برای راه اندازی، درون ترموسیفون توسط پمپ خلأ موجود در آزمایشگاه، خلأ می‌گردد و سپس سیال عامل مربوطه تزریق می‌گردد. حال ترموسیفون مطابق با شکل (۲) در سیستم کار گذاشته می‌شود [۵].



شکل ۲: مدار آزمایش (P = پمپ خلأ، N = نشانگر دما، A = آمپرمتر، V = ولت متر، Var = مقاومت متغیر)

پس از به تعادل رسیدن سیستم، ولتاژ ورودی، دمای آب ورودی به چگالنده، دمای آب خروجی از چگالنده، دماهای مختلف سطح تبخیرکننده و آدیاباتیکی، مقاومت المنت، دمای سه نقطه مختلف بر روی جداره خارجی عایق و دمای دو نقطه از ترموسیفون واقع در قسمت چگالنده ثبت می‌گردد. سپس نتایج به دست آمده در تحلیلها به شکل نمودارهایی که روابط آنها در زیر آورده شده، نشان داده می‌شود.

$$Q_{in} = \frac{V^2}{R} \quad (1)$$

$$Q_{out} = \dot{m} c_p \Delta T \quad c_p = 4.178 \times 10^3 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K} \quad \rho = 995 \frac{kg}{m^3} \quad (2)$$

$$Q_{Loss(Experimental)} = Q_{in} - Q_{out} \quad (3)$$

$$Q_{Loss(Theoretical)} = Q_{convection} + Q_{radiation} \quad (4)$$

$$U = \frac{Q_{out}}{T_e - T_c} \quad T_e = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4} \quad (5)$$

$$\varepsilon(\%) = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \times 100 \quad (6)$$

نتایج حاصل از تحلیلها در قالب تلفات حرارتی تئوری و آزمایشگاهی و ضریب کلی انتقال حرارت به ازاء اختلاف دمای چگالنده از تبخیرکننده به ازاء توانهای ورودی مختلف گرمکن الکتریکی آورده شده است.

تجزیه و تحلیل اثر بار حرارتی لوله گرمایی

در تجزیه و تحلیل اثر بار حرارتی لوله گرمایی میزان اتلاف حرارت از لوله گرمایی که خود شامل مجموع اتلاف از قسمت چگالنده و تبخیرکننده می باشد، به ترتیب مورد بررسی قرار می گیرند.

اتلاف حرارت در قسمت چگالنده

به علت استفاده نشدن عایق در قسمت چگالنده و وجود انتقال حرارت بین آب و محیط آزمایشگاه، اتلاف حرارت در

قسمت چگالنده وجود دارد. لذا آزمایش لوله گرمایی با مشخصات سیال عامل آب، $F.R. = 90\%$ ، $L_e/D = 9.8$

و $Q_{in} = \frac{100^2}{58} = 172.4 \text{ W}$ در نظر گرفته می شود. دمای آب ورودی و خروجی به ترتیب 26، 34.5 و دمای محیط

حدود 27°C می باشد. بنابراین دمای متوسط آب عبوری از قسمت چگالنده 30.25°C است. در نتیجه اختلاف دمای متوسط آب عبوری از قسمت چگالنده با دمای محیط حدود 3.25°C می باشد. مشخصات قسمت چگالنده به صورت ذیل می باشد:

$$L_c = 16.7 \text{ cm} \quad D_c = 3.5 \text{ cm} \quad V_{\text{water, out}} = 70 \text{ CC at } 15 \text{ sec}$$

$$T_i = 26^\circ \text{C} \quad T_o = 34.5^\circ \text{C} \quad T_\infty = 27^\circ \text{C}$$

$$\dot{m} = \frac{995 \times 70 \times 10^{-6}}{15} = 4.64 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \Rightarrow Q_{out} = 4.64 \times 10^{-3} \times 4178 \times (34.5 - 26) = 164.9 \text{ W}$$

دمای جداره خارجی قسمت چگالنده، متوسط دمای آب ورودی و خروجی قسمت چگالنده فرض شده است.

$$T_{ave} = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (7)$$

که مقدار آن 30.25°C است. متوسط دمای محیط و دمای جداره خارجی قسمت چگالنده، به عنوان دمای فیلم هوای موجود بر روی جداره خارجی قسمت چگالنده در نظر گرفته می شود [۶].

$$T_f = \frac{T_\infty + T_{ave}}{2} \quad (8)$$

که مقدار آن 28.7°C است. خواص فیزیکی هوا در دمای فیلم (T_f) تعیین می گردد.

$$\alpha = 23.0032 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \nu = 16.232 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$k = 26.552 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \quad \text{Pr} = 0.7065 \quad \beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{27 + 273} = 3.33 \times 10^{-3}$$

با استفاده از خواص فیزیکی هوا، مقدار عدد ریلی از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$Ra_l = \frac{g\beta(T_{ave} - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (9)$$

که مقدار آن 1.37×10^6 است. عدد ناسلت در جریان جابجایی آزاد بر روی استوانه قائم از رابطه زیر محاسبه می شود [۶].

$$Nu_l^{1/2} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_l^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}} \right)^{4/9} \right]^{1/4}} \right\} \quad (10)$$

با محاسبه اعداد ریلی و ناسلت که مقدار آن برابر 18 است، ضریب انتقال حرارت از رابطه (۱۱) به دست می آید:

$$h = Nu_1 \frac{k}{L} \quad (11)$$

که مقدار آن $2.862 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ محاسبه می‌گردد. با محاسبه مقادیر سطح چگالنده، ضریب انتقال حرارت و اختلاف دمای محیط آزمایشگاه و جداره چگالنده، میزان اتلاف چگالنده از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۶]:

$$Q_{Loss} = hA\Delta T \quad (12)$$

که مقدار آن $0.17W$ است. بدین ترتیب تلفات حرارتی در قسمت چگالنده در حدود 0.1 درصد انرژی ورودی گرم‌کن الکتریکی محاسبه شده است. اتلاف حرارت برای قسمت چگالنده (که در شرایط آزمایش وجود دارد) نسبت به توان ورودی ناچیز بوده و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد.

اتلاف حرارت در قسمت تبخیرکننده و آدیاباتیک

با توجه به اینکه کلاهک انتهایی تبخیرکننده تقریباً به طور کامل عایق بندی شده، دیگر اتلافی از این قسمت وجود ندارد و فقط اتلاف حرارت از جداره خارجی عایق به دو صورت جابجایی و تابش داریم. برای محاسبه اتلاف حرارت در قسمت تبخیرکننده و آدیاباتیک، دمای جداره خارجی عایق (T_w) بوسیله یک ترمومتر دیجیتالی اندازه‌گیری می‌شود. متوسط دمای سه نقطه مجزا که به ترتیب در فواصل 70، 200 و 300 میلیمتری از انتهای لوله قرار گرفته اند. مشخصات قسمت تبخیرکننده، طول قسمت تبخیرکننده و آدیاباتیک و همچنین دمای جداره عایق و محیط به صورت زیر می‌باشد:

$$\begin{aligned} L_{e+a} &= 380mm & L_e &= 188mm \\ L_1 &= 70mm & T_{w_1} &= 38.1^\circ C \\ L_2 &= 200mm & T_{w_2} &= 40.6^\circ C \\ L_3 &= 300mm & T_{w_3} &= 35.4^\circ C \quad \text{و} \quad T_\infty = 28.5^\circ C \end{aligned}$$

دمای فیلم هوا بر روی جداره خارجی عایق، متوسط دمای محیط ($28.5^\circ C$) و دمای جداره خارجی عایق ($38.03^\circ C$) در نظر گرفته می‌شود.

$$T_f = \frac{T_\infty + T_{w_{av}}}{2} \quad (13)$$

که مقدار آن $33.3^\circ C$ است. خواص فیزیکی هوا در دمای فیلم تعیین می‌گردد.

$$\begin{aligned} \nu &= 16.66 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} & \alpha &= 23.64 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} \\ k &= 26.87 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K} & Pr &= 0.706 \end{aligned}$$

با استفاده از خواص فیزیکی هوا، مقدار عدد ریلی از رابطه (۹) و عدد ناسلت در جریان جابجایی آزاد بر روی استوانه قائم از رابطه (۱۰) به ترتیب 43.16×10^6 و 47.59 محاسبه می‌گردند. ضریب انتقال حرارت از رابطه (۱۱) $3.37 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ به دست می‌آید. با توجه به اینکه طول عایق $380mm$ ، قطر آن $130mm$ و سطح تبادل حرارت $155.2 \times 10^{-3} m^2$ می‌باشد، میزان اتلاف از طریق جابجایی آزاد از طریق رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۶]:

$$Q_c = hA\Delta T = 4.98 \text{ W} \quad (14)$$

میزان اتلاف از طریق تابش از طریق رابطه زیر به دست می‌آید [۶]:

$$Q_r = \varepsilon \sigma A (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (15)$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \cdot K^4 \quad \varepsilon = 0.087$$

$$T_w = \frac{T_{w_1} + T_{w_2} + T_{w_3}}{3} = 38.03 \quad (16)$$

که مقدار آن برابر با $0.84 W$ است. برای محاسبه اتلافات حرارتی کل از جمع آن دو استفاده می‌شود.

$$Q_{Loss(Theo)} = Q_c + Q_r = 5.9 W$$

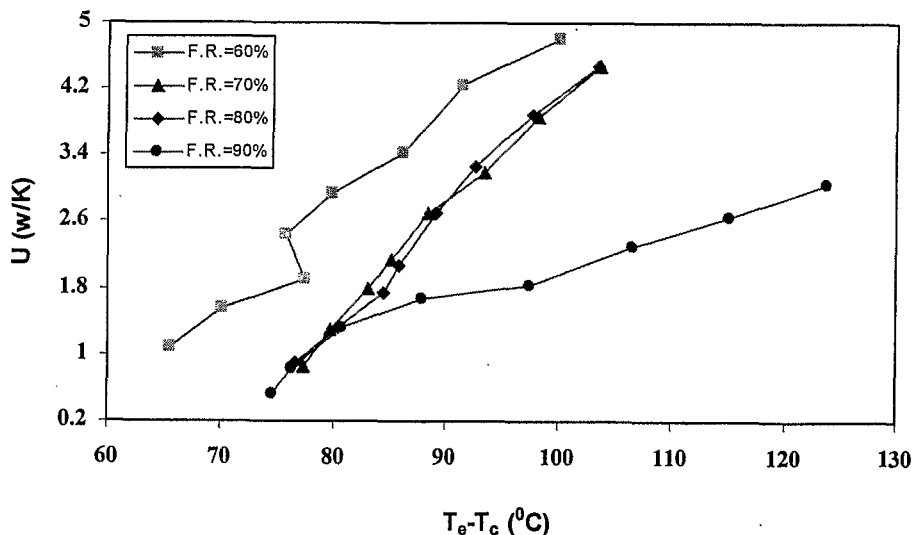
میزان اتلاف حرارت از تبخیرکننده 3.5% انرژی ورودی به گرمکن الکتریکی می‌باشد. این نتیجه را با روش آزمایشگاهی مقایسه می‌کنیم.

$$Q_{Loss(Exp)} = Q_{in} - Q_{out} = 172.4 - 164.9 = 7.5 W$$

بنابراین همخوانی خوبی میان نتایج تئوری و آزمایشگاهی بوجود آمده است.

بحث و نتیجه گیری

در این پژوهش عملکرد حرارتی یک لوله ترموسیفون مسی به قطر خارجی 22 mm و طول 620 mm با سیال عامل آب به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آن به صورت نمودارهای توزیع ضریب کلی انتقال حرارت ترموسیفون نسبت به اختلاف دمای دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده در شکل (۳)، توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب میانگین دمای قسمت تبخیرکننده در شکل (۴)، توزیع راندمان در شکل (۵)، و توزیع افت حرارت در شکل (۶) نمایش داده شده است.



شکل ۳: توزیع ضریب کلی انتقال حرارت ترموسیفون نسبت به اختلاف دمای دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده

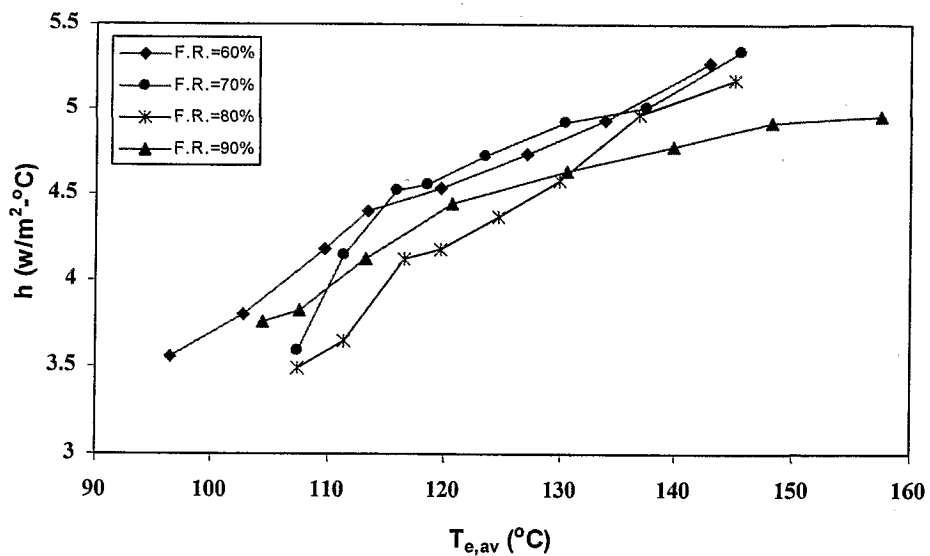
با توجه به نمودارهای نشان داده شده نتایج زیر حاصل شده است:

۱- ضریب کلی انتقال حرارت با افزایش اختلاف دمای دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده رابطه مستقیم داشته و نسبت پُر شدن

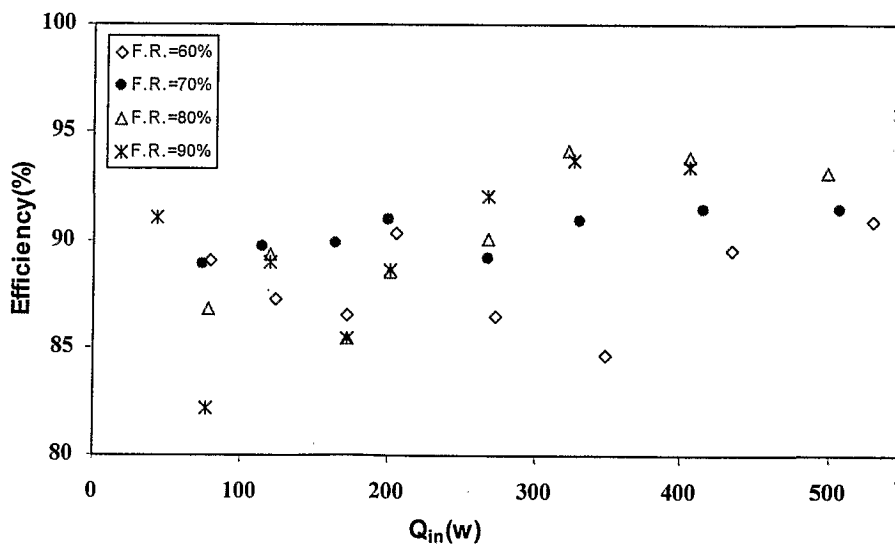
60% لوله ترموسیفون به دلیل اینکه در اختلاف دمای کمتری، ضریب بالاتری دارد، مقدار مناسبی است.

۲- ضریب انتقال حرارت جابجایی در طول ترموسیفون با افزایش دمای میانگین قسمت تبخیرکننده افزایش می‌یابد که نسبت پُر

شدن 60% در این مورد نیز نتیجه مطلوبی دارد.



شکل ۴: توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی ترموسیفون نسبت به میانگین دمای قسمت تبخیرکننده



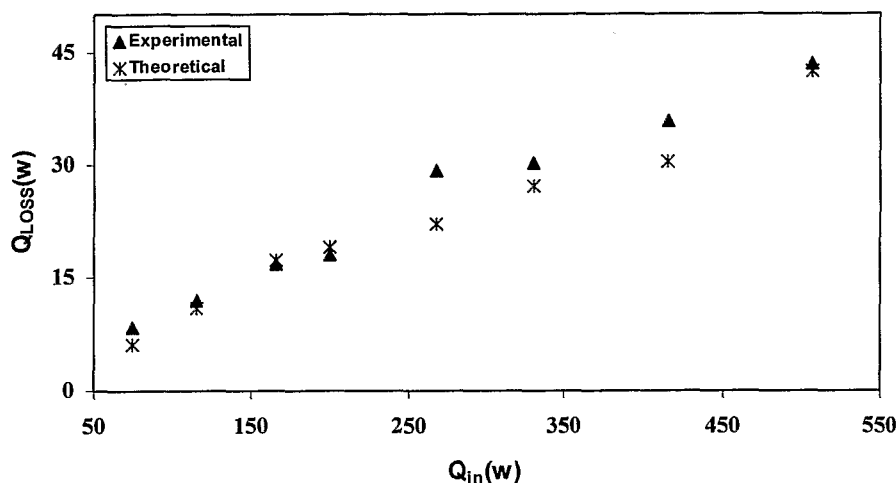
شکل ۵: توزیع راندمان بر حسب گرمای ورودی به قسمت تبخیرکننده

۳- راندمان ترموسیفون تا حرارت‌های ورودی 300 W افزایش یافته و برای مقادیر بالاتر از آن تقریباً ثابت می‌ماند.

۴- اتلاف حرارت در قسمت چگالنده به صورت جابجایی بوده و نسبت به توان ورودی مقدار آن ناچیز است که می‌توان از آن صرف‌نظر کرد.

۵- میزان اتلاف حرارت قسمت تبخیرکننده از جداره خارجی عایق به دو صورت جابجایی و تابش بوده که 3.5 درصد انرژی ورودی به گرمکن الکتریکی می‌باشد و مقدار قابل ملاحظه‌ای است.

۶- اتلاف حرارت محاسبه شده به دو صورت تئوری و آزمایشگاهی اختلاف قابل قبولی دارند که این مورد در زمینه ساخت لوله گرمایی و استفاده از آن در مبادله‌کن، جهت کاربردهای صنعتی مؤثر می‌باشد.

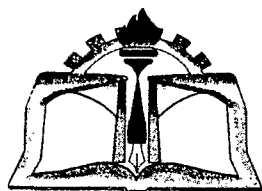


شکل ۶: توزیع افت حرارتی بر حسب گرمای ورودی به قسمت تبخیرکننده در دو حالت تئوری و آزمایشگاهی

مراجع

- [1] Dunn, P.D. and Reay, D. A., "Heat Pipes", 3rd. Ed. Pergamon Press, 1994
- [2] Faghri, A. "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis, USA, 1995
- [3] Li, H., Akbarzadeh, A., Johnson, P., "The Thermal Characteristics of a Closed two-phase Thermosyphon at Low Temperature Difference", Heat Recovery System & CHP, Vol. 11, No. 6, Britain, pp. 533-540, 1991
- [4] Shalaby, M.A., Araid, F.F., Sultan, G.I., Awad, M., "Heat Transfer Performance of a two-phase Closed Thermosyphon", 6IHPC, Chiang Mia, 2000
- [5] Noie, S.H., Ayani, M.B. "Effect of Aspect Ratio and Filling Ratio on Heat Transfer Characteristics of a two-phase Closed Thermosyphon", 6IHPS, Thailand, 2000

[۶] نوعی باغبان، س.ح. و خشنودی، م.، "انتقال حرارت اصول و کاربرد"، جلد ۱ و ۲، مشهد، ۱۳۷۲



AN LDA STUDY OF RADIAL VELOCITY FOR VISCOELASTIC LIQUIDS IN A TANK REACTOR STIRRED BY A RUSHTON TURBINE

M. JAHANGIRI *

Dept. of Chem. Eng., Kashan University, Email: Jahangiri@Kashanu.ac.ir

Abstract

The hydrodynamics of the flow in stirred-tank reactors, i. e. velocity profiles, is essential for the confident design of mixing tanks. Mean radial velocity was measured using a two-component Laser Doppler Anemometry system for a typical Rushton turbine impeller. The working fluids were different concentrations of poly acrylamide (PAA) solutions. It is shown that the correlations for mean velocity in Newtonian fluids do not apply to the case of viscoelastic liquids. New correlations are given in the lower part of the transition region, i. e. $30 < Re < 2000$, for mean radial velocity along the center line of the impeller tip. It is also shown that the dimensionless mean velocity distribution is not affected by impeller speed. Furthermore, they decrease with increasing fluid concentration.

Keywords: Laser Doppler Anemometer (LDA), Rushton turbine impeller, viscoelastic liquids, stirred-tank reactor, velocity profile.

Introduction

In mixing processes, mechanical energy is introduced into the vessel by means of a rotating impeller and converting this energy into hydrodynamic motion. A knowledge of flow pattern is very helpful in understanding the impeller performance, i. e. power input, the mixing times, (Tanguy et al., [1]). Flow pattern strongly depends on the type and geometry of the impeller (De-Ming et al., [2]). Different computational techniques (CFD) such as finite difference or finite element may be implemented for agitated vessels. However, detailed methods are required to validate the calculations. Laser Doppler velocimetry has proven to be more accurate for the measurement of flow fields in stirred tanks than any other technique such as Pitot probes, hot-wire anemometers since it provides flow information even in unsteady and highly turbulent flows.

The first application of LDA to mixing tanks stirred by a Rushton turbine was by Reed et al. [3]) whilst the most extensive was that by Van der Molen and Van Maanen [4]) who found that in the turbulent region, the dimensionless mean radial velocity in the vicinity of impeller tip and on its centerline was as following:

$$\bar{v}_r / v_{tip} = 0.85 (r / R)^{-7/6} \quad (1)$$

This relationship was independent of the ratio of impeller to vessel diameter up to the value of 0.5. Koutsakos et al. [5] in an LDA study of non-Newtonian fluids in agitated vessels showed that the centerline velocity profile was:

$$\bar{v}_r / v_{tip} = 0.85 \xi (r / R)^{-7/6} \quad (2)$$

$$\text{for } Re > 10^4, \quad \xi = 1 \quad (3c)$$

Dyster et al. [6] gave a similar expression for radial center line velocity profiles as Eq. (2), however the parameter ξ was introduced in their study as:

$$\text{for } Re < 20, \quad \xi \propto Re \quad (4a)$$

$$\text{for } Re > \sim 500, \quad \xi = 1 \quad (4b)$$

$$\text{for } Re > \sim 500, \quad \xi = 1 \quad (4b)$$

$$\text{for } Re \approx 10^4, \quad \xi = 1 \quad (4c)$$

The objective of this work is to investigate mean radial velocity profile in mixing of viscoelastic liquids. Also, the effect of concentration of PAA solutions and impeller speeds are studied.

Experimental Method

Measurements were performed in a cylindrical tank of Plexiglas with an inside diameter $T = 0.276$ m and wall thickness of 0.003 m. The tank included four equally spaced baffles of width 0.03 m. The height of liquid was 0.188 m. The impeller was a Rushton turbine with diameter $D = 0.104$ m. The tank, turbine and the LDA system (Dantec Measurement Technology) are shown in Fig.1. The LDA system consisted of a 5-W Spectra-Physics argon-ion laser, two-color 55x modular optics, two Burst Spectrum Analyzers and a PC. Test fluids were several concentrations of PAA (Magnofloc LT 27 poly acrylamide) solutions in equal weight percent mixtures of glycerin and water (Table 1). Rheological properties were determined by means of a computer-controlled HAAKE rheometer, RV100/CV100. The resulting values were in reference [7]. The rheograms of test fluids are shown in Fig.2.

RESULTS AND DISCUSSION

Eleven radial positions from the impeller tip to the vessel wall were chosen in order to measure the mean radial velocity in mixing of PAA solutions. Local mean velocity at these points, have been measured for different speeds of Rushton turbine impeller and various concentrations of PAA solutions (Table 1).

Radial velocity

Fig. 3 shows the dimensionless radial velocity, \bar{v}_r / v_{tip} , for 900 ppm PAA solution at different impeller speeds corresponding to the Reynolds number in the lower transition region, i. e., between 30 and 2000. This figure shows that impeller speed does not affect \bar{v}_r / v_{tip} and in each case \bar{v}_r / v_{tip} is much less than what Eq. (1) suggests and becomes smaller when Re decreases. \bar{v}_r / v_{tip} profile can not exceed the blade tip speeds (Fig. 4). Also, the latter result is not similar to the findings of Stoots and Calabrese [8]. The region in which \bar{v}_r / v_{tip} reaches a maximum value, occurs in the range $0.4 < r/R < 0.6$ (see Fig. 3). This behavior may be due to elastic effects in the vicinity of impeller blade such as the Weissenberg effect (Bird et al., [9]). The distributions of \bar{v}_r / v_{tip} data for 900 and 1350 ppm in Figs. 3 and 4 deviate from straight line at locations much further than impeller tip, $r/R > 0.7$ (Bartels, [10]). The velocity tends to zero and this causes the formation of a *pseudo-cavern* (Koutsakos et al., [5], Hirata et al., [11]). This phenomenon is a cavern that does not have well-defined boundaries between the stagnant and well-mixed regions. It can be due to the low shear regions formed away from

the impeller tip. These results support previous observations by Metzner and Taylor [12] that it is possible to have both laminar and turbulent regimes in an agitated vessel at the same time. In order to determine \bar{v}_r / v_{tip} profiles, ξ_r is introduced in Eq. (1) as follows:

$$\bar{v}_r / v_{tip} = 0.85 \xi_r (r/R)^{-7/6} \quad (5)$$

or equivalently:

$$\bar{v}_r / v_{tip} = p(r/R)^h \quad (6)$$

Also, the following equation well correlates \bar{v}_r / v_{tip} data:

$$\bar{v}_r / v_{tip} = (a_l + b_l(r/R)) \tanh(r/R) \quad (7)$$

Variation of ξ_r against Reynolds number for different PAA solutions is shown in Fig. 5 (by using $\xi_r = 1$ at $Re = 10^4$, Dyster et al., [6]). This figure shows that $Re \propto \xi_r$ in the range of $Re < 430$, and reaches a maximum value at about $Re = 950$ for PAA solutions. The maximum in Fig. 5 for PAA solutions did not exist in Newtonian (Dyster et al., [6]) and non-Newtonian systems (Koutsakos et al., [5]).

Values of ξ_r , p , h , a_l , and b_l in Eqs.(5)-(7) can be obtained from curve fitting of \bar{v}_r / v_{tip} data as in Figs. 3 and 4. The average values of these coefficients for different PAA solutions are tabulated in Table 2. This table shows that Eq. (7) has smaller *FSE* [13] with respect to Eqs. (5) and (6). Eqs. (5)-(6) fail to correlate the radial velocity data in some speeds but Eq. (7) can well correlate all of the radial velocity data of this work. Fig. 6 shows a comparison between Eqs. (5)-(7) with optimum values of ξ_r , p , h , a_l , and b_l . In agreement with previous works of Dyster et al.[6] and Koutsakos et al.[6], it may be concluded that the use of ξ_r is a suitable approach for correlating \bar{v}_r / v_{tip} data of Figs. 3 and 4.

Conclusions

LDA velocity measurements in polyacrylamide (PAA) solutions for a typical Rushton turbine have produced results in the lower transition region, i. e. $30 < Re < 2000$ as:

1. The center line mean velocity distribution was reasonably correlated by introducing the correlation parameter, ξ_r , in Vander Molen and Van Maanen [4], i. e. Eq. (1) (in agreement with the previous works of Koutsakos et al. [5] and Dyster et al.[6]).
2. The dimensionless mean radial velocity profile versus dimensionless radial coordinate was not affected by impeller rotational speed.
3. Mean values of radial velocity profile was not exceed impeller tip speed and might be described by an exponential decay distribution.

Nomenclature

a_l, b_l, h, P = constants

D = impeller diameter, m

FSE = fitting standard errors of the least squares regression coefficients, Ref. [13]

k = consistency index for power law model, $pa.s^n$

n = flow behavior index

N = rotational speed, rev/s, rpm

r = radial coordinate, m

R = radius of agitated vessel, m

Re_o = Zero shear rate Reynolds number = $\rho ND^2 / \eta_o$, dimensionless

T = agitated vessel diameter, m

SD = standard deviation

\bar{v}_r / v_{tip} = dimensionless mean radial velocity

v_{tip} = impeller blade tip speed = $\pi D N$, m/s

Greek letters

η_0 = zero shear rate viscosity, kg/ms

ρ = density, kg / m³

ξ_r = Constant coefficient in Eq. (5).

References

- [1]-Tanguy, P. A., F. Thibault and E. Brito De la Fuente, "A New Investigation of the Metzner-Otto Concept for Anchor Mixing Impellers", *Can. J. Chem. Eng.* **74**, 222-228, 1996.
- [2]- De-Ming, M., F. Lian-Fang, K. Wang and L. Yu-Ling, "The Mean Flow Field generated by a Pitched Blade Turbine: Changes in the Circulation Pattern due to Impeller Geometry", *Can. J. Chem. Eng.* **75**, 307-316, 1997.
- [3]- Reed, X. B., M. Princz and S. Hartland, "Laser Doppler measurements of turbulence in a standard stirred tank", *Proc 2nd Europ Conf on mixing*, Cambridge, England (BHRA, Cranfield, UK) pp. B1-1-B1-26, 1977.
- [4]- Van der Molen, K. and H. R. E. Van Maanen, "Laser-Doppler Measurements of the Turbulent Flow in Stirred Vessels to Establish Scaling Rules", *Chem. Eng. Sci.* **33**, 1161-1168, 1978.
- [5]- Koutsakos, E., A. W. Nienow and K. N. Dyster, "Laser Anemometry Study of Shear Thinning Fluids Agitated by a Rushton Turbine", *Fluid Mixing IV*, Bradford, UK, IChemE Symp. Ser. No. 121, 51-73, 1990.
- [6]- Dyster, K. N., E. Koutsakos, Z. Jaworski and A. W. Nienow, "An LDA Study of the Radial Discharge Velocities Generated by a Rushton Turbine: Newtonian fluids, $Re \geq 5$ ", *Trans IChemE, Eng. Res. Des.* **71**, 11-23, 1993.
- [7]- M. Jahangiri, *Mixing with heat transfer of viscoelastic fluids in agitated vessels*, PhD Thesis, Amirkabir Univ., 2000.
- [8]- Stoots, C. M. and R. V. Calabrese, "Mean Velocity Field Relative to a Rushton Turbine blade", *AIChE J.* **41**, 1-11, 1995.
- [9]- Bird, R. B., R. C. Armstrong and O. Hassager, "Dynamics of Polymeric Liquids", Vol. 1, *Fluid Mechanics*, 2/E, John Wiley & Sons, 1987.
- [10]- Bartels, P. V., "An Experimental Study on Turbulent Mixing of Visco-Elastic Fluids", PhD Thesis, Univ. of Delft, 1988.
- [11]- Hirata, Y., A. W. Nienow and I. P. T. Moore, "Estimation of Cavern Sizes in a Shear Thinning Plastic Fluid Agitated by a Rushton Turbine based on LDA Measurements", *J. Chem. Eng. Japan* **27**, 235-237, 1994.
- [12]- Metzner, A. B. and J. S. Taylor, "Flow Patterns in Agitated Vessels", *AIChE J.* **6**, 109-114, 1960.
- [13]- Walpole, R. E., R. H. Myers, S. L. Myers, "Probability and Statistics for Engineers and Scientists", Printice Hall International, Inc., 6 / E, 1998.

Table 1. Physical properties and power law parameters for different PAA solutions.

Fluid	concn., ppm	ρ , kg/m ³	η_0 , kg/ms	k	n
a	500	1114	0.011	0.02	0.86
b	750	1114.8	0.052	0.077	0.8
c	900	1120.4	0.0532	0.081	0.75
d	1350	1128.8	0.139	0.15	0.71

Table 2. The average values of coefficients in Equations (5)-(7) with their standard deviations (SD) and fitting standard errors (FSE) for different PAA solutions.

Coef.	ξ_r	SD	p	SD	h	SD	a_1	SD	b_1	SD	FSE Eq. (5)	FSE Eq. (6)	FSE Eq. (7)
Fluid a	0.231	0.011	0.243	0.026	-0.826	0.164	1.808	0.13	-1.679	0.183	0.061	0.051	0.056
Fluid b	0.09	0.007	0.092	0.018	-0.847	0.341	0.779	0.039	-0.769	0.054	0.036	0.035	0.017
Fluid c	0.089	0.007	0.089	0.016	-1.058	0.305	0.723	0.043	-0.706	0.06	0.033	0.036	0.02
Fluid d	0.041	0.004	0.042	0.008	0.52	2.209	0.272	0.035	-0.272	0.048	0.022	0.012	0.015
Ave.	0.113	0.007	0.117	0.017	-0.553	0.755	0.896	0.062	-0.857	0.086	0.006	0.003	0.004

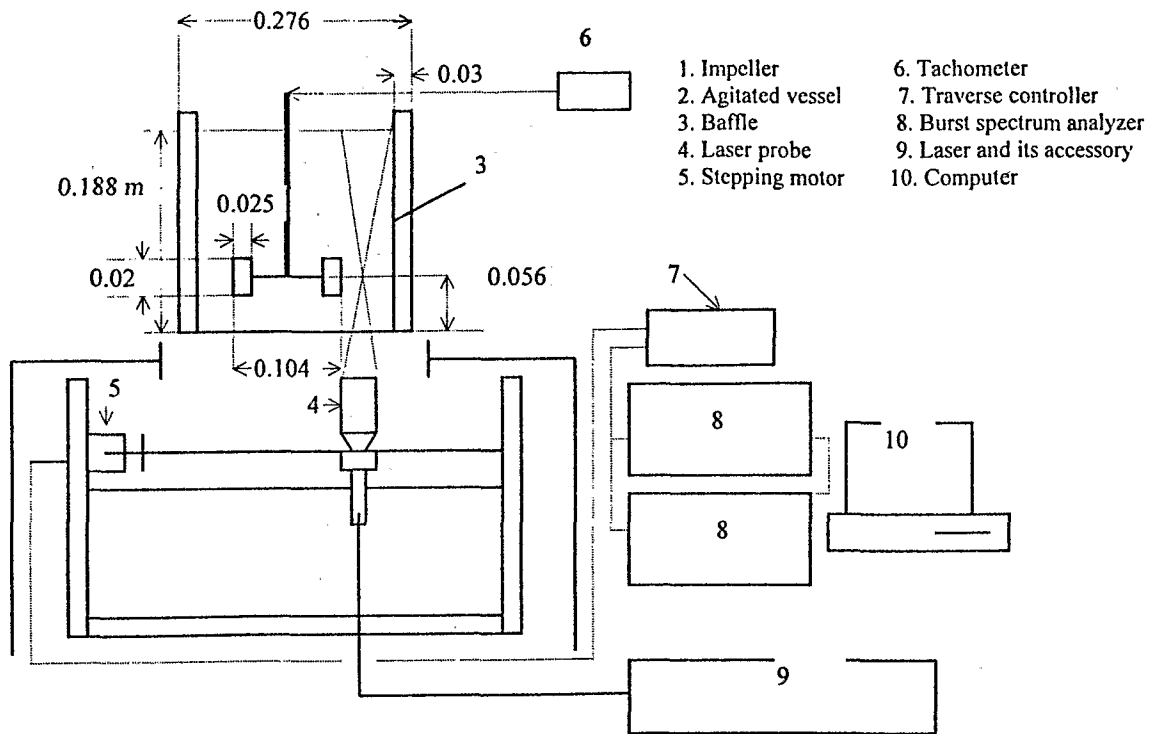


Fig.1. Set up of LDA and agitated vessel for mixing of viscoelastic fluids.

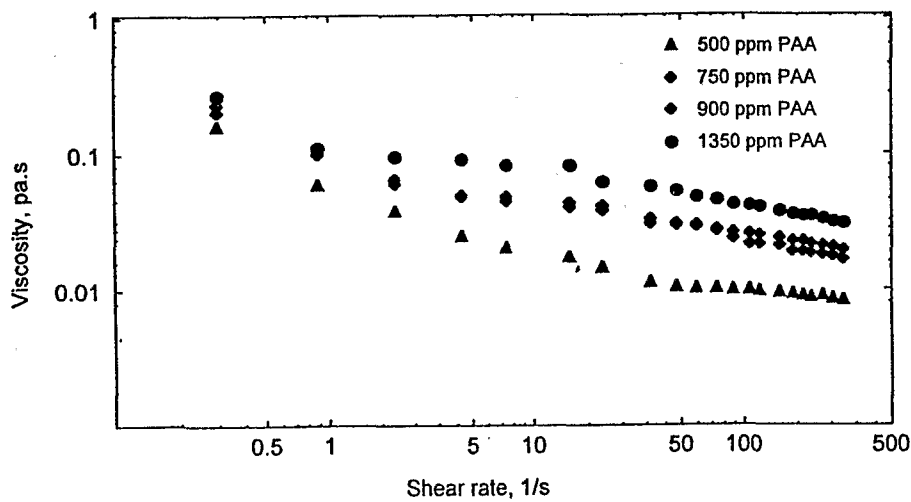


Fig.2. Rheograms of test fluids.

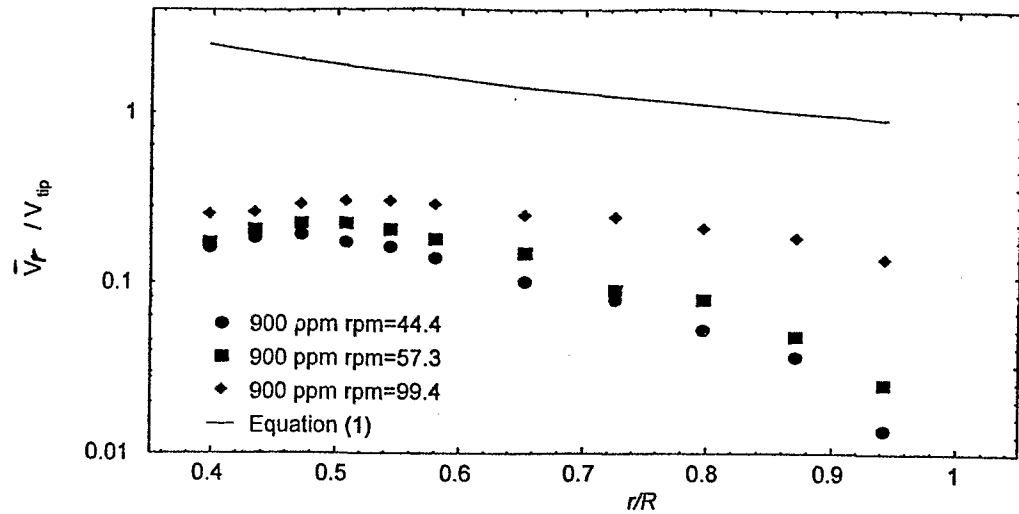


Figure 3. Center line radial velocities for 900 ppm PAA solution.

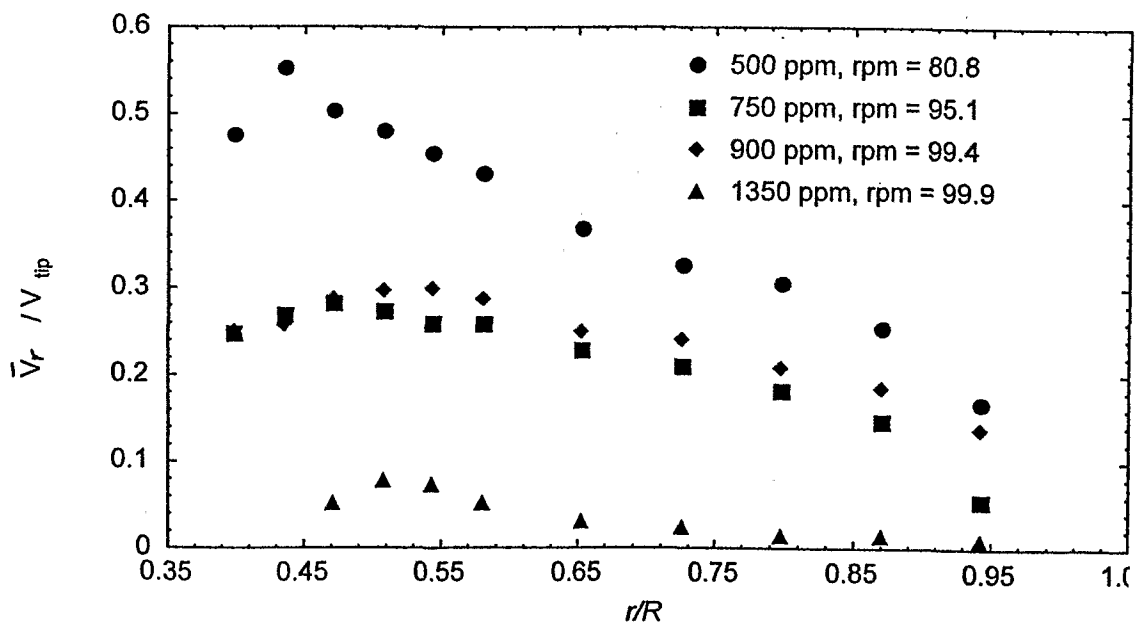


Figure 4. Center line radial velocity profiles for different concentrations of PAA solutions.

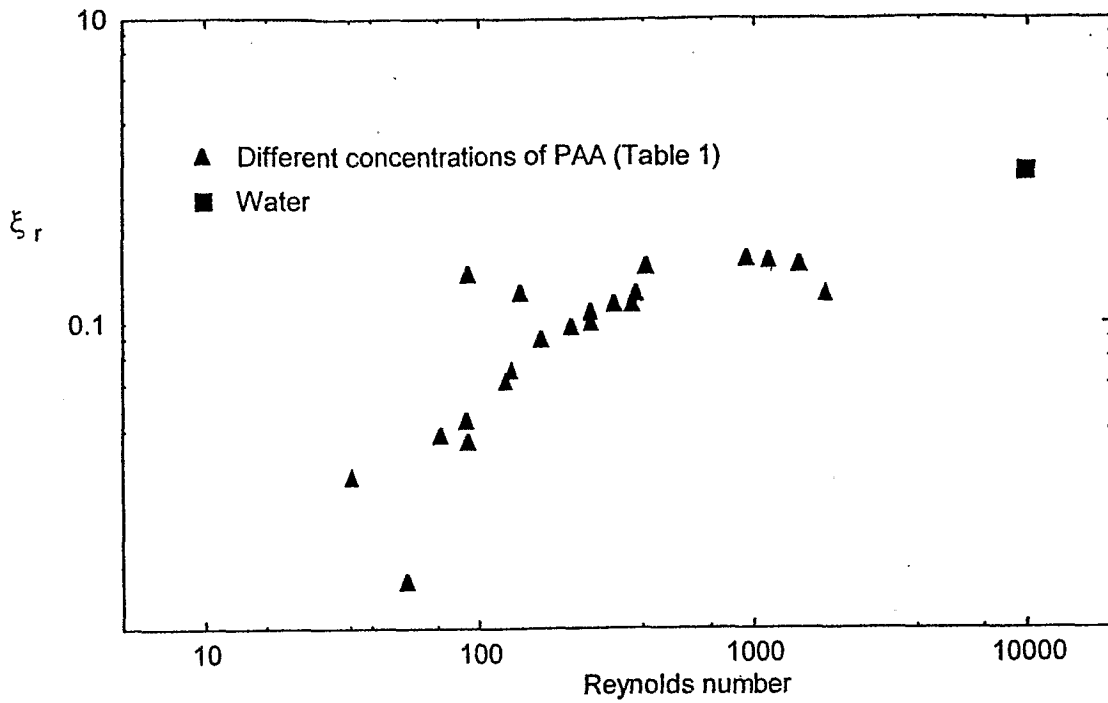


Figure 5. Variations of ξ_r versus Reynolds number.

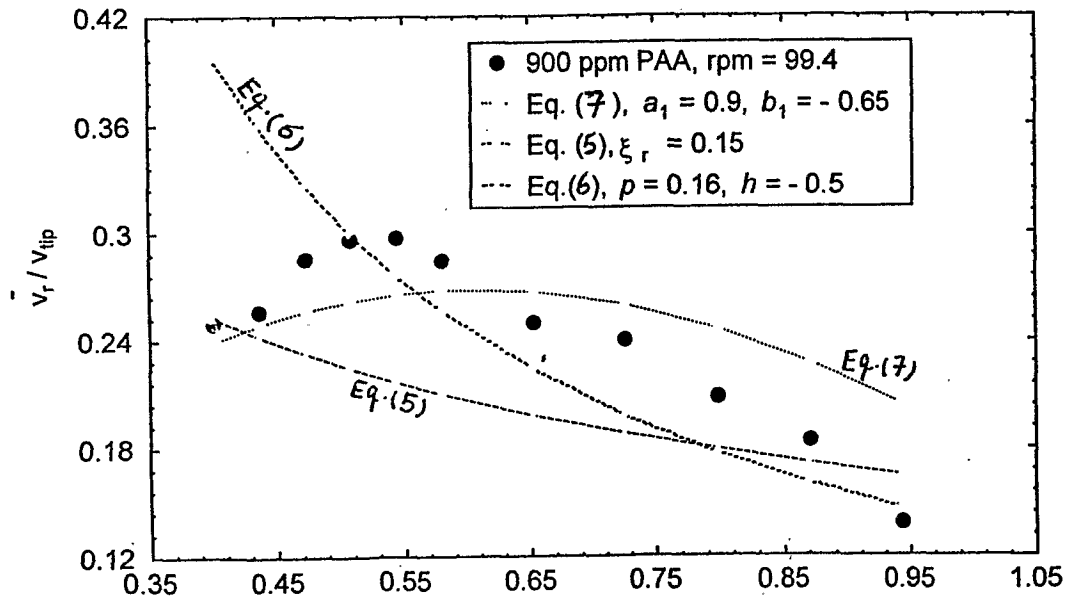


Figure 6. A comparison of predicted dimensionless mean radial velocities between Equations (5)-(7).