ریشه‌یابی علل سانحهٔ توربوپمپ شمارهٔ 20A
با استفاده از تکنیک آنالیز طیف‌های سیستم نگهداری و تعمیرات مبتنی بر پایش آنلاین وضعیت

موسی قاسمی

کارشناس ارشد ماشین آلات دوار، ادارهٔ نگهداری و تعمیرات شرکت پالایش نفت آبادان، آبادان، m.ghasemi@abadan-ref.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۲/۰۷
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۷/۰۴

چکیده

در این مقاله دلائل بروز سانحه برای یک توربوپمپ، با استفاده از آنالیز طیف‌های سیستم نگهداری و تعمیرات مبتنی بر پایش آنلاین وضعیت ریشه‌یابی شده است. پمپ سانتریفیوژ شمارهٔ 20A از یک توربین بخاری به‌عنوان محرک استفاده می‌نماید و توسط یک جعبه‌دندهٔ کاهنده، فرایند انتقال گشتاور از توربین به پمپ انجام می‌گردد. توربوپمپ مذکور پس از یک سال عدم راه‌اندازی، به‌علت فوریت‌های عملیاتی در سرویس قرار می‌گیرد که با سپری‌شدن حدود ۲ ساعت و ۳۰ دقیقه، توربین و جعبه‌دنده دچار سانحه شده و از سرویس خارج می‌گردد. لذا به‌منظور بالابردن قابلیت اطمینان و جلوگیری از خرابی‌ها و توقفات پیش‌بینی نشده، عیب‌یابی‌های تخصصی روی توربین، جعبه‌دنده، پمپ و سیستم‌های کنترلی انجام شد و در نهایت با بررسی‌های میدانی از آثار به‌جا مانده و با استفاده از تکنیک آنالیز طیف‌های سیستم نگهداری و تعمیرات مبتنی بر پایش آنلاین وضعیت، عوامل سانحه ریشه‌یابی گردید.

واژگان کلیدی: پمپ سانتریفیوژ، توربین بخاری، جعبه‌دنده، سیستم پایش آنلاین وضعیت

۱. مقدمه

به‌منظور تأمین آب خنک مورد نیاز تجهیزات یک واحد عملیاتی از یک برج خنک‌کننده[1] بتنی از نوع خنک‌کن اجباری با فن هوایی بهره گیری می‌شود. فرایند انتقال آب خنک‌شده از حوضچه‌های این برج به واحد مذکور توسط یک پمپ اصلی با شمارهٔ 20A که محرک آن توربین بخاری[2] است و یک پمپ یدکی با محرک برقی و شمارهٔ 20B انجام می‌شود. با پیش راه‌اندازی این واحد عملیاتی، پمپ برقی جهت تأمین آب خنک در سرویس قرار می‌گیرد. اما چند روز بعد، رأس ساعت ۱۷:۲۰، به‌علت نوسانات برق، الکتروموتور آن دچار تریپ می‌شود و منجر به از سرویس خارج شدن پمپ مذکور می‌گردد. بنابراین در راستای استمرار تأمین آب خنک و نظر به فوریت‌های پیش رو به‌منظور جلوگیری از خاموش‌شدن واحد عملیاتی مورد نظر، اپراتور شیف روزکار به ناچار طی ۱۰ دقیقه، رأس ساعت۱۷:۳۰، به‌طور اضطراری پمپ بخاری که بیش از یک سال راه‌اندازی نشده بود را بدون آماده‌سازی‌های اولیه، از جمله عدم پیش‌گرمایش[3] مناسب برای توربین، عدم گرمایش مناسب بخار و تخلیهٔ کامل آب کندانس‌شده در مسیرهای آن، عدم گرمایش روغن تا حد دمای نرمال به‌وسیلهٔ هیتر جهت روان‌کردن روغن در هوای سرد (دمای روغن هنگام راه‌اندازی کمتر از ۱۵ درجهٔ سانتی‌گراد است) و عدم هماهنگی با گروه‌های تخصصی و

تعمیراتی جهت حصول اطمینان از صحت عملکرد دستگاه در شرایط سرویس، راه‌اندازی می‌نماید و سپس در ساعت ۱۸:۰۰ نیز تعویض شیفت روزکار با شیفت شب‌کار انجام می‌گردد.

۲. تاریخچهٔ توربوپمپ شمارهٔ *20A*

این توربوپمپ به‌طور کلی از یک توربین بخاری به‌عنوان ماشین محرک و یک پمپ گریز از مرکز[۴] به‌عنوان ماشین متحرک و همچنین یک جعبه‌دنده واسطه تشکیل شده است. در ادامه توضیحاتی دربارهٔ آنها ارائه شده است.

۲-۱. پمپ

این پمپ ساخت شرکت کا. اس. بی.[۵] کشور آلمان در سال ۲۰۰۸ م و از دسته پمپ‌های دینامیکی و جریان شعاعی با تایپ BB1 است. از لحاظ طراحی به‌صورت دو طرف بیرینگ[۶] با یک پروانه دو مکشه[۷] می‌باشد. مزیت این طرح در این است که می‌توان جریان را دو برابر کرد، لذا پمپ شامل یک دهانهٔ ورودی و یک دهانهٔ خروجی است؛ جریان ورودی بین دو چشمی پروانه که پشت به پشت به‌هم متصل‌اند، تقسیم می‌شود [۱].

۲-۲. توربین بخاری

این تجهیز ساخت سال ۲۰۰۸ م گروه درسر رند[۸] آلمان است؛ از دسته توربین‌های ضربه‌ای[۹] با تایپ 24ZSA-1 بوده و از لحاظ سازوکار، اصول عملکرد و نحوهٔ تبدیل انرژی شامل یک چرخ کورتیس[۱۰] با دو ردیف پرهٔ متحرک[۱۱] و یک ردیف پرهٔ ثابت[۱۲] می‌باشد. پره‌های ثابت به پوستهٔ توربین متصل‌اند و براساس فشار ثابت کار می‌کنند و نیرو به‌صورت ضربه‌ای به آنها وارد می‌شود. لذا با عبور بخار از پره‌های متحرک ردیف اول، پره‌های ثابت موجب تغییر جهت بخار و هدایت آن به طرف پره‌های متحرک ردیف دوم می‌شوند. جریان بخار ورودی در مجموعهٔ این پره‌ها محوری بوده و مسیر بخار ورودی نیز سیستم کنترلی گاورنر[۱۳] جهت کنترل بخار دارد. فشار بخار خروجی نیز بیشتر از فشار جو و مثبت[۱۴] است؛ یعنی بخار پس از به حرکت درآوردن توربین با فشار بیشتر از فشار اتمسفر خارج می‌گردد [۲].

۲-۳. جعبه‌دنده

این جعبه‌دنده ساخت سال ۲۰۰۷ م شرکت پکران[۱۵] کشور آلمان است که از دسته جعبه‌دنده‌های کاهنده با تایپ ASR-280L بوده و از لحاظ سازوکار عملکرد به‌صورت جناغی[۱۶] می‌باشد. دندانه‌های این نوع چرخ‌دنده‌ها روی محیط استوانه نسبت به هم زاویهٔ کمتر از ۹۰ درجه می‌سازند که به‌صورت عدد ۷ یا ۸ ساخته می‌شوند و مزیت این طرح در این است که نیروی رانشی محوری را تا حد خوبی مهار می‌کند. همچنین به‌علت فرایند دشوار ساخت چرخ‌دنده‌های جناغی، در وسط دندانه‌ها یک شیار ایجاد شده و به‌صورت دو مارپیچ ساخته می‌شوند تا ساخت آن آسان شود [۳]. بنابراین سرعت ۴۵۰۲ دور بر دقیقه توربین از طریق یک کوپلینگ به چرخ‌دندهٔ کوچک جعبه‌دنده یا همان چرخ‌دنده محرک[۱۷] منتقل شده و سپس این سرعت در چرخ‌دندهٔ بزرگ یا همان چرخ‌دندهٔ متحرک[۱۸] به ۹۹۳ دور بر دقیقه تقلیل یافته و در نهایت عمل انتقال گشتاور از طریق کوپلینگ دیگری به پمپ انجام می‌شود. به‌عبارت دیگر، سرعت توربین به‌واسطهٔ این جعبه‌دندهٔ کاهنده به قدرت تبدیل شده و به دور مورد نظر تقلیل می‌یابد و سپس به پمپ منتقل می‌گردد.

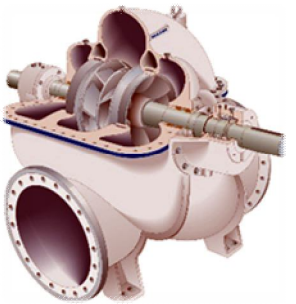
۳. بیان مسئله

همان‌گونه که گفته شد، توربوپمپ شمارهٔ 20A به‌علت فوریت‌های عملیاتی، رأس ساعت ۱۷:۳۰، به‌صورت اضطراری راه‌اندازی می‌شود و پس از حدود ۲ ساعت و ۳۰ دقیقه، دمای بیرینگ‌های چرخ‌دندهٔ محرک جعبه‌دنده به‌سرعت افزایش یافته و به حد تریپ می‌رسند. با عمل‌نکردن سیستم‌های کنترلی تریپ‌دهنده، همچنین با عدم توقف اضطراری دستگاه به‌صورت دستی توسط کاربر، در حالی‌که توربین همچنان با فشار بخار ۴۲ بار و سرعت ۴۳۰۰ دور بر دقیقه در حال تولید گشتاور بوده و به چرخش خود ادامه می‌داده، اصطکاک و سایش شدیدی بین محور و بیرینگ‌های چرخ‌دندهٔ محرک ایجاد و سرانجام رأس ساعت ۲۰:۰۰ منجر به توقف ناگهانی این چرخ‌دنده می‌شود. در این هنگام با استمرار روند انتقال گشتاور و کامل جدانشدن ممبرین کوپلینگ فداشونده مابین توربین و جعبه‌دنده، صدمات زیادی به محور، چرخ‌دنده‌ها و بیرینگ‌های جعبه‌دنده و همچنین محور، محفظه‌های بیرینگ و آب‌بند توربین وارد می‌شود.

۴. پرسش‌های تحقیق

چرا دمای بیرینگ‌های چرخ‌دندهٔ محرک افزایش یافته‌اند؟ ۲. چرا سیستم‌های امنیتی تریپ‌دهنده با افزایش دمای بیرینگ‌ها عمل

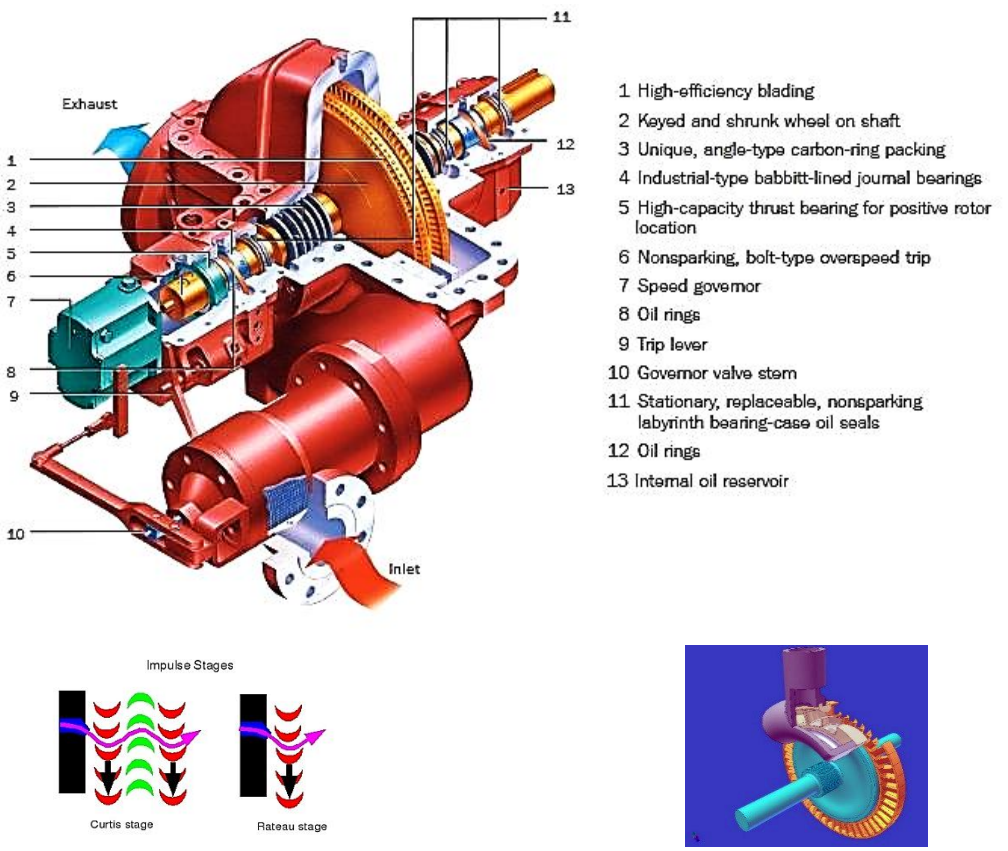
نکرده و فرمان تریپ نداده‌اند؟ چرا محور چرخ‌دندهٔ محرک جعبه‌دنده و محور توربین دچار پیچش و برش شده‌اند؛ در صورتی‌که کوپلینگ فداشونده مابین آنها می‌بایست به‌موقع و به‌طور کامل جدا می‌شده و اتصال را قطع می‌کرده است؟



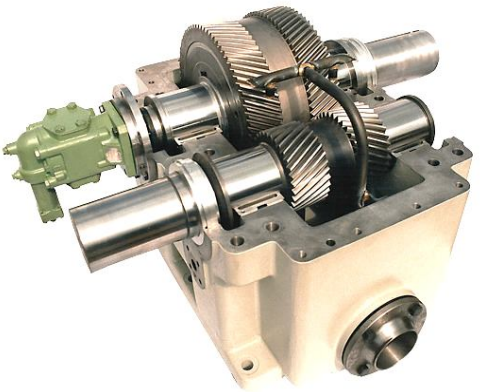
شکل ۱. مقطع پمپ

جدول ۱. مشخصات فنی پمپ

واحد	مقدار	طراحی
دور بر دقیقه	۹۹۳	سرعت
–	راستگرد	جهت چرخش
فشار گیج	۰/۴×۵/۲	فشار ورودی×فشار خروجی
متر مکعب بر ساعت	۱۸۶۰	ظرفیت
-	SARP cooling water supply	سیال فرایندی
کیلووات	۳۳۱/۷	توان



شکل ۲. مقطع توربین، نازل و جهت جریان بخار



شکل ۳. مقطع جعبه‌دنده

جدول ۲. مشخصات فنی جعبه‌دنده

واحد	مقدار	طراحی
دور بر دقیقه	۳۸۲۶×۴۷۲۷	سرعت ورودی
دور بر دقیقه	۸۴۳×۱۰۴۱	سرعت خروجی
–	پاد راستگرد	جهت چرخش
AGMA	۲	ضریب ایمنی
فشار گیج	۰/۴×۵/۲	فشار ورودی×فشار خروجی
لیتر بر دقیقه	۱۷	مقدار روغن مورد نیاز
فشار گیج	۱/۵	فشار روغن مورد نیاز
کیلووات	۳۶۵	توان ورودی
کیلووات	۶	اتلاف توان

۵. فرضیه‌های تحقیق

دمای بیرینگ‌های چرخ‌دندهٔ محرک به‌علت اختلال در روند روغنکاری افزایش یافته‌اند. سیستم‌های امنیتی تریپ‌دهنده به‌علت تنظیمات اشتباه دچار خطا شده و نهایتاً اینکه ممبرین کوپلینگ فداشونده مابین توربین و جعبه‌دنده هنگام حادثه بیش از حد مقاومت نموده است.

٦. روش تحقیق

این توربوپمپ از سیستم تعمیرات براساس شرایط کار دستگاه که یکی از بهترین تکنیک‌ها در امر نگهداری و تعمیرات ماشین‌آلات دوار صنعتی می‌باشد و آمیزه‌ای از تعمیرات پیشگیرانه و پیش‌بینانه است، بهره می‌برد و اصطلاحاً به آن پایش پیوسته و مستمر وضعیت[۱۹] گویند. اساس این سیستم بر زیر نظر داشتن مستمر ماشین در حین کار توسط تجهیزات و ابزارهای مخصوص با پایش پارامترهای کلیدی و مهمی که در شرایط کاری دستگاه تاثیر به‌سزایی دارند، می‌باشد [۲]. بنابراین در این مقاله داده‌ها به روش میدانی با بررسی آثار به‌جا مانده و با توجه به سوابق ثبت‌شده در سیستم پایش و کمک گرفتن از نظر کارشناسان و افراد خبره در این حوزه، جمع‌آوری شده است و سپس اقدام به استنباط و شناسایی عوامل حادثه گردید.

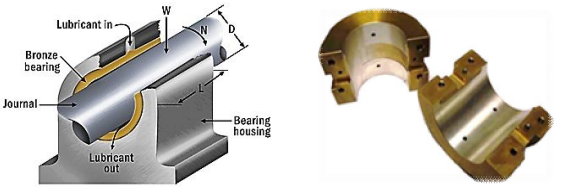
۶-۱. بررسی فرضیهٔ اول (علت افزایش دمای بیرینگ‌ها)

با توجه به نوع بیرینگ‌های جعبه‌دنه و توربین، روش روغنکاری، دیاگرام‌های پایش دمای بیرینگ‌ها، دیاگرام پایش سرعت و دیاگرام پایش فشار روغن، با بررسی وضعیت فیلتر روغن و مسیرهای روغنکاری به بررسی فرضیه اول اقدام شد.

۶-۱-۱. نوع بیرینگ‌های توربین و جعبه‌دنده

در توربین یک بیرینگ محوری[۲۰] نوع غلتشی[۲۱] برای کنترل نیروهای محوری و دو عدد بیرینگ شعاعی[۲۲] نوع لغزشی[۲۳] برای

مهار حرکت‌های شعاعی به‌کار رفته است. همچنین در جعبه‌دنده برای چرخ‌دندهٔ محرک دو بیرینگ لغزشی شعاعی و برای چرخ‌دندهٔ متحرک نیز یک عدد بیرینگ لغزشی شعاعی (سمت پمپ) و یک عدد بیرینگ لغزشی محوری (سمت توربین) استفاده شده است. وضعیت روغنکاری بیرینگ‌های لغزشی بسیار حائز اهمیت است؛ زیرا محور روی فیلم نازکی از روغن در داخل بیرینگ‌ها، که به‌شکل نیمه استوانه‌ای با لایهٔ داخلی فلز نرم بابیت[۲۴] ساخته شده‌اند، حرکت می‌کند و باید پیوسته فیلمی از روغن مابین محور و بیرینگ ها جاری باشد تا از تماس مستقیم محور و بیرینگ جلوگیری گردد [۲].



شکل ۴. بیرینگ لغزشی شعاعی و تشکیل فیلم روغن در آن

شکل ۵. بیرینگ لغزشی محوری و تشکیل فیلم روغن در آن

۶-۱-۲. روش روغنکاری[۲۵] بیرینگ‌ها و چرخ‌دنده‌ها

طبق مدارک فنی سازنده جهت روانکاری بیرینگ‌های لغزشی جعبه‌دنده و توربین و همچنین چرخ‌دنده‌های جعبه‌دنده، روغن VG46 با دمای نرمال ۴۷ درجهٔ سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. روش روغنکاری نیز به‌صورت فشار اجباری[۲۶] است که بدین منظور از یک مخزن روغن با ۱۸۰ لیتر گنجایش و همچنین یک پمپ اصلی[۲۷] و یک پمپ کمکی[۲۸] استفاده شده است. پمپ اصلی که از نوع دنده‌ای[۲۹] با تایپ KF50LF1 می‌باشد. در انتهای چرخ‌دندهٔ متحرک جعبه‌دنده (سمت توربین) تعبیه شده که با چرخش جعبه‌دنده، روغن را از مخزن کشیده و با ایجاد فشاری معادل ۸ بار و دبی ۳۸ الی ۴۷ لیتر بر دقیقه روغن را به‌سمت بیرینگ‌ها می‌فرستد. این روغن قبل از ورود به فضای بیرینگ‌ها در یک کولر خنک شده (دمای نرمال روغن ۴۷ درجهٔ سانتی‌گراد است) و با عبور از یک فیلتر تمیز می‌شود. پمپ کمکی با محرک برقی نیز روی مخزن روغن تعبیه شده که در ابتدای امر راه‌اندازی تا زمانی که جعبه‌دنده به دور نامی برسد و همچنین پس از خاموش‌شدن توربین وقتی دور جعبه‌دنده کاهش می‌یابد، در سرویس قرار می‌گیرد تا فشار لازم را تأمین کند [۲].

۶-۱-۳. دیاگرام پایش دمای بیرینگ‌ها

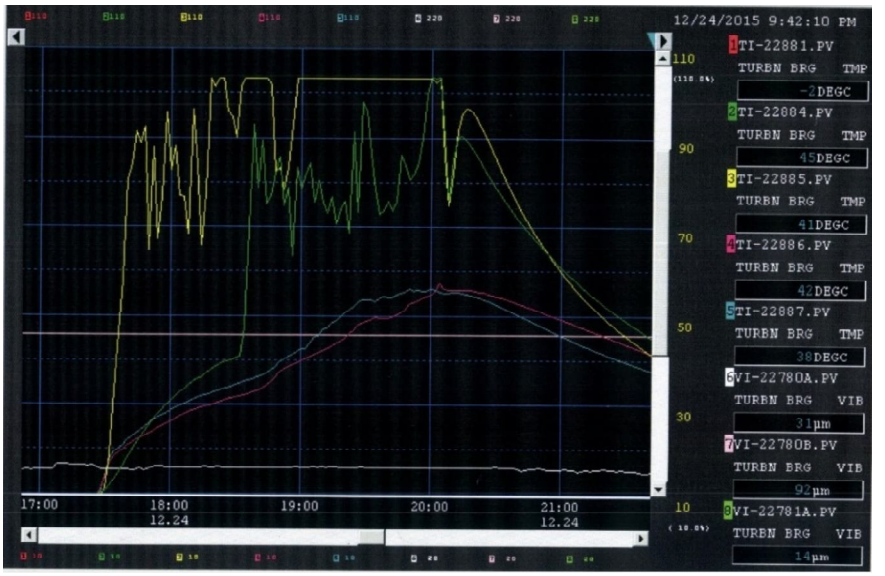
طبق مدارک فنی سازنده، مقدار دمای نرمال، دمای آلارم و دمای تریپ برای مجموع سه عدد بیرینگ شعاعی و یک عدد بیرینگ محوری جعبه‌دنده و همچنین برای دو عدد بیرینگ شعاعی توربین به ترتیب ۶۰، ۸۰ و ۱۰۵ درجهٔ سانتی‌گراد تعیین شده است. بنابراین با مشاهدهٔ دیاگرام پایش دمای بیرینگ‌های مذکور (شکل‌های ۶ و ۷) داده‌های زیر به‌دست آمد:

۱. بیرینگ شعاعی چرخ‌دندهٔ محرک (سمت توربین) با شمارهٔ ۲۲۸۸۴ (منحنی سبزرنگ) به‌علت سردبودن روغن و قطعات جعبه‌دنده، از بدو راه‌اندازی با سیر آرام صعودی افزایش یافته و با گذشت حدود ۶۵ دقیقه رأس ساعت ۱۸:۳۵ به دمای ۴۵ درجهٔ سانتی‌گراد می‌رسد. از ساعت ۱۸:۳۶ تا ۱۸:۴۰، با سیر چشمگیر صعودی به حد دمای آلارم رسیده و سپس در ساعت ۱۹:۴۸ روند افزایش دما ادامه می‌یابد تا در ساعت ۱۹:۵۴ به دمای ۱۰۳ درجهٔ سانتی‌گراد و حتی دمای بیش از حد[۳۰] تعریف‌شده می‌رسد و تا ساعت ۲۰:۰۰ (لحظهٔ حادثه) در دمای بیش از حد به کار خود ادامه می‌دهد.

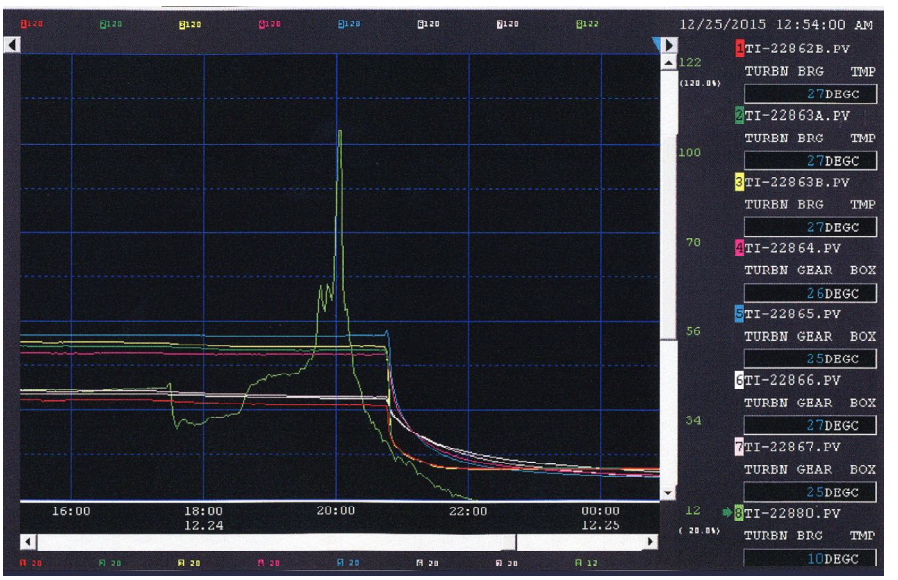
۲. بیرینگ شعاعی چرخ‌دندهٔ محرک (سمت پمپ) با شمارهٔ ۲۲۸۸۵ (منحنی زردرنگ)، از بدو راه‌اندازی با سیر صعودی چشمگیری افزایش یافته و در کمتر از ۱۰ دقیقه به حد دمای آلارم می‌رسد. سپس روند افزایش دما ادامه یافته تا در ساعت ۱۷:۴۲ به دمای ۸۴ درجهٔ سانتی‌گراد و در نهایت در ساعت ۱۸:۱۶ به دمای ۱۰۳ درجهٔ سانتی‌گراد و حتی دمای بیش از حد تعریف شده می‌رسد و پس از اندکی نوسان از ساعت ۱۸:۵۴ تا ساعت ۲۰:۰۰ (تا زمان حادثه) در دمای بیش از حد به کار خود ادامه می‌دهد.

۳. بیرینگ محوری چرخ‌دندهٔ متحرک (سمت توربین) با شمارهٔ ۲۲۸۸۶ (منحنی صورتی رنگ) و بیرینگ شعاعی

چرخ‌دندهٔ متحرک (سمت پمپ) با شمارهٔ ۲۲۸۸۷ (منحنی آبی‌رنگ) به‌علت سرد بودن روغن و همچنین قطعات جعبه‌دنده، دمای این دو بیرینگ از بدو راه‌اندازی با سیر آرام صعودی افزایش یافته و تا لحظهٔ حادثه به‌ترتیب به دمای ۵۵ و ۵۷ درجهٔ سانتی‌گراد می‌رسد که این سیر صعودی و دما نرمال می‌باشد.



شکل ۶. دیاگرام پایش دمای بیرینگ‌های جعبه‌دنده



شکل ۷. دیاگرام پایش دمای بیرینگ توربین

۴. بیرینگ شعاعی توربین (سمت گاورنر) با شمارهٔ ۲۲۸۸۱ (منحنی قرمزرنگ در دیاگرام شکل ۶) به‌علت سردبودن روغن و توربین، دمای بیرینگ از بدو راه‌اندازی با سیر آرام صعودی افزایش یافته و تا لحظه حادثه به دمای ۵۶ درجهٔ سانتی‌گراد رسیده که سیر صعودی و دمای آن نرمال می‌باشد.

۵. بیرینگ شعاعی توربین (سمت جعبه‌دنده) با شمارهٔ ۲۲۸۸۰ (منحنی سبزرنگ در دیاگرام شکل ۷) به‌علت سردبودن روغن و قطعات توربین، دمای بیرینگ از بدو راه‌اندازی با سیر آرام صعودی افزایش یافته و با گذشت حدود ۱۲۰ دقیقه به حد ۶۰ درجهٔ سانتی‌گراد می‌رسد، اما از ساعت ۱۹:۳۵ به یکباره با سیر چشمگیر صعودی

روبرو شده و تا لحظهٔ حادثه به افزایش خود ادامه داده و در ساعت ۲۰:۰۰ به دمای بیش از ۱۰۰ درجهٔ سانتی‌گراد می‌رسد که این سیر صعودی می‌تواند ناشی از دما و لرزش ایجادشده از سوی چرخ‌دندهٔ محرک جعبه‌دنده باشد.

۶-۱-۴. دیاگرام پایش سرعت

طبق مدارک فنی سازنده سرعت عملیاتی برای توربین ۴۵۰۲ دور بر دقیقه و سرعت تریپ آن ۴۷۲۹ دور بر دقیقه است. بنابراین با مشاهدهٔ دیاگرام شکل ۸ مشخص شد که سرعت توربین از ابتدای راه‌اندازی تا لحظهٔ حادثه ۴۳۰۰ دور بر دقیقه بوده و هیچ‌گونه تغییر یا نوسانی نداشته است.

۶-۱-۵. دیاگرام پایش فشار روغن

طبق مدارک فنی سازنده فشار روغن مورد نیاز ۷ بار می‌باشد که توسط پمپ روغن تولید می‌گردد. همچنین یک شیر کنترلی برای کاهش نوسانات و تنظیم فشار روغن به مقدار ۱/۵ بار برای روانکاری بیرینگ‌ها در نظر گرفته شده است. با مشاهدهٔ دیاگرام شکل ۹ مشخص شد که از بدو راه‌اندازی به‌علت گرفتگی سریع فیلتر اولیه، فشار روغن در حال افت بوده که با جایگزین‌نمودن فیلتر ثانویه توسط اپراتور فشار نرمال می‌گردد و تا لحظهٔ حادثه فشار روغن با مقداری نوسان تا محل بیرینگ‌ها در حد نرمال و حدود ۱/۴ بار بوده است.

۶-۱-۶. فیلتر روغن

روغن در اثر تماس با سطوح قطعات ثابت و متحرک و همچنین ورود اجرام خارجی به آن آلوده می‌شود که باید تصفیه گردد. بنابراین در مسیر روغن فیلتر نصب می‌شود تا روغن در حال گردش از آن عبور نماید. این فیلتر از نوع المنتی است و قادر به فیلتراسیون ذرات روغن تا ۱۰میکرون برای جداکردن ذرات بابیت سطح بیرینگ‌های لغزشی می‌باشد. همچنین چون فرایند گردش روغن پیوسته است، برای جلوگیری از ایجاد وقفه در جریان از دو فیلتر موازی استفاده می‌گردد تا جریان روغن در حالت عادی از فیلتر اول عبور کند و در صورت گرفتگی آن با تغییر مسیر در جریان، فیلتر دوم عملیات فیلتراسیون را انجام دهد. فیلترها مجهز به یک وسیله برای اندازه‌گیری اختلاف فشار دو سر خود هستند تا در مواقعی که اختلاف فشار در اثر گرفتگی فیلتر از حد مجاز بیشتر شد، هشدر دهنده‌ها عمل نمایند (افت فشار روغن نباید از ۰/۳۵ بار تجاوز کند) تا اقدام به تعویض فیلترها گردد. بنابراین با مشاهدهٔ فیلتر مربوطه و با توجه به دیاگرام فشار روغن که نشان می‌دهد فیلتر اول در بدو راه‌اندازی به سرعت دچار گرفتگی شده است، مشخص می‌گردد که رسوبات موجود در مسیرهای روغن موجب گرفتگی سریع فیلتر اول شده‌اند.

۶-۱-۷. مسیرهای روغن

روغن توسط پمپ از مخزن کشیده شده و با یک لوله تا شیر کنترل منتقل می‌شود؛ پس از شیر کنترل به دو مسیر جداگانه تقسیم شده و یکی به‌طرف توربین و دیگری به‌طرف جعبه‌دنده می رود، لذا بررسی مسیرهای روغن به شرح زیر انجام شد:

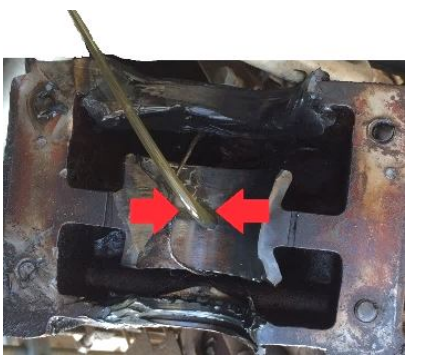
۱. بررسی مسیر روغن توربین: بیرینگ شعاعی هر دو سمت توربین (بیرینگ‌های شمارهٔ ۲۲۸۸۰ و ۲۲۸۸۱) با روش تزریق روغن از طریق مجرای کفهٔ پایینی بیرینگ، روانکاری می‌گردند. لذا با راه‌اندازی پمپ کمکی روغن، مسیر روغن تا محل تزریق بررسی و کنترل شد که مشخص گردید، روغن با فشار مناسب تا مجرای تزریق کاملاً برقرار می‌باشد.

۲. بررسی مسیر روغن جعبه‌دنده: این مسیر پس از شیر کنترل در محفظهٔ جعبه‌دنده به سه انشعاب جداگانه (یک انشعاب جهت تزریق روغن روی چرخ‌دنده‌ها به‌صورت دوش، یک انشعاب جهت تزریق روغن به بیرینگ چرخ‌دندهٔ محرک و بیرینگ چرخ‌دندهٔ متحرک سمت توربین، یک انشعاب جهت تزریق روغن به بیرینگ چرخ‌دندهٔ محرک و بیرینگ چرخ‌دندهٔ متحرک سمت پمپ) تقسیم شده است. مجموع چهار بیرینگ لغزشی جعبه‌دنده با روش تزریق روغن از طریق یک نازل از کنار بیرینگ روانکاری می‌شود. با تزریق هوا با فشار مناسب در هر سه انشعاب مسیر روغن جعبه‌دنده محرز شد که روغن تا محل دوش تزریق روی چرخ‌دنده‌ها و تا محل نازل تزریق روغن به بیرینگ محوری چرخ‌دندهٔ متحرک (شمارهٔ ۲۲۸۸۶) و نازل تزریق روغن به بیرینگ شعاعی چرخ‌دندهٔ متحرک (شمارهٔ ۲۲۸۸۷) تا حد زیادی برقرار بوده و عملیات تزریق انجام می‌گردد،

اما نازل تزریق روغن به بیرینگ شعاعی چرخدندهٔ محرک سمت توربین (شمارهٔ ۲۲۸۸۴) و نازل تزریق روغن به بیرینگ شعاعی چرخدندهٔ محرک سمت پمپ (شمارهٔ ۲۲۸۸۵) دچار گرفتگی است.

شکل ۸ دیاگرام پایش سرعت توربین

شکل ۹. دیاگرام پایش فشار روغن پس از شیر کنترل

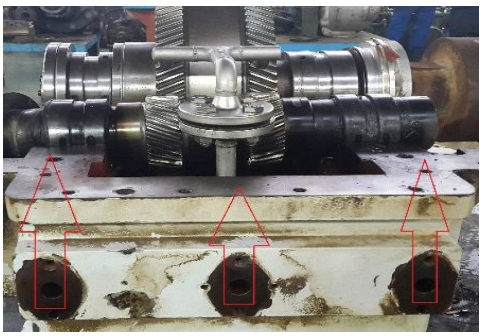


شکل ۱۰. پاشش روغن از مجرای کفهٔ پایینی بیرینگ شعاعی توربین پس از راه‌اندازی پمپ کمکی روغن

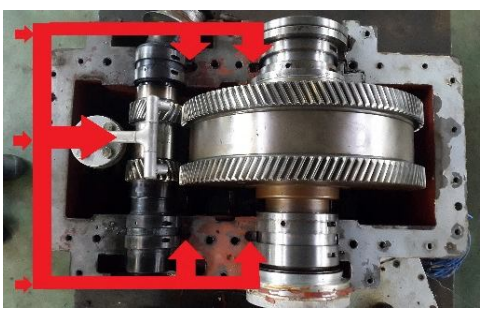
۶-۱-۸. تحلیل نتایج فرضیهٔ اول

با عدم راه‌اندازی توربوپمپ شمارهٔ 20A به‌مدت طولانی (بیش از یک سال)، روغن گردشی سیستم روانکاری در مخزن مربوطه ثابت مانده و در مسیرهای خود به گردش در نیامده است، لذا در مسیرهای روغن رسوبات جامدی به‌وجود آمده که طی راه‌اندازی

توربوپمپ با گردش روغن این رسوبات از مسیرها به درون نازل‌های تزریق روغن راه یافته و منجر به ایجاد گرفتگی شدید در دو نازل بیرینگ‌های شمارهٔ ۲۲۸۸۴ و ۲۲۸۸۵ چرخ‌دندهٔ محرک و ایجاد گرفتگی کم در دو نازل بیرینگ‌های شمارهٔ ۲۲۸۸۶ و ۲۲۸۸۷ چرخ‌دندهٔ متحرک جعبه‌دنده شده و در نهایت باعث اختلال در امر روغنکاری می‌شود. گفتنی است با وجود گرفتگی کم در دو نازل تزریق روغن چرخ‌دندهٔ متحرک، شرایط بیرینگ‌های آن به‌علت سرعت نسبتاً کم این چرخ‌دنده (۹۰۰ دور بر دقیقه) دچار بحران نشده است. همچنین دو بیرینگ لغزشی توربین به‌علت نوع روش تزریق روغن، که بدون نازل از مجرای کفه پایینی بیرینگ‌ها انجام می‌شود، با مشکل گرفتگی مواجه نشده‌اند. بنابراین با توجه به علائم گرفتگی در نازل‌های تزریق روغن در دو بیرینگ چرخ‌دندهٔ محرک و نظر به جنس سطح بیرینگ‌ها که از فلز نرم بابیت بوده و دمای ذوب آن ۱۳۵ درجهٔ سانتی‌گراد می‌باشد و همچنین نظر به آثار سوختگی شدید در این دو بیرینگ و تغییر رنگ پوسته محفظه آنها محرز گردید که روغن به آنها نرسیده است و با تشکیل‌نشدن فیلم روغن بین محور چرخ‌دندهٔ محرک و بیرینگ‌ها، تماس مستقیم فلز با فلز ایجاد شده و با وجود سرعت نسبتا زیاد (۴۳۰۰ دور بر دقیقه) این چرخ‌دنده، دمای بیرینگ‌ها حتی به بیش از ۲۰۰ درجهٔ سانتی‌گراد نیز تجاوز نموده و باعث ایجاد اصطکاک و سایش شدید و در نتیجه توقف اجباری محور آن شده است.



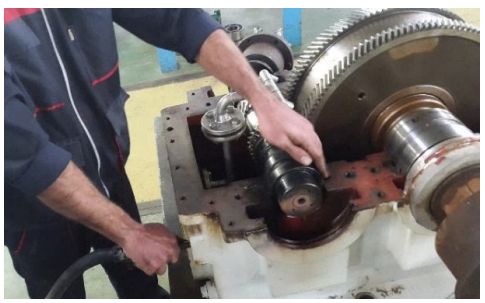
(الف)



(ب)

شکل ۱۱. نایی از الف) سه انشعاب مسیر روغن ورودی به جعبه‌دنده
ب) محل نازل‌های تزریق روغن به بیرینگ‌ها و چرخ‌دنده‌ها

(الف)



(ب)

شکل ۱۲. الف) نازل روغن
ب) تزریق هوا جهت تست انشعابات و نازل‌های تزریق روغن

۶-۲. بررسی فرضیهٔ دوم (علت عدم تریپ سیستم‌های امنیتی)

مطابق با مدارک فنی سازنده که برای سیستم پایش آنلاین وضعیت دمای بیرینگ‌ها، مقدار دمای آلارم و تریپ به‌ترتیب ۸۰ و ۱۰۵ درجهٔ سانتی‌گراد تعیین شده؛ یعنی هرگاه دما به بیش از ۱۰۵ درجهٔ سانتی‌گراد تجاوز کند، سیستم‌های امنیتی می‌بایست فرمان تریپ را به‌صورت خودکار صادر نمایند و همچنین با توجه به بازهٔ دمایی صفر تا ۱۵۰ درجهٔ سانتی‌گراد که برای حسگرهای دما در نظر گرفته، اقدام به بررسی فرضیهٔ دوم شد.

۶-۲-۱. تحلیل نتایج فرضیهٔ دوم

با بررسی تنظیمات لاجیک[۳۱] سیستم پایش مشخص شد که کاربر مربوطه بدون توجه به تنظیمات پیش‌فرض تعیین شده توسط سازنده، به اشتباه بازهٔ اسکیل[۳۲] صفر دما برای بیرینگ‌ها

را صفر تا ۱۰۳ درجهٔ سانتی‌گراد تنظیم نموده است. بنابراین سیستم‌های امنیتی تریپ‌دهنده که می‌بایست در دمای بیش از ۱۰۵ درجهٔ سانتی‌گراد فرمان تریپ را صادر می‌کرده‌اند، به‌علت این مغایرت قادر به پایش دمای بیش از ۱۰۳ درجهٔ سانتی‌گراد نبوده و دچار خطا شده‌اند، لذا در لحظهٔ حادثه که دما حتی به بیش از ۲۰۰ درجهٔ سانتی‌گراد رسیده فرمان تریپ صادر نشده است.

۶-۳. بررسی فرضیهٔ سوم (علت بریدن محور توربین)

با بررسی سطح برش و تغییر شکل پلاستیک ایجادشده در محور توربین و نیز حجم بالای تخریب در محفظهٔ بیرینگ آن (سمت جعبه‌دنده) مشخص شد که با افزایش دمای بیرینگ‌های شمارهٔ ۲۲۸۸۴ و ۲۲۸۸۵ چرخ‌دندهٔ محرک جعبه‌دنده و محور آن، ابتدا بیرینگ‌ها تخریب شده و سپس حرکت چرخشی محور از مرکز خود خارج شده است، لذا نوساناتی ایجاد شده که به محور توربین و به تبع آن به بیرینگ آن(شمارهٔ ۲۲۸۸۰) منتقل شده است. در این هنگام عملاً محور توربین تحت تأثیر نیروی نوسانی و تعداد دور بالا دچار خستگی شده و همزمان ضمن تخریب بیرینگ توربین سبب ایجاد دمای بالا در محور آن می‌گردد و این نقطه را به ضعیف‌ترین نقطهٔ سیستم تبدیل می‌نماید. همچنین در این حالت که توربین همچنان با فشار بخار ۴۲ بار و سرعت ۴۳۰۰ دور بر دقیقه در حال تولید گشتاور بوده و به چرخش خود ادامه می‌داده، با جام‌شدن جعبه‌دنده، محور چرخ‌دندهٔ محرک در ضعیف‌ترین نقطه‌اش (نزدیک به تکیه‌گاه) تحت اثر دمای بسیار بالای آن محل دچار خمش شده که این تغییر شکل به‌همراه گشتاور پیچشی مقاوم ایجادشده منجر به شکست در ضعیف‌ترین نقطهٔ سیستم؛ یعنی محور توربین، می‌گردد. بنابراین با توجه به آثار صدمات و نحوهٔ پیچیدگی در محور توربین و چرخ‌دندهٔ محرک جعبه‌دنده و همچنین نظر به اینکه در هنگام این حادثه، ممبرین کوپلینگ مابین آنها به‌عنوان بخش فداشونده می‌بایست می‌بریده و اتصال را قطع می‌کرده، باوجود تخریب محور توربین عمل نکرده است، لذا در این‌خصوص منطق پیش‌فرض کوپلینگ مورد ارزیابی قرار گرفت و به بررسی فرضیهٔ سوم اقدام شد.

شکل ۱۳. محور توربین و محور چرخ‌دندهٔ محرک جعبه‌دنده

۶-۳-۱. کوپلینگ مابین توربین و چرخ‌دندهٔ محرک

برای انتقال قدرت و اتصال محور ماشین محرک (توربین) به ماشین متحرک (جعبه‌دنده) که با هم سربه‌سر هستند، کوپلینگ به‌کار می‌رود که گشتاور را از محرک به متحرک منتقل می‌کند. کوپلینگ مابین توربین و جعبه‌دندهٔ 20A ساخت سال ۲۰۰۷ م شرکت جان کرین[۳۳] کشور انگلیس بوده که از نوع انعطاف‌پذیر دیسکی[۳۴] با تایپ TSKS-0230-X637-2000 می‌باشد و مزیت آن قابلیت جبران مقداری نامیزانی محوری[۳۵] و نامیزانی زاویه‌ای[۳۶] بدون نیاز به نگهداری و تعمیرات است که دارای اطمینان بالا، نصب آسان و صلبیت کامل می‌باشد. همچنین این کوپلینگ نقش یک فداشونده مکانیکی را ایفا می‌کند که انتقال گشتاور نیز توسط دیسک پک‌های قابل انعطاف آن انجام می‌گردد. بنابراین در صورت افزایش سرعت یا تحمیل گشتاور بیش از حد مجاز، دیسک‌ها بریده شده و منجر به قطع اتصال توربین و جعبه‌دنده می‌شود و بدین ترتیب از انتقال آسیب احتمالی از دستگاه معیوب به دستگاه دیگری جلوگیری می‌شود. مطابق با فرمول تعیین سایز کوپلینگ و جداول استاندارد (جدول‌های ۴ و ۵) ارائه‌شده توسط شرکت جان کرین، سایز کوپلینگ طبق پارامترهای تعیین‌شده به‌صورت رابطهٔ ۱ محاسبه می‌شود:

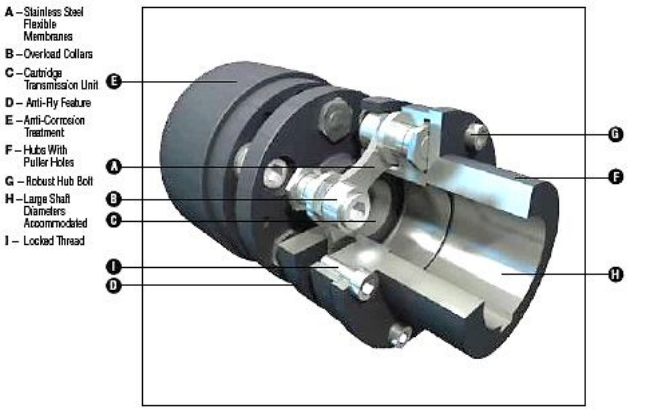
$$R = \frac{KW \times 1000 \times SF}{N} \quad (۱)$$

در این رابطه KW قدرت نامی ماشین محرک (توربین)، N سرعت نامی ماشین محرک و SF ضریب اطمینان است.

۱. اگر با ضریب اطمینان ۱ سایز انتخاب شود، طبق رابطهٔ ۱ مقدار R برابر با ۸۱/۱ می‌شود که در این‌صورت با توجه به جدول ۵ سایز ۱۳۵ به‌دست می‌آید.

۲. اگر با ضریب اطمینان ۱/۵ سایز انتخاب شود، طبق رابطهٔ ۱ مقدار R برابر با ۱۲۱ می‌شود که در این‌صورت با توجه به جدول ۵ سایز ۱۳۵ به‌دست می‌آید.

۳. اگر با ضریب اطمینان ۲ سایز انتخاب شود، طبق رابطهٔ ۱ مقدار R برابر با ۱۶۲/۲ حاصل می‌شود که با توجه به جدول ۵ سایز ۲۳۰ به‌دست می‌آید.



شکل ۱۴. کوپلینگ مابین توربین و جعبه‌دنده

جدول ۳. مشخصات فنی کوپلینگ

واحد	مقدار	طراحی
دور بر دقیقه	۴۷۲۹	سرعت
کیلوگرم	۲۹/۳	وزن
میلی‌متر	۰/۶	تحمل نامیزانی محوری
درجه	۰/۳۳	تحمل نامیزانی زاویه‌ای
نیوتن‌متر	۷۳۷	گشتاور
کیلووات	۳۶۵	توان

جدول ۴. ضریب اطمینان کوپلینگ

تغییرات و نوسان گشتاور	نوع ماشین	ضریب اطمینان
گشتاور ثابت	پمپ سانتریفیوژ، کمپرسور سانتریفیوژ، کمپرسور جریان محوری، دمندهٔ سانتریفیوژ	۱
گشتاور با نوسان کم	کمپرسور اسکرو، پمپ دنده‌ای، گوشواره‌ای، پره‌ای، فن جریان اجباری، میکسر متوسط، بلوور گوشواره‌ای	۱/۵
گشتاور با نوسان زیاد	پمپ رفت‌وبرگشتی، میکسر بزرگ، فن جریان القایی	۲

جدول ۵. جدول انتخاب سایز کوپلینگ (مقادیر به میلیمتر)

Coupling Size	A	B	Distance Between Shaft Ends C Min.	C-Preferred * in.		in.		in.			D	E	F	MAXIMUM BORES Standard Hub **	Large Hub **	Long Hub ***
0013	40	86	66	3.5	100	5.0	140	7.0	180	-	54	-	-	36	51	-
0033	45	105	79	3.5	100	5.0	140	7.0	180	-	69	-	-	46	70	-
0075	55	130	99	-	-	5.0	140	7.0	180	250	90	62	82	65	90	65
0135	62	152	121	-	-	-	140	7.0	180	250	112	77	104	80	102	80
0230	70	179	130	-	-	-	140	7.0	180	250	131	91	123	90	121	90
0350	90	197	131	-	-	-	-	-	180	250	163	106	116	115	-	115
0500	95	222	133	-	-	-	-	-	180	250	181	121	132	127	-	127
0740	107	247	138	-	-	-	-	-	180	250	206	135	151	140	-	140
0930	115	272	148	-	-	-	-	-	180	250	223	153	166	155	-	155
1400	130	297	171	-	-	-	-	-	180	250	248	183	180	172	-	172

٦-٣-٢. تحلیل نتایج فرضیهٔ سوم

با مراجعه به مدارک فنی سازنده و تایپ کوپلینگ مشخص شد که سایز کوپلینگ براساس ضریب اطمینان ۲ انتخاب شده است، بنابراین نظر به آثار برجای مانده و محاسبات انجام‌شده طبق معیارهایی مانند قطر محور توربین (۴۹ میلی‌متر)، قطر محور چرخ‌دندهٔ محرک (۸۹ میلی‌متر)، سرعت توربین (۴۵۰۰ دور بر دقیقه)، مقدار گشتاور توربین (۷۳۷ نیوتن متر)، فاصلهٔ انتهای محور توربین تا انتهای محور چرخ‌دندهٔ محرک (۲۰۰ میلی‌متر) محرز شد که این ضریب اطمینان بیش از حد متعارف بوده و همین عامل سبب افزایش مقاومت ممبرین کوپلینگ شده است. لذا در زمان حادثه با وجود دما و لرزش شدید، دیسک‌ها به‌موقع و کامل نبریده و اتصال توربین و جعبه‌دنده را سریعاً قطع نکرده‌اند و با ادامهٔ روند چرخش توربین و توقف اجباری چرخ‌دندهٔ محرک به‌دلیل تماس مستقیم محور با بیرینگ‌ها، تحت تحمیل این گشتاور ابتدا محور توربین بریده می‌شود و سپس دیگر قطعات دچار آسیب می‌گردند، در صورتی‌که مطابق جدول ۴ و شرایط گشتاور کم نوسان این توربین و جعبه‌دنده، باید کوپلینگ با ضریب اطمینان ۱/۵ و تایپ TSKS-0135-X637-2000 انتخاب می‌شده است.

۷. نتایج و بحث

با توجه به موارد مطروح‌شده مشخص شد که عوامل اصلی این حادثه به‌ترتیب زیر می‌باشند.

۱. استفاده از پمپ برقی به‌عنوان پمپ اصلی و عدم راه‌اندازی توربوپمپ به‌مدت طولانی که باعث شد روغن در مخزن سیستم روانکاری ثابت بماند و رسوبات جامدی در مسیرهای روغن تشکیل گردد و در نتیجه نازل‌های تزریق روغن دچار گرفتگی شوند.

۲. راه‌اندازی اضطراری توربوپمپ بدون آماده سازی‌های اولیه و عدم هماهنگی اپراتور با گروه‌های تخصصی و تعمیراتی موجب عدم حصول اطمینان از صحت عملکرد دستگاه در شرایط راه اندازی شده است.

۳. مغایرت بین بازهٔ دمای پیش‌فرض تعیین‌شده برای سیستم‌های امنیتی بیرینگ‌ها توسط سازنده و اسکیل تنظیم‌شده برای دما توسط کاربر در سیستم لاجیک که باعث ایجاد خطا و عدم صدور فرمان تریپ شده است.

۴. کاذب تلقی‌نمودن هشدارهای سیستم پایش مربوط به وضعیت دمای بیرینگ‌های شمارهٔ ۲۲۸۸۴ و ۲۲۸۸۵ چرخ‌دندهٔ محرک جعبه‌دنده و عدم حضور فیزیکی جهت بررسی چشمی از وضعیت بیرینگ‌ها سبب ایجاد خطا در تصمیم‌گیری اپراتور مربوطه جهت خاموش‌کردن دستی تورپوپمپ قبل از وقوع حادثه شده است.

۵. انتخاب کوپلینگ با معیار بیش از اندازه و یک سایز بزرگتر از حالت معمول توسط سازنده منجر به افزایش مقاومت کوپلینگ شده، لذا در لحظهٔ حادثه که شرایط دما و لرزش بسیار زیاد بوده و ممبرین تحت تنش و تحمیل گشتاور بیش از حد بوده، می‌بایست سریعاً می‌بریده و اتصال چرخ‌دندهٔ محرک و توربین را به‌موقع قطع می‌کرده، اما با مقاومت خود سبب انتقال آسیب‌ها و پیچش و برش محور توربین و بروز حادثه می‌گردد.

۸. نتیجه‌گیری

این مقاله با هدف جلوگیری از بروز و تکرار چنین حوادث غیرقابل جبران انجام شده است؛ بنابراین در همین راستا با توجه به نتایج حاصل‌شده پیشنهاداتی به شرح ذیل زیر مطرح می‌شود.

۱. وقتی برای یک سرویس خاص، یک دستگاه پمپ به‌عنوان پمپ اصلی و یک دستگاه پمپ به‌عنوان پمپ کمکی وجود دارد، اصولاً باید پمپ برقی که تجهیزات جانبی زیادی نداشته و شرایط آماده‌سازی و راه‌اندازی آن بسیار ساده‌تر از توربین می‌باشد، به‌عنوان یدک در نظر گرفته شود و پمپ توربینی به‌عنوان پمپ اصلی در سرویس عملیاتی قرار گیرد. همچنین برای اطمینان از صحت عملکرد و سلامت پمپ یدک و تجهیزات جانبی آن باید عملیات جابه‌جایی و راه‌اندازی پمپ‌ها به‌صورت برنامه‌ریزی شده و دوره‌ای انجام پذیرد.

۲. راه‌اندازی ماشین‌آلات دواری که بیش از چند روز در سرویس عملیاتی نبوده‌اند، حتی در حالت اضطراری باید با هماهنگی گروه‌های تخصصی و تعمیرات نظیر تعمیرات ابزار دقیق، تعمیرات ماشینری و تعمیرات پیشگیری انجام شود تا ضمن حضور فیزیکی، وضعیت ماشین و تجهیزات جانبی آن را از بدو راه‌اندازی و در حین سرویس به‌صورت پیشگیرانه بررسی و پایش نمایند.

۳. ماشین‌آلات دواری که دارای سیستم روغنکاری اجباری هستند و به‌مدت طولانی در سرویس عملیاتی قرار نگرفته‌اند، به‌منظور جلوگیری از ورود ذرات جامد و زنگ‌زدگی‌های تشکیل‌شده در مسیرهای سیستم روغنکاری که سبب گرفتگی نازل‌های تزریق روغن و همچنین نفوذ ذرات و رسوبات در بین بیرینگ‌ها و محور می‌شود، می‌بایست قبل از راه‌اندازی کلیهٔ مسیرها و نقاط مختلف سیستم روغنکاری آنها طبق استاندارد و دستورالعمل سازنده تمیزکاری و پاکسازی[۳۷] شوند.

۴. عملکرد سیستم‌های کنترلی، مقادیر و اسکیل‌های در نظر گرفته شده برای پارمترهای حیاتی مورد پایش آنلاین می‌بایست مطابق با مدارک فنی سازنده بطور دقیق بررسی، تنظیم و راستی آزمایی گردند. همچنین تنظیمات مقادیر عملکرد سیستم‌های امنیتی و کنترلی برای توربین و جعبه‌دنده مورد بررسی مراجع ذیصلاح قرار گرفته و دسترسی آنها برای کاربر حذف گردد.

۵. چون یکی از عوامل مؤثر در تعمیرات براساس شرایط کار دستگاه تجربهٔ کاربران در دانش نگهداری است، باید نسبت به ارائهٔ آموزش‌های تخصصی اقدام کرد.

۶. عدم اتکای کامل اپراتور به سیستم‌های امنیتی و دقت نظر در بررسی میدانی از تجهیزات، همچنین در صورتی که سیستم‌های امنیتی اعلام هشدار می‌نمایند، اما به‌دلائلی فرمان تریپ اعمال نمی‌شود، با توجه به اینکه کاذب قلمدادنمودن هشدارها، خطای انسانی بوده و می‌تواند سبب ایجاد شرایط مخاطره‌آمیز گردد، در این حالت اپراتور باید ضمن کاذب تلقی‌نکردن مقادیر هشدار سریعاً کارمندان محوطه را از وضعیت مطلع نماید تا بازرسی چشمی از ماشین انجام پذیرد و در صورت احراز مشکل، ماشین به‌موقع به‌طور اضطراری متوقف گردد. همچنین در مواقعی که اپراتور اگر با عدم دسترسی به کارمندان محوطه و یا عدم حضور به موقع گروه‌های تخصصی و تعمیراتی مورد نیاز جهت بررسی‌های میدانی مواجه گردد، باید با مدیریت و تصمیم‌گیری صحیح در زمان بحران و هماهنگی با بخش بالادستی خود از جمله روسای نوبتکاری واحد، منطقه یا شرکت، سریعاً ماشین را به‌طور اضطراری متوقف نماید.

۷. در هنگام تعویض شیف‌ها باید تمام اطلاعات آن شیف به‌طور شفاهی و مکتوب انتقال یابد و مطمئن شد که کارکنان شیفت جدید این اطلاعات را دیافت کرده‌اند.

۸. کلیهٔ گروه‌های تخصصی و تعمیراتی باید در هنگام فراخون اضطراری جهت مقابله با بحران عملیاتی سریعاً حاضر شوند یابند. به‌منظور انجام سناریوهای مختلف برای مقابله با شرایط اضطراری روسای نوبتکار باید دستورالعمل‌ها را به‌صورت مدون و خلاصه تهیه نمایند و در دسترس تمامی کارکنان مربوطه قرار دهند.

۹. سایز کوپلینگ از TSKS-0230-X637-2000 به سایز با تایپ TSKS-0135-X637-2000 تغییر یابد.

قدردانی

با سپاس فراوان از آقایان مهندس فردین راشدی، رئیس اداره کل نگهداری و تعمیرات، مهندس محمود علی‌پور، رئیس اداره نگهداری و تعمیرات ماشین‌آلات دوار، و مهندس رامین نریمی‌زاده، مسئول نگهداری و تعمیرات ماشین‌آلات دوار منطقهٔ ۳ در شرکت پالایش نفت آبادان، که با حمایت‌های بی‌دریغ خود در انجام این تحقیق کمک شایانی نمودند.

۹. مآخذ

[1] V. M. Cherakasky, *Pumps, Fans, Compressors*, Moscow, Second printing, Mir Publishers, 1985.

[۲] م. قاسمی، *نگرشی تخصصی بر کمپرسورهای سانتریفیوژ و توربین‌های بخاری*، چاپ اول، قم، انتشارات چاپ گستر مهر، ۱۳۹۴.

[3] M. Schobeiri, *Turbo machinery Flow Physics and Dynamic Performance*, Texas A & M University, Department of Mechanical Engineering, 2003.

پی‌نوشت

1. cooling tower
2. steam turbine
3. warm up
4. centrifugal
5. KSB
6. between bearings
7. double flow impeller
8. Dresser-Rand Group
9. impulse turbine
10. Curtis
11. rotor blades
12. stator blades
13. governor
14. back pressure type
15. PEKRUN
16. herringbone gears
17. pinion
18. Cromwell
19. online condition monitoring
20. thrust bearing
21. roll bearing
22. journal bearing
23. sleeve bearing
24. Babbitt
25. lubrication
26. force feed type
27. main oil pump
28. auxiliary oil pump
29. transfer gear pump
30. over range
31. logic
32. scale
33. John Crane
34. disc coupling
35. axial misalignment
36. angle misalignment
37. oil flushing