دانشگاه صنعتی مالک اشتر

دانشکده علوم و مهندسی دریایی

پایان نامه کارشناسی

همترازی شفت و انواع روش های آن با استفاده از قوانین موسسات رده بندی (ABS , NK)

دانشجو:

علی اکبر رفعتی

استاد راهنما:

مهندس سید خلیل شریعتی

استاد ناظر:

مهندس محمد مونسان

تیرماه ۱۳۸۸

فهرست مطالب

عنوان صفحه

مقدمه ---------- ۷

۱ -فصل اول (مبانی اولیه همترازی) ---------- ۹

۱-۱-ترتیب قرار گیری خط شفت ---------- ۱۰

۱-۲-معرفی شفت های دریایی ---------- ۱۲

۱-۳-انواع شفت های دریایی ---------- ۱۲

۱-۴-فاکتور ایمنی ---------- ۱۵

۱-۵-محاسبه قطر شفت ---------- ۱۵

۱-۶-محاسبه تعداد یاتاقان ---------- ۱۵

۱-۷-ضریب انعطاف پذیری ---------- ۱۶

۱-۸-تعادل در شفت ---------- ۱۷

۱-۹-نیروهای وارد بر شفت ---------- ۱۸

۱-۱۰-استرن تیوب ---------- ۲۰

۱-۱۱-خرابی های وارد بر سیستم ---------- ۲۲

۱-۱۲-ارتعاشات شفت ---------- ۲۳

۱-۱۳-اقلام مهم مرتبط با همترازی شفت ---------- ۲۴

۲ -فصل دوم (انواع روش های همترازی شفت) ---------- ۲۷

۲-۱-روش های همترازی ---------- ۲۸

۲-۲-افت و شکاف – نشست و درز ---------- ۲۸

۲-۲-۱-محاسبه افت و شکاف ---------- ۲۶

۲-۲-۲-حالت بهینه ---------- ۲۸

۲-۲-۳- محاسبه نهایی افت و شکاف ---------- ۳۰

۲-۳-تراز به روش سیم پیانو ---------- ۳۴

۲-۴-تست لیفت کردن جک هیدرولیک ---------- ۳۸

۲-۴-۱-روند تست Jack-up ---------- ۳۹

۲-۴-۲-تعیین بار یاتاقان از تست Jack-up ---------- ۴۱

عنوان صفحه

۲-۵-تراز به روش نوری ---------- ۴۸
۲-۶-تراز به روش لیزر جهت اندازه گیری تغییر شکل بدنه ---------- ۵۲
۲-۶-۱-درجه بندی و تنظیم سیستم اندازه گیری---------- ۵۵
۲-۶-۲-مثالی از نتایج اندازه گیری در مورد تانکر VLCC---------- ۵۸
۲-۷-استفاده از کرنش سنجی ---------- ۵۹
۲-۷-۱-فواید استفاده از کرنش سنجی ---------- ۶۰
۲-۷-۲-تکنیک مدلسازی---------- ۶۱
۲-۷-۳-مورد پژوهشی- همترازی خط شفت رانش در کشتی "CCGS EARL GREY" ------ ۶۱
۲-۸-تغییر شکل خمشی میل لنگ (Crankshaft Deflection) ---------- ۶۶
۲-۹-آفست یاتاقان ها ---------- ۶۹
۲-۹-۱-ساختار ماتریس سختی شفت ---------- ۷۰
۲-۹-۲-عکس العمل های واقعی تکیه گاهی ---------- ۷۳
۲-۹-۳-محاسبه آفست اولیه یاتاقان ها---------- ۷۵
۲-۹-۴-بهینه سازی موقعیت یاتاقان های میانی شفت ---------- ۷۶
۲-۹-۵-تعیین آفست نهایی یاتاقان ها ---------- ۸۰
۲-۹-۶- تراز شفت های جدار نازک و پوسته ها ---------- ۸۱
۲-۱۰-تعاریف مهم ---------- ۸۳

۳ -فصل سوم (همترازی سیستم رانش با استفاده از مقررات ABS) ---------- ۸۴
۳-۱- مقدمه ---------- ۸۵
۳-۱-۱-مشکلات همترازی---------- ۸۶
۳-۱-۲-پشتیبانی تحلیلی ---------- ۸۶
۳-۱-۳-شرایط مقرراتی مورد نیاز ---------- ۸۷
۳-۲-طراحی و بازبینی بر همترازی شفت ---------- ۸۹
۳-۲-۱-بازبینی ---------- ۹۰
۳-۲-۲-ماتریس ضریب تاثیر---------- ۹۱
۳-۲-۳-تغییر شکل خمشی بدنه ---------- ۹۱

عنوان صفحه

۳-۲-۴-انحرافات دمایی ---------- ۹۲
۳-۲-۵-تعدیل و تنظیم آفست یاتاقان ها ---------- ۹۳
۳-۲-۶-چطور ضرائب تاثیر را بخوانیم ---------- ۹۳
۳-۲-۷-عکس العمل یاتاقان ها ---------- ۹۵
۳-۲-۸-خمش و تغییر شکل ---------- ۹۶
۳-۲-۹-درون تراشی دهانه یاتاقان یا مایل کردن یاتاقان ---------- ۹۶
۳-۲-۱۰-انحرافات زاویه ایی در چرخ دنده اصلی ---------- ۹۷
۳-۲-۱۱-نیروهای برشی و ممان های خمشی ---------- ۹۷
۳-۲-۱۲-بار مجاز تکیه گاهی ---------- ۹۷
۳-۲-۱۳-طراحی ---------- ۹۸
۳-۲-۱۴-یاتاقان استرن تیوب ---------- ۹۹
۳-۲-۱۵-شرایط کلاس رده بندی ---------- ۹۹
۳-۲-۱۶-مدل سازی ---------- ۱۰۰
۳-۲-۱۷-مدل سازی تماسی یاتاقان استرن تیوب ---------- ۱۰۲
۳-۲-۱۸-شیوه پیشنهادی ---------- ۱۰۲
۳-۲-۱۹- نقطه تماسی منفرد در برابر تماس دو نقطه ایی ---------- ۱۰۲
۳-۲-۲۰-مثال تحلیلی ---------- ۱۰۳
۳-۲-۲۱-مدل سازی میل لنگ ---------- ۱۱۱
۳-۲-۲۲-بکارگیری مدل جزئی معادل میل لنگ ---------- ۱۱۴
۳-۲-۲۳-نامیزانی یاتاقان موتور ---------- ۱۱۷
۳-۲-۲۵-لقی یاتاقان ---------- ۱۱۸
۳-۲-۲۶-قابلیت ارتجاعی یاتاقان ---------- ۱۱۸
۳-۲-۲۷-ساییده شدن یاتاقان ---------- ۱۱۸
۳-۳-شیوه و دستورالعمل های همترازی شفت ---------- ۱۲۰
۳-۳-۱-شیوه و دستورالعمل همترازی شفت ---------- ۱۲۰
۳-۳-۲-دید از داخل دوربین یا محور یابی شفت ---------- ۱۲۲
۳-۳-۳-به کار بردن سیم پیانو ---------- ۱۲۳
۳-۳-۴-درون تراشی دهانه یاتاقان یا زاویه دار کردن یاتاقان ---------- ۱۲۴

عنوان صفحه

۳-۳-۵-پیش خمش قاب موتور ---------- ۱۲۷
۳-۳-۶-افت و شکاف ---------- ۱۲۹
۳-۳-۷-اندازه گیری عکس العمل ها ---------- ۱۳۲
۳-۳-۸-اندازه گیری ناهم راستایی یاتاقان- شفت ---------- ۱۳۲
۳-۳-۹-خروج از مرکزیت شفت ---------- ۱۳۳
۳-۳-۱۰-تنظیم آفست یاتاقان میانی ---------- ۱۳۴
۳-۳-۱۱-سیستم با یاتاقان جلویی استرن تیوب ---------- ۱۳۵
۳-۳-۱۲-سیستم بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب---------- ۱۳۸
۳-۳-۱۳-راه حل مورد قبول ---------- ۱۴۰
۳-۳-۱۴-همترازی موتور دیزل ---------- ۱۴۱
۳-۳-۱۵-تغییر شکل خمشی میل لنگ ---------- ۱۴۱
۳-۳-۱۶-سوالات متداول-مشکلات و راه حل ها ---------- ۱۴۳
۳-۴-بازرسی همترازی شفت ---------- ۱۵۰
۳-۴-۱-ملاک های پذیرش همترازی ---------- ۱۵۰
۳-۴-۲-رسیدگی ---------- ۱۵۱
۳-۴-۳-اطلاعات مورد نیاز ---------- ۱۵۱
۳-۴-۴-روش اندازه گیری---------- ۱۵۲
۳-۴-۵-ساییده گی یاتاقان استرن تیوب ---------- ۱۵۲
۳-۴-۶-همترازی در حوضچه خشک ---------- ۱۵۲
۳-۴-۷-پذیرش افت و شکاف ---------- ۱۵۳
۳-۴-۸-تعداد یاتاقان هایی که باید تائید شوند---------- ۱۵۳
۳-۴-۹-قابل قبول بودن اندازه گیری عکس العمل ها---------- ۱۵۳
۳-۴-۱۰-درون تراشی دهانه یاتاقان---------- ۱۵۴
۳-۴-۱۱-همترازی حوضچه خشک---------- ۱۵۴
۳-۴-۱۲-خروج از مرکزیت شفت ---------- ۱۵۴
۳-۴-۱۳-شیوه های ساخت ---------- ۱۵۵
۳-۵-اندازه گیری های همترازی شفت ---------- ۱۵۶

عنوان صفحه

۳-۵-۱-اندازه گیری عکس العمل یاتاقان---------- ۱۵۶
۳-۵-۲-روش لیفت کردن جک---------- ۱۵۷
۳-۵-۴-روش کرنش سنجی ---------- ۱۶۴
۳-۵-۵-اندازه گیری ارتفاع عمودی یاتاقان ها ---------- ۱۶۸
۳-۵-۶-محاسبه آفست یاتاقان ها با آنالیز معکوس ---------- ۱۷۰
۳-۵-۷-اندازه گیری های ناهمراستایی یاتاقان---------- ۱۷۴
۳-۵-۸-اندازه گیری تغییر شکل خمشی میل لنگ---------- ۱۷۵
۳-۵-۹-اندازه گیری نامیزانی تماسی در چرخ دنده ---------- ۱۷۵
۳-۵-۱۰-اندازه گیری های افت و شکاف ---------- ۱۷۶
۳-۵-۱۱-اندازه گیری خروج از مرکزیت شفت ---------- ۱۷۹
۳-۵-۱۲-اندازه گیری تنش ---------- ۱۸۰
۳-۶-تغییر شکل خمشی بدنه---------- ۱۸۱
۳-۶-۱-روش تحلیلی ---------- ۱۸۲
۳-۶-۲-اندازه گیری های تغییر شکل خمشی بدنه ---------- ۱۸۲
۳-۶-۳-نمونه مثال ---------- ۱۸۳
۳-۷-بهینه سازی همترازی----------- ۱۹۱
۳-۷-۱-نمونه مثال بهینه سازی شده---------- ۱۹۲
۳-۷-۲-بهینه سازی---------- ۱۹۵
۳-۸-تعاریف و اصطلاحات ---------- ۲۰۰

٤ -فصل چهارم (تحلیل نرم افزاری) ---------- ۲۰۲
۴-۱-تحلیل شفت با استفاده از ABS_ShAlOpt v2.0 ---------- ۲۰۲
۴-۱-۱-درباره نرم افزارهمترازی ABS---------- ۲۰۲
۴-۱-۲-داده های ورودی ---------- ۲۰۴
۴-۱-۳-محاسبات---------- ۲۰۷
۴-۱-۴-بهینه سازی همترازی ---------- ۲۱۱
۴-۱-۵-خروجی نرم افزار ---------- ۲۱۴
۴-۱-۶-نمودار ها---------- ۲۲۱

عنوان صفحه

۴-۱-۷-راه حل های به دست آمده از بهینه سازی نرم افزار---------- ۲۲۵
۴-۲- تحلیل شفت با استفاده از ShaftMaster v2.32 ---------- ۲۲۷
۴-۲-۱- در باره نرم افزار ShaftMaster ---------- ۲۲۷
۴-۲-۲-داده های ورودی ---------- ۲۲۹
۴-۲-۳-محاسبات ---------- ۲۳۴
۴-۲-۴-داده های خروجی ---------- ۲۳۷
۴-۲-۵-نمودارها ---------- ۲۴۵
۴-۳-خلاصه و جمع بندی ---------- ۲۹۹

مقدمه

شفت استوانه ایی است که نیروی موتور را به قسمت محرک انتقال می دهد. در شناورها این قسمت محرک پروانه نام دارد. مجموعه سیستم رانش شامل موتور،شفت، یاتاقان ها،گیربکس، میل لنگ، و پروانه می باشد که همترازی و در یک راستا قرار داشتن این اجزا ء در مرحله اول برای یک شناور ی امری حیاتی و در مرحله دوم در بازدهی و طول عمر این اجزاء بسیار ضروری می باشد. این اجزاء را می توان با روش های مختلفی تراز کرد.این روش های هم محور سازی(Shaft Alignment) بر اساس میزان ممان خمشی ایجاد شده، نوع شناور و سیستم محرکه اولیه متفاوت است. مثلا اینکه ماشین آلات در کجا نصب شوند یا اینکه از چه نوع شفتی(بلند یا کوتاه) استفاده شود. همچنین میزان انعطاف ماشین آلات و موتور که به هم جوش شده اند یا پرچ شده اند متفاوت است.

اصطلاحShaft Alignment به معنای تنظیم کردن شفت ، هم ترازی و هم محور کردن شفت با سایر اقلام می باشد.درحالت کلی ما همه این معانی را در تنظیم شفت خلاصه میکنیم.مقدار خمشی که در بدنه کشتی(در محدوده نصب شفت) بوجود می آید بر اساس بارگذاری ،میزان آبخور و اثرات امواج بوجود می آید در حدود یک میلیمتر بر هر متر طول کشتی می باشد.فاکتور هایی مانند نوع بارگذاری و اثرات امواج ، انجام همترازی را پیچیده تر می کنند.با آنکه تقویت سازه های زیرین کشتی مانند کیل و فوندانسیون ماشین آلات در بخش موتور خانه باعث تقویت بخشی از کشتی که محرک اولیه و شفت در آن مستقر می شود می گردد، با این وجود در یک راستا قرار دادن شفت و محرک های اولیه کاری بسیار مشکل است که باید با دقت زیادی انجام شود. به عنوان مثال با تقویت سازه های نگهدارنده در یک کشتی کوچک ، می توان میزان خمش را در طول موتورخانه تا ۱۳ میلیمتر و در طول سازه نگهدارنده موتور تا ۹ میلیمتر کاهش

داد.حال اگر میل لنگی بتواند خمشی به اندازه ۲ میلیمتر را تحمل کند، میزان تنش وارده بر آن در حدود ۹۰ مگانیوتن بر متر مربع می باشد که بزرگی آن قابل ملاحظه است.ازدیای تنش های تولید شده در شفت ، طراح را به افزایش ابعاد شفت مجبور می سازد و این امر موجب افزایش وزن،اندازه و هزینه می شود.پس این دلایل سبب می شود تا همترازی شفت با دقت هر چه تمام تر انجام شود تا از بروز مشکلات آینده جلوگیری شود. در اینجا روش در یک راستا قرار دادن شافت هایی که محرکه اولیه کشتی را به پروانه آن متصل می کنند به روشهای سیم پیانو،کرنش سنج، جک-آپ، نوری وروشهای جدید لیزری تحت بررسی قرار می گیرد.. اهمیت این موضوع با توجه به صنعت نو کشتی سازی در کشور و شروع فعالیت صنعتگران بخش دریایی در راستای خوکفایی، قابل ملاحظه بوده و جا دارد در این زمینه تحقیقات بیشتری انجام پذیرد. در این کتاب تا حد ممکن سعی شده که اصول کلی همراه با جزییات کار به منظور در یک راستا قرار دادن شفت با یاتاقان ها و میل لنگ به روش های ذکر شده، عنوان شود.

در اینجا به بررسی و تحلیل اصول شفت بندی و هم محور سازی با استفاده از استاندارد ها می پردازیم. مبنا و اصول کلی تمام استانداردها بر لزوم هم محور سازی دلالت دارد. موسسات رده بندی هر کدام شرح کاملی از هم محورسازی ارائه کرده اند.در اینجا ما مبنای کار را استاندارد ABS[1] در نظر می گیریم ولی مقررات بعضی از موسسات رده بندی دیگر را نیز که در این زمینه شرح مفصلی از هم محور ساختن شفت ارائه کرده اند را به اختصار بیان می کنیم.

شاید این سوال پیش آید که چه ضررورتی برای ترازکردن شفت ها وجود دارد ؟

در جواب باید گفت که محاسبات تنظیم شفت و روشهای آن برای تمام کشتی ها برای قرار گرفتن در حالت صحیح شفت لازم و ضروری می باشد. تنظیم شفت بیشتر شبیه یک هنر می باشد تا علم، چون یک امر حیاتی در یک کشتی می باشد.

---

۱. American Bureau of Shipping

به همین دلیل صاحبان کشتی و شرکتها ، در صدد به کار گیری مهندسین ماهر برای ساخت مدل و تحلیل نتایج هستند. همچنین هدف از همترازی در شفت، پیدا کردن مشکلات در خط شفت و سعی در برطرف کردن آن ها می باشد.تراز محور های دوار یکی از ضرورت های عملکرد دستگاه های متصل به آن می باشد. تراز شفت های طویل مانند شفت کشتی که با محرک های اولیه نیز در ارتباط است و به روش هایی که در این زمینه وجود دارد، ایده های نخستین را به مِحقق می دهد تا قدم های اولیه را در راستای تراز و اهمیت آن بردارد. قابل ذکر است که محور های دوار باعث می شوند که بار روی یاتاقان ها بصورت نا میزان تقسیم شود و باعث ارتعاش گردد که خود یک عامل تخریب کننده قوی و آغازی برای شکست می باشد.

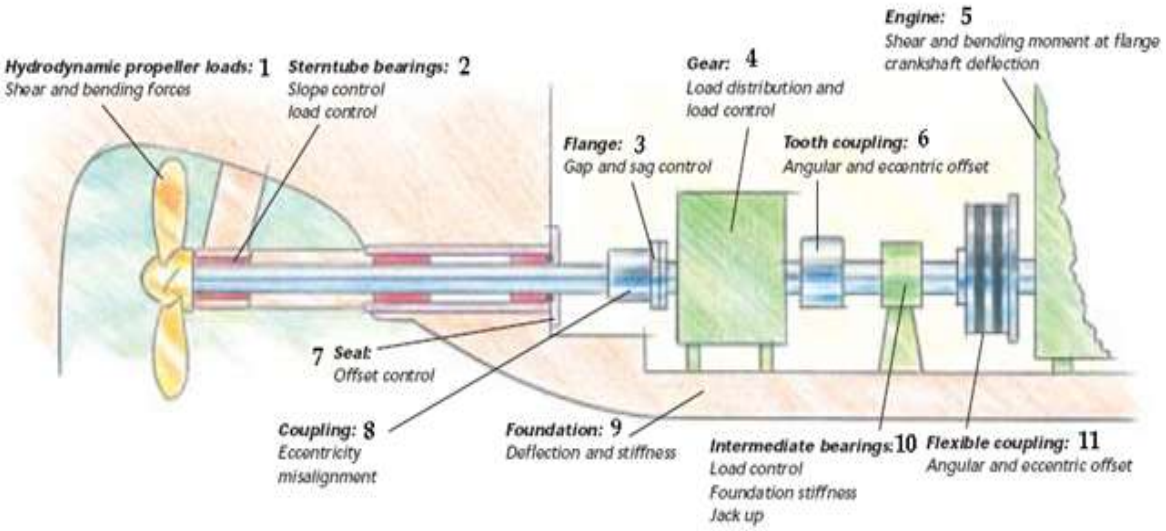
فصل اول

(۱)

(مبانی اولیه همترازی)

۱-۱-ترتیب قرار گیری خط شفت (Shaft-Line Arrangment)

ترتیب قرارگیری مجموعه سیستم رانش(خط شفت) به این صورت است که ابتدا موتور به عنوان نیرو محرکه، بعد ازآن یاتاقان اصلی (میانی)، بعد اگیربکس و فلانج انعطاف پذیر جهت کنترل نشست و درز و بعد هم استرن تیوب و یاتاقان های آن و در نهایت پروانه قرار می گیرد. در شکل زیر (شکل۱-۱) ترتیب رایج در قرار گیری خط شفت نشان داده شده است.



۱ - پروانه هیدرودینامیکی	۵ - موتور	۹ - استراکچر و فونداسیون
۲ - یاتاقان قسمت پاشنه	۶ - اتصال دندانه ایی	۱۰ - یاتاقان وسط
۳ - فلانج کنترل	۷ - آب بند	۱۱ - اتصال انعطاف پذیر(غیر هم مرکز)
۴ - گیر باکس(جعبه دنده)	۸ - اتصال فلانج و شفت	

شکل۱-۱: ترتیب قرار گیری رایج سیستم رانش

اما همیشه این قسمتها در یک راستا قرار نمی گیرند و ممکن است به صورت های مختلفی به یکدیگر متصل شوند. نوع قرار گیری شفت با پروانه در هر کدام متفاوت می باشد. نوع استفاده از شناور و اینکه چه نوع سیستم رانشی را بکار گیریم(از نظر دور و قدرت) مهم می باشد. پس دو عامل کاربرد و نصب، تعیین کننده جانمایی سیستم رانش می باشند. مثلا شماره(۱) سیستم Inline یا مستقیم نام دارد که نوع رایج مخصوصا در

کشتی های کلاس متوسط به بالا می باشد. نوع شماره(۳)، Outboard نام دارد و مخصوص قایق های کوچک تند رو می باشد. شناورها بر اساس سیستم رانش پروانه ایی به طور کلی(همه شناورها) خود به چند دسته تقسیم می شوند که در زیر شرح کاملتری از انواع این شفت درایوها آمده است:

جدول۱-۱: طبقه بندی سیستم های شفت بندی شناور

نوع DRIVE		محدوده قدرت (اسب بخار hp)	محدوده سرعت (نات kts)	بازدهی رانش	سیستم هدایت سکان	شکل
۱	Shaft drive, inline	Any	0…50	0.55…0.65 (0.45…0.55)*	No	
۲	V-drive	Any	20…50	0.50…0.60	No	
۳	Outboard	Up to 250	0…50	0.40…0.50	Steering, trim	
۴	Sterndrive	150…450 (1000)	25…60	0.45…0.60	Steering, trim	
۵	Surface drive	100…10,000	Above 30	0.50…0.60	Steering, trim	
۶	Jet drive	Up to 25,000	25…40	0.35…0.45	Steering	
۷	Saildrive	5…100	0…10	0.35…0.45**	No	

جدول طبقه بندی انواع سیستم های شفت درایو در شناورها

موارد استفاده :

(۱) در بیشتر شناورها (استفاده رایج)

(۲) شناورها و قایق هایی که موتور در قسمت پاشنه قرار دارد

(۳) قایق های تندرو کوچک با قدرت مانوردهی بالا

(۴) قایق های تفریحی و تندرو با قدرت مانوردهی بالا

(۵) کاتامارانهایی با کارایی بالا و شناورهایی با آبخور محدود

(۶) قایق های جت و شناورهای امداد و نجات و شناورهایی با آبخور محدود

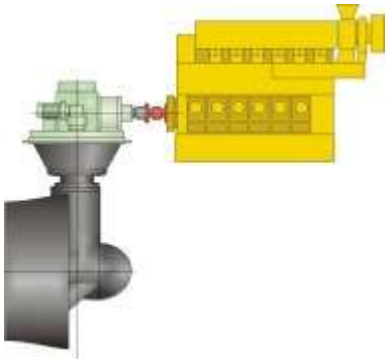
(۷) قایق های ماهیگیری (Sailing Yachts)

در سیستم های پروانه ایی حتی می توان از سیستم رانش بدون شفت میانی استفاده کرد. یعنی جایی که موتور به طور مستقیم و با استفاده از کوپلینگ انعطاف پذیر و کوپلینگ دندانه ایی به مبدل پروانه (تراستر) متصل است. در این حالت کوچکترین شفت بندی ممکن در نظر گرفته شده، به طوری که کوپلینگ انعطاف پذیر به فلانج متصل به تراستر و کوپلینگ دندانه ایی متصل به چرخ طیار محرک اصلی، وصل شده اند.

این حالت را، Tooth Coupling and Flexible Coupling Shafting می نامند(شکل ۱-۲).

همچنین شفت می تواند بدون یاتاقان میانی باشد،که در این حالت شفت کوتاه می باشد و در هر دو انتها شفت، از کوپلینگ های انعطاف پذیر استفاده شده است. این حالت را، Flexible Shafting یا شفت بندی انعطاف پذیر می نامند (شکل ۱-۳).

شکل ۱-۲: Tooth Coupling and FlexibleCoupling Shafting



شکل ۱-۳: Flexible Shafting

۱-۲-معرفی شفت های دریایی

شفت های دریایی بیشتر از جنس فولاد هستند ولی نوع کامپوزیتی فیبر کربن آن ها نیز برای تحمل گشتاورهای وارده در محدوده ۵ تا ۸۰۰ کیلونیوتن متر با قطرهای بین ۱۷۰ تا ۸۱۰ میلیمتر در طول های

مختلف در نظر گرفته شده است. مراحل آماده سازی شفت های فولادی به این صورت است که اگر شفت طولی کوتاه داشته باشد، ابتدا استوانه های خام توپر فولادی را آماده می کنند، سپس با ماشین کاری محور آن را سوراخ می کنند. ولی اگر شفت دارای طولی متوسط با بالا داشته باشد، آن را ریخته گری می کنند.

فاکتورهای زیادی در انتخاب ابعاد و ویژگی های شفت دخالت دارند ولی معمولا قطرشفت ها بنا به میزان گشتاوری که باید انتقال دهند وزن آن ها بر اساس نوع شناور و تناژ آن و جنس و استحکام آن ها بر اساس دور موتور و ممانهای وارد بر شفت انتخاب می شود.

۱-۳-انواع شفت های دریایی

به استثنای کشتی ها و شناورهای تجاری با تولید توان بالا، جنس شفت مورد استفاده در شفت ها از نوع فولاد نرم می باشد.شفت های پروانه ایی مورد استفاده در صنعت کشتی سازی بسته به نوع کاربرد و انجام عملیات متفاوت می باشند مثل شفت های بکار رفته در قایق های کوچک،یدک کش ها، شناورهای تفریحی، شناورهایی با کارایی بالا و دیگر شناورهای دریایی و اقیانوس پیما. در زیر چند آلیاژ مختلف همراه با خصوصیات آن و با کاربردهای متفاوت معرفی شده است :

۱) آکوا لوی ۲۲: این آلیاژ خاصیت مغناطیسی ندارد و یک ترکیب بهینه از استحکام و مقاومت در برابر خوردگی در مورد کاربردهای دریایی برای جاهایی که نیاز به قطر ۲ اینچ یا کمتر می باشد استفاده می شود. این نمونه برای شناورهای تفریحی مناسب می باشد، زیرا این نوع شناورها معمولا برای مدتی در آبها ساکن می مانند(برای خوشگذرانی در دریاها) و خوردگی بیشتری ایجاد می شود.

- خواص آکوا لوی ۲۲:

Carbon, Max.	.06
Manganese, Max.	4.00 - 6.00
Phosphorus, Max.	.04
Sulfur, Max.	.03
Silicon, Max.	1.00
Molybdenum	1.50 - 3.00
Chromium	20.50 - 23.50
Nickel	11.50 - 13.50
Nitrogen	0.20 - 0.40
Columbium	0.10 - 0.30
Vanadium	0.10 - 0.30
Iron	Balance
Density at 75F (24C)	0.285 lbs/in^3 (7.88 gm/cm^3)
Modulus of Elasticity	
Tension	28,900,000 psi (199,000 Mpa)
Torsion (Rigidity)	10,800,000 psi (72,900 Mpa)
Poisson's Ratio	.0312

۲) آکوا لوی **۱۹**: این آلیاژ از نوع فولاد ضد زنگ **۳۰۴** می باشد که با نیتروژن تقویت شده است. مقاومت در برابر خوردگی در این آلیاژ بسیار عالی و بهتر از نوع ۱۷ می باشد. این آلیاژ یک آلیاژ آستینیتیک می باشد و خواص مغناطیسی ندارد. نیتروژن اضافه شده باعث افزایش استحکام، چقرمگی و حتی مقاومت در برابر خوردگی می شود. شفت هایی که با این آلیاژ ساخته شده اند، اثبات کردند که برای چندین نوع شناور دریایی از جمله قایق های ماهیگیری بزرگ(Sportfishermen)، شناورهای تفریحی(Pleasure crafts) و قایق های تعمیرکار(Worker boats) در کنار اسکله بسیار مناسب می باشند.

- خواص آکوا لوی ۱۹:

Carbon, Max.	.08
Manganese, Max.	2.00
Silicon, Max.	1.00
Chromium	18.00 - 20.00
Nickel	8.00 - 10.50
Phosphorus, Max.	.04
Nitrogen	0.20 - 0.30
Sulfur, Max.	.03
Iron	Balance
Density at 75F (24C)	0.286 lbs/in^3 (7.916 gm/cm^3)
Modulus of Elasticity	
Tension	29,000,000 psi (199,949 Mpa)
Torsion (Rigidity)	11,200,000 psi (76,140 Mpa)
Poisson's Ratio	.0295

۳) آکوا لوی ۱۷ **:** این آلیاژ یک فولاد ضد زنگ سخت گردان رسوبات (Precipitation hardening) می باشد که استحکام بالایی دارد و برای شفت هایی با قطر بیشتر از ۲ اینچ استفاده می شود. این آلیاژ در جاهایی که نیاز به قطر بیش از ۲ اینچ است مانند یدک کش ها و دریا روها استفاده می شود.

- خواص آکوا لوی ۱۷ :

Carbon, Max.	.07
Manganese, Max.	1.00
Phosphorus, Max.	.04
Sulfur, Max.	.03
Silicon, Max.	1.00
Chromium	15.00 - 17.00
Nickel	3.50 - 5.00
Copper	3.00 - 5.00
Columbium + Tantalum	0.15 - 0.45
Iron	Balance
Density at 75F (24C) gm/cm³)	0.284 lbs/in³ (7.87
Modulus of Elasticity	
Tension	29,100,000 psi (200,600 Mpa)
Torsion (Rigidity)	11,270,000 psi (77,700 Mpa)
Poisson's Ratio	.0291

انواع دیگری از شفت ها نیز وجود دارد که در جدول زیر خواص فیزیکی و مکانیکی آن ها ذکر شده است:

جدول۱-۲: انواع مختلف مواد سازنده شفت

	AQUALOY 17	AQUALOY 19[1]	AQUALOY 22[2]	Type 316	Duplex 2205	Monel 500[3]	Steel C1018[4]	Steel C1045[5]
Density lbs/in³ (gm/cm³)	.284 (7.838)	.281 (7.775)	.286 (7.916)	.288 (7.971)	.282 (7.812)	.306 (8.476)	.284 (7.838)	.284 (7.838)
Ultimate Tensile Strength 1000 psi (Mpa)	145 (1000)	145 (1000)	150 (1034)	85 (586)	120 (828)	156 (1076)	58 (400)	82 (570)
0.2% Yield Strength Tension 1000 psi (Mpa)	125 (862)	125 (862)	125 (862)	35 (242)	82 (566)	115 (793)	32 (221)	45 (310)
0.2% Yield* Strength Torsion 1000 psi min. (Mpa)	70 (483)	70 (483)	70 (483)	23 (159)	43 (297)	67 (462)	20 (138)	30 (207)
Elongation, % in 2 in. (50.8mm)	19	22	25	60	30	22	25	16
Reduction of Area, %	60	65	58	70	-	30	50	40
Impact Charpy V-Notch, ft-lb (N•m)	55 (74)	150 (202)	100 (135)	95-120 (129-162)	-	44 (59)	-	-
Hardness, Brinell	311	300	302	150	226	300	116	163
Modulus of Elasticity in Tension, 1,000,000 psi (Mpa)	28.5 (196.5)	28 (193.1)	28 (193.1)	28 (193.1)	27.5 (189.7)	26 (179.3)	30 (206.8)	30 (206.8)

۱-٤-فاکتور ایمنی (Safety Factor)

حداقل فاکتور ایمنی برای شفت ها طبق ABYS (American Boat and Yacht Council)، از رابطه زیر بدست می آید :

$$S.F = \frac{D^3}{32}$$ (۱-۱)

P = قدرت شفت (Hp)

D = قطر شفت (mm)

$S\dagger$ = استحکام تسلیم (Mpa)

N = سرعت شفت (RPM)

بر اساس ABYS ، فاکتور ایمنی ۲ برای شناور های سبک در نظر گرفته می شود. برای شناورهای تفریحی بزرگ چه توربین چه دیزل این مقدار به ۵ می رسد وکشتی های تجاری و کشتی هایی با کارایی بالا این مقدار به ۱۰ می رسد.

۱-۵-محاسبه قطر شفت

موسسات رده بندی از فرمول های نسبتا ساده ایی برای محاسبه حداقل قطر شفت استفاده می کنند. موسسه رده بندی ABS نیز فرمولی به فرم زیر پیشنهاد می کند که می توان قطر مجاز را به دست آورد :

(۲-۱)

$$D = 100K$$

که :

D = حداقل قطر شفت (in)

K = فاکتور طراحی شفت

H = توان موتور در MCR (kW)

N = دور موتور در MCR (rpm)

U = حداقل استحکام کششی جنس شفت (برای شفت های پروانه ایی نباید بیش از psi ۶۰۰۰۰ باشد) (N/mm^2)

۱-٦-محاسبه تعداد یاتاقان ها

حداقل تعداد یاتاقان در هر سیستم شفت بندی ۲ می باشد. این تعداد بستگی به چند فاکتور دارد. که عبارتنداز:

-ترتیب قرار گیری و سازه و استراکچر ثابت کشتی ها

-یکسان بودن عکس العمل های یاتاقان های خط شفت

-بار وارد بر یاتاقان ها و نسبت L/D

-انعطاف پذیری ناحیه شفت

-فرکانس طبیعی لرزش جانبی شفت

سازه ثابت کشتی ها از قبیل بالکهد ها و ستونها و پایه ها باید با ترتیب قرار گیری یاتاقان ها مناسب باشند. همچنین بهتر است که یاتاقان ها در یک خط قرار گیرند و ترتیب قرار گیری یکسانی داشته باشند. اگر این عمل انجام پذیرد، مجموع یاتاقان هایی که همراه با شفت می چرخند با مجموع وزن شفت متناسب خواهد بود و نسبت L/D را می توان به کار برد.تعداد یاتاقان هایی که عمل چرخش شفت را حمایت می کنند، به طور آزمایشی از رابطه زیر به دست می آید :

$$R = \frac{W}{pD^2 L} \qquad (۳-۱)$$

W = وزن کلی شفت که باید حمایت شود

p = فشار طراحی یاتاقان های قرار گرفته بر سطح تصویر شده (مقدار ماکزیمم فشار بین ۵ تا ۱۰ psi متغییر می باشد)

D = قطر شفت در محدوده عبور از یاتاقان اصلی

L/D = نسبت طول به قطر شفت

۱-۷-ضریب انعطاف پذیری (Flexibility Factor)

ضریب انعطاف پذیری، میزان انعطاف محور شفت ازخط یاتاقان های جلویی را تا گیرباکس نشان می دهد. ضریب انعطاف (خطای مجاز نشست) بر اساس اختلاف بین نیروهای چرخ دنده یاتاقان ها تقسیم براختلاف بین شماره تاثیر چرخ دنده کاهنده یاتاقان جلویی (به طرف موتور) بر خودش و چرخ دنده کاهنده یاتاقان بعد از آن بر خودش تعریف می شود. حداقل مقدار قابل قبول برای ضریب انعطاف پذیری، ۰.۰۱ می باشد. و طبق فرمول زیر محاسبه می شود :

$$FF = \frac{\Delta R}{I_{11} -} \qquad (۴-۱)$$

که :

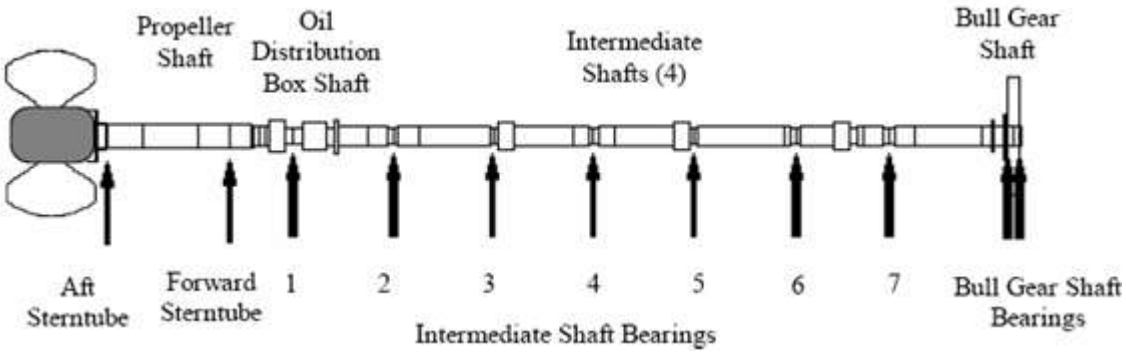
FF = ضریب انعطاف پذیری

ΔR = اختلاف مجاز بین عکس العمل های دو یاتاقان کاهنده

I_{11} = عکس العمل تکیه گاهی یاتاقان جلویی بر خودش

I_{22} = عکس العمل تکیه گاهی العمل یاتاقان بعدی بر خودش

در جدول زیر نیروهای عکس العمل بر اساس شماره تاثیر برای خط شفت در یک کشتی تفریحی (British Columbia) اندازه گیری شده است :



جدول ۱-۳: نیروی عکس العمل بر اساس خط تاثیر در خط شفت کشتی (British Columbia)

Bearing	Aft Sterntube	Fwd. Sterntube	Line. No.1	Line. No.2	Line. No.3	Line. No.4	Line. No.5	Line. No.6	Line. No.7	Aft Gear	Fwd. Gear
Aft Sterntube	-21	67	50	6	-1	0	0	0	0	0	0
Fwd. Sterntube	67	-254	235	-59	13	-3	1	0	0	0	0
Line. No. 1	-50	235	-267	112	-38	10	-2	1	0	0	0
Line. No. 2	6	-59	112	-112	80	-33	8	-2	1	0	0
Line. No. 3	-1	14	-38	80	-107	77	-30	8	-2	1	-1
Line. No. 4	0	-4	10	-33	77	-102	77	-33	8	-6	5
Line. No. 5	0	1	-2	8	-30	77	-107	80	-32	23	-17
Line. No. 6	0	0	1	-2	8	-33	80	-108	79	-101	77
Line. No. 7	0	0	0	1	-2	8	-32	79	-106	311	-259
Aft Gear	0	0	0	0	1	-6	23	-101	311	-1.962	1.734
Fwd. Gear	0	0	0	0	-1	5	-17	77	-259	1.734	-1.538

۱-۸-تعادل در شفت (Balancing)

یک شفت توپر به طور دائم در حال تعادل است اما در مورد یک شفت تو خالی احتیاج به توجهی خاص می باشد. یک شفت توخالی را طی یک عملیات ماشین کاری متعادل می سازند.قسمتی از شفت که نامتعادل است ، با یک تکنیک استاتیکی و دینامیکی ویژه ایی تعیین می شود.

قبل از اینکه یک شفت در یک شناور نصب شود در کارخانه آن را تست تعادل استاتیکی و دینامیکی می کنند. اگر تعادل کاملا برقرار بود، آن را جهت نصب آماده میکنند و در غیر این صورت مرکزدوران محور ماشین تراش را دقیق میزان میکنند تا شفت به یک حالت تعادل برسد. شرط تعادل در پایداری دینامیکی شفت این است که شفت در حداکثر دور و چرخش، تاثیر تعادل خود را از دست ندهد. شفت های پروانه ایی به خاطر یک سری از دلایل ممکن است خروج از مرکز داشته باشند. خروج از مرکزیت شفت قبل از اینکه شفت نصب شود قابل اندازه گیری می باشد و عکس العمل های تکیه گاهی متغیر نتیجه خروج از مرکزیت شفت می باشد که با هم محور کردن قابل تعیین می باشد.

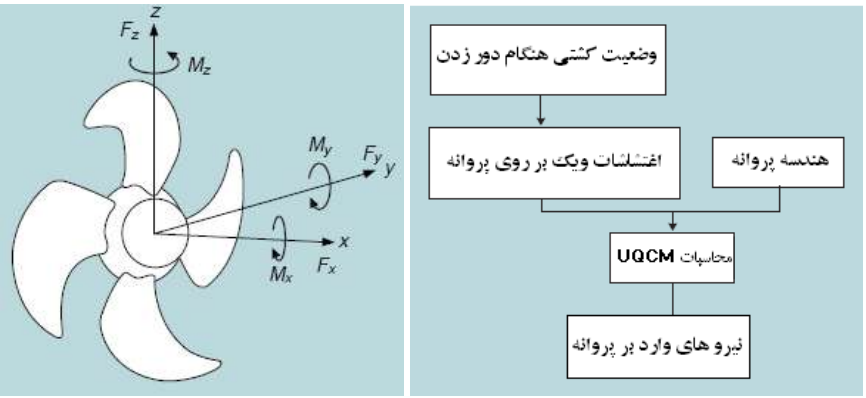
۱-۹-نیرو های وارد بر شفت

نیروی وارد بر شفت به دو دسته تقسیم می شوند:

۱) نیروهای مفید ۲) نیروهای مخرب

نیروهای مفید شامل نیرویی است که موتور آن را ایجاد کرده و توسط شفت به پروانه منتقل گردد و باعث تراست گردد(نیروی تراست). نیروهای مخرب آن دسته از نیروهایی هستند که باعث خرابی و از کار افتادگی شفت و یاتاقان ها و موتور می شوند و شامل نیروی وزن شفت ، نیروهای برشی و خمشی و نیروی اصطکاک و نیرویی که توده آب بر پروانه وارد می کند که خود هم شامل نیروهای عمودی و هم محوری است می شوند. نیروی اصطکاک باید تا حد مقدور کم شود برای این کار باید یاتاقان ها مناسب همچنین سیستم روانکاری و آب بندی مناسب فراهم گردد. همچنین شفت نیز باید طوری ساخته شود که وزن شفت باعث نشست نشود چون وزن شفت عامل مهمی در همترازی شفت می باشد. این نشست را به هیچ عنوان نمی توان حذف کرد ولی می توان آن را بسیار کم کرد. نیروهایی که به پروانه وارد می شود شامل نیروهای *Fx, Fy, Fz* هستندکه به ترتیب ممان های *My, Mz Mx,* را به وجود می آورند.

روند تخمین نیروهای وارد بر پروانه شفت هنگام دور زدن کشتی با در نظر گرفتن اثرات ویک و محاسبات UQCM برای بدست آوردن نیروهای وارد بر پروانه در نمودار شکل روبه رو نشان داده شده است.

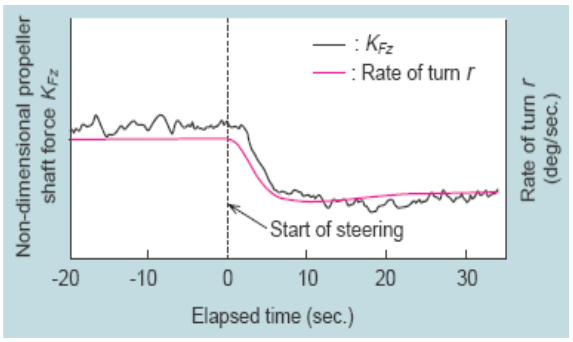


نمودار۱-۴: الگوریتم محاسبات نیروهای وارد بر پروانه

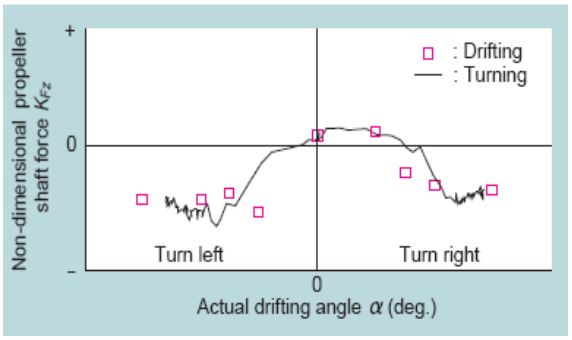
نمودار های زیر نیروی وارد بر پروانه را در هنگام دور زدن و تغییر مسیر نشان می دهد :

نمودار۱-۵، مقدار انحناء یا شعاع پیچ و دیمانسیون بدون بعد ضریب بدون بعد پروانه KFz را برحسب مدت زمان سپری شده را نشان می دهد.

و نمودار۱-۶، KFz را بر حسب زاویه انحنا α نشان می دهد.($KFz = \frac{Fz}{\rho n^2 D^4}$)

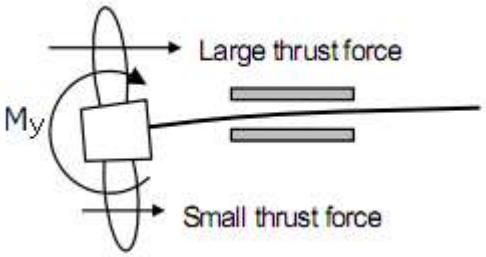


نمودار۱-۵



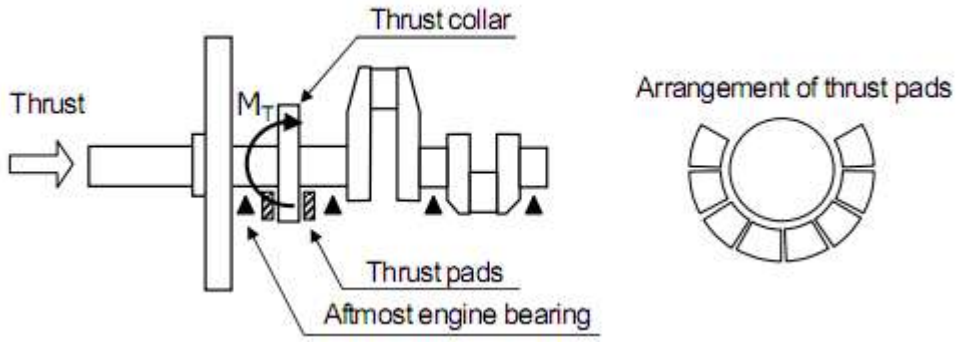
نمودار ۱-۶

همانطور که قبلا هم گفته شد نیروی تراست وارده بر مرکز پروانه دقیقا بر محور آن عمود نیست و دلیل آن نیز اغتشاشات ویک است. شکل۱-۴، این مورد را نشان می دهد. هنگامی که تیعه های پروانه در این ویک به وجود آمده می چرخد، نیروی تراست بزرگتری در کناره بالایی پروانه نسبت به کناره پایینی تولید می شود. این عمل موجب به وجود آمدن ممان خمشی ناشی از نیروی تراست خارج از محور پروانه می شود. ممان بوجود آمده My در شکل کاملا مشهود است.



شکل۱-۴: ممان خمشی به علت نیروی های هیدرودینامیکی پروانه

می توان گفت که ممان خمشی، My، تا حدی حاشیه ایمنی را بالا می برد، زیرا نیروی تراست بوجود آمده در حاشیه بالایی را تا حدی کاهش می دهد. My همچنین باعث تغییر نسبی در نیروهای وارد بر یاتاقان های میانی شفت و یاتاقان های موتور می شود. اما در یک سیستم شفت بندی که شامل چرخ دنده کاهنده است، تغییرات کوچک در کجی دنده شفت ممکن است تاثیر به سزایی در خرابی دندانه های چرخ دنده داشته باشد. بنابر این به منظور بررسی استحکام دندانه چرخ دنده، لازم است این تغییرات در باری که بر دنده یاتاقان های شفت رخ می دهد، با استفاده از محاسبات همترازی برای شرایط گرم (شرایط آبخور سبک) با در نظر گرفتن ممان My تائید شوند. در موتور های دیزل بزرگ دو زمانه که با یک میل لنگ متصل به شفت رانش کار می کند، نیروی تراست باعث بوجود آمدن ممان خمشی M_T در طوقه میل لنگ (Thrust collar) به علت فشار زیاد با صفحات تراست (Thrust pads) می شود(شکل۱-۵).



شکل۱-۵: ممان خمشی وارد بر طوقه میل لنگ

ممان خمشیM_T نیاز به وارد کردن در محاسبات همترازی ندارد، چون در شرایط استاتیکی رخ می دهد.

۱-۱۰-استرن تیوب (Stern Tube)

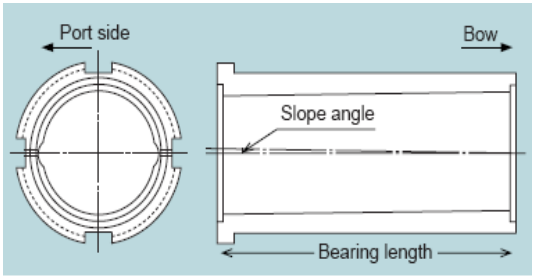
در قسمت پاشنه هر کشتی، یک قسمت لوله مانند وجود دارد که استرن تیوب نام دارد که شفت از درون آن به پروانه متصل می شود و در شکل۱-۶ نشان داده شده است. همچنین استرن تیوب مکانی برای قرار گیری

یاتاقان های قسمت پاشنه می باشد. مشکلات یاتاقان های استرن تیوب ، یک کشتی را مجبور می سازد تا خارج از محدوده سرویس به انجام تعمیرات یاتاقان های استرن تیوب بپردازد. با توجه به خسارت های قابل توجه در طول مدت زمانی که فعالیتی انجام نمی شود، قابلیت اطمینان استرن تیوب بسیار اهمیت پیدا می کند.

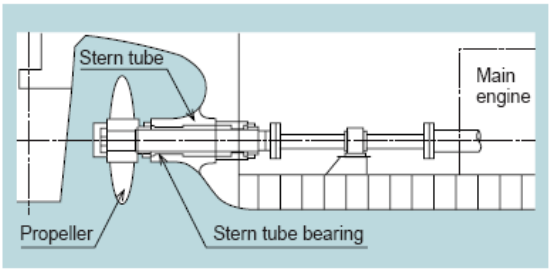
روند طراحی یاتاقان های استرن تیوب :

مطالعه ابعاد یاتاقان های استرن تیوب در شکل۱-۶ و ۱-۷ نشان داده شده است. هنگام طراحی ابعاد و خصوصیات یاتاقان، محاسبات همترازی الاستیک با در نظرگرفتن فقط وزن پروانه انجام می شود، در حالی که فرض می شود که کشتی ساکن و راکد است. بارهای وارد بر یاتاقان استرن تیوب وتنش خمشی شفت بر طبق معیار های موسسات رده بندی استانداردها طراحی می شوند. همچنین ما باید محاسبات دینامیکی همترازی و ابعادی را برای یاتاقان های استرن تیوب هنگامی که بار وارد بر شفت تنها وزن نیست و در موقع حرکت به جلو و دور زدنها و تغییر مسیر به وجود می آید را انجام دهیم. محاسبات هیدرودینامیکی به ما کمک می کند تا طول و زاویه شیب یاتاقان های استرن تیوب را تعیین کنیم. اگر نتایج به دست آمده حداقل استاندارد های موسسات رده بندی را رعایت کرد، می توان انتظار داشت که ابعاد یاتاقان ها و خصوصیات آن ها شرایط مطلوب را ایجاد خواهد کرد.

روش تاگوچی طراحی مستحکمی از شکل دهی و فرم دهی یاتاقان های استرن تیوب را به نمایش می گذارد. با توسعه این نوع طراحی، تصمیم گیری مشخصات قبل و بعد شناور و فرم پروانه، محاسبات هم محورسازی استاتیکی و دینامیکی با استفاده از هندسه نهایی پروانه برای کارایی بهتریاتاقان استرن تیوب انجام می شود.

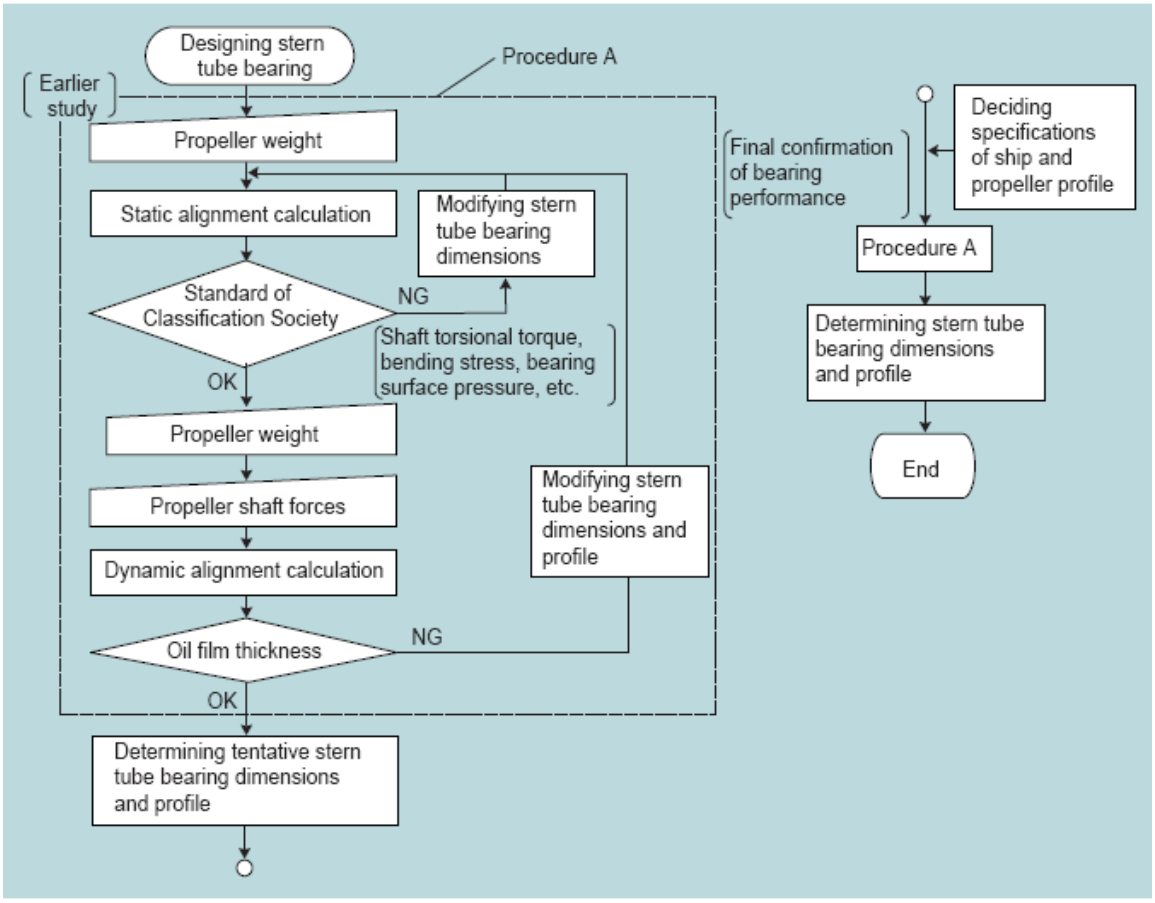


شکل ۱-۶: نماهای مختلف از استرن تیوب



شکل ۱-۷: ترتیب قرار گیری شفت واسترن تیوب

الگوریتم و روند طراحی یاتاقان های استرن تیوب در نمودار زیر ترسیم شده است :

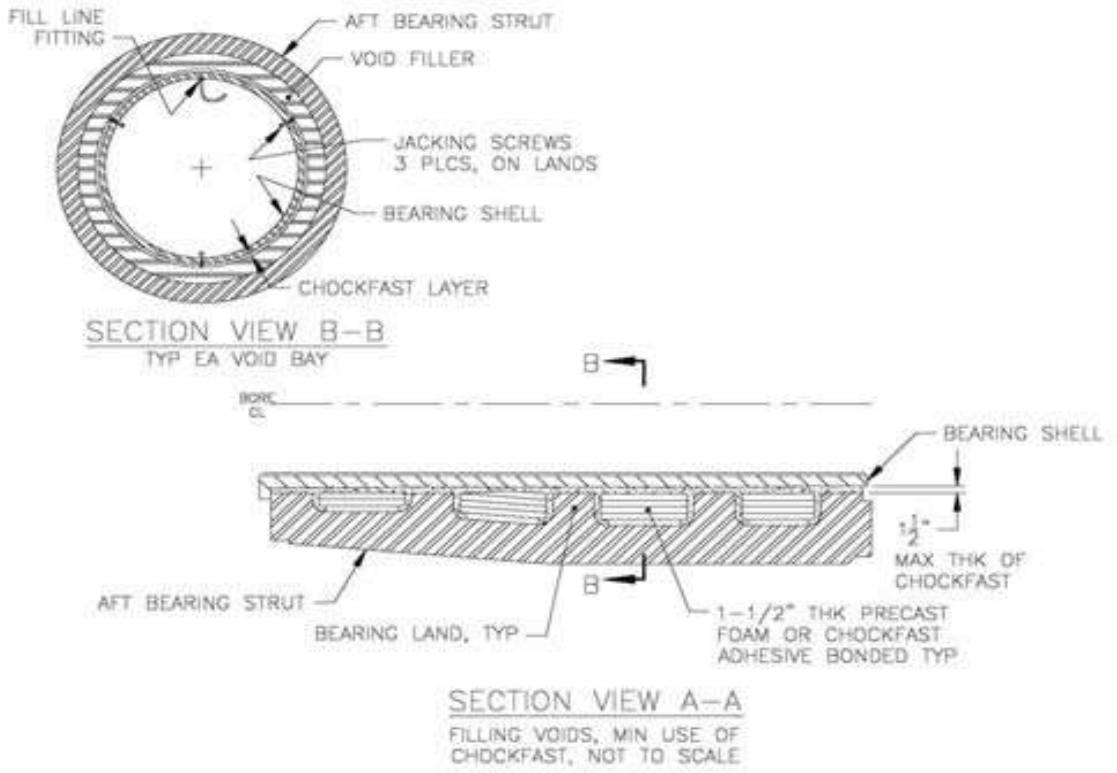


نمودار ۱-۷: روند طراحی یاتاقان های استرن تیوب

استرن تیوب شامل قسمت های متعددی می شود از جمله: یاتاقان استرن تیوب، آب بندها، محفظه (Housing)، سیستم های روانکاری و خنک کاری و غیره. در شکل های زیر این قسمت ها را با مشاهده می کنید.

شکل۱-۸: یاتاقان استرن تیوب

شکل ۱-۹: محفظه (Housing)- دید از پاشنه



شکل۱-۱۰ چگونگی کیپ کردن یاتاقان ها و محفظه در استرن تیوب

۱-۱۱-خرابی های وارد بر سیستم (System Failures)

در سیستم های شفت و پروانه بیشتر خرابی ها مربوط به یاتاقان ها می شود. البته دیگر قسمتها نیز مانند آب بندها، چرخ دنده ها، میل لنگ، پروانه و حتی خود شفت نیز می تواند عامل خرابی باشد. در حالت کلی

خرابی ها شامل چند دسته می شوند .در مورد اول خرابی های سیستم بر اثر همترازی غلط و نادرست ناشی می شود مثلا یک یاتاقان که به طرز نادرستی با محور شفت و موتور همتراز شده است. بدیهی است که در همان ابتدای کار و در لحظه استارت موتور، یاتاقان دچار از کار افتادگی و آسیب می شود به همین دلیل بعضی از مهندسین موتور خانه، پروانه را از بیرون و به طور آرام می چرخانند تا از درستی کار اطمینان حاصل کنند. دسته دیگری از خرابی ها ناشی از عدم بازرسی منظم یا بی دقتی در بازبینی برای تشخیص عیوب می باشد. دسته سوم از خرابی ها شامل خرابی های تحت تاثیر محیط همانند دما و ضربه و اتفاقات پیش بینی نشده به وجود می آیند . اثرات مخرب بر روی یاتاقان ها شامل خوردگی، سایش،خستگی، ترک در اثر ارتعاشات زیاد، اثرات دما و ... می باشد. شکل های زیر نمونه ایی از این خرابی ها را نشان می دهد.

شکل۱-۱۱: یک یاتاقان در توربین دریایی را نشان می دهد که به علت وجود آب در روغن باعث خوردگی شده است.

شکل۱-۱۲: یک یاتاقان را نشان می دهد که بر اثر نا هم ترازی زاویه ایی شفت باعث آسیب دیدن فقط یک طرف یاتاقان شده است.

شکل ۱-۱۳: خرابی وارده بر یک یاتاقان غلتکی

شکل ۱-۱۴: از دست دادن خاصیت روغن کاری هیدرودینامیکی ناشی از ازدیاد آب در روغن

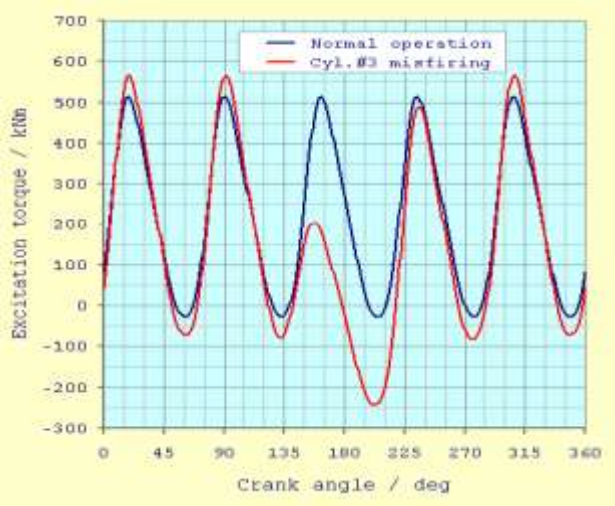
۱-۱۲-ارتعاشات شفت (Shaft Vibration)

ارتعاشات سیستم شفت و پروانه با تغییر سرعت شفت تغییر می کند. ارتعاشات پیچشی شفت تحت شرایط ویژه ایی باعث بوجود آمدن خرابی حتی شکست خود شفت می شود.

عامل بوجود آورنده ارتعاشات پیچشی در شفت در نتیجه عوامل زیر است :

- فشار گاز متغییر در محفظه سیلندر موتور
- افت و خیز جریان آب دریا در اطراف پروانه
- نیروی اینرسی میل لنگ

در نمودار روبه رو گشتاور تناوبی یک موتور ۵ سیلندر دور پایین را در طول ۳۶۰ درجه چرخش میل لنگ نشان می دهد . خطوط بالایی در مورد وقتی است که همه سیلندر ها به طور طبیعی کار می کنند. (Normal Operation). و خطوط پایینی هنگامی که سیلندر شماره ۳ احتراق ناقص دارد را نشان می دهد (Misfiring Operation).



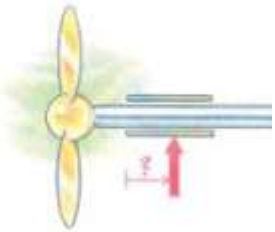
نمودار ۱-۸: ارتعاشات شفت در حالت طبیعی و غیر طبیعی

ارتعاشات محوری شفت اساسا بوسیله تراست بوجود آمده در پروانه و همچنین نیروی تولید شده در مکانیسم میل لنگ تحریک می شوند. این نوع ارتعاشات سبب به تنهایی سبب بوجود آمدن خساراتی می شوند و دلیل ارتعاش بدنه نیز همین ارتعاشات محوری شفت می باشد که میزان تحریک آ نها با نیروی بوجود آمده در موتور متغییر است. ارتعاشات جانبی شفت نیز اساسا بوسیله وزن پروانه، نیروهای غالب پروانه و عوامل وزنی شفت و نامیزان تحریک می شوند.دامنه این ارتعاشات با افزایش فاصله بین خط یاتاقان های شفت بزرگتر می

شود. ارتعاشات وارد بر این شفت ها از کارایی سیستم می کاهد و خرابی ها را افزایش می دهد . پس عامل ارتعاش شفت باید تا آنجایی که ممکن است کم شود تا بتوانیم به راندمان دلخواه برسیم.

۱-۱۳-اقلام مهم مرتبط با هم ترازی شفت

هدف کلی هم تراز کردن شفت ، پیدا کردن یک ترتیبی که هیچ مشکلی را در خط محور رانش پروانه بوجود نیاورد. این مشکلات می تواند شامل : لرزش ، تلرانش ، عدم تعادل ، نیروهای برشی و پیچشی نامطلوب و ... باشند. امروزه تعدادی نرم افزار های کامپیوتری مرتبط با سیستمهای پروانه دار جهت پیدا کردن مقدار این نیروها و پارامترها طراحی شده است که به کمک آن می توان اطلاعات مهمی در زمینه هم ترازی شفت بدست آورد. در مورد سیستم های رانش پروانه ایی ، هم تراز کردن شفت به تعدادی از اجزا و اقلام مرتبط با آن بستگی دارد که به ترتیب زیر می باشند :



۱) موقعیت نیروی عکس العمل در یاتاقان های استرن تیوب :

مجموع نیروی عکس العمل از یاتاقان به شفت برابر است با مجموع فشار های وارد شده به سطح یاتاقان. این فشار دینامیکی و متغیر می باشد که بستگی به شیب و شرایط عملکرد دارد. یک اختلاف بسیار کوچک بین شیب محاسبه شده یاتاقان و شیب واقعی آن باعث تغیرات بزرگی در این وضعیت می شود. پس باید یاتاقان های استرن تیوب طوری طراحی شوند که فشار وارده تنها به یک نقطه و یک محل وارد نشود.

۲) گیر باکس و چرخ دنده :

تعدادی ازچرخ دنده های دریایی به خاطر تحرک شناور معیارهای پذیرش سختی نسبت به هم محور بودن دارند. این دنده ها اغلب مبتنی بر تجربه هایی را که در تاسیسات واقع در ساحل دارند طراحی می کنند. البته

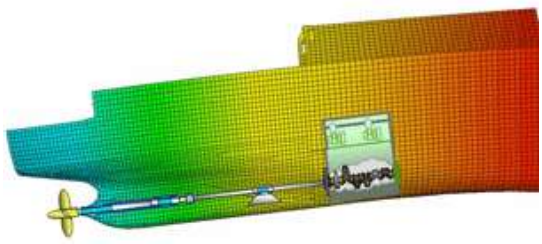
امروزه ملاحظاتی در مورد چرخ دنده های مرتبط با شفت در کشتی ها بکار می برند. در شفت ها باید توجه ویژه ایی به چکش کاری چرخ دنده هایی که توسط چرخ دندهای Pinion می چرخند، شود.

ضریب انعطاف به نام مقدار نشست مجازشناخته می شود و به طور مناسبی به عنوان شاخص برای انعطاف شفت در مسیر چرخ دنده کاهنده استفاده می شود. که این مقدار را قبلا تعریف نمودیم.

۳) میزان بدنه انعطاف پذیر و موتور:

عواملی همچون بویانسی پروانه ، ممان معکوس پروانه در اثر شرایط بد جوی (اغتشاش آب دریا)، گردش شناور و زاویه هیل تا حد لغزش موتور ، اینها همه عواملی هستند که عموما در معرض پیش بینی های کامپیوتر قرار می گیرند. امروزه اکثر طراحی های ماشین آلات بر اساس برنامه های کامپیوتری پیچیده ایی ساخته می شود ، بنابر این بلید آماده مواجه با این موارد باشیم. همه اینها با تاثیر افزایش قدرت خروجی موتور در طول شفت مستقیم و کوتاه تر، پروانه سنگین تر ، شفت سرعت پایین و انعطاف بیشتر سازه بدنه پاشنه در ارتباط است.

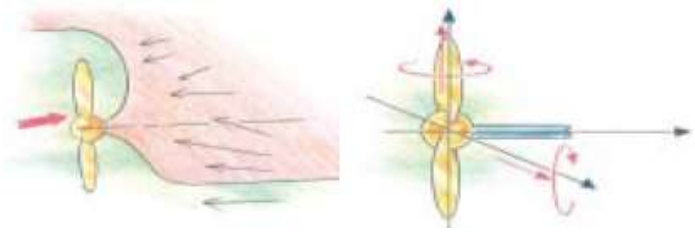
بیشتر بدنه های انعطاف پذیر منجر به خمش هایی در طی تغییر در شرایط عملیاتی می شوند. در بسیاری از موارد، شفت یک شناور به نوساناتی که در موقعیت قرارگیری یاتاقان ها بوجود می آید بی نهایت حساس می شود. موقعیت یک یاتاقان بوسیله شکل بدنه تعیین می شود. روش های محاسباتی جدید به طراحان کشتی اجازه می هد تا شکل بدنه را نسبت به شکل هیدرودینامیکی آن بهینه سازند. برای یک طراحی ایمن خط شفت، دیگر ممکن نیست که تاثیر انعطاف پذیری بدنه و شکل را در فاز طراحی نادیده بگیریم.



شکل۱-۱۵: تاثیر بدنه انعطاف پذیر در همترازی

۴) نیروهای پروانه هیدرودینامیکی:

شکل بدنه در نزدیکی پروانه میدان جریان غیر یکنواختی را به سمت پروانه بوجود می آوردکه درشکل زیر مشاهده می کنید. پس نیروی تراست ، در یک زاویه ایی و در خارج از مرکز شفت پروانه می باشد. در نتیجه وجود این زاویه باعث نیروی برشی افقی و عمودی می شود و نتیجه این موقعیت قرار گیری، ممان های خمشی می باشد. حتی در یک شرایط پایا نیز تخمین بارهای وارده بر پروانه دشوار است. پس این نتایج تاثیر به سزایی در هم ترازی شفت دارند.



۵) شرایط عملیاتی:

تغییرات در آبخور باعث تاثیر در هم ترازی می شود. پس پارامتر هایی همچون دمای هوا و آب دریا ، مانورپذیری ، تریم و امواج متلاطم را خواهیم داشت. اگر چه تعدای از این پارامتر ها را می توان به سختی تخمین زد ولی باید به صورت یک گزارش کلی سنجیده شوند. اینکه چقدر به محور شفت گشتاور نیرو وارد شود و بخواهیم از شناور مورد نظر چه استفاده ایی کنیم نیز مهم است. مثلا در یک یدک کش چون نیروی موتور زیادی(به خاطر شرایط عملیاتی) نیاز داریم و چون طول شفت نیز کوتاه می باشد پس هم ترازی در یک یدک کش بسیار اهمیت دارد.

۶) میل لنگ ها:

برنامه محاسبه هم ترازی برای شفت های که دارای قسمت های استوانه ایی یا مخروطی با هندسه پیچیده میل لنگ همراه هستند استفاده می شود. بیشتر سازندگان موتور یک مدل ساده شده ایی از میل لنگ ها ارائه می دهند تا عیوب اولیه آن را تشخیص دهند. پس فهمیدن محدودیت های مدل یک امر حیاتی است.

۷) آرایش کلی:

آرایش جزییات هنگامی که شرایط هم ترازی انتخاب شده مهم می باشد. مثلا:آیا مخازن گرم شده ایی در کف دو جداره وجود دارد ؟ اگر یاتاقان جلویی وجود نداشته باشد(یا از کار بیافتد) ، آیا آب بند قادر خواهد بود تا انحرافات شفت را در شرایط عملیاتی تحمل کند ؟ آیا هم ترازی مناسب یاتاقان استرن تیوب و سیستم روغن آن ناحیه هست ؟

۸) تاییدیه و بازبینی:

وقتی شفت نصب شود بدین معنی است که هم ترازی نیز باید تایید شود. بدین منظور چندین روش یا ترکیبی از این روشها وجود دارد مانند : تعیین نشست وانحراف فاصله(Gap & Sag) بوسیله سیم پیانو ، Jack-up (قرار دادن جک در زیر شفت به منظور تراز با گیج ساعتی) ،کرنش سنج (Strain Gauge) ، لیزر و روش های نوری. که هر کدام از این ها دقت های متفاوتی دارند و نحوه و زمان های مختلف برای انجام کار دارند.

فصل دوم

(۲)

(انواع روش های همترازی شفت)

۲-۱-روش های همترازی

روش های مرسوم در هم محور سازی شناورها شامل موارد زیر می شود :

۱- افت و شکاف - نشست و درز (Gap and Sag)

۲ - روش قدیمی سیم پیانو و میکرومتر که تلورانس آن در حدود ۱ میلیمتر در هر طول شفت می باشد.

۳ - تست بالا بردن جک هیدرولیک (Jack-Up Method)، که برای اندازه گیری عکس العمل یاتاقان ها مورد استفاده قرار می گیرد.

۴ - روش نوری که به کمک تلسکوپ انجام می شود و تلورانس آن ۲ میکرو متر در هر متر از طول است.

۵ - تراز به کمک نور لیزر (Laser Beam) ، که تلورانس آن یک میکرومتر بر هر متر از طول شفت می باشد و در حال حاضر یکی از جدید ترین روش های هم محور سازی شفت می باشد.

۶ - استفاده از کرنش سنج (Strain Gauge) که امروزه یک روش دقیق در همترازی محسوب می شود.

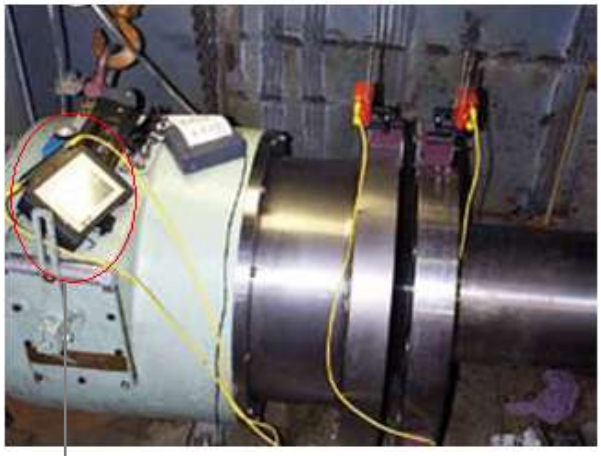
۲-۲-افت و شکاف – نشست و درز (Gap and Sag)

تکنیک افت و شکاف یک روش غیر مستقیم برای برقرار سازی موقعیت یاتاقان ها و موتور وقتی که پروانه به شفت متصل نشده، می باشد. آفست بین دو فلانج، شعاعی (Gap) و روبه رو (Sag) هنگامی که دو فلانج مجاور منفصل از هم هستند، اندازه گیری می شود. موقعیت یاتاقان(ها) برای رسیدن به مقادیری از افت و شکاف مخصوصی که از آنالیز نظری همترازی مشتق شده است تنظیم می شوند. در روش افت و شکاف، شفت ها را جدا از هم فرض نموده و مقادیر افت و شکاف ایجاد شده بین فلنج ها را اندازه گیری می کنند. درنهایت نیز می توان با استفاده از جک هیدرولیک، از صحت مقادیر به دست آمده اطمینان حاصل کرد. افت و شکاف در واقع شاخصی است برای فهمیدن آفست واقعی یاتاقان هاست، که به وسیله گیج های فیلر

اندازه گیری می شود. در روش های نوین، اندازه گیری های افت و شکاف با ابزار های دقیق تر با استفاده از لیزر امکان پذیر می باشد. استفاده از ابزار فیکسچر لیزری جهت اندازه گیری افت و شکاف دارای مزایایی است که از جمله آن سرعت در انجام کار و دقت داده های اندازه گیری شده است. همچنین دستگاه دارای خروجی چاپگر نیز می باشد که به راحتی نتایج را می توان چاپ کرد.

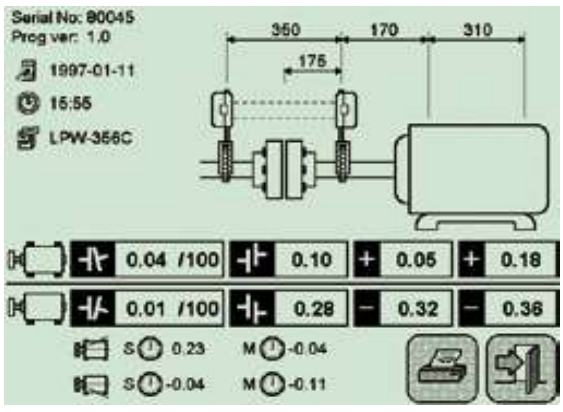
البته در مورد اندازه گیری های افت و شکاف، روش هر چه قدر هم دقیق باشد، نتایج باید با استفاده از جک هیدرولیک چک شود. زیرا افت و شکاف در مرحله اولیه نصب انجام می شود.

شکل۲-۱ روند اندازه گیری های افت و شکاف فلانج موتور را با استفاده از لیزر نشان می دهد.



شکل۲-۱: ابزار فیکسچر لیزری که در محل فلانج موتور جهت اندازه گیری افت و شکاف نصب می شود

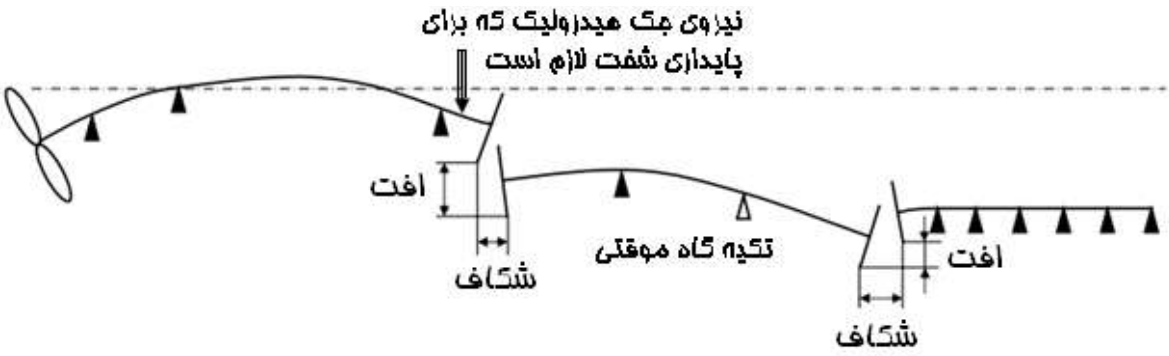
و شکل۲-۲ نیز ثبت اندازه گیری ها را در دستگاه دیجیتال نشان می دهد.



شکل۲-۲: ثبت اندازه گیری های افت و شکاف به روش لیزری

ابتدا شفت متصل به پروانه در نظر گرفته می شود، سپس فلانج مربوط به آن به عنوان مرجع برای تنظیم ارتفاع هر یاتاقان در صورت امکان شامل نگهدارنده های موقتی، برای اطمینان از اینکه افت و شکاف بین فلانج ها صحیح باشند، در نظر گرفته می شود. بعد از اینکه شفت میانی را در نظر گرفتیم، فلانج جلویی به عنوان یک مرجع برای تنظیم موقعیت موتور اصلی با بالا بردن یا پایین آوردن یا کج کردن این موتور برای اطمینان از اینکه افت و شکاف بین این فلانج درست باشد، در نظر گرفته می شود.

افت و شکاف بین فلانج ها در شرایط جدا شده، تحت شرایطی محاسبه می شوند که ارتفاع یاتاقان ها از خط مرجع در محاسبه توصیف شده در شرایط گرم (شرایط آبخور سبک) باشند.



شکل۲-۳: تراز شفت ها بر اساس روش افت و شکاف

۲-۲-۱-محاسبه افت و شکاف

الف)- در حالت شرایط حوضچه خشک (اولیه)

برای انجام روند همترازی شناور، ابتدا افت و شکاف را در حالتی که شناور در حوضچه خشک است انجام می دهیم. برای به دست آوردن افت و شکاف در این حالت ابتدا فرض می کنیم که پروانه، شفت میانی، و موتور در حالت جدا از هم و بدون تاثیرات نیروی بویانسی باشند. سپس با تحلیل هر کدام به صورت جداگانه و به دست آوردن منحنی تغییر شکل هر شفت، مقدار افت و شکاف را مطابق با مقادیر به دست

آمده، روی شفت های مجاور هم، در حالتی که شناور روی بلوک های حوضچه خشک قرار دارد، حساب می کنیم. برای محاسبه افت و شکاف در دو شفت مجاور هم، برای مثال در شفت پروانه و شفت میانی به طریق زیر عمل می کنیم:

- ابتدا مقادیر شیب و افت فلانج انتهای شفت پروانه و فلانج ابتدای شفت میانی را نسبت به خط مرجع به دست می آوریم.
- برای محاسبه افت، ارتفاع قرارگیری قسمت بالایی فلانج شفت میانی را از ارتفاع قرارگیری قسمت بالایی فلانج شفت پروانه کم می کنیم.
- برای محاسبه شکاف، شیب انتهای فلانج شفت پروانه را از شیب ابتدای فلانج شفت میانی کم کرده و آن را در قطر فلانج، ضرب می کنیم.

محاسبات فوق را برای فلانج انتهایی شفت میانی و فلانج ابتدای شفت موتور، تکرار می کنیم.

مقادیر افت و شکاف صورت زیر می باشد:

- در کوپلینگ شفت پروانه و شفت میانی:

افت: ۰.۲۱mm شکاف: ۰.۱۱ mm

- در کوپلینگ شفت میانی و شفت موتور:

افت: ۰.۸۴mm- شکاف: ۰.۱۰ mm

ب)- محاسبات افت و شکاف در حالت شناوری (نهایی)

محاسبات انجام شده، مانند قسمت قبل می باشد با این تفاوت که به علت قرارگیری قسمت پاشنه کشتی در آب و مغروق بودن پروانه، باید نیروی بویانسی را برای پروانه، اتصالات و شفت پروانه، مد نظر قرار داد.

شکل۲-۴: شفت در حالت جدا در شرایط استاتیک شناور و سرد

پس از انجام پروسه هم محورسازی برای حالت شناوری، می توان از محل قرارگیری یاتاقان ها در موقعیت مطلوبشان، اطمینان حاصل کرد .البته لازم به ذکر است که به علت تغییر شکل بدنه شناور به خاطر نیروهای بویانسی، اجرای محاسبات، از دقت بالایی برخوردار نیست. به همین دلیل بهتر است این پروسه را با یکی دیگر از روشهای دیگر هم محورسازی مانند جک-آپ یا استفاده از کرنش سنج چک کرد.

مقادیر افت و شکاف صورت زیر می باشد:

- در کوپلینگ شفت پروانه و شفت میانی:

افت: ۰.۱۸mm شکاف: ۰.۱۳ mm

- در کوپلینگ شفت میانی و شفت موتور:

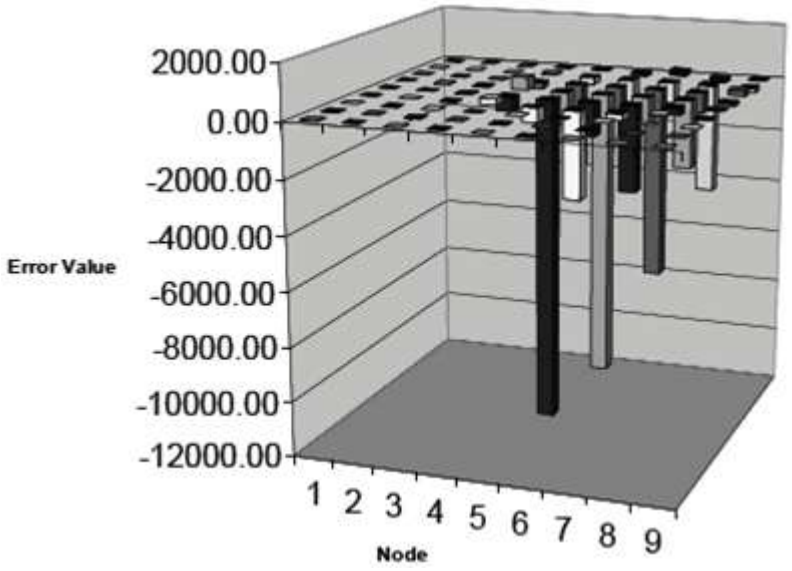
افت: ۰.۸۴mm- شکاف: ۰.۱۰ mm

مقایسه نتایج نرم افزارSAP2000 با گزارش شرکت N&S (Nolte & Szczesnowski)

ماتریس ضرایب تاثیردر جدول و نمودار، تفاوت در ماتریس ضرائب تاثیر نشان داده شده است.

جدول ۲-۱: تفاوت در دو ماتریس ضریب تاثیر

Node	6	8	22	37	42	57	49	52	56
6	8.19	-9.94	2.43	-4.67	6.04	-2.61	0.72	-0.18	0.03
8	-9.94	12.08	-3.00	6.34	-8.45	3.81	-1.04	0.26	-0.05
22	2.43	-3.00	0.95	-4.72	7.57	-4.12	1.13	-0.28	0.05
37	-4.67	6.34	-4.72	225.48	-525.71	-3197.02	-220.03	71.27	-13.37
42	6.04	-8.45	7.57	-525.71	-11909.72	-1223.60	-3127.43	-238.67	46.64
57	-2.61	3.81	-4.12	465.40	-1223.60	-10410.88	-949.87	-2457.44	-104.74
49	0.72	-1.04	1.13	-220.03	-3127.43	-949.87	-6949.77	-738.44	179.77
52	-0.18	0.26	-0.28	71.27	-238.67	-2457.44	-738.44	-3981.88	-166.74
56	0.03	-0.05	0.05	-13.37	46.64	-104.74	179.77	-166.74	58.40



نمودار ۲-۱: تفاوت در ماتریس های سختی

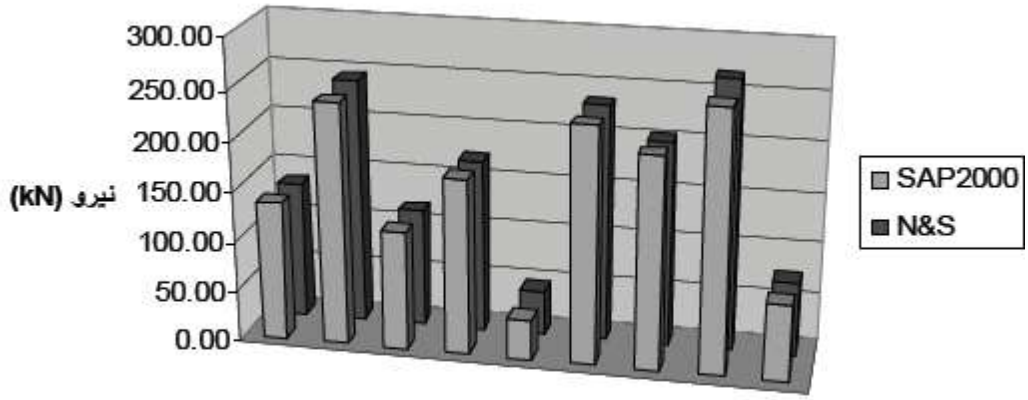
شایان ذکر است که به دلیل عدم وجود بارگذاری خارجی هنگام محاسبه ماتریس ضریب تاثیر، مجموع درایه های هر سطر و هر ستون این ماتریس باید برابر با صفر باشد که در گزارش ارائه شده توسط شرکت N&S ، این مورد به وضوح رعایت نشده است و به نظر می رسد تفاوت حاصل شده در ماتریس ضریب تاثیر، ناشی از آن باشد.

۲-۲-۲-حالت بهینه

بهنیه سازی مدل در شرایط دینامیک، شناور و حالت گرم با بارگذاری های مربوطه انجام شده است. جدول و نمودار نیروهای عکس العمل تکیه گاهی را بین گزارش شرکت N&S و نتایج به دست آمده در این پروژه مقایسه کرده است.

جدول۲-۲: مقایسه عکس العمل های تکیه گاهی در حالت گرم ، دینامیک ، شناور

Node	Reaction (kN)		
	SAP2000	N&S	Error
5	137.86	135.14	2.72
7	240.45	243.86	-3.41
21	117.41	116.92	0.49
36	173.92	171.09	2.83
41	39.84	44.59	-4.75
45	234.54	235.04	-0.50
49	209.90	203.32	6.58
53	260.07	267.29	-7.22
57	77.09	74.43	2.66



نمودار۲-۲: مقایسه عکس العمل ها تکیه گاهی در حالت گرم ، دینامیک ، شناور

با توجه به نمودار مشخص می شود که همخوانی خوبی بین نتایج به دست آمده و گزارش شرکت N&S وجود دارد.

محاسبه اولیه افت و شکاف

در این بخش محاسبات اولیه افت و شکاف در حالت حوضچه خشک انجام شده است. جدول۲-۳ مقایسه ای بین نتایج محاسبه شده و گزارش شرکت N&S را نشان می دهد .

جدول۲-۳: مقادیر افت وشکاف

coupling point	N&S		SAP2000	
	SAG	GAP	SAG	GAP
17	0.21	0.11	0.21	0.11
33	-0.84	0.09	-0.84	0.10

۲-۲-۳-محاسبه نهایی افت و شکاف

در این بخش محاسبات نهایی افت و شکاف در حالت استاتیک شناور انجام شده است. جدول۲-۴ مقایسه ای بین نتایج محاسبه شده و گزارش شرکت N&S را نشان می دهد.

جدول ۲-۴: مقادیر افت وشکاف

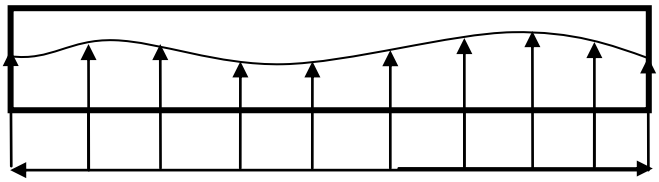
coupling point	N&S		SAP2000	
	SAG	GAP	SAG	GAP
17	0.19	0.13	0.18	0.13
33	-0.84	0.09	-0.84	0.10

نتایج آنالیز حاکی از آن است که عدم دقت در داده های ورودی باعث به وجود آمدن نتایج کاملا غیر دقیق خواهد شد. همچنین مدلسازی میل لنگ نیز از اهمیت ویژه ای برخوردار است. ذکر این نکته حائز اهمیت است که در تمامی مراحل آنالیز باید به درایه های ماتریس سختی توجه نمود. در نهایت هنگام محاسبات افت و شکاف، باید به محدوده های مجاز تعیین شده توجه کرد.

۲-۳-تراز به روش سیم پیانو (Piano-Wire Alignment)

این روش ، یکی از قدیمی ترین روش های تراز شفت های طویل می باشد که هنوز هم به عنوان تراز اولیه در روش های پیشرفته مورد استفاده قرار می گیرد. در این روش شفت را در جهات افقی و عمودی با مد نظر

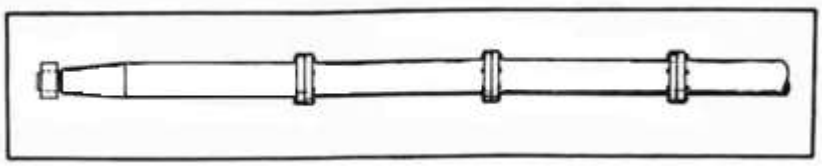
قرار دادن مقدار نشست سیم پیانو در یک راستا قرار می دهیم. میزان خارج از محوریت شفت در این روش به کمک ابزار دقیق اندازه می گیرند. دقت در این روش در حدود یک میلیمتر بر هر متر طول شفت می باشد. در این روش فاصله مرکز شفت از سیم پیانو اندازه گیری شده و دیاگرام نامیزانی رسم می شود :



شکل ۲-۵: دیاگرام نامیزانی اندازه گیری شده با استفاده از سیم پیانو

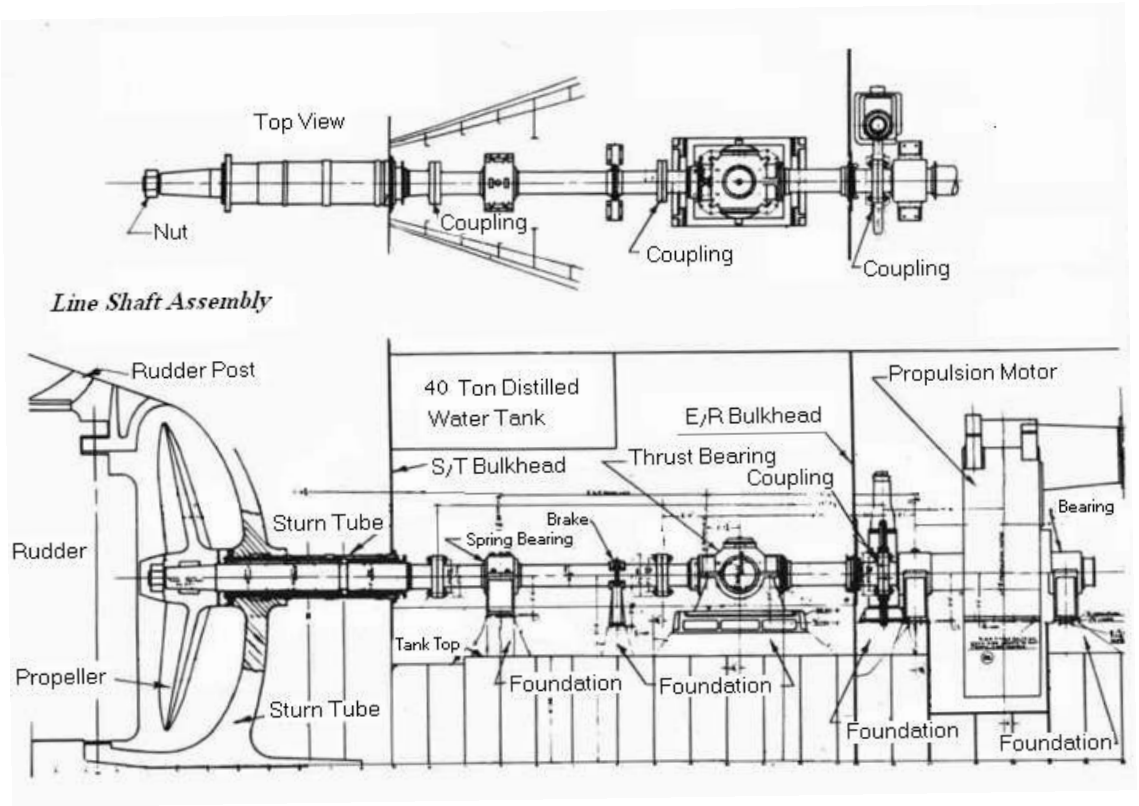
در زیر همترازی به کمک سیم پیانو در مورد یک کشتی نفت کش متعلق به کشتی سازی HSNA را شرح می دهیم.

در اینجا فاصله مورد نظر که از ابتدای دهانه استرن تیوب شروع و تا موتور خانه ادامه دارد، ۷۰ فوت ($۲۱.۳۴m$) می باشد. این خط شفت که در شکل(۱) می بینید به چهار قسمت تقسیم می شود.



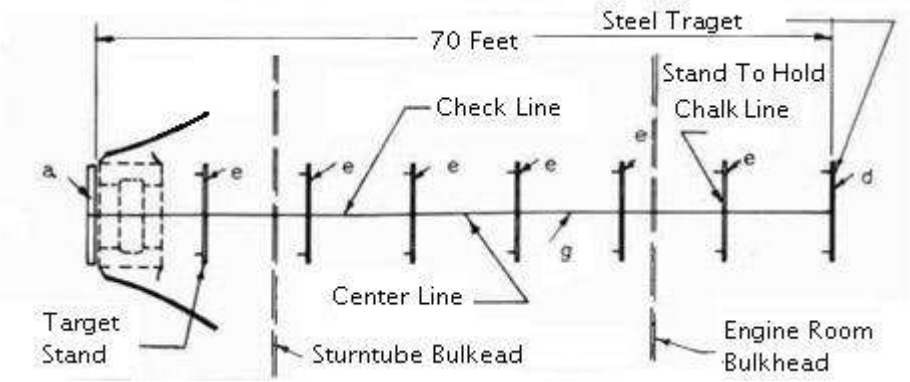
شکل۲-۶: خط شفت

برای سیم پیانو، اندازه گیری ها جهت تعیین محل یاتاقان ارتجاعی، یاتاقان تراست، یاتاقان های موتور، سوراخ های دایره ایی در هر سه بالکهد، کاسه نمد و خط شفت در بالکهد آب بندی شده موتور خانه و مرکز دهانه استرن تیوب (و در صورت لزوم تراشکاری دهانه داخلی) در نظر گرفته می شود(شکل۲-۷).



شکل۲-۷: مجموعه خط شفت

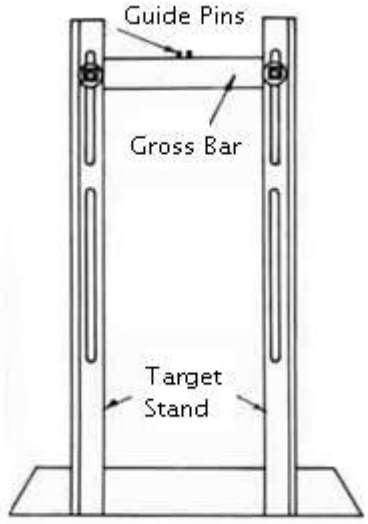
در اینجا یک سیم پیانو با قطر ۰.۱۸ اینچ استفاده شده است. طول خط در حدود ۷۰ فوت می باشد که از "a" شروع و به "d" ختم می شود(شکل۲-۸).



شکل۲-۸: پایه های هدف به مرکز خط شفت تنظیم می شوند.

نصب پایه های هدف یا پایه های محافظ:

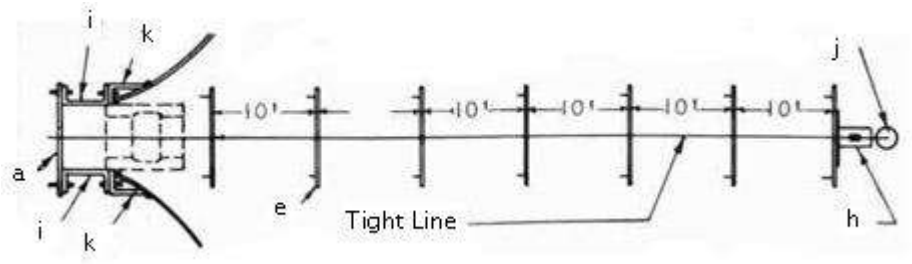
پایه های هدف با فاصله معینی از هم در بالای Top Tank یا عرشه موتور خانه پیچ می شوند(شکل۲-۹). تنظیم این پایه ها در موقعیت صحیح، بوسیله ریسمان خط کشی که از موتور خانه تا دهانه استرن تیوب کشیده می شود صورت می گیرد. فاصله هر پایه ۱۰ فوت است و هر پایه مطابق شکل(۲-۹) دارای یک پین متحرک بر روی تیرک افقی هستند . یک شاغول برای تعیین موقعیت صحیح ریسمان خط کشی "g" بکار برده می شود. ریسمان خط کشی موقعیت مرکز پایه های هدف و ارتفاع تیر افقی را مشخص می کند. وقتی همه پایه ها در جای خودش قرار گرفت، تیر های افقی که بر پایه ها قرار گرفته اند، پین تنظیم تا آنجایی که ریسمان خط کشی درآستانه تماس با آن قرار بگیرد، تنظیم می شود. بعد از آن باید از سفت بودن ریسمان مطمئن شد.



شکل۲-۹: نصب پایه های هدف

جایگذاری سیم پیانو:

هم اکنون ریسمان خط کشی را به دقت خارج می کنیم. پایه"a" برای نگهداشتن سیم پیانو استفاده می شود(شکل۲-۱۰). دو براکت "k" برای نگهداری استولز "i"، جهت تنظیم شیب مناسب استرن تیوب با خط مرکزی، موقتا جوش داده شده است.

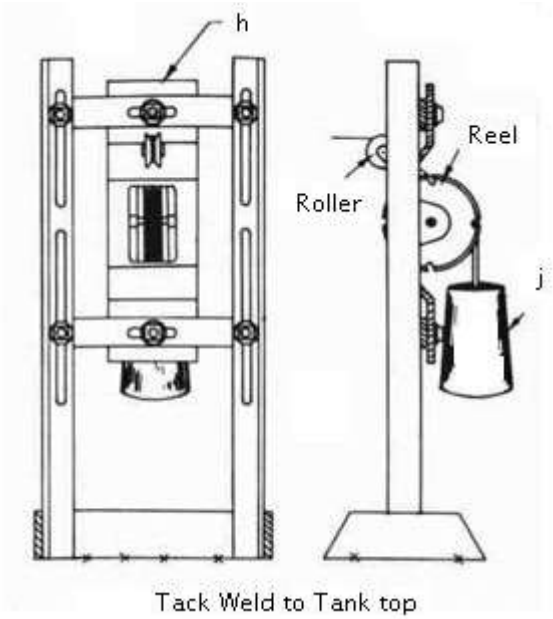


شکل۲-۱۰: قرار گرفتن سیم پیانو در مرکز تیرهای افقی

یک قرقره بر روی تیر افقی "h" واقع در موتور خانه نصب شده است. باید دقت داشت که این قرقره روغنکاری مناسب شده باشد. حال از جایی که سیم پیانو فیکس شده یعنی از دهانه استرن "a" آن را با دقت کامل از میان بالکهد استرن تیوب و بالکهد موتور خانه رد می کنیم و سپس آن را به وزنه "j" متصل می کنیم.

تنظیم کشش:

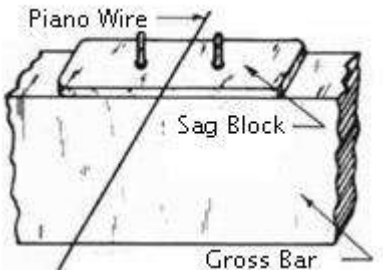
در چنین شرایطی که سیم پیانو ۷۰ فوت کشیده شود، مقداری نشست در آن بوجود خواهد آمد. پس باید در انتخاب وزن مناسب برای این وزنه دقت نمود. در اینجا وزن مناسب و متناسب با فاصله ۷۰ فوتی و استحکام کششی سیم پیانو، وزنه ۲۷ پوندی (۱۲kg) در نظر گرفته شده است(شکل۲-۱۱).



شکل۲-۱۱: پایه "h" و قرقره و وزنه

بلوک های نشست:

سیم پیانو در اثر فاصله ۷۰ فوتی قدری نشست کرده است. حال این نشست با گیج های مخصوص قابل اندازه گیری است . پس از اندازه گیری نشست در راستای هر هدف، بلوک های نشست(شکل۲-۱۲) به ضخامتی که سیم پیانو در آن مکان نشست داشته بر روی تیر افقی آن پایه قرار می گیرد. به همین ترتیب برای تمامی پایه ها این عمل انجام می شود.(در صورت نبود بلوک نشست، ارتفاع تیرهای افقی را باید بالا تر آوریم).



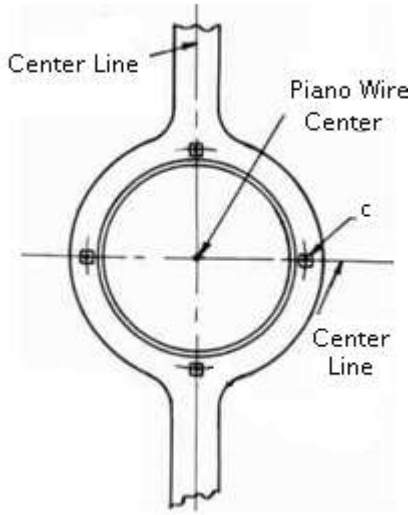
شکل۲-۱۲: بلوک نشست

تعیین محل نقاط ماشین کاری:

قبل از هر هرگونه ماشینکاری، مثل تراش و روکش کردن، اندازه های مشخص شده باید از سیم پیانو گرفته و علامت گذاری شود. مرکز دهانه استرن تیوب باید به وسیله چهار سوراخ "c" مشخص شود تا بعدا بتوانیم نقطه مرکزی تراز شده در آن را بیابیم (شکل۲-۱۳). سایر اندازه گیری ها نیز باید در طول خط شود مثل تعیین موقعیت یاتاقان ها، مشابها انجام شود(شکل۲-۱۴).

نکته: وقتی بخواهیم یک اندازه گیری را از سیم پیانو تا یک نقطه ایی به فاصله ۱۰ اینچ را حساب کنیم، باید این اندازه را از نصف قطر سیم پیانو کم کنیم یعنی :

قطر سیم پیانو ۰.۰۱۸ اینچ و شعاع مورد نظر ۱۰ اینچ است. شعاعی که باید در نظر گرفته شود باید (۰.۰۹-۱۰) یا ۹.۹۹۱ اینچ باشد.



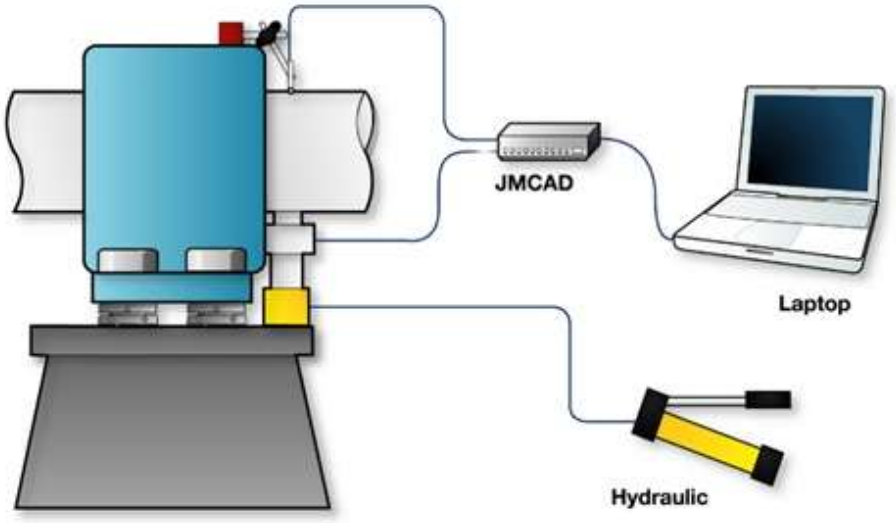
شکل۲-۱۳: مشخص کردن نقطه تراز شده دهانه استرن تیوب (Outer View)

شکل۲-۱۴: انجام اندازه گیری ها و تعیین فاصله

۲-٤-تست لیفت کردن جک هیدرولیک (Jack-Up Method)

تست Jack-Up، روشی است که عکس العمل یاتاقان مورد بررسی را از بار جک هیدرولیکی که در نزدیکی آن یاتاقان نصب شده است، از طریق تعیین ضریب تعدیل کننده به طور جداگانه ای اندازه گرفته می شود، که در شکل های (۲-۱۷) و (۲-۱۸) روند کار نشان داده شده است. بار جک از ارتباط این بار و جابجایی جک که در طول تست بالا بردن و پایین بردن جک ثبت شده، برآورد می شود.

در تست بالا بردن جک، گیج ساعتی که به منظور اندازه گیری جابجایی جک استفاده می شود، بهتر است که به طور صحیح بسته شود و به دقت محافظت شود چنانکه نه تحت تاثیر لیفت قرار بگیرد و نه تغییر شکل ورق کف. در بسیاری از کارخانه ها و حوضچه های تعمیر بزرگ دنیا از سیستم تحلیلی JMCAD (برنامه مدلسازی و شبیه سازی سیستم های دینامیکی پیچیده)، که از یک سو به گیج ساعتی و Load-cell جک هیدرولیک و از سوی دیگر به یک لپ تاپ جهت آنالیز متصل است، استفاده می کنند(شکل۲-۱۵).



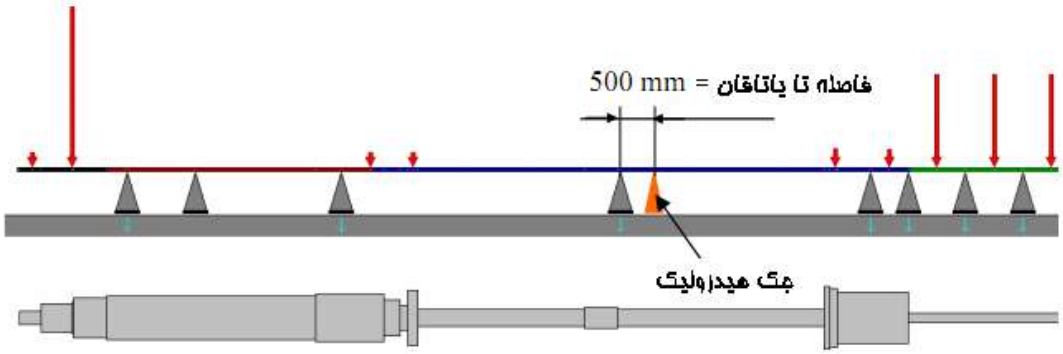
شکل ۲-۱۵: استفاده از JMCAD جهت تحلیل نرم افزاری بار هیدرولیک جک و تغییر مکان

در واقع تست Jack-up روشی برای تائید همترازی انجام شده، است، که نشان می دهد که آیا همترازی انجام شده تا چه حد رضایت بخش بوده است. برای بررسی همترازی انجام شده با استفاده از کرنش سنجی خواهیم دید که همترازی انجام شده با تست Jack-up مطابقت می کند.

۲-٤-۱-روند تست Jack-up

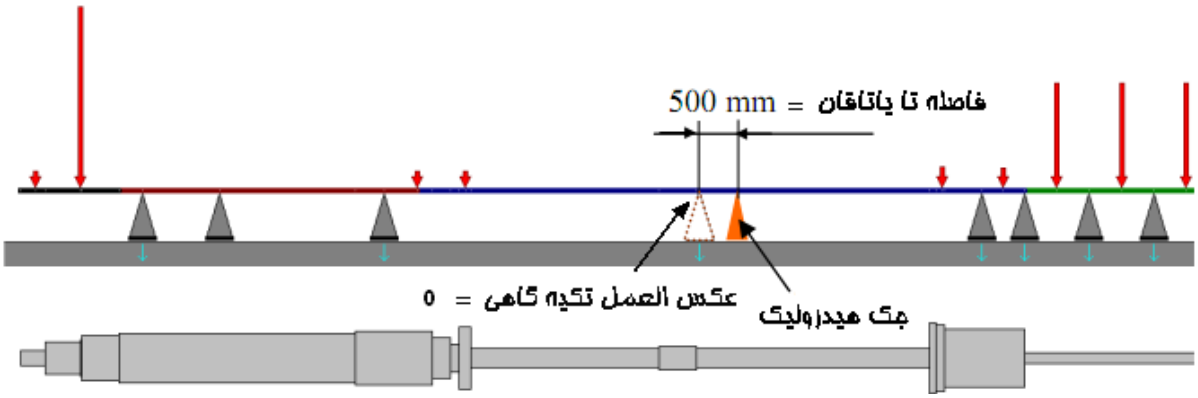
پروسه بالا بردن جک هیدرولیک می تواند با محاسبات، شبیه سازی شده باشد. این کار با استفاده از مدل شفتی که در شکل(۱۱) می بینید به اثبات رسیده است. این شبیه سازی با استفاده از محاسبه ارتباط بین بلند کردن و عکس العمل در راس جک انجام شده است. مراحل اصلی این شبیه سازی در زیر شرح داده شده است:

- یک نقطه تکیه گاهی اضافی بوسیله نصب جک مستقیما در زیر شفت در نقطه ایی با mm ۵۰۰ فاصله از یاتاقان میانی که عکس العمل در آن محاسبه می شود، پدیدار می شود. عکس العمل تکیه گاهی در این نقطه جدید صفر است.

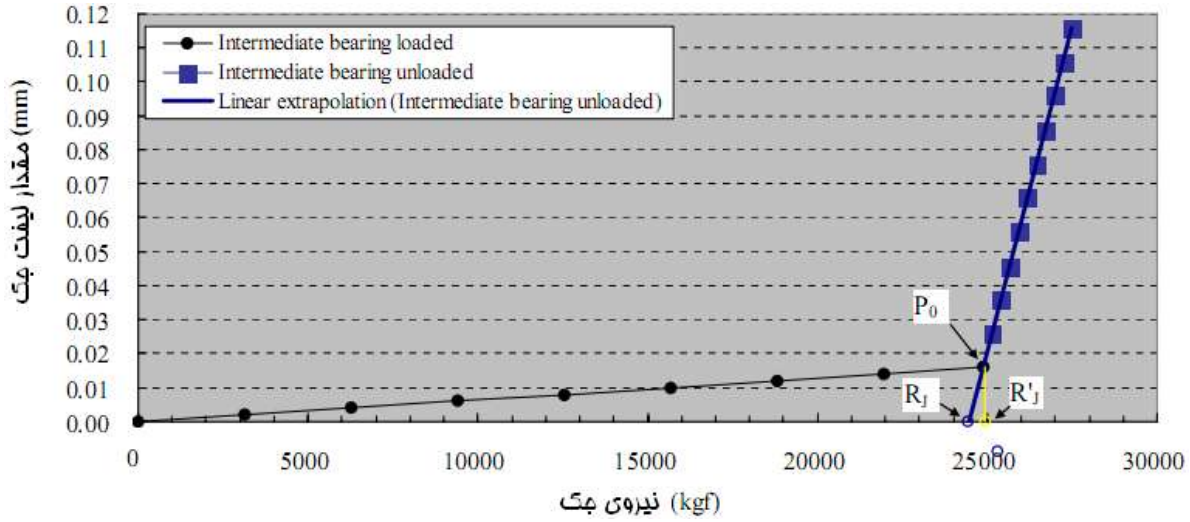


شکل ۲-۱۶: مدلی از شفت که روند کار Jack-Up را نشان می دهد

- جک در این مورد به تدریج و در فواصل کوچک ۰.۰۰۲ *mm* لیفت می کند، تا آنجایی که عکس العمل یاتاقان صفر شود. لیفت کلی در این مورد ۰.۰۱۵۸۷ *mm* می باشد.
- به دلیل اینکه این یاتاقان کاملا بدون بار شده است، دیگر نقطه تکیه گاهی محسوب نمی شود. بنابر این، محاسبات توصیف شده در زیر با استفاده از مدلی بدون نقطه تکیه گاهی در شکل(۲-۱۷) نشان داده شده است. از آنجایی که یکی از نقاط تکیه گاهی کم شده است، ارتباط بین مقدار لیفت جک و نیروی جک به صورت شیب دار تغییر می کند. نتیجه این شبیه سازی درشکل(۲-۱۸) نشان داده شده است.



شکل۲-۱۷: حالتی که بار یاتاقان مورد نظر صفر می شود



شکل۲-۱۸: نیروی جک بر حسب مقدار لیفت به طور تئوری در نتیجه مدل شفت

نقطه P_0 در نمودار بالا یک حالتی را نشان می دهد که عکس العمل یاتاقان میانی صفر شده است. نیروی جک در این نقطه با R'_J نشان داده شده است. به دنبال ارتباط متناسب بین مقدار لیفت جک و نیروی جک بعد از این نقطه یک منحنی خطی و سپس با درونیابی این خط تا آنجایی که لیفت جک صفر است، نیروی جک وقتی که لیفت جک صفر است ، قابل تعیین می باشد.

دراین مثال;

$$R'_J = 24488.5 \ \ kgf$$
$$R_J = 24450 \ \ kgf$$

۲-٤-۲-تعیین بار یاتاقان از تست Jack-up

بار یاتاقان R_B از تعیین نیروی جک R_J با استفاده از فرمول زیر محاسبه می شود(۱).

$$R_B = C \times R_J \qquad (۱-۲)$$

که C ، ضریب تصحیح است و از رابطه زیر حساب می شود:

(۲-۲)

I_{BB} : ضریب تاثیر عکس العمل یاتاقان هنگامی که جک نسبت به نقطه تکیه گاهی در نظر گرفته شده.

I_{BJ} : ضریب تاثیر یاتاقان نسبت به نقطه تکیه گاهی جک.

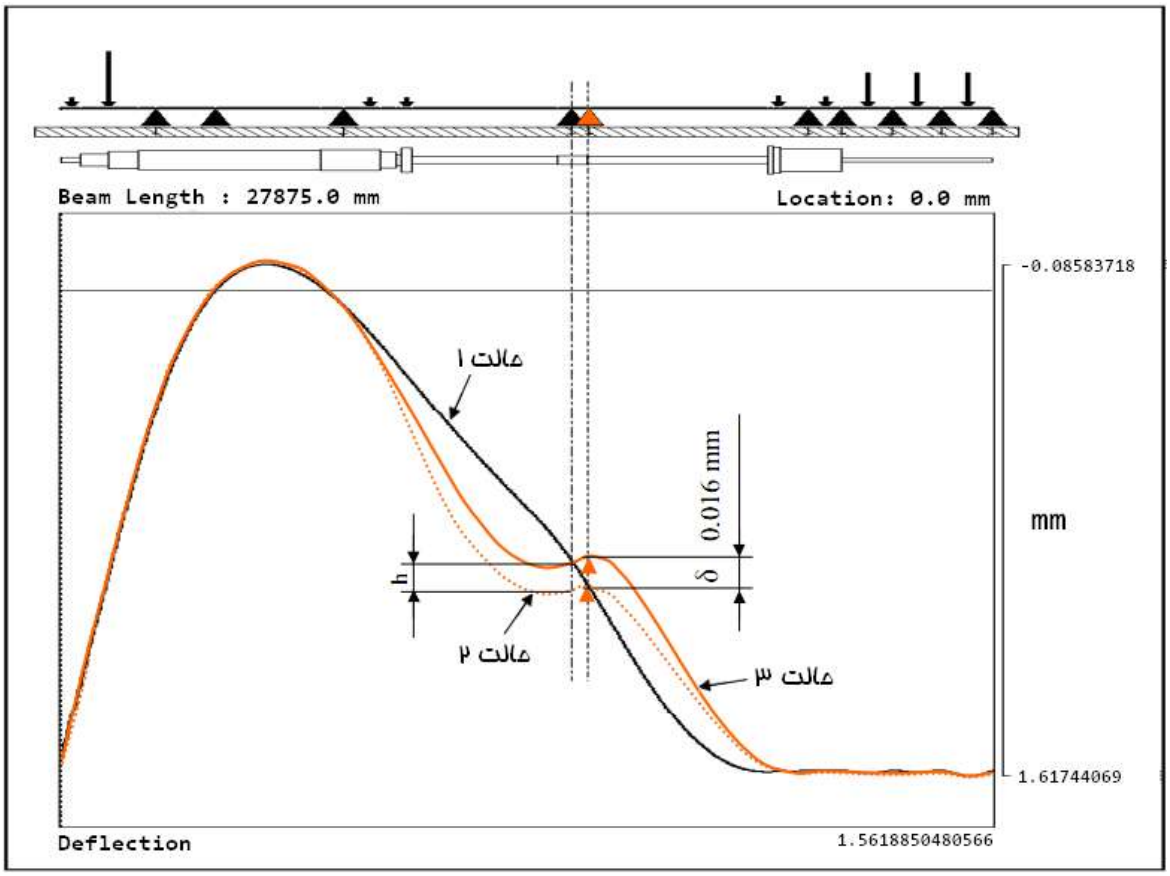
به منظور درک بهتر روش Jack up ، معادله (۲-۱) در زیر استنتاج می شود. شکل(۲-۱۹) سه حالت مهم در حین انجام تست Jack up با استفاده از خطوط شفت بندی محاسبه شده را نشان می دهد.

- حالت ۱: حالت مقدماتی، در این نقطه عکس العمل یاتاقان R_B می باشد. جک در زیر شفت قرار گرفته، اما بار این جک صفر است.

- حالت ۲: بعد از اینکه جک به تدریج به اندازه δ لیفت می کند، بار یاتاقان در حالی که در تماس با شفت است، صفر می شود. در این نقطه بار جک، R'_J می باشد.

- حالت ۳: با فرض اینکه یاتاقان در حالت دوم یاتاقان برداشته شود، جک به اندازه δ به موقعیت اولیه خود بر باز گردد. در طول این مرحله نقطه تکیه گاهی یاتاقان به اندازه h پایین می رود. در این مرحله بار جک، R_Jمی باشد.

- حالت ۴: با فرض اینکه یاتاقان در این نقطه تکیه گاهی دوباره نصب شده باشد، یاتاقان تا زمانی که بار جک صفر شود، به اندازه h لیفت می کند. البته در طول این مرحل جک در تماس با شفت باقی می ماند. بار یاتاقان در این نقطه دقیقا بار R_B است که اندازه گیری شده بود. به عبارتی دیگر این مرحله برابر با حالت اول می باشد.



شکل۲-۱۹: منحنی های انحرافات خمشی خط شفت در سه حالت در طول روند jack-up

در فرآیند انتقال از حالت ۳ به حالت ۴، تغییر در بارهای جک و یاتاقان را می توان به صورت زیر بیان کرد:

یاتاقان $0 + I_{BB}h = R_B$:

جک : $R_J + I_{BJ}h = 0$

بنابر این:

(۲-۳)

با توجه به اینکه ضرائب تاثیر برای مدل شفت در شکل(۲-۱۹) به قرار زیر هستند :

I_{BB} = -1538261 (kgf/mm)

I_{BJ} = 1535661 (kgf/mm)

بنابراین، ضریب تصحیح برای جک از قرار زیر است:

$$C = -\frac{I_{BB}}{I_{BJ}}$$

از طرفی R_J برابر 24450 kfg می باشد، پس بار یاتاقان R_B قابل محاسبه است:

$$R_B = 0.9983 \times 24450 = 24408\ kgf$$

اگر فرآیند انتقال از حالت ۱ به حالت ۲ را در نظر بگیریم، R_B را می توان از این طریق نیز بدست آورد:

(۴-۲)

I_{JJ} : ضریب تاثیر عکس العمل جک هنگامی که جک نسبت به نقطه تکیه گاهی در نظر گرفته شده.

I_{JB} : ضریب تاثیر یاتاقان نقطه تکیه گاهی جک به یاتاقان.

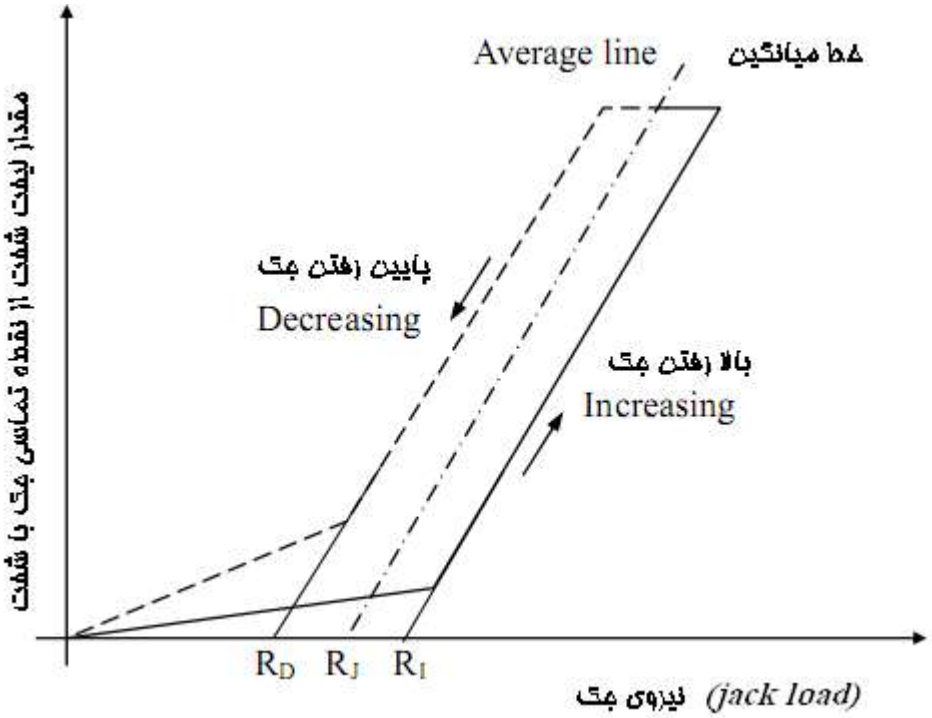
معادله (۲-۴) از لحاظ تئوری همان نتایجی را می دهد که در معادله (۲-۱) بدست آمد.

به علت اصطکاک بین سیلندر و پیستون در جک هیدرولیک، در حین بالا رفتن جک و پایین آمدن آن، یک حلقه ایی در نمودار پسماند بوجود می آید که در نمودار زیر نشان داده شده است. برای حذف کردن این اثر اصطکاک، خط میانگین این حلقه برای تعیین نیروی جک استفاده شده است.

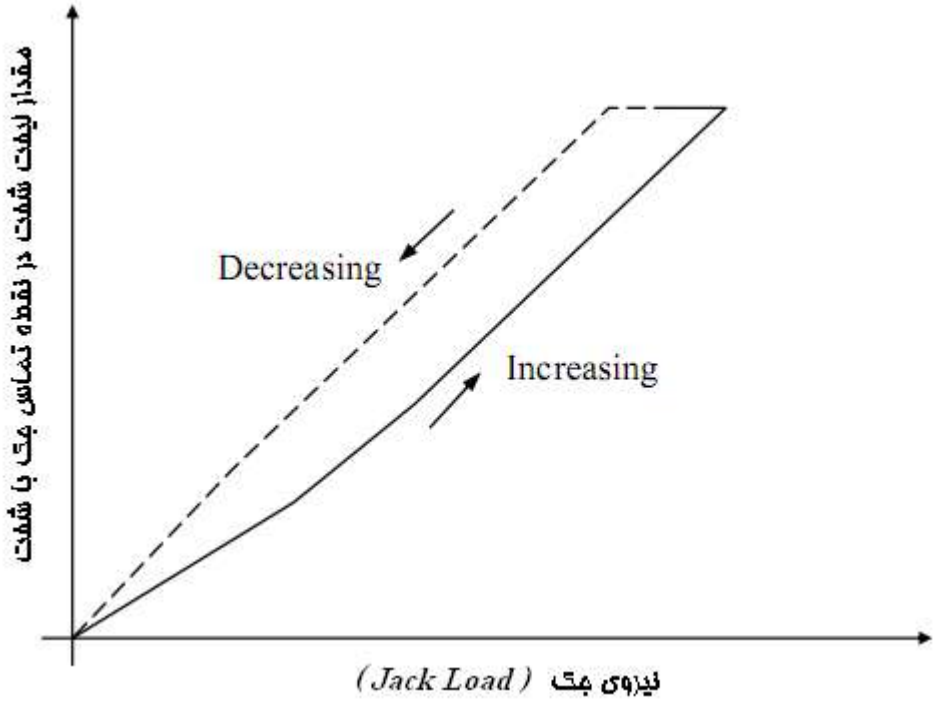
(۵-۲)

نکته مهمی که باید در نظر بگیریم این است که در نمودار بالا تغییر ناگهانی در شیب بوجود آمده است، که با نام نقطه مکث (Break Point) شناخته می شود، در شیب نمودار نیروی لیفت جک ظاهر می شود. دلیل به وجود آمدن نقطه مکث این است که هنگامی که بار یاتاقان صفر می شود، از تعداد نقطه های تکیه گاهی

شفت یکی کم می شود. اگر نقطه مکث ظاهر نشود، و نیروی لیفت جک شبیه نمودار۲-۳ نشان داده شده در زیر باشد، احتمال زیادی هست که بار یاتاقان در موقعیت اولیه خود صفر است.



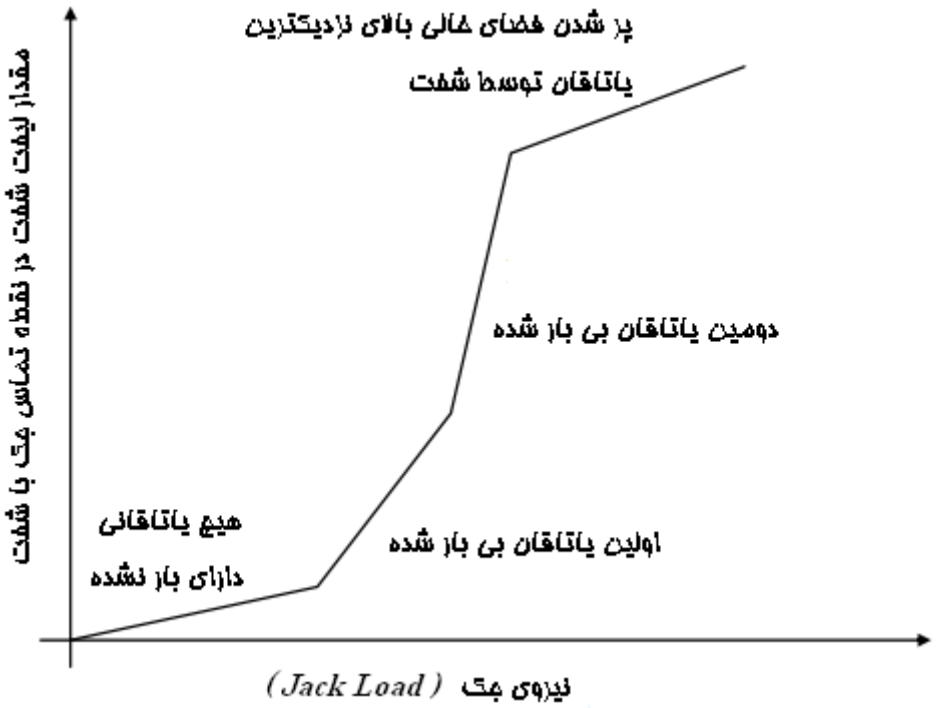
نمودار۲-۳: نمودار پسماند *jack-up* حقیقی به دلیل وجود اصطکاک در عملکرد جک



نمودار ۲-۴: نتیجه تست جک نشان می دهد که هیچ اثری از نقطه مکث در یاتاقانی که بارگذاری نشده وجود ندارد.

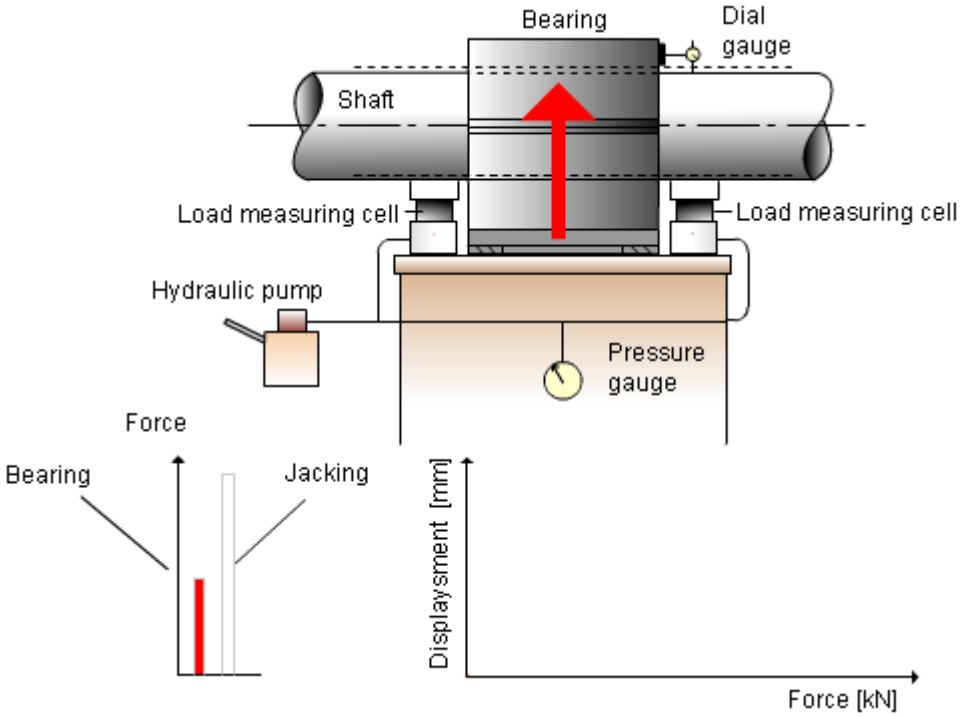
با توجه به نکته فوق، نقطه مکث به وجود می آید، به خاطر اینکه تعداد نقاط تکیه گاهی در شفت، هنگامی که بار یاتاقان صفر شده، یکی کمتر می شود. در این هنگام اولین نقطه مکث ظاهر می شود. هنگامی که جک لیفت خود را ادامه می دهد، یاتاقان دیگر در نزدیکی جک نیز بدون بار خواهد شد و شیب نیروی لیفت جک به طوری که در نمودار۲-۵ نشان داده شده است، تند تر می شود.

اگر جک باز هم لیفت کند، در یک نقطه، فضای خالی بالای نزدیکترین یاتاقان، به دلیل تقلیل یافتن نیروی عکس العمل یاتاقان ناپدید خواهد شد و شیب منحنی نیروی لیفت جک، ناگهان کم خواهد شد. بنابراین به منظور جلوگیری از لیفت بیش از حد در تست jack-up ، بهتر است که به محض داده مناسب که برای تعیین R_J جمع آوری شده است، بعد از اینکه اولین نقطه مکث رویت شد، تست را به پایان برسانیم.

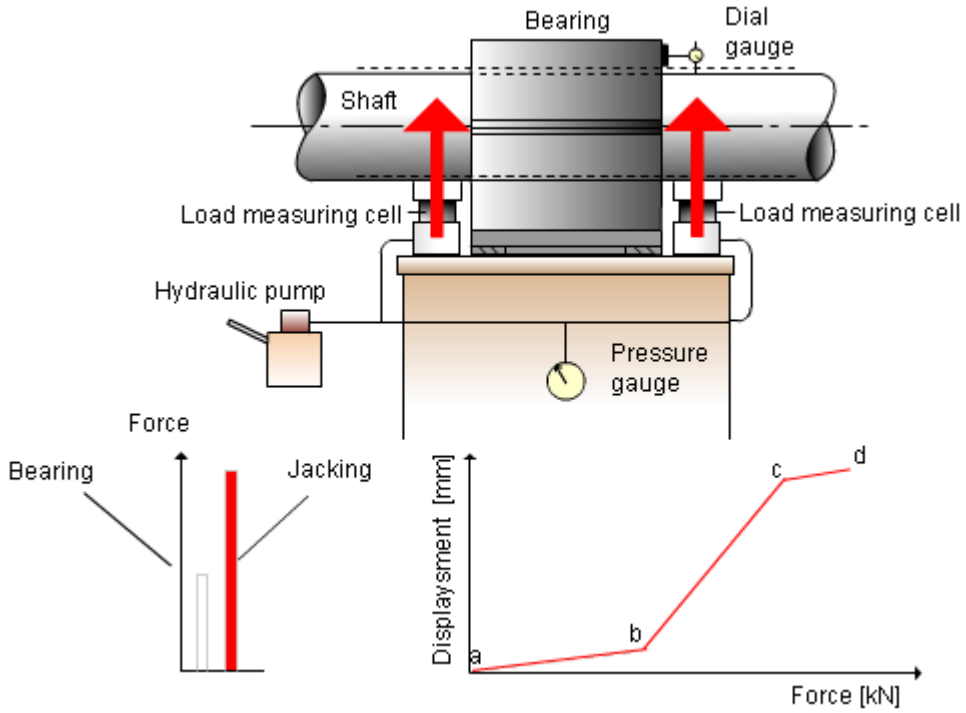


نمودار ۲-۵: هر شیب در نتایج *jack up* با یک مدل از شفت بندی برابر است.

روند انجام تست *Jack-up* در شکل۲-۲۰ و شکل۲-۲۱ نشان داده شده است.



شکل ۲-۲۰: شفت در حالت بدون بار (فلش قرمز رنگ، عکس العمل تکیه گاهی وارد بر شفت)



شکل ۲-۲۱: وارد شدن نیروهای فشاری جک های هیدرولیک بر شفت (فلش قرمز رنگ، نیروی جک)

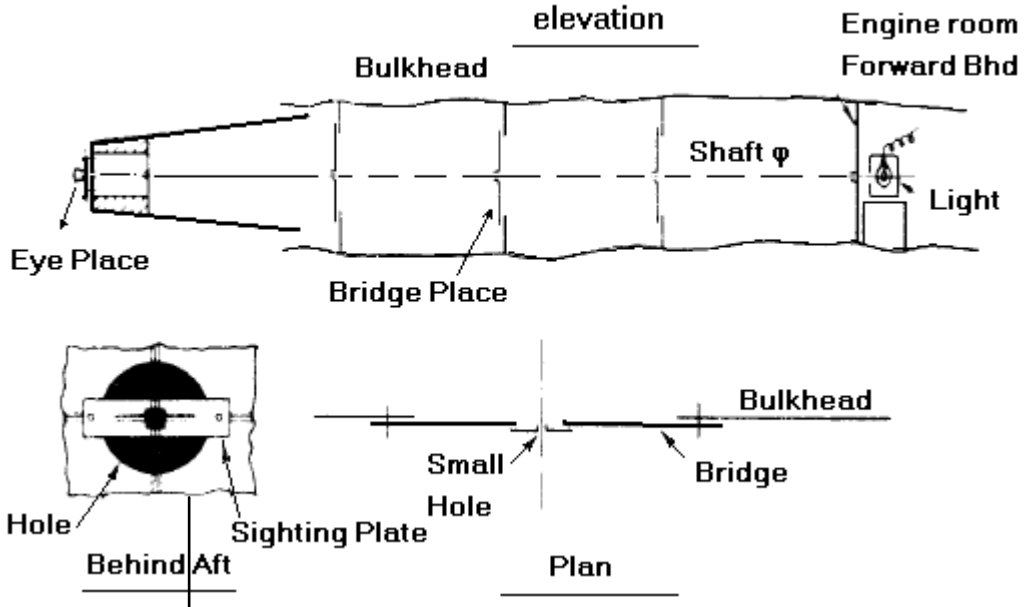
بار عمودی بر یاتاقان از منحنی جابجایی نیرو تعیین می شود. بار افقی را بوسیله این روش نمی توان اندازه گیری کرد. اندازه گیری بار jack-up بر دو یاتاقان عقبی میل لنگ نیازمند یک ضریب تصحیح می باشد که به طور عادی ۵۰٪ بیشتر از یاتاقان هایی که خیلی نزدیک به هم اند، می باشد. یاتاقان عقبی موتور معمولا احتیاج به نیروی اندکی، یا حتی بی بار، در حالت همترازی سرد و شرایط بدون بار کشتی دارد. پس، اندازه گیری های بار jack-upبر روی این یاتاقان در معرض خطاهای قابل توجهی می باشد. بنابراین یکی از عیوب و ناتوانی های این روش در این است که عکس العمل یاتاقان های موتور را نمی توان به درستی محاسبه کرد شمار اندازه گیری های تست jack up از زمانی که تکنیک کرنش سنج روی کار آمد به طور قابل توجهی کم شد.

شکل۲-۲۲: تست jack up بر خط شفت یاتاقان ها

۲-۵-تراز شفت به روش نوری (Optical Telescope Method)

معیار مرجع برای تراز شفت، ارتفاع شفت از بالای کیل یا سقف کف دو جداره می باشد که در نقشه ها ی کشتی مشخص شده است. برای تراز شفت به این روش ابتدا سوراخی به قطر یک میلیمتر در انتهایی ترین فریم کشتی بر روی ورقی مطابق نقشه قرار داده می شود (و یا بر عکس) و مطابق شکل (۱۴)، یک چراغ در

مقصد و یک تلسکوپ در مبدا قرار داده می شود و در این حالت در محل یاتاقان ها صفحه ایی را بین تلسکوپ و نور از سمت چپ ، راست، بالا و پایین جابجا نموده و چهار ضلعی مستطیلی را که نور را بلوکه می کند بر روی صفحه یاتاقان ترسیم می کنیم که مرکز آن همان مرکز شفت عبوری می باشد. این روش برای در یک راستا قرار دادن محور فرضی شفت می باشد که بیشتر برای ایجاد تونل شفت استفاده می گردد.

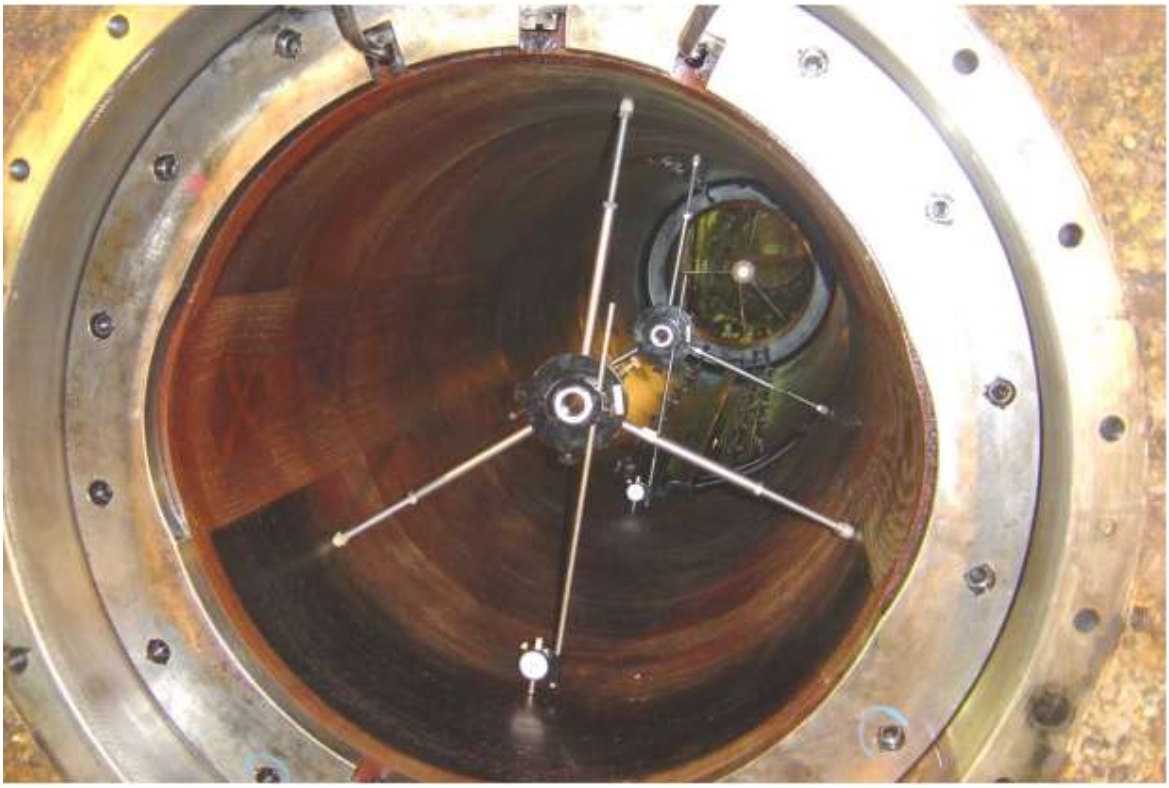


شکل ۲-۲۳: نشانه روی با نور(Sighting By Light)

در شکل های زیر نصب اهداف نوری را در استرن تیوب نشان می دهد.

شکل۲-۲۴: نصب اهداف نوری در استرن تیوب

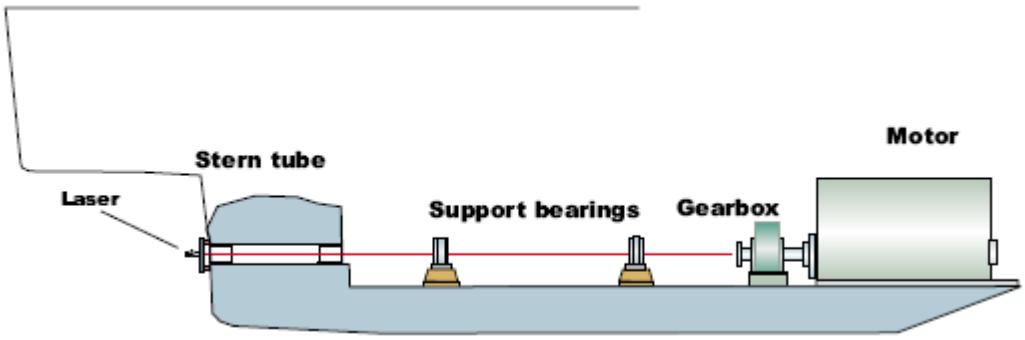
شکل۲-۲۵: نصب تجهیزات در Eye Place



شکل۲-۲۶: نصب اهداف نوری در استرن تیوب

در واقع از این روش قبل از اینکه شفت نصب شود، جهت تعیین خط مرجع استفاده می شود. تا هم خط مرجع کلی برای همترازی شفت انتخاب شود و هم مرکز یاتاقان یا یاتاقان های استرن تیوب جهت نصب مشخص شود (شکل۲-۲۶).

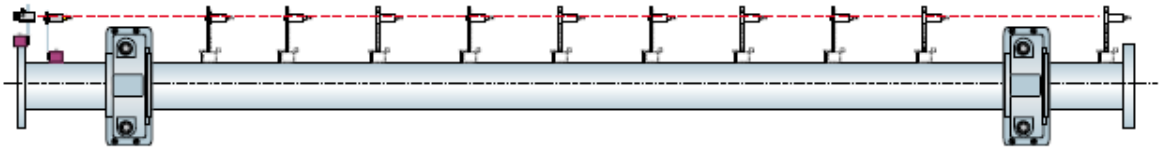
بعد از اینکه خط مبنا انتخاب شد، می توان شفت را نصب کرد. البته قبل از آن باید مرکز یاتاقان ها را مشخص نمود. ابتدا شفت را بر روی تکیه گاه های موقتی نصب می کنند، و سپس با استفاده از خط مبنا مرکز یاتاقان ها را مشخص کرده و یاتاقان ها را قرار می دهند (البته بعضی وقت ها هم یاتاقان های دائمی را در جای خود قرار می دهند). در شکل۲-۲۷ تنظیم یاتاقان های میانی را توسط پیدا کردن مرکز یاتاقان ها توسط لیزر نشان می دهد.



شکل۲-۲۷: تنظیم یاتاقان های میانی توسط لیزر

تنظیم، توسط دستگاه ها و سنسور هایی دقیق اندازه گیری می شود.

در جایی که کار حساس است یا شفت بندی که به کار می رود نسبتا طویل است، با استفاده از روش نوین لیزر، شفت میانی را نیز با قرار دادن اهدافی بر روی آن نسبت به خط مرجع تراز می کنند(شکل۲-۲۸).

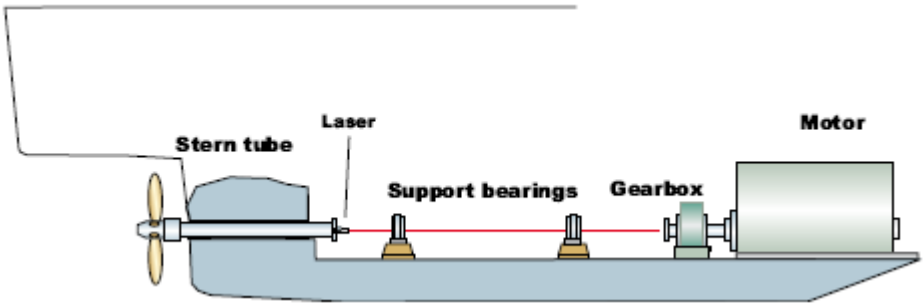


شکل۲-۲۸: تراز کردن شفت میانی با استفاده از اهداف نوری و لیزر

روش نوری برای تنظیم یاتاقان های استرن تیوب به موقعیت های خط شفت یاتاقان ها و میل لنگ استفاده می شود. یک خط نوری، سیم پیانو، یا لیزر معمولا برای اندازه گیری آفست مراکز یاتاقان ها و فوندانسیون، همگی به طور یکسانی قابل قبول می باشند.

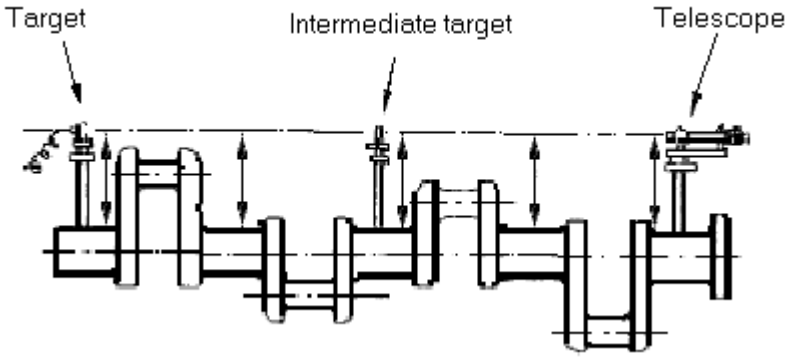
همچنین زمانی که یاتاقان استرن تیوب، یا یاتاقان های میانی یا شفت میانی جهت تعمیر یا تعویض از شفت جدا شود، در این صورت تراز اولیه آن با خط شفت بر هم می خورد به همین جهت می توان بعد از نصب، همترازی مجدد انجام داد.

شکل۲-۲۹ تراز به کمک لیزر در بعد از تعمیر این قسمت ها را نشان می دهد.

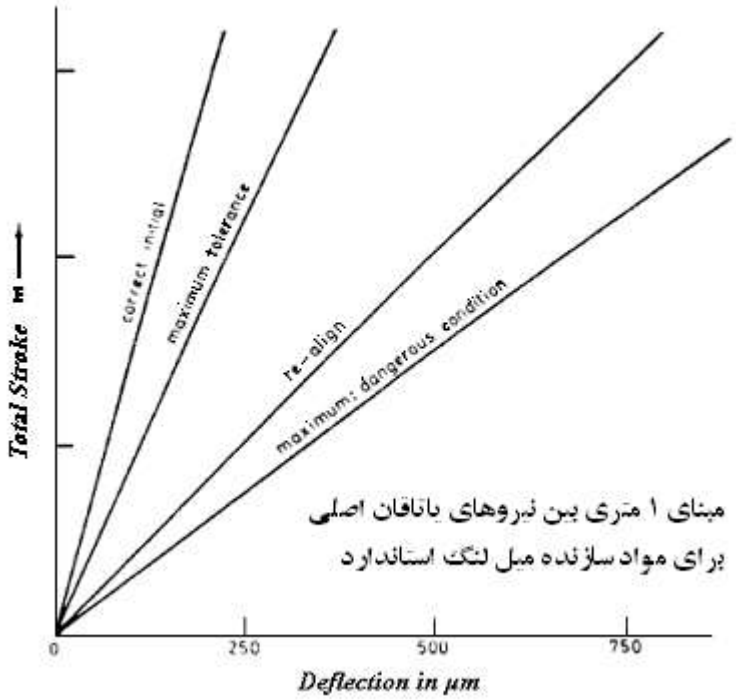


شکل۲-۲۹: تراز مجدد شفت بندی در اثر تعمیر یاتاقان و یا شفت میانی

هنگامی که شناور بر روی اسکله ساخت در خارج از آب قرار دارد و شفت بندی در آن قرار نگرفته است لازم است موتور اصلی بر روی فوندانسیون قرار داده شود (اما سر هم بندی آن ضروری نیست) زیرا وقتی موتور درون شناور قرار نگرفته باشد، تغییر شکل خمشی ناشی از وزن موتور لحاظ نمی گردد و این خود یک مشکل بزرگ است. به طور معمول، استرن تیوبی و یاتاقانی که از کار خانه می آید، آلیاژی سفید رنگ پیش از همه در داخل استرن تیوب قرار داده می شود. در این هنگام استرن تیوب با استفاده از تکنیک نوری که در بالا گفته شد، تراز می شود. همترازی میل لنگ (Crankshaft Alignment)، نیز با اندازه گیری سطح ارتفاع پایه های شاخص که در یک راستا قرار دارند به روش های ذکر شده امکان پذیر می باشد. شکل۲-۳۰، تراز میل لنگ را به کمک تلسکوپ نشان می دهد. میزان خمش در میل لنگ های مختلف متفاوت است و میزان استاندارد آن نیز برای میل لنگ های مختلف و با ابعاد مختلف از طرف مراجع سازنده برای مواد استاندارد میل لنگ ارائه شده است که میزان انحنای مجاز بین دو لنگ مجاور را نشان می دهد. با اندازه گیری فواصل بین پیشانی لنگ ها و مقدار خمش مجاز که توسط کارخانه سازنده ارائه می شود به کمک ابزار دقیق می توان ناهمترازی را برطرف نمود.



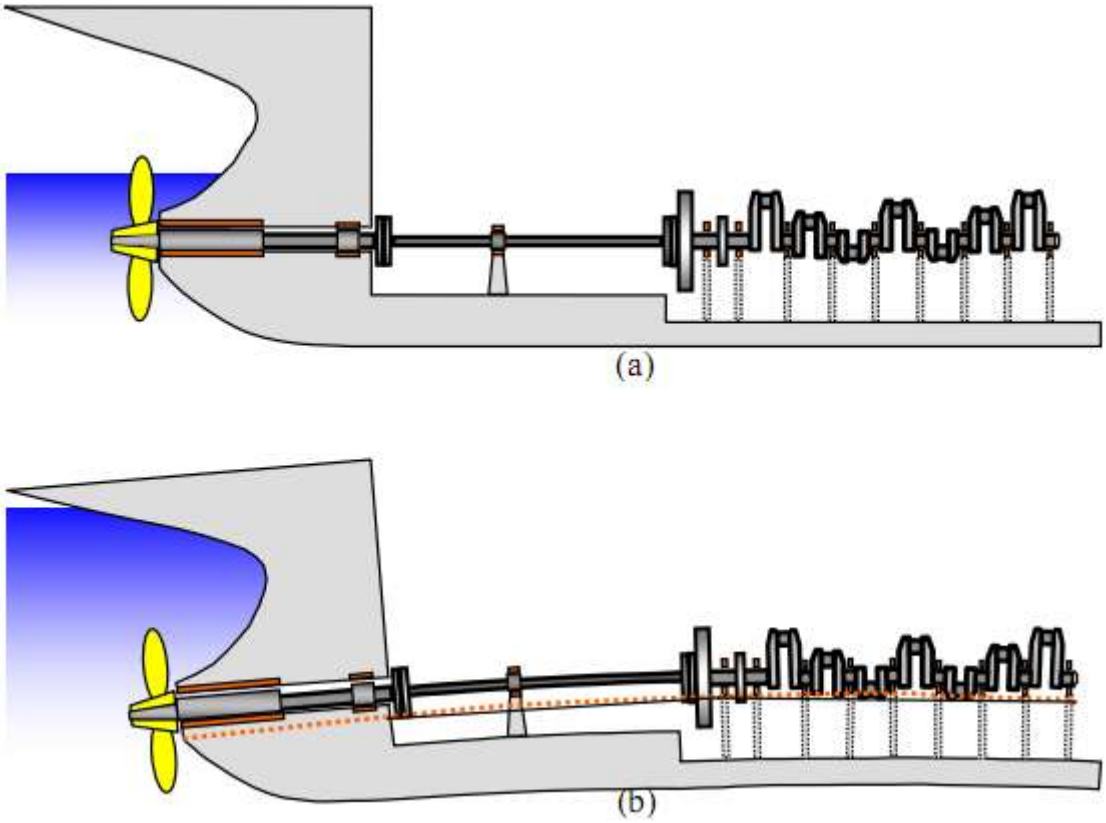
شکل۲-۳۰: نشانه روی با استفاده از تلسکوپ نوری



نمودار ۲-۶: مقادیر خمش های مجاز میل لنگ

تراز شفت به روش لیزرجهت اندازه گیری تغییر شکل بدنه (Laser Beam)

این نوع هم محور سازی بیشتر جنبه محاسباتی دارد و یکی از روش های جدید در محاسبه مقدار خمش بدنه می باشد. هنگامی که آبخور یک کشتی از حالت سبک به حالت کاملا پر تغییر می کند، قسمت پاشنه بدنه و شفت بندی در معرض تغییر شکل خمشی ناشی از Hogging قرار می گیرد(شکل۲-۳۱).



شکل۲-۳۱: قسمت پاشنه بدنه در اثر Hogging تغییر شکل خمشی می دهد.
Full draught:(b) Light draught:(a)

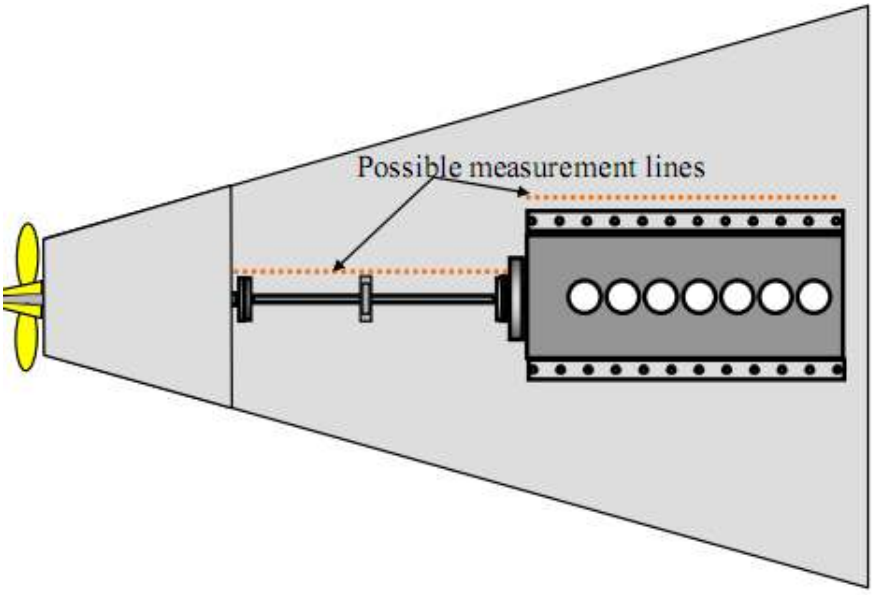
به منظور بررسی اثر خمشی بدنه بر همترازی شفت، ایده آل ترین کار این است که تغییراتی که در ارتفاع هر یاتاقان خط شفت از اولین یاتاقان موتور تا پروانه را اندازه گیری کنیم. اما، مکان هایی که به طور تقریبی اندازه گیری می شود، محدود به نقاطی هستند که بر روی خط چین در شکل۲-۳۲ به علت محدودیت هایی که برخاسته از آرایش سازه بدنه، موتور و خط شفت می شود، مشخص شده است. به عبارتی دیگر، اندازه

گیری ها فقط در سقف مخازن کف دوجداره در زیر خط شفت از انتهای موتور تا جلوی یاتاقان استرن تیوب و در پهلوی موتور ممکن می شود. در این رابطه ممکن است ناهمخوانی هایی بین نتایج اندازه گیری شده و تغییرات واقعی ارتفاع یاتاقان ها وجود داشته باشد. در نتیجه باید به طور محتاطانه ایی هنگامی که نتایج اندازیه گیری شده در تعیین همترازی شفت بکار گرفته می گیریم به این قضیه پرداخته شود.

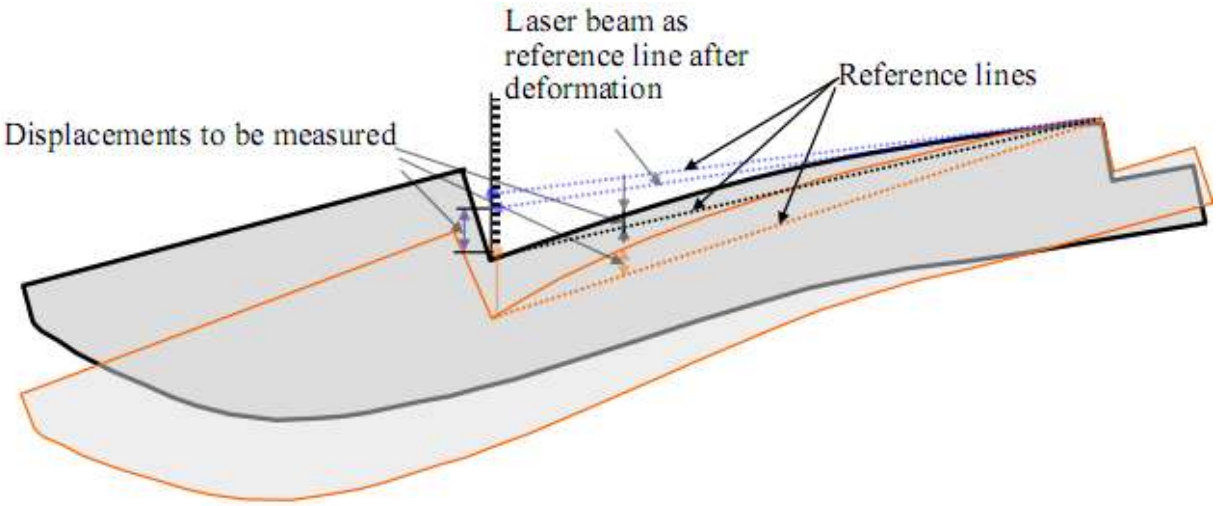
موارد اندازه گیری:

موارد اصلی که می بایست اندازه گیری شوند شامل تغییر شکل خمشی نسبی سقف مخازن دوجداره از یک حالت آبخور به حالت دیگر آن (از آبخور حالت سبک به آبخور حالت پر و برعکس) که در شکل() با توجه به یک خط مرجع که ارتباط دهنده دو انتهای خط اندازه گیری شده است، نشان داده شده اند.

روش دیگر که با علامت(*) نشان داده شده، خمش نسبی در یک انتهای خط اندازه گیری از یک شرایط آبخور به شرایط دیگر با توجه به نقاط مرجعی که توسط پرتو لیزر از انتهای دیگر خط اندازه گیری تولید شده، اندازه گیری می شود.



شکل۲-۳۲: مکان های ممکن برای اندازه گیری خمشی بدنه در طول خط شفت



شکل۲-۳۳: تغییر مکان هایی که اندازه گیری می شود با خطوط مرجع مربوط به خود

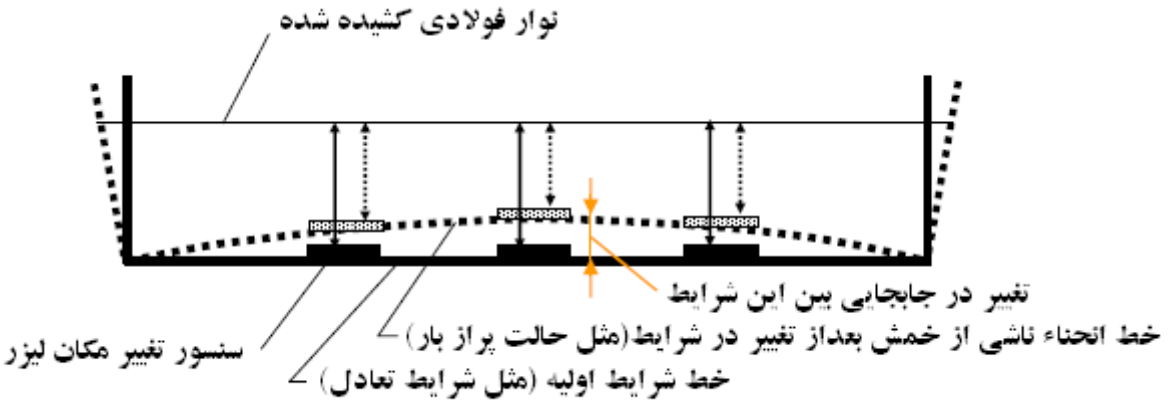
برای بررسی خمشی بدنه از سیم پیانو می توان استفاده کرد اما سیم پیانو دارای مضراتی است که بزرگترین آن ها این است که اندازه گیری ها باید به صورت دستی ثبت شود. از این رو موسسه رده بندی NK[1] این اندازه گیری ها را با استفاده از یک نوار فولادی بسطح مقطع عرضی کوچک به جای سیم پیانو در استفاده ترکیبی با سنسورهای لیزری بسیار دقیق گسترش داد. این سیستم تاکنون موفق بوده به طوری که در سال ۲۰۰۴ برای اولین بار بر روی یک تانکر VLCC آزمایش شد. خلاصه ایی از راه و روش و مکانیسم این سیستم اندازه گیری در شکل۲-۳۴ نشان داده شده است.

در این روش از یک سنسور لیزری و یک خط مرجع به عنوان شاخص و یک نوار کشیده شده استفاده می شود. که مقدار جابجایی در اثر خمش بدنه (به عنوان مثال وقتی که شناور در شرایط بارگیری باشد و آبخور آن زیاد شود) توسط سنسور ثبت شده و به گیرنده دیجیتال فرستاده می شود. این روش معمولا در زیر سازه شفت (کف دو جداره) بکار برده می شود. مزیت این روش در این است که مقدار خمش بدنه در

---

۱ . NK: NIPPON KAIJI KYOKAI

هرشرایطی توسط سنسور اندازه گیری شده و قابل خواندن می شود. شکل زیر(شکل۲-۳۴) نشان دهنده اندازه گیری جابجایی بین شرایط عادی و شرایط خمشی در اثر تغییر آبخور است.



شکل۲-۳۴: سیستم جدید اندازه گیری خمش بدنه به وسیله لیزر

از آنجایی که نیروی کششی نوار فولادی که بوسیله وزن بوجود آمده را می توان ثابت در نظر گرفت، نشست نوار فولادی با صرف نظر از شرایط آبخور و سرعت شناور بدون تغییر باقی می ماند. بعلاوه، از آنجایی که هدف از این سیستم، اندازه گیری خمش بین دو شرایط مختلف است، که بار اول به عنوان شرایط اولیه لحاظ می شود.

شکل ۲-۳۵ نصب ابزارهای اندازه گیری را بر روی شناور VLCC را نشان می دهد. به منظور حذف تاثیر ارتعاشات جانبی و محوری نوار فولادی در طول اندازه گیری ها، یک صافی پایین گذر با فرکانس قطع Hz ۰.۶ برای هر کانال، پس از تائید اینکه فرکانس های تشدید نوار فولادی در این جور ارتعاشات بیش از Hz ۵ باشد، بکار گرفته می شود. ویژگی این صافی پایین گذر در شکل۲-۳۶ نشان داده شده است. سنسور لیزری بوسیله یک منبع ثابت DC تغذیه می شود، و اندازه تغییر مکانی اندازه گیری شده به عنوان سیگنال ولتاژ خروجی مستقیما در یک ثبت کننده دیجیتالی ذخیره می شود.

حالت کلی این سیستم اندازه گیری، به وضوح در شکل۲-۳۷ نشان داده شده است.

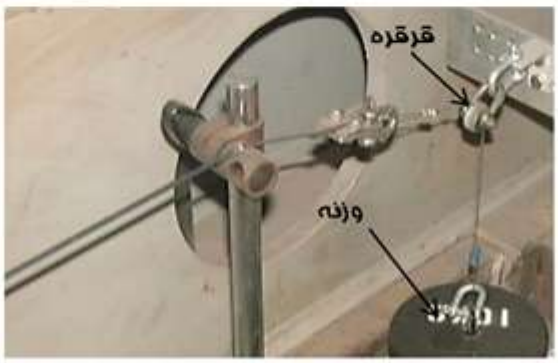
۲-٦-۱-درجه بندی و تنظیم سیستم اندازه گیری

ویژگی های خروجی سنسور لیزری منحصر به فرد می باشد که توسط سازنده دستگاه لیزر تهیه شده است. تنظیم درست سیستم اندازه گیری را می توان با گیج ساعتی که در شکل۲-۳۸ نشان داده شده است انجام داد. این کار بوسیله تنظیم فاصله بین سنسور و نوار فولادی با کمک گیج ساعتی، هم با تغییرات پله ایی افزاینده و هم کاهنده در فواصل mm ۰.۰۵ انجام می شود و در خروجی سنسور ثبت می شود. نتایج این درجه بندی در شکل ها۲-۳۹ نشان داده شده است.

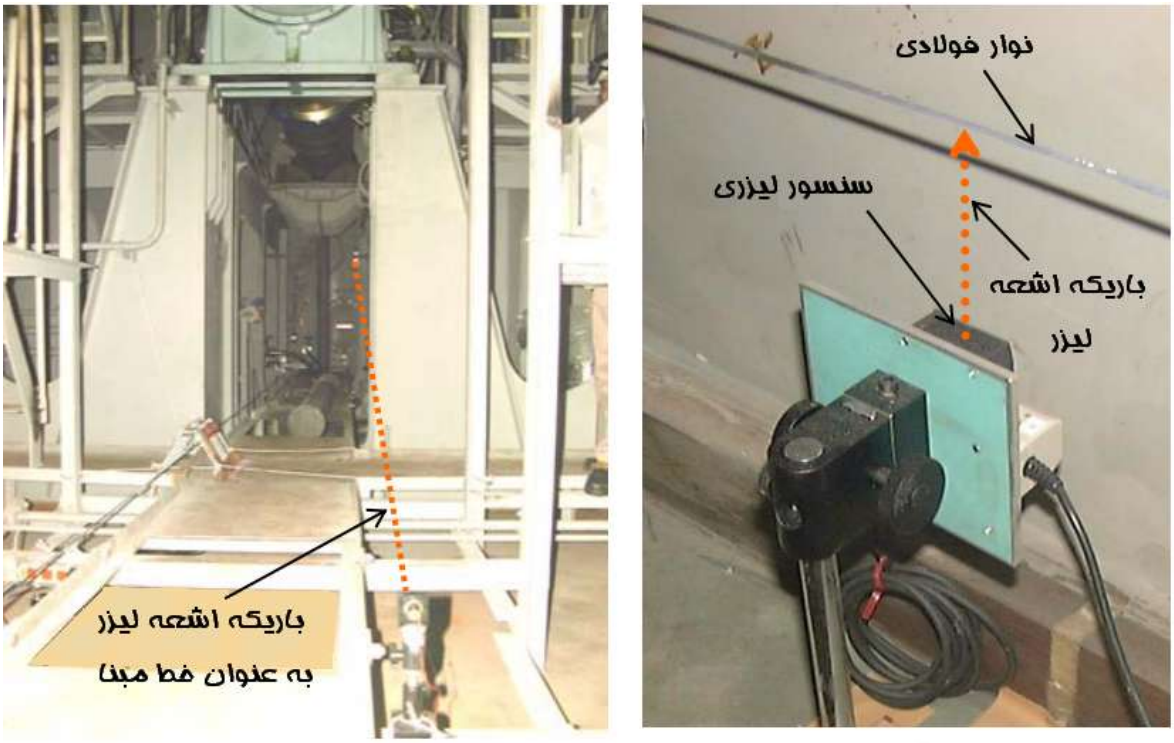
حتی یک تغییر کوچک در جابجایی mm ۰.۰۲۵ ، می تواند از تغییرات مشابه در ولتاژ خروجی به وضوح نمایان شود. علاوه بر این، می تواند خطی بودن بین جابجایی و ولتاژ خروجی را به طور قابل توجه تائید کند.

(a)

(b)



(c)



(d) (e)

شکل۲-۳۵: نصب سیستم جدید اندازه گیری خمشی بدنه

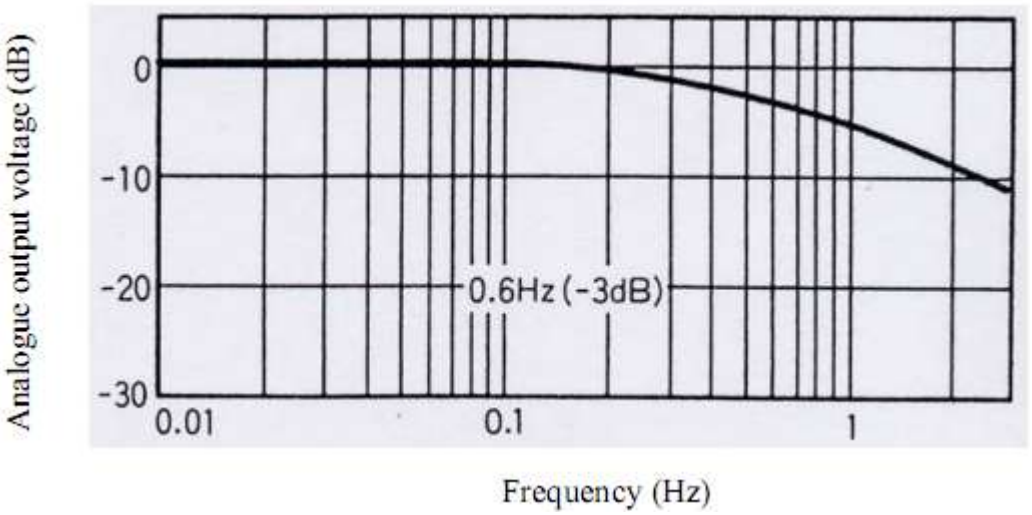
(a)- برای قسمت پاشنه بدنه در زیر شفت میانی

(b)- در طول موتور

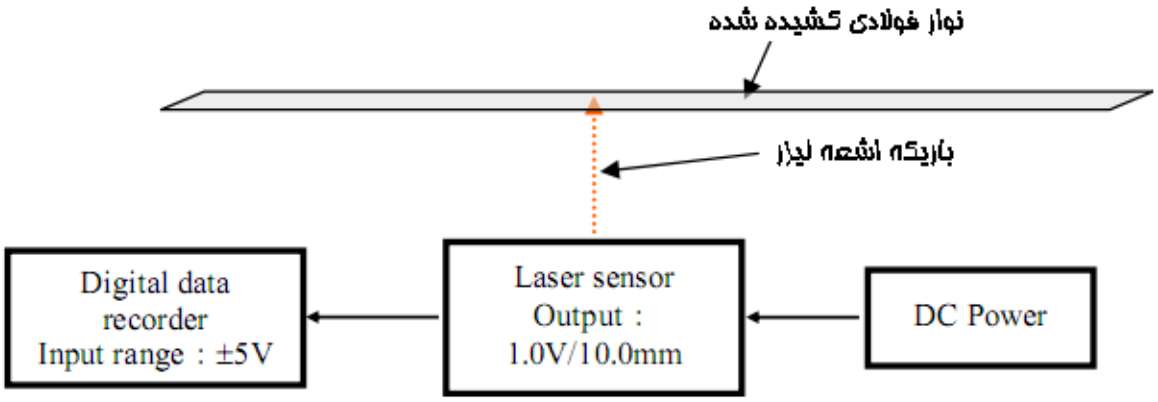
(c)- نوار فولادی که توسط وزنه کشیده شده است.

(d)- باریکه اشعه لیزر به عنوان خط مبنا

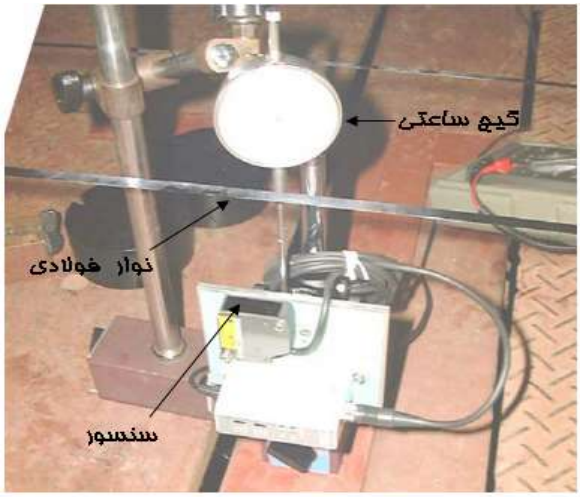
(e)- نمای نزدیک از سنسور تغییر مکان لیزری



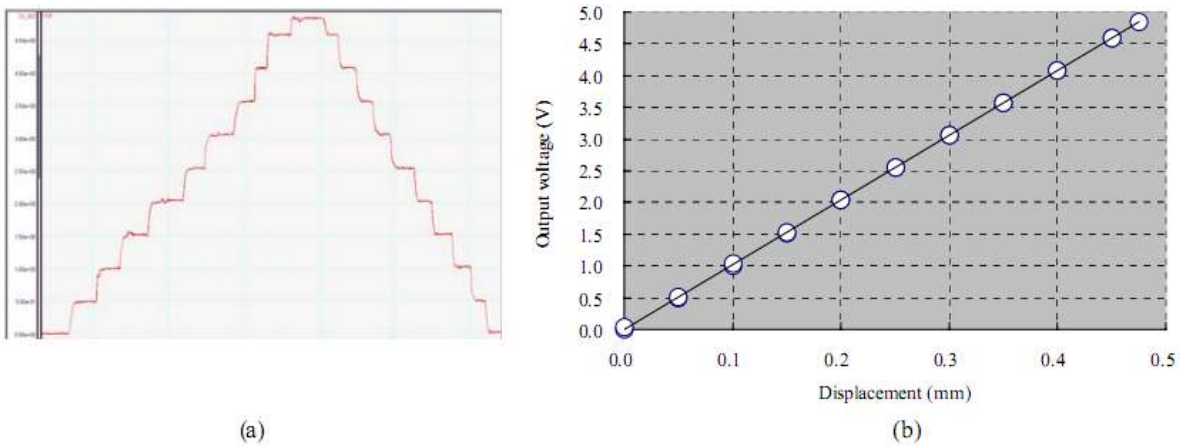
شکل۲-۳۶: تابع پاسخ-فرکانسی تغییر مکان سنسور لیزر در زمان پاسخ ۵۰۰ *ms*



شکل۲-۳۷: دیاگرام کلی عملکرد سیستم جدید اندازه گیری با اشعه لیزر



شکل۲-۳۸: تنظیم سنسور با استفاده از گیج ساعتی

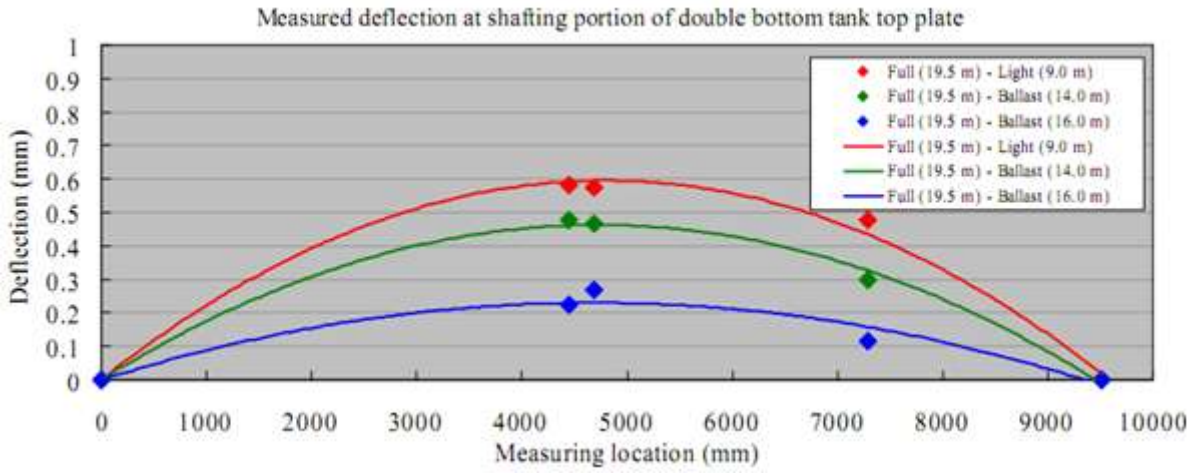


شکل۲-۳۹: نتایج تنظیم سنسور:

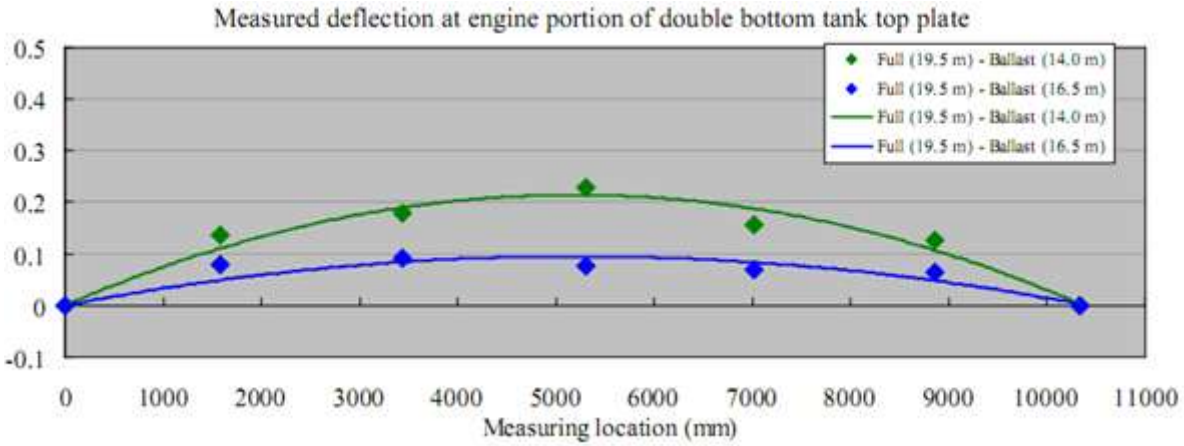
(a)-ولتاژ خروجی در نتیجه افزایش و کاهش جابجایی (b)- رابطه بین جابجایی و ولتاژ خروجی

۲-٦-۲-مثالی از نتایج اندازه گیری در مورد تانکر VLCC

نتایج اندازه گیری خمشی ورق سقف کف دو جداره(Tank Top) در مورد تانکر VLCC در شکل۲-۴۰ و شکل۲-۴۱ نشان داده شده است. بدیهی است که در نتیجه تعییر شرایط کشتی از آبخور کم به آبخور زیاد اثر Hogging بوجود خواهد آمد. این نتایج هم از لحاظ کمی و هم از لحاظ کیفی با آنالیز المان محدود (FEM analysis) به خوبی مطابقت دارند. همچنین، این خمش های نسبی ناشی از Sagging، بیشتر با نتایج به دست آمده با استفاده روش اندازه گیری دیگری، در جایی که باریکه اشعه لیزر به عنوان خط مبنا استفاده شده و در شکل۲-۳۵(d) نشان داده شده است، تائید می شوند.



شکل۲-۴۰: مقدار خمش اندازه گیری شده سقف کف دوجداره در ورق زیرین شفت ها



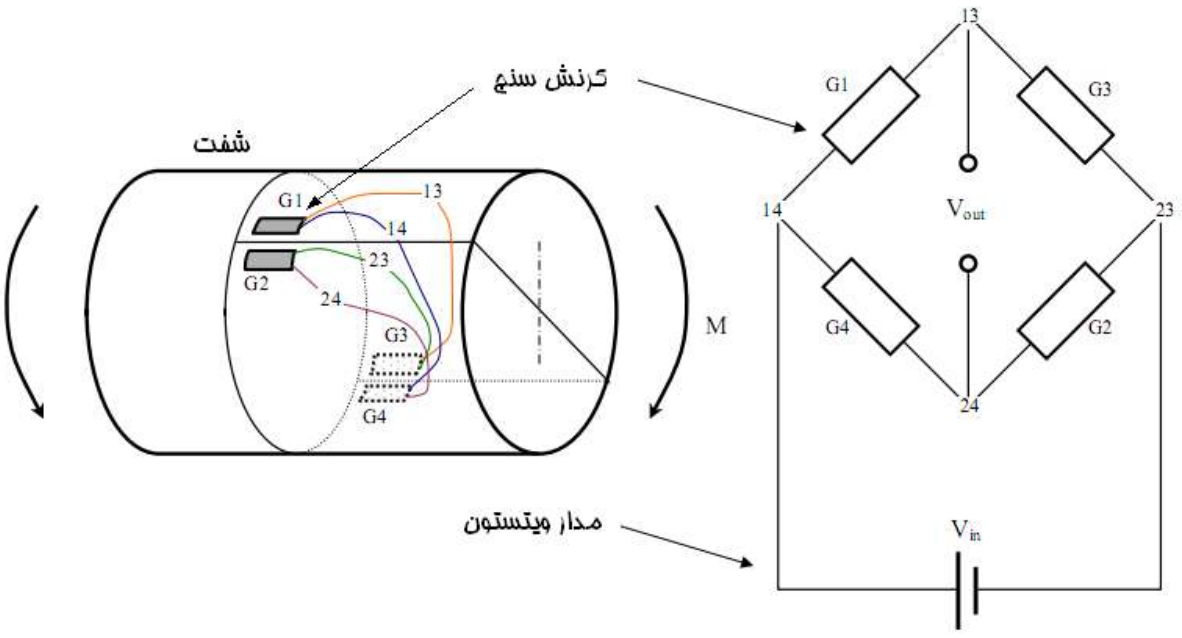
شکل۲-۴۱: مقدار خمش اندازه گیری شده سقف کف دوجداره در قسمت موتور

۲-۷-استفاده از کرنش سنج (Strain Gauge)

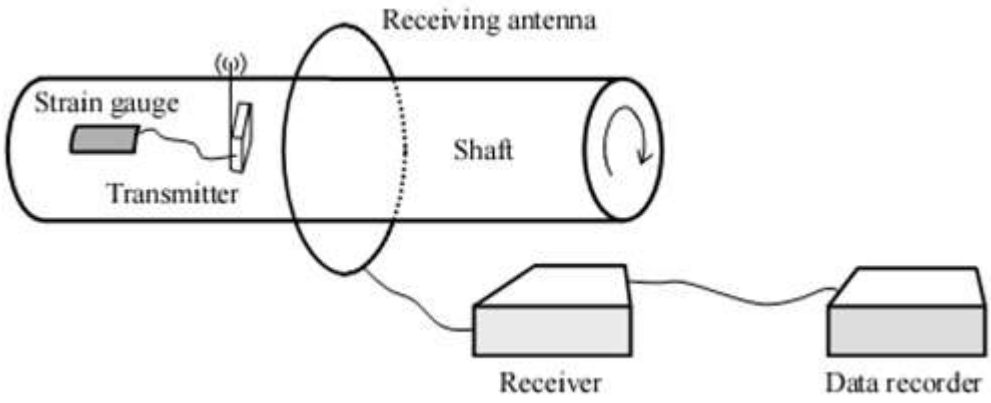
این روش یک روش قابل اعتماد برای دستیابی بهموقعیت واقعی یاتاقان می باشد. ممان خمشی وارد بر شفت در شکل۲-۴۲، نحوه عملکرد کرنش سنج بر روی شفت در شکل۲-۴۳، و نحوه نصب تجهیزات آن بر روی شفت در شکل۲-۴۴ ترسیم شده است.

به طور معمول برای استفاده از کرنش سنج از یک مدار ویتستون (Wheatstone Bridge) به منظور بهره وری از خروجی کامل تری به منظور حذف کردن اثر کرنش محوری نیروی تراست که در شکل۲-۴۵ نیز نشان داده شده استفاده می شود.

نصب کرنش سنج اهمیت بسیار دارد به طوری که باید دو مجموعه دوتایی از کرنش سنج به طور مستقیم و در مقابل هم (در موقعیت ۱۸۰ درجه نسبت به هم) برروی شفت نصب شود.



شکل۲-۴۵: ممان های خمشی اندازه گیری شده با استفاده از تکنیک کرنش سنج



شکل۲-۴۶: نحوه عملکرد کرنش سنج بر روی شفت

(a) (b)

شکل۲-۴۷: (a)گیج کرنش چسبیده بر روی شفت، (b) نصب اجزای اصلی سازنده اندازه گیری تله متری

به دلیل اینکه شفت در حال چرخش است، یک سیستم بی سیم که سیستم تله متری[۱] نامیده می شود، معمولا نیاز به اندازه گیری ممان ها خمشی وارد بر شفت می باشد(شکل). در این سیستم تله متری، کرنش سنج ها به طور محکم به شفت می چسبانند و فرستنده هایی (Transmitter) با منبع تغذیه بر روی خودشان متصل می شوند. بنابر این، این گیج ها و فرستنده ها با هم بر روی شفت می چرخند. سیگنال هایی که از فرستنده به ثبت کننده داده (Data Recorder) فرستاده می شود توسط یک آنتن گیرنده که گرداگرد شفت نصب شده، دریافت می شود.

---

۱. Telemetry System

۲-۷-۱-فواید استفاده از کرنش سنج

- می تواند یک سری اطلاعات نسبتا دقیقی در شرایط بارگذاری یاتاقان ها ، هنگامی که اندازه گیری ها بوسیله Jack-up امکان پذیر نمی باشد (مثلا در مورد یاتاقان های موتور)، به دست آورد.
- با یک بار سوار کردن گیج می توان اندازه گیری ها را به آسانی در در مدت خیلی کم تعیین کرد.
- اطلاعاتی در مورد بارهای افقی و عمودی بر روی یاتاقان ها به ما می دهد.
- به طورهمزمان، اطلاعاتی را در مورد بارگذاری بر روی چند یاتاقان را به ما می دهد.
- کشش های اندازه گیری شده و ممان های خمشی مشابه ، اطلاعات ارزشمندی را در مورد مقدار انحنای شفت به ما می دهد.
- هم ترازی افقی و عمودی هر دو می توانند همزمان بررسی شوند.
- اندازه گیری ها حتی زمانی که کشتی بر روی آب قرار گرفته نیز می تواند انجام بگیرد. زیرا تمام ابزارها فیکس شده و مانند روش نوری یا روش سیم پیانو یا لیزر نیاز به شرایط بدون ارتعاش ندارد.
- عکس العمل یاتاقان هایی که در مورد روش Jack-up غیر قابل دسترس هستند (مانند یاتاقان موتور)، به طور صحیحی انجام قابل اندازه گیری است.

ولی در این روش زمان نسبتا زیادی برای نصب تجهیزات لازم است و همچنین نیاز به تخصص و مهارت افراد برای انجام این عملیات همترازی دارد.

۲-۷-۲-تکنیک مدلسازی

برنامه نرم افزاری که "SHAFTKIT v2.0" نامیده می شود. برای آنالیز مدلسازی استفاده شده است. این برنامه می تواند برای محاسبه نظری شرایط همترازی استاتیکی(ساکن) استفاده شود. راه و روش حل بر پایه برنامه المان محدود یعنی "SAP IV" می باشد. الگوریتم همترازی استاتیکی، محاسباتی را شامل عکس

العمل یاتاقان ها، ضرائب تاثیر و نیز شیب شفت، جابجایی، ممان خمشی، تنش خمشی، و نیروی برشی فراهم می آورد. خروجی تست گیج کرنش سنج، محاسبه تغییر شکل خمشی در شفت را از آنجایی که ممان خمشی می تواند تعیین شده باشد، فراهم می آورد. معادله تعادل نیروها و ممان ها برای بسط دادن معادله های که مربوط به اندازه گیری های تغییر شکل خمشی برای عکس العمل یاتاقان ها هستند، استفاده می شود. ارتفاع یاتاقان ها از شرایط خط-مستقیم (مرکز همه یاتاقان ها در یک محور واقع باشند) با محاسبه اینکه آفست (ارتفاع) هر یاتاقان، هنگامی که ضریب تاثیر در آن بکار گرفته می شود، چگونه باعث تغییر در عکس العمل ها می شوند.

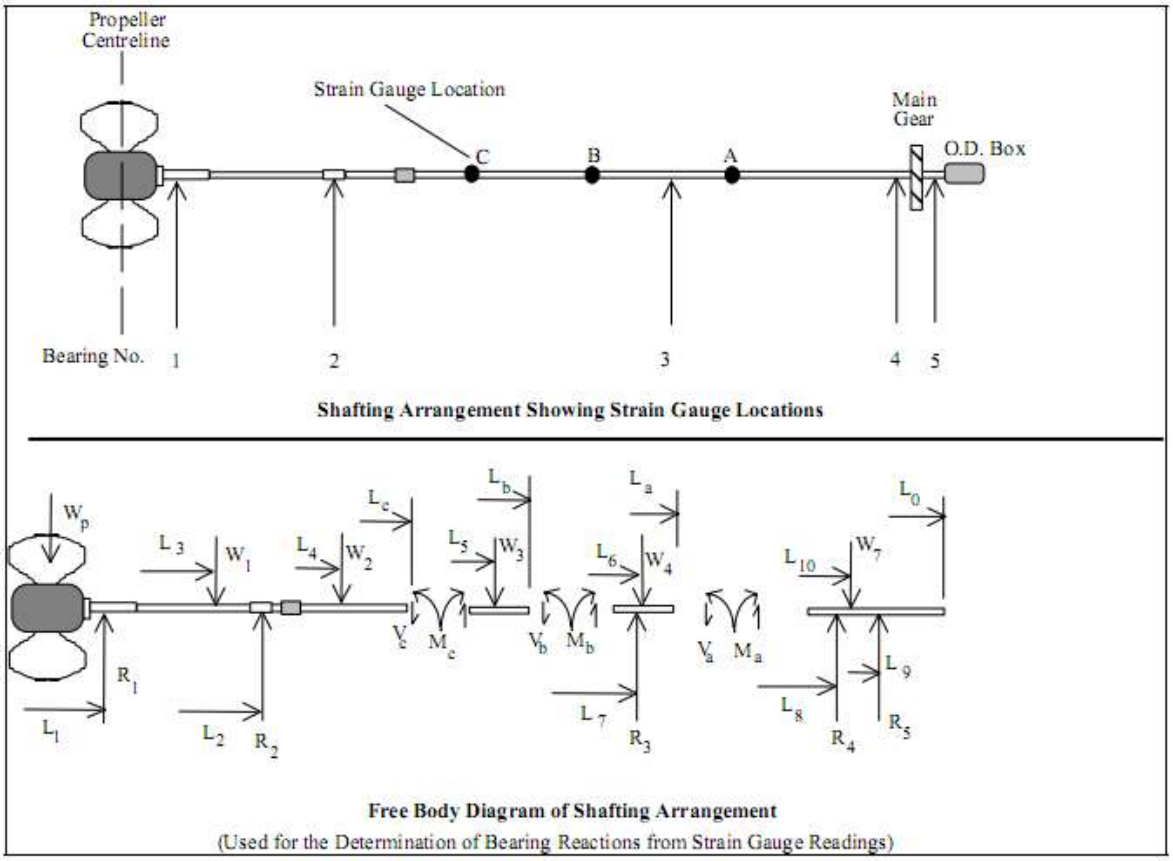
۲-۷-۳-مورد پژوهشی- همترازی خط شفت رانش در کشتی "CCGS EARL GREY"

توصیف خط شفت:

شناور CCGS EARL GREY از نوع شناور هایی مجهز به ناوبری الکترونیکی که دارای پیکر بندی دو پروانه ایست (twin screw propeller). که هر دو خط شفت دارای آرایش یکسانی هستند. هر کدام از آن ها مجهز به موتور دیزل دور متوسط(KHD Deutz (SBV 9M628 ، توان ۲.۱۷۸HP، ۱.۶۲۵ Kw، دور موتور ۹۰۰ RPM و یک گیربکس کاهش دهنده (4:5:1) می باشند. طول شفت تقریبا۱۶.۹ m می باشد و با دو یاتاقان روغنکاری شده در استرن تیوب و یک یاتاقان خط شفت میانی پشتیبانی شده است.

اندازه گیری ها:

هر کدام از خط شفت های این کشتی دارای ۵ عدد یاتاقان است. پس داده های سه نقطه باید برای تعیین همترازی معلوم شود. گیج کرنش سنج بر روی این نقاط در دیاگرام جسم آزاد شکل۲-۴۸ نشان داده شده است.



شکل۲-۴۸: آرایش خط شفت و کرنش سنج ها و دیاگرام جسم آزاد

داده ها و نتایج:

جدول۲-۵ عکس العمل عمودی یاتاقان ها را هم در حالت اندازه گیری شده و هم در حالت تخمین زده شده در شرایط کارکرد موتور و هم تعیین شرایط همترازی نشان می دهد. نتایج تست Jack-up بر یاتاقان میانی نیز در جدول۲-۵ لیست شده است. و این داده ها در نمودار۲-۷ رسم شده اند. نتایج تست Jack-up بخوبی با اندازه گیری های مبتنی بر کرنش سنجی مطابقت دارد. در هر دو تکنیک اندازه گیری ها نشان می دهند که عکس العمل یاتاقان میانی شفت سمت راست به طور قابل توجهی کمتر از شرایط محاسبه شده بود. عکس العمل ها برای شرایط در حرکت(دمای روغن روانساز گیربکس T=۵۰°C) با فرض یک تغییر خطی در عکس العمل یاتاقان با افزایش دما، تخمین زده شده بود. به طوری که با چک کردن این فرض، با استفاده

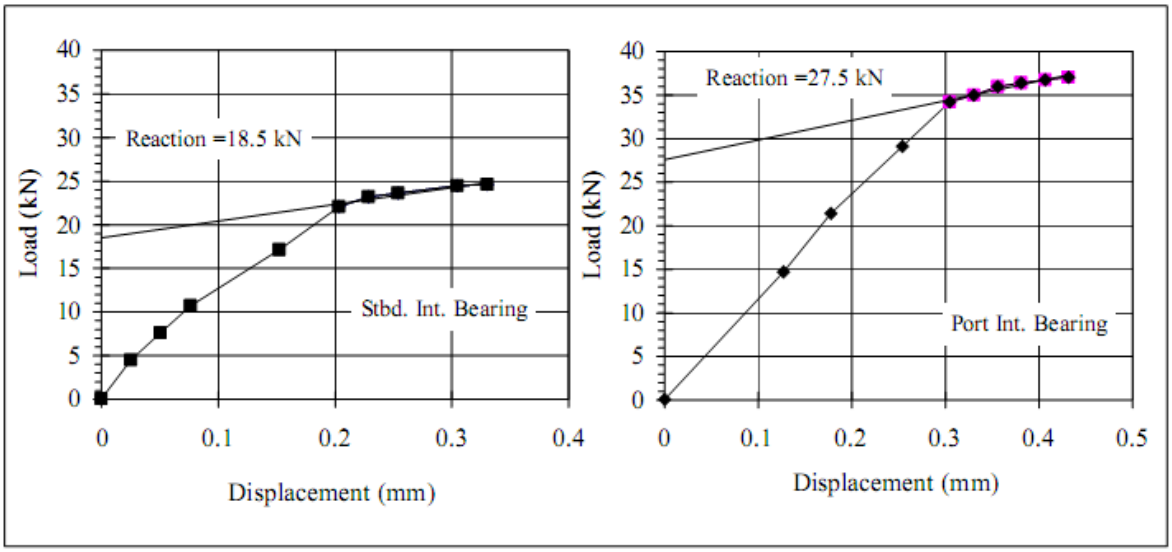
از ضرائب تاثیر و افزایش حرارتی تصویر شده بر دنده های یاتاقان، یک تخمین مستقل زده شده بود. این تحلیل ها تقریبا همان عکس العمل های تکیه گاهی را برای شرایط چرخش (Running Condition) فراهم آورد.

نمودار۲-۸ و نمودار۲-۹ عکس العمل های تکیه گاهی را برای شرایط در حرکت نشان می دهد. عکس العمل یاتاقان شفت سمت چپ کشتی، با شرایط محاسبه شده بیشتر مطابقت دارد. اما عکس العمل یاتاقان میانی شفت سمت راست ۶۰ درصد (۱۱.۲kN) کمتر از مقدار تعیین شده، بود و دیفرانسیل عکس العمل یاتاقان kN ۹.۵ بود که خیلی نزدیک به حداکثر مجاز ۱۱kN بود. این تحلیل ها به دنبال تعیین راه حل ساده ایی برای حل کردن این اختلافات به پیش می روند. مشخص شد که بالا رفتن یاتاقان میانی به مقدار ۰.۲۰mm از موقعیت کنونی می بایست منجر به عکس العمل نسبتا یکسان دنده ها شود. و عکس العمل یاتاقان میانی kN ۲.۲ افزایش یابد. جدول۲-۶، عکس العمل ها را در مورد این راه حل لیست می کند، و نمودار۲-۱۰ نیز تصویر آن را نشان می دهد (توصیه شده بود که آفست یاتاقان میانی ۰.۲۰mm بالاتر رود).

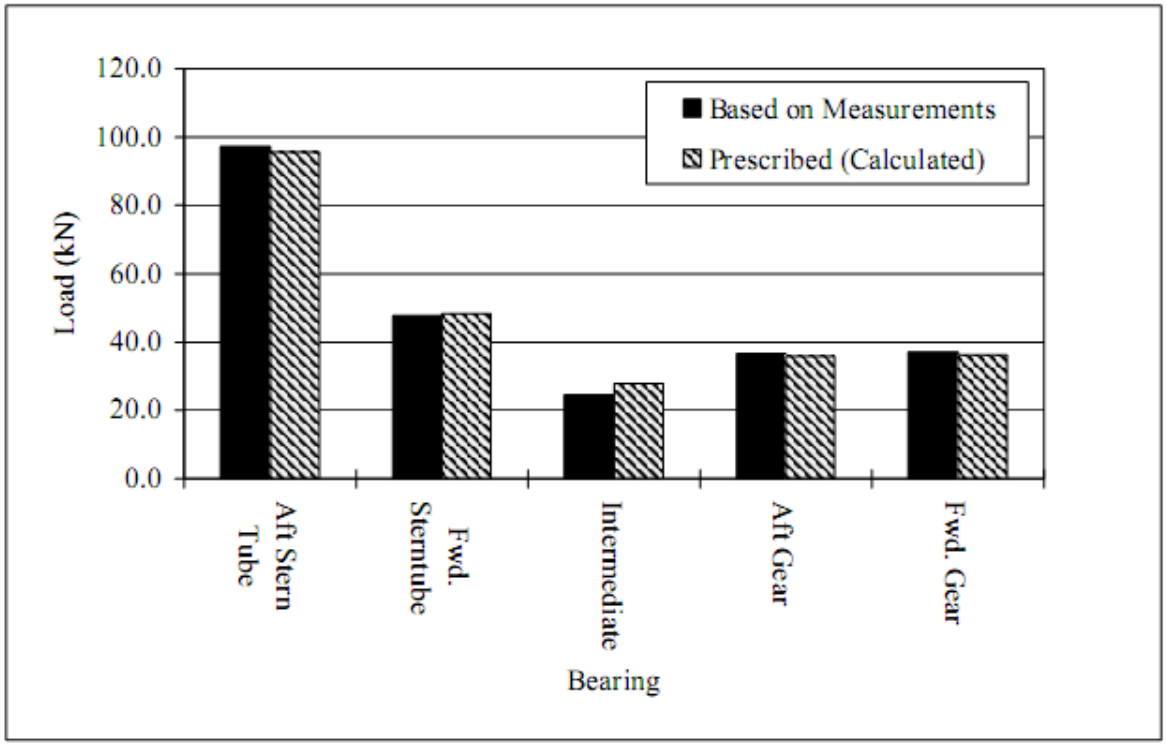
جدول۲-۵: عکس العمل های تکیه گاهی عمودی

	Vertical Bearing Reactions (kN)						
	Starboard			Port			Prescribed
Bearing	Measured		*Est.*	Measured		*Est.*	
	T=22°	T=43°	*T=50°*	T=20°	T=34°	*T=50°*	T=50°
Aft Stern Tube	91.3	90.9	*90.8*	90.8	93.8	*97.2*	95.6
Fwd. Sterntube	57.7	58.6	*58.9*	54.6	51.4	*47.8*	48.3
Intermediate	18.2	17.0	*16.6*	25.0	24.8	*24.6*	27.8
Aft Gear	40.6	42.6	*43.3*	33.3	34.9	*36.8*	35.9
Fwd. Gear	35.7	34.2	*33.8*	39.8	38.5	*37.1*	36.2
	Jack-up Tests						
Intermediate	18.5				27.5		

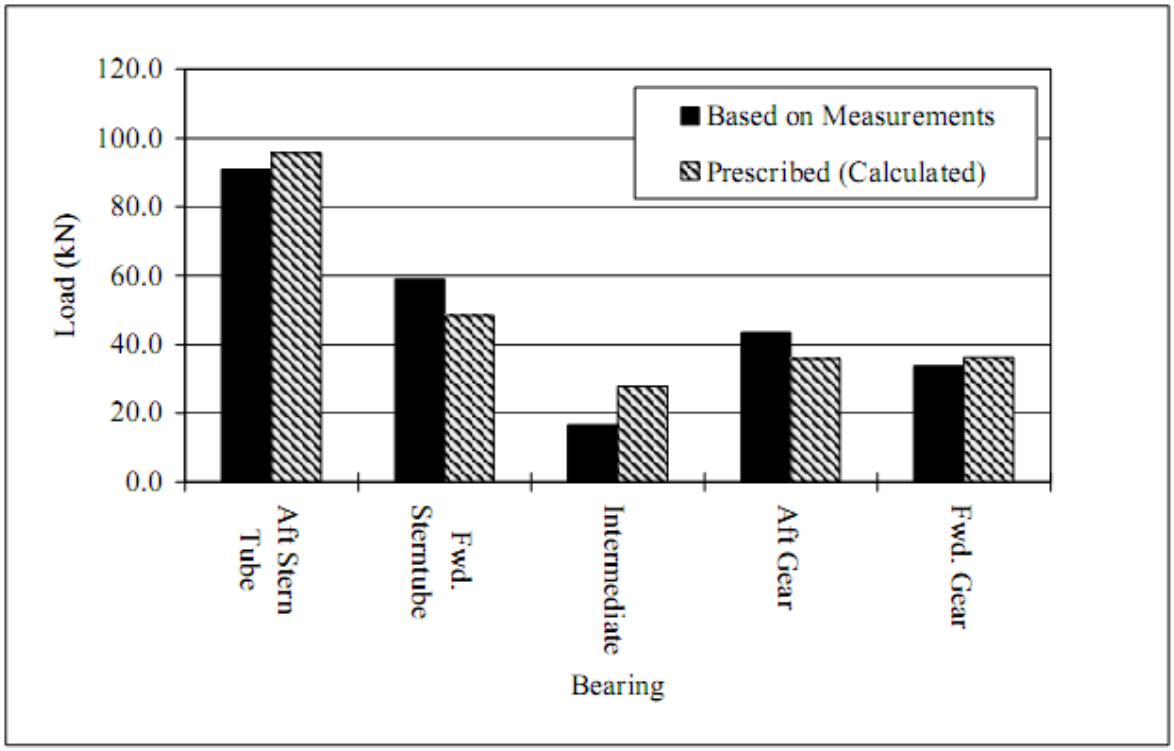
Notes:
1. Temperatures are for the gearbox lube oil.
2. Estimates at 50°C were based upon projecting a linear change with temperature from the measured data. Estimates also made using the influence coefficients produced approximately the same results.



نمودار۲-۷: نتایج تست Jack-up



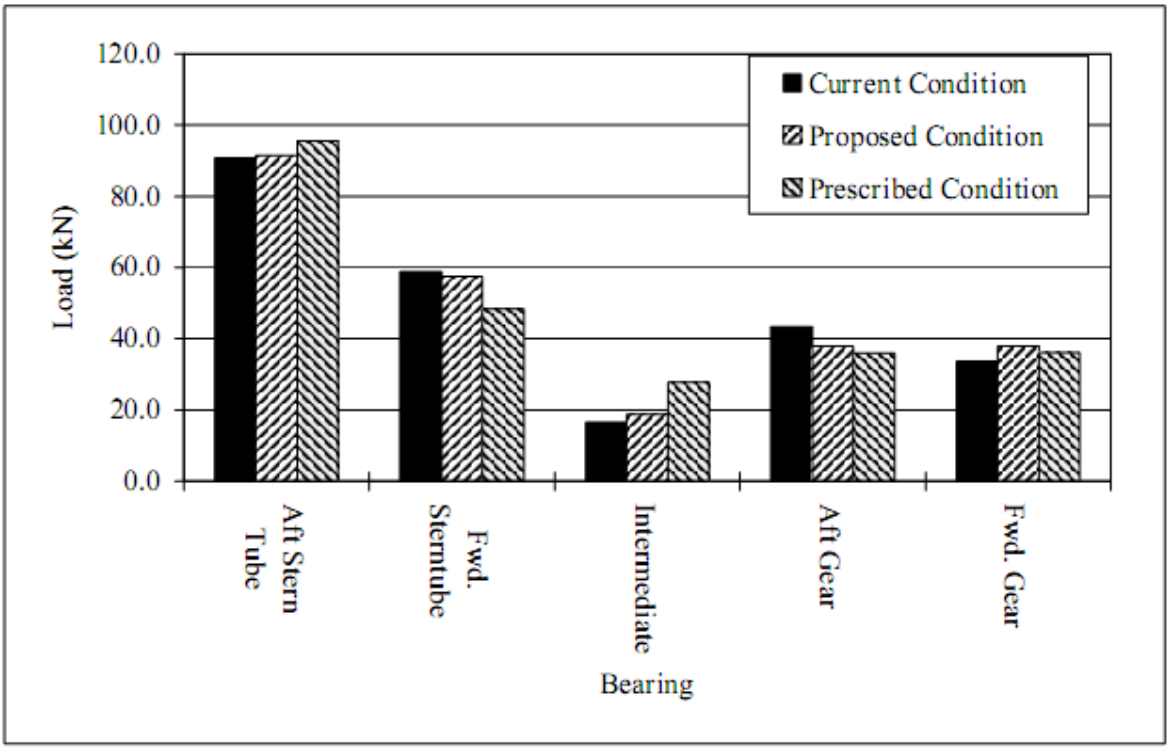
نمودار۲-۸: عکس العمل های تکیه گاهی شفت سمت چپ



نمودار۲-۹: عکس العمل های تکیه گاهی شفت سمت راست

جدول۲-۶: موقعیت های پیشنهاد شده یاتاقان میانی شفت سمت راست

Starboard Shaft						
Alignment Status		***Current***	***Proposed***	***Prescribed***	***Current***	***Proposed***
Conditions						
Gear Lube Oil Temp. (°C)		50°	50°	50°	22°	22°
Int. Bearing Position (mm)		0.00	0.20	0.25	0.00	0.20
(Change from Present Position - Upward Positive)						
			Reactions (kN)			
Aft Stern Tube		90.8	91.4	95.6	91.3	91.9
Fwd. Sterntube		58.9	57.5	48.3	57.7	56.3
Intermediate		16.6	18.8	27.8	18.2	20.4
Aft Gear		43.3	37.9	35.9	40.6	35.2
Fwd. Gear		33.8	37.8	36.2	35.7	39.7



نمودار۲-۱۰: شرایط همترازی مجدد شفت سمت راست: شرایط در حال حرکت شفت

عکس العمل افقی تکیه گاهی نیز از تست کرنش سنج محاسبه شده بودند. جدول۲-۷ این نتایج را لیست می کند. عکس العمل های افقی همگی قابل چشم پوشی هستند در حالی که کمتر از ۵٪ عکس العمل های نظیر به نظیر عمودی هستند. بنابر این همترازی افقی رضایت بخش بوده است.

جدول۲-۷: عکس العمل های افقی تکیه گاهی

	Horizontal Bearing Reactions (kN) (Positive Towards Stbd.)					
Bearing	**Starboard**			**Port**		
	T=22°	T=43°	*T=50°*	T=20°	T=34°	*T=50°*
Aft Stern Tube	-3.7	-3.2	*-3.0*	0.5	1.4	*2.3*
Fwd. Sterntube	4.2	3.4	*3.1*	-0.6	-0.7	*-0.9*
Intermediate	-0.9	0.3	*0.7*	-0.2	-1.5	*-2.9*
Aft Gear	4.4	-0.1	*-1.6*	0.7	1.1	*1.6*
Fwd. Gear	-4.1	-0.4	*0.8*	-0.5	-0.3	*-0.1*

نتیجه گیری از همترازی کشتی CCG Earl Grey:

- عکس العمل های تکیه گاهی اندازه گیری شده بر شفت سمت چپ، با حالت محاسبه شده، مطابقت بیشتری داشت.
- نتایج تست Jack-up بر یاتاقان میانی تطابق خوبی با اندازه گیری های کرنش سنجی داشت.
- هر دو تکنیک اندازه گیری مشخص می کرد که عکس العمل یاتاقان میانی در شفت سمت راست، به طور قابل توجهی کمتر از مقدار محاسبه شده بود.
- در شرایط چرخش شفت حرکت کشتی (Hot Running)، در حالی که هر دو موتور روشن بودند، عکس العمل یاتاقان میانی، ۶۰٪ کمتر از مقدار محاسبه شده، بود. دیفرانسیل عکس العمل یاتاقان ۹.۵ kN بود که خیلی نزدیک به حداکثر مجاز ۱۱kN بود.
- شرایط یک همترازی رضایت بخش این بود که ارتفاع یاتاقان میانی شفت سمت راست را ۰.۲۰mm بالاتر از موقعیت کنونی خود ببرند.

تغییر شکل خمشی میل لنگ (Crankshaft Deflection)

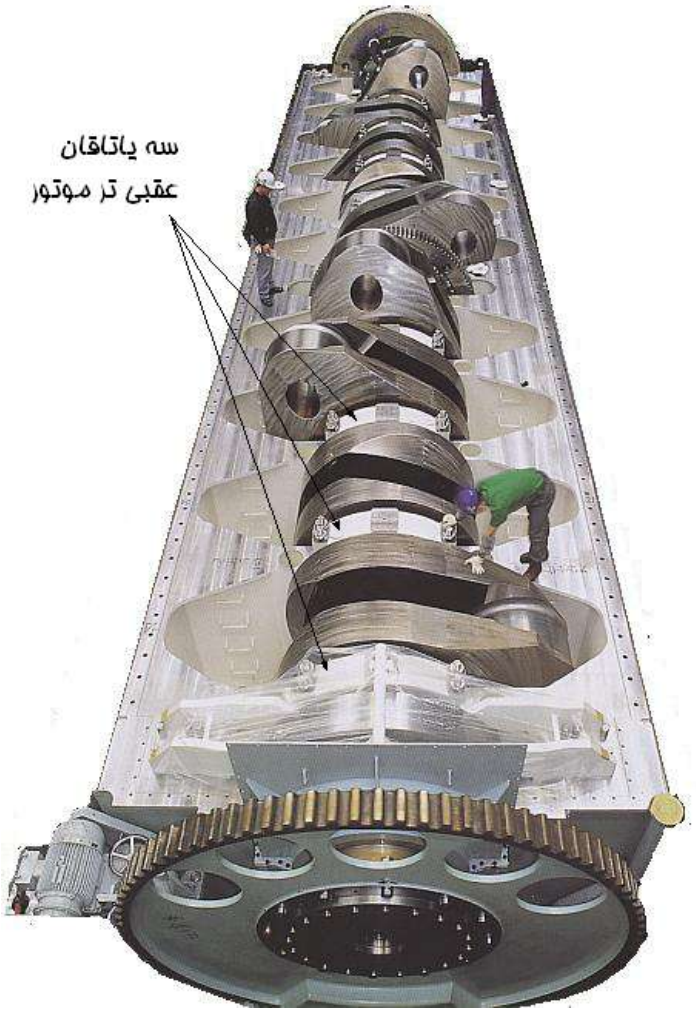
بررسی تغییر شکل خمشی میل لنگ در آخرین مرحله از همترازی تلقی می شود. مهندسین تعیین می کنند که آیا بار های وارد بر میل لنگ از طرف شفت قابل قبول است، و آیا بارگذاری نسبی بین یاتاقان های شفت قابل قبول باشد. هر چه این تغییر شکل به سمت صفر میل کند، شرایط مطلوب تر می شود. در اینجا ما تغییر شکل خمشی کشتی فله بر 5S60MC-C را بررسی می کنیم. تغییر شکل عمودی بین*۰.۶mm* تا*mm* ۰.۲۲ می باشد. شکل۲-۴۹ تغییر شکل خمشی یک میل لنگ را در حال اندازه گیری نشان می دهد. این اندازه گیری توسط یک گیج مخصوص که در شکل بالا نشان داده شده است انجام می گیرد.

شکل ۲-۴۹: اندازه گیری تغییر شکل خمشی میل لنگ با استفاده از گیج

مقادیر اندازه گیری شده باید در محدوده ایی باشد که توسط سازنده میل لنگ تعیین می شود. کوچکترین تغییر در آفست یاتاقان های باعث خواهد شد تا میل لنگ که به شفت متصل است دچار تغییرات خمشی شود. در میل لنگ، دو یاتاقان عقب تری موتور اصلی، تحت تاثیر بیشتری قرار خواهند گرفت.

همترازی عمودی یاتاقان موتور، پارامتری است که تغییر شکل خمشی میل لنگ را کنترل می کند، و بعد از اینکه موقعیت عمودی یاتاقان موتور در طول ساختمان موتور تنظیم می شود، هیچ گونه امکانی برای تغییر آن بعد از اینکه موتور تحویل داده شد وجود ندارد. توصیه می شود که موتور با مقادیر خمشی بسیار کم میل لنگ تحویل داده شده باشد. مقادیر خمشی بسیار کم میل لنگ، اجازه فضای بیشتر برای تنظیم احتمالی عکس العمل یاتاقان های موتور می دهد. شکل۲-۵۰ یک میل لنگ ۹ سیلندر را نشان می دهدکه درون قاب موتور جهت تست نشست (Test Bench) قرار گرفته است. در بعضی موارد، مقدار خمش های میل لنگ یک موتور جدید و نو خیلی به تلرانس مجاز نزدیک است، بدین معنی که تدارک تصحیح بعدی همترازی با این تلرانس محدود خواهد بود. مشکلات با یاتاقان های میل لنگ وقتی اتفاق می افتند که یاتاقان های عقبی میل لنگ در حالی که موتور روشن است، کاملا بی بار شوند. به طور نمونه یاتاقان عقبی موتور (یاتاقان

تراست) با باری اندک یا بدون بار در حالت استاتیک، شناور و سرد تراز شده باشد. هنگامی که موتور گرم می شود و شناور در حالت بار است، بار وارده بر این یاتاقان افزایش و بار وارده بر عقبی ترین یاتاقان میل لنگ کاهش می یابد. ترکیب ممان های خمشی و برشی در فلانج تراست شفت ، که دلالت بر وارد آمدن نیرو بر یاتاقان تراست دارد، از سوی کارخانه سازنده موتور مشخص می شود. برای رسیدن به همترازی درست همراه با یافتن تلورانس های مجاز، اندازه گیری های همترازی بوسیله کرنش سنج مستقیما برای تعیین این ممان خمشی و برشی استفاده می شود. به طور کلی، در طراحی همترازی انتظار می رود که در مورد بارگذاری یاتاقان های موتور سه یاتاقان عقبی تر بیشتر تحت تاثیر واقع شوند.



شکل۲-۵۰: قرار گیری میل لنگ درقاب موتور

این یاتاقان ها ممکن است کاملا بی بار شوند یا بار اندکی بر روی آن ها قرار گیرد که در این موارد، اگر تصحیح همترازی به کار گرفته نشود، ممکن است پیامد های زیادی به دنبال داشته باشد. از جمله ممکن است پوسته زیرین یاتاقان که بر اثر بارگذاری بیش از حد در اثر فشار فیلم روغن دچار آسیب و از کار افتادگی شود.

۲-۹-آفست یاتاقان ها

نصب شفت معمولا در شرایط آب اندازی شده با آبخور کم و موتور اصلی نیز در شرایط آبخور کم (Cold condition) انجام می شود. اما هنگامی که یک شناور در شرایط خدماتی است، آبخور به ویژه برای تانکرها و فله برها ، به طور قابل ملاحظه ایی تغییر می کند و دما در سازه موتور دز نزدیکی سازه بدنه افزایش می یابد. این تغییرات باعث خواهند شد تا خمش های اضافی بدنه و تا حدی زیادی هم سازه موتور اصلی منجر به تغییرات در آفست یاتاقان ها شوند. بر این اساس عکس العمل یاتاقان ها نیز تغییر خواهد کرد.

به طور طبیعی ما باید همترازی شفت را برای شرایط خدماتی مناسب سازی کنیم. بنابر این، آفست ابتدایی یاتاقان ها بهتر است تا با فهمیدن تغییرات تخمینی که در شکل۲-۵۱ نشان داده شده است، جبران شوند. این موضوع را می توان با معادله ۲-۶ بیان کرد.

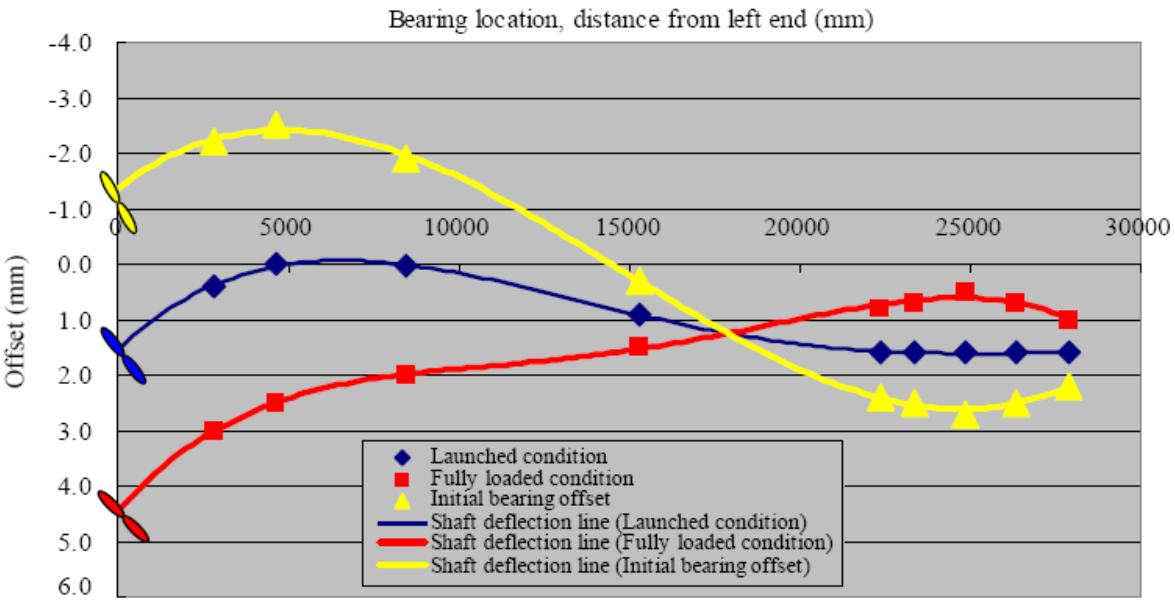
(۲-۶)

Initially Bearing Offsets=Launched Cond.– (Fully Loaded Cond.– Launched Cond.)

آفست اولیه یاتاقان ها = شرایط آب اندازی شده - (شرایط کاملا پر از بار - شرایط آب اندازی شده)

جدول۲-۸ مثالی از آفست یاتاقان های محاسبه شده با استفاده از معادله۲-۹ را نشان می دهد. اونطوری که از این جدول دیده می شود، آفست اولیه یاتاقان ها به وسیله ترم شرایط کاملا پر از بار-شرایط آب اندازی شده

در معادله۲-۶ جبران شده است. نشان دادن آفست یاتاقان ها بین نصب شفت بندی و شرایط خدماتی به منظور اطمینان از رضایت بخش بودن شفت بندی در این شرایط خدماتی می باشد.



شکل۲-۵۱: آفست یاتاقان ها و خطوط خمشی شفت تحت شرایط مختلف

جدول۲-۸: آفست اولیه یاتاقان ها جهت جبران تغییرات وزنی در شرایط مختلف

Bearing location (mm)	Bearing offset (mm)		
	Launched condition	Fully loaded condition	Initially bearing offset
2830	0.400	3.000	-2.200
4630	0.000	2.500	-2.500
8465	0.050	2.000	-1.900
15295	0.900	1.500	0.300
22375	1.600	0.800	2.400
23375	1.600	0.700	2.500
24875	1.600	0.500	2.700
26375	1.600	0.700	2.500
27875	1.600	1.000	2.200

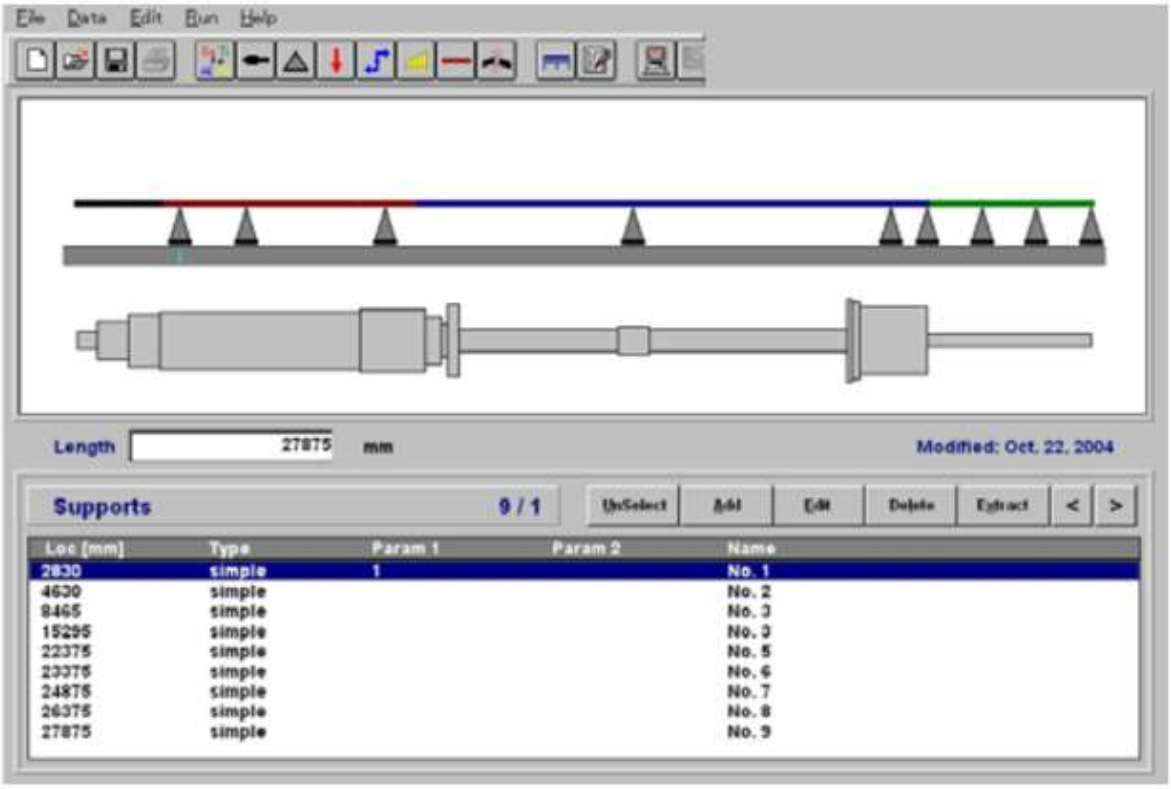
هنگامی همترازی شفت، در ابتدا باید آفست اولیه یاتاقان ها تعیین شوند. به عبارتی، باید تصمیمی گرفته شود درباره اینکه آیا یک همترازی ساده مستقیم پذیرفتنی است یا اختصاص آفست ها هم نیاز است. در عمل، این آفست اولیه یاتاقان ها بر اساس تجارب گذشته در کارخانجات کشتی سازی تعیین می شوند.

در این باره، روشی علمی برای تعیین این آفست یاتاقان ها بر اساس ماتریس سختی شفت پیشنهاد می شود. این شیوه به طور مخصوصی برای تائید آفست یاتاقان هایی که باید مستقیما از شفت بندی مستقیم خط شفت بر اساس عکس العمل یاتاقان های مورد نظر محاسبه شوند، طراحی شده اند.

۲-۹-۱-ساختار ماتریس سختی شفت

هنگامی که یک واحد آفست در یک نقطه تکیه گاهی معین(مثبت در پایین، منفی در بالا) معلوم باشد، نیروهای عکس العمل در هر نقطه تکیه گاهی یاتاقان تولید می شود. این نیروهای عکس العمل بوسیله یک ضریب تاثیر عکس العمل مشخص می شود. ماتریس سختی شفت، بوسیله آرایه گذاری این ضرائب تاثیر در مرتبه ایی مشخص ساخته می شوند. شکل۲-۵۲ یک مثال از محاسبه مدل همترازی شفت بندی را در یک تانکر VLCC نشان می دهد. بخش بخش داده های این شفت بندی در قسمت های مختلفی هستند که در جدول۲-۹ نشان داده شده است. جدول۲-۱۰ عکس العمل ها و جدول۲-۱۱ نیز ماتریس ضرائب تاثیر را در هر یک از نقاط تکیه گاهی، هنگامی که آفست mm ۱.۰ رو به پایین برای یاتاقان شماره(۱) به کار گرفته شود، نشان می دهد.

با تکرار محاسبات فوق برای هر یاتاقان و یکی به یکی، یک ماتریس که در معادله۲-۷ نشان داده شده است را می توان به دست آورد. این نتایج به طور دقیق، یک ماتریس سختی شفت هست که به وضوح صورت مربعی و متقارن هستند.



شکل۲-۵۲: ترتیب قرار گیری یاتاقان ها که نشان می دهد ماتریس سختی شفت چطور ساخته می شود

جدول۲-۹: پارامتر های مختلف در این مثال از شفت

Did. (mm)		Location (mm)	I value (mm^4)
Outer	Inner		
675.0	-	5.6000E+02	1.019025E+10
874.6	-	1.4000E+03	2.872155E+10
896.0	-	1.4235E+03	3.166574E+10
918.4	-	2.2870E+03	3.492186E+10
940.0	-	7.7850E+03	3.832492E+10
942.0	-	9.5730E+03	3.865214E+10
903.5		1.0003E+04	3.271015E+10
865.0	-	1.0203E+04	2.748111E+10
1180.0	-	1.0483E+04	9.516953E+10
725.0	-	1.4850E+04	1.356194E+10
730.0	-	1.5740E+04	1.393995E+10
725.0	-	2.1155E+04	1.356194E+10
1270.0	-	2.1294E+04	1.276982E+11
980.0	-	2.1515E+04	1.276962E+11
980.0	80	2.3375E+04	4.527463E+10
536.0	-	2.7875E+04	4.051623E+09

جدول۲-۱۰: عکس العمل هر یاتاقان در نتیجه پایین آوردن آفست یاتاقان شماره یک به اندازه ۱.۰ mm

Bearing No.	Location (mm)	Offset (mm)	Reaction (kgf)
No. 1	2.8300E+03	1.000	139295.220
No. 2	4.6300E+03	0.000	-214398.670
No. 3	8.4650E+03	0.000	81956.652
No. 4	1.5295E+04	0.000	-9075.998
No. 5	2.2375E+04	0.000	8643.455
No. 6	2.3375E+04	0.000	-6589.810
No. 7	2.4875E+04	0.000	213.664
No. 8	2.6375E+04	0.000	-53.416
No. 9	2.7875E+04	0.000	8.903

جدول۲-۱۱: ماتریس سختی برای این آرایش شفت

Offset (mm) / Reaction (kgf)	δ1 (1mm)	δ2 (1mm)	δ3 (1mm)	δ4 (1mm)	δ5 (1mm)	δ6 (1mm)	δ7 (1mm)	δ8 (1mm)	δ9 (1mm)
R1	139295.220	-214398.670	81956.652	-9075.998	8643.455	-6589.810	213.664	-53.416	8.903
R2	-214398.670	342737.790	-147868.080	25863.061	-24630.482	18778.394	-608.860	152.215	-25.369
R3	81956.652	-147868.080	86843.213	-29740.647	34253.719	-26115.195	846.745	-211.686	35.281
R4	-9075.998	25863.061	-29740.647	25755.066	-64621.265	53184.964	-1724.440	431.110	-71.852
R5	8643.455	-24630.482	34253.719	-64621.265	487261.830	-602809.510	204508.110	-51127.028	8521.171
R6	-6589.810	18778.394	-26115.195	53184.964	-602809.510	895929.320	-459651.520	152728.030	-25454.671
R7	213.664	-608.860	846.745	-1724.440	204508.110	-459651.520	451271.610	-264078.490	69223.181
R8	-53.416	152.215	-211.686	431.110	-51127.028	152728.030	-264078.490	255095.360	-92936.091
R9	8.903	-25.369	35.281	-71.852	8521.171	-25454.671	69223.181	-92936.091	40699.447

گفته می شود که عکس العمل یاتاقان ها (بدون تاثیر نیروهای خارجی و وزن خود) از مجموعه آفست های معلوم در ماتریس سختی شفت که در معادله۲-۷ نشان داده شده می تواند محاسبه شود.

(۲-۷)

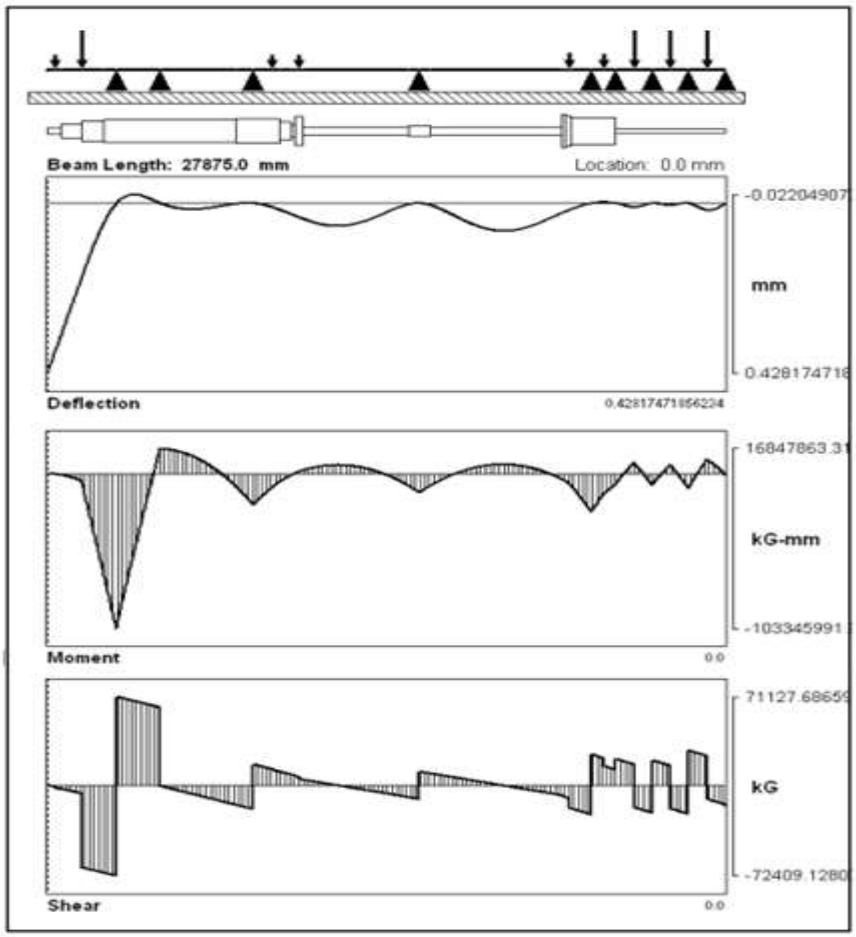
$$\begin{pmatrix} R1 \\ R2 \\ R3 \\ R4 \\ R5 \\ R6 \\ R7 \\ R8 \\ R9 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 139295.220 & -214398.670 & 81956.652 & -9075.998 & 8643.455 & -6589.810 & 213.664 & -53.416 & 8.903 \\ -214398.670 & 342737.790 & -147868.080 & 25863.061 & -24630.482 & 18778.394 & -608.860 & 152.215 & -25.369 \\ 81956.652 & -147868.080 & 86843.213 & -29740.647 & 34253.719 & -26115.195 & 846.745 & -211.686 & 35.281 \\ -9075.998 & 25863.061 & -29740.647 & 25755.066 & -64621.265 & 53184.964 & -1724.440 & 431.110 & -71.852 \\ 8643.455 & -24630.482 & 34253.719 & -64621.265 & 487261.830 & -602809.510 & 204508.110 & -51127.028 & 8521.171 \\ -6589.810 & 18778.394 & -26115.195 & 53184.964 & -602809.510 & 895929.320 & -459651.520 & 152728.030 & -25454.671 \\ 213.664 & -608.860 & 846.745 & -1724.440 & 204508.110 & -459651.520 & 451271.610 & -264078.490 & 69223.181 \\ -53.416 & 152.215 & -211.686 & 431.110 & -51127.028 & 152728.030 & -264078.490 & 255095.360 & -92936.091 \\ 8.903 & -25.369 & 35.281 & -71.852 & 8521.171 & -25454.671 & 69223.181 & -92936.091 & 40699.447 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta 1 \\ \delta 2 \\ \delta 3 \\ \delta 4 \\ \delta 5 \\ \delta 6 \\ \delta 7 \\ \delta 8 \\ \delta 9 \end{pmatrix}$$

به طور ساده تر معادله۲-۷ را به صورت روبه رو می توان نوشت: $R = A\delta$

که A ماتریس سختی شفت و δ نیز آفست هر یاتاقان می باشد.

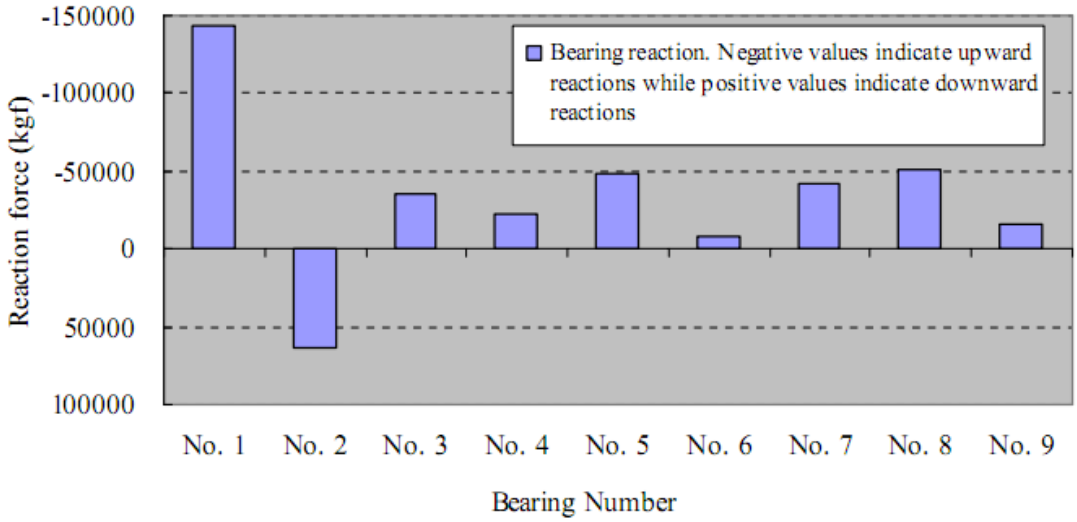
۲-۹-۲-عکس العمل های واقعی تکیه گاهی (عکس العمل های هدف)

عکس العمل های تکیه گاهی در یک خط شفت مستقیم محاسبه شده اند. برای کشتی های کوچک، حتی یک همترازی مستقیم در بعضی از موارد شرایط خاص خود را می طلبد، اما برای کشتی های بزرگ، این نتایج در شرایط خط شفت مستقیم معمولا معیار های پذیرش خاصی را دنبال نمی کند. شکل۲-۵۳ منحنی تغییر شکل خمشی، ممان خمشی، و نیروی برشی این مدل از شفت را نشان می دهد.



شکل۲-۵۳: تغییر شکل خمشی، ممان خمشی و نیروی برشی برای این مثال تحت شرایط مستقیم آفست یاتاقان ها

عکس العمل های تکیه گاهی محاسبه شده در جدول۲-۱۲ نشان داده شده است:



جدول۲-۱۲: نیروهای عکس العمل برای آرایشی از شفت تحت شرایط آفست مستقیم

همانطور که در جدول۲-۱۲ می بینید، یاتاقان انتهای پاشنه (شماره۱) استرن تیوب بیش از حد بارگذاری شده، در حالی که یاتاقان انتهای جلویی (شماره۲) در مسیر نادرست بارگذاری شده است. بنابر این، همترازی باید اصلاح شود. با این فرض که عکس العمل های تکیه گاهی واقعی که در جدول۲-۱۳ نشان داده شده اند، مجموعه ایی از آفست یاتاقان ها باید طوری تعیین شوند که اختلاف نیرو های عکس العمل بین این عکس العمل های واقعی و عکس العمل ها تحت شرایط شفت مستقیم ، ΔR ، حاصل شود.

جدول۲-۱۳: نیرو های عکس العمل واقعی (مورد نظر) برای این مثال از شفت

Bearing No.	Reactions of straight offset (kgf)	Target reactions (kgf)	ΔR = Target - Straight (kgf)
No. 1	-143537	-88333	55204
No. 2	62921	-17079	-80000
No. 3	-35917	-11917	24000
No. 4	-21989	-23989	-2000
No. 5	-48172	-28172	20000
No. 6	-8661	-26661	-18000
No. 7	-42226	-41726	500
No. 8	-51097	-51277	-180
No. 9	-15295	-15265	30

۲-۹-۳-محاسبه آفست اولیه یاتاقان ها

آفست های اولیه یاتاقان ها، δ، را می توان از معکوس عکس العمل ها (ΔR)، از طریق معادله۲-۸ که بازنویسی معادله۲-۷ می باشد، محاسبه کرد.

(۲-۸)

که به صورت زیر بیان می شود:

$$\delta = \begin{pmatrix} 139295.200 & -214398.600 & 81956.600 & -9075.900 & 8643.400 & -6589.800 & 213.600 & -53.400 & 8.900 \\ -214398.600 & 342737.700 & -147868.000 & 25863.000 & -24630.400 & 18778.300 & -608.800 & 152.210 & -25.360 \\ 81956.600 & -147868.000 & 86843.200 & -29740.600 & 34253.700 & -26115.100 & 846.700 & -212.600 & 35.280 \\ -9075.900 & 25863.000 & -29740.600 & 25755.000 & -64621.200 & 53184.900 & -1724.400 & 431.110 & -71.850 \\ 8643.000 & -24630.400 & 34253.700 & -64621.200 & 487261.800 & -602809.500 & 204508.100 & -51127.000 & 8521.100 \\ -6589.800 & 18778.300 & -26115.100 & 53185.900 & -602809.500 & 895929.300 & -459651.500 & 152728.000 & -25454.600 \\ 213.660 & -608.800 & 846.740 & -1724.400 & 204508.100 & -459651.500 & 451271.600 & -264078.400 & 69223.100 \\ -53.410 & 152.200 & -211.680 & 431.110 & -51127.000 & 152728.000 & -264078.400 & 255095.300 & -92936.000 \\ 8.900 & -25.360 & 35.281 & -72.850 & 8521.100 & -25454.600 & 65223.100 & -92936.000 & 40699.400 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} 55204 \\ -80000 \\ 24000 \\ -2000 \\ 20000 \\ -18000 \\ 500 \\ -180 \\ 30 \end{pmatrix}$$

ولی ، به خاطر ویژگی ماتریس سختی شفت، این معادله جواب هایی نامحدود خواهد داشت. از اینرو، زیر مجموعه ایی از ماتریس با حذف سطر و ستون اول و همین طور سطر و سطون آخر به منظور حل، نیاز است. این عمل به این معنی است که تحمیل حرکات صلب، شامل حرکات چرخشی و انتقالی خط شفت، بر یاتاقان ها تاثیر گذار نیستند. این عمل برای آفست های دو انتهای خط شفت، صفر در نظر گرفته می شود. بر این اساس، راه حل برای یاتاقان های شماره(۲) تا شماره(۸) به صورت زیر انجام می شود:

$$\begin{pmatrix} \delta 2 \\ \delta 3 \\ \delta 4 \\ \delta 5 \\ \delta 6 \\ \delta 7 \\ \delta 8 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 342737.700 & -147868.000 & 25863.000 & -24630.400 & 18778.300 & -608.800 & 152.210 \\ -147868.000 & 86843.200 & -29740.600 & 34253.700 & -26115.100 & 846.700 & -212.600 \\ 25863.000 & -29740.600 & 25755.000 & -64621.200 & 53184.900 & -1724.400 & 431.110 \\ -24630.400 & 34253.700 & -64621.200 & 487261.800 & -602809.500 & 204508.100 & -51127.000 \\ 18778.300 & -26115.100 & 53185.900 & -602809.500 & 895929.300 & -459651.500 & 152728.000 \\ -608.800 & 846.740 & -1724.400 & 204508.100 & -459651.500 & 451271.600 & -264078.400 \\ 152.200 & -211.680 & 431.110 & -51127.000 & 152728.000 & -264078.400 & 255095.300 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} -80000 \\ 24000 \\ -2000 \\ 20000 \\ -18000 \\ 500 \\ -180 \end{pmatrix}$$

$$= \begin{pmatrix} -0.5225819432 \\ -0.7255192463 \\ -0.2621283778 \\ 0.1235714606 \\ 0.0892630911 \\ 0.0471291196 \\ 0.0955979752 \end{pmatrix}$$

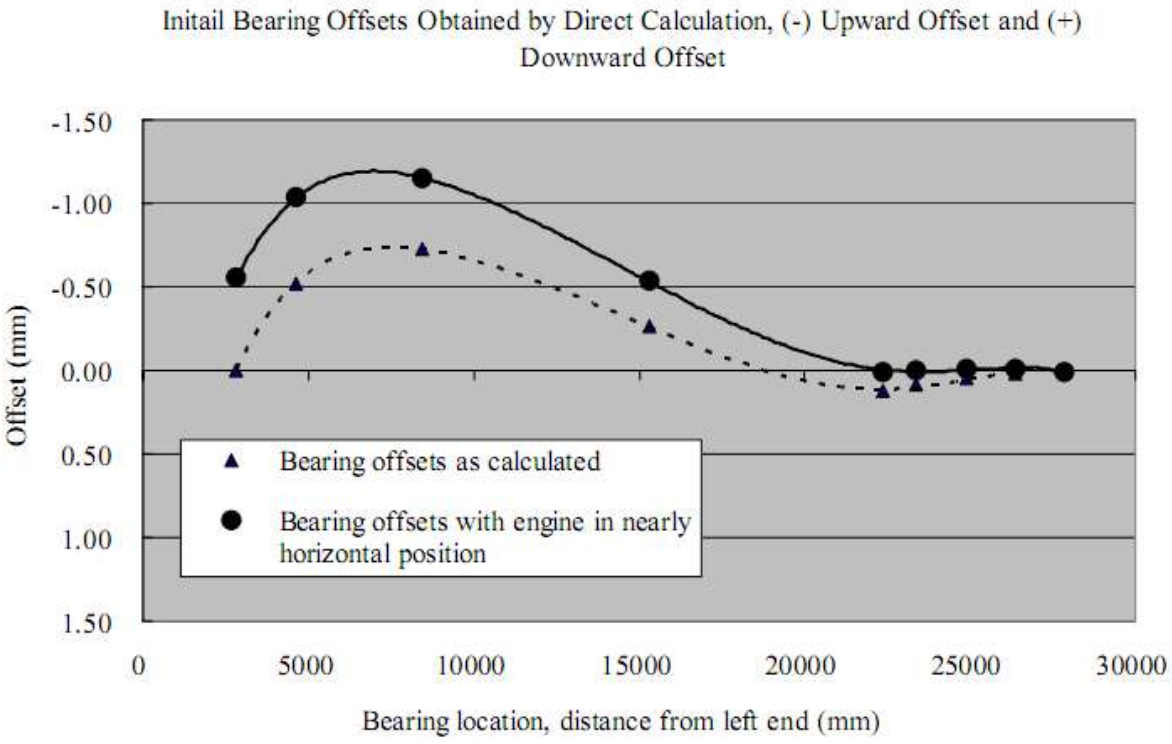
بنابراین : $\delta = \begin{pmatrix} 0 \\ -0.52258194320 \\ -0.72551924630 \\ -0.26212837780 \\ 0.12357146060 \\ 0.08926309105 \\ 0.04712911959 \\ 0.01955979752 \\ 0 \end{pmatrix}$

در عمل، موتورهای اصلی معمولا بر موقعیت سطوح افقی نصب می شوند. این مطلب با چرخش همه خط شفت با زاویه ایی برابر شیب در راستای افق موتور فهمانده شود.آفست یاتاقان ها بعد از چرخش در جدول ۲-۱۴ نشان داده شده است. نمودار۲-۱۱ نیز مبین دیاگرام آفست واقعی یاتاقان هاست.

جدول۲-۱۴: آفست محاسبه شده واقعی یاتاقان ها

Bearing No.	Bearing location	Bearing offsets as calculated	Bearing offsets with engine in nearly horizontal position
No. 1	2830	0.0000	-0.5521
No. 2	4630	-0.5226	-1.0344
No. 3	8465	-0.7255	-1.1514
No. 4	15295	-0.2621	-0.5349
No. 5	22375	0.1236	0.0094
No. 6	23375	0.0893	-0.0025
No. 7	24875	0.0471	-0.0110
No. 8	26375	0.0196	-0.0050
No. 9	27875	0.0000	0.0091

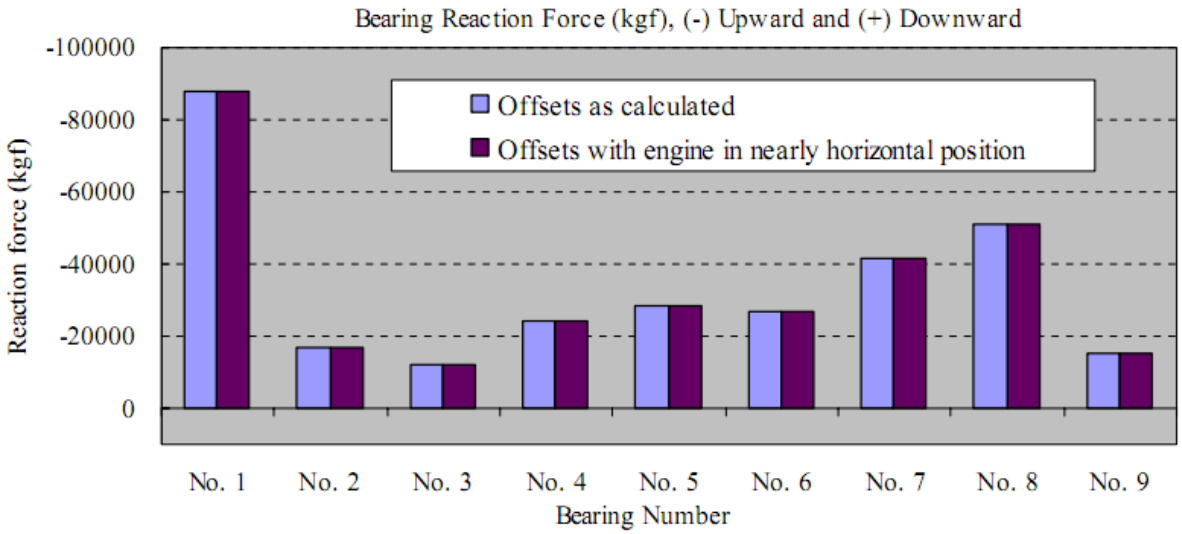
همه حرکات چرخشی یا انتقالی خط شفت بر عکس العمل های تکیه گاهی که در بالا شرح داده شد، تاثیر گذار نخواهند بود، پس یک خطایی کوچک در محاسبات وجود خواهد داشت. جدول۲-۱۵ مقایسه عکس العمل های تکیه گاهی را نشان می دهد که نمودار ۲-۱۲ حالت ترسیمی آن ها را بیان می کند . از محاسبات این طور به نظر می رسد که عکس العمل های واقعی یاتاقان ها بدست آمده است.



نمودار۲-۱۱: دیاگرام آفست واقعی یاتاقان ها

جدول۲-۱۵: مقایسه عکس العمل های تکیه گاهی بین آفست ها در جدول ۲-۱۴

Bearing No.	Bearing reaction force (kgf)		
	Target	Offsets as calculated	Offsets with engine in nearly horizontal position
No. 1	-88333	-88084	-88082
No. 2	-17079	-17088	-17089
No. 3	-11917	-11913	-11914
No. 4	-23989	-23989	-23988
No. 5	-28172	-28189	-28169
No. 6	-26661	-26624	-26672
No. 7	-41726	-41761	-41709
No. 8	-51277	-51254	-51290
No. 9	-15265	-15069	-15058

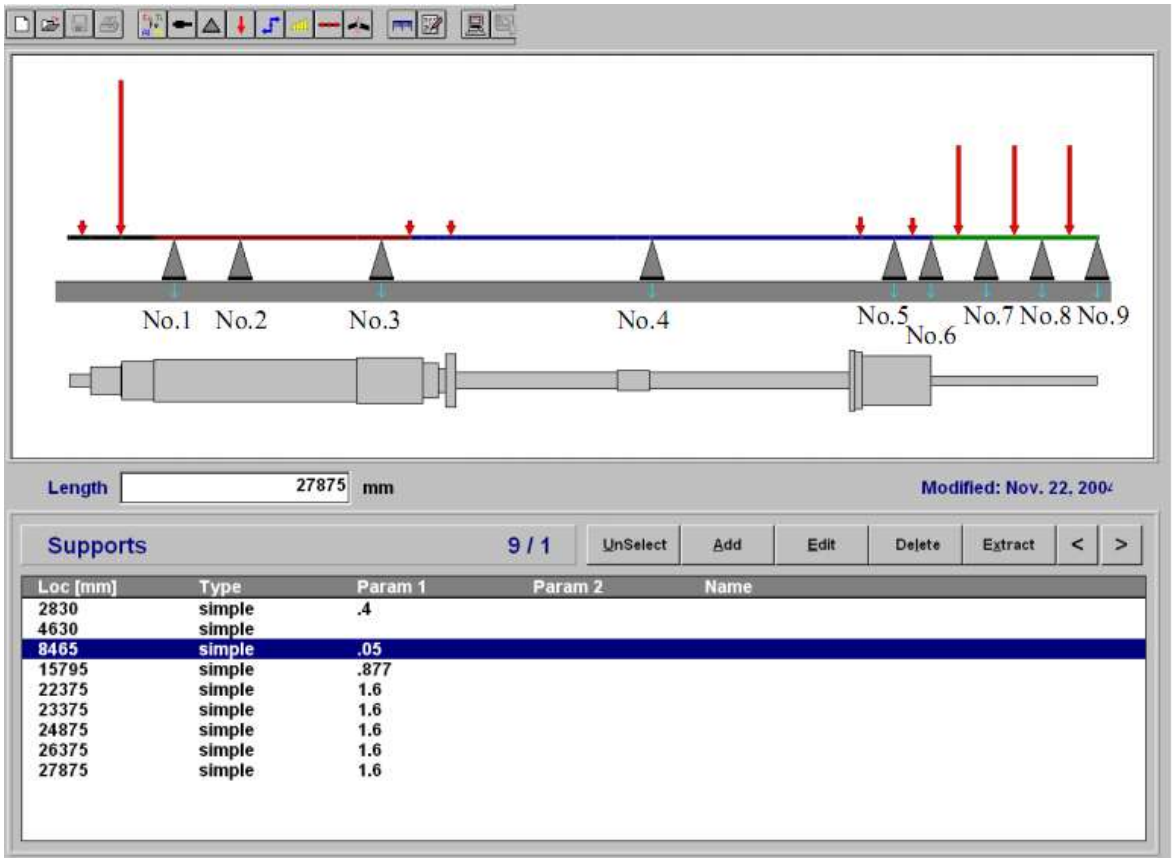


نمودار۲-۱۲: مقایسه عکس العمل های تکیه گاهی بین آفست ها در جدول۲-۱۵

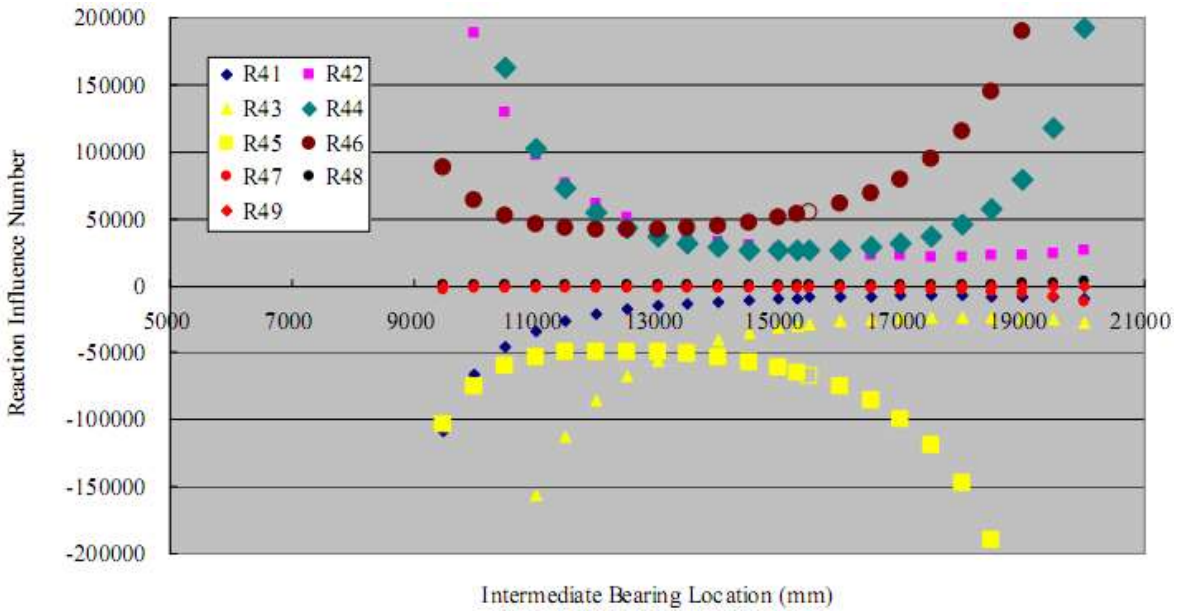
۲-۹-٤-بهینه سازی موقعیت یاتاقان های میانی شفت

آرایش طولی یاتاقان میانی، تاثیری قابل توجه بر عکس العمل های یاتاقان های عقبی تر موتور، هنگامی که نوسانات در آفست به علت تغییرات در آبخور کشتی بوجود می آیند، دارد. در یک مورد به یاتاقان عقبی موتور بعد از اینکه شناور در مرحله انجام خدمات بود، آسیب رسید، زیرا یاتاقان میانی بسیار نزدیک به یاتاقان عقبی تر موتور نصب شده بود. موقعیت یاتاقان میانی تا این جا بر اساس تجربه تعیین شده است، و یک راه حل علمی برای قرارگیری یاتاقان ها وجود نداشته است.

عموما، یاتاقان میانی تا حد ممکن دور از موتور به منظور کاهش تاثیر بر یاتاقان های عقبی موتور هنگامی که تغییری در آفست یاتاقان ها وجود دارد، نصب می شود. از طرف دیگر، ضریب تاثیر یاتاقان میانی، به دلیل نزدیکی به یاتاقان استرن تیوب بزرگتر می شود. بر این اساس یک شرایط متعادل نیاز است. تاثیر موقعیت یاتاقان میانی بر ضریب تاثیر برای هر یاتاقان در این مثال، در شکل۲-۵۴ نشان داده شده است. نتیجه محاسبات نیز در نمودار۲-۱۳ نشان داده شده است.



شکل۲-۵۴: مثالی که نشان می دهد موقعیت یاتاقان میانی چطور بهینه می شود



نمودار۲-۱۳: ضریب تاثیر یاتاقان میانی با در نظر گرفتن دیگر یاتاقان ها

تعیین بر اساس ضریب تاثیر یاتاقان میانی بر خودش R_{44}، در شکل۲-۵۵ نشان داده شده است. ممکن است بگوئیم که میزان حساسیت برای موقعیت طراحی یاتاقان میانی در۱۵.۲۹۵ mm کمترین است. اما، اگر تاثیر بر اولین و دومین یاتاقان عقبی موتور در نظر گرفته شود، یاتاقان میانی بهتر است که ۲.۷۹۵ mm دور تر از پاشنه یعنی در موقعیت ۱۲.۵۰۰ mm قرار گیرد. بنابراین ، به منظور ملاحظه مقدار تاثیر بر همه یاتاقان ها، یک فهرست و شاخص حساسیت پیشنهاد شده که در معادله۲-۹ بیان شده است:

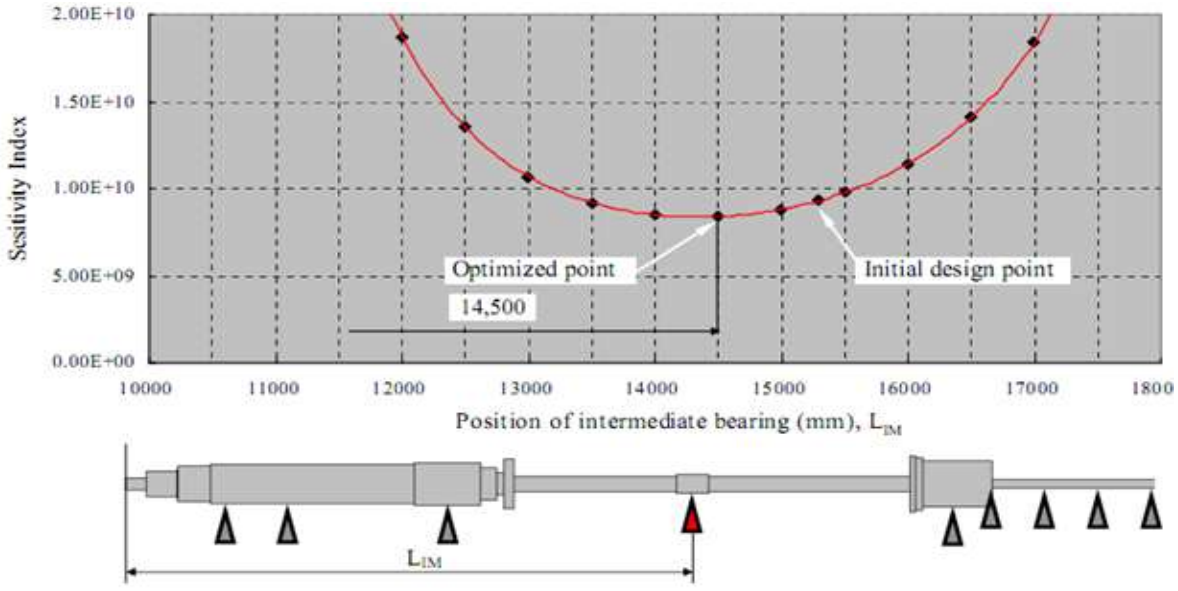
Sensitivity (۲-۹)

R_{mi} : ضریب تاثیر یاتاقان میانی بر هر یاتاقان

N : تعداد کل یاتاقان های در نظر گرفته شده

m : شماره یاتاقان میانی

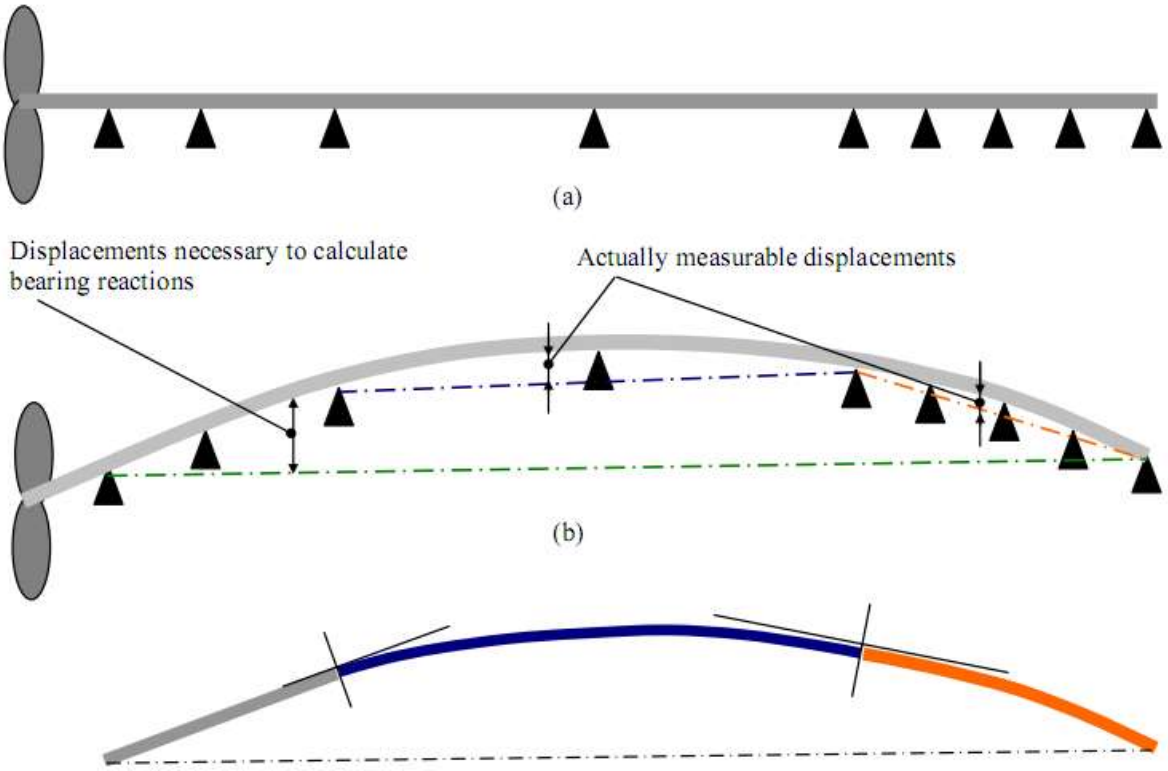
نتیجه بکارگیری معادله۲-۹ برای مثال نام برده در شکل۲-۵۵ نشان داده شده است. بر اساس این نتایج پیشنهاد می شود که یک موقعیت منحصر به فرد بهینه با کمترین حساسیت برای یاتاقان میانی وجود دارد. در این مثال، نقطه بهینه ۱۴۵۰۰mm می باشد.



شکل۲-۵۵: موقعیت بهینه برای یاتاقان میانی که از محاسبات حساسیت بدست آمده است.

۲-۹-۵-تعیین آفست نهایی یاتاقان ها

تغییر در نیروهای عکس العمل که به علت تغییرات در آفست یاتاقان هاست را می توان محاسبه نمود به شرط اینکه تغییر مکان نسبی نسبت به خط مبنای مستقیم که از میان دو انتهای نقاط تکیه گاهی عبور می کند و در شکل۲-۵۶ نشان داده شده است، می تواند اندازه گیری شود. اما عملا فقط تغییر مکان های بالای ورق کف در شفت بندی بخشی از خط شفت همراه با موتور خانه و طول های اطراف موتور را می توان اندازه گیری کرد به طوری که در شکل۲-۵۶(b) نشان داده شده است.



شکل۲-۵۶: تغییر مکان کلی را می توان از تغییر مکان های اندازه گیری شده را در شفت بندی و جزیی از موتور را به طور مجزا فراهم آورد هر منحنی تغییر مکان باید شیب های یکسانی نیز در نقاط اتصال داشته باشند.

(a) خط تکیه گاهی اصلی.

(b) خط تکیه گاهی بعد از تغییر شکل.

(c) خط تکیه گاهی که تغییر مکان های اندازه گیری شده را با شیب یکسان در هر گره به هم اتصال می دهد.

به منظور فراهم آوردن جابجایی نسبی یکپارچه بین دو تکیه گاه انتهایی شفت از این تغییر مکان های اندازه گیری شده جداگانه، لازم است که فرض کنیم که همه نقاط تکیه گاهی بر روی یک منحنی صاف و بدون نوسان هستند. منحنی مذکور در اینجا به عنوان یک منحنی است که در آن تابع دیفرانسیل نقطه به نقطه تغییر می کند. اگر ثابت شود که این فرض قابل قبول است، همه تغییر مکان های نسبی که به طور جداگانه اندازه گیری شده بودند را می توانیم جهت اندازه گیری کلی به هم متصل کنیم، همانطور که در شکل ۲-۵۶(c) نیز نشان داده شده است . در غیر این صورت باید از روش المان محدود (FE model) استفاده شود و سازه موتور همراه با سازه کف در شفت بندی جهت محاسبه تغییر مکان هر کدام از نقاط تکیه گ اهی به صورت یکپارچه در نظر گرفته شود. قابل توجه است که نمودارهای مذکور در اینجا نقاط تکیه گاهی یاتاقان ها را به هم متصل می کند.

۲-۹-٦-تراز شفت های جدار نازک و پوسته ها (Shell Alignment)

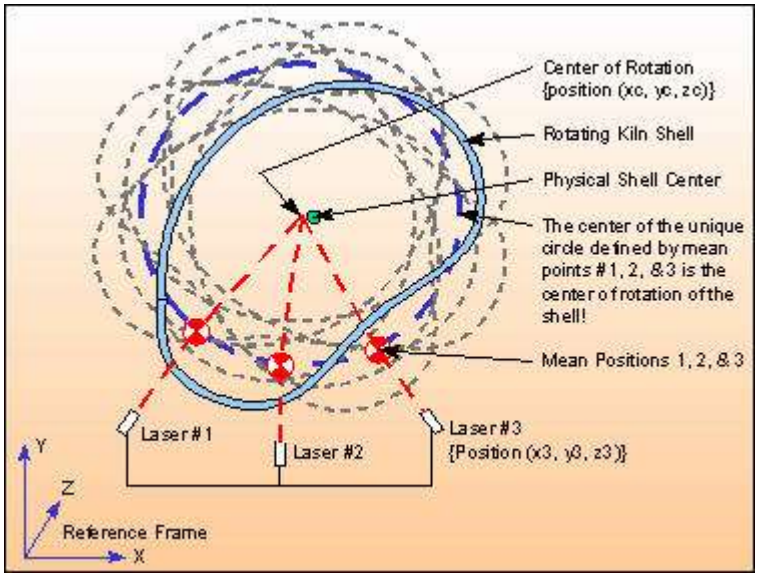
پوسته های دوار در واقع شفت های تو خالی هستند که ضخامت ورق سازنده آن ها کم است. تراز پوسته های چرخان به علت کاربرد زیاد در صنایع و علی الخصوص در حالت های دینامیکی کار مشکلی است و باید از روش های پیشرفته الکترونیکی و اپتیکی استفاده شود.

برای تراز پوسته ها باید محور واقعی پوسته دوار را پیدا کرد و مرکزی که پوسته حول آن در حال دوران می باشد را مشخص نمود و انحراف را پیدا کنیم.برای تشخیص حالت های غیر عادی پوسته، روش های زیر را می توان بکار گرفت :

۱ - انداره گیری میزان خمش در حالت استاتیکی

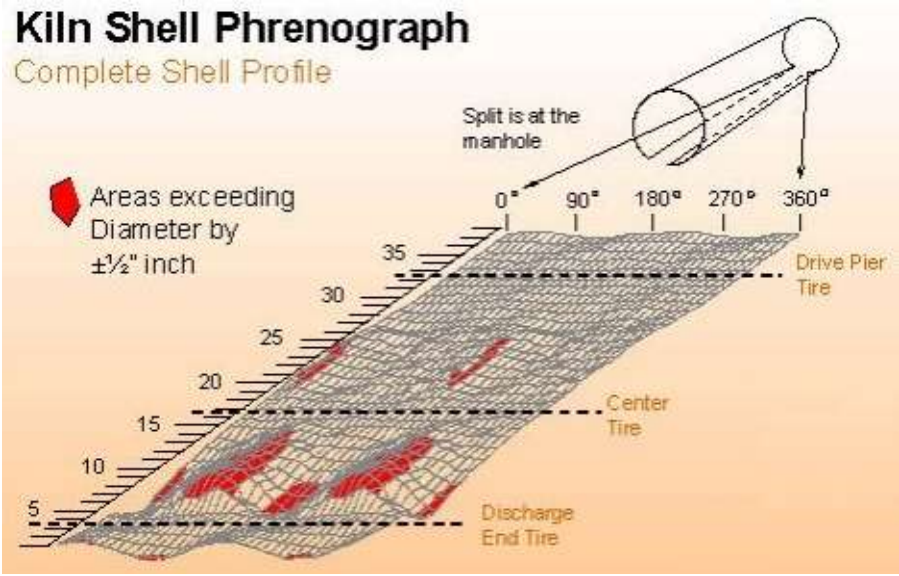
۲ - مشخص نمودن محور چرخش مرجع با توجه به انتخاب دو نقطه درطول پوسته، ترسیم خط مرکزی و سنجش بقیه نقاط نسبت به این خط.

۳ – در روش سوم با استفاده از تلاقی نور لیزر از سه نقطه روی پوسته، مرکز دایره اصلی را مشخص و وضعیت موجود را با دایره اصلی مقایسه می کنیم. نهایتا با توجه به آنالیز نامیزانی، می توان تشخیص داد که مرکز دوران اصلی از مرکز چرخشی آن چقدر فاصله گرفته است. شکل۲-۵۷ این حالت را نشان می دهد.



شکل۲-۵۷: آنالیز روش سه نقطه با نور لیزر

در شکل نامیزانی موجود با جابجایی یاتاقان ها در جهات افقی و عمود برطرف می شود.

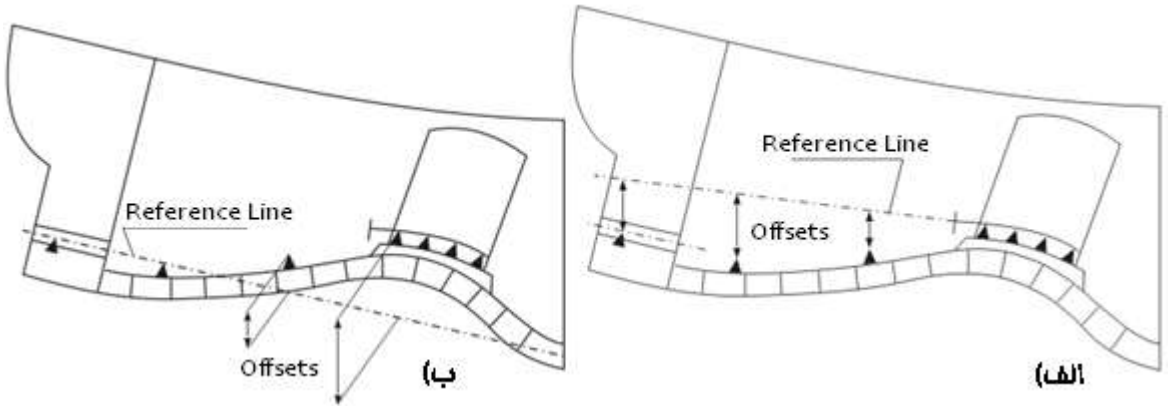


شکل۲-۵۸: آنالیز نامیزانی پوسته دوار

۲-۱۰-تعاریف مهم

-خط مرجع:

خط مرجع، خط مستقیمی است که در رابطه با آفست اولیه یاتاقان هاست تعریف می شود. خط مرجع را هم می توان نسبت به فلانج موتور گرفت (فلانج موتور مبنا باشد) و هم می توان نسبت به استرن تیوب باشد. در شکل۲-۵۹ این موضوع به روشنی نشان داده شده است.



شکل۲-۵۹: الف)خط مرجع بر اساس فلانج موتور(یا محور چرخش موتور) ب)خط مبنا بر اساس استرن تیوب

-آفست اولیه یاتاقان:

آفست اولیه یاتاقان ها، مکان عمودی یاتاقان ها در شرایط طبیعی شفت است. این مقدار نسبت به خط مرجع انتخابی در شکل بالا اندازه گیری می شود.

-منحنی همترازی:

منحنی همترازی، یک منحنی است که از به هم وصل کردن نقاط آفست اولیه یاتاقان ها در شفت به وجود می آید.

فصل سوم

(۳)

(همترازی سیستم رانش شناور با استفاده از مقررات ABS)

همترازی سیستم رانش شناور با استفاده از مقررات ABS

GUIDANCE NOTES ON

PROPULSION SHAFTING ALIGNMENT

۳-۱- مقدمه

همتراز کردن سیستم شفت و پروانه شامل دو قسمت می شود:

- طراحی و آنالیز
- در یک راستا قرار دادن و اندازه گیری ها

سیستم شفت و پروانه شامل میله ایی می شود که حر کت چرخشی انجام می دهد و قدرت تولیدی موتور و را به پروانه منتقل می کند و به وسیله چندین تکیه گاه حمایت می شود.

همترازی صحیح و اصولی هنگامی قابل تعریف است که مجموعه ایی از پارامترها به شرح زیر برای حداقل شرایط مورد نیاز قابل مورد پذیرش قرار گیرند :

- آفست عمودی یاتاقان ها
- عکس العمل های تکیه گاهی
- زاویه نامیزانی
- انعطاف پذیری میل لنگ
- ناهم محوری چرخ دنده ها

- استحکام شفت و یاتاقان ها
- استحکام در پیچ های کوپلینگ

هم محور ساختن شفت ها تحت دو عامل تاثیر گذار زیر قابل قبول است :

۱ - تغییرات خط آبخور(تغییر در شرایط بارگیری شناور)

۲ - تغییرات دمایی موثر بر شفت

تغییر در شرایط بارگیری شناور نتیجه ایی چون خمش کلی بدنه را در پی دارد، پس آفست همه یاتاقان هایی که شفت را حمایت می کنند، بر هم می خورد. افزایش و یا کاهش دما نیز بر آفست یاتاقان ها تاثیر می گذارد. اما بر عکس اثر خمش بدنه، اثر دما آفست یک یاتاقان خاص یا مجموعه ایی از چند یاتاقان را تغییر می دهد (به دلیل اینکه حرارت به صورت موضعی بروز می دهد).

معیار همترازی سیستم رانش، احتیاجات و محدودیت های آن معمولا بوسیله موسسات رده بندی، سازنده کشتی، طراحان و یا افراد مربوطه تعریف می شود که در اینجا مقررات و قوانین موسسه رده بندی ABS را ذکر خواهیم کرد.

۳-۱-۱-مشکلات همترازی

مشکلات همترازی در سیستم رانش پروانه ایی می تواند بنا به دلایل زیر باشد :

- حساسیت بالای همترازی به بر هم خوردن ناچیز موقعیت عمودی یاتاقان ها
- عدم تطابق بین بدنه انعطاف پذیر و شفت صلب
- دشواری برآورد مقدار خمش بدنه
- مشکلات در برقراری دقت مطلوب تحلیل همترازی شفت
- ناسازگاری و نادرستی در برقرار ساختن روند همترازی شفت

به طور ایده آل، آنالیز هم محور ساختن شفت باید برای حداکثر مقدار تلرانس همترازی انجام شود که شامل موارد قابل قبولی از نیروهای عکس العمل یاتاقان ها، و زاویه ناهمراستایی[1] تحت همه شرایط عملیاتی شناور می شود. تخمین محاسبه و اندازه گیری تغییر شکل خمشی بدنه کار آسانی نیست. شرایطی که شناور در داک خشک مستقر باشد شرایط انجام همترازی مطمئن می شود زیرا شناور در جایی ثابت قرار گرفته و انعطاف پذیری بدنه متغییر نیست و تا حدودی با پیش بینی ها مطابقت می کند.

۳-۱-۲-پشتیبانی تحلیلی [2]

در صنعت تعدادی برنامه های تحلیلی وجود دارد که بطور صحیح و جامع مشکلات همترازی را آماده و قابل حل می کند. نرم افزار ABS-Shaft Alignment دارای یک سری مشخصه و وجه تمایز با دیگر نرم افزارهای موجود می باشد.

علاوه بر انجام آنالیزهای کلی مثل بدست آوردن عکس العمل های تکیه گاهی، زوایای ناهمترازی، مقدار نشست و درز، ماتریکس ضرائب تاثیر[3]، این نرم افزار قابلیت انجام موارد زیر را داراست :

- تخمین خمش بدنه برای یک نوع معین از کشتی
- ارزیابی ایجاد تماس و ناهمترازی در قسمت استرن تیوب
- بهینه کردن همترازی مطابق محدودیت هایی معین (خمش بدنه، ازدیاد حرارت و غیره)

شرایط بهینه سازی مطلوب در قسمت های آتی ذکر خواهد شد.

---

۱. Misalignment Angle

۲. Analytical Support

۳. Influence Coefficient Matrix

۳-۱-۳-شرایط مقرراتی مورد نیاز

روند همترازی سیستم رانش شناور ها معمولا در شرایط استاتیکی انجام می شود. در این حالت نیروها و ممان ها نیز استاتیکی می باشند، پس فاکتور های دینامیکی محاسبه نمی شود.

قوانین همترازی در یاتاقان های استرن تیوب به منظور جلوگیری از خرابی و از کار افتادگی یاتاقان های آن قسمت نسبت به سایر قسمت ها سخت تر می باشد. شفت ها و سایر اجزای آن برای انتقال قدرت اصلی به پروانه طراحی شده اند و سازه آن باید در برابر حداکثر تنش اعمالی در همه شرایط عملیاتی مقاومت کنند.

بطور کلی محاسبات و روند همترازی شفت از طرف ABS به ویژه برای بررسی نوع نصب و حساسیت همترازی به دنبال موارد زیر ارائه شده اند :

i) شفت ها با قطر بیشتر از ۴۰۰ میلیمتر (۱۵.۷۵*in*)

ii) شفت ها با چرخ دنده های کاهش دور، جایی که بوسیله دو یا چند پینیون می چرخد.

iii) شفت ها با قدرت کم کردن و یا قدرت افزاینده دور موتور

iv) سیستم شفت و پروانه ایی که پوسته ثابت یاتاقان به صورت زاویه دار نصب شوند.

محاسبات همترازی شامل عکس العمل های تکیه گاهی، نیروهای برشی و ممان های خمشی در طول شفت، جزییات دهانه زاویه دار یاتاقان ها و به تفصیل شرح جزییات روند همترازی می شود. محاسبات همترازی از لحاظ تئوری برای شرایط سرد و گرم شفت با تلرانس همترازی ویژه ایی انجام می شود. محاسبات همترازی برای حداکثر تلرنس شفت انجام می شود و نشان می دهد که :

- نیروهای وارد بر یاتاقان ها تحت همه شرایط عملیاتی در محدوده هایی که کارخانه و شرکت سازنده آن ها را مشخص می کند، قابل قبول هستند.
- عکس العمل های تکیه گاهی همیشه مثبت (رو به بالا) هستند (از شفت محافظت کنند و جزء نیروهای مفید به شمار آیند).

- نیرو های برشی و ممان های خمشی وارد بر شفت محدود به پیوستگی با دیگر تنش های وارد بر شفت قابل قبول هستند.(در محدوده ایی قابل قبول هستند که با دیگر تنش های وارد بر شفت مرتبط شوند.)
- نیرو ها و ممان های وارد بر تجهیزات رانش در محدوده ایی هستند که بوسیله قسمت ماشین آلات کارخانه مشخص می شوند.

به طورکلی، اگر شیب نامیزانی نسبی محاسبه شده بین شفت و پوسته ثابت یاتاقان بزرگتر از $۰.۳ \times ۱۰^{-۳}\ rad$ باشد، آنگاه باید ملاحظاتی مبنی بر کم کردن این شیب ناهمراستایی نسبی به وسیله درون تراشی یاتاقان[۱] (Slope Boring) لحاظ گردد.

۱. اصطلاح Slope Boring به معنای درون تراشی یاتاقان (مخصوصا یاتاقان استرن تیوب) می باشد.

۳-۲-طراحی و بازبینی بر همترازی شفت

مبحث کلی

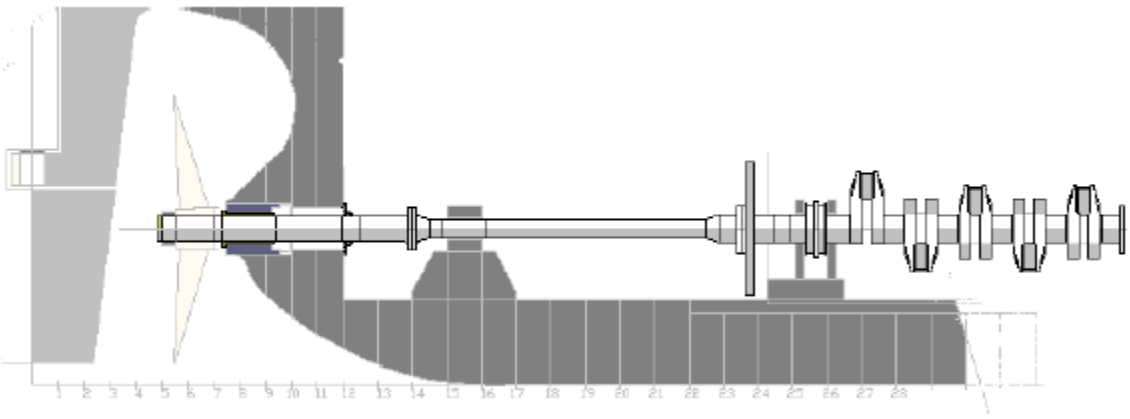
کسی که مراحل طراحی و همترازی را به عهده دارد باید شرایط را مهیا کند و کسی که بازبین این کار است باید صحت انجام کار را تایید کند که آیا استحکام قسمت های مختلف طراحی(یاتاقان ها، شفت ها، اتصالات و پیچ های کوپلینگ) جهت جلوگیری از تنش اعمال شده توسط نیروهایی که سبب خرابی می شوند مناسب می باشد؟ همچنین طراحی در همترازی به دنبال موارد زیر رضایت بخش خواهد بود:

- شرایط یاتاقان ها :
  - بار های عکس العمل قابل قبول
  - جفت نیروهای توزیع بار در کل یاتاقان
- استحکام شفت
- مقدار خمش قابل پذیرش میل لنگ
- شرایط تماسی قابل قبول چرخ دنده ها
- استحکام قابل قبول پیچ های اتصالات و کوپلینگ
- تلرانس های ناهمترازی قابل قبول برای کلاچ ها و کوپلینگ ها

مدل های تحلیلی همیشه درستی سیستم های پروانه ایی را نشان نمی دهند و همیشه اطلاعات مناسبی از وجود عدم خطا را در روند همترازی فراهم نمی سازند. در این قسمت مشکلات ناسازگاری بین تجزیه و تحلیل و روند همترازی را نشان می دهد و راه حل هایی را تا حد ممکن پیشنهاد می کند. روند بازبینی، صحت طراحی موجود را تایید می کند و معیارهای همترازی و رهنمودها را طبق آیین نامه گوشزد می کند. این

معیارها بیشتر در مورد استحکام مواد مورد استفاده در تجهیزات در ارتباط با شرکت های مخصوصی برای ایمنی مادام العمر می باشند.

روند طراحی به تنهایی از بازبینی پیچیده تر است. که این امر نیازمند تجربه افراد است و تلاشی زمان بر همراه با هدف مشخص شده ایی از مجموعه ایی از پارامترها مطابق معیارهای همترازی است. پارامتر هایی که نیاز به تعریف شدن دارند عبارتند از آفست یاتاقان ها (موقعیت عمودی) و مکان یاتاقان ها (موقعیت افقی). علاوه بر این، تناسب قطر شفت، خواص مواد، محدودیت های نصب، و دیگر نیازمندیهای سیستم رانش در کل سیستم با هم باید برسی شود. روند طراحی اگر درست اجرا شود، پارامترهای شفت ، واقعا بهینه خواهند شد. طراحی و بازبینی به منظور نصب سیستم رانش مستقیم (شکل۳-۱)، مستلزم جزییات مقدماتی می باشد. دیگر طراحی ها (مثلا شناور با دو شفت، کمی احتیاجات متفاوتی دارند، اما در کل، کاربرد همه آن ها شبیه هم خواهد بود.



شکل۳-۱: اتصال شفت بندی به طور مستقیم

۳-۲-۱-بازبینی (*Review*)

روی هم رفته، برنامه بازبینی درطول و پایان ساخت، به وسیله یک کمیته و هیئت به پیش می رود و این کمیته ایی است که برای یک شناور، سازه، جنس مواد، تجهیزات و ماشین آلات را نسبت به مقررات و

رهنمودهای استاندارد و دیگر معیارهای کاربردی فراهم می سازد.

بازبینی آنالیز ارئه شده همترازی شفت بوسیله تحقیق و بررسی درنتایج آنالیز همترازی، توسط نرم افزار ABS-shaft alignment به پیش می رود.

ارزیابی و بازبینی، شامل موارد زیر می شود (اما محدود به این موارد نمی شود) :

- ماتریس ضریب تاثیر
- عکس العمل های تکیه گاهی
- خمش و تغییر شکل
- درون تراشی[۱] و زاویه دار کردن[۲] یاتاقان های استرن تیوب
- انحراف زاویه ایی در چرخ دنده اصلی
- نیروهای برشی و ممان های خمشی
- بار مجاز بر روی یاتاقان ها

۳-۲-۲-ماتریس ضریب تاثیر (Influence Coefficient Matrix)

ماتریس ضریب تاثیر (جدول۳-۱)، رابطه ایی را از میان عکس العمل ها در یاتاقان ها و واحد تغییرات آفست در هر یاتاقان بخصوص جدول بندی می کند. بنابر این ماتریس ضریب تاثیر می تواند میزان حساسیت شفت را به عوامل تغییر در آفست یاتاقان معین کند و همچنین تغییرات در عکس العمل های تکیه گاهی (در یاتاقان ها) را تعیین کند. این اختلالات و عوامل تغییر عبارتند از :

i) تغییر شکل خمشی بدنه

---

۱. Slope Boring

۲. Bearing Inclination

ii) انحرافات دمایی

iii) تنظیم و تعدیل آفست یاتاقان ها

قطر اصلی ماتریس ضریب تاثیر جدول۳-۱، اطلاعاتی را در مورد گرادیان انحنای یاتاقان ها با استفاده از لیفت جک هیدرولیک (Jack-up) فراهم می آورد. تراز با استفاده از روش لیفت کردن جک که در قسمت های قبل گفته شد با استفاده از استاندارد نیز در بخش های آینده شرح خواهیم داد.

۳-۲-۳-تغییر شکل خمشی بدنه[1]

ABS روشی را محقق ساخت که از طریق آن اثر تغییر شکل خمشی بدنه بر همترازی شفت برای چندین نوع کشتی (تانکر ها، فله برها، و شناور های حمل کانتینر) که به طراح اجازه می دهد تا مقدار خمش بدنه را با اطمینان نسبی بیشتری تخمین بزند، را می توان حساب کرد. برای شناورهایی که هیچ داده و مبنای اطلاعاتی در دسترس نیست، دیدگاه زیر پیشنهاد می شود :

ماتریس ضریب تاثیر، برای تعیین اثر خمشی بدنه بر سیستم شفت استفاده می شود. مسئله اینجاست که ماتریس ضریب تاثیر اطلاعاتی را در مورد حساسیت بر روی شفت فراهم می آورد، اما هیچ اشاره ایی در مورد رفتار تقویت سازه بدنه ندارد. بدون دانستن تغییر شکل خمشی قسمت زیر خط شفت، وضعیت و عملکرد سیستم هارانش پروانه ایی قابل ارزیابی نیست. به عبارتی دیگر، بعضی از مقادیر نسبی یا نسبت بین چغرمگی[2] شفت و چغرمگی سازه بدنه ضروری شده، به طوری که بر هم کنش و تعامل بین این دو، سبب تعریف چند وضعیت در سیستم رانش خواهد شد :

---

۱. Hull Deflections

۲. Stiffness

i) سیستم (شفت بندی) موافق : شفت بندی و بدنه صلب به تناسب هم

- اگر چغرمگی(صلبیت) شفت و بدنه از لحاظ فرض علمی و تئوری نسبی باشد، انتظار می رود که شفت نیز به دنبال خمش بدنه، خم شود بدون اینکه تغییری در شرایط همترازی در یاتاقان ها شود.

شفت های صلب، ضرائب تاثیر بزرگی دارند و به انحرافات کوچک در آفست های یاتاقان ها حساس خواهد بود. در عین حال سازه بدنه صلب آفست یاتاقان ها را بر هم نخواهد زد.

این سیستم را برای شناور های کوچکتر می توان بکار برد.

ii) سیستم ناموافق : شفت بندی صلب و سازه الاستیک

- شفت صلب و یک سازه نسبتا الاستیک احتمالا بیشترین اثر را در مورد سیستم دارندکه آن هم حساسیت زیاد به خمش های بدنه هست.
- شفت صلب (که دارای ضرائب تاثیر بزرگی هستند) قادر نخواهد بود تا با خمش های نسبتا بزرگ بدنه سازگار شود.

این سیستم مطلوب نمی باشد و برای شناورهایی با شفت بندی کوتاه و تولید قدرت بالا استفاده می شود. آرایشی مثل این، اگر چه از نقطه نظر همترازی مطلوب نمی باشد اما دارای توان کارامد و موثری هستند و بیشتر در شناور های بزرگ مانند ULCC, VLCC و فله بر های بزرگ طراحی می شود.

iii) سیستم موافق : شفت بندی الاستیک و سازه صلب

این شرایط مطلوب می باشد.

- شفت بندی الاستیک و سازه صلب نتیجه ایی جز شفت بندی دلخواه و روان نخواهد داشت.

اگر هیچ داده و اطلاعاتی در مورد انعطاف و خمش بدنه در دسترس نبود، یک مهندس می تواند خمش بدنه را از طرق زیر بدست آورد :

- تجربه از نصب مواردی شبیه به این
- اطلاعات اولیه شناور (نوع، طول،عرض، ضریب بلوک، تک بدنه یا دو بدنه بودن و ...)

۳-۲-٤-انحرافات دمایی

تاثیر انحرافات دمایی به صورت موضعی می باشد. تغییرات دما بر آفست یک یاتاقان خاص که به بدنه وصل شده است تاثیر می گذاردو همواره در معرض سرد شدن یا گرم شدن است. ماتریس ضریب تاثیر مستقیما یک ابزار تحقیقی را برای تعیین اینکه این تغییرات موضعی چطور بر عکس العمل یاتاقان ها تاثیر می گذارد بکار می برد.

برای مثال مخزن روغن که در زیر یاتاقان ها واقع شده، ممکن است باعث خمش موضعی سازه شده و این باعث تغییر دادن آفست یاتاقان ها می شود. به دنبال تغییر در آفست یاتاقان ها، عکس العمل یاتاقان ها نیز به طور ناسازگاری تحت تاثیر واقع می شود. این مورد مخصوصا مصداق سیستم هایی است که ضریب تاثیر بالایی دارند.

تغییرات دمایی در موتور دیزل و سازه زیرین جعبه دنده تبدیل سرعت نتیجه ایی جز تغییرات همزمان آفست در تمام یاتاقان های جعبه دنده و موتور نخواهد داشت. اغلب فرض می شود که تغییر شرایط گرمایی تاثیر یکسانی بر همه یاتاقان ها خواهد داشت ولی این گفته کاملا صحیح نیست. به طور مثال بخش میانی موتور دیزل نسبت به سازه قسمت جلو و عقب در اثر افزایش دما بیشتر منبسط می شود. یک راه خنثی کردن اختلافات گرمایی، پیش خمش معکوس قاب موتور دیزل (همچنانکه در فصل های آتی به آن اشاره خواهیم کرد) می باشد.

۳-۲-۵-تنظیم و تعدیل آفست یاتاقان[۱]

صحت شرایط همترازی هنگامی ضرورت می یابد که :

- اندازه گیری عکس العمل های تکیه گاهی، انحرافات قابل توجهی از مقادیر محاسبه شده را نشان می دهد، یا
- تغییر شکل خمشی میل لنگ در موتور دیزل، انتظارات طراح موتور را برآورده نکند، یا
- دندانه چرخ دنده تماسی کوچکتر از حداقل شرایط استاندارد باشد.

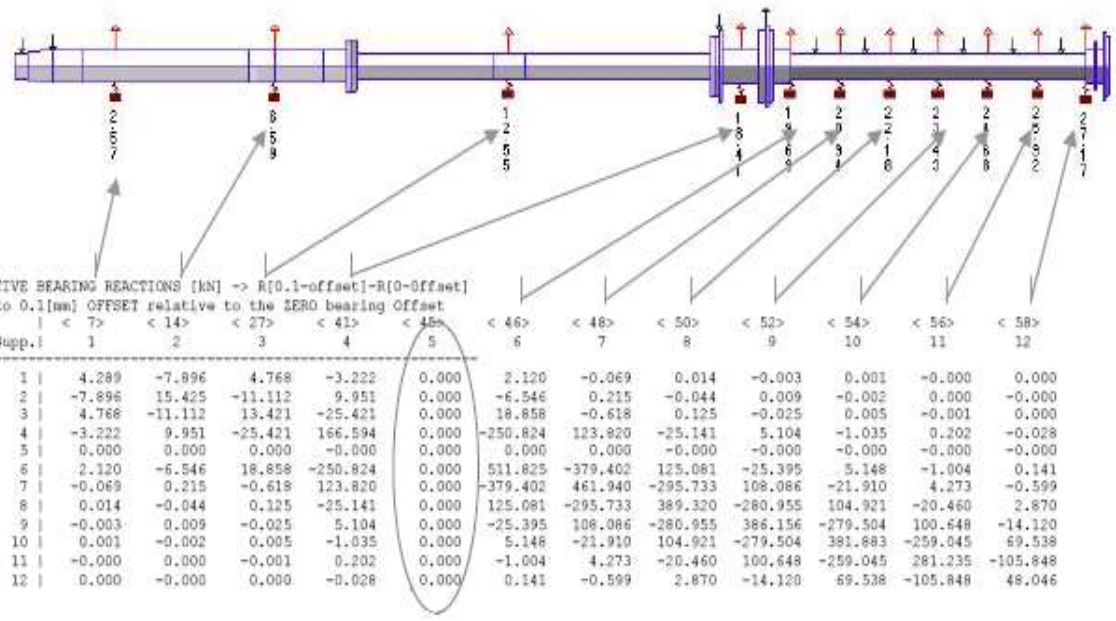
آفست یاتاقان ها، معمولا در یاتاقان(های) میانی شفت تنظیم می شود. این تنظیم یک تاثیر موضعی شبیه اثر گرمایی که در بالا ذکر شد، دارد. کاربرد ضرائب تاثیر بسیار قابل توجه می باشد آنچنان که می تواند یک ابزار سریع برای بررسی اثرات تنظیم آفست هر یاتاقان با یاتاقان های مجاور باشد.

۳-۲-٦-چطور ضرائب تاثیر را بخوانیم

همانطور که قبلا ذکر شد، ماتریس ضریب تاثیر (جدول۳-۱)، رابطه بین عکس العمل ها ی تکیه گاهی و واحد تغییرات آفست در هر یاتاقان بخصوص جدول بندی می کند. یک ماتریس نمونه از ضرائب تاثیر (مربوط به نمونه مثال در نرم افزار ABS-Shaft Alignment) در جدول۳-۱ نشان داده شده است. در هر ستون نیروهای عکس العمل تکیه گاهی [KN] قرار گرفته که نظیر به نظیر نسبت به خیز[mm] 0.1در یاتاقان مربوط تغییر می کنند. (به عنوان مثال، ستون شماره ۲ نیروهای عکس العمل به آفست [mm] 0.1در یاتاقان شماره ۲ هستند.) یعنی تغییرات در عکس العمل های یک یاتاقان با توجه به تغییر آفست در یاتاقان دیگر را نشان می دهد.

---

۱. Bearing Offset Adjustment



RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-Offset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	Supp.	< 7> 1	< 14> 2	< 27> 3	< 41> 4	< 45> 5	< 46> 6	< 48> 7	< 50> 8	< 52> 9	< 54> 10	< 56> 11	< 58> 12
< 7>	1	4.289	-7.896	4.768	-3.222	0.000	2.120	-0.069	0.014	-0.003	0.001	-0.000	0.000
< 14>	2	-7.896	15.425	-11.112	9.951	0.000	-6.546	0.215	-0.044	0.009	-0.002	0.000	-0.000
< 27>	3	4.768	-11.112	13.421	-25.421	0.000	18.858	-0.618	0.125	-0.025	0.005	-0.001	0.000
< 41>	4	-3.222	9.951	-25.421	166.594	0.000	-250.824	123.820	-25.141	5.104	-1.035	0.202	-0.028
< 45>	5	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000
< 46>	6	2.120	-6.546	18.858	-250.824	0.000	511.825	-379.402	125.081	-25.395	5.148	-1.004	0.141
< 48>	7	-0.069	0.215	-0.618	123.820	0.000	-379.402	461.940	-295.733	108.086	-21.910	4.273	-0.599
< 50>	8	0.014	-0.044	0.125	-25.141	0.000	125.081	-295.733	389.320	-280.955	104.921	-20.460	2.870
< 52>	9	-0.003	0.009	-0.025	5.104	0.000	-25.395	108.086	-280.955	386.156	-279.504	100.648	-14.120
< 54>	10	0.001	-0.002	0.005	-1.035	0.000	5.148	-21.910	104.921	-279.504	381.883	-259.045	69.538
< 56>	11	-0.000	0.000	-0.001	0.202	0.000	-1.004	4.273	-20.460	100.648	-259.045	281.235	-105.848
< 58>	12	0.000	-0.000	0.000	-0.028	0.000	0.141	-0.599	2.870	-14.120	69.538	-105.848	48.046

جدول۳-۱ : ماتریس ضرائب تاثیر در یک شفت ساده

نقش تکیه گاه برای این مدل خاص :

تکیه گاه شماره ۱ در قسمت انتهایی استرن تیوب ; شماره ۲ در قسمت ابتدایی استرن تیوب ; شماره ۳ در قسمت میانی شفت ; و از شماره ۴ تا ۱۲ هم یاتاقان های موتور اصلی. یاتاقان شماره ۵ ، یاتاقان کف گرد (Axial Bearing) می باشد که همه ضرائب در آن صفر است.

اعداد بزرگتر ضرائب تاثیر حساسیت بیشتری دارند و باعث می شود آفست یاتاقان مربوطه تغییر بیشتری کند.آفست یاتاقان ها و نیروهای عکس العمل نسبت خطی دارند، بنابر این، برای همین ماتریس، آفست[mm] ۱ به جای[mm] ۰.۱ در ماتریس بالا ، همه ضرائب را با ضرب در عدد ۱۰ تغییر می دهد.

تجربه نشان می دهد که مدل شفت بندی نشان داده شده در این مثال، یک سیستم شفت و پروانه ایی را نشان می دهد که به تغییرات آفست (ناشی از تغیر شکل خمشی بدنه، تاثیر حرارتی و...) نسبتا حساس است. میزان حساسیت هم محور سازی می بایست نسبت به چغرمگی سازه ایی که یاتاقان ها رانگه می دارد باید سنجیده

شود. همچنین انعطاف پذیری سازه کف دو جداره، در یاتاقان های میانی شفت نسبت به یاتاقان های قسمت موتور اصلی بیشتر است.

مخصوصا این ناحیه حساس که باید ارزیابی شود سطح مشترک بین شفت و موتور اصلی است. دلیل این حساسیت، تغییر ناگهانی در چغرمگی سازه نگهدارنده بین این دو می باشد.

ضرائب تاثیر برای یاتاقان های موتور اصلی بزرگ هستند، از این می توان نتیجه گرفت که یاتاقان های موتور اصلی، حساسیت بیشتری نسبت به ایجاد اغتشاش در ارتفاع قرار گیریشان نسبت به یاتاقان های شفت دارند. این یک بیان صحیح می باشد. اما سازه محافظ موتور و یاتاقان (بلوک موتور) نیز صلبیت بیشتری در مقایسه با سازه کف دوجداره در قسمت زیرین شفت می باشند. بنابر این، آفست یاتاقان های موتور تغییر قابل توجهی نمی کنند، چون سازه زیرین آن ها نسبتا صلب می باشد.

بنابر این، هرچند که ضرائب تاثیر یاتاقان های موتور بزرگ هستند، با این وجود خمش پذیری ها در موتور در یک شفت بندی کمتر از حد انتظار است. مشابها برای شفت بندی در جایی که ضرائب نفوذ کوچکتر هستند، تغییر آفست یاتاقان، به علت خمش پذیری بیشتر کف دو جداره انتظار می رود که زیاد تر باشد، بنا براین حساسیت بیشتر به بدنه خمش پذیر نتیجه آن است.

چرا موتور به خمش پذیری های بدنه حساس است؟ بیشتر اوقات دلیل این امر خود موتور نیست. بلکه معمولا به خاطر اختلاف در چغرمگی بین سازه موتور و سازه زیرین شفت درکف دو جداره است. این ممکن است نتیجتا منجر به این شود که دو یاتاقان سر موتور اصلی (جدول۳-۱ یاتاقان های شماره های ۴ و ۶) به تغییر آفست در یاتاقان های میانی شفت(جدول۳-۱ یاتاقان شماره ۳) ،حساس شوند. (مثلا افزایش آفست ۱mm در یاتاقان میانی شفت میل به شرایط بدون بارگذاری در یاتاقان موتور اصلی به اندازه ۲۵۴kN و اضافه کردن ۱۶۶ kN بار اضافی در یاتاقان شماره ۶ دارند).

۳-۲-۷-عکس العمل یاتاقان ها (Bearing Reactions)

نیروهای عکس العمل تکیه گاهی، طوری که رضایت بخش باشد یکی از ملاک های اولیه برای انجام عملیات هم محور سازی قابل قبول می باشد.

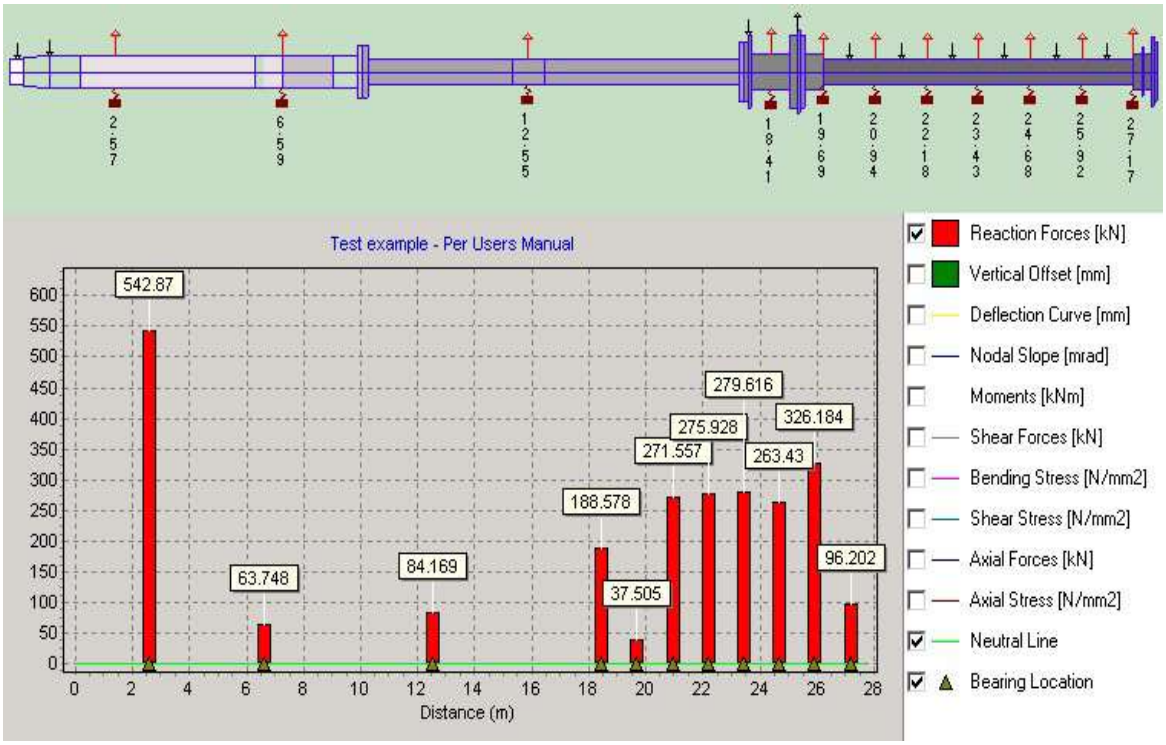
تخمین یک مرز پذیرش برای این کار مشکل است، همچنانکه پیش بینی عوامل تاثیر گذاری بر نیرو های تکیه گاهی کاری دشوار است.

در واقع، همترازی به شرطی قابل قبول است که عکس العمل های تکیه گاهی همیشه مثبت باشند(تحت تمامی شرایط/ شرایط بارگذاری) و هیچ یاتاقانی بدون نیروی عکس العمل نباشد. به هر حال، بنا به دلایل سودمندی باید حداقل ۱۰٪ بار مجاز که مطلوب می باشد، به منظور جلوگیری از شرایط بدون بارگذاری ناشی از اغتشاشات ناخواسته، بر یاتاقان اعمال شود. نیروی عکس العمل تنها معیار جهت چک شدن همترازی برای پذیرش نیست، بلکه محاسبه نامیزانی نسبی بین شفت و یاتاقان نیز از اهمیت بالایی برخوردار است.

شکل۳-۲ نیرو های عکس العمل تکیه گاهی کلیه یاتاقان ها در شفت را نشان می دهد. همانطور که می بینید، کمترین نیروی عکس العمل(به طور نسبی) مربوط به یاتاقان های میانی می شود و بیشترین این نیرو ها مربوط به یاتاقان های استرن تیوب می شود. پس طراحی یاتاقان استرن تیوب در مرحله اول و هم محور ساختن آن با شفت در مرحله دوم اهمیت حیاتی برای یک شناور دارد.

نکته:

(تمام این آنالیز ها با استفاده از نرم افزار همترازی ABS انجام شده است.)



شکل۳-۲: عکس العمل های تکیه گاهی

۳-۲-۸-خمش و تغییر شکل

ناهمترازی بین شفت و یاتاقان ها ممکن است از اطلاعات تعریف شده ایی توسط مقدار انحناء خمشی تعیین شده باشد. انحناء خمشی، زاویه انحراف شفت در هرگره را تعیین می کند. این زاویه از جایی که خط همترازی صفر است سنجیده می شود. در یک مورد هنگامی که تغییر شکل خمشی بدنه در آنالیز ها لحاظ شده، نامیزانی واقعی بین شفت و یاتاقان می بایست در نظر گرفته شود :

- شیب (زاویه) مطلق شفت
- تغییر زاویه ایی در خط مرکزی یاتاقان به علت تغییر شکل خمشی بدنه

برای مواردی که زاویه ناهمترازی بیش از حد زیاد است، ممکن است نیاز به درون تراشی دهانه یاتاقان یا مایل کردن یاتاقان شود.

۳-۲-۹-درون تراشی دهانه یاتاقان یا مایل کردن یاتاقان

درون تراشی دهانه یاتاقان یا مایل کردن یاتاقان در صنعت دریایی به عنوان شیوه ایی جهت جلوگیری از بارگذاری بیش از حد در پوسته ثابت یاتاقان نام گذاری شده است. نرم افزار ABS shaft alignment، یک شرایط عادی را برای تحلیل پوسته ثابت یاتاقان فراهم می آورد، که شامل بررسی شیب یاتاقان می شود (شکل۳-۳).

مقررات کلی در صنعت برای شیب سطح داخلی پوسته ثابت یاتاقان، $۰.۳ \times ۱۰^{-۳}\ rad$ می باشد. وقتی زاویه ناهمترازی از این مقدار بیشتر شود، معمولا درون تراشی دهانه یاتاقان استفاده می کنند.

۳-۲-۱۰-انحراف زاویه ایی در چرخ دنده اصلی

(Angular Inclination at the Main Gear Wheel)

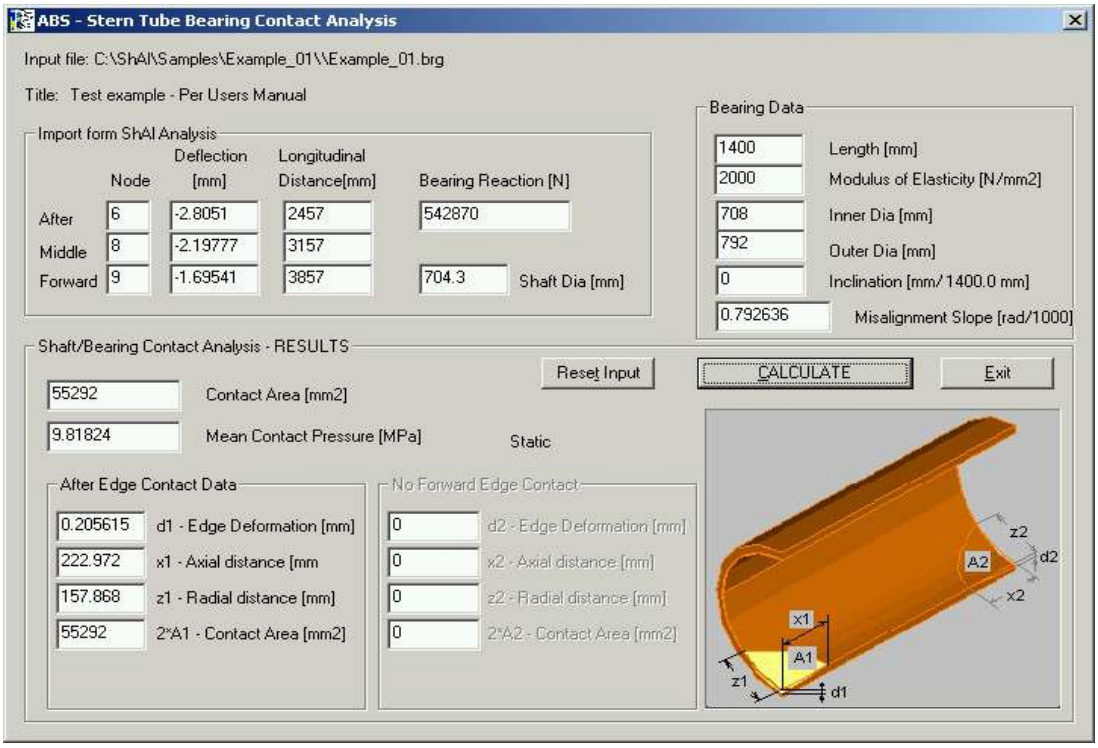
در نصب چرخ دنده کاهش دور موتور، بررسی انحنای خمشی و شرایط تماسی بین چرخ دنده اصلی و پینیون، قسمتی مهم در آنالیز هم محور سازی می باشد.

۳-۲-۱۱-نیروهای برشی و ممان های خمشی

نیروهای برشی و ممان های خمشی وارد بر شفت، و همچنین تنش ها، باید در محدوده های قابل قبولی باشد. نیرو ها و ممان های وارده بر ماشین آلات رانش، در محدوده هایی هستند که توسط کارخانجات مشخص شده اند.به علاوه، برخی تولیدکنندگان موتور دیزل، باید برای نیروهای برشی و ممانهای خمشی موتور اصلی پس از فلانج، محدوده و مرز هایی را تعیین کنند تا موتور از مضررات احتمالی در امان بماند.

۳-۲-۱۲-بار مجاز تکیه گاهی

بار تکیه گاهی مجاز، ارتباط مستقیمی نسبت به تنش های فشاری قابل قبول، مطابق با جنس یاتاقان ها دارد. قوانین جاری ABS ، برای یاتاقان استرن تیوب وقتی که فلز باشد، معیار $۰.۸N/mm^2$ و هنگامی که از مواد مرکب روغن کاری شده باشد، معیار $۰.۶ N/mm^2$ را حد مجاز تنش در نظر گرفته است. با پذیرش این معیار ها، تنش های فشاری ناشی از بار تکیه گاهی در سرتاسر سطح تصویر شده این یاتاقان تخمین زده می شود. نرم افزار جامع ABS-Shaft Alignment ، امکان آنالیز شرایط بارگذاری نیروهای استاتیکی در پوسته ثابت یاتاقان ناشی از تماس بین شفت و یاتاقان را فراهم می کند (شکل۳-۳).



شکل۳-۳: برنامه ارزیابی و تحلیل پوسته ثابت یاتاقان

۳-۲-۱۳-طراحی

هنگام طراحی هم محور سازی شفت، به نکات ویژه ایی باید پرداخته شود از جمله :

- موقعیت یاتاقان استرن تیوب
- مدل سازی میل لنگ
- تنظیم آفست یاتاقان های میانی شفت
- عملیات نشست قاب موتور
- اهمیت درون تراشی دهانه یاتاقان ها
- روند نشست و درز (Sag & Gap)
- لقی اولیه یاتاقان
- قوه ارتجاع الاستیسیته یاتاقان
- جنس و ماده یاتاقان

و شرایطی که به صورت مقدماتی باید راضی کننده باشد :

- عکس العمل های تکیه گاهی
- توزیع بار در یاتاقان
- خمش در میل لنگ
- زاویه انحراف دنده در چرخ دنده ها

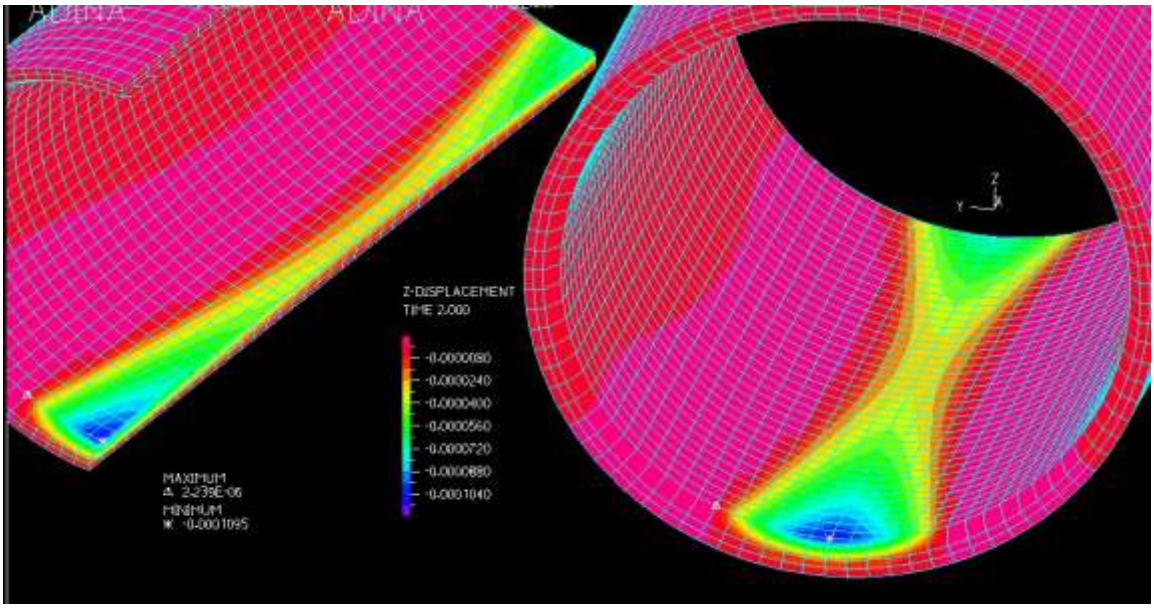
۳-۲-۱٤-یاتاقان استرن تیوب

طراحی یاتاقان استرن تیوب به طور قابل توجهی با دیگر یاتاقان های شفت تفاوت دارد. طول این یاتاقان به طور قابل ملاحظه ایی بزرگتر از یاتاقان های ژورنال قرار گرفته در میانه شفت یا موتور است.

شرایط مطلوب، نامیزانی صفر است وقتی که شفت بیشترین سطح تماس و کمترین فشار تماسی با پوسته یاتاقان دارد (شکل۳-۴). تحت شرایط ایده آل، ناحیه تماسی بین حاشیه جلو و عقب یاتاقان قرینه شده است.

۳-۲-۱۵-شرایط لازم کلاس رده بندی

حداکثر مقدار نامیزانی قابل قبول بین شفت و یاتاقان، $۰.۳ \times ۱۰^{-۳}\ rad$ تعیین شده است که بطور وسیع در صنایع دریایی بکار گرفته می شود. چنانچه این مقدار بیش از حد مجاز شده باشد، کم کردن زاویه نامیزانی بوسیله درون تراشی یاتاقان یا متمایل کردن یاتاقان (Slope Boring or Bearing inclination) لحاظ می گردد. میزان ایمنی این تلرانس هنوز توضیح داده نشده و این معیار نباید کورکورانه بکار گرفته شود. این مطلب طوری پیچیده است که زاویه نامیزانی مستقیما بر اعمال هیدرودینامیکی یاتاقان تاثیر می گذارد و به تحلیل دینامیکی بر هم کنش بین سازه- سیال نیاز است. قاعده مورد نیاز برای طول یاتاقان ها، حداقل ۱.۵ برابر قطر شفت است.



شکل ۳-۴: شرایط ایده آل ناحیه تماسی یاتاقان بوسیله شفت (زاویه نامیزانی صفر)

۳-۲-۱۶-مدل سازی

روند مدل سازی همترازی شفت شامل موارد زیر می شود:

- یافتن آفست مناسب یاتاقان که با تمامی شرایط عملیاتی سازگار باشد.
- مشخص کردن محل نقطه تماس در یاتاقان استرن تیوب
- مشخص کردن سطح تماس و بار یاتاقان
- محاسبه اختلالات خمشی بدنه و انبساط دمایی سازه

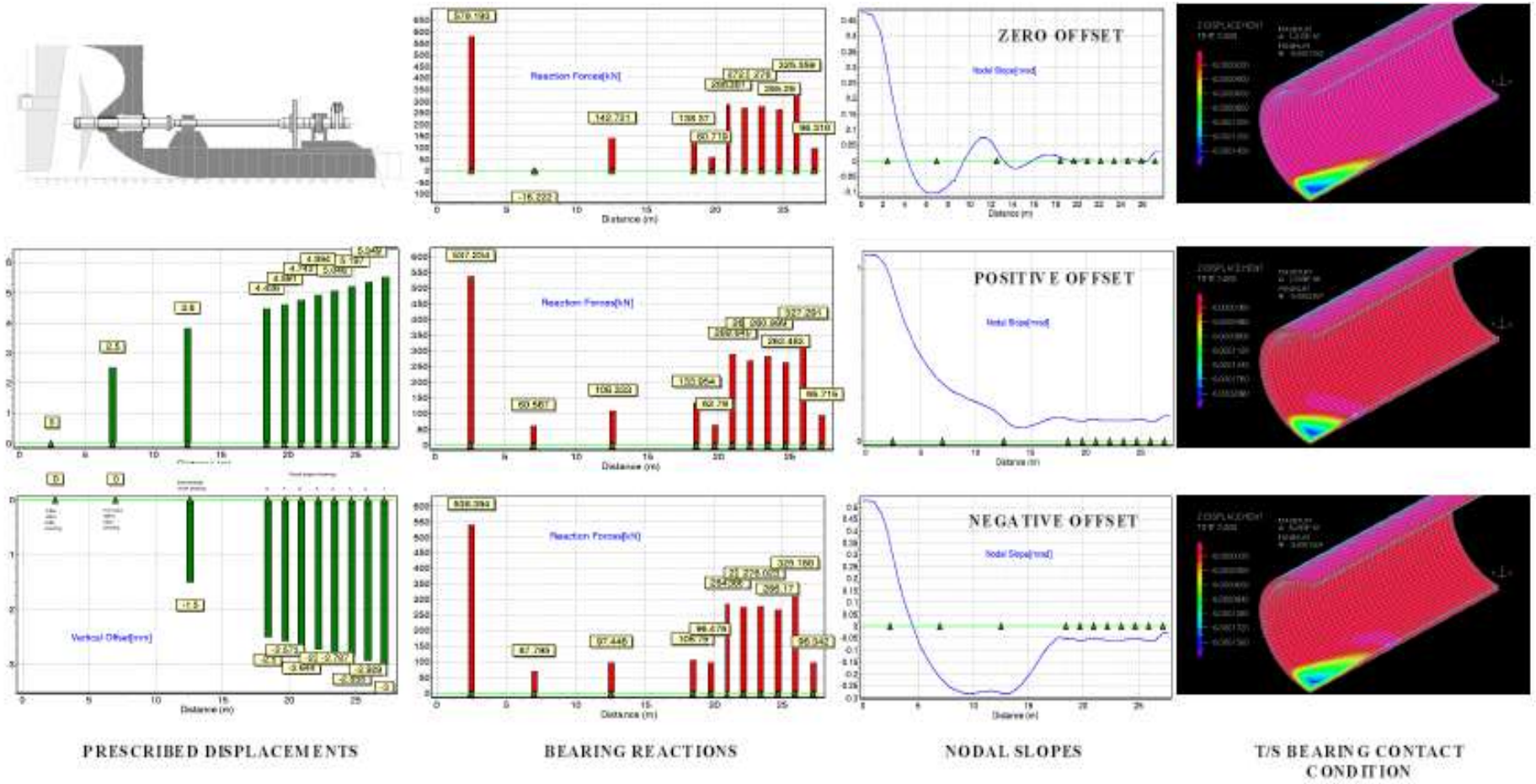
همانطور که در زیر نشان داده شده است، سه راه حل برای عمل همترازی جهت بررسی چگونگی تماس هایشان بر توزیع بار در سرتاسر یاتاقان استرن تیوب تحلیل شده است. این سه راه حل به طراحی های همترازی متفاوتی می رسند و بر روی نصب یک موتور- شفت VLCC مقایسه شده اند :

- آفست همترازی صفر (Zero offset alignment)
- آفست همترازی مثبت (Positive offset alignment)
- آفست همترازی منفی (Negative offset alignment)

آفست همترازی صفر: آفست صفر اشاره به این دارد که موقعیت یاتاقان ها با شفت مستقیم ایده آل که خط مرکزی کاملا افقی و بدون تغییر است، تطابق دارد. نتیجه این تحلیل همترازی که با آفست صفر یاتاقان ها انجام شده، اغلب رضایت بخش نیستند. در مثال نشان داده شده (شکل۳-۵ ردیف اول)، قسمت جلوی یاتاقان استرن تیوب برای آفست صفر، کاملا بی بار شده است در حالی که روند توزیع بار در قسمت عقبی یاتاقان استرن تیوب خیلی خوب، به طور نسبی در سطح بیشتری از تماس بین شفت و یاتاقان انجام شده است.

آفست همترازی مثبت: آفست همترازی مثبت بوسیله طرحی در سیستم شفت بندی مشخص شده اند که بیشتر یاتاقان ها در سیستم، بالاتر از موقعیت یاتاقان استرن تیوب قرار گرفته اند. این آفست یاتاقان باید طوری انتخاب شود که معیار های همترازی را ارضا کند. در این مثال (شکل۳-۵ ردیف دوم)، عکس العمل های تکیه گاهی همگی قابل قبول هستند. اما ناحیه تماسی بین شفت و یاتاقان آنقدر خوب نیست. شیب نامیزانی نسبی بین شف و یاتاقان، $۰.۸۵۵mrad$ برآورد شده است.

شکل۳-۵: تماس پوسته ثابت یاتاقان با شفت به عنوان تابعی از طراحی همترازی



آفست همترازی منفی: آفست همترازی مثبت بوسیله طرحی در سیستم شفت بندی مشخص شده اند که بیشتر یاتاقان ها در سیستم پایین تر از موقعیت یاتاقان استرن تیوب قرار گرفته اند . این آفست یاتاقان باید طوری انتخاب شود که معیار های همترازی را ارضا کند . در این مثال (شکل۳-۵ ردیف سوم) عکس العمل های تکیه گاهی همگی قابل قبول هستند و ناحیه تماسی نسبتا بزرگ است (تقریبا دو برابر بزرگ تر از شیوه آفست همترازی مثبت). شیب نامیزانی نسبی بین شفت و یاتاقان، $0.213\ mrad$ برآورد شده است.

۳-۲-۱۷-مدل سازی تماسی یاتاقان استرن تیوب

موضوعات مرتبط :

- قابلیت کشسانی یاتاقان
- سائیده گی و له شدن یاتاقان
- بازرسی و معاینه سائیده گی یاتاقان
- تنظیم آفست یاتاقان میانی شفت

مطلب ویژه ایی که در این پاراگراف نشان داده شده، مدل کردن تماس بین شفت و یاتاقان استرن تیوب است. شیوه هایی که در زیر پیشنهاد شده، شفافیت بیشتری نسبت به مسائل و مشکلات نشان می دهد:

۳-۲-۱۸-شیوه پیشنهادی

هنگامی که برنامه ABS Shaft Alignment به کار گرفته می شود، پیشنهاد می شود هنگامی که حالت تماسی یاتاقان استرن تیوب مدل شد، رویکرد های زیر اجرا شود :

i) مدل کردن یاتاقان استرن تیوب طوری که دو نقطه تماس در لبه های یاتاقان قرار داده شود.

ii) تعریف کردن آفست یاتاقان هایی که معیار همترازی در آن ها رضایت بخش بوده است.

iii) به پیش گرفتن تحلیلی جدید با نقطه تماسی منفرد بوسیله حذف نقطه تماسی جلویی.

iv) آفست یاتاقان های یکسان باتوجه به آنالیز های دو نقطه بکار گرفته شوند.

v) شرایط تماسی یاتاقان با ارزیابی سطح مشترک یاتاقان، ارزیابی شود.

vi) بعد از آن، نقطه تماسی با توجه به نتایج برنامه ارزیابی تماسی یاتاقان، اصلاح شود.

vii) اینک، درون تراشی (Slope Boring) برای این همترازی تصحیح شده، تعریف شود.

۳-۲-۱۹-نقطه تماسی منفرد در برابر تماس دو نقطه ایی

در تحلیل همترازی شفت، تماس بین شفت و یاتاقان معمولا برای نقطه تماسی منفرد مدل می شود. این نقطه تماسی موقعیت فرضی عکس العمل تکیه گاهی را نشان می دهد. موقعیت نقطه تماسی شدت عکس العمل، و حتی مهم تر از این، شیب نامیزانی بین شفت و یاتاقان را مشخص می کند.

به هر حال مدل سازی نقطه تماسی منفرد تنها راه دستیابی به تحلیل درست نیست. تماس دو نقطه ایی نیز به همان اندازه صحیح است، اما فقط اگر اول نقطه تماسی منفرد بررسی شود وهمچنین درون تراشی دهانه یاتاقان برای حل نقطه منفرد مشخص شود. نرم افزار همترازی ABS, توانایی ارزیابی سطح تماسی را دارد و پیش بینی های نسبتا درستی از شرایط یاتاقان ها هنگامی که شفت چرخشی ندارد یا خیلی کند می چرخد(قبل از اینکه فیلم روغن پخش شود). با توجه به تعداد نقطه های تماسی، اگر نرم افزار ABS مورد استفاده قرار بگیرد، به مهندسان پیشنهاد می شود که ترکیبی از تماس دو نقطه ایی و تک نقطه ایی را برای رسیدن به مطلوب استفاده کنند. در غیر این صورت توصیه شده که تماس تک نقطه ایی شرایط مطلوب را بخوبی و با در نظر گرفتن نقطه تماس در $D/۳$ (یک سوم قطر شفت) لبه عقبی یاتاقان ایجاد می کند.

بنابراین، هنگامی که یک سیستم آنالیز می شود، دو نقطه تماس مطلوب نمی باشد.به طوری که تماس دو نقطه فقط درموارد خاص و به ندرت درطول عمر یک کشتی وجود خواهد داشت. پس مدل سازی تماس دو نقطه ایی بدون تایید تماس نقطه منفرد قابل پذیرش نخواهد بود.

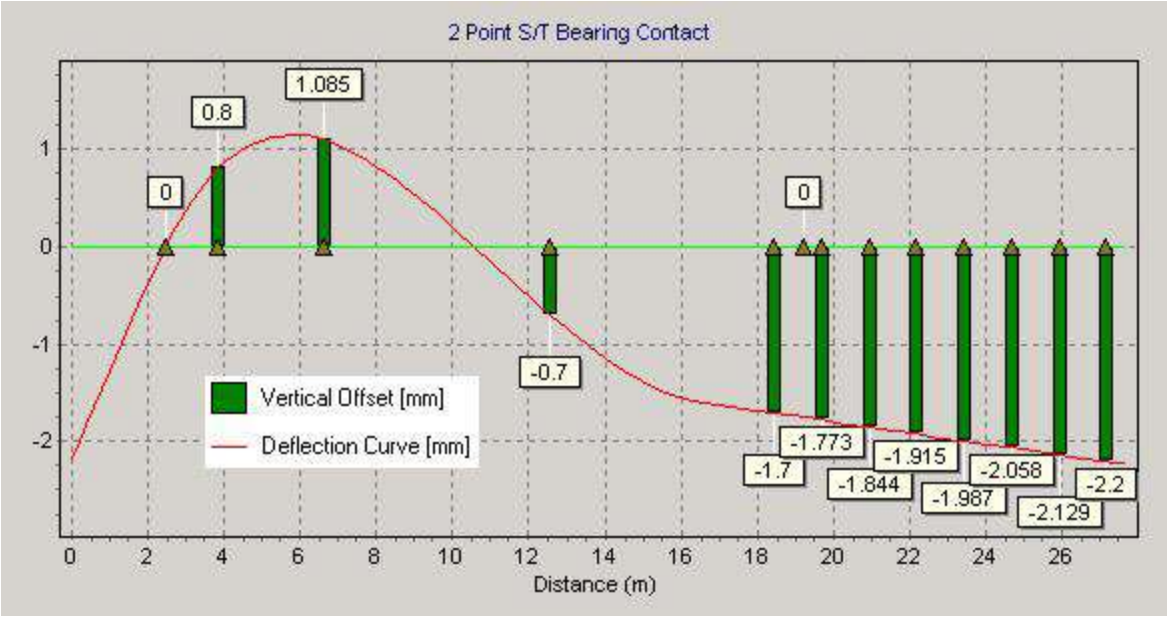
۳-۲-۲۰-مثال تحلیلی

در زیر، هر دو حل یعنی هم تک نقطه و هم دو نقطه تحلیل نرم افزاری شده است و روند زیر پیشتهاد شده :

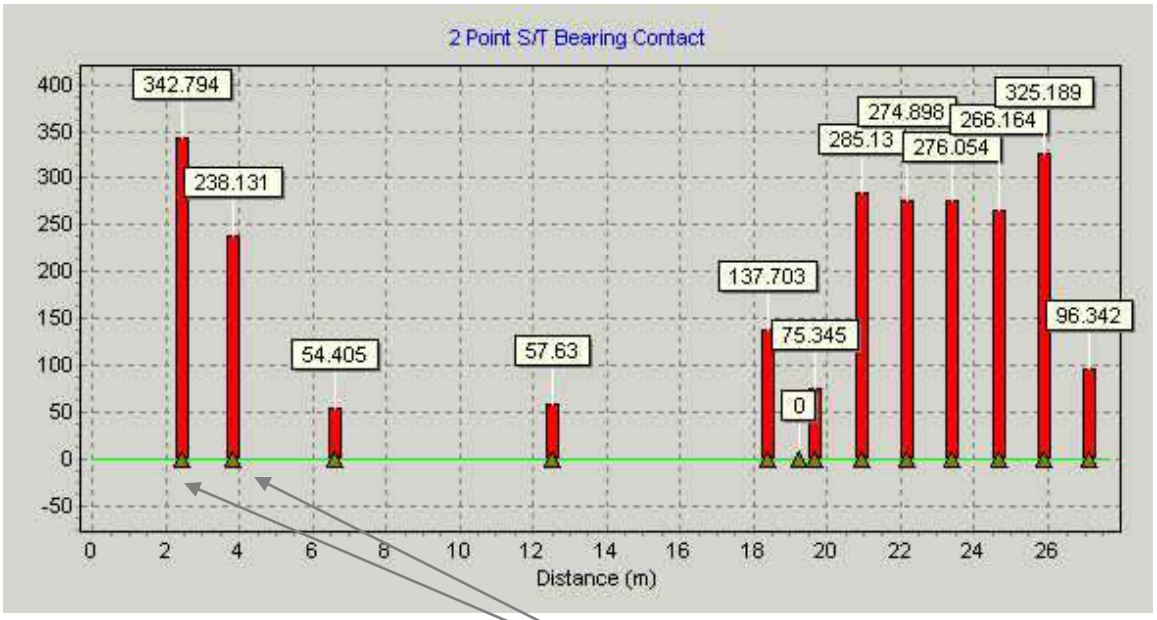
۱) تماس دو نقطه (*Two Point Contact*) : سیستم با یاتاقان جلویی استرن تیوب

به طور جدی توصیه می شود که این راه حل برای موارد گذرا لحاظ شود و تماس تک نقطه ایی حصول رضایت کار را تایید کند.

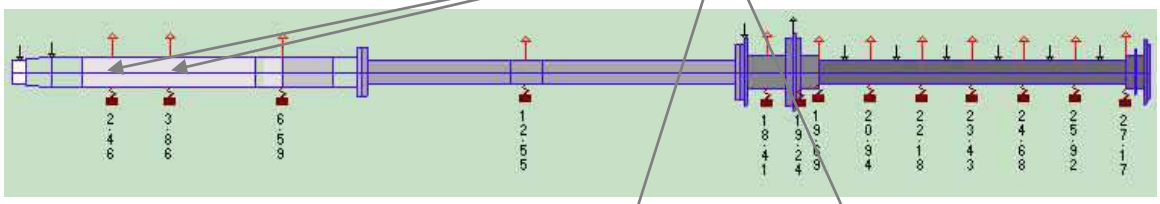
a) آفست یاتاقان ها طوری انتخاب شده تا عکس العمل های تکیه گاهی رضایت بخش باشند. در تحلیل تماس دو نقطه ایی ، شیب نامیزانی صفر است.

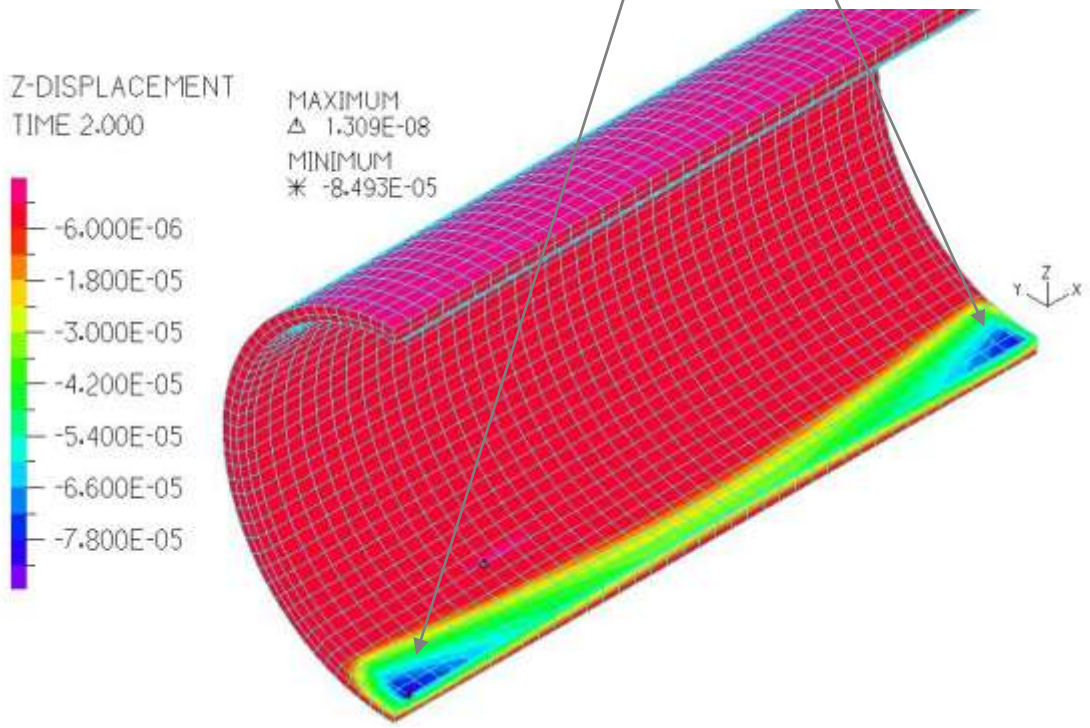


b) عکس العمل ها به درستی تایید می شود.



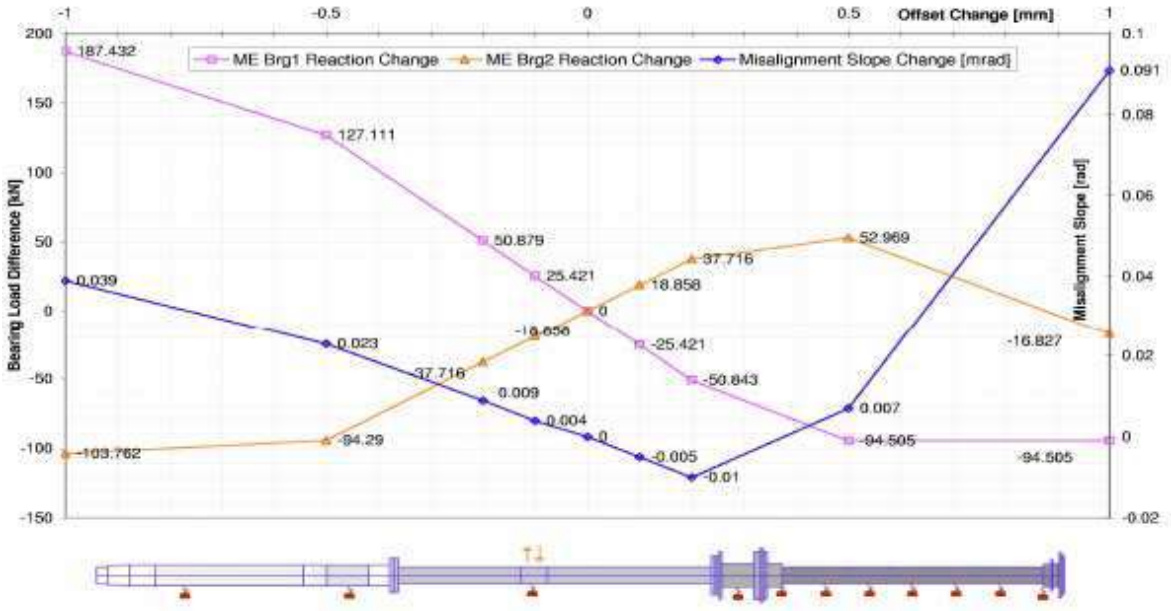
c) نقاط تماسی در قسمت عقب و جلوی لبه های یاتاقان استرن تیوب انتخاب شده اند.





(در این دیدگاه توصیه نمی شود که از $D/3$ لبه یاتاقان شروع کنیم.)

d) آنالیز همترازی با در نظر گرفتن نقاط تماسی منفرد تکرار می شود. اگر آنالیز تک نقطه رضایت بخش نباشد، این تحلیل (تماس دو نقطه ایی) پذیرفتنی نیست.



شکل۳-۶: حساسیت سیستم به تغییرات ارتفاع یاتاقان میانی

جدول۳-۲: ماتریس ضریب تاثیر برای سیستم با دو تکیه گاه در استرن تیوب

RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-Offset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	Supp.	< 7> 1	< 14> 2	< 27> 3	< 41> 4	< 45> 5	< 46> 6	< 48> 7	< 50> 8	< 52> 9	< 54> 10	< 56> 11	< 58> 12
< 7>	1	4.598	-8.354	*4.963*	-3.354	0.000	2.206	-0.072	0.015	-0.003	0.001	-0.000	0.000
< 14>	2	-8.354	16.063	*-11.351*	10.113	0.000	-6.653	0.218	-0.044	0.009	-0.002	0.000	-0.000
< 27>	3	*4.963*	*-11.351*	*13.478*	*-25.460*	*0.000*	*18.883*	*-0.619*	*0.126*	*-0.026*	*0.005*	*-0.001*	*0.000*
< 41>	4	-3.354	10.113	*-25.460*	166.620	0.000	-250.841	123.821	-25.141	5.104	-1.035	0.202	-0.028
< 45>	5	-0.000	0.000	*-0.000*	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
< 46>	6	2.206	-6.653	*18.883*	-250.841	0.000	511.836	-379.403	125.081	-25.395	5.148	-1.004	0.141
< 48>	7	-0.072	0.218	*-0.619*	123.821	0.000	-379.403	461.940	-295.733	108.086	-21.910	4.273	-0.599
< 50>	8	0.015	-0.044	*0.126*	-25.141	0.000	125.081	-295.733	389.320	-280.955	104.921	-20.460	2.870
< 52>	9	-0.003	0.009	*-0.026*	5.104	0.000	-25.395	108.086	-280.955	386.156	-279.504	100.648	-14.120
< 54>	10	0.001	-0.002	*0.005*	-1.035	0.000	5.148	-21.910	104.921	-279.504	381.883	-259.045	69.538
< 56>	11	-0.000	0.000	*-0.001*	0.202	0.000	-1.004	4.273	-20.460	100.648	-259.045	281.235	-105.848
< 58>	12	0.000	-0.000	*0.000*	-0.028	0.000	0.141	-0.599	2.870	-14.120	69.538	-105.848	48.046

سطر و ستون سوم در ماتریس ضریب تاثیر ذکرشده در جدول بالا نشان دهنده تغییرات در عکس العمل تکیه گاهی در تمامی یاتاقان های سیستم است، وقتی که ارتفاع قرارگیری یاتاقان ۳، به اندازه mm ۰.۱ تغییر کند.

مزایا:

- ناهمترازی یاتاقان انتهایی استرن تیوب، نسبت به تنظیم یاتاقان میانی ، بسیار حساس است.

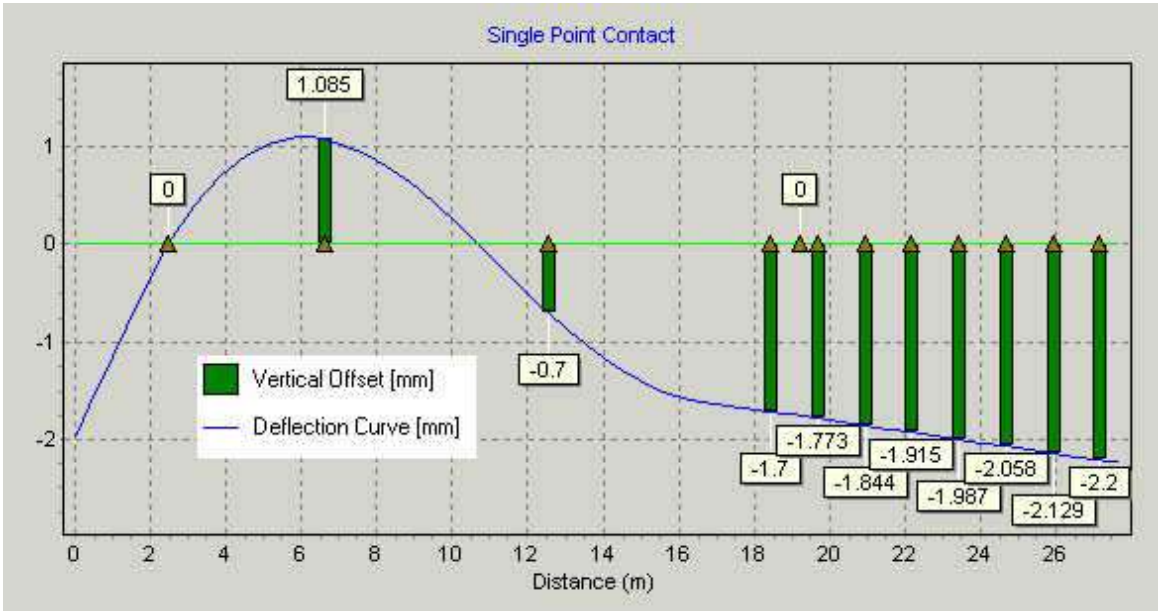
- زاویه ناهمترازی در یاتاقان انتهایی استرن تیوب، کمتر تحت تاثیر تغییرات در ارتفاع قرارگیری یاتاقان میانی خواهد بود.

معایب:

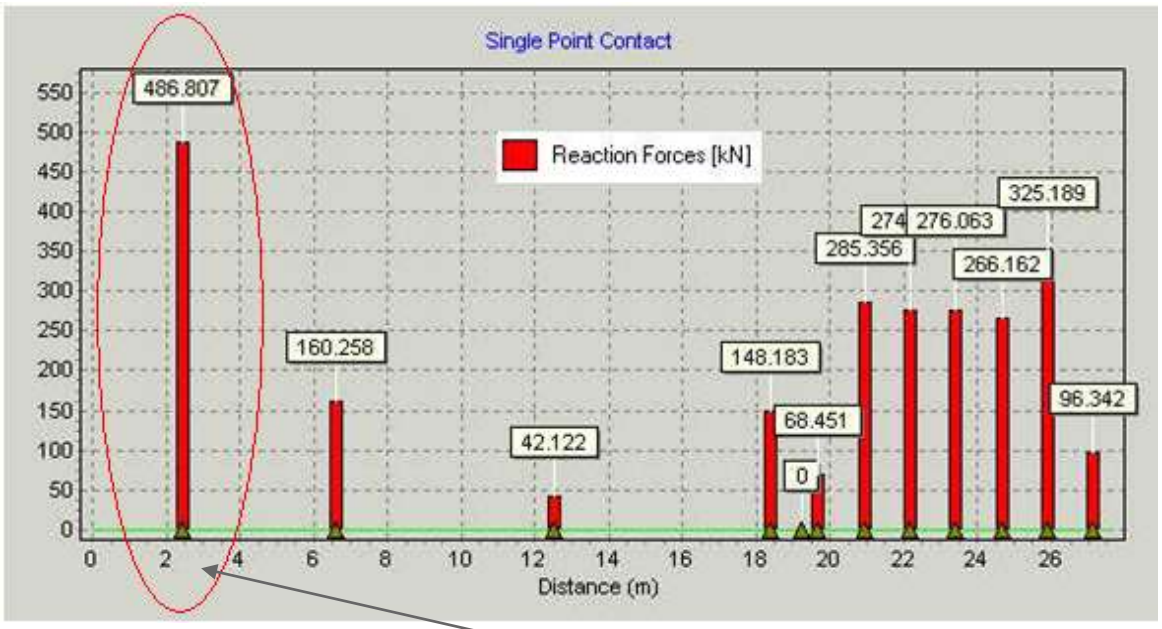
- سیستم، از صلبیت بیشتری برخوردار است .بنابراین کمتر می تواند خود را با تغییر شکل بدنه، وفق دهد.
- شدت یکسان تغییر شکل بدنه، هم محورسازی را به طور بدتری تحت تاثیر قرار می دهد و انحراف عکس العمل تکی هگاه، برای تغییر یکسان در ارتفاع بالاتر قرارگیری یاتاقان، از هنگامی که سیستم بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب باشد، بیشتر است.

۲) تماس تک نقطه (*Single Point Contact*): سیستم بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب

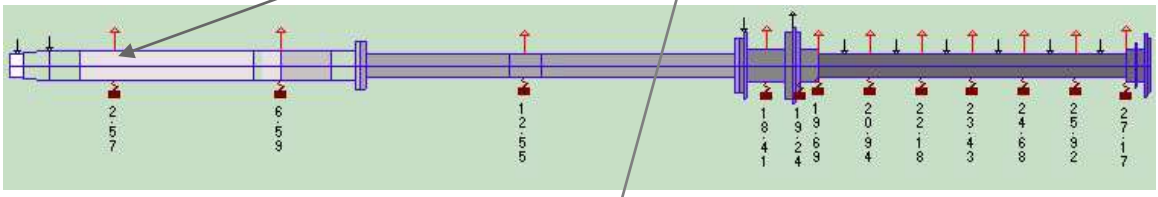
a) آفست یاتاقان ها طوری انتخاب شده تا عکس العمل های تکیه گاهی رضایت بخش باشند.

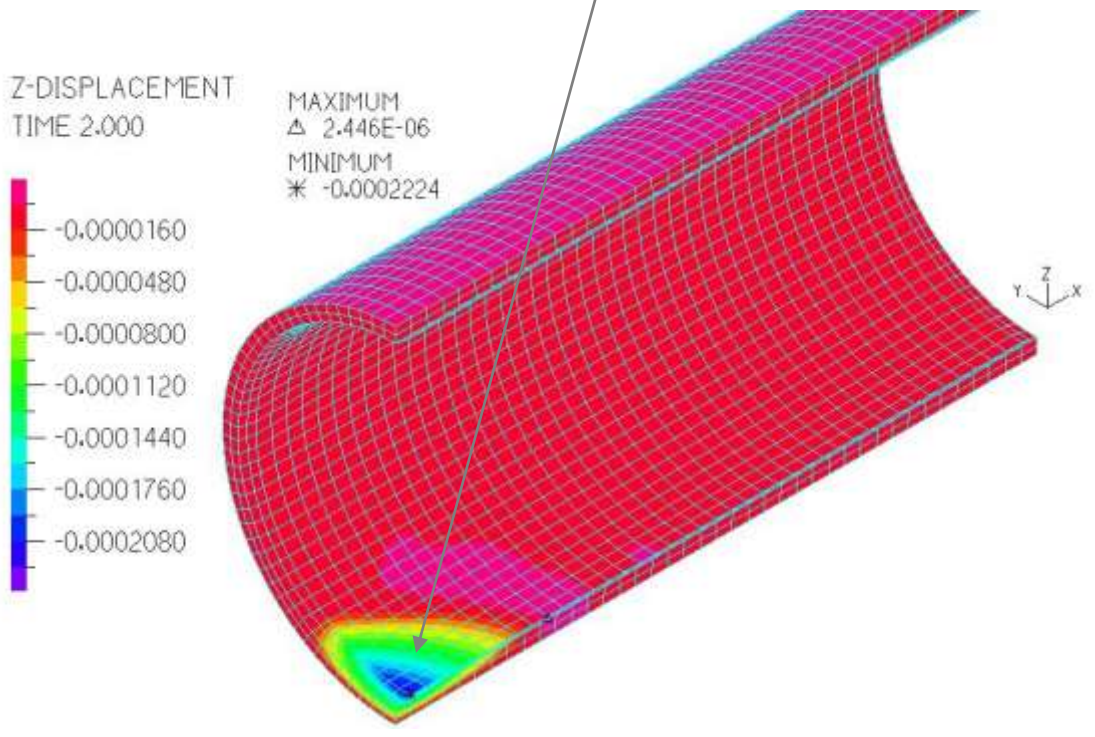


b) عکس العمل ها به درستی تایید می شوند.



c) نقطه تماس در قسمت عقبی لبه یاتاقان استرن تیوب انتخاب می شود. (و به طور مطلوب در $D/3$ از لبه عقبی)



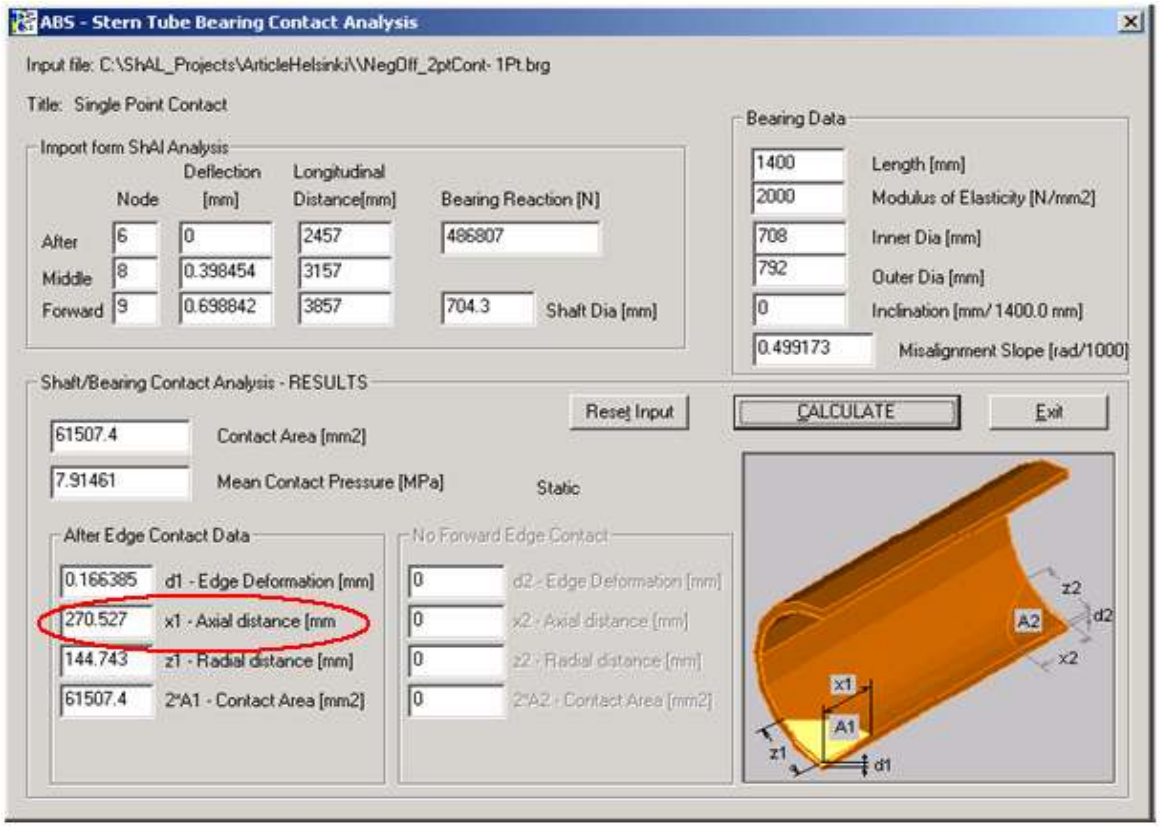


d) زاویه نامیزانی و شرایط تماسی ثبت و تحلیل می شود.

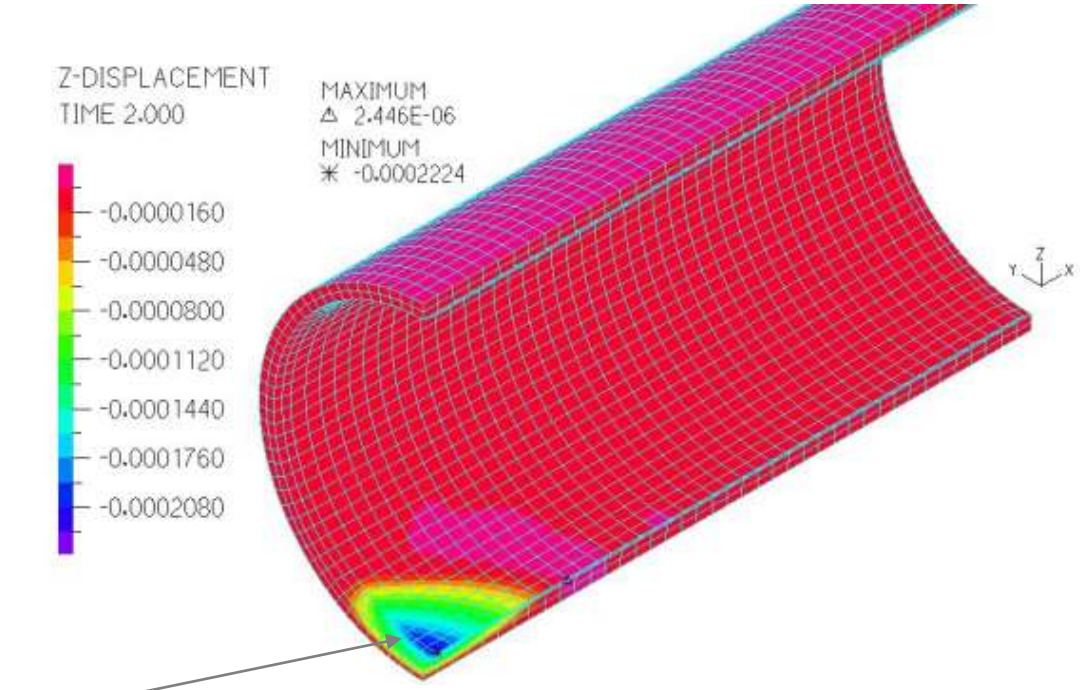
در تحلیل های همترازی بالا، تماس بین یاتاقان و شفت به طور دلخواهی در لبه عقبی یاتاقان قرار داده شده است.

اما از ارزیابی عادی تماسی یاتاقان (قسمت مشخص شده در شکل زیر) دیده شده که سطح تماسی در حدود ۲۷۰ *mm* از لبه عقبی یاتاقان برقرار می باشد (x1-Axial distance [*mm*]).

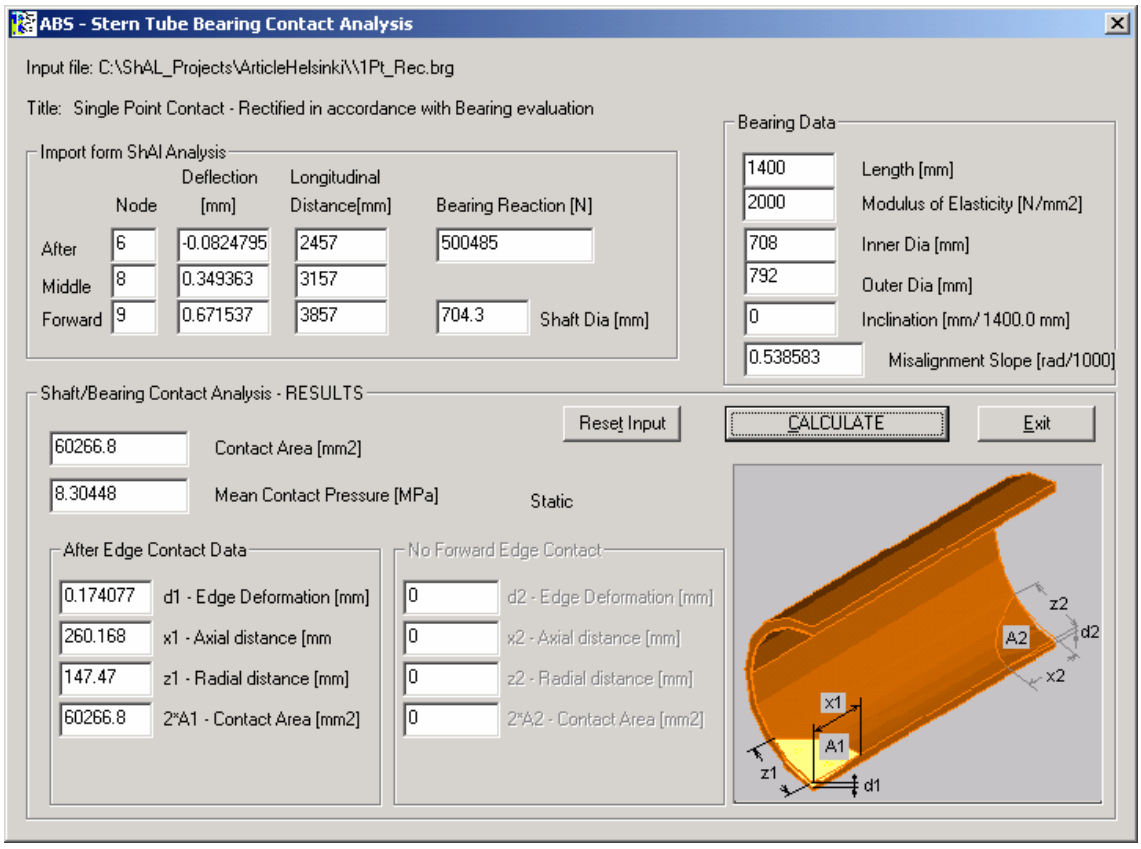
بنابراین پیشنهاد شده که در ابتدا فرض شود نقطه تماس صحیح باشد و به سمت جلو حرکت کند.



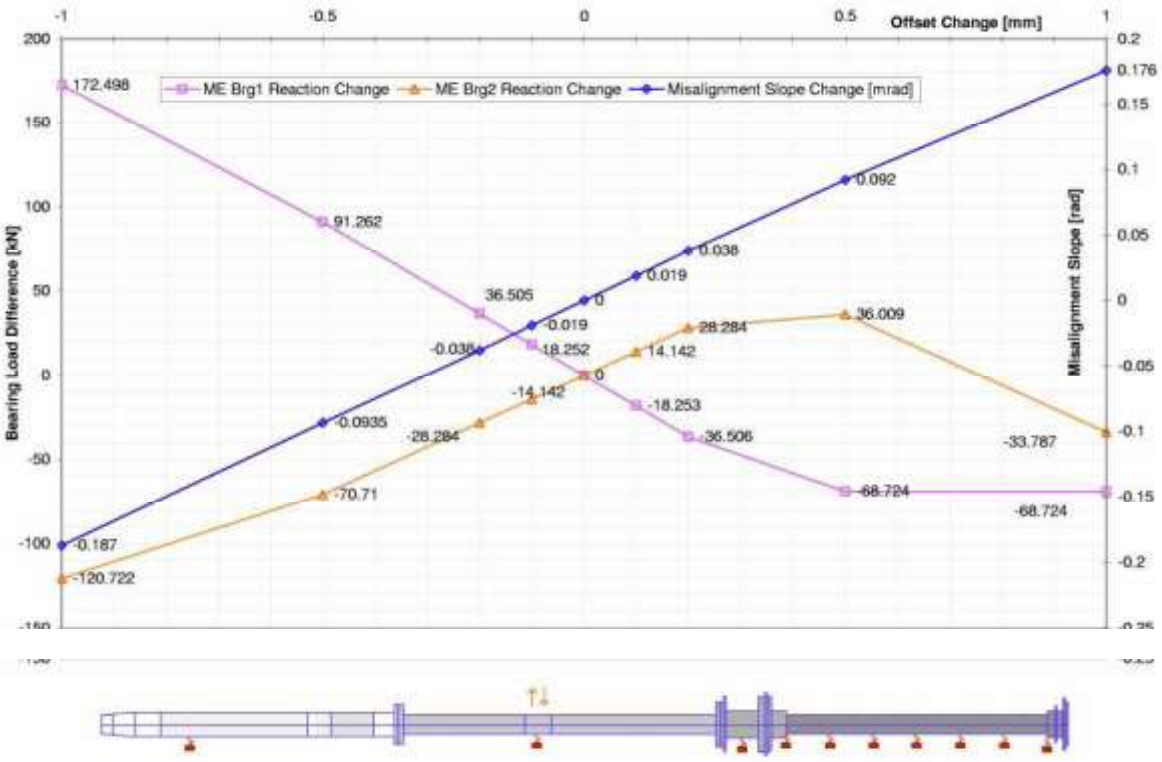
e) آنالیز همترازی برای اصلاح کردن نقطه تماسی تکرار می شود.



هم اکنون، آنالیزهای همترازی در مسیر صحیحی هدایت می شود. موقعیت نقطه تماسی یاتاقان، به طرف جلو تر منتقل شده است (شکل۳-۷).



شکل۳-۷: آنالیز نامیزانی صحیح برای تماس تک نقطه ایی



شکل۳-۸: حساسیت سیستم با مدل یک تکیه گاهی استرن تیوب، به تغییرات ارتفاع یاتاقان میانی

جدول۳-۳: ماتریس ضریب تاثیر برای سیستم با یک تکیه گاه دراسترن تیوب

RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-0ffset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	Supp.	< 7> 1	< 27> 2	< 41> 3	< 45> 4	< 46> 5	< 48> 6	< 50> 7	< 52> 8	< 54> 9	< 56> 10	< 58> 11
< 7>	1	0.254	-0.940	1.905	0.000	-1.253	0.041	-0.008	0.002	-0.000	0.000	-0.000
< 27>	2	-0.940	5.458	-18.314	0.000	14.182	-0.465	0.094	-0.019	0.004	-0.001	0.000
< 41>	3	1.905	-18.314	160.253	0.000	-246.653	123.683	-25.113	5.099	-1.034	0.202	-0.028
< 45>	4	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000
< 46>	5	-1.253	14.182	-246.653	0.000	509.081	-379.313	125.063	-25.391	5.147	-1.004	0.141
< 48>	6	0.041	-0.465	123.683	0.000	-379.313	461.937	-295.732	108.085	-21.910	4.273	-0.599
< 50>	7	-0.008	0.094	-25.113	0.000	125.063	-295.732	389.320	-280.955	104.921	-20.460	2.870
< 52>	8	0.002	-0.019	5.099	0.000	-25.391	108.085	-280.955	386.156	-279.504	100.648	-14.120
< 54>	9	-0.000	0.004	-1.034	0.000	5.147	-21.910	104.921	-279.504	381.863	-259.045	69.538
< 56>	10	0.000	-0.001	0.202	0.000	-1.004	4.273	-20.460	100.648	-259.045	261.235	-105.848
< 58>	11	-0.000	0.000	-0.028	0.000	0.141	-0.599	2.870	-14.120	69.538	-105.848	48.046

سطر و ستون ۲ در جدول بالا نشان می دهد اگر ارتفاع یاتاقان ۲ به اندازه mm ۱ تغییر کند، تغییرات در عکس العمل تکیه گاهی در همه یاتاقان های سیستم، به چه نحو خواهد بود.

نتایج همانطور که انتظار می رفت، : زاویه نامیزانی از $mrad$ ۰.۴۹۹ به $mrad$ ۰.۵۳۸ افزایش یافت، بنابراین طول تماسی به mm ۲۶۰ از لبه عقبی یاتاقان کاهش می یابد.

از تحلیل های بالا اینطور می توانیم نتیجه گیری کنیم که نقطه تماسی بین شفت و یاتاقان استرن تیوب نقش مهمی را در مشخص کردن زاویه نامیزانی و شرایط شیب دهانه یاتاقان بازی می کند. پیشنهاد شده که ناحیه تماسی به جهت اطمینان از بهینه ترین شیب دهانه یاتاقان برای شرایط مختلف شناور بررسی شود.

مزایا:

- سیستم انعطاف بیشتری دارد، پس به تغییر شکل بدنه، کم تر حساس است.
- شدت یکسان در تغییر شکل بدنه، باعث تغییر کمتر در عکس العمل یاتاقانها نسبت به حالتی که یاتاقان جلویی استرن تیوب وجود دارد، می شود که بی بار کردن یاتاقان ها در طول خط شفت را دشوار می کند.

معایب:

- زاویه ناهمترازی در یاتاقان انتهایی استرن تیوب، با تغییر در آفست قرارگیری یاتاقان شفت میانی، بیشتر تحت تاثیر قرار می گیرد.

نتیجه گیری کلی :

با توجه به نتایج به دست آمده، هنگامی که شفت در حالت دوران است، بهترین حالت مدل سازی تماس در یاتاقان استرن تیوب، مدل دو نقطه ای می باشد. به همین دلیل در مدل سازی حالت دینامیک، مدل تماس دو نقطه ای را در نظر گرفتیم. هم چنین با توجه به انعطاف بیشتر خط شفت نسبت به تغییر شکل بدنه، در حالت استاتیک، مدل تک نقطه ای مورد استفاده قرار گرفت.

۳-۲-۲۱-مدل سازی میل لنگ (Crankshaft Modeling)

موضوعات مرتبط :

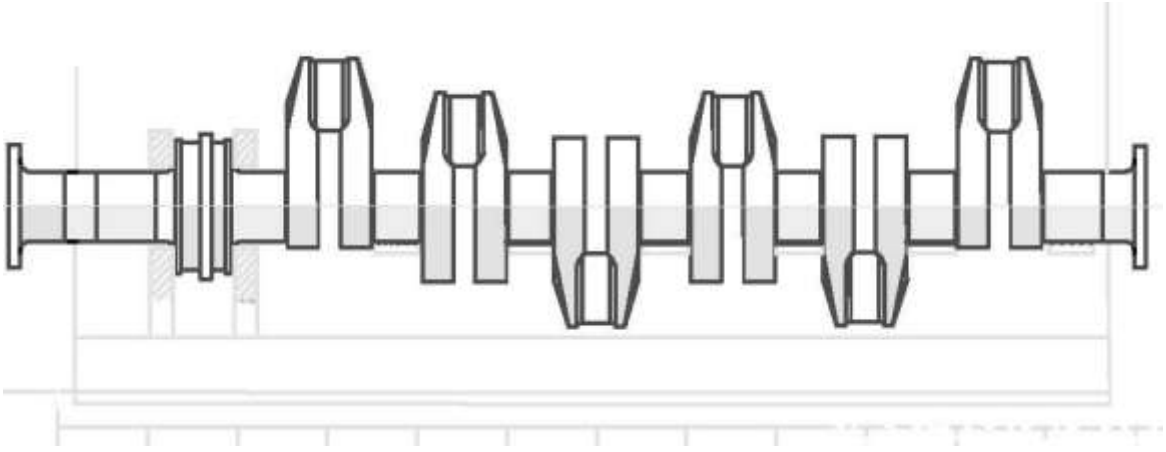
- روند نشست و درز

- به کار گیری مدل جزئی معادل
- نامیزانی یاتاقان موتور
- اندازه گیری های همترازی، روش Jack up

مدل سازی میل لنگ دارای حساسیت ویژه ایی است و بعضی اوقات جای بحث دارد که در زیر توضیح داده شده است.

یاتاقان های موتورهای دیزل بزرگ دو زمانه به شرایط همترازی حساس هستند و وقوع خسارات و نواقص در رابطه با همترازی یاتاقان های موتور دیزل، اصولا به دنبال موارد زیر پدید می آیند :

- مجاورت یاتاقان های موتور در کنار هم
- خمش پذیری نسبی سازه موتور
- پیچیدگی در طراحی میل لنگ



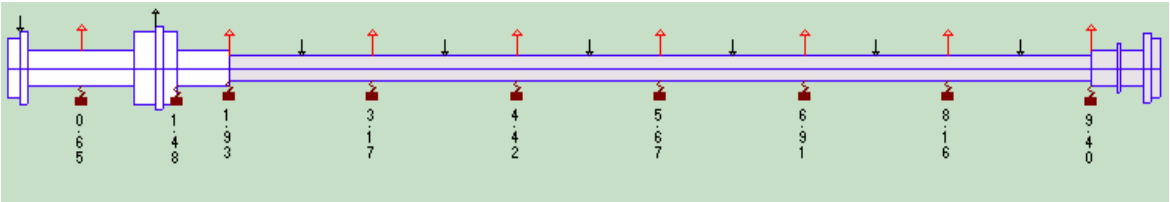
شکل۳-۹: نمای کلی از ساختمان میل لنگ

نکته مهمی که برای مدل میل لنگ هنگامی که همترازی پیاده می شود باید توجه شود و همچنین اولین مرحله برای حصول اطمینان از کیفیت همترازی در پی درستی مدل میل لنگ معادل استنتاج می شود. برای

مدل سازی می بایست طرحی سه بعدی تمام رخ از مدل میل لنگ ارائه شود ولی برای تحلیل های صنعتی همترازی شفت مناسب نمی باشد.

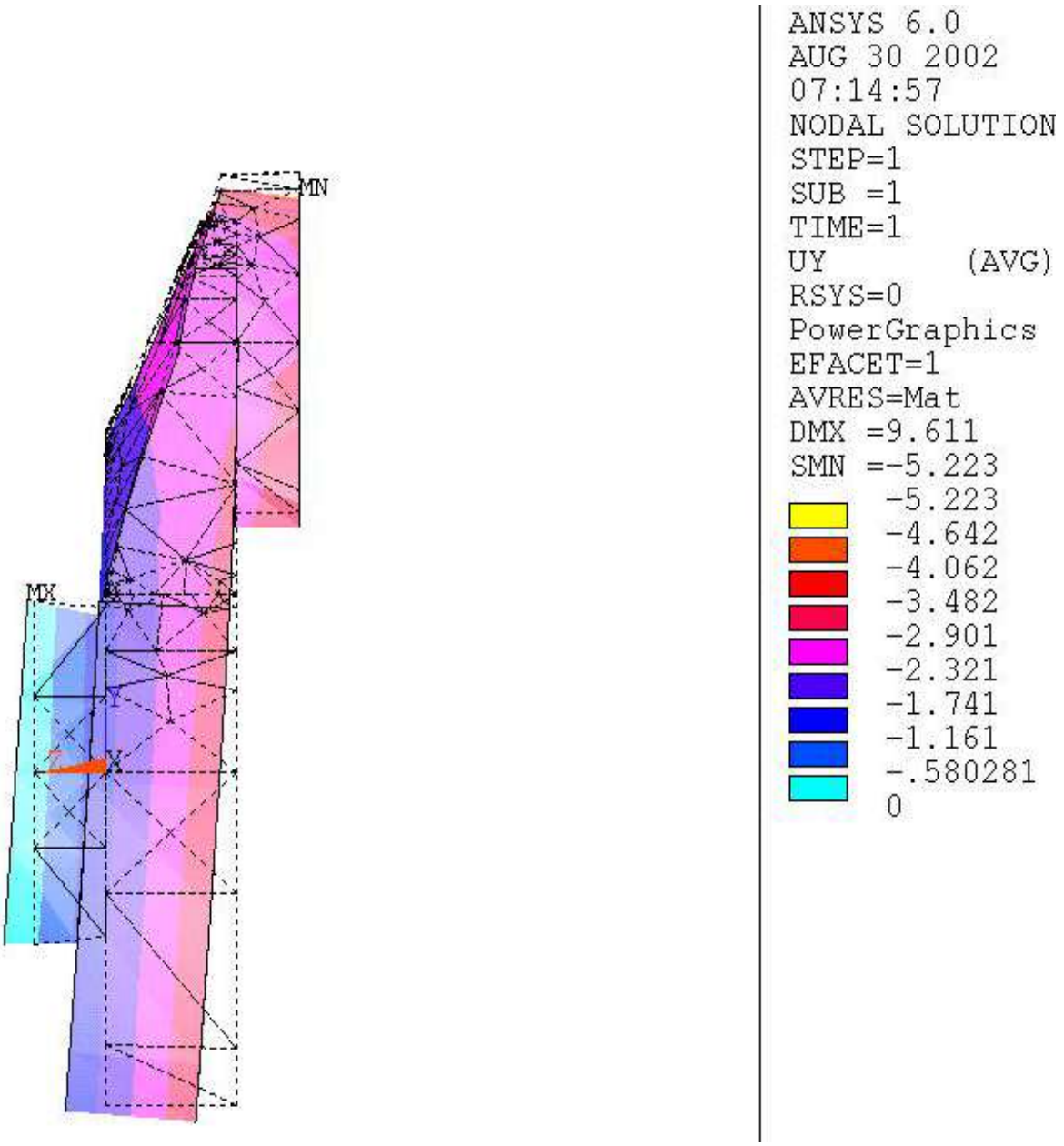
یک راه حل ممکن برای مشکل مدل سازی، تعریف کردن سیستم معادلی شامل اختصاص بخش های مستقیم شفت که تحت بار خمشی مثل لنگ های واقعی رفتار خواهند کرد (شکل۳-۱۱ و شکل۳-۱۲).

مثلا، در مدل معادل ممان های خمشی در وسط پین میل لنگ به همان اندازه است که در میل لنگ حقیقی می بایست باشد. مسئله دشواری که هم اکنون با آن روبرو هستیم این است که موقعیت زاویه ایی میل لنگ تغییر می کند، به طوری که بار معادل به خصوص بر پین لنگ، منجر به تغییر شکل خمشی معادل برای زوایای مختلف میل لنگ نخواهد شد. موقعیت زاویه ایی مختلف میل لنگ، مکانیسم بار را در سراسر لنگ ها توزیع می کند.

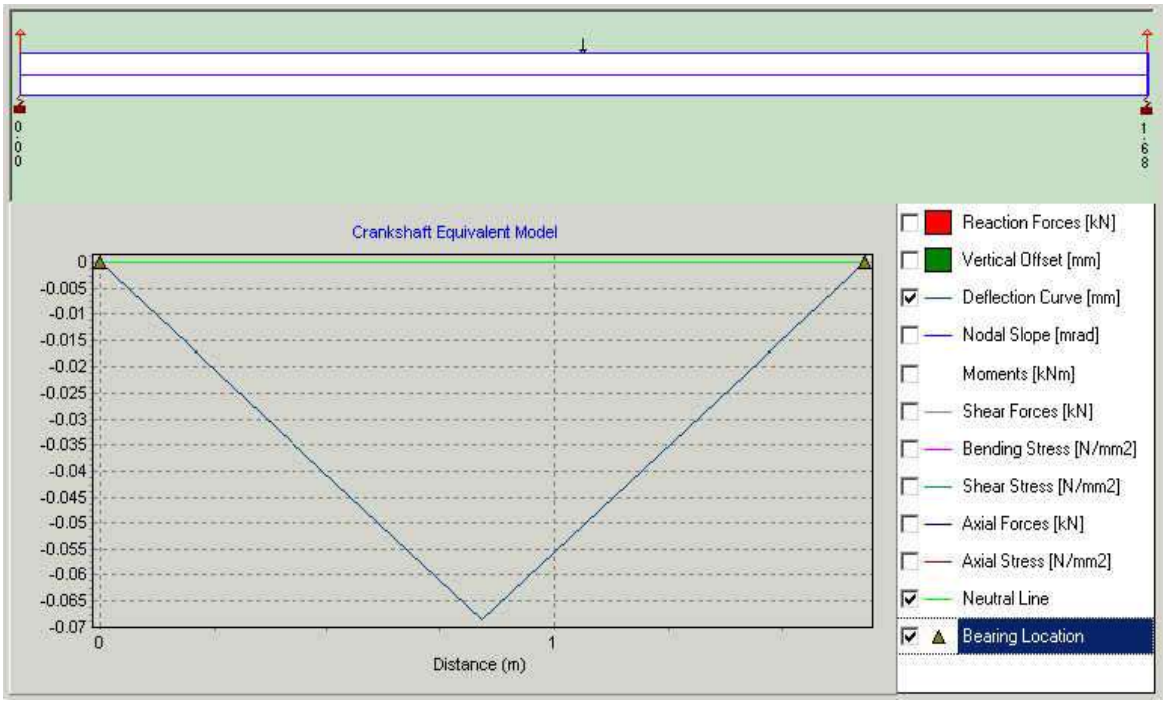


شکل۳-۱۰: میل لنگ – مدل معادل برای همترازی شفت

این شکلی است سه بعدی از نیمه لنگ که با استفاده از نرم افزار های المان محدود آنالیز شده و مدل معادل صحیحی را میسر نخواهد ساخت. مدل سازی تمام میل لنگ، جهت برهم کنش میان لنگ ها ضروری است. همچنین چغرمگی میل لنگ معادل با تغییر موقعیت نسبی زاویه ایی این لنگ در نوسان خواهد بود.



شکل ۳-۱۱: مدل المان محدود(FE Model) از نیمه لنگ



شکل۳-۱۲: مدل معادل مشخص

مثال: وقتی که سیلندر شماره یک در TDC[1] قرار دارد، تغییر شکل خمشی مقطع در وسط ژورنال لنگ (Crank Journal)، نسبت به موقعیت ۹۰ درجه ایی آن (Crank Throw) متفاوت خواهد بود. همچنین عکس العمل های تکیه گاهی برای موقعیت زاویه ایی مختلف میل لنگ متفاوت خواهند بود.

از مباحث بالا پیداست که مدل سازی میل لنگ مطلب مهمی است. راه حل ساده ایی وجود دارد که در زیر معین شده است:

- اول از همه، از محدودیت های تحمیل شده بر مدل سازی میل لنگ ساده شده آگاه باشیم.
- همیشه خطاهایی ناشی از مدل تحلیلی ساده شده را در نظر بگیریم.
- موارد تحلیلی در جایی که عکس العمل های تکیه گاهی اندازه گیری شده بوسیله عکس العمل یاتاقان های موتور اصلی کمتر است، تائید شود.

---

۱. Top Dead Center

۳-۲-۲۲-بکارگیری مدل جزئی معادل میل لنگ

موضوعات مرتبط:

- اندازه گیری نشست و درز
- مدل سازی میل لنگ

وقتی که مدل سازی جزئی از میل لنگ بکار گرفته شد، فقط تعداد کمی از عقبی ترین یاتاقان های میل لنگ در تحلیل همترازی لحاظ می شوند. بعضی اوقات، مدل میل لنگ به دو یاتاقان تقلیل می یابد، و در بعضی موارد حتی مکانیزم بارگذاری میل لنگ به طور کامل صرفه نظر می شود. این مدل اختیار شده میل لنگ فقط خطا را در ارزیابی عکس العمل ها بر عقبی ترین یاتاقان های خط شفت به حداقل می رساند. سوال اینجاست که چه نوع مدل سازی باید مورد پذیرش قرار بگیرد؟

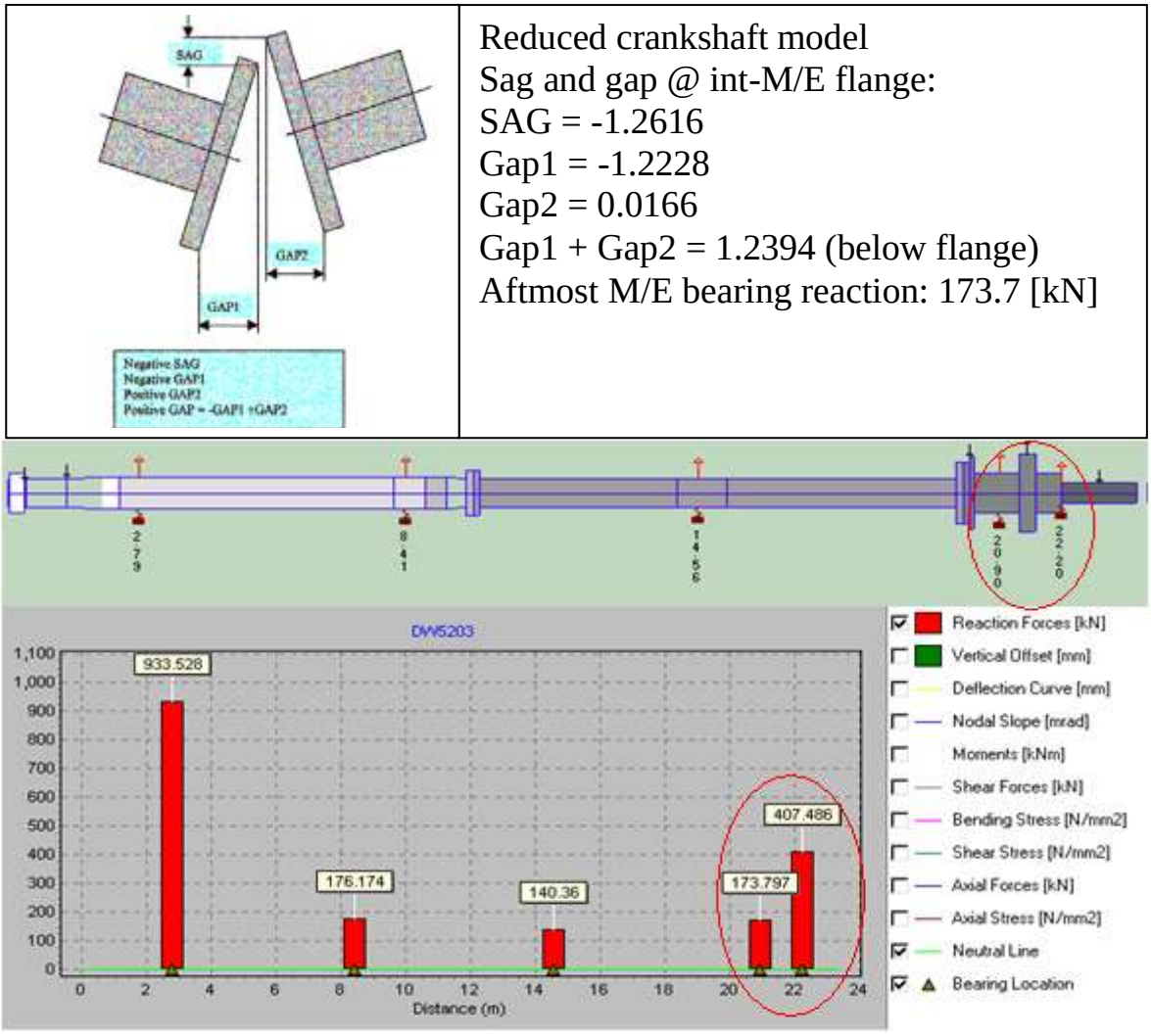
این به این خاطر توصیه نشده که تجربه نشان می دهد که پیامد ارزیابی نشدن شرایط بارگذاری برای حداقل دو یاتاقان عقبی موتور اصلی (در حالی که یک مدل میل لنگ نیازمند حداقل چهار یاتاقان است) ممکن است به موتور آسیب برسد و هزینه های گزافی بر همه قسمت های مورد بحث وارد آید. به طور خلاصه می توان گفت:

- مدل هم ارز حتی هنگامی که کل میل لنگ را نشان دهد، نمی تواند اطلاعات کاملا درستی از بارگذاری یاتاقان موتور بدست آورد.
- اگر یاتاقان های مدل به کمتر از چهار تقلیل یابد، و به خصوص هنگامی که هیچ باری لحاظ نشود، نتایج عکس العمل های یاتاقان ها، همچنین داده های نشست و درز، به احتمال زیاد نادرست خواهند بود.

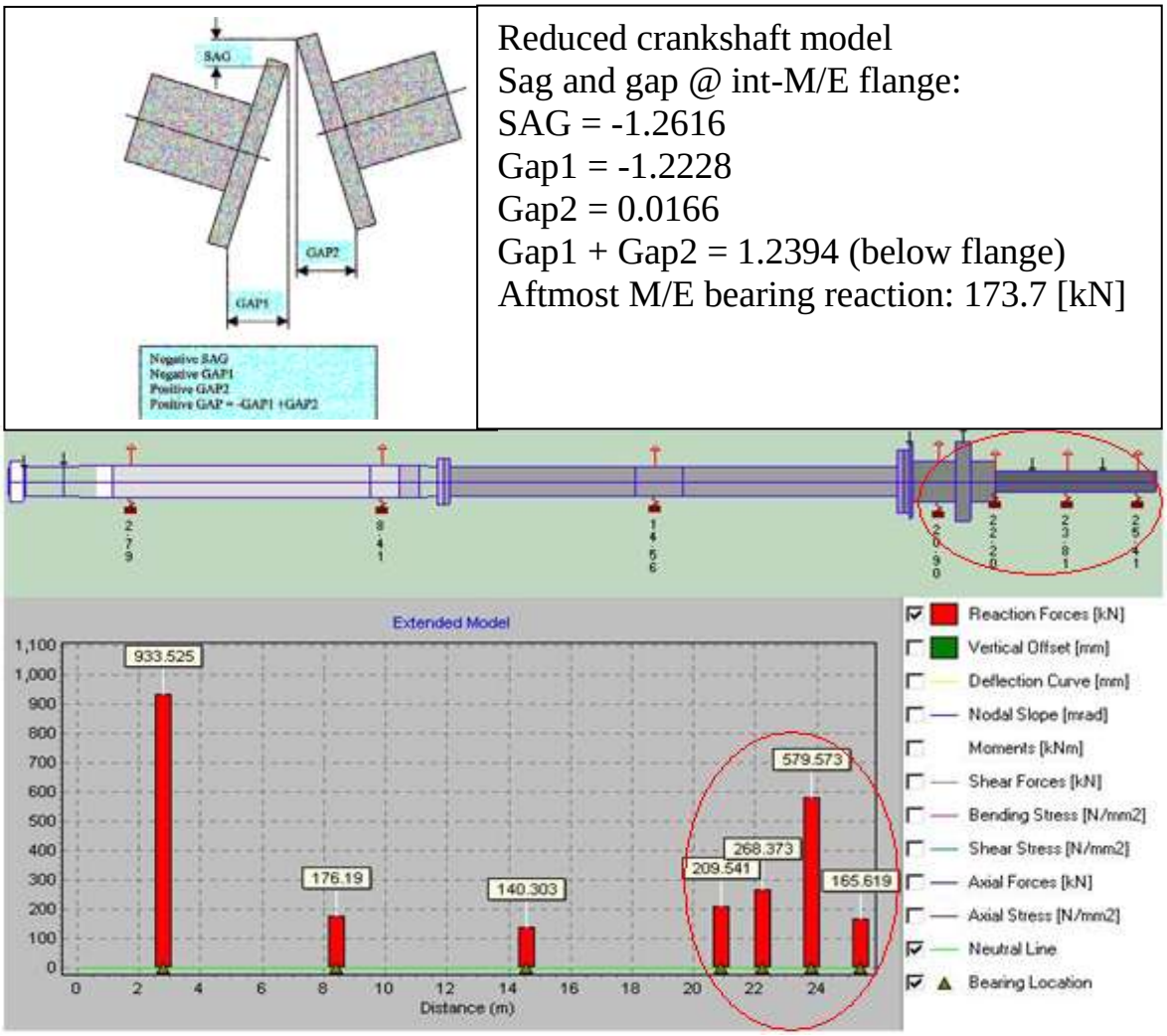
نمونه مثال:

مدل سازی جزئی میل لنگ (شکل۳-۱۳ و شکل۳-۱۴) ممکن است منجر به پیش بینی نادرستی از افت (شکاف) فلانج انتهایی شود. دقت محاسبات ممکن است هنگامی که مدل به کمتر از چهار یاتاقان تقلیل یابد و هنگامی که نیروی وارده بر فلانج و ژورنال های لنگ به حساب نیایند، مورد تاثیر واقع شود.

- اختلاف در نشست های(Sags) تخمین زده شده : $0.03\ mm$
- اختلاف در درزهای (Gaps) تخمین زده شده : $0.067\ mm$



شکل ۳-۱۳: مدل تقلیل یا فته ایی از میل لنگ شامل دو یاتاقان موتور



شکل۳-۱۴: مدل تقلیل یافته ایی از میل لنگ شامل چهار یاتاقان موتور

افت و شکاف ، یک فرآیندیست که قبل از مونتاژ شفت اجرا می شود و شامل اندازه گیری نشست ها و درزهای بین فلانج های جفت شده و تائید شرایط مطلوب برای سیستم با داده های حساب شده می شود.(در کشورمان ایران این اصطلاح را با نام های دیگری نیز از قبیل، افت و شکاف و افت و گاف نیز می شناسند). چنانچه نشست و درز به طور اشتباهی مشخص شود، محیط قادر نخواهد بود تا شرایط مورد نیاز را بدون تنظیم دوباره آفست یک یا چند یاتاقان برآورده سازد. هر چند با انجام چنین کاری همترازی سیستم از همان

ابتدا به طور نادرستی هدایت خواهد شد. انتظار می رود که نتایج واقعی نشست و درز همانند نتایج مدل دوم (مدل با چهار یاتاقان) باشد.

اگر چه موسسه تصدیق نمی کند که افت و شکاف یک روش درستی در پروسه همترازی است و توصیه نمی کند که اصلاح همترازی بر پایه خواندن نشست و درز است اما این روش هنوز در صنعت استفاده می شود و این موضوع و این مثالی که در اینجا نشان داده شده از مشکلاتی هشدار می دهدکه ممکن است برخاسته از کاربرد آن باشد.

۳-۲-۲۳-نامیزانی یاتاقان موتور[۱]

موضوعات مرتبط :

- همترازی موتور دیزل
- تنظیم آفست یاتاقان میانی
- اندازه گیری مقدار خمش میل لنگ
- اندازه گیری عکس العمل یاتاقان موتور دیزل

پیش بینی شرایط نامیزانی یاتاقان موتور به طور تحلیلی و با استفاده از نرم افزار همترازی صنعتی ممکن است دشوار باشد. اما برای یاتاقان در شرایط حدالامکان بدون بار درون موتور می تواند پیش بینی نمود و بنابراین میزان آگاهی از ناهمترازی ممکن بالا می رود.

از طرف دیگر باید دانست که مدل سازی شفت (که بیشتر نرم افزارهای صنعتی همترازی آن را بکار می برند)، ممکن است منجر به ۱۰ تا ۲۰ درصد خطا در محاسبه عکس العمل شود. از این رو، این خطا در پیش

---

۱. Engine Bearing Misalignment

بینی نامیزانی ممکن بین ژورنال میل لنگ و یاتاقان موتور وجود خواهد داشت.

نامیزانی یاتاقان موتور اصلی معمولا یک مشکل در موتورهای دیزل نیست. اما در بعضی موارد وقتی یکی از یاتاقان ها بی بار می شود، به احتمال زیاد پیش بینی می شود که یاتاقان های مجاور به علت ناهمترازی آسیب ببینند.

۳-۲-۲۵-لقی یاتاقان

موضوعات مرتبط:

- مدل سازی میل لنگ

در بعضی طرح های همترازی (برای مثال، شناورهای VLCC) هنگامی که تغییر شکل خمشی بدنه در همان ابتدا حساب شود، دومین یاتاقان انتهایی موتور، وقتی که عملیات همترازی در داک خشک یا شرایط شناور کاملا متعادل باشد، ممکن است به طور عمدی بدون بار کنند. وقتی که شناور در معرض تغییر شکل خمشی اضافی قرار می گیرد، انتظار می رود یک مرتبه این شرایط بدون بار یاتاقان با باردار شدن این یاتاقان جبران شود.

نادیده گرفتن لقی یاتاقان ممکن است به عکس العمل های منفی (معکوس) در یاتاقان هایی که در صورت لحاظ لقی بی بار می شدند، منجر شود. که یکی از پیامد های آن، اطلاعاتی نادرست جهت باز بینی شرایط تکیه گاهی است. به علاوه، هنگامی که نشست و درز محاسبه شده باشد، اگر هر کدام از یاتاقان های موتور اصلی بدون بار شده باشد و هیچ لقی هم در ملاحظات قید نشده باشد، داده های نشست و درز بدست آمده اشتباه خواهد بود (رجوع شود به مدل سازی شفت).

۳-۲-۲۶-قابلیت ارتجاعی یاتاقان

موضوعات مرتبط:

- مدل سازی تماسی یاتاقان استرن تیوب

در یک استاتیکی، قابلیت ارتجاعی یاتاقان، به ناحیه تماسی بین شفت و یاتاقان بستگی خواهد داشت. بنابراین، مشخص کردن صلبیت یاتاقان، ساده نخواهد بود به طوری که این منحصرا مربوط به نیرو و خاصیت ماده نمی شود، و نیز یک تابعی از ناحیه تماسی است که دائما در حال تغییر است. ناحیه تماسی با توزیع بار بر یاتاقان تغییر خواهد کرد و اساسا توزیع بار مجدد ممکن است از عوامل مختل کننده خارجی از قبیل موارد زیر نتیجه شود:

- تغییر شکل خمشی بدنه، و/ یا
- اثرات حرارتی بر آفست این یاتاقان

نظر به اینکه آفست یاتاقان تحت عوامل خارجی فوق تغییر می کند، زاویه ناهمترازی بین شفت و یاتاقان نیز تاثیر می پذیرند که نتیجتا منجر به تغییر در سطح تماسی بین شفت و یاتاقان می شود.

۳-۲-۲۷-ساییده شدن یاتاقان

موضوعات مرتبط:

- نظارت و بررسی سایش یاتاقان

سایش یاتاقان امریست که فورا بر شرایط همترازی اثر نمی گذارد. سایش مواد یاتاقان با زمان پیشروی می کند و تا حد زیادی به زاویه ناهمترازی یاتاقان شفت بستگی دارد. اگر چه سایش در همه یاتاقان ها امری نا مطلوب است اما در یاتاقان استرن تیوب اهمیتی حیاتی دارد. تایید و بررسی شرایط واقعی استرن تیوب غیر

ممکن است. اما مقدار نشست شفت (یا فرو رفتگی شفت در اثر فشار به ناحیه تماسی یاتاقان) با گذشت زمان، را می توان غیر مستقیم اندازه گیری کرد. این اندازه گیری مرتبا در طول بازرسی ها و به وسیله گیج پوکر[1] (گیجی که در سیستم های عادی آب بندی استرن تیوب مقدار ساییدگی را می خواند) انجام می شود. بنابر این ساییده گی یاتاقان یکی از مطالبی است که باید هنگام طراحی در همترازی لحاظ شود.

---

۱. Poker Gauge

۳-۳-شیوه و دستورالعمل های همترازی شفت

مبحث کلی

به طوری که قبلا ذکر شد، مراحل همترازی سیستم رانش شامل طراحی، آنالیز، و اندازه گیری ها و روش همترازی می شود. شیوه همترازی در قسمت های مختلف قابل اجرا است به طوری که بر اساس احتیاجات طراح مشخص می شود. روند همترازی در صنعت به طور یکسان مشخص و به بکار گرفته نمی شود. این روند اغلب بستگی به شیوه های کاربردی، تجارب، و همچنین برنامه های زمان بندی خاص سازنده دارد.

در اینجا قصد نداریم تا بازدهی و صحت شیوه های مختلف را نشان دهیم، بلکه خواهیم گفت که اگر شیوه ایی که قرار است اجرا شود اگر به طور صحیح هدایت شود، به احتمال زیاد موفق خواهد بود.

همچنین همترازی موفق زمانی به وجودمی آید که مهارت افراد و تجربه های پیشین از همترازی به کار گرفته شود.

۳-۳-۱-شیوه و دستورالعمل همترازی شفت

روند همترازی بعد از اینکه بلوک قسمت پاشنه کاملا جوشکاری شود و همه سازه های سنگین پاشنه در جای خود قرار داده شدند، شروع می شود. پس خط مبنای قرار گیری شفت، یاتاقان ها، موتور اصلی و گیربکس باید برقرار شود. هر چند که همیشه این طور نیست. در بعضی از محوطه های کارخانه کشتی سازی این روند خیلی زود ترآغاز می شود، حتی در طول ساخت بلوک یا بدون جوشکاری کامل ناحیه

پاشنه شناور، و/ یا بدون قرار دادن سازه فوقانی[1]. این شیوه های مختلف در توضیحات بعدی نشان داده خواهند شد.

بعد از اینکه دید از داخل تلسکوپ[2] (دوربین) تمام شد، خط مبنای شفت، بوسیله درون تراشی یا متمایل کردن یاتاقان استرن تیوب مجددا تصحیح می شود. شناور در این وضعیت آماده است برای اینکه شفت ها ، در جای خود قرار بگیرند، پروانه نصب شود و سیستم را مونتاژ کرد.

هنگامی که شفت ها در جای خود قرار گرفتند، اگر لازم شد، یاتاقان های اضافی(موقتا) برای کمک به مونتاژ استفاده شوند. و سپس وقتی پروانه نصب شود، در صورت نیاز، قبل از مونتاژ، نیرویی به انتهای شفت برای نگه داشتن آن در تماس با یاتاقان جلویی استرن تیوب بکار گرفته شود. در این مرحله، سازندگان معمولا شرایط اولیه همترازی پیش از نصب شفت را با روشی که آن را اندازه گیری نشست و درز (افت و شکاف) می نامند، تائید می کنند.

نشست و درز، ایجاد فاصله بین فلانج ها را بررسی می کند، و باید با مقادیری که به طور تحلیلی بدست آمده، مطابق باشد. اگر نشست و درز در داک خشک استفاده شود، محوطه ساخت باید کاملا قادر باشد تا این همترازی را کنترل کند، به این معنی که مقادیر اندازه گیری شده نشست و درز در مقابل مقادیر از پیش حساب شده تحلیلی باید به طور کاملا صحیح تائید شوند. اگر نشست و درز در شناوری که روی آب قرار دارد استفاده شود، درستی تحلیل ها زیر سوال برده می شود، به طوری که تاثیر تغییر شکل خمشی بدنه نیز باید لحاظ شود. پس شرایط مطلوب آن است که جهت انجام این کار شناور در حوضچه خشک باشد.

تائیدیه مجدد شرایط همترازی باید با همان شناور بر روی آب صورت پذیرد. بر روی یک شناور قرار گرفته بر سطح آب، همانطور که درستی تغییر شکل خمشی بدنه جهت پیش بینی دشوار است، مطمئن شدن از

---

۱. Superstructure

۲. Sighting through

قبولی همترازی محاسبه شده نیز دشوار ترمی شود. به هر حال با یک همترازی کنترل شده در داک خشک، هر گونه خطا در مقادیر محاسبه شده عکس العمل های تکیه گاهی باید به تغییر شکل خمشی بدنه نسبت داد. خط مشی کلی همه موسسات رده بندی، پذیرفتن شیوه هایی است که منجر به راه حل رضایت بخشی شود.

شیوه های همترازی سیستم رانش به دنبال فعالیت های زیر خلاصه می شود :

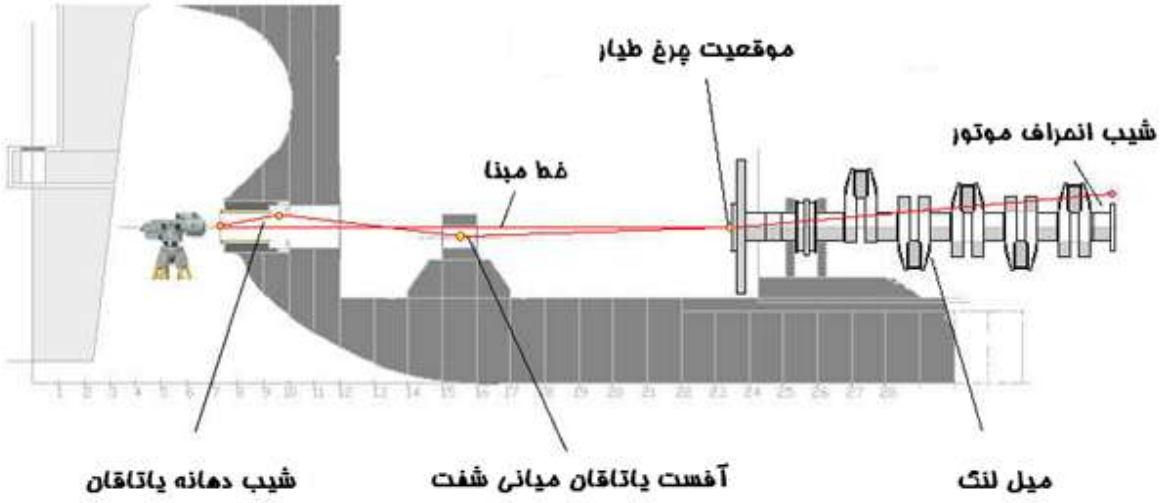
- دید از داخل دوربین یا محور یابی شفت (Sighting through or bore sighting)
- درون تراشی یا زاویه دارکردن یاتاقان (Bearing slope boring or bearing inclination)
- پیش انحناء یا پیش خمش قاب موتور (Engine bedplate pre sagging)
- نشست و درز یا افت و شکاف (Sag and Gap)
- اندازه گیریهای عکس العمل ها (Reactions measurements)
- ارزیابی ناهمراستایی یاتاقان و شفت (Bearing-shaft misalignment evaluation)
- بررسی میزان خارج از مرکزیت شفت (Shaft eccentricity (runout) verification)
- تنظیم مجدد یاتاقان میانی شفت (Intermediate shaft bearing offset readjustment)

همچنین بازبینی و تائیدیه همترازی نیز همچنین قسمتی از روند همترازی است که در قسمت های جداگانه در این کتاب راهنما به آن اختصاص داده شده است:

- اندازه گیریهای خمشی میل لنگ (Crankshaft deflection measurements)
- اندازه گیریهای خمشی قاب موتور (Engine bedplate deflections measurement)
- ارزیابی تماسی چرخ دنده ها ((Gear contact evaluation (where applicable)
- اندازه گیری عکس العمل های چرخ دنده و یاتاقان های شفت (Gear-shaft bearings reaction measurements)

۳-۳-۲-دید از داخل دوربین یا محور یابی شفت[1]

پروسه برقرار سازی خط مبنا را اغلب دید از داخل دوربین یا محور یابی شفت می نامند. این شیوه بوسیله ابزارهای دقیق چشمی (نوری)، لیزر یا سیم پیانو انجام می شود (شکل ۱۵).



شکل۳-۱۵: مثالی از محور یابی نوری/ لیزری

پروسه محوریابی چشمی که شامل نوری و لیزری می شود، عموما به دنبال موارد زیر هدایت می شود:

- معمولا تلسکوپ، لیزر یاسیم پیانودر پاشنه و در مقابل یاتاقان استرن تیوب قرار مستقر می شوند.
- خط مبنا طوری تعریف می شود که با خط مرکزی محور یاتاقان استرن تیوب مطابق باشد.
- نقاط هدف در محل یاتاقان های میانی، فلانج گیربکس یا فلانج موتور اصلی مشخص شده اند.
- نقاط هدف در هر محل، ارتفاع یاتاقان مورد نظر در شرایط استقرار در داک خشک می باشند.
- یاتاقان های خط شفت و گیر بکس یا موتور اصلی در جای خود قرار می گیرند..

• زوایای درون تراشی یاتاقان ها علامت زده می شوند. اگر به جای درون تراشی یاتاقان، آن را زاویه دار کنیم، این زاویه انحراف در یاتاقان استرن تیوب بکار گرفته می شود و یاتاقان در وضعیت متمایل فیکس شده و آماده برای عایق اپکسی می شود.

به منظور جلوگیری یا به حداقل رساندن عوامل مختل کننده در موقعیت یاتاقان های مستقر شده، محل موتور و زاویه یاتاقان استرن تیوب، موارد زیر باید رعایت شود:

• دمای سازه شناور حدالامکان باید ثابت باشد. به این خاطر عملیات محور یابی معمولا در ساعات اولیه صبح قبل از طلوع خورشید انجام می شود.

اکنون در بلوک پاشنه ساختمان شناور، کار عمده جوشکاری باید تکمیل شود. این کار برای جلوگیری از تغییر شکل احتمالی سازه که ممکن است ناشی از جوشکاری بیش ازحد باشد صورت می گیرد.

• قسمت ها و تجهیزات سنگین سازه می بایست بر روی شناور نصب شده باشند(سازه فوقانی اصلی یا سوپراستراکچر، موتور اصلی و غیره).

اگر توصیه های فوق کاملا به کار گرفته شود، در این مرحله از ساخت، انتظار هیچ گونه تغییر شکل در بدنه نمی رود. از این پس هنگامی که شناور آب اندازی شد، پیش بینی می شود که این همترازی اولیه توسط تغییر شکل خمشی بدنه ناشی از نیروهای بویانسی مختل شود.

۱.Sighting through or bore sighting

۳-۳-۳-به کار بردن سیم پیانو (Piano Wire Application)

در شکل زیر، (شکل ۱۶)، کاربرد سیم پیانو را در روش محور یابی برای برقرار ساختن خط مبنای شفت بندی نشان می دهد. این سیم از قسمت پاشنه وارد یاتاقان استرن تیوب می شود و مستقیم به طرف فلانج موتور اصلی کشیده می شود.

شکل۳-۱۶: کاربرد سیم پیانو

حالا آفست یاتاقان مورد نظر، با اندازه گیری فاصله عمودی از سیم پیانو تا محل مخصوص یاتاقان میانی شفت مشخص می شود. موقعیت یاتاقان ها و شیب دهانه یاتاقان(زاویه یاتاقان با خط مبنا) با استفاده از سیم پیانو به عنوان یک مبنا معرفی می شود. هنگامی که این جابجایی و شیب را به کار می بریم، داده های نظری باید برای نشست سیم پیانو تصحیح شوند.

وقتی که روش سیم پیانو استفاده می شود، برای نشست سیم پیانو نیاز به تصحیح داریم. در فرمول زیر برای نشست سیم پیانو داریم :

(۳-۱)

$$\boldsymbol{\delta = r^2.\pi.\frac{}{}}$$

که در آن:

- نشست سیم پیانودر فاصله x (mm) : δ
- چگالی مخصوص جنس سیم پیانو ($۷۸۶۰ kg/m^3$) : ρ
- قطر سیم پیانو به (mm) ، سیم پیانو هایی که معمولا استفاده می شوند (mm) ۰.۵ : r

ولی از ۰.۶ و(mm) ۰.۷ نیز استفاده می شود.

- فاصله به (m) : x
- نیروی کششی به (N) : F
- شتاب جاذبه ($۹.۸۰۶۶\ m/s^2$) : g

۳-۳-٤-درون تراشی دهانه یاتاقان یا زاویه دار کردن یاتاقان

یکی از مطالب مهم در فرایند همترازی، اطمینان از درستی شرایط عملیاتی یاتاقان استرن تیوب است. بدین معنی که نیروی اعمال شده بر یاتاقان از طرف شفت تا حدالامکان به طور مساوی بر طول یاتاقان توزیع شده باشد. مشکل یاتاقان به خاطر موارد زیر مهم می باشد:

- بار وارد بر پروانه منجر به تغییر شکل خمشی بزرگ در انتهای شفت می شود.
- خمش های بزرگ شفت، سطح تماسی استاتیکی با یاتاقان را کاهش می دهد.
- محورهای مرکزی یاتاقان و شفت به علت تغییر شکل شفت دچار نامیزانی (نسبی) می شوند.
- نامیزانی نسبی باعث کاهش بیشتر سطح تماسی می شوند به طوری که این سطح تماس، معمولا به یکی از دو لبه یاتاقان جابجا می شوند(بیشتر لبه عقبی یاتاقان).

• علاوه بر این، بعد از اینکه شفت بندی در جای خود قرار گرفت، یاتاقان استرن تیوب جهت اصلاح شرایط همترازی، تظیم، تعمیر خسارات و شرایط بازبینی با چشم، غیر قابل دسترس خواهد بود. به این خاطر، اهمیت همترازی صحیح در این مرحله بسیار مهم است و در شیوه کنترل شده ایی باید مطمئن شویم که مقررات برای عملکرد قابل قبول یاتاقان در همه محدوده عملیاتی شناور به کار برده شود.

درون تراشی دهانه یاتاقان یا زاویه دار کردن آن، شیوه ایی است که عموما برای اطمینان از عملکرد رضایت بخش یاتاقان استرن تیوب بکار گرفته می شود و یک فرایندی است که خط مرکزی یاتاقان انتهایی استرن تیوب (گاهی نیز یاتاقان جلویی استرن تیوب) برای کاهش نامیزانی بین پوسته یاتاقان و شفت، کج می شود. این شیوه خیلی زود تر از مرحله همترازی قبل از اینکه شفت در جای خود قرار داده شود، بکار برده می شود. مراحل اولیه کار اولیه در ارتباط با درون تراشی دهانه یاتاقان یا زاویه دادن آن، زود تر از شیوه محوریابی (دید از داخل دوربین) شروع می شود. شیب دهانه یاتاقان یک مزیت بیشتری نسبت به زاویه دادن یاتاقان دارد که می تواند با چندین شیب متعدد هدایت شود. این شیب های چندگانه مطوبند، زیرا شرایط چرخش یاتاقان به طور رضایت بخشی با نیروی لیفت هیدرودینامیکی و توزیع بیشتر بار در شرایط عملیاتی زودتر بهبود می یابد.

تفاوت میان درون تراشی دهانه یاتاقان با متمایل کردن یاتاقان به قرار زیر است:

i) درون تراشی دهانه یاتاقان - Slope boring(شکل۳-۱۷ و شکل۳-۱۸) :

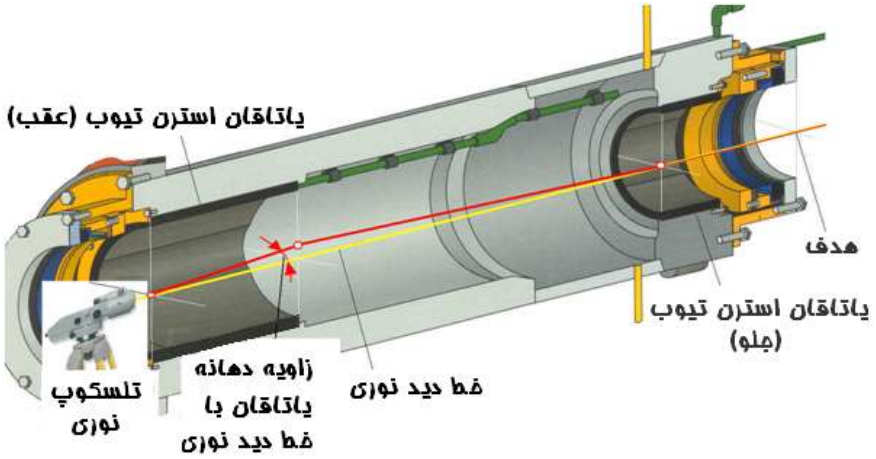
درون تراشی دهانه یاتاقان (Slope boring)، شیوه ایی است برای مطمئن شدن از اینکه که خط مرکزی قطر داخلی پوسته یاتاقان توسط ماشین کاری، به زاویه مطلوبی تغییر یابد (که توسط تحلیل های همترازی شفت معین شده است، شکل۳-۱۷). جهت فراهم آوردن تدارکات برای شیب دار کردن دهانه یاتاقان، قطر داخلی مجددا، به طور مقدماتی ماشین کاری می شود تا کوچکتر شود.

ماشین تراش مخصوص(شکل۳-۱۸) به بلوک پاشنه مطابق شکل متصل شده و زاویه نامیزانی مورد نیاز را جهت تطبیق با خط شفت تراز می کند. سپس ماشین کاری توسط مته زنی از میان این یاتاقان در چندین مرحله (اگر لازم شد) به پیش می رود.

مضرات Slope boring به قرار زیر است:

- روش بسیار کند و حساس است.
- نیازمند تجهیزات طراحی شده ویژه ایی است.
- دقت ماشین کاری ممکن است در مورد یاتاقان های طویل کم شود.

به دلیل مدت طولانی ماشین کاری، که چندین روز طول می کشد، این روند ممکن است توسط ارتعاشات و کار سازه ایی، تحت تاثیر واقع شود.



شکل۳-۱۷: آرایش شفت انتهایی و نمایش زاویه دهانه یاتاقان

➢ نکته : درون تراشی دهانه یاتاقان یا متمایل کردن یاتاقان هنگامی لحاظ می شود که ناهمترازی محاسبه شده بین شفت و خط محوری یاتاقان بزرگتر از $۰.۳ \times ۱۰^{-۳} rad$ باشد.

شکل۳-۱۸: ماشین تراش جهت تعیین شیب

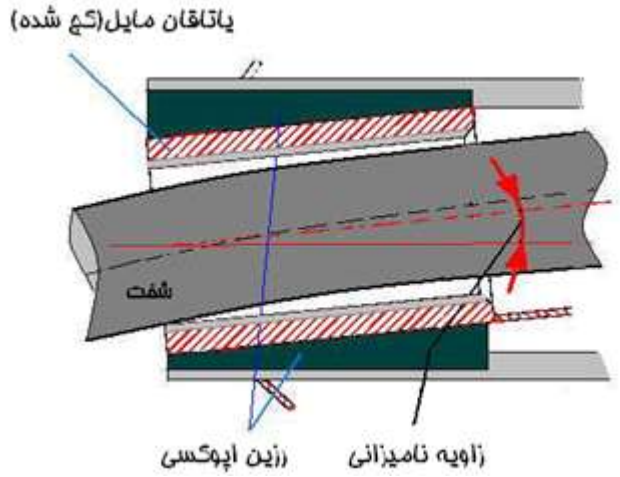
ii) زاویه دار کردن یاتاقان – (Bearing Inclination) (شکل۳-۱۹) :

زاویه دادن به یاتاقان یک روش دیگری از کاهش زاویه نامیزانی است که به طور رایج تری از آن استفاده می شود.

- به جای ماشین کاری بعد از نصب یاتاقان، این یاتاقان به قطر نهایی ماشین کاری می شود و به صورت مایل(کج) درون بلوک پاشنه قرار داده می شود.
- بدنه یاتاقان توسط عایق اپوکسی به بلوک پاشنه فیکس می شود و نه به وسیله اتصالات محکم که در درون تراشی دهانه یاتاقان بکار گرفته می شود.
- یاتاقانی که به زاویه مطلوب مایل شده است، در مکانی با اتصالات موقتی به بلوک پاشنه فیکس می شود.
- سپس عایق اپوکسی[۱] برای قرص کردن یاتاقان به بلوک پاشنه ریخته می شود.

---

۱. Epoxy Resin



شکل۳-۱۹: یاتاقان در حالت زاویه دار شده و نمایش زاویه نامیزانی

درون تراشی دهانه یاتاقان و زاویه دادن دهانه آن به طور تحلیلی تعریف شده اند. سوال اینجاست که برای کدام حالت از شناور تعریف شده؟ برای حالت تعادل، بارگیری شده یا حوضچه تعمیرات؟ همترازی و شیب یاتاقان استرن تیوب فقط در شرایط بارگیری شناور می تواند بهینه باشد (به عبارتی تغییر شکل خمشی بدنه). بنابر این انتظار می رود که این شیب، بر اساس نتایج بدست آمده بوسیله آنالیزهای همترازی شفت که شامل تغییر شکل های خمشی بدنه شناور در حالت پر از بار(Full-Load) می شود، ماشین کاری و مشخص شود. ولی شیب بهینه برای مثال، برای شناور در حالت بارگیری شده ممکن است منجر به بارگذاری قابل قبول یاتاقان در حالت تعادل نشود. بنابر این، شیب نامیزانی می بایست به وسیله یک زاویه نامیزانی مطلوب برای همه شرایط عملیاتی سنجیده شود.

۳-۳-۵-پیش خمش قاب موتور[۱]

اندازه گیری های نشست (Sag) موتور برای اطمینان از اینکه آیا یاتاقان های میل لنگ نسبت به قاب و بلوک موتور در موقعیت تعیین شده خودشان هستند یا نه، به کار گرفته می شود. این اندازه گیری ها معمولا

۱. Engine Bedplate Pre-sagging

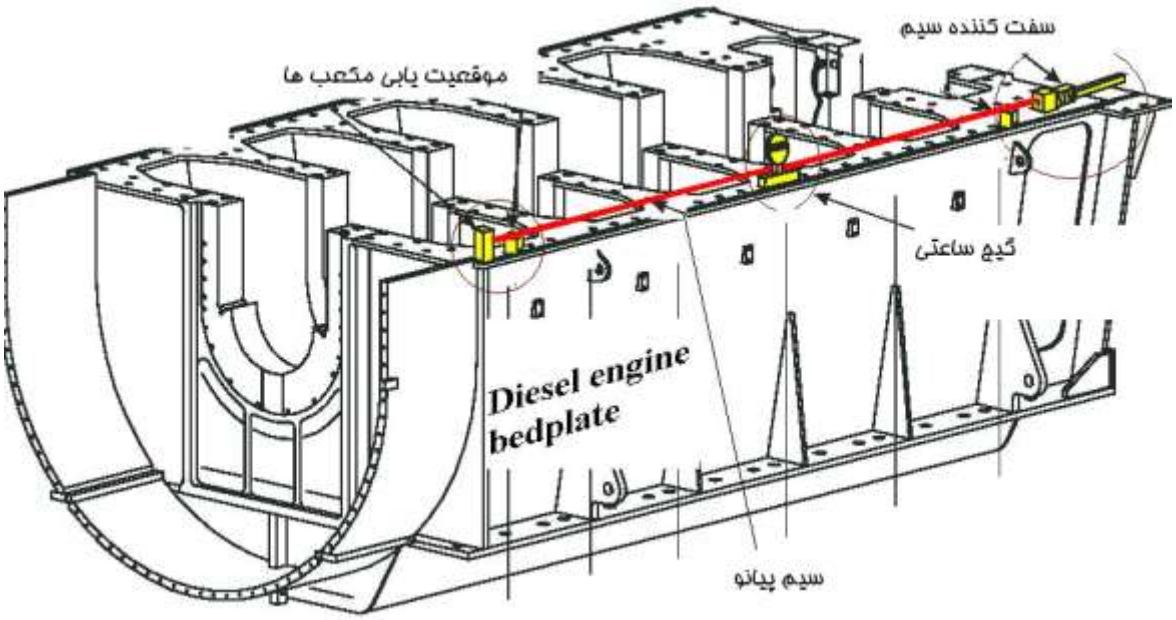
بوسیله سیم پیانو (به دلیل طول کم قاب موتور و تلرانس قابل قبول) انجام می شود. سازنده موتور یک تلورانس پایین ترین و بالاترین را برای نشست موتور فراهم می آورد.

اندازه گیری ها در موقعیت مرکزی هر یاتاقان گرفته می شود. دوباره مقادیر مورد نظر برای شرایط استاتیک، شناور و سرد برای جبران کردن اثرات گرم شدن موتور و تغییر شکل خمشی بدنه وقتی شناور در حالت بار است برقرار می شود. موتور های دیزل دو زمانه بزرگ، دارای خمش سازه ایی نسبی هستند که از تغییر شکل خمشی سازه پاشنه و اثر دما ناشی می شوند. معمولا برای جلوگیری از آسیب رسیدن به میل لنگ و یاتاقان های موتور اصلی، لازم است تا طراحان موتور، قاب موتور را پیش خمش کنند (شکل۳-۲۰).

روند این پیش خمش به صورت زیر است:

- موتور را هنگامی نصب می کنند که در حالت حوضچه خشک (ترجیحا) یا شناوری در حالت بسیار متعادل باشد.
- انتظار می رود که تاثیر پیش خمش کردن قاب موتور، توسط موارد زیر را خنثی شود:
    ۱. تغییر شکل خمشی سازه بدنه شناور
    ۲. افزایش گرمایی سازه موتور
- موتور های کوچکتر (۴، ۵ یا ۶ سیلندر با قطر $۶۰۰mm$ یا کمتر) ممکن است با حالت خمش آزادانه قاب، پیش خمش شوند. در این حالت قاب موتور بو سیله بستن پیچ هایی فقط در دو انتهای قاب نگه داشته می شود. با استفاده از این روند، ممکن نیست تا خمش را کنترل کنیم. به هر حال، به شرطی که تغییر شکل خمشی میل لنگ رضایت بخش باشد، این روند قابل قبول است.

پیش خمش قاب موتور مستلزم این است که توسط سازنده موتور برای هر نصب تائید شود.



شکل۳-۲۰: اندازه گیری های پیش خمش قاب توسط سیم پیانو

۳-۳-٦-افت و شکاف [۱]

روند افت و شکاف عموما به عنوان یک روش تائید همتراز سازی قبل از سر هم بندی شفت به کار گرفته می شود. افت و شکاف نباید به عنوان یک روش قابل اعتماد مطابق با شرایط همترازی نهایی باشد، اما تا اندازه ایی به عنوان بررسی موقتی شرایط نصب اولیه شفت بندی می باشد. دقت این روش یک مشکل است، بخاطر این که اغلب با استفاده از فیلر[۲] انجام می شود.

در سیستم های رانش پروانه ایی بسیار صلب (عموما در تانکر ها و فله بر ها)، مقادیر تغییر شکل خمشی بسیار کم هستند، و عکس العمل های تکیه گاهی به طور قابل توجهی به انحرافات موقعیت عمودی یاتاقان ها حساس هستند. عکس العمل ها در این یاتاقان ها برای انحرافات کوچک در مقادیر افت و شکاف متفاوت خواهند بود.

---

۱. Sag and Gap

۲. Filler Gauge

به صورت جدی توصیه شده است که آفست یاتاقان، و موقعیت موتور یا گیربکس نباید منحصرا بر اساس اندازه گیری های افت و شکاف تصحیح شود. دقت این روش در حدی نیست که بتوان برای بهبودی همترازی استفاده از آن استفاده کرد.

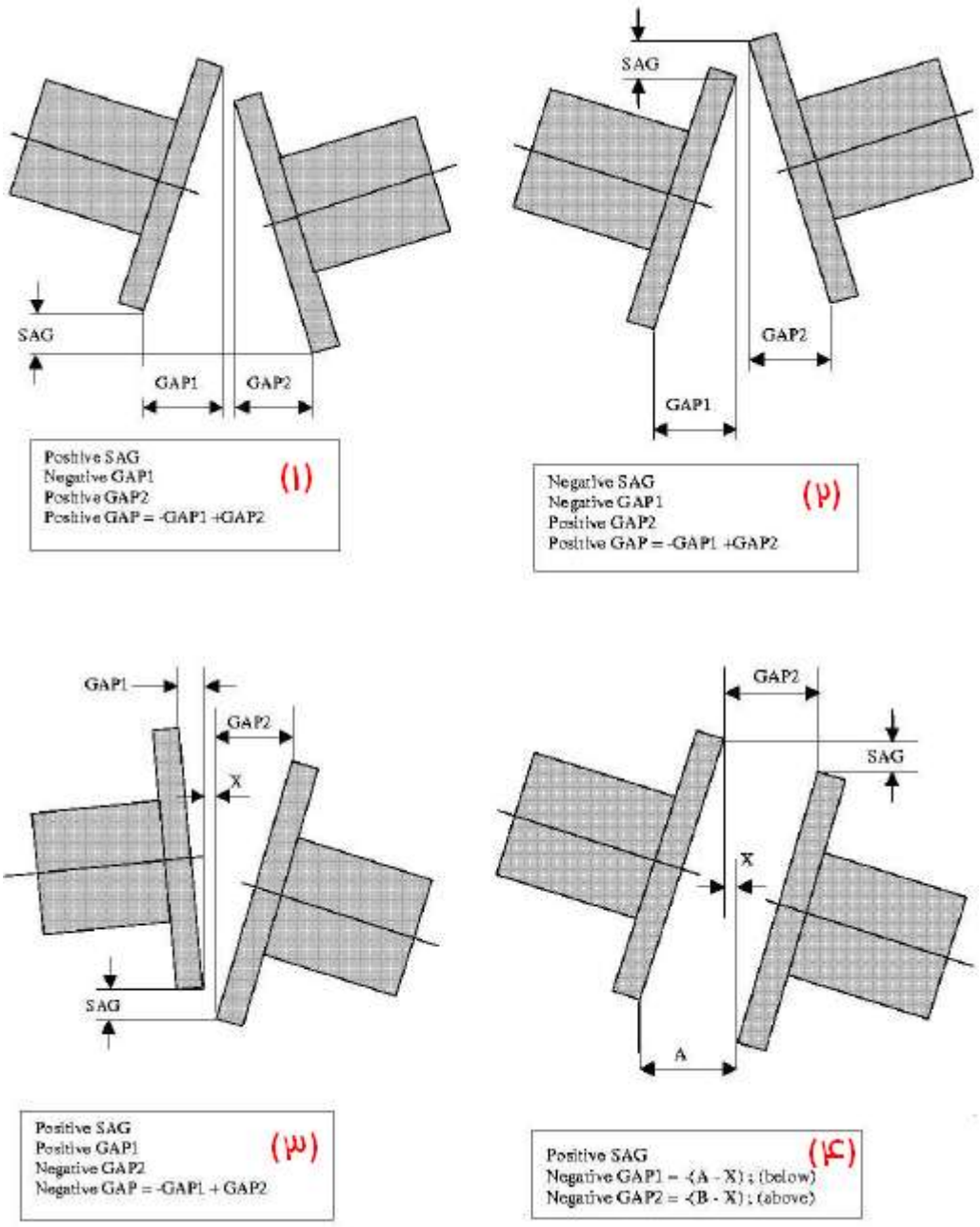
همچنین توصیه شده است تا بعد از اینکه موارد زیر به اتمام رسید، روش افت و شکاف را شروع کنیم:

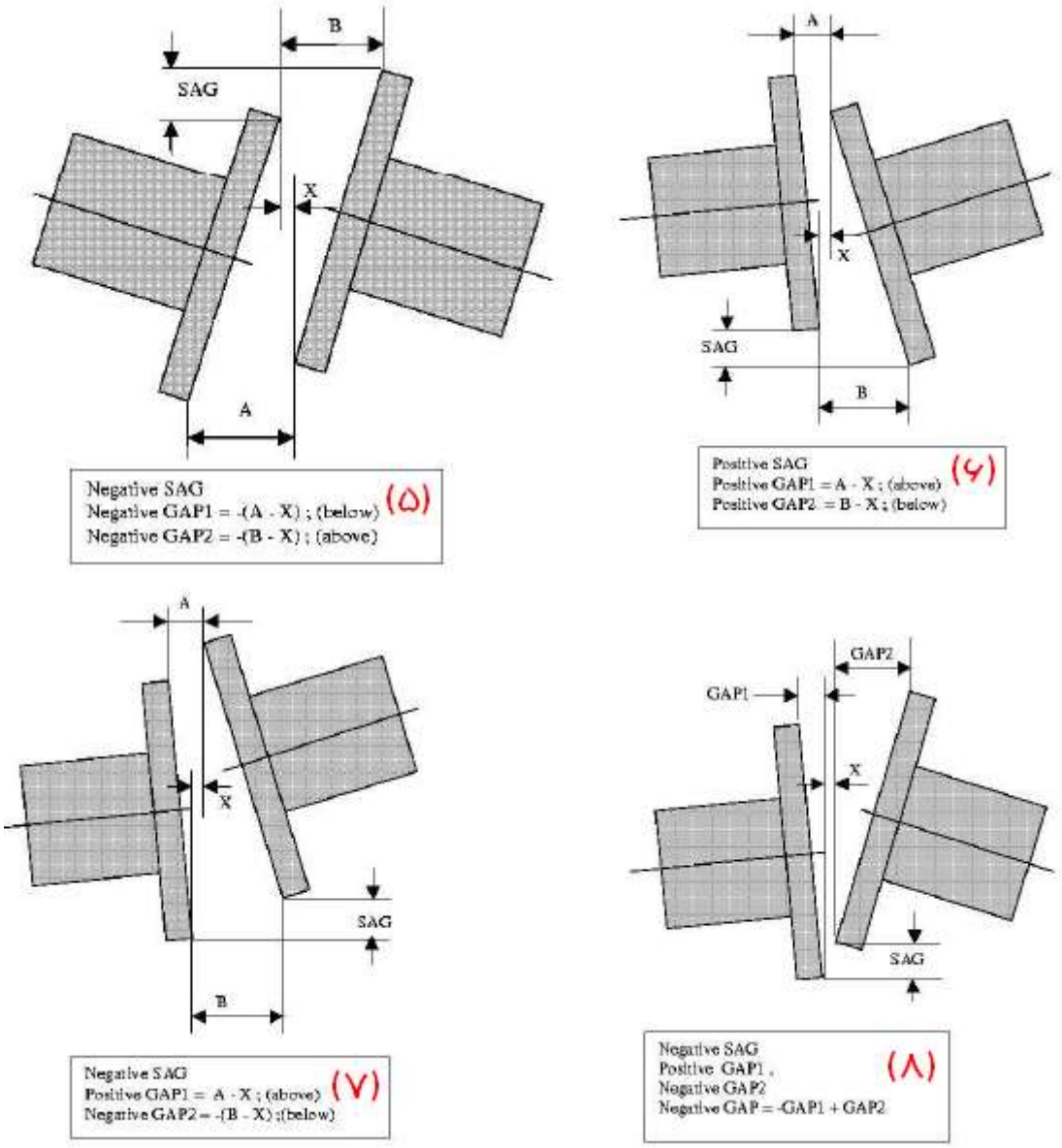
- موتور و چرخ دنده کاهش دور نصب شود.
- تکیه گاه های موقتی نصب شود.
- شفت ها درون شناور قرار داده شود و پروانه نیز سوار شود.
- شفت در تماس با جلوترین قسمت پوسته کفی استرن تیوب باشد.

محاسبات نیز به دنبال موارد زیر به پیش می روند:

- همترازی برای این سیستم نصب شده مشخص و محاسبه می گردد.
- موقعیت آفست یاتاقان های موقتی مشخص می شود.
- سیستم نصب شده در فلانج ها و هر شفت که گسسته اند، به طور جداگانه ایی آنالیز می شود ; تغییر مکان ها و شیب در هر انتهای شفت (اتصال فلانج) محاسبه می شوند.
- هم اکنون، افت (نشست) به وسیله تغییر مکان خمیده گی در محل هر فلانج و کم کردن آن از جابجایی فلنج جفت شده محاسبه می شود.
- شکاف (درز) نیز از اختلاف در فاصله بین حاشیه بالایی یا پایینی فلانج جفت نشده، به دست می آید.
- در هر فلانج از انحراف زاویه ایی شفت (در محل فلانج) و قطر فلانج محاسبه می شود. شکاف کلی نیز از مجموع هر دو شکاف فلانج به دست می آید.

در آنالیز افت و شکاف ABS، کنوانسیونی به منظور تعریف اطلاعات افت و شکاف منحصر به فردی امضا شد. فلانج ها، در مطابقت یکی با دیگری، می توانند ۸ وضعیت متفاوت داشته باشند. محاسبات افت و شکاف مشروط به آرایش یکسان که در شکل(۳-۲۱) نشان داده شده است، فرق خواهند داشت.





شکل۳-۲۱: آرایش فلانج در آنالیز های آفت و شکاف

۳-۳-۷-اندازه گیری عکس العمل ها

موضوعات مرتبط:

- اندازه گیری jack-up
- اندازه گیری کرنش سنج
- اندازه گیری افت و شکاف

در بخش اول، همترازی سیستم رانش بر اساس ملاحظه شرایط استاتیکی در این یاتاقان ها تعریف شده بودند.

بر این اساس، برای تائید همترازی، این شرایط تکیه گاهی بررسی و اندازه گیری می شوند، یعنی:

- عکس العمل های تکیه گاهی
- نامیزانی یاتاقان شفت

عکس العمل یاتاقان ها به طور مستقیم یا غیر مستقیم اندازه گیری می شوند. روش های رایج که در اندازه گیری این شرایط همترازی بکار گرفته می شود، به قرار زیرند:

- افت و شکاف
- روش لیفت با جک هیدرولیک (Jack-up)
- روش کرنش سنجی

افت و شکاف و تکنیک کرنش سنجی روش های غیر مستقیم هستند که خمش ها و تغییر طول ها را در شفت و اندازه گیری های وابسته به عکس العمل های تکیه گاهی را انجام می دهند

اندازه گیری جک هیدرولیک یک روش مستقیم اندازه گیری عکس العمل هاست، در جایی که یک جک هیدرولیک برای لیفت کردن شفت استفاده می شود و بار را در یاتاقان مورد نظر اندازه می گیرد

۳-۳-۸-اندازه گیری ناهم راستایی یاتاقان- شفت

موضوعات مرتبط:

- درون تراشی یا شیب دار کردن دهانه یاتاقان – کجی یاتاقان
- اندازه گیری نامیزانی یاتاقان
- همترازی موتور دیزل: تغییر شکل خمشی میل لنگ در برابر عکس العمل های یاتاقان های موتور اصلی

شرایط نامیزانی بین شفت و یاتاقان بخش از اطلاعات مهمی است که باید تائید و بررسی شود. عکس العمل های تکیه گاهی اطلاعاتی را بر عمل بارگذاری بر روی یاتاقان فراهم می آورند. اما، اطلاعات مهمتر این خواهد بود که این بارگذاری در طول یاتاقان به چه صورت توزیع شده است.

ناهم راستایی بین شفت و یاتاقان تا حدی همیشه وجود دارد. مشکل هنگامی است که نامیزانی بیش از حد باعث شرایط تماسی سنگین لبه یاتاقان می شود، بنابر این از گسترش فیلم روغن در شرایط چرخش جلوگیری می کند.

نامیزانی یاتاقان شفت با جزئیات بیشتر در آنالیز همترازی یاتاقان استرن تیوب بحث شده است. اگر چه انتظار می رود که یاتاقان استرن تیوب توسط این نامیزانی با شفت، بیشتر تحت تاثیر واقع شود اما مشکلات مرتبط با این نامیزانی به خوبی متوجه دیگر یاتاقان های شفت نیز خواهد بود.

مشکل نامیزانی در یاتاقان های میانی شفت را می توان با اندازه گیری لقی بین شفت و پوسته یاتاقان کنترل و تصحیح نمود. در مورد یاتاقان های میانی شفت، ممکن است ملاحظاتی را در مورد گوه های فلزی به جای گوه های اپوکسی اختصاص دهیم. اگر نیاز به مایل کردن یاتاقان (Bearing Inclination) یا تنظیم مجدد آفست هست، گوه های فلزی (نسبت به عایق اپوکسی) خیلی راحت می توانند مجددا ماشین کاری شوند. جای دیگری که در معرض این مشکل نامیزانی است ممکن است در موتور دیزل باشد. نامیزانی در موتور ممکن است در مواردی که یکی از یاتاقان ها بدون بار شود، یک مشکل باشد. در این صورت یاتاقان مجاور آن یاتاقان بی بار شده، ممکن است منجر به بارگذاری سنگین در لبه ها شود.

۳-۳-۹-خروج از مرکزیت شفت

خروج از مرکزیت شفت می تواند یکی از مشکلات همترازی باشد و منجر به ناپایداری دینامیکی شفت می شود. اطمینان از اینکه خروج از مرکزیت شفت در محدوده های قابل قبولی باشد، امری مهم است. ABS

هیچ شرایط لازمی را در مورد این محدوده های مشخص قابل قبول خروج[1] از مرکزیت ندارد. اما مرجعی را برای این کار توصیه می کند که به شرح زیر است[2] :

"هر شفت بین مراکز ماشین تراش نگه داشته شود و حرکت چرخشی آن بعد از اینکه ماشین کاری کامل شد، چک شود. هیچ گونه نگه دارنده کمکی مجاز در طول آزمایش مجاز نیست و محدودیت های زیر به کار گرفته شود :

۱. قطر خارجی هر قسمت از شفت باید با محور چرخش در حدود ۰.۳۸ mm TIR[3] هم مرکز باشد. تغییر در هم مرکزی در هر متر از طول شفت نباید بیشتر از ۰.۰۸ mm TIR باشد.

۲. قسمت مخروطی شفت[4] باید با محور دوران ۰.۵ mm TIR باشد.

۳. پیرامون هر فلنج یا کوپلینگ اسلیو [5] باید با محور دوران در حدود ۰.۰۵ mm TIR هم مرکز باشد.

۴. ژورنال یاتاقان، ژورنال اسلیو و قطرهای خارجی اسلیو باید با محور دوران ۰.۰۵mm TIR هم مرکز باشد.

حضور بازبین فقط در صورتی لازم است که تردید کنیم که خاموش کردن دستگاه یک مشکل باشد. به هر حال این یک تمرین خوب برای کارخانه کشتی سازی است که شرایط خمشی خط شفت را بازبینی می کند."

---

1. Shaft Eccentricity
۲. DEF STAN 02–304 Part 4/ Issue 2 (NES 304 Part 4) issued by the Defense Procurement Agency, An Executive Agency of The Ministry of Defense, UK Defense Standardization
۳. Total Indicator Reading
۴. Shaft taper
۵. Sleeve coupling

الزامات سایر موسسات ممکن است متفاوت باشد که محدوده خطای کم تری را تصویب می کنند.

شفت هایی که خروج از مرکزیتی غیر از محدوده مورد نیاز دارند، باید جهت تصحیح ترتیب اثر داده شوند.

این تصحیح ممکن است به صورت های زیر انجام گیرند:

- حرارتی
- مکانیکی

تصحیح حرارتی معمولا نسبت به تصحیح مکانیکی سرد ارجعیت دارد. تنش هایی که با عمل مکانیکی به وجود می آید، می تواند به طور خطرناکی زیاد باشد، مخصوصا وقتی مواد سازنده شفت، تنش تسلیم بالایی داشته باشد.

۳-۳-۱۰-تنظیم آفست یاتاقان میانی

موضوعات مرتبط:

- ماتریس ضرائب تاثیر
- همترازی موتور دیزل

آفست یاتاقان (های) میانی شفت اغلب هنگامی تنظیم می شود که:

- عکس العمل تکیه گاهی یاتاقان جلویی استرن تیوب خیلی کم باشد.
- اندازه گیری های عکس العمل موتور اصلی، انحراف بزرگی را نسبت به مقادیر محاسبه شده نشان دهد.
- مقادیر خمش میل لنگ در محدوده مقادیر تعیین شده توسط سازنده نباشد.

➢ توجه : تغییر شکل میل لنگ و عکس العمل های یاتاقان موتور اصلی به هم وابسته هستند، به طوری که تنظیم یکی مستقیما بر دیگری تاثیر می گذارد. از این رو، تنظیم آخرین یاتاقان شفت میانی، در شرایط هر دو

تاثیر می گذارد. باید از این مسئله آگاه باشیم که درست کردن یک پارامتر منجر به بدتر شدن دیگری می شود. برای نشان دادن این موضوع که تنظیم یاتاقان شفت میانی ممکن است بر همترازی شفت تاثیر گذار باشد، تحلیل های سیستم شفت بندی در بخش قبل انجام شده است. برای مثال، راه حل آفست منفی برای یک همترازی به طور دلخواهی انتخاب شده و دو سیستم رانش در آن در نظر گرفته شده است :

- با یاتاقان جلویی استرن تیوب
- بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب

در ادامه، هر دو طراحی برای حساسیت نسبت به تغییرات در آفست یاتاقان میانی شفت، مورد تحلیل قرار گرفت (شکل۳-۲۲ و به طور نسبی شکل۳-۲۴). تنظیم روبه بالا و پایین در ارتفاع عمودی یاتاقان شفت میانی به اندازه های ۰.۱ mm و۰.۲ mm و۰.۵ mm و۱ mm از خط مرجع اولیه انجام شد.

تاثیر تغییر آفست بر یاتاقان های زیر ارزیابی شد:

- یاتاقان انتهایی شفت (یاتاقان شفت پروانه) – تغییر در شیب ناهمراستایی
- یاتاقان انتهایی موتور دیزل (یاتاقان شماره۱) – تغییر در عکس العمل
- دومین یاتاقان انتهایی موتور (یاتاقان شماره۲) – تغییر در عکس العمل

سه یاتاقان بالا به دلیل حساسیت زیادشان نسبت به تغییرات در شرایط همترازی و اهمیت خاص آن ها هنگامی که خرابی ها اتفاق بیفتد، به طور ویژه ملاحظه می شوند.

هر دو آنالیز، با و بدون یاتاقان استرن تیوب، وقتی که یاتاقان میانی شفت بیشتر از۰.۵ mm بالا برده شد، منجر به حالت بدون بار یاتاقان انتهایی موتور شدند (پیش بینی این اتفاق، با در نظر گرفتن ماتریس ضرائب تاثیر، آسان خواهد بود–توضیحات اضافی زیر را ببینید). در شکل۳-۲۲ و شکل۳-۲۴، مشاهده می شود که با تغییر ارتفاع قرارگیری (آفست) یاتاقان میانی شفت ۱ mm– تا ۱ mm+ نسبت به خط مرجع طراحی، عکس

العمل های تکیه گاهی دو یاتاقان انتهایی موتور اصلی چطور تغییر خواهند کرد. تغییر در شیب خط ویژه، بار انتقالی از یک یاتاقان به یاتاقان دیگر هنگامی که یاتاقان ها بدون بار و مجددا بارگذاری می شوند، را نشان می دهد. منحنی سوم در شکل۳-۲۲ و شکل۳-۲۴، نشان دهنده تغییرات زاویه ایی ناهمراستایی نسبت به تغییرات در آفست یاتاقان میانی شفت است.

- توجه: طراحی بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب، عموما باعث تغییر مکان یاتاقان شفت میانی (به سمت پاشنه) به منظور دستیابی به توزیع بار مناسب در طول یاتاقان می شود. به منظور هدف این تحقیق، مکان یاتاقان میانی شفت، تغییر داده نشد.

۳-۳-۱۱-سیستم با یاتاقان جلویی استرن تیوب

شکل۳-۲۲: با تنظیم کردن آفست یاتاقان میانی شفت، تاثیر مطلوب بر دو یاتاقان ابتدایی موتور اصلی به دست می آید که روی شیب یاتاقان انتهایی شفت (شفت پروانه) تاثیر زیادی نمی گذارد. همانطور که گفته شد، تا زمانی که یاتاقان های میانی شفت پایین آورده شوند، زاویه ناهمراستایی در یاتاقان استرن تیوب، بهبود می یابد (یعنی شیب کم می شود). هنگامی که تماس شفت با یاتاقان جلویی استرن تیوب قطع شود، سیستم مثل حالتی عمل می کند که هیچ یاتاقانی در جلوی استرن تیوب نصب نشده باشد.

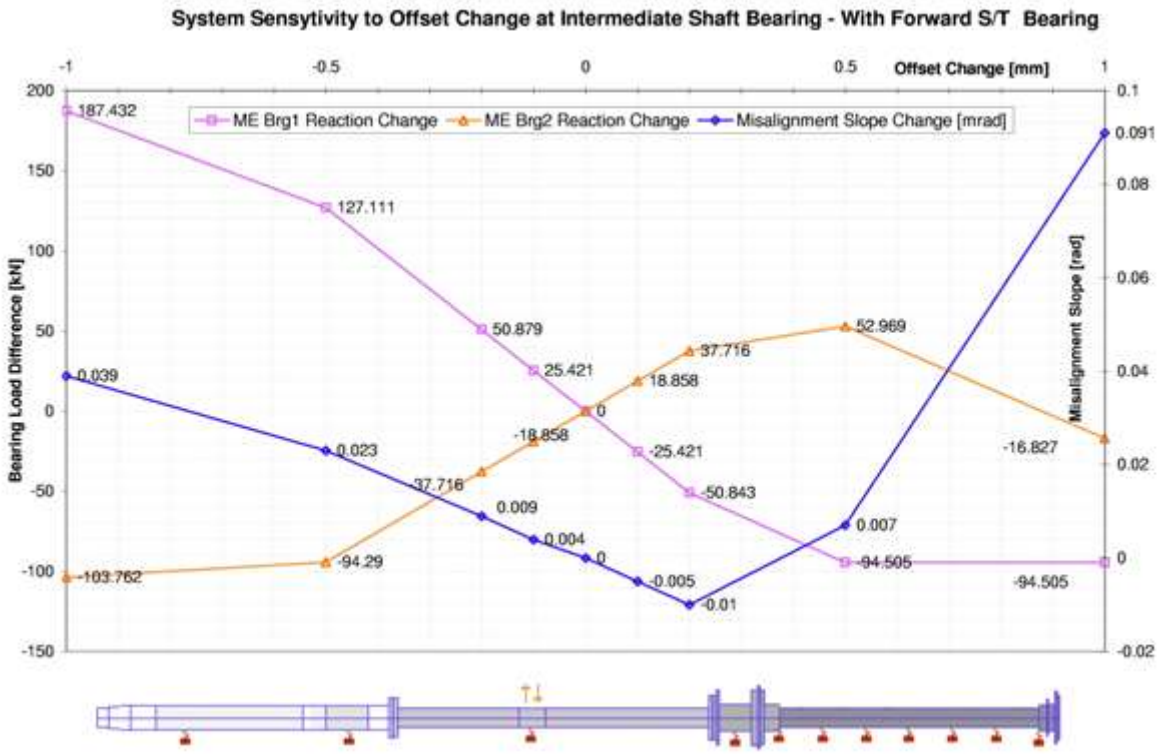
مزایا و معایب سیستم به صورت زیر است:

مزایا:

- روشی است که بیشتر ترجیح داده می شود، زیرا ناهمراستایی یاتاقان انتهایی استرن تیوب، نسبت به تنظیم یاتاقان میانی، بسیار حساس است.
- زاویه ناهمراستایی در یاتاقان انتهایی استرن تیوب، کمتر تحت تاثیر تغییرات آفست یاتاقان میانی خواهد بود.

معایب:

- سیستم از صلبیت بیشتری برخوردار است، بنابراین کمتر می تواند خود را با تغییر شکل بدنه، وفق دهد.
- شدت یکسان تغییر شکل بدنه، هم محور سازی به طور بدتری تحت تاثیر قرار می دهد و انحراف عکس العمل های تکیه گاهی، برای تغییر یکسان در ارتفاع بالاتر قرارگیری یاتاقان، از هنگامی که سیستم بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب باشد، بیشتر است.
- این چیدمان باعث می شود بعضی از یاتاقان ها، خیلی زود تر به شرایط بدون بار برسند (در تغییر آفست به میزان ۰.۲ mm+ و ۰.۵ mm+) مثلا یاتاقان جلویی استرن تیوب و یاتاقان های انتهایی موتور اصلی.



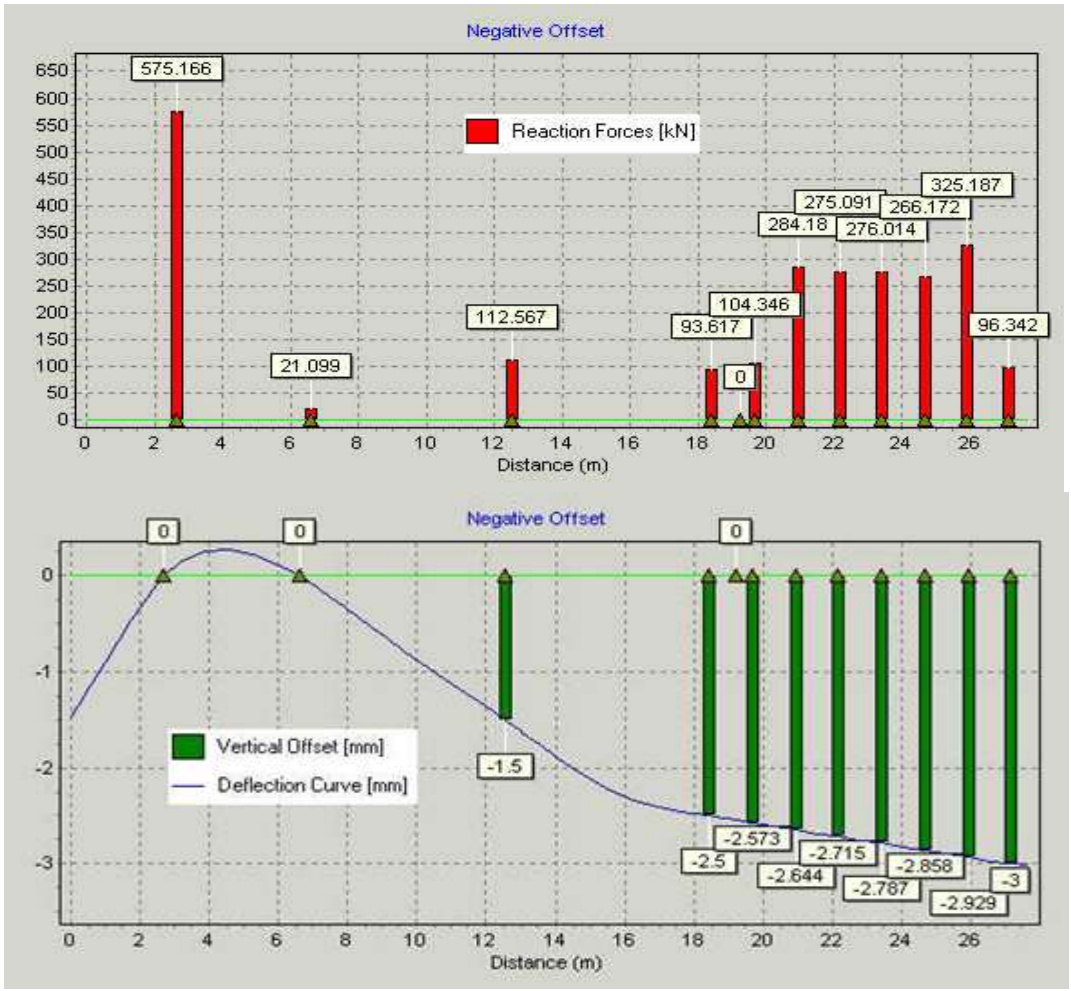
شکل۳-۲۲: حساسیت سیستم به تغییر آفست یاتاقان میانی شفت - با داشتن یاتاقان جلویی استرن تیوب

جدول۳-۴: ماتریس ضرائب تاثیر برای سیستم با دو تکیه گاه در استرن تیوب

RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-0ffset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	Supp.	< 7> 1	< 14> 2	< 27> 3	< 41> 4	< 45> 5	< 46> 6	< 48> 7	< 50> 8	< 52> 9	< 54> 10	< 56> 11	< 58> 12
< 7>	1	4.598	-8.354	*4.963*	-3.354	0.000	2.206	-0.072	0.015	-0.003	0.001	-0.000	0.000
< 14>	2	-8.354	16.063	*-11.351*	10.113	0.000	-6.653	0.218	-0.044	0.009	-0.002	0.000	-0.000
< 27>	3	*4.963*	*-11.351*	*13.478*	*-25.460*	*0.000*	*18.883*	*-0.619*	*0.126*	*-0.026*	*0.005*	*-0.001*	*0.000*
< 41>	4	-3.354	10.113	*-25.460*	166.620	0.000	-250.841	123.821	-25.141	5.104	-1.035	0.202	-0.028
< 45>	5	-0.000	0.000	*-0.000*	-0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000	0.000
< 46>	6	2.206	-6.653	*18.883*	-250.841	0.000	511.836	-379.403	125.081	-25.395	5.148	-1.004	0.141
< 48>	7	-0.072	0.218	*-0.619*	123.821	0.000	-379.403	461.940	-295.733	108.086	-21.910	4.273	-0.599
< 50>	8	0.015	-0.044	*0.126*	-25.141	0.000	125.081	-295.733	389.320	-280.955	104.921	-20.460	2.870
< 52>	9	-0.003	0.009	*-0.026*	5.104	0.000	-25.395	108.086	-280.955	386.156	-279.504	100.648	-14.120
< 54>	10	0.001	-0.002	*0.005*	-1.035	0.000	5.148	-21.910	104.921	-279.504	381.883	-259.045	69.538
< 56>	11	-0.000	0.000	*-0.001*	0.202	0.000	-1.004	4.273	-20.460	100.648	-259.045	281.235	-105.848
< 58>	12	0.000	-0.000	*0.000*	-0.028	0.000	0.141	-0.599	2.870	-14.120	69.538	-105.848	48.046

سطر و ستون سوم در ماتریس بالا نشان دهنده تغییرات در عکس العمل های تکیه گاهی در تمامی یاتاقان های سیستم است، وقتی که ارتفاع قرارگیری یاتاقان(۳) به میزان۰.۱ mmتغییر کند. شکل(۲۲)، عکس العمل های تکیه گاهی سیستم با دو تکیه گاه در استرن تیوب را نشان می دهد.



شکل۳-۲۳: عکس العمل های تکیه گاهی سیستم با دو تکیه گاه در استرن تیوب

۳-۳-۱۲-سیستم بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب

همانطور که در شکل۳-۲۴ روشن است، تنظیم آفست یاتاقان میانی شفت، تاثیرات زیادی بر روی یاتاقان های (۱) و (۲) در موتور اصلی و نیز حساسیت بالاتر (نسبت به حالت قبلی) در شفت پروانه و شیب یاتاقان به وجود می آید.

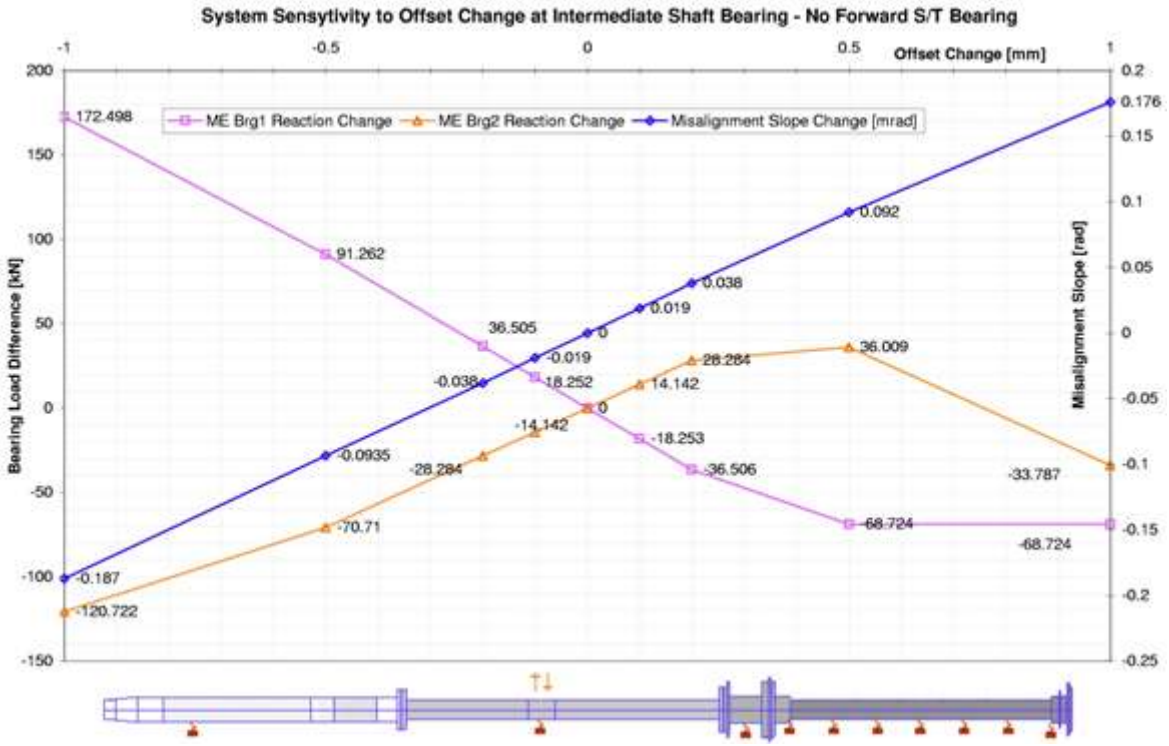
علت این حساسیت بیشتر، تغییر در توزیع بار در طول یاتاقان ها می باشد. تغییر در زاویه ناهمراستایی در یاتاقان جلویی استرن تیوب باعث تغییر خطی آفست یاتاقان میانی شفت می شود. زاویه ناهمراستایی با پایین آوردن یاتاقان میانی شفت، کاهش یافته و با افزایش ارتفاع یاتاقان میانی، افزایش می یابد. نتیجه این می تواند باشد که سیستم تطابق بیشتری با این آرایش دارد.

مزایا:

- سیستم انعطاف بیشتری دارد، پس به تغییر شکل خمشی بدنه حساسیت کمتری نشان می دهد.
- شدت یکسان در تغییر شکل خمشی بدنه، باعث تغییرات کمتر در عکس العمل های تکیه گاهی نسبت به حالتی که یاتاقان جلویی استرن تیوب وجود دارد، می شود. در نتیجه بی بار شدن یاتاقان ها در طول خط شفت دشوار می شود (این مسئله برای یک یا نهایتا دو یاتاقان انتهایی موتور مورد تائید است).

معایب:

- زاویه ناهمراستایی در یاتاقان انتهایی استرن تیوب، با تغییر در آفست یاتاقان شفت میانی، بیشتر تحت تاثیر قرار می گیرد.



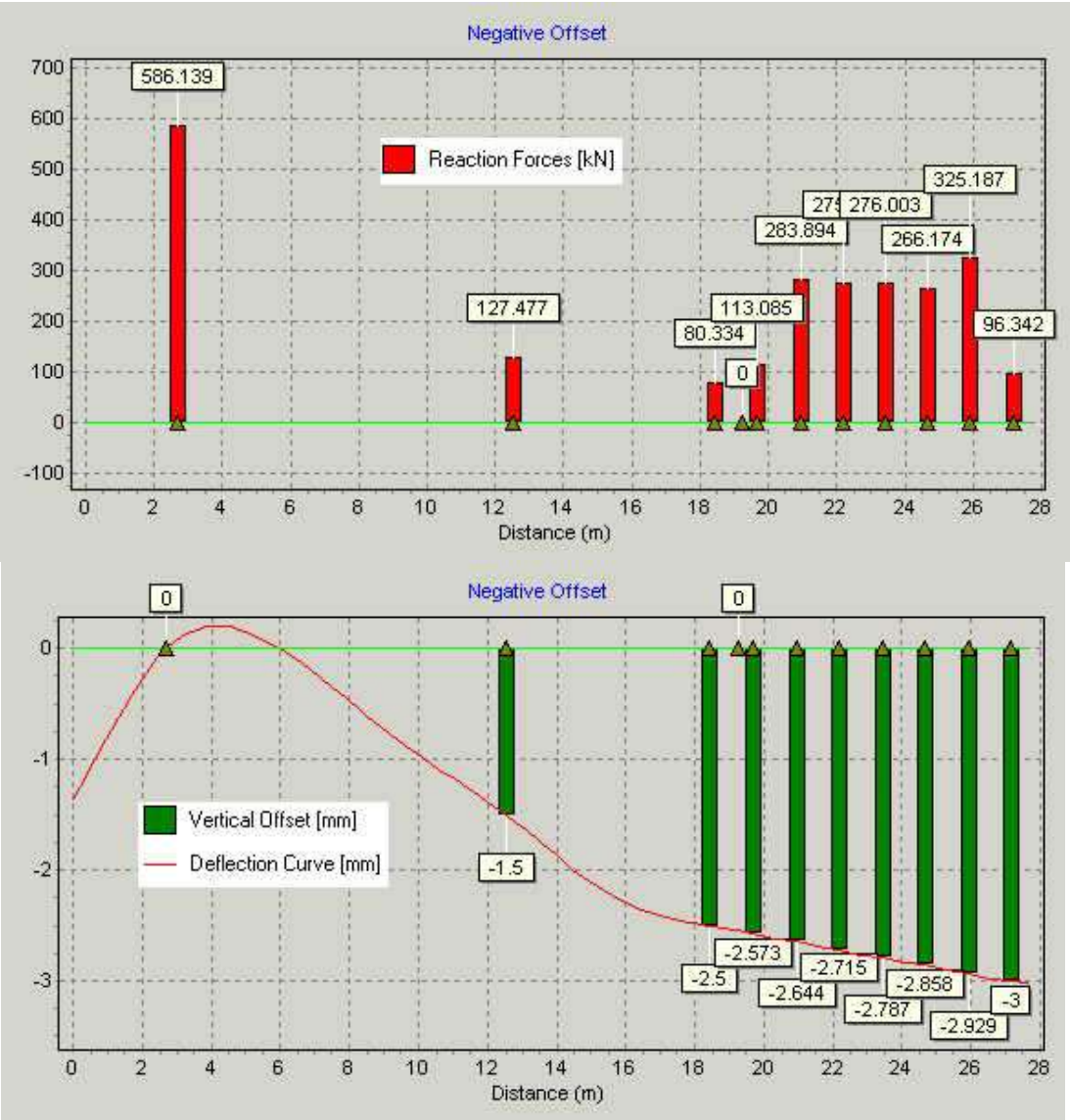
شکل۳-۲۴: حساسیت سیستم با مدل یک تکیه گاهی استرن تیوب نسبت به تغییرات آفست یاتاقان استرن تیوب

جدول۳-۵: ماتریس ضرائب تاثیر برای سیستم با یک تکیه گاه در استرن تیوب

RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-0ffset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	Supp.	< 7> 1	< 27> 2	< 41> 3	< 45> 4	< 46> 5	< 48> 6	< 50> 7	< 52> 8	< 54> 9	< 56> 10	< 58> 11
< 7>	1	0.254	*-0.940*	1.905	0.000	-1.253	0.041	-0.008	0.002	-0.000	0.000	-0.000
< 27>	2	-0.940	5.458	*-18.314*	0.000	14.182	-0.465	0.094	-0.019	0.004	-0.001	0.000
< 41>	3	1.905	*-18.314*	160.253	0.000	-246.653	123.683	-25.113	5.099	-1.034	0.202	-0.028
< 45>	4	0.000	*0.000*	0.000	0.000	0.000	-0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000	-0.000
< 46>	5	-1.253	*14.182*	-246.653	0.000	509.081	-379.313	125.063	-25.391	5.147	-1.004	0.141
< 48>	6	0.041	*-0.465*	123.683	0.000	-379.313	461.937	-295.732	108.085	-21.910	4.273	-0.599
< 50>	7	-0.008	*0.094*	-25.113	0.000	125.063	-295.732	389.320	-280.955	104.921	-20.460	2.870
< 52>	8	0.002	*-0.019*	5.099	0.000	-25.391	108.085	-280.955	386.156	-279.504	100.648	-14.120
< 54>	9	-0.000	*0.004*	-1.034	0.000	5.147	-21.910	104.921	-279.504	381.883	-259.045	69.538
< 56>	10	0.000	*-0.001*	0.202	0.000	-1.004	4.273	-20.460	100.648	-259.045	281.235	-105.848
< 58>	11	-0.000	*0.000*	-0.028	0.000	0.141	-0.599	2.870	-14.120	69.538	-105.848	48.046

سطر و ستون ۲ در جدول بالا نشان می دهد که اگر آفست یاتاقان (۲) به اندازه ۱ mm تغییر کند، تغییرات در عکس العمل های تکیه گاهی در همه یاتاقان های سیستم، به چه نحو خواهد بود. عکس العمل های تکیه گاهی برای سیستم با یک تکیه گاه در یاتاقان استرن تیوب در شکل۳-۲۵ نشان داده شده است.



شکل۳-۲۵: عکس العمل تکیه گاهی سیستم با یک تکیه گاه در استرن تیوب

۳-۳-۱۳-راه حل مورد قبول

- هر گاه یک کارخانه کشتی سازی در بدست آوردن یک همترازی نسبتا خوب امیدوار می شود، و انتظار نمی رود که همترازی نیاز به تصحیحات قابل توجه آفست یاتاقان میانی داشته باشد، پس راه حل بدون در نظر گرفتن یاتاقان جلویی شفت میانی ترجیح داده می شود. پس انتظار می رود که این روش به تغییر شکل خمشی بدنه حساسیت کمتری نشان دهد، چون شفت ها حساس تر و سازگارتر هستند.

- در هر صورت، اگر کارخانه کشتی سازی مشکلاتی را از قبیل یاتاقان های بدون بار موتور اصلی در پیش برد همترازی انتظار داشته باشد، و بخواهد از تنظیم آفست یاتاقان ها مطمئن شود، حالت مطمئن تر برای بهینه سازی، سیستم با داشتن یاتاقان جلویی استرن تیوب است. سیستم به تغییر شکل خمشی بدنه حساس تر خواهد بود ولی یاتاقان انتهایی استرن تیوب، به تنظیم ارتفاع یاتاقان میانی شفت، به آن صورت حساس نخواهد بود. در نهایت تصمیمی که بر اساس آن طراحی انتخاب می شود، توسط سازنده یا مالک گرفته می شود.

➢ توجه: مبحث بالا برای تاسیساتی فقط با یک یاتاقان میانی، از قبیل شفت بسیار کوتاه و آرایش سیستم رانش فشرده (مثل تانکرها و فله بر ها)، کاملا عملی می باشد. اما برای سیستم های شفت بندی بلند تر (مثل شناور های کانتینر بر)، جایی که بیش از یک یاتاقان میانی شفت در سیستم وجود دارد، مباحث بالا را ممکن است به طور کامل در بر نگیرد.

۳-۳-۱٤-همترازی موتور دیزل

موضوعات مرتبط:

- تنظیم آفست یاتاقان های میانی شفت
- نامیزانی یاتاقان موتور دیزل
- اندازه گیری تغییر شکل خمشی میل لنگ
- اندازه گیری ناهمراستایی شفت و یاتاقان

مشکلات هم محور سازی موتور دیزل عبارتند از:

- مشکلات عکس العمل های تکیه گاهی یاتاقان های موتور اصلی (بدون بار شدن یاتاقان انتهایی)
- ناتوانی در نگه داشتن تغییر شکل های میل لنگ در محدوده های مجاز

با افزایش قدرت موتور ها و بزرگتر شدن آن ها، اطمینان از همترازی موتور دیزل، کاری دشوارشده است. مشکل خود موتور نیست، بلکه تا اندازه ایی میزان حساسیت همه سیستم رانش و سیستم های تاسیساتی سیستم رانش در تعامل با سازه بدنه است.

با اینکه میزان انعطاف پذیری سازه موتور با طراحی های نوین، زیاد شده، اما همچنان نسبت به سازه های نگه دارنده شفت صلب تر است. وجه اشتراک بین شفت ها و موتور در موارد خاصی است که باعث مشکلات همترازی موتور می شود. تفاوت در سختی های سازه ایی زیر خط شفت و سازه نگه دارنده موتور (شامل سازه خود موتور) نسبتا زیاد است و تغییرات بین سازه های زیاد است. از نظر سازه ایی، این تغییرات سریع، مشکلی به نظر نمی رسند، ولی در هر صورت بر شرایط همترازی، مخصوصا بر باگذاری یاتاقان انتهایی موتور و تغییر شکل خمشی میل لنگ، تاثیر می گذارد.

۳-۳-۱۵-تغییر شکل خمشی میل لنگ

تغییر شکل خمشی میل لنگ، یک روش غیر مستقیم برای بررسی میزان تغییرات در میل لنگ است. تغییر شکل ها بین لنگ های میل لنگ، برای هر سیلندر، اندازه گیری می شود و مقادیر به دست آمده باید در محدوده مجاز که توسط طراح موتور مشخص می شود، قرار بگیرد. با توجه به اینکه میل لنگ به صورت صلب به بقیه شفت ها متصل است، هر گونه اغتشاش در آفست یاتاقان های خط شفت، باعث در تغییر ارتفاع قرار گیری میل لنگ می شود. دو یاتاقان انتهایی موتور اصلی، تحت تاثیر بیشترین حساسیت قرار دارند.

تغییر شکل خمشس میل لنگ ابتدا توسط سازنده موتور در طراحی مراحل ساخت موتور، تنظیم می شود. همترازی عمودی یاتاقان موتور اصلی، پارامتری است که تغییر شکل میل لنگ را کنترل می کند و پس از آن که مکان عمودی یاتاقان موتور اصلی در طی ساخت موتور تنظیم شد، هیچ امکان تغییری پس از تحویل

آن وجود ندارد. هم چنین توصیه می شود که موتور با کمترین تغییر شکل در میل لنگ، تحویل داده شود. تغییر شکل کم کم میل لنگ، فضای بیشتری را برای نظیم عکس العمل های احتمالی نسبتا بزرگ در یاتاقان های موتور اصلی فراهم می آورد.

- توجه: در حالت ایده آل، تغییر شکل میل لنگ باید پیش از آغاز طراحی همترازی شفت در دسترس باشد. دانستن مقدار اولیه تغییر شکل میل لنگ می تواند تصمیمات گرفته شده برای ارتفاع عمودی قرار گیری یاتاقان موتور را تغییر دهد.

روش معمول در تصحیح شرایط بارگذاری یاتاقان موتور اصلی این است که ارتفاع قرارگیری یاتاقان شفت را در بهترین وضعیت میانی تنظیم کنیم تا بار مورد نظر به درستی بر روی تکیه گاه موتور اصلی به دست آید. به هر حال در بعضی از موارد، امکان تصحیح بارگذاری یاتاقان موتور با تغییر در ارتفاع قرارگیری یاتاقان شفت میانی، بدون ایجاد مشکل دیگری در سیستم، وجود ندارد.

برای مثال:

- تغییر شکل های میل لنگ: در اصل، میل لنگ از کارخانه با تلرانس هایی که توسط طراح موتور تعریف شده اند، تحویل داده می شود. اگر تغییر شکل های میل لنگ تحویل داده شده نزدیک به محدوده تلرانس باشد، بر هم کنش میل لنگ و بقیه سیستم محرک می تواند به سادگی، تغییر شکل میل لنگ را از حد مجاز خارج کند. تلاش برای تصحیح یاتاقان بدون بار موتور اصلی، به وسیله تغییر در ارتفاع قرار گیری یاتاقان میانی شفت می تواند تغییر شکل های به وجود آمده در شفت را بدتر کند.
- بارگذاری در یاتاقان استرن تیوب: تلاش برای تصحیح تغییر شکل خمشی میل لنگ و بارگذاری یاتاقان موتور اصلی، ممکن است موجب بدتر شدن توزیع بار در یاتاقان استرن تیوب شود (ناهمراستایی نسبی بین یاتاقان و شفت) تاسیساتی که در آن یاتاقان جلویی استرن تیوب در نظر گرفته نشوند، بسیار حساس است.

مثال: تصحیح هم محورسازی در مواردی که یکی از یاتاقان های موتور اصلی بی بار باشند، مورد نیاز خواهند بود. معمولا دلیل بی باری یاتاقان موتور اصلی به دلیل اغتشاشات در خط شفت است. در نتیجه، از نظر طراحی انتظار می رود که بر بارگذاری سه یاتاقان انتهایی موتور، تاثیر بگذارد. محتمل ترین حالت این است که دو یاتاقان انتهایی موتور در شرایط بدون بار قرار گیرند و یاتاقان سوم در شرایط بار لبه ایی از طرف میل لنگ قرار گیرند. بدون بار بودن یاتاقان های انتهایی موتور ممکن است مشکلی پیش نیاورد، اما می تواند موجب بار اضافی در دومین یاتاقان انتهایی شود.

ایجاد شرایط بی باری در دومین یاتاقان انتهایی موتور، ممکن است عواقب بدتری از بار های ضربه ایی ناشی از احتراق، مانند بارگذاری بیش از حد بر روی یاتاقان (۱) و(۳) و نیز بارگذاری لبه ایی بر روی یاتاقان (۳) داشته باشد. یاتاقان های فوق ممکن است بدون بار شوند و یا به آهستگی تحت تاثیر بارگذاری قرار گیرند که در بعضی موارد اگر تصحیحات اعمال نشود، ممکن است پی آمد های جدی را در بر داشته باشد.

شکل۳-۲۶، آسیب وارده به پوسته داخلی یاتاقان موتور را نشان می دهد که ناشی از بار اضافی هیدرولیکی است (یعنی فشار بالای لایه روغن). این حالت ممکن است نشان گر ناهمراستایی قابل توجه در یاتاقان ژورنال میل لنگ، و در نتیجه بارگذاری لبه ایی شدید بر روی یاتاقان باشد.

شکل۳-۲۶: خرابی یاتاقان موتور دیزل ناشی از بار شدید لبه ایی

۳-۳-۱۶-سوالات متداول-مشکلات و راه حل ها

- مسئله: اندازه گیری های هم محور سازی در حوضچه خشک با مقادیر محاسبه شده تفاوت دارد.

راه حل: فاکتور های مختلفی هستند که می توانند شرایط همترازی را در حوضچه خشک تغییر داده و بدتر کنند. در ابتدا پروسه حوضچه خشک (همانطور که در قسمت های قبل گفته شد) به دقت دنبال می شود. هر گونه انحراف در انجام این پروسه ممکن است باعث بوجود آمدن شرایطی شود که به سادگی قابل تصحیح نیستند. اولین مشکل عدم تطابق و انحراف از نیازهای اولیه است طوری که کارهای سازه ایی در قسمت پاشنه باید تکمیل شود به صورتی که مزاحمت قابل توجهی را در ارتفاع قرارگیری یاتاقان به وجود نیاورد.

- مسئله: حتی اگر تعیین خط مرجع بعد از پایان کار های سازه ایی بدنه انجام شود، عکس العمل های تکیه گاهی تطابق کافی با مقادیر بدست آمده را ندارند.

راه حل: اگر تعیین خط مرجع تحت شرایط دمایی خاصی انجام شود، ارتفاع قرار گیری یاتاقان و همینطور عکس العمل های تکیه گاهی می تواند در شرایط دمایی مختلف، تحت تاثیر قرار گیرد. معمولا تعیین خط مرجع در صبح زود پیش از طلوع خورشید صورت می گیرد تا توزیع دمایی یکنواختی در سازه به وجود آمده باشد. اگر اندازه گیری عکس العمل های تکیه گاهی در حوضچه خشک در طول روز و هنگامی که سازه بدنه به علت گرم شدن در نور خورشید تحت تاثیر قرار گرفته، انجام شود، مقادیر اندازه گیری شده عکس العمل های تکیه گاهی ممکن است به طور قابل ملاحظه ایی با مقادیر اندازه گیری شده آن در صبح زود، متفاوت باشد. بنابر این در نظر گرفتن این تفاوت ها بسیار حائز اهمیت است.

- مسئله: اگر یک بار همترازی در حالت شناوری تغییر کند، چطور می توان اندازه گیری ها را از اول تا آخر در حوضچه خشک انجام داد. به علاوه، هیچ اطلاعاتی در مورد اثر تغییر شکل خمشی بدنه بر آفست یاتاقان ها در دسترس نیست.

راه حل: اگر تحلیل همترازی بدون در نظر گرفتن تغییر شکل خمشی بدنه انجام شود، تعیین همترازی در حالت شناوری دشوار خواهد بود. شرایط هم محور سازی بستگی به دانش و تجربه کارکنان کارخانه کشتی سازی دارد. به هر حال این مورد، لزوما هم محور سازی در حوضچه خشک را بی فایده نمی کند.

هم محور سازی که برای حوضچه خشک طراحی می شود، ممکن است به نظر قابل قبول نیاید اما اگرطراحی درست صورت گیرد، هم محور سازی شفت، تصحیح لازم را برای اغتشاشات مورد انتظار، در بر خواهد داشت.

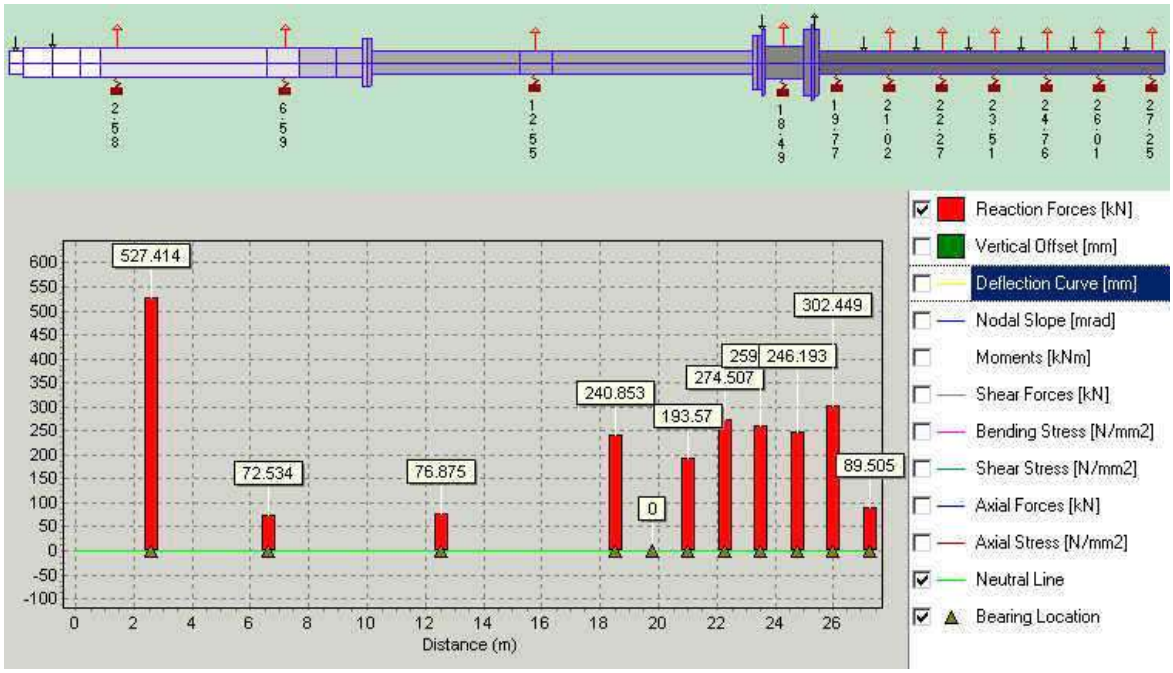
(به مثال زیر را توجه کنید).

مثال:

نفت کش VLCC با موتور دیزل دور پایین، مستقیم به پروانه کشتی کوپل شده است.

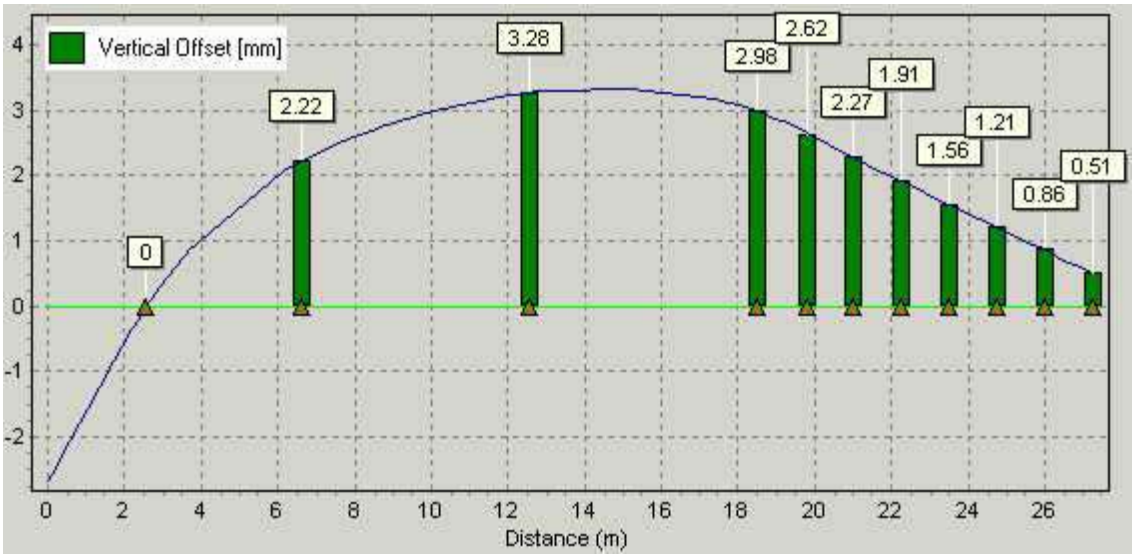
همترازی در حوضچه خشک با بی بار شدن دومین یاتاقان موتور اصلی به پیش می رود (شکل۳-۲۷).

در شکل۳-۲۹ نشان داده شده است که چگونه عکس العمل های یاتاقان ها، هنگامی که کشتی در حالت شناور در نظر گرفته می شود، تغییر می کند و ارتفاع قرار گیری یاتاقان در شرایط حوضچه خشک با تغییر شکل خمشی بدنه و نشست قاب موتور دچار تغییر خواهد شد (این مثال ویژه برای شرایط کشتی مملو از بار در نظر گرفته شده است).

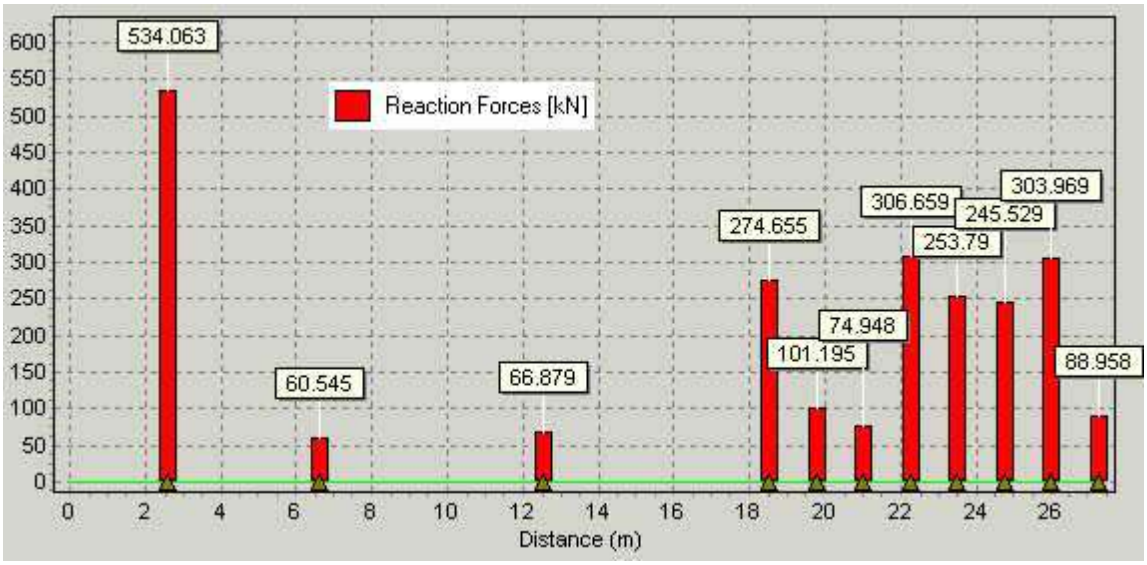


شکل۳-۲۷: عکس العمل تکیه گاهی برای همترازی در حوضچه خشک که دومین یاتاقان موتور اصلی عمدا بدون بار شده است.

تغییر مکان های توصیف شده برای هر کدام از عکس العمل یاتاقان ها که در بالا بدست آمده در شکل زیر نشان داده شده است:

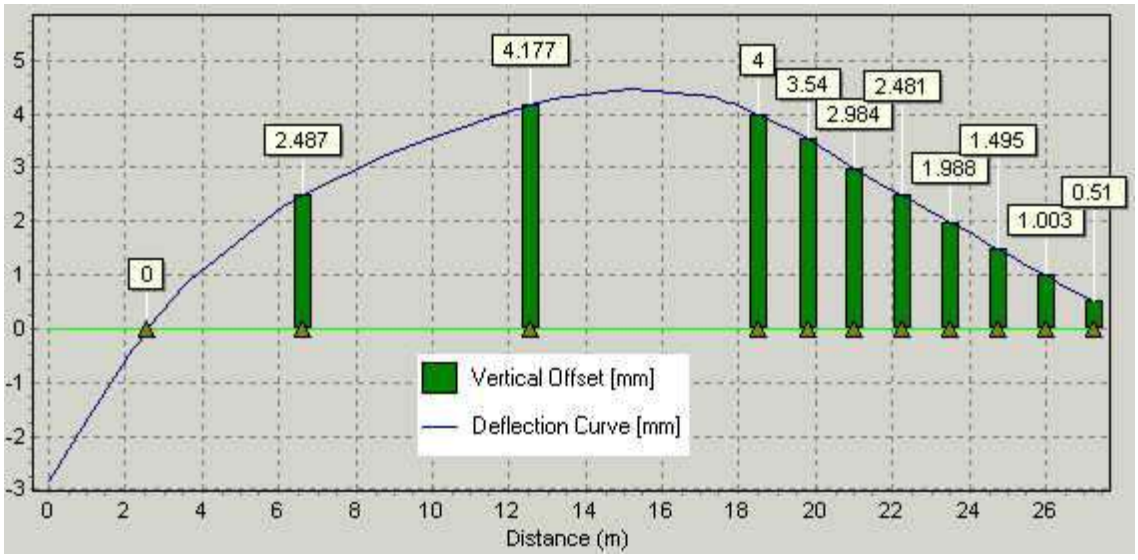


شکل۳-۲۸: منحنی تغییر شکل و ارتفاع یاتاقان ها برای همترازی اولیه هنگامی که یاتاقان دوم موتور در شرایط بدون بار باشد.



شکل۳-۲۹: عکس العمل یاتاقان ها با توجه به تصحیح تغییر شکل خمشی بدنه در حالت شناوری

شدت تغییر شکل خمشی بدنه به شرایط بارگذاری شناور بستگی دارد. آفست یاتاقان برای شناور مملو از بار با شرایط بالاست (متعادل) کاملا متفاوت است. همترازی باید هر دو شرایط بالا را ارضا کند. شکل۳-۳۰ آفست نهایی یاتاقان ها را نشان می دهد.



شکل۳-۳۰: آفست نهایی یاتاقان ها با توجه به تغییر شکل خمشی بدنه

شکل۳-۳۰ دقیقا دلایل این که چرا همترازی حوضچه خشک اینقدر اهمیت دارد را نشان می دهد.

تجربه در طراحی همترازی بسیار حائض اهمیت است. ولی حتی مهندسان با تجربه هم ممکن است در اطمینان از شرایط همترازی قابل قبول، تحت همه شرایط عملیاتی، مشکلاتی داشته باشند. در این حین، نرم افزار های بهینه سازی، چاره ساز خواهند بود.

- مسئله: چرا توصیه نمی شود که گوه های یاتاقان ها، گیرباکس و موتور را تا وقتی که همترازی در شرایط شناوری تائید نشده، بکار ببریم ؟

راه حل: حتی اگر تغییر شکل خمشی بدنه در نظر گرفته شده باشد، و همترازی در حوضچه خشک به پیش بینی های تحلیلی نزدیک باشد، به منظور لحاظ کردن برخی موارد غیر قابل پیش بینی، نیاز است تا هم محور سازی در حالت شناوری به پایان برسد. به این دلیل، گذاشتن گوه در زیر موتور و یاتاقان شفت میانی باید فقط هنگامی که همترازی در شرایط شناور تائید شد، انجام شود.

- مسئله: در مورد شناور های کوچکتر آیا این روند پیشنهاد شده به خوبی قابل اجرا است ؟

راه حل: این روند برای شناور های کوچک تر هم قابل اجراست. به هر حال، شناور های کوچک تر، مشکلات سخت گیرانه کمتری در ارتباط با همترازی دارند. زیرا شفت های آن ها انعطاف بیشتری دارند و سازه آن ها نیز صلب تر است.

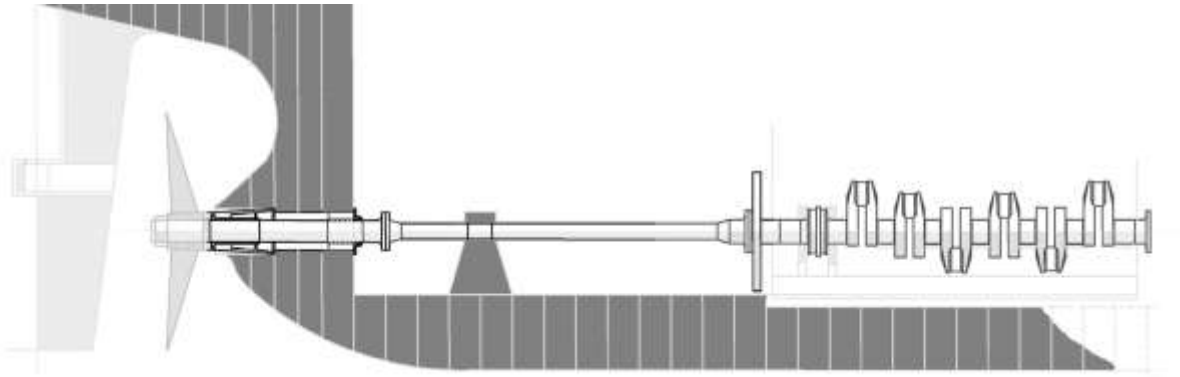
- مسئله: اگر راه حل آسانی برای محاسبه تغییر شکل خمشی بدنه وجود نداشته باشد، اگر بدانیم که تغییرات بدنه در هنگام شناوری، همه را خراب کرده و به حالتی می رساند که نتیجه آن، عکس العمل های غیر قابل قبول باشد، چرا در این صورت شفت ها باید با همه نیاز های حوضچه خشک مطابقت کنند.

راه حل: وظیفه سازنده این است که از شرایط عملکرد شفت ها در شرایط کاری مطمئن شود. یک ناهماهنگی بین تحلیل های همترازی و روند اجرای آن، در ابتدایی ترین مرحله همترازی شروع می شود. تحلیل های همترازی شفت و روند آن اغلب اوقات ناسزگارند به طوری شرایط مورد نیاز با دقت بالا برای اجرای روند همترازی، با توجه به تلرانس های ساخت کشتی وجود ندارد. این نمی تواند یک مشکل باشد وقتی که روند همترازی تحت شرایط انجام شده باشد:

- کشتی تا حدی کامل شود که جوش کاری های اصلی به پایان رسیده و بارهای سنگین در محل خود قرار گیرد.
- تغییر شکل بدنه شناخته شده یا با دقت کافی محاسبه شود.
- همترازی در یک حالت کنترل شده بررسی و انجام شود.

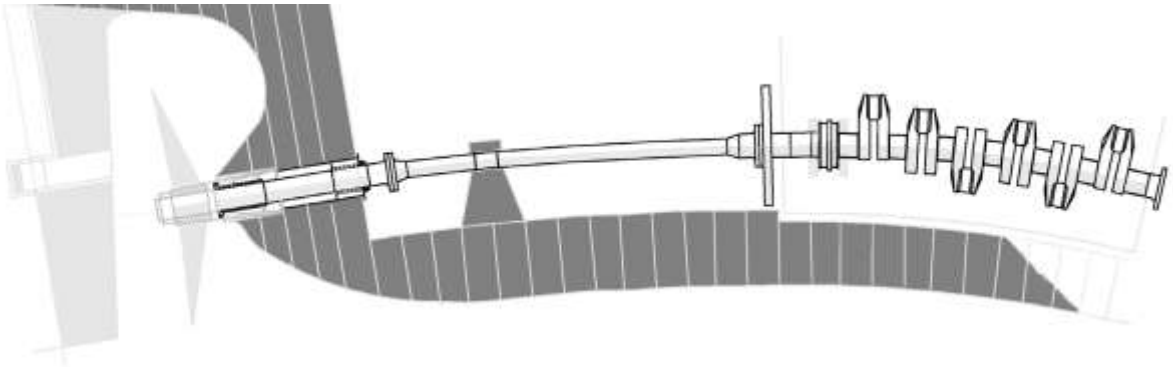
همان طور که اشاره شد، شرایط ایده آل برای انجام پروسه همترازی، قبل از آب اندازی شناور خواهد بود. در هر صورت، برای آن که بتوان به همترازی در شرایط حوضچه خشک اعتماد کرد، لازم است تا تغییر شکل های بدنه را با دقت بالایی پیش بینی کنیم و بتوانیم همترازی در حوضچه خشک را با دقت طراحی کنیم تا بتوانیم از اختلال های کوچک که بر انجام پروسه تاثیر می گذارند، جلوگیری کنیم. موسسه رده بندی ABS، با اندازه گیری های دقیق تغییر شکل بدنه بر روی انواع شناورها، این کار را انجام داده است. در نتیجه مهم است که اطلاعات بالا را تاحد ممکن به دقت بدانیم. به هر حال، اگر شناور در حوضچه خشک نباشد، تعیین یک خط مرجع که عملیات همترازی با آن صورت می گیرد، دشوار خواهد بود.

یک خط مرجع نوری هنگام پروسه دیدن از طریق تلسکوپ نوری در حوضچه خشک انجام می شود(شکل۳-۳۱). بعد از اینکه شناور آب اندازی شد، به علت تغییر شکل بدنه، این خط مرجع کج خواهد شد. تخمین این کج شده گی در اثر تغییر شکل بدنه ممکن نیست. در نتیجه، بدون اطلاع از تغییر آفست یاتاقان ها در اثر تغییر شکل بدنه، پروسه هم محور سازی با دقت مطلوب مورد تائید قرار نخواهد گرفت.



شکل۳-۳۱: در حوضچه خشک

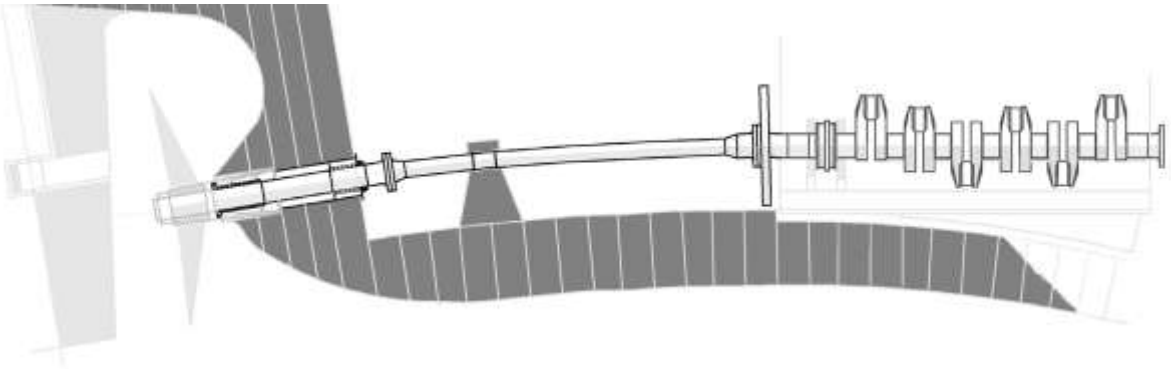
به منظور محافظت از موتور دیزل از آسیب های ناشی از همترازی ناکافی و ناقص، معمولا نیاز است تا طراحان موتور عمل نشست(خمش) قاب موتور دیزل بعد از اینکه شناور در حالت شناوری قرار گرفت را بکار ببرند (در قسمت های قبل به این عمل اشاره شد). به نظر می رسد در صورتی که نشست قاب موتور را در نظر بگیریم، اثرات تغییر شکل بدنه بر همترازی موتور تصحیح شده و کاهش می یابد. این یک میانگین مقدماتی است برای از بین بردن تغییر شکل هایی است که هنگام شناوری به وجود می آید و علاوه بر آن، تاثیرات تنش میانی[۱] هنگامی که شناور مملو از بار می شود را کاهش می دهد.



شکل۳-۳۲: شناور در حالت شناوری – تاثیر تغییر شکل خمشی رانش

۱. Hogging

به هر حال، این تصحیح برای موتور بعد از شناوری به کار بسته می شود و باعث یک پروسه هم محور سازی متناقض می شود(شکل۳-۳۳). خط مرجع تعیین شده در شرایط حوضچه خشک، اکنون تنها در قسمت زیرین موتور اصلی تغییر یافته است. اکنون، شفت ها و موتور روی خطوط مرجع متفاوتی همتراز شده اند(ابتدا یکی در حوضچه خشک تعیین شده بود و دیگری به طور نامشخص برای همترازی مجدد و نشست قاب موتور بعد از آب اندازی شناور برقرار شده است). نتیجه این است که شفت ها از یک طرف تحت تاثیر تغییر شکل خمشی بدنه قرار می گیرند و موتور اصلی از طرف دیگر برای شرایطی که آبخور های سینه و پاشنه یکسان[1] با شد، (شرایط متعادل شناور) تصحیح می شود (شکل۳-۳۳).



شکل۳-۳۳: شناور در حالت شناوری - به کار گیری نشست موتور

چیزی که در اصل به وجود می آید این است که کنترل بر همترازی موتور زیاد شده است (اکنون، خط مرجع موتور مشخص شده است). ولی دقت کنترل شرایط همترازی در شفت و تا حد زیادی در یاتاقان استرن تیوب از بین رفته است.

راه حل برای تناقض بین تحلیل ها و روند همترازی در این است که تمامی روند همترازی شفت را در حالتی که شناور در حوضچه خشک است، هدایت کنیم. که در آن جا این روند می تواند به دقت در برابر تحلیل ها

---

۱. Even Keel Condition

تائید شود. برای همترازی سیستم در حوضچه خشک، لازم است تا توانایی انجام موارد زیر را داشته باشیم:

- تخمین تغییر شکل های خمشی بدنه، چون همترازی باید در حالت شناوری نیز رضایت بخش باشد.
- مشخص کردن جابجایی بهینه یاتاقان برای اطمینان از همترازی دقیق که نسبتا از تغییر شکل های خمشی بدنه در حالت شناوری تاثیر نمی پذیرد.
- انجام تمامی روند همترازی در حوضچه خشک.

برای تدارک تصحیحات لازم، یاتاقان های خط شفت، و مخصوصا موتور دیزل و گیربکس، تا زمانی که شرایط تکیه گاهی در حالت شناوری رضایت بخش نشود، نباید گوه گذاری انجام شود(مستحکم شوند). مرحله نهایی در روند همترازی، تائید شرایط همترازی است، که معمولا با اندازه گیری عکس العمل های تکیه گاهی انجام می شود.

- مسئله: باید توجه خاصی به تلرانس ها در مقادیر افت و شکاف شود تاثیرگذاری حداقل تلرانس ها بر همترازی بهتر است تا بررسی شود. همچنین یک محدودیتی برای حداقل تلرانس ها باید گرفته شود. این می تواند کار همترازی را مطمئن سازد که قابل اجراست و حساسیت (ضرائب تاثیر) همترازی نیز معقول است. اما این محدوده ها چه هستند و آیا می شود به همترازی با این روش بسنده کرد ؟

راه حل: افت و شکاف به عنوان یک روش چک کردن خوب برای تائید شرایط نصب اولیه در نظر گرفته شده است. مشکل با افت و شکاف، دقت در روند آن می باشد که در شفت ها با قطر های بزرگتر بیشتر مشخص می شود. دقت این روش به خاطر نسبتی که بین مقادیر افت و شکاف و هندسه سیستم وجود دارد، محدود است. تلرانس های افت و شکاف نیز به تجهیزات مورد استفاده در بازبینی های مشابه محدود می شوند.

دقت گیج ساعتی[۱] بالای mm ۰.۰۰۱ و دقت فیلر[۲] نمی تواند بالاتر از mm ۰.۰۵ باشد. اغلب مشکل است که با اطمینان اندازه گیری ها را با فیلر به انجام دهیم ، ولی شکاف ها مخصوصا با آن ها اندازه گیری می شود. (خطاهایmm ۰.۱ یا حتی بزرگتر خیلی رایج است).

۱. Dial gauge

۲. Filler gauge

۳-٤-بازرسی[1] همترازی شفت

مبحث کلی

بر اساس قوانین ABS ، لازم است تا همترازی شفت در حضور یک بازرس انجام شود. معمولا صحت همترازی باید در حالت شناوری و شرایطی که سازه فوقانی روی کشتی نصب شده باشد، انجام پذیرد. زمانی که قرار است محاسبات همترازی بر اساس قوانین طبقه بندی و ساخت کشتی های فولادی ارائه شود، داده های محاسبه شده باید با روند مناسب اندازه گیری ها و در حضور مهندس ناظر (بازرس) که از مراحل انجام انجام شده رضایت کامل دارد، تائید و ثبت شوند.

الزامات قوانین فوق یک دستور کار کلی است که اساسا سازندگان کشتی را برای اطمینان از وجود یک موسسه رده بندی در طول روند همترازی موظف می سازد. در هر صورت هر وقتی که صحبت از معیار های قابل قبول همترازی است، چند سوال مطرح می شود که باید به آن ها پاسخ داده شود:

- حضور بازرس (مهندس ناظر) چه مواقعی نیاز است ؟
- زمانی که بازرس در عملیات هم محور سازی حضور دارد، چه اطلاعاتی را باید با خود داشته باشد ؟
- شیوه مناسب روند اندازه گیری چیست ؟
- آیا همترازی، اگر تثبیت موقعیت یاتاقان و درون تراشی آن وقتی که جوش کاری نا تمام است و/یا سازه فوقانی در جایش قرار داده نشده است، قابل قبول است ؟
- آیا روند اندازه گیری های افت و شکاف برای تائید همترازی مناسب است ؟

- آیا تائید عکس العمل تکیه گاهی فقط برای یک یاتاقان برای تائید آن ها کفایت می کند و می توان همترازی را بر اساس آن قابل قبول دانست ؟
- تلرانس های قابل قبول در اندازه گیری عکس العمل ها چیست ؟
- درون تراشی یاتاقان در چه موقع ضرورت می یابد ؟
- چگونه می توان فرآیند های مختلف ساخت را مورد بررسی قرار داد ؟

۳-٤-۱-ملاک های پذیرش همترازی

همترازی شفت برای تمام شرایط عملیاتی قابل قبول خواهد بود، اگر موارد زیر رضایت بخش باشند :

- عکس العمل های تکیه گاهی برای همه یاتاقان ها رو به بالا (مثبت) باشند.
- شیب ناهمراستایی قابل قبول باشد.
- تغییر شکل های خمشی میل لنگ در محدوده سازنده موتور باشد.
- تماس بین دنده ها قابل قبول باشد.
- تنش ها در سطوح تماس بیش از حد انتظار نباشند.

۳-٤-۲-رسیدگی

حضور بازرس (مهندس ناظر) چه زمان و در کجا نیاز است ؟

در حین عملیات همترازی چه چیزهایی باید تائید شود ؟

- تنظیم تجهیزات
- بازرسی نصب اولیه شفت بندی
- تعیین خط مرجع با استفاده از نشانه روی نوری (دید از داخل تلسکوپ)

- درون تراشی دهانه یاتاقان
- افت و شکاف
- بازرسی، بعد از نصب شفت بندی
- عکس العمل های تکیه گاهی
- الزامات دوران شفت
- ناهمراستایی بین یاتاقان و شفت
- تغییر شکل خمشی میل لنگ
- تغییر شکل خمشی قاب موتور
- شرایط تماسی دنده ها
- عکس العمل دنده های یاتاقان

۳-٤-۳-اطلاعات مورد نیاز

اطلاعاتی شامل تجزیه و تحلیل هم محور سازی و روش آن و نیز برگه باز نگری باید در دسترس بازرس قرار گیرد. جزئیات مهمی که بازرس باید با آن ها آشنایی پیدا کند، عبارتند از:

- آفست (ارتفاع قرار گیری) یاتاقان ها
- عکس العمل های تکیه گاهی یاتاقان ها
- الزامات درون تراشی دهانه یاتاقان
- ماتریس ضرائب تاثیر
- روش همترازی

۳-٤-٤-روش اندازه گیری

هر روش اندازه گیری که به صورت مستقیم یا غیر مستقیم اطلاعاتی را در مورد عکس العمل های تکیه گاهی در شرایط عملیاتی مختلف فراهم کند، به عنوان روشی برای تائید عکس العمل ها پذیرفته می باشد.

در این رابطه، اندازه گیری های روش لیفت کردن جک و کرنش سنجی قابل قبولند ولی در مورد افت و شکاف جواب منفی است.

شرایط همترازی موتور اصلی باید بر اساس تغییر شکل های خمشی میل لنگ متعادل شود. سازنده کشتی اگر نیاز شود، ، به منظور برآورده کردن الزامات تغییر شکل خمشی میل لنگ، همترازی را دوباره تعدیل می کند.

اگر این تعدیل سازی دوباره انجام شود، بازرس ممکن است درخواست تکرار تائید مجدد عکس العمل های تکیه گاهی را داشته باشد.

۳-٤-٥-ساییده گی یاتاقان استرن تیوب

وضعیت همترازی شفت می تواند از طریق اندازه گیری میزان ساییده گی یاتاقان انتهایی استرن تیوب ارزیابی شود. این اندازه گیری ها اطلاعات زیادی را در مورد بقیه شفت فراهم نمی کند، ولی در مورد وضعیت ناهمراستایی یاتاقان استرن تیوب و نحوه عملکرد آن با زمان، از اهمیت زیادی برخوردار است.

این اندازه گیری ها مرتبا در بازرسی قسمت انتهایی شفت انجام می گیرد. این کار با یک وسیله ایی به نام گیج پوکر[۱] که در بعد از آب بند قرار گرفته، اندازه گرفته می شود.

---

۱. Poker Gauge

۳-٤-٦-همترازی در حوضچه خشک

اگر همترازی فقط در شرایط حوضچه خشک تائید شود، نباید مورد قبول واقع شود، زیرا حداقل نیاز است تا در یک وضعیت شناوری نیز تائید شود.

علاوه بر این، بر اساس مقررات ABS، همترازی باید تحت همه شرایط عملیاتی رضایت بخش باشد (منظور وضعیت سرد و گرم موتور و شرایط متعادل و پر از بار شناور است). به هر حال پذیرش همترازی بر اساس یک یا دو روش اندازه گیری مبتنی بر نظر و تصمیم گیری بازرس است.

تصمیم بازرس بر اساس بازبینی مطابق با تجزیه و تحلیل مربوط و اطمینان او نسبت به عملکرد کارخانه کشتی سازی و تجربه های رضایت بخش او از شناور های مشابه دیگر است.

۳-٤-۷-پذیرش افت و شکاف

روش اندازه گیری افت و شکاف، برای تائید همترازی کافی نیست، ولی به دلیل اینکه دقت آن پایین است، نمی تواند به عنوان تنها روش تائید همترازی قابل قبول باشد.

هر چند که روش افت و شکاف دقیق نیست، اما جهت تائید وضعیت نهایی همترازی پیش از نصب شفت، روش سریع و مفیدی می باشد. تفاوت در داده های تحلیلی بیانگر این است که قبل از نصب ماشین آلات، اختلال قابل توجهی در تعیین خط مرجع رخ داده است یا این که تجزیه و تحلیل به درستی انجام نشده است.

۳-٤-۸-تعداد یاتاقان هایی که باید تائید شوند

تائید شرایط همترازی با اندازه گیری عکس العمل یک یاتاقان، نمی تواند عملی قابل قبول باشد. توصیه شده وقتی که روش لیفت کردن جک (Jack up) در تائید عکس العمل ها مورد استفاده قرار می گیرد، عکس

العمل های یاتاقان جلویی استرن تیوب (اگر نصب شده باشد)، یاتاقان میانی شفت، و بستگی به طراحی سیستم رانش، حداقل یکی از یاتاقان های موتور اصلی یا یاتاقان گیربکس اندازه گیری شود.

۳-٤-۹-قابل قبول بودن اندازه گیری عکس العمل ها

در تحلیل های همترازی شفت، پیشنهاد شده است که حداقل عکس العمل یاتاقان کمتر از ۱۰٪ بار بر روی یاتاقان نباشد. این معیار ها برای جلوگیری از بی بار شدن یاتاقان بنا به دلایل گوناگون (خطا های نصب، تاثیرات حرارتی غیر منتظره، پیش بینی نادرست از تغییر شکل خمشی بدنه، دوران شفت و غیره) وضع شده اند. محدوده قابل قبول برای عکس العمل اندازه گیری شده یاتاقان باید در حدود ۲۰٪± مقدار طراحی شده متغییر باشد. این مقدار با تئوری ۱۰٪ حد مجاز بار در یاتاقان هم خوانی دارد. در این مورد می توان بدون نیاز به الزامات اضافی، همترازی را پذیرفت.

به هر حال در اغلب اوقات میزان انحراف عکس العمل اندازه گیری شده خارج از محدوده ۲۰٪± و در بعضی مواقع تا ۵۰٪± محاسبه شده است. در این موارد بازرس باید تائید کند که شرایط اندازه گیری شناور (حوضچه خشک، شناوری، بالاست، پر از بار، پروانه مغروق و غیره) با وضعیتی که تجزیه و تحلیل برای آن صورت گرفته، هم خوانی دارد. در صورتی که تجزیه و تحلیل در مورد شرایط یک شناور خاص صورت نگرفته باشد، اطمینان حاصل کردن از پذیرش همترازی، ضروری می باشد (بدین معنی که اندازه گیری های دیگر بر روی یاتاقان های اضافی صورت گیرد تا عکس العمل تکیه گاهی مورد پذیرش قرار گیرد و همچنین تجزیه و تحلیل مناسب بر روی شرایط مشابه اندازه گیری شده، انجام شود). اندازه گیری عکس العمل نشان گر این است که آیا ارتفاع قرار گیری یاتاقان، مطابق با طراحی اولیه هست یا نسبت به طرح

اصلی تفاوتی را نشان می دهد. وقتی که عکس العمل های اندازه گیری شده اختلافی را نسبت به داده های طراحی نشان می دهند، به این معنی است که ارتفاع قرار گیری تفاوت دارد.

این مطلب بیانگر این است که انحنای خمیدگی شفت نیز تغییر کرده است. بعد از یاتاقان استرن تیوب، کنترل انحنای خمیده گی مهم می باشد. زمانی که انحراف عکس العمل یاتاقان زیاد باشد، تعیین این که انحراف عکس العمل یاتاقان چگونه بر ناهمراستایی یاتاقان تاثیر می گذارد، از اهمیت زیادی برخوردار است. پیشنهاد می شود که بازرس، مطالعه ایی بر روی ماتریس ضرائب سختی (ماتریس ضرائب تاثیر) و روش تنظیم یاتاقان میانی شفت داشته باشد تا نسبت به تاثیرات تغییر عکس العمل ها در یک یاتاقان ویژه، بر روی یاتاقان های مجاور آگاه شود.

دلایل اختلاف قابل توجه عکس العمل ها، مربوط به مشکلات وابسته به طراحی همترازی و روش های همترازی که در فصل های قبل به آن ها اشاره شد، می باشد.

۳-٤-۱۰-درون تراشی دهانه یاتاقان

بر اساس مقررات ABS برای ساخت و رده بندی شناور های فولادی، سازنده کشتی به در نظر گرفتن درون تراشی یاتاقان انتهایی استرن تیوب در مواردی که ناهمراستایی نسبی شفت و یاتاقان از $۰.۳ \times ۱۰^{-۳}\ rad$ بیشتر شود، توصیه شده است.

۳-٤-۱۱-همترازی حوضچه خشک

اگر همترازی در حوضچه خشک انجام شود و تائید نیز شود، حداقل وضعیت یک یاتاقان هنگام شناور بودن کشتی باید چک شود.

۳-٤-۱۲-خروج از مرکزیت شفت

خروج از مرکزیت شفت ممکن است به طرز چشم گیری در وضعیت یاتاقان تاثیر گذارد. در برخی موارد این تغییر آنچنان زیاد است که باعث از کار افتادگی یاتاقان یا آب بند استرن تیوب می شود. اگر اندازه گیری عکس العمل یاتاقان بوسیله کرنش سنجی صورت گیرد، به ساده گی می توان خروج از مرکزیت شفت را بررسی کرد. با استفاده همزمان از گیج ساعتی، خروج از مرکزیت شفت را می توان با چرخش بسیار کند شفت اندازه گیری کرد.

۳-٤-۱۳-شیوه های ساخت

شیوه های ساخت برخی از سازندگان کشتی، زود تر از سایرین به مشکل همترازی واکنش نشان می دهند. از سازندگان کشتی انتظار می رود تا بعد از این که تمام کارهای عمده مربوط به قسمت پاشنه کشتی (یعنی اتمام جوشکاری اتصالات و شکاف های اصلی و قرار دادن همه سازه های سنگین و تجهیزات در محل خود) تمام شد، به مسئله همترازی بپردازند. سرپیچی از این مسئله در مواردی که ناظر از این مطمئن است که سازنده توان کنترل همترازی را دارد و تضمین می کند که همترازی نهایی مطابق با قوانین است، قابل قبول می باشد.

در شرایطی که بازرس از تطابق پروسه همترازی انجام شده سازنده با قوانین راضی نیست، باید موقعیت قرار گیری یاتاقان ها و تطبیق شیب یاتاقان استرن تیوب بعد از جوشکاری بلوک پاشنه به سازه شناور را جهت تائید و بررسی، خواستار شود (تائید و بررسی، روند استاندارد دید از داخل دوربین جهت تعیین خط مرجع، قبل از اینکه شفت بندی درون شناور گذاشته شود، می باشد).

۳-۵-اندازه گیری های همترازی شفت

مبحث کلی

برای تائید قابل قبول بودن همترازی، باید حداقل مقادیر پارامتر های زیر در نظر گرفته شوند:

- عکس العمل های تکیه گاهی
- آفست عمودی یاتاقان
- زوایای ناهمراستایی
- تغییر شکل خمشی میل لنگ (تائید غیر مستقیم استحکام میل لنگ)
- نامیزانی چرخ دنده (تائید غیر مستقیم بار چرخ دنده)

همه موارد فوق به انظمام روند طراحی و ساخت، از زوایای دیگر در قسمت های قبلی نشان داده شده است. این قسمت مسائل یکسانی را از دیدگاه تائید حالت بعد از ساخت به عهده خواهد گرفت. به علاوه، این قسمت برخی از شرایط مورد نیاز برای موارد زیر را فراهم می آورد:

- افت و شکاف
- خروج از مرکزیت شفت
- اندازه گیری تنش ها در شفت (ممان های خمشی و نیرو های برشی)

همه اندازه گیری های بالا برای هر شناور نیاز نیست. معمولا، اندازه گیری های زیر انجام می شود:

- افت و شکاف
- عکس العمل یاتاقان ها

- تغییر شکل خمشی میل لنگ
- ناهمراستایی یاتاقان
- ناهمراستایی چرخ دنده (جایی که عملی باشد)

۳-۵-۱-اندازه گیری عکس العمل یاتاقان

عکس العمل های تکیه گاهی عموما با بکار گیری موارد زیر اندازه گیری می شود:

- جک های هیدرولیک، یا
- کرنش سنجی

۳-۵-۲-روش لیفت کردن جک

موضوعات مرتبط:

- اندازه گیری عکس العمل ها
- اندازه گیری های خمشی بدنه

روش لیفت کردن جک یک راه مستقیم برای چک کردن عکس العمل هاست. به دلیل آسانی، از این روش در صنعت به صورت گسترده استفاده می شود. اندازه گیری ها توسط جک های هیدرولیک قرار گرفته شده در نزدیکی یاتاقانی که عکس العمل آن باید اندازه گیری شود، انجام می شود. به طور جدی توصیه شده است که این جک ها در ترکیب با سلول اندازه گیری نیرو[۱] (بر روی جک قرار می گیرد و اندازه نیرو را بر یک نشانگر دیجیتالی ثبت می کند) استفاده شوند تا دقت اندازه گیری به طور قابل ملاحظه ایی افزایش یابد.

---

۱. Load Cell

مزیت های روش لیفت کردن جک به شرح زیر است:

- از تجهیزات ساده ایی مثل جک هیدرولیک و گیج ساعتی استفاده می شود.
- در ترکیب با سلول اندازه گیری نیرو، دقت به طور قابل توجهی بیشتر می شود.
- تنها روشی است که به طور مستقیم نیروی عکس العمل را اندازه می گیرد.

معایب روش لیفت جک نیز به قرار زیر می باشند :

- زمان یکسان برای تکرار هر اندازه گیری دارد.
- اگر از سلول اندازه گیری نیرو استفاده نشود، اندازه گیری ها منجر به پسماند گسترده شود.
- عدم دقت در نصب باعث به وجود آمدن موارد زیر می شود:
  - نامیزانی جک هیدرولیک
  - نامیزانی گیج ساعتی
- با این که روش لیفت جک هیدرولیک، نیرو را به طور مستقیم اندازه گیری می کند، اما عکس العمل یاتاقان را مستقیم اندازه نمی گیرد، زیرا جک در جنب یاتاقان نصب می شود. این مطلب نیاز به فاکتور های تصحیح دارد که هر کدام به خوبی بعضی خطاها را معرفی می کنند.

در این روش به تجهیزات زیر نیاز است:

- جک هیدرولیک
- سلول اندازه گیری نیرو
- گیج ساعتی

شکل۳-۳۴: جک هیدرولیک به همراه سلول اندازه گیری نیرو

جک هیدرولیک باید تا جایی که ممکن است نزدیک به یاتاقان نصب شود. فندانسیونی که جک بر روی آن نصب می شود باید به اندازه کافی سخت باشد.

اندازه گیری توسط جک همچنین می تواند برای تائید غیر هم مرکزی به کار رود. به هر حال، روش لیفت جک، برای این کار خیلی مناسب نیست، از آنجایی که فقط می توان اندازه گیری ها را برای یک زاویه چرخش بررسی کرد (و سپس برای زوایای مختلف این کار را تکرار کرد).

وقتی عکس العمل آخرین یاتاقان موتور اندازه گیری می شود، باید به خلاص شدن چرخ دنده دوار از چرخ طیار، توجه شود. اگر این کار انجام نشود، عکس العمل یاتاقان ممکن است به دلیل تولید نیروی افقی قابل ملاحظه چرخ دنده دوار که باعث حرکت محل تماس میل لنگ با کناره های یاتاقان انتهایی می شود، اشتباه به دست آید.

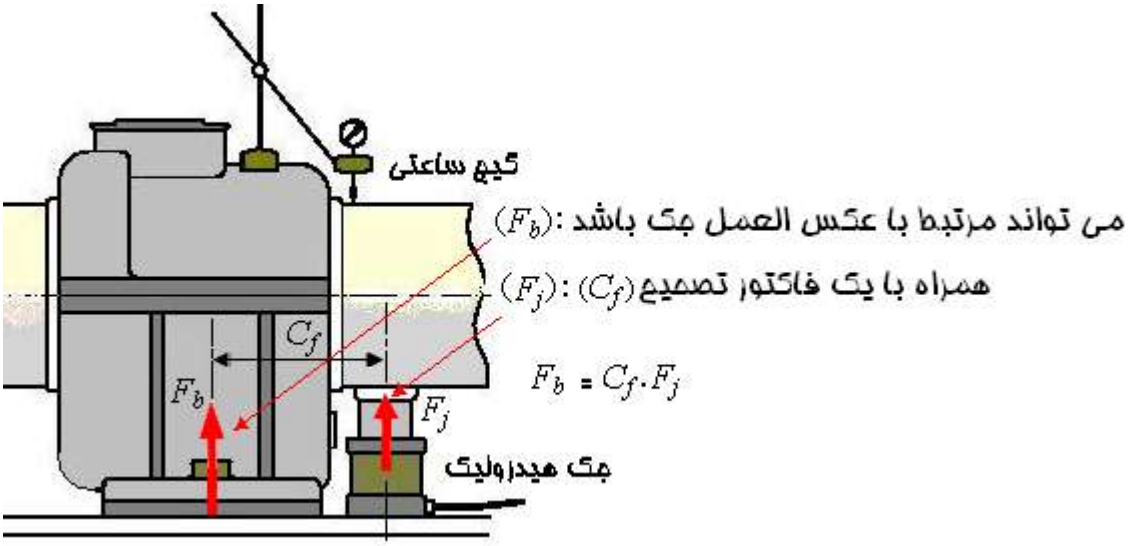
مشکل توزیع مجدد بار نیز ممکن است به قفل شدن چرخ دنده دوار مربوط باشد. چرخ دنده دوار، نه تنها شفت را به طور افقی حرکت می دهد، بلکه بخشی از عکس العمل در نقطه تماس بین چرخ دنده ها را نیز قفل می کند.

گیج ساعتی باید با سازه ایی که از لیفت تاثیر نمی پذیرد، فیکس شود. اگر سازه خیلی انعطاف پذیر باشد، نیروی جک می تواند به خوبی محل محکم شدن گیج ساعتی را حرکت دهد، در نتیجه اطلاعات خوانده شده با خطا همراه خواهد بود. شکل۳-۳۵، یک گیج ساعتی دیجیتالی را نشان می دهد.

وقتی روش لیفت جک انجام می شود، پیشنهاد می شود که جابجایی بالای شفت کنترل شده و برای هر قسمت از روی گیج ساعتی اندازه گیری بار ها خوانده شود.

شکل۳-۳۵: گیج ساعتی دیجیتال

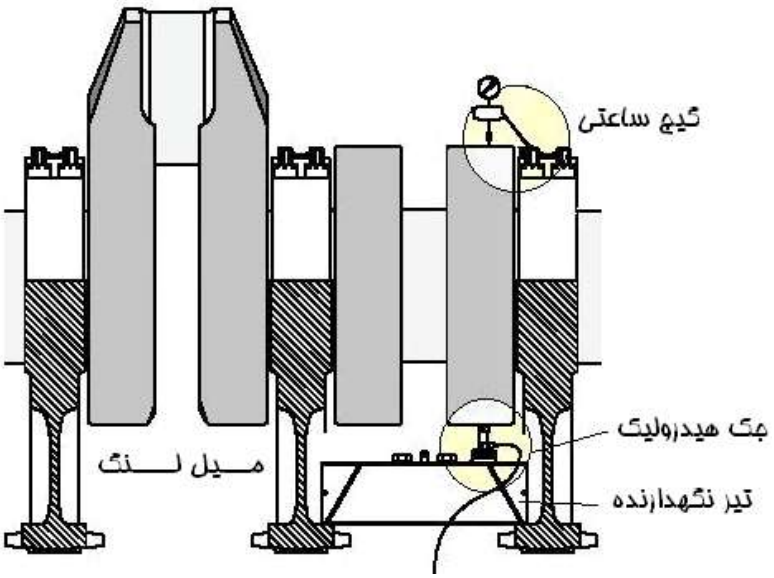
شکل های۳-۳۶ و ۳-۳۷، اندازه گیری عکس العمل یاتاقان ها توسط جک را نشان می دهند.



شکل۳-۳۶: اندازه گیری عکس العمل ها در یاتاقان میانی شفت

شکل بالا اندازه گیری عکس العمل ها را در یاتاقان میانی شفت نشان می دهد. به راحتی می توان با در نظر گرفتن یک ضریب تصحیح (C_f)، می توان نیروی یاتاقان را به دست آورد.

در شکل زیر اندازه گیری های لیفت جک را در یاتاقان موتور اصلی مشاهده می کنید. یاتاقان موتور به دلیل حساسیت بالا به ارتفاع قرار گیری، تست جک هیدرولیک نیز در آن بسیار حساس می باشد.



شکل۳-۳۷: اندازه گیری عکس العمل ها در یاتاقان موتور اصلی توسط تست جک هیدرولیک

پذیرش روش لیفت جک هیدرولیک به آسانی می تواند با مدل های تحلیلی توسط مشاهده شیب آن تائید شود. شیب لیفت جک، زاویه منحنی بالا و پایین بردن شفت می باشد. شیب لیفت جک معمولا به عنوان تغییر در نیروی بالا برنده روی فاصله عمودی تعریف می شود. مقادیر شیب معمولا به عنوان یک خروجی منظم از آنالیز همترازی داده می شود. شیب های لیفت با جک معمولا مقادیر ضرائب تاثیر نامیده می شوند و به فرم یک ماتریس ضرائب تاثیر وجود دارد.

مثال:

ماتریس ضرائب تاثیر به برای سیستمی با پنج یاتاقان توسط نرم افزار همترازی ABS تهیه شده است.

هر ستون عکس العمل های تکیه گاهی مطابق با یاتاقان مربوط ناشی از خیز [mm] ۰.۱ در آن را فراهم می آورد (مثلا ستون شماره۲، عکس العمل های تکیه گاهی نسبت به آفست [mm] ۰.۱ در یاتاقان شماره (۲) هستند).

جدول۳-۶: ماتریس ضرائب تاثیر

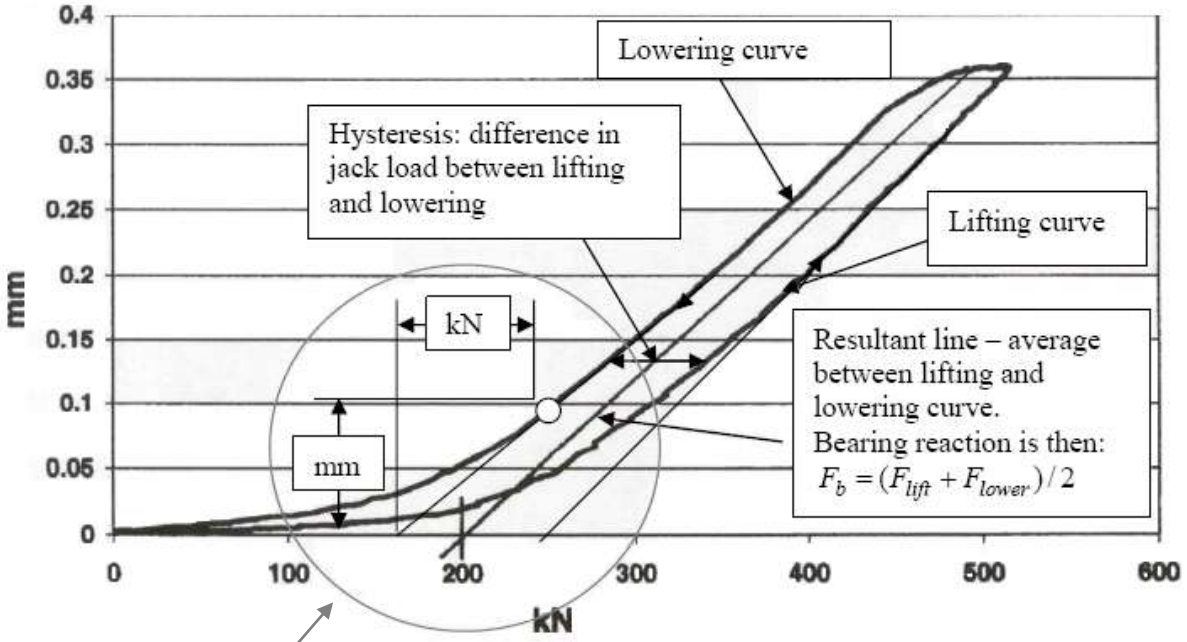
RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-0ffset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node	Supp.	< 7> 1	< 14> 2	< 27> 3	< 41> 4	< 46> 5
< 7>	1	4.289	-7.896	4.768	-3.222	2.120
< 14>	2	-7.896	15.425	-11.112	9.951	-6.546
< 27>	3	4.768	-11.112	13.421	-25.421	18.858
< 41>	4	-3.222	9.951	-25.421	166.594	-250.824
< 46>	5	2.120	-6.546	18.858	-250.824	511.825

در جدول۳-۶، مقدار گرد شده ،شیب منحنی لیفت جک وقتی که یاتاقان شماره (۳) لیفت شده را نشان می دهد.

ماتریس ضرائب تاثیر همچنین می تواند برای تائید میزان دقت روش لیفت جک استفاده شود. این ماتریس برای فراهم آوردن اطلاعات راجع به تغییر عکس العمل یک یاتاقان خاص بر اساس لیفت کردن به میزان

یک واحد تهیه شده است. این اطلاعات همچنین می تواند از منحنی روش لیفت جک مانند نمودار۳-۱ به دست آید و اعداد به راحتی با مقادیر تحلیلی مقایسه شوند. در هر صورت تولید یک ماتریس ضرائب تاثیر برای موقعیت جک ها لازم است.



نمودار۳-۱: منحنی لیفت جک

شیب بالارفتن / پایین آمدن جک در شکل بالا از معادله۳-۱ قابل محاسبه است :

$$\text{شیب} = \frac{\text{و}}{\text{ایی}} \qquad (۳-۱)$$

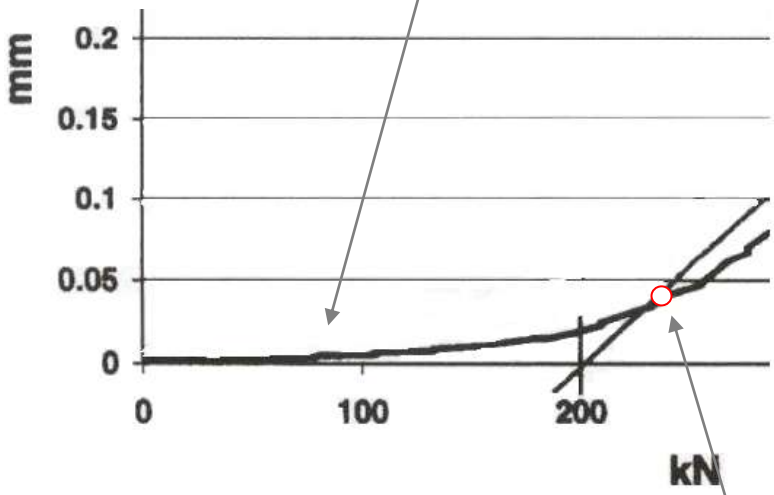
خط برآیند که میانگین بین منحنی بالا رفتن و پایین آمدن را نشان می دهد، نیاز به شیبی دارد که با ماتریس ضرائب تاثیر به خوبی تعیین شده است.

برای مثال، اگر عکس العمل یاتاقان شماره (۳) اندازه گیری شده باشد، شیب مورد انتظار لیفت جک، با تلاقی ردیف سوم و ستون سوم از ماتریس ضرائب تاثیر تعیین می شود. مقادیر به دست آمده توسط اندازه گیری عکس العمل ها باید به مقدار محاسبه شده نزدیک باشد.

بالا رفتن (Lifting)

در هنگام بالا رفتن شفت توسط جک، رفتار زیر همانند نمودار۳-۲ دیده می شود:

- ابتدا، هنگامی که جک هیدرولیک شروع به بارگذاری می کند، یاتاقان هنوز مقدار بار را تحمل می کند، این مرحله توسط یک منحنی نسبتا هموار نشان داده شده است.
- تا زمانی که بار به طور کامل به جک هیدرولیک انتقال داده شود، شیب بالا رفتن به آرامی زیاد می شود.



نمودار۳-۲: منحنی بالارفتن جک

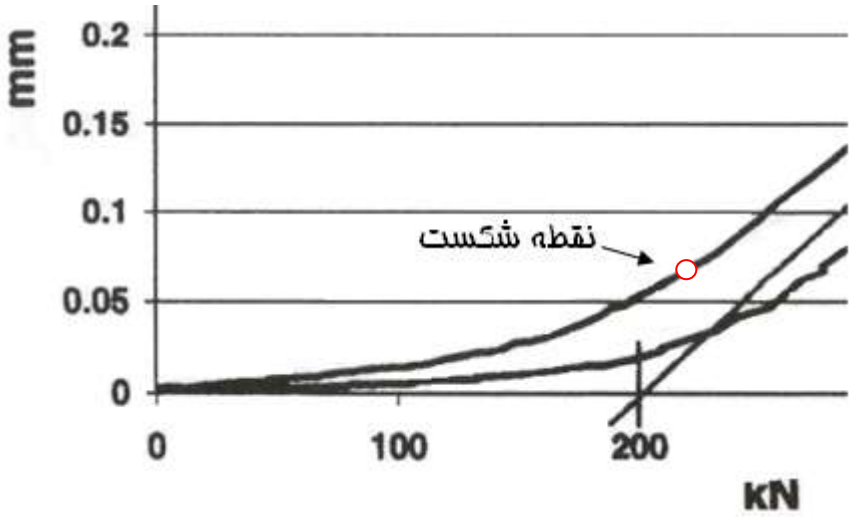
- یک نقطه شکست[1] وقتی که جک شفت را از یاتاقان کاملا جدا کرد، به وجود می آید.
- تا زمانی که بالا رفتن ادامه پیدا کند، منحنی بالارفتن نیز با زاویه نسبتا ثابت شیب دارتر می شود.

بالا رفتن بعد از به دست آوردن تعداد کافی نقاط برای تعیین شیب منحنی لیفت جک، متوقف می شود. سپس پروسه بر عکس می شود و پایین آمدن توسط جک هیدرولیک انجام می شود. دوباره تعداد مشابهی نقطه همانند بالا بردن به دست می آید.

پایین آمدن (Lowering)

در شروع بدون بار کردن جک هیدرولیک، مسیر به دست آمده با مسیر ناشی از بالا رفتن، یکسان نیست. دلیل این تفاوت، اصطکاک در جک هیدرولیک است. منحنی پایین آوردن (نمودار۳-۳) از نظر شکل شبیه منحنی بالا بردن است. منحنی بالا بردن شفت، به خاطر عوامل زیر به چپ انتقال داده شده است:

- با کاهش ارتفاع عمودی جک، بار به طور خطی کم می شود. شیب منحنی پایین آمدن تا رسیدن به نقطه ایی که مجددا یاتاقان شروع به بارگیری می کند ثابت است.
- در نقطه ایی که یاتاقان شروع به بارگیری می کند، شکست ایجاد می شود. از اینجا به بعد، شیب منحنی پایین آمدن به طور غیر خطی تغییر می کند.



نمودار۳-۳: منحنی پایین آمدن جک

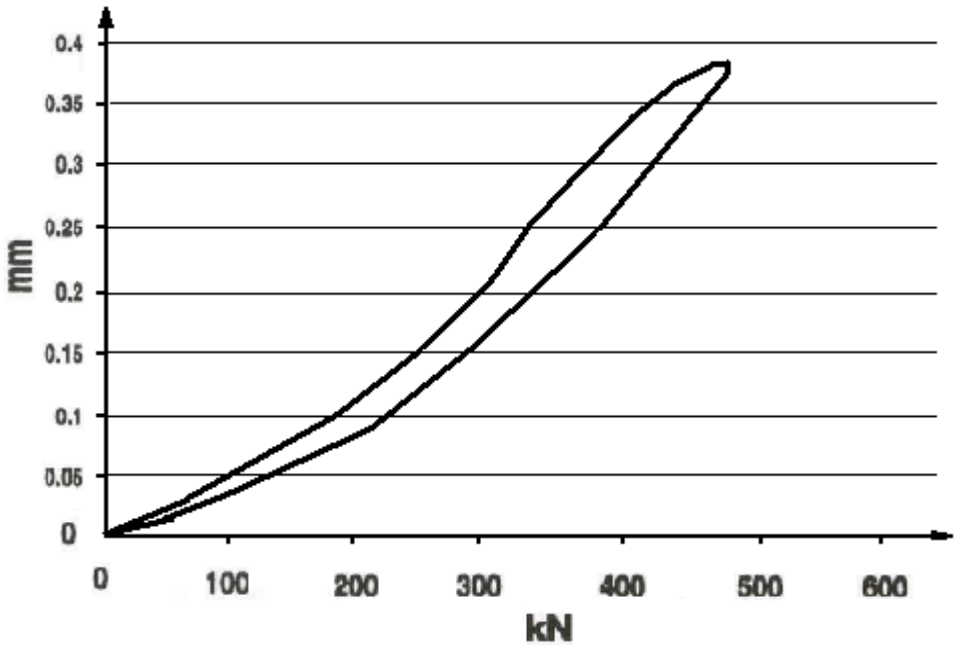
---

۱. Break Point

یاتاقان بدون بار

در شرایطی که یاتاقان با روش لیفت کردن جک، اندازه گیری شود، در مرحله ایی از کار، این یاتاقان بدون بار خواهد شد در نتیجه الگویی مانند نمودار۳-۴ دیده خواهد شد:

- هیچ زمان انتقالی برای شیب نسبتا کم وجود ندارد.
- جک به سرعت بار را بر می دارد و شیب نمودار بالا رفتن / پایین آمدن در طول اندازه گیری ها تقریبا ثابت باقی می ماند.



نمودار۳-۴: لیفت جک برای یاتاقان بدون بار

۳-۵-٤-روش کرنش سنجی

موضوعات مرتبط:

- اندازه گیری عکس العمل ها
- اندازه گیری های تغییر شکل خمشی بدنه

مزایای روش کرنش سنجی:

- می تواند اطلاعاتی نسبتا درست را در مورد شرایط بارگذاری یاتاقان هایی که در اندازه گیری های لیفت کردن جک غیر قابل دسترسی هستند، فراهم آورد.
- پس از نصب کرنش سنج، اندازه گیری ها در زمانی بسیار کوتاه و به آسانی می توانند تکرار شوند.
- این روش می تواند اطلاعاتی را در مورد نیروهای عمودی و افقی را یاتاقان ها فراهم آورد.
- می تواند به طور همزمان اطلاعات بارگذاری را بر روی بیشتر از چند یاتاقان فراهم می آورد.
- کرنش اندازه گیری شده و ممان های خمشی متناظر، اطلاعاتی ارزشمند در مورد منحنی خمشی شفت فراهم می آورد که بیشتر درمحاسبات به اصطلاح معکوس(Reserve Analysis) موقعیت واقعی یاتاقان مورد استفاده قرار می گیرد.

معایب روش کرنش سنجی:

- نیاز به زمان نسبتا طولانی برای نصب تجهیزات دارد.
- دقت داده ها بستگی به مدل سازی سیستم دارد.
- به نیروی متخصص و ماهر و همچنین تجهیزات گران برای اندازه گیری دارد.

تکنیک کرنش سنج برای اندازه گیری ممان خمشی شفت مبتنی بر رابطه زیر می باشد:

$$M = E \cdot \varepsilon \cdot W_P \qquad (۲-۳)$$

که در آن:

E : مدول یانگ

ε : کرنش

W_P: مدول مقطع (برای مقاطع استوانه ایی $\pi\frac{D^3}{32}$)

کرنش سنج مقادیر کرنش را اندازه گیری می کند. تغییر شکل ارتجاعی شفت باعث ایجاد کشش در کرنش سنج می شود. بنابر این مقاومت ایجاد شده در کرنش سنج تغییر می کند.

می توان مقدار کرنش را از طریق رابطه۳-۳ حساب کرد:

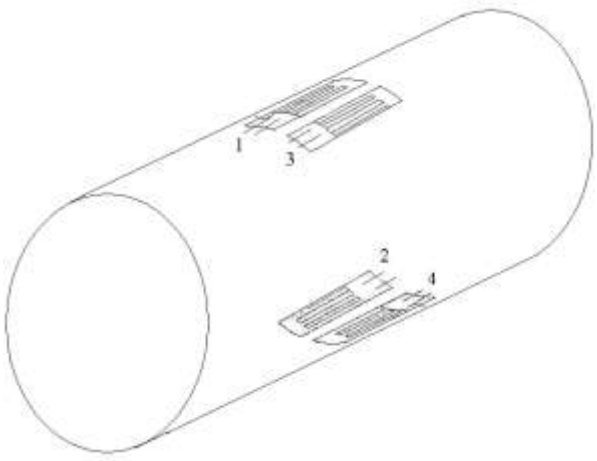
$$\varepsilon = \frac{\Delta R}{R} \cdot \frac{1}{k} \qquad (۳-۳)$$

که در آن:

R : مقاومت پل در واحد اهم (Ω)

ΔR : تغییرات در مقاومت پل در واحد اهم (Ω)

k : فاکتور پل (به طور معمول مقدار آن ۲ می باشد)

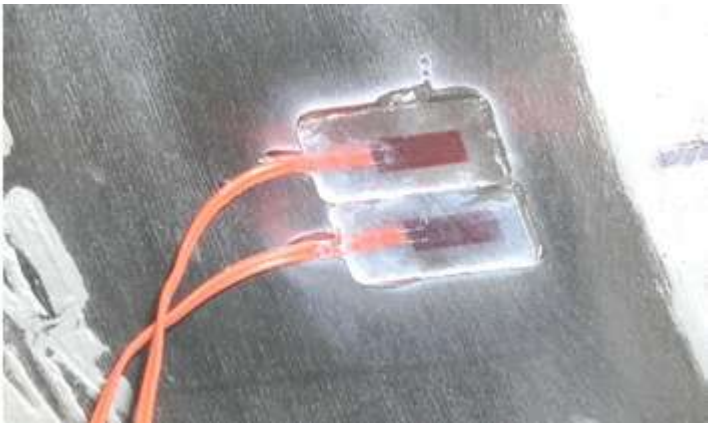


شکل۳-۳۸: نصب کرنش سنج

برای افزایش دقت (تصحیح خطا) در اندازه گیری ها، بیش از یک کرنش سنج را می توان نصب کرد. معمولا چهار کرنش سنج مانند بالا به حالت پل ویتستون[۱] بر روی سطح شفت نصب می کنند. هر کدام از دو کرنش سنج جفت شده باید ۱۸۰ درجه در خلاف دیگری باشد (شکل۳-۳۸).

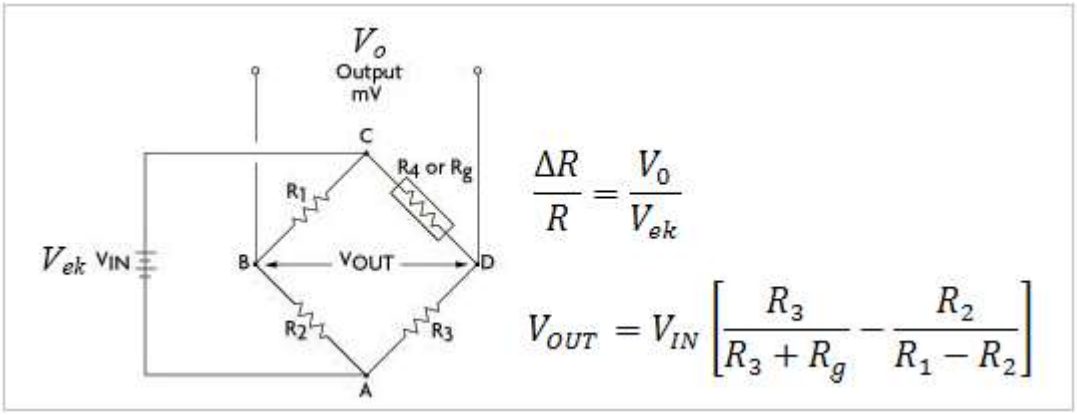
---

۱. Wheatstone bridge



شکل۳-۳۹: یک جفت کرنش سنج یک محوره

سپس همانند شکل۳-۴۰ به حالت پل ویتستون قرار می دهند. شکل۳-۳۹ نشان می دهد که چگونه یک جفت هم محور از این کرنش سنج ها بر روی شفت نصب شده اند تا میزان کشش را در جهت طولی محاسبه کند. سیگنال های رسیده از هر چهار کرنش سنج برای افزایش دقت در محاسبات با هم ترکیب می شوند. با اعمال ولتاژ V به دو گوشه مخالف پل ویتستون، اختلاف ولتاژ (ΔV) قابل اندازه گیری است.



شکل۳-۴۰: مدار پل ویتستون

با توجه به شکل۳-۴۰، مقادیر ولتاژ و مقاومت به صورت معادله۳-۴ قابل محاسبه می باشد:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{V_0}{V_{ek}} = \frac{\Delta R}{R} \qquad (۴-۳)$$

با ترکیب روابط بالا، ممان خمشی با به کار گیری رابطه۳-۵ بدست می آید:

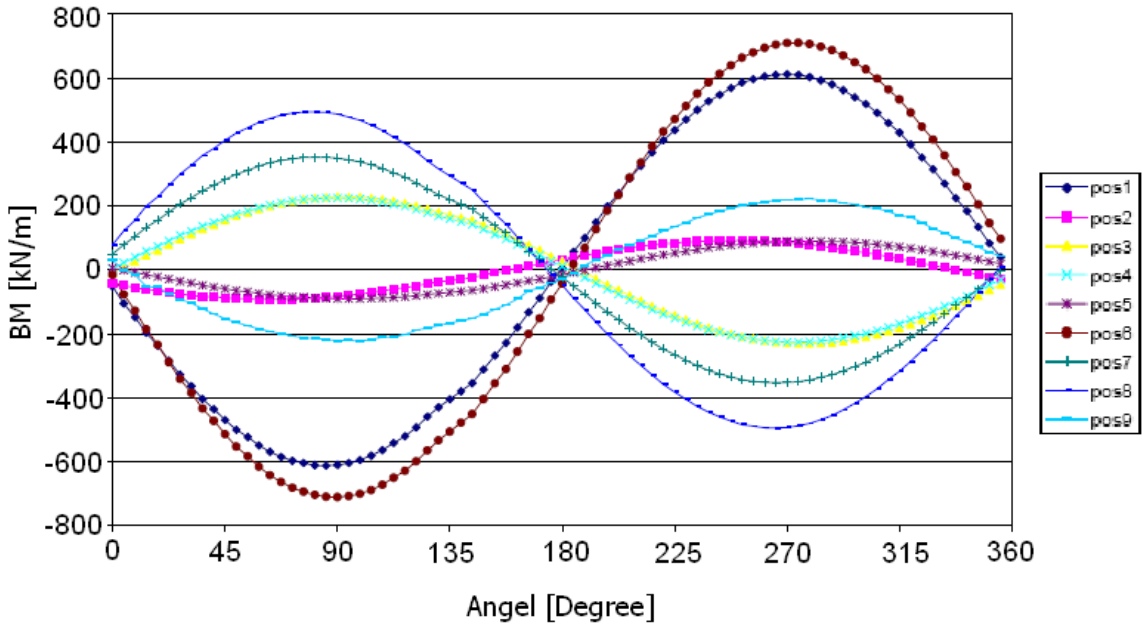
$$M = E \cdot И \qquad (۵-۳)$$

اگر شفت یک دور کامل بچرخد، هر کدام از کرنش سنج ها در معرض تغییر شکلی متناسب با دو برابر ممان خمشی قرار می گیرند. یک آنالیز ساده می تواند با ثبت اطلاعات راجع به اندازه گیری های یک چرخش کامل، مقادیر ممان خمشی عمودی و افقی را از هم جدا کند.

مثال:

نه منحنی در نه موقعیت مختلف در طول خط شفت مانند نمودار۳-۵ در نظر گرفته شده اند. تمامی موقعیت های اندازه گیری در طول خط مرکزی شفت قرار گرفته اند. در هر موقعیتی چهار کرنش سنج هم محور برای اندازه گیری طولی نصب شده اند.

در مورد نمودار۳-۵، این نکته قابل ذکر است که مقادیر بزرگ خمش در زوایای هم فاز اتفاق نمی افتند. این نشان دهنده امکان وجود نیروی افقی وارد بر شفت و/یا نامیزانی کرنش سنج ها است.



نمودار۳-۵: خمش اندازه گیری شده در نه نقطه در طول خط شفت

یکی از اطلاعاتی که از ممان های خمشی بدست می آید، محاسبه مجدد عکس العمل های تکیه گاهی است. قاعده کلی از بکار گیری عکس العمل های تکیه گاهی دوباره محاسبه شده از مقادیر اندازه گیری شده ممان خمشی، روابط تعادلی تغییر یافته ایی هستند که برای بدست آوردن عکس العمل های تکیه گاهی از ممان های خمشی بکار برده می شوند. این مجموعه روابط، عکس العمل های تکیه گاهی را به کمک مقدار ممان ها در هر موقعیتی از شفت، به طور منحصر به فردی مشخص می کند. تصحیح این نتایج به صورت تحلیلی به دست می آید.

همان طور که در بالا توضیح داده شد، ابتدا باید سیستمی از روابط خطی ایجاد شود تا بتوان به کمک آن، عکس العمل های تکیه گاهی را محاسبه نمود.

برای هر نقطه اندازه گیری، ممان خمشی مربوطه به صورت یک رابطه خطی که در معادله۳-۶ نشان داده شده، مشخص می شود:

$$\begin{cases} M_{mi} - M_{ei} - M_{0i} = K_{i1}\Delta R_1 + K_{i2}\Delta R_3 + K_{i3}\Delta R_3 + \cdots + K_N \Delta R_N \\ i = 1 \dots N_m \end{cases} \qquad (۶-۳)$$

که در آن:

N_m : تعداد نقاطی که در آن ها ممان خمشی اندازه گیری شده است.

i : شماره نقطه اندازه گیری

M_m : ممان خمشی اندازه گیری شده

M_0 : ممان خمشی اولیه (اندازه گیری یا محاسبه شده)

K : ضریب تاثیر ممان خمشی محاسبه شده

R_m : عکس العمل تکیه گاهی

با استفاده از علائم ماتریسی معادله بالا را می توان به صورت معادله۳-۷ خلاصه نمود:

$$[M_m] - [M$$ (۷-۳)

اگر تعداد معادلات و مجهولات برابر باشند، دستگاه معادلات بالا می تواند با به کار گیری ماتریس معکوس، طبق معادله۳-۸ محاسبه شود. برای حالت هایی که تعداد معادلات بیش از تعداد مجهولات باشد، راه حل دستگاه بالا با استفاده از روش حداقل مربعات به دست می آید.

حل معادله برای ΔR :

$$[\Delta R] = [K$$ (۸-۳)

معمولا حالتی که تعداد موقعیت های اندازه گیری کمتر از تعداد یاتاقان ها باشد، جواب یکتایی برای به تعیین عکس العمل های تکیه گاهی، فقط از تعداد اندکی ممان های اندازه گیری شده برقرار نمی شود. در این حالت لازم است تا اطلاعات تحلیلی را با اطلاعات مربوط به اندازه گیری ها ترکیب کنیم.

۳-۵-۵-اندازه گیری ارتفاع عمودی یاتاقان ها

موضوعات مرتبط:

- تنظیم آفست یاتاقان میانی
- نامیزانی یاتاقان موتور دیزل
- اندازه گیری ناهمراستایی بین یاتاقان و شفت
- اندازه گیری های تغییر شکل خمشی بدنه
- بهینه سازی همترازی

ارتفاع عمودی قرار گیری (آفست) یاتاقان ها در حین پروسه تعیین خط مرجع، تنظیم می شود. در طول این عملیات، تجهیزات لیزری، نوری یا سیم پیانو به کار گرفته می شود. به هر حال این تنظیمات ابتدایی اولیه تحت تاثیر عوامل متعددی دچار اختلال می شوند (مانند کارهای نیمه تمام سازه ایی، تغییر شکل بدنه، اثرات دمایی و غیره). بنابر این موقعیت واقعی قرار گیری یاتاقان ها باید برای به دست آوردن اطلاعاتی از چگونگی تغییر در ارتفاع قرار گیری یاتاقان ها و تاثیرات آن بر روی عکس العمل های تکیه گاهی تحقیق شود.

برای این کار می توان از روش های متعددی استفاده کرد، مانند:

- نوری
- لیزری
- سیم پیانو
- جک هیدرولیک
- کرنش سنجی
- تغییر شکل خمشی میل لنگ
- روش ترکیبی، جک هیدرولیک، کرنش سنجی، و تغییر شکل خمشی میل لنگ

روش های نوری و لیزری محصور به سیستم هایی هستند که در آن ها قابلیت تماسی و بصری وجود داشته باشد. این روش به سوراخ ژورنال میل لنگ اعمال می شود و نسبتا غیر دقیق است. علاوه بر این، این روش به تنهایی اطلاعاتی را درباره کل سیستم فراهم نمی آورد، بلکه اطلاعاتی راجع به قسمتی از سیستم می دهد که به طور نوری قابل دسترس است.

روش سیم پیانو از دقت کمتری نسبت به سایر روش ها برخوردار است. می توان دقت را با استفاده از گیج ساعتی دیجیتالی افزایش داد. به هر حال اندازه گیری ها همچنان به وسیله مشکلاتی که پیشگیری آن ها

دشوار است، مختل می شود (میزان تمیزی سطوح، ارتعاشات سیم، کشش و ..).

جک هیدرولیکی ممکن است نتایج دقیق تری را به همراه داشته باشد. البته این روش نیز با موانعی مانند قابلیت در دسترس بودن، محدود می شود. این مشکل را می توان با ترکیب کردن با روش کرنش سنجی برطرف ساخت.

روش کرنش سنجی می تواند اطلاعاتی را درباره یاتاقان فراهم کند که به وسیله دیگر روش ها قابل دستیابی نیست. به هر حال روش کرنش سنجی به تنهایی نمی تواند روی میل لنگ اعمال شود. بنابر این باید آن را با یکی از روش های دیگر مانند اندازه گیری عکس العمل های تکیه گاهی به کمک جک هیدرولیک یا اندازه گیری تغییر شکل میل لنگ ترکیب کرد.

اندازه گیری های تغییر شکل خمشی میل لنگ برای بدست آوردن منحنی خمشی میل لنگ ضروری است. تغییر شکل خمشی میل لنگ می تواند به خوبی در تحلیل های معکوس استفاده شود چنانچه مدل سه بعدی از میل لنگ در دسترس باشد.

اندازه گیری های ترکیبی در بررسی موقعیت واقعی یاتاقان ها مطلوب هستند. این روش از داده های اندازه گیری شده ایی که به وسیله کرنش سنجی به دست آمده، عکس العمل های تکیه گاهی و تغییر شکل خمشی میل لنگ و آن ها همزمان را در حساب کردن مجدد ارتفاع قرار گیری یاتاقان ها استفاده می شوند.

۳-۵-٦-محاسبه آفست یاتاقان ها با آنالیز معکوس

در تحلیل های همترازی مورد قبول عام، عکس العمل های تکیه گاهی، منحنی خمشی، ممان های خمشی، و غیره برای این آفست معین یاتاقان ها محاسبه شده اند. تحلیل های معکوس همترازی شفت، پروسه ایی است

که آفست یاتاقان ها برای عکس العمل های تکیه گاهی معین، ممان های خمشی و تغییر شکل خمشی شفت، مجددا محاسبه شده اند. مطالب مرتبط با دلیل انجام صحیح محاسبات معکوس به قرار زیر هستند:

- ناتوانی برای اندازه گیری عکس العمل یاتاقان استرن تیوب
- دشواری در اندازه گیری صحیح عکس العمل های یاتاقان های موتور دیزل
- اندازه گیری های کرنش سنجی می تواند فقط بر قسمتهای قابل دسترس در طول شفت انجام می شود.

خط مشی تحلیل های معکوس همترازی نرم افزار همترازی ABS بر دو مورد زیر استوار است:

- نرم افزار، آفست یاتاقان ها را با استفاده از مدل تحلیلی و ممان های خمشی و عکس العمل های تکیه گاهی ارزیابی می کند.
- بهترین مکان، حداقل تابع احتمال برای آفست یاتاقان که با محدودیت های داده شده اندازه گیری عکس العمل های تکیه گاهی، ممان های خمشی و تغییر شکل میل لنگ مناسب خواهند بود، استفاده شده است. مثال زیر آفست یاتاقان را نشان می دهد به طوری که با داشتن عکس العمل های تکیه گاهی، ممان های خمشی و تغییر شکل خمشی میل لنگ، آفست مجددا محاسبه شده است:

مثال:

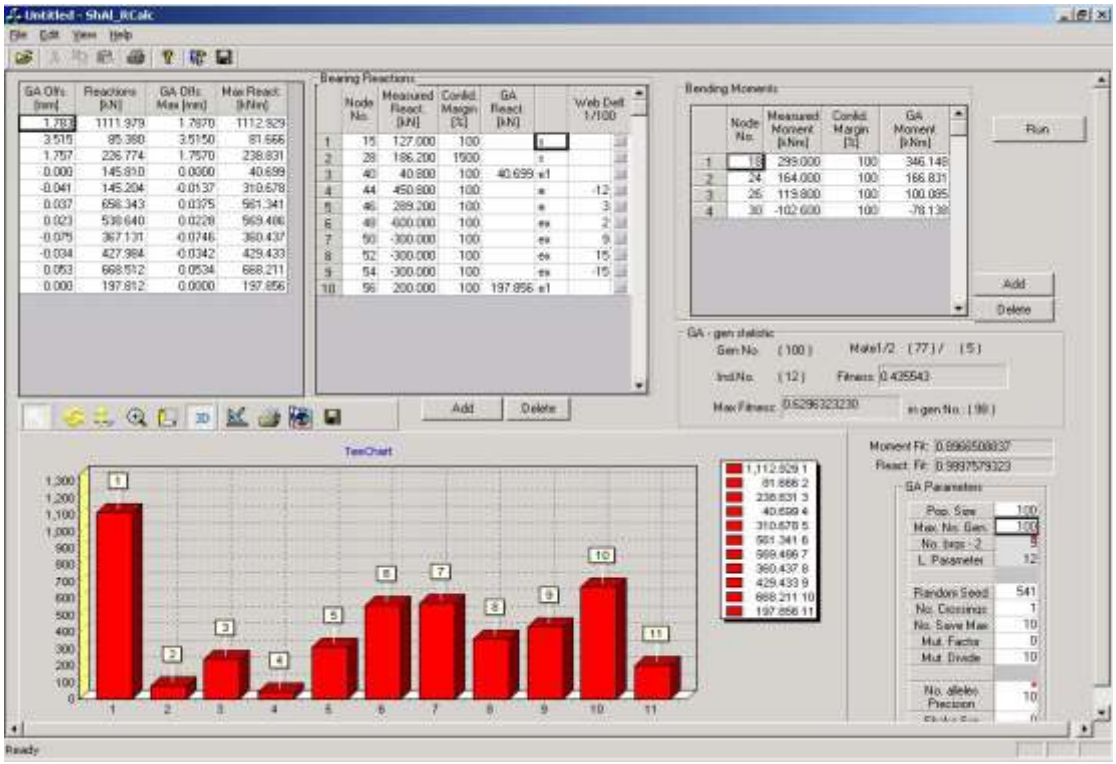
تناژ کشتی : ۳۲۰.۰۰۰ DWT

طول خط شفت : [m] ۱۹.۸

قطر پروانه : [m] ۹.۹

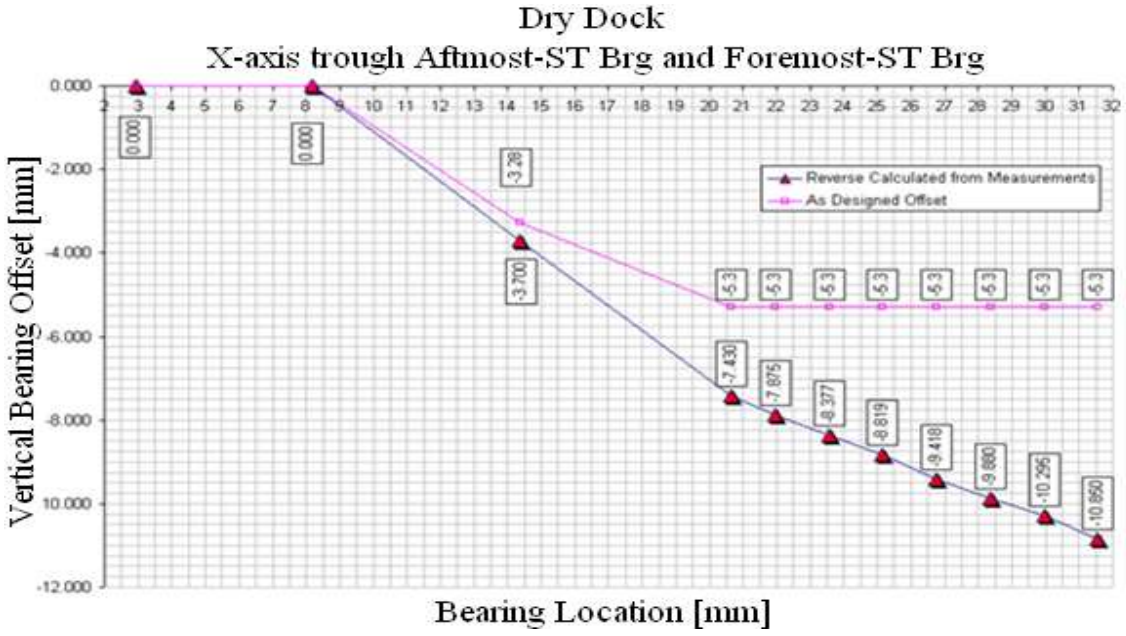
موتور : ۶ سیلندر، ۳۰.۰۰۰ kW - در ۷۶ rpm

آنالیز معکوس برای هر سه شرایط حوضچه خشک، بالاست و حالت پر از بار انجام شده است. آنالیزهای معکوس این کشتی در حوضچه خشک در شکل۳-۴ نشان داده شده است.

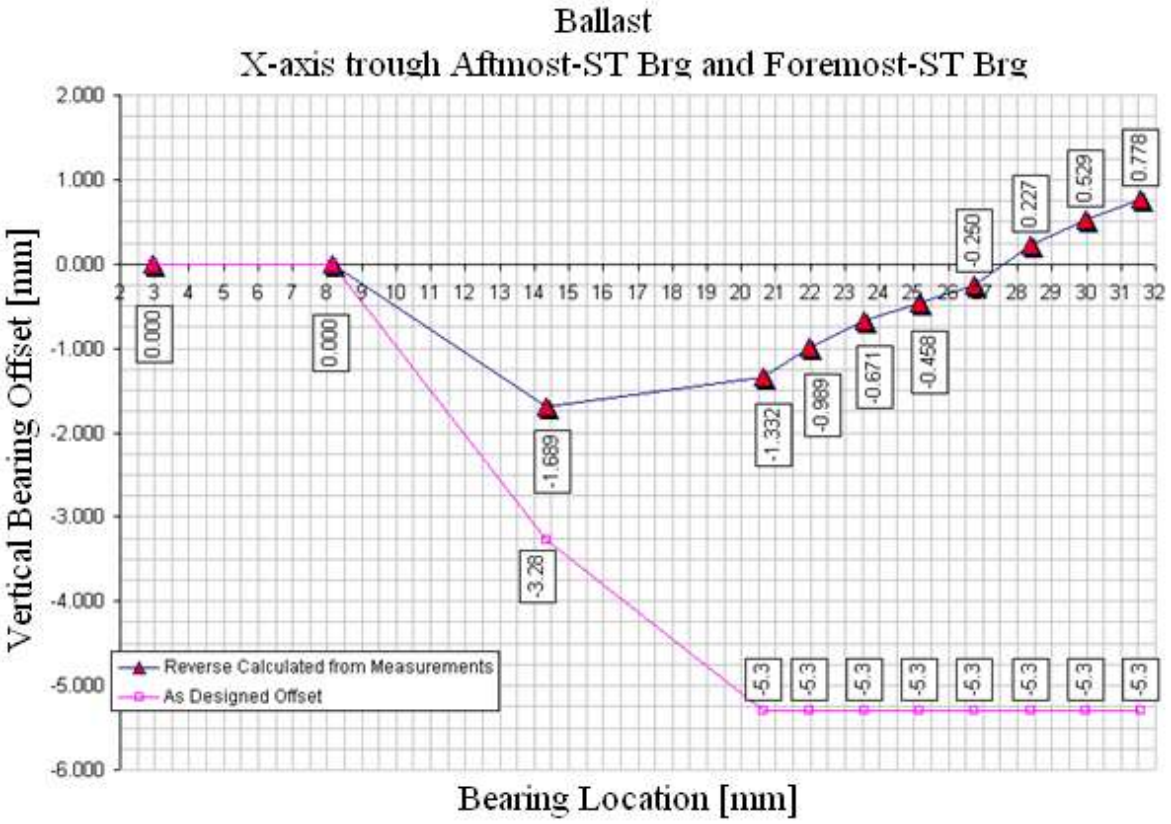


شکل۳-۴۱: آنالیز معکوس برای شرایط حوضچه خشک

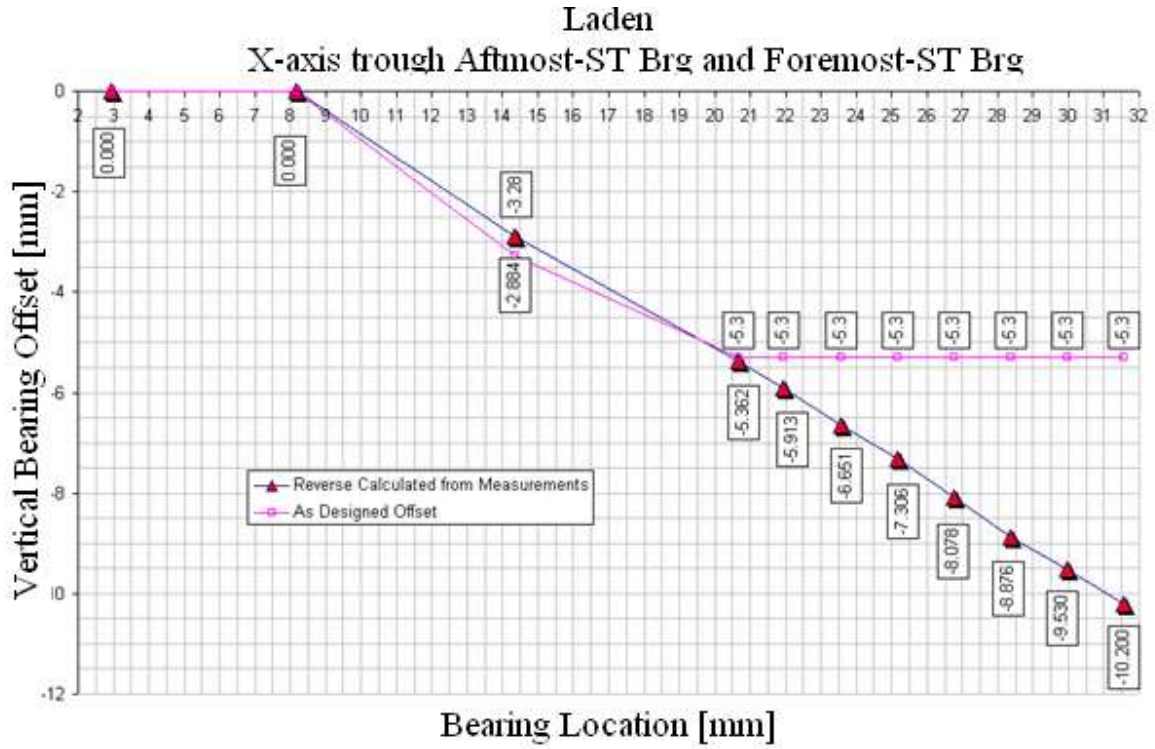
آنالیزی مشابه این برای سایر شرایط نیز انجام شده است. سه نمودار زیر آفست یاتاقان ها را که توسط تحلیل معکوس برای هر سه شرایط به دست آمده، نشان می دهد:



نمودار۳-۶: مقایسه بین آفست طراحی و آفست به دست آمده از آنالیز معکوس در حوضچه خشک



نمودار۳-۷: مقایسه بین آفست طراحی و آفست به دست آمده از آنالیز معکوس در شرایط بالاست



نمودار۳-۸: مقایسه بین آفست طراحی و آفست به دست آمده از آنالیز معکوس در شرایط پر از بار

آفست هایی که در بالا نشان داده شد، در جدول۳-۷ به صورت آفست های برداری برای هر سه شرایط حوضچه خشک، بالاست و پر از بار نمایش داده شده است. این داده های جدول بندی شده به منظور استفاده در نرم افزار بهینه سازی، استفاده می شوند.

جدول۳-۷: شکل برداری آفست ها

Bearing Location	*Offset Vector Spectrum [mm]*		
	Offset Vector Dry Dock	*Offset Vector Ballast*	*Offset Vector Laden*
$\begin{Bmatrix} S/T-aft \\ S/T-fore \\ Int.Sh.brg \\ ME8 \\ ME7 \\ ME6 \\ ME5 \\ ME4 \\ ME3 \\ ME2 \\ ME1 \end{Bmatrix} \Rightarrow$	$\begin{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0.000 \\ 1.984 \\ 0.631 \\ -0.714 \\ -0.667 \\ -0.562 \\ -0.397 \\ -0.389 \\ -0.244 \\ -0.051 \\ 0.000 \end{Bmatrix}_{1x11} \end{bmatrix}$	$\begin{Bmatrix} 0.000 \\ -0.142 \\ -2.000 \\ -1.813 \\ -1.506 \\ -1.231 \\ -1.061 \\ -0.897 \\ -0.463 \\ -0.205 \\ 0.000 \end{Bmatrix}_{1x11}$	$\begin{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0.000 \\ 1.865 \\ 1.188 \\ 0.951 \\ 0.863 \\ 0.695 \\ 0.611 \\ 0.410 \\ 0.182 \\ 0.099 \\ 0.000 \end{Bmatrix}_{1x11} \end{bmatrix}_{3x11}$

۳-۵-۷-اندازه گیری های ناهمراستایی یاتاقان

موضوع مرتبط:

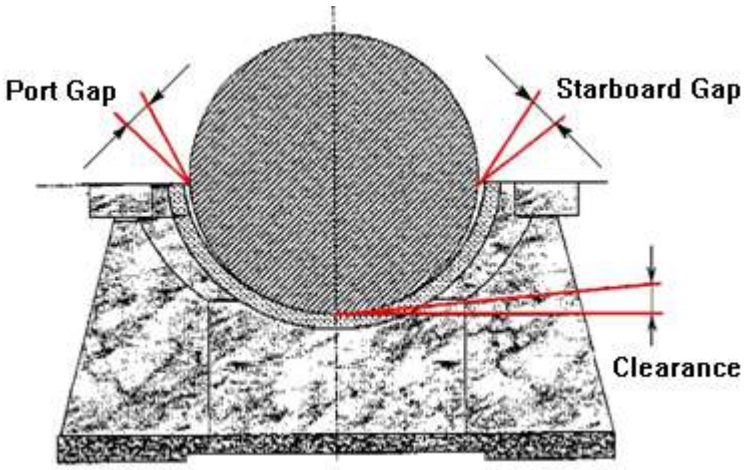
- اندازه گیری نامیزانی بین شفت و یاتاقان

ناهمراستایی یاتاقان به صورت اختلاف زاویه ایی بین خط مرجع شفت و یاتاقان تعریف می شود . در حالت ایده آل هنگامی که خطوط مرجع با هم تطابق پیدا کنند، زاویه صفر می شود. اما در واقعیت به طور معمول، ناهمراستایی افقی و عمودی وجود دارد.

ناهمراستایی در یاتاقان ها که به طور فیزیکی قابل دسترسی هستند به راحتی به وسیله شکاف سنج (فیلر) اندازه گیری می شوند. ناهمراستایی افقی در قسمت چپ و راست یاتاقان اندازه گیری شده و همچنین ناهمراستایی عمودی در لبه های جلو و عقب یاتاقان چک می شود (شکل۳-۴۲).

توصیه شده است که با چرخاندن شفت، اندازه گیری ها را چندین بار تکرار کرد. به کمک این کار می توان مشخص کرد ناهمراستایی اندازه گیری شده ناشی از خروج از مرکزیت شفت است یا ناهمراستایی یاتاقان. اگر ناهمراستایی یاتاقان به عنوان مشکل تشخیص داده شد، امکان تصحیح آن بستگی به این دارد که کدام یاتاقان خارج از خط قرار گرفته باشد.

راه حل فقط در شرایطی که یاتاقان های شفت میانی در داخل رزین اپوکسی قرار نگرفته باشند، ساده خواهد بود. اگر یاتاقان در داخل رزین اپوکسی باشد، توصیه می شود که تنظیم آن فقط پس از آن که ناهمراستایی چک شد و در محدوده مجاز قرار گرفت، انجام شود.

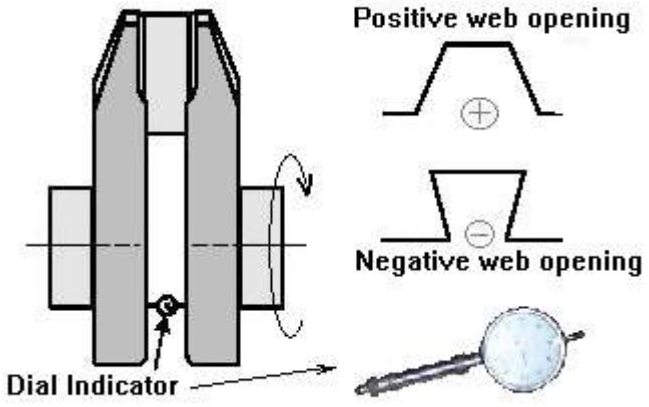


شکل۳-۴۲: اندازه گیری های لقی و نامیزانی سمت چپ و راست یاتاقان میانی شفت

۳-۵-۸-اندازه گیری تغییر شکل خمشی میل لنگ

تغییر شکل میل لنگ یک روش غیر مستقیم برای مشخص کردن حالت بارگذاری میل لنگ است. تغییر شکل میل لنگ به عنوان جزء مهم از پروسه هم محور سازی باید چک شود. بنابر این پس از آن که تنظیمات همترازی تغییر کند، پروسه را انجام می دهند. باید این نکته مورد بررسی قرار گیرد که تغییر شکل میل لنگ در محدوده مجاز مشخص شده توسط سازنده موتور قرار گرفته باشد.

اندازه گیری تغییر شکل میل لنگ همانند شکل۳-۴۳، با گیج ساعتی قرار گرفته در موقعیت از پیش تعیین شده بین بازو های میل لنگ انجام می شود. سپس میل لنگ را چرخانده و اندازه گیری ها را در موقعیت زاویه شرح داده شده، تکرار می کنند. تغییر شکل بازو ها بین هر سیلندر در این قسمت اندازه گیری می شود.



شکل۳-۴۳: اندازه گیری تغییر شکل خمشی میل لنگ

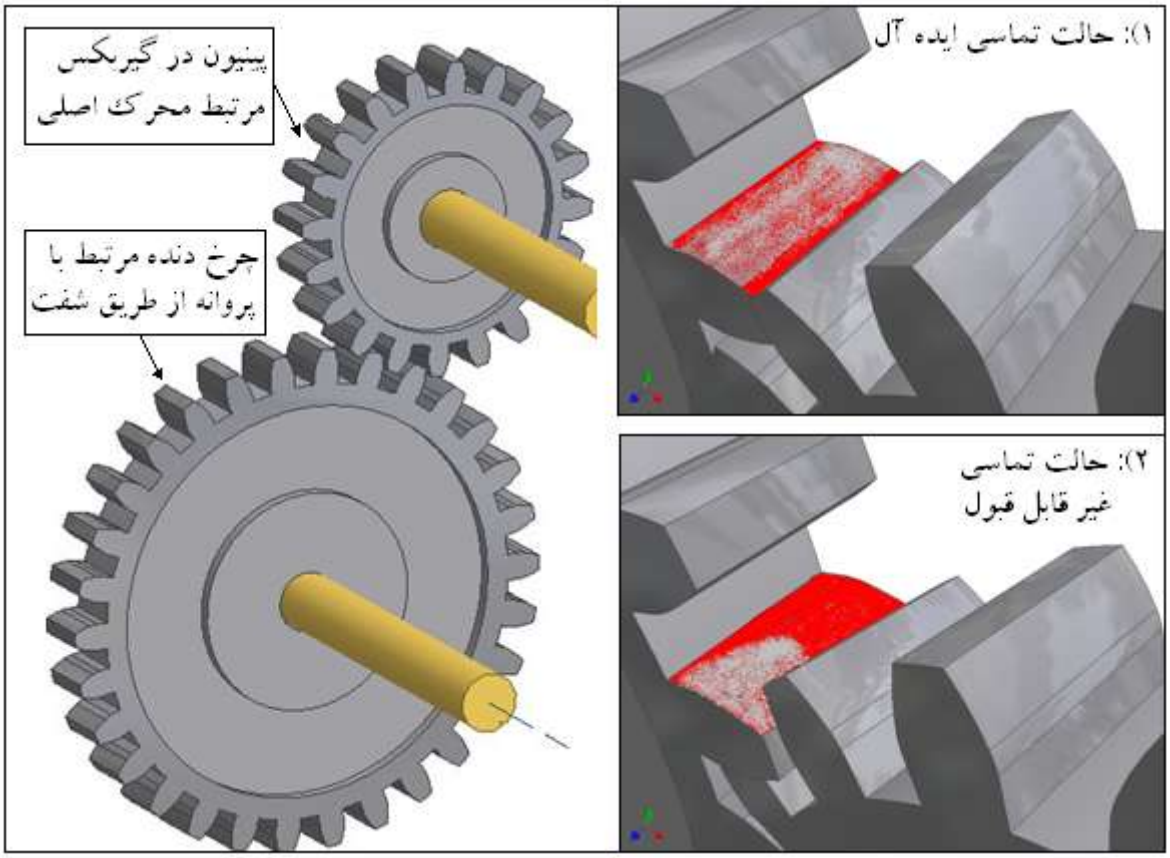
محدودیت ها و تلرانس های تغییر شکل میل لنگ برای هر موتور خاص توسط سازنده معین می شود.

۳-۵-۹-اندازه گیری نامیزانی تماسی در چرخ دنده

شکل۳-۴۴ تماس چرخ دنده ها را برای موارد زیر نشان می دهد:

- مورد ۱): نامیزانی ایده آل (صفر) بین چرخ دنده و پینیون
- مورد ۲): نامیزانی زیاد بین چرخ دنده و پینیون

در شکل زیر حالت های تماسی به خوبی نشان دهنده این است که حالت اول، توزیع بار در سطح تماسی به خوبی پخش شده است.



شکل۳-۴۴: شرایط تماسی در چرخ دنده ها

۳-۵-۱۰-اندازه گیری های افت و شکاف

همترازی به روش افت و شکاف معمولا برای تائید وضعیت نصب اولیه سیستم شفت بندی در ساخت و ساز جدید و تعمیرات استفاده می شود. این روش بسیار ساده و سریع است و به هیچ تجهیزات خاصی نیاز نیست.

ولی به دلیل اینکه دقت این روش سوال برانگیز است، فقط می تواند به عنوان یک روش سریع برای چک کردن مورد استفاده قرار گیرد و لذا توصیه نمی شود برای تصحیح وضعیت همترازی از این روش استفاده شود.

با اینکه افت و شکاف یک روش دقیق نیست، اما هنوز هدف خاص خود را دارد که می تواند مشکلات ممکن در مرحله نصب و سر هم بندی اولیه سیستم شفت بندی را نشان دهد.

مزیت های استفاده از روش افت و شکاف:

- از تجهیزات ساده اندازه گیری مانند گیج ساعتی و فیلر (شکاف سنج) استفاده می شود.

معایب این روش عبارتند از:

- نمی تواند شرایط سیستم نصب شده سیستم را تائید کند.
- به دلیل نسبت بین هندسه سیستم (قطر بزرگ فلانج و شفت – بیش از یک متر) و مقادیر اندازه گیری شده افت و شکاف (میلی متر یا کمتر از آن)، دقت آن محدود است.
- به راحتی اجازه اندازه گیری خروج از مرکزیت شفت[1] را نمی دهد. (چرخش شفت هنگامی که سیستم سوار نشده باشد، دشوار است).

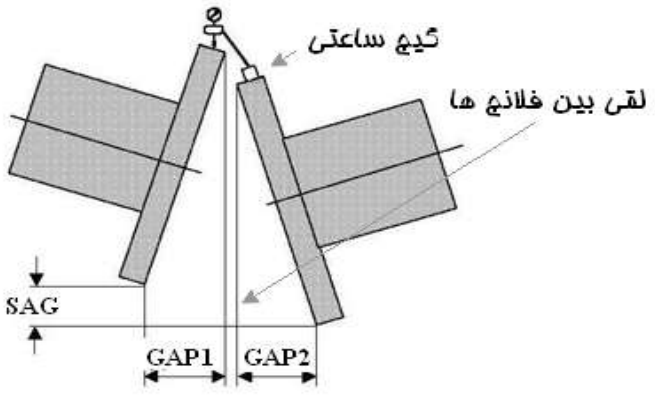
تلرانس اندازه گیری بستگی به شرایط زیر دارد:

- محل گیج ساعتی
- وضعیت فلانج هایی که گیج ها بر آن ها قرار می گیرند.
- شرایط محیطی (مانند دما، ارتعاشات و ...)

---

۱. Runout

دقت گیج ساعتی تا ۰.۰۰۱ mm است و دقت شکاف سنج نمی تواند به بیش از۰.۰۵ mm برسد. معمولا اندازه گیری دقیق توسط شکاف سنج ها (فیلر) دشوار است. و شکاف منحصرا با آن ها اندازه گیری می شود. خطای ۰.۱ mm یا کمی بیشترمعمولا در آن ها رایج است. حتی با گیج های ساعتی که خیلی دقیق تر هستند، با قرار دادن نادرست ابزار اندازه گیری، مشکلات در تراز کردن تجهیزات، بی دقتی در ماشین کاری فلانج، کثیفی سطح و غیره، خطا ایجاد می شود. مسئله خیلی مهم دیگر این است که اندازه گیری های افت و شکاف باید با مدل تحلیلی مناسب، مطابقت داشته باشد. اکنون مشخص است که وضعیت هم محوری به طور عمده با وضعیت شناور تغییر می کند (شرایط حوضچه خشک، بالاست و حالت پر از بار) و اگر مقادیر افت و شکاف برای یک وضعیت مشخص نشان داده نشده باشد، وقتی پروسه انجام شد، مقادیر نمی توانند به نحو مطلوبی تائید شوند. گیج ساعتی بالای یک فلانج قرار داده می شود و روی فلانج دیگر، لنگر می شود. مهم است که ابزار اندازه گیری و لنگر را به طور مناسب همتراز کنیم تا فقط فواصل عمودی را اندازه گیری کند. شکاف سنج ها باید در شکاف بین دو فلانج قرار داده شوند. در شکل(۴۷)، محل فلانج ها به منظور نشان دادن مشکلات شکاف سنج، به طور اغراق آمیزی نشان داده شده است. اندازه گیری شکاف معمولا توسط یک شکاف سنج که لقی بین فلانج ها، یعنی شکاف ۱ و شکاف ۲ را مشخص می کند، اندازه گیری می شود.



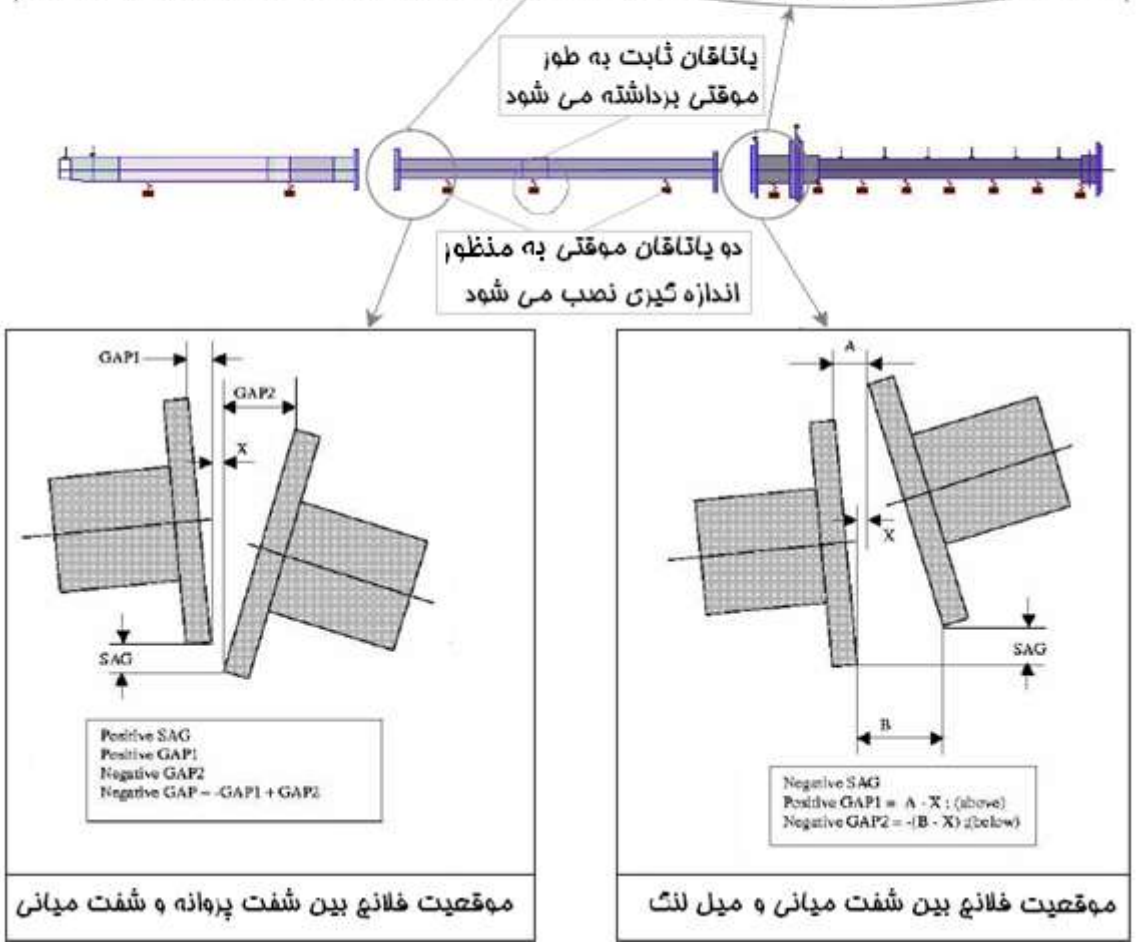
شکل۳-۴۵: اندازه گیری افت و شکاف

مثال:

شکل۳-۴۶، داده های لازم جهت تائید وضعیت نصب اولیه شفت ها را نشان می دهد.

SAG and GAP ALIGNMENT DATA

Node No	Between Shafts: Shaft No	Flange Dia [m]	Shaft No	Flange Dia [m]	SAG [mm]	Gap1 [mm]	Gap2 [mm]	GAP[mm] Gap1+Gap2
								Above flanges
18	1	1.1100	2	1.1100	1.7078	0.6997	-0.0745	-0.7742
						Above	Below	
38	2	1.2600	3	1.2600	-1.5681	0.0837	0.1414	N/A



شکل۳-۴۶: برپاسازی نصب اولیه شفت بندی برای اندازه گیری های افت و شکاف

۳-۵-۱۱-اندازه گیری خروج از مرکزیت شفت

خروج از مرکزیت شفت می تواند باعث مشکلات همترازی شود. در حالت خروج از مرکزیت بیش از

شفت، بار یاتاقان ممکن است با دوران شفت، به طور قابل ملاحظه ایی تغییر کند. به علاوه جهت بار تغییر می کند که باعث آسیب یاتاقان و در نتیجه خرابی می شود. علاوه بر این، خروج از مرکز بیش از حد باعث ارتعاشات و حرکت گردابی می شود.

برای جلوگیری از مشکلات ممکن، توصیه شده که وقتی پروسه همترازی در جریان است، خروج از مرکزیت شفت ها را تائید کنید. خروج از مرکز شفت را به عنوان مثال می توان به طور مستقیم با گیج ساعتی و یا به طور غیر مستقیم با اندازه گیری های تغییرات عکس العمل ها ی یاتاقان یا کرنش در شفت، بررسی کرد. برای انجام این کار شفت باید بتواند بچرخد. اندازه گیری ها با استفاد از گیج ساعتی، با قرار دادن یک نمایشگر در صفحه عمودی و یکی در صفحه افقی انجام می شود. با چرخش شفت، تحت شرایط همترازی ایده آل و بدون خروج از مرکزیت، مقدار اولیه که معمولا بر روی صفر تنظیم شده را تغییر نمی دهد. به هر حال، این شرایط همتازی ایده آل در عمل ممکن نیست. معمولا انحرافاتی در مقادیر ثبت شده وجود خواهد داشت که لزوما خروج از مرکزیت نیست. مقداری از تغییرات می تواند ناشی از پسماند (اصطکاک داخلی) شفت باشد. برای اندازه گیری خروج از مرکزیت شفت با ماشین تراش، مرجعی[1] انتخاب شده است که توسط آن می توان این مقدار را محاسبه کرد.

۳-۵-۱۲-اندازه گیری تنش

تنش در خط شفت:

مقدار تنش در شفت ها به ندرت از همترازی شفت تاثیر می پذیرد. اما در بعضی موارد که میزان تنش در

---

۱. DEF STAN 02–304 Part 4/ Issue 2 (NES 304 Part 4) requirements, issued by the Defence Procurement Agency, An Executive Agency of The Ministry of Defence, UK Defence Standardization

شفت بندی تاکنون محدود بوده، تنش بررشی و خمشی نشان داده شده توسط شرایط همترازی، می تواند یک فاکتور مفید باشند. به طوری که این تنش برشی و خمشی را می توان با استفاده از کرنش سنجی محاسبه نمود.

تنش در یاتاقان:

در مقابل تنش در شفت، مقدار تنش در یاتاقان ها، با شرایط هم محور سازی شفت تغییر می کند. یک فاکتور مخصوصا مهم که توزیع تنش را تعیین می کند، ناهمراستایی بین شفت و یاتاقان است. زاویه ناهمراستایی مستقیما با ناحیه تماسی و بر این اساس به همان اندازه با تنش ها متناسب است. اندازه گیری تنش یاتاقان تقریبا یک کار غیر ممکن است. بر این اساس فقط می تواند به طور غیر مستقیم با بررسی ناحیه تماسی هنگامی که پوسته یاتاقان جهت بازبینی برداشته می شود، ارزیابی شود.

۳-٦-تغییر شکل خمشی بدنه

مبحث کلی

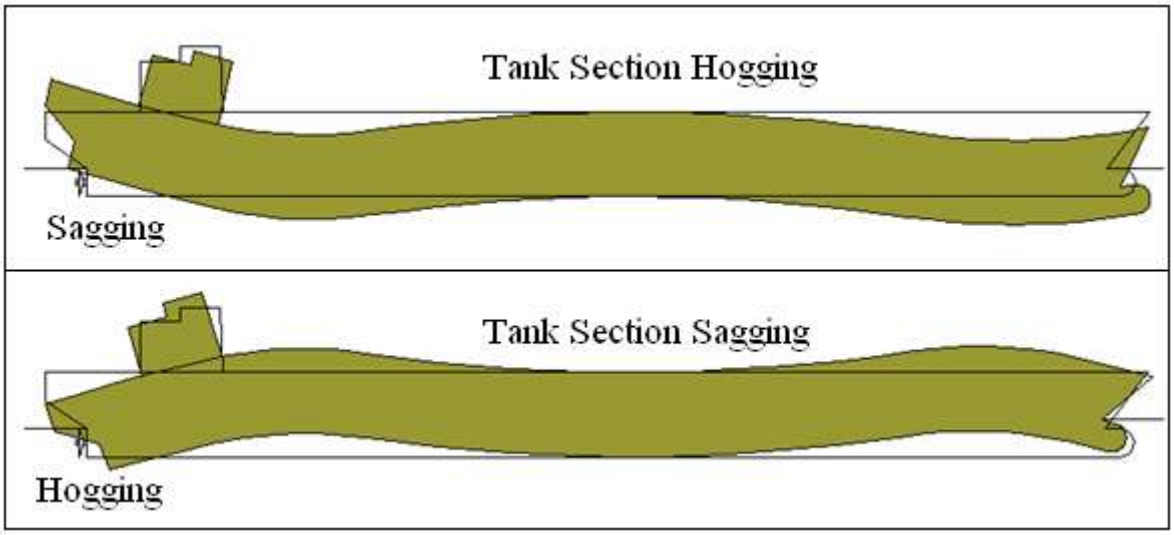
تغییر شکل خمشی بدنه، مهمترین اختلالی است که بر روی قرار گیری ارتفاع عمودی یاتاقان ها تاثیر می گذارد و در نتیجه بر همترازی شفت ها پس از ساخت شناور اثر دارد.

توانایی پیش بینی کردن تغییر شکل های خمشی بدنه با دقت بالا به منظور اطمینان از طراحی همترازی مستحکم و به در نتیجه آن از آسیب های مرتبط با همترازی، از اهمیت بالایی برخوردار است. نرم افزار همترازی ABS، با دقت بالایی این تغییر شکل ها را تخمین می زند. همچنین قادر است تا آفست یاتاقان ها را در حالت حوضچه خشک با در نظر گرفتن تغییر شکل خمشی بهینه سازد.

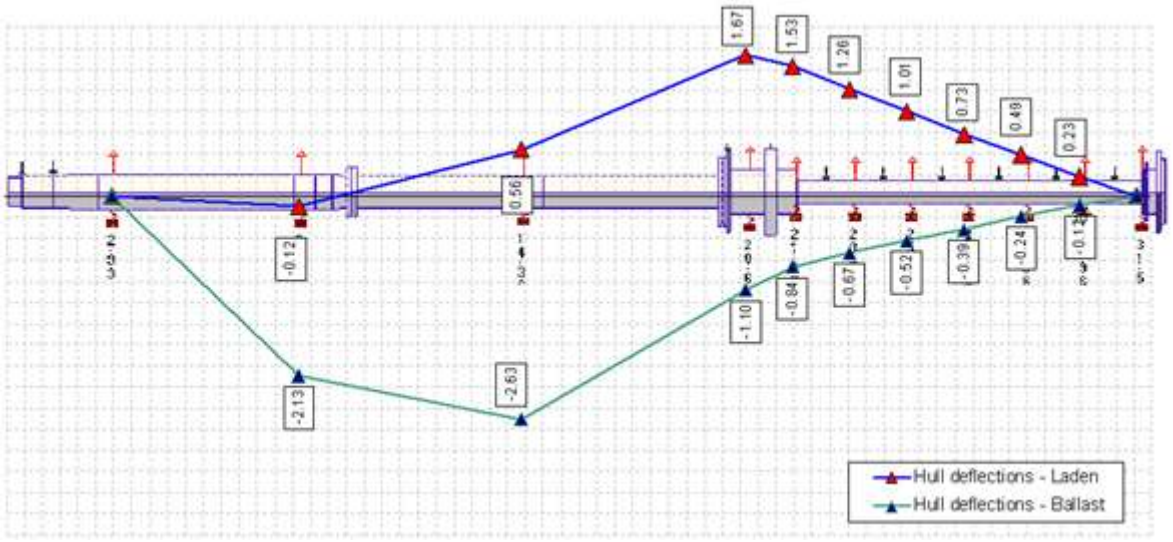
شناورهایی که به طور خاصی به تغییر شکل خمشی بدنه حساس هستند، بیشتر تانکر های بزرگ و فله بر ها هستند، به این دلیل که این کشتی ها دارای شفت بندی صلب و کوتاهی هستند و مستقیما به موتور دیزل کوپل شده اند. همچنین ما نباید کانتینربرهای بزرگ را از این قضیه یعنی "حساسیت به همترازی" مستثنی بدانیم، زیرا اگر چه آن ها درازترند و شفت بندی انعطاف پذیرتری دارند، ولی تغییر شکل خمشی بدنه آن ها بزرگ است و تاثیر آن ها بر شرایط همترازی، مخصوصا در یاتاقان های انتهایی موتور اصلی، قابل توجه است. تغییر شکل خمشی بدنه از روش های زیر تخمین زده می شود:

- به طور تحلیلی، یا با
- اندازه گیری ها

شکل۳-۴۷ و نمودار۳-۹ رفتار یک تانکر VLCC را تحت بارگذاری های مختلف نشان می دهد:



شکل۳-۴۷: نمونه ایی بارز از تغییر شکل خمشی بدنه یک شناور VLCC تحت شرایط بالاست و پر از بار



نمودار۳-۹: رفتار شفت بندی تحت شرایط بالاست و پر از بار

۳-٦-۱-روش تحلیلی

روش تحلیلی محاسباتی بسیار وقت گیر و گران قیمت است. این روش به مدل تفضیلی شناور (مثل المان محدود) مخصوصا به مدل جامع قسمت پاشنه از جمله موتور خانه، موتور ها و شفت ها احتیاج دارد. روش

تحلیلی به ندرت به تنهایی به کار گرفته می شود. این روش بیشتر از مدل تمام رخ[1] شناور جهت انجام تحلیل بارگذاری هیدرودینامیکی استفاده می کند تا و داده های استخراج شده، تغییر شکل خمشی بدنه که ممکن است در همترازی به کار گرفته شود را تعیین می کند.

۳-٦-۲-اندازه گیری های تغییر شکل خمشی بدنه

اندازه گیری های تغییر شکل بدنه، به دو منظور انجام می گیرد:

- تخمین میزان حساسیت همترازی به تغییر شکل خمشی بدنه
- جمع آوری اطلاعات تغییر شکل بدنه برای استفاده در طراحی های مشابه آینده

از اطلاعات شناور های مشابه می توان برای تخمین تغییر شکل خمشی بدنه استفاده کرد. معمولا اطلاعات تغییر شکل بدنه که از اندازه گیری ها به دست می آیند، فقط می توان در شناور هایی استفاده کرد که دارای طراحی یکسانی باشند. اما از این اطلاعات می توان برای رسیدن به اهداف دیگری نیز استفاده کرد. برای مثال، می توان از این داده ها برای مشخص کردن اثر اختلالات شدید بر آفست یاتاقان ها استفاده کرد. تغییر در موقعیت عمودی یاتاقان برای حالتی مشخص از شناور (بالاست، پر از بار، غیره) به حالت دیگر در واقع اطلاعات حقیقی دلخواه ما برای فهمیدن تغییر شکل خمشی بدنه است.

مشکلی که با آن روبه رو هستیم این است که چه طور موقعیت حقیقی یاتاقان را اندازه بگیریم. اندازه گیری مستقیم از آنجایی که هیچ خط نوری (خط مرجع) آشکاری برای ثبت تغییرات نسبی در موقعیت عمودی یاتاقان ها وجود ندارد، ممکن نیست. بنابر این باید روش های غیر مستقیم اندازه گیری یعنی ممان های خمشی، عکس العمل های تکیه گاهی و تغییر شکل خمشی میل لنگ به کار گرفته شوند.

---

۱. Full-Scale

از آنجایی که رابطه بین این پارامتر های اندازه گیری و آفست یاتاقان مشخص است، آنالیز معکوس (در نرم افزار های همترازی مانند ABS این امکان وجود دارد) را برای تعیین آفست یاتاقان ها می توان مورد استفاده قرار داد. ویژه گی های اندازه گیری ممان های خمشی، عکس العمل های تکیه گاهی و تغییر شکل میل لنگ جهت هدف بررسی تغییر شکل خمشی بدنه در پاراگراف های زیر داده شده اند.

روند آنالیز های معکوس، آفست واقعی یاتاقان ها را برای شناوری مشخص فراهم می آورد. با دانستن آفست برای حالت حوضچه خشک، بالاست و شناور پر از بار، آفست یاتاقان در حوضچه خشک را به سادگی می توان از آفست یاتاقان در حالت بالاست برای مشخص کردن تاثیر تغییر شکل خمشی بدنه بر آفست اولیه یاتاقان ها، کم کرد. این روند را می توان برای حالت پر از بار شناور تکرار کرد و وقتی تغییر شکل خمشی مطلوب بدنه تعیین شود می تواند در پروسه بهینه سازی همترازی شفت مورد استفاده قرار گیرد.

به منظور بدست آوردن اطلاعات کافی برای مشخص کردن اثر تغییر شکل بدنه بر همترازی شفت، حداقل پنج مورد اندازه گیری لازم است تا انجام شود. به عنوان مثال، ضرورتی وجود دارد تا اطلاعاتی را بر ممان های خمشی، عکس العمل های تکیه گاهی و تغییر شکل خمشی میل لنگ جمع آوری کنیم:

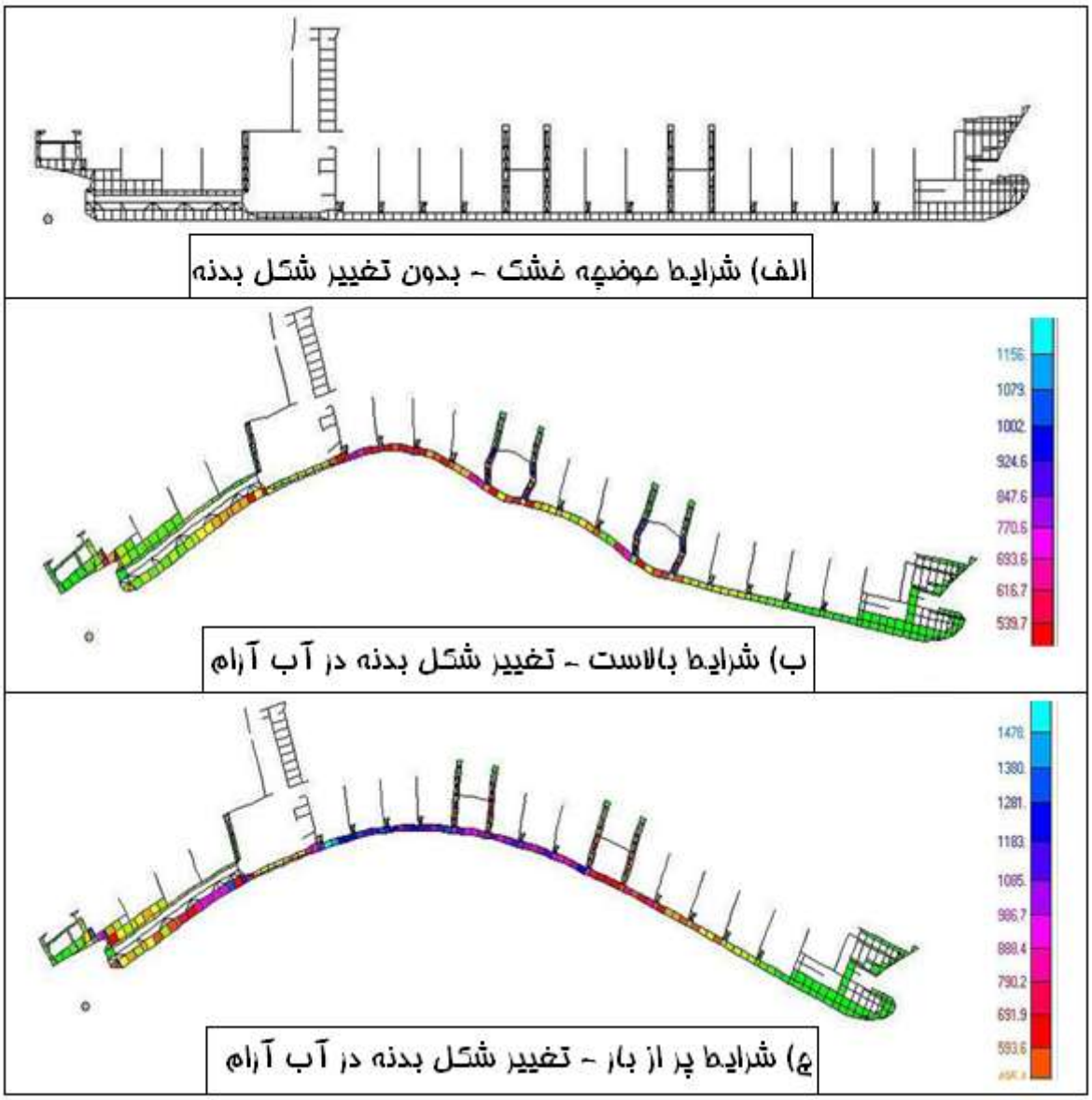
- شرایط حوضچه خشک
- بلا فاصله پس از آب اندازی (قبل از تنظیم هر یاتاقان)
- بعد از تنظیم یاتاقان
- بالاست
- پر از بار

اندازه گیری های خمشی بدنه را می توان با بررسی در تغییر آفست از یک حالت شناور به حالت دیگر انجام داد. برای چنین کاری، توصیه شده است تا اندازه گیری های کرنش سنجی در ترکیب با اندازه گیری های خمشی میل لنگ و اندازه گیری های عکس العمل یاتاقان موتور، به کار گرفته شده است.

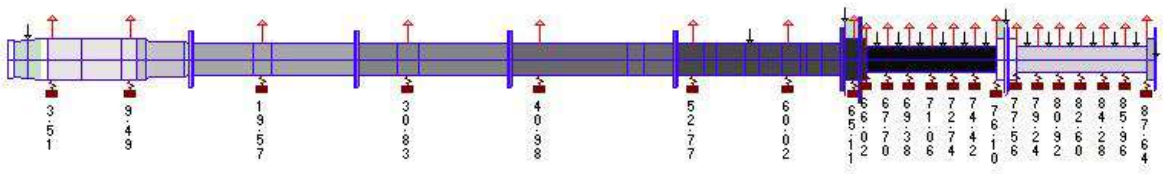
۳-۶-۳-نمونه مثال

دیدگاه تحلیلی

در اینجا یک شناور کانتینربر در نظر گرفته شده که اهمیت ملاحظات تغییر شکل بدنه را نشان می دهد (شکل۳-۴۸). وقتی که تحلیل همترازی بدون ملاحظات تغییر شکل خمشی بدنه انجام شود، آن گاه از وجود مشکلات، اگاه نخواهیم شد.

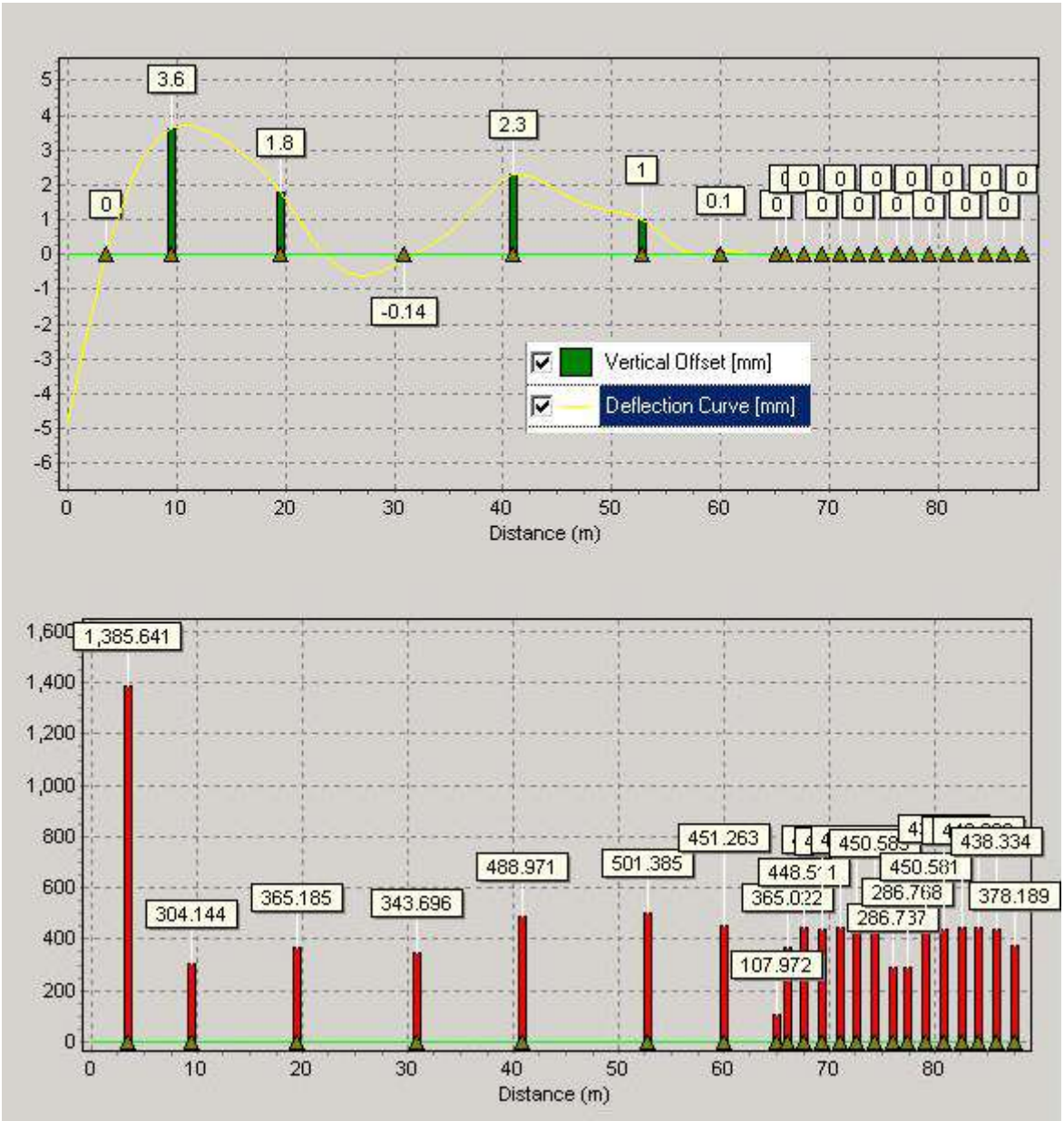


شکل۳-۴۸: شکل بدنه در شرایط مختلف شناور (حوضچه خشک، بالاست و پر از بار) تغییر می کند.



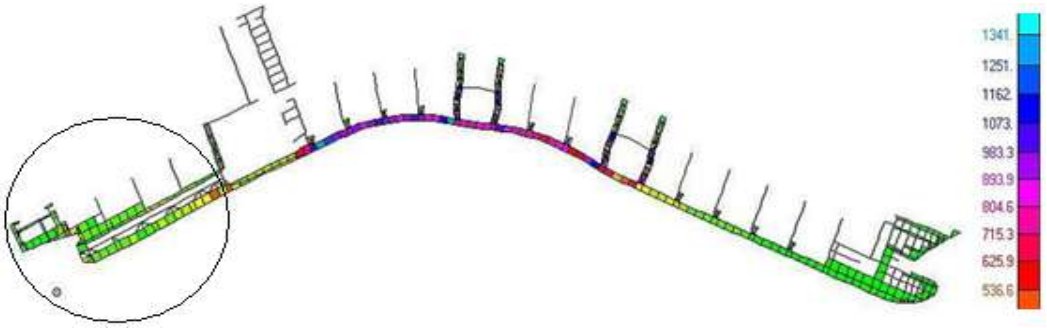
شکل۳-۴۹: شفت بندی کانتینربر برای تحلیل هدف همترازی شفت

برای آفست یاتاقان های مذکور زیر، عکس العمل ها در یاتاقان ها تقریبا به طور ایده آل تعریف شده است:

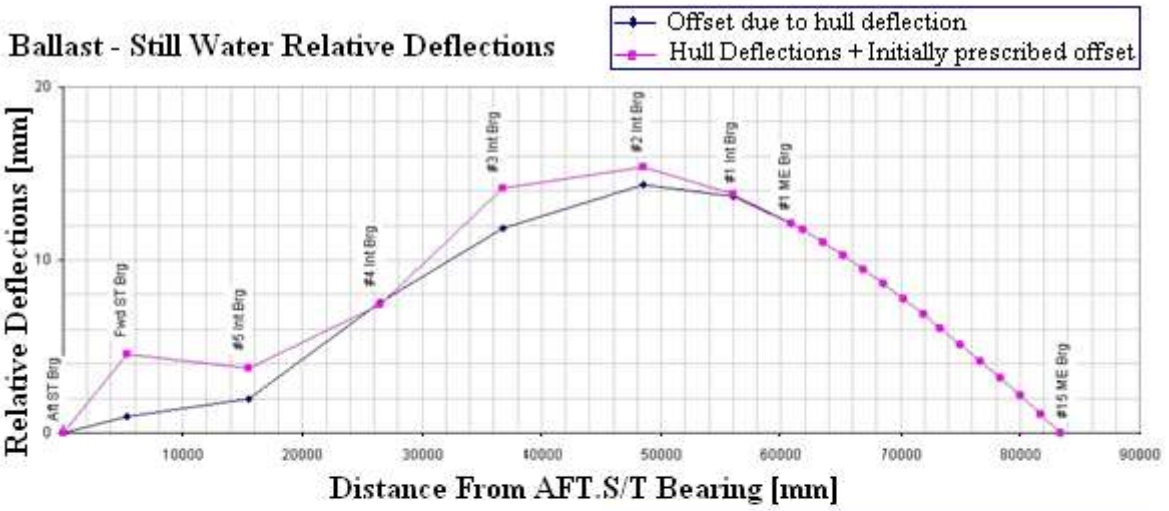


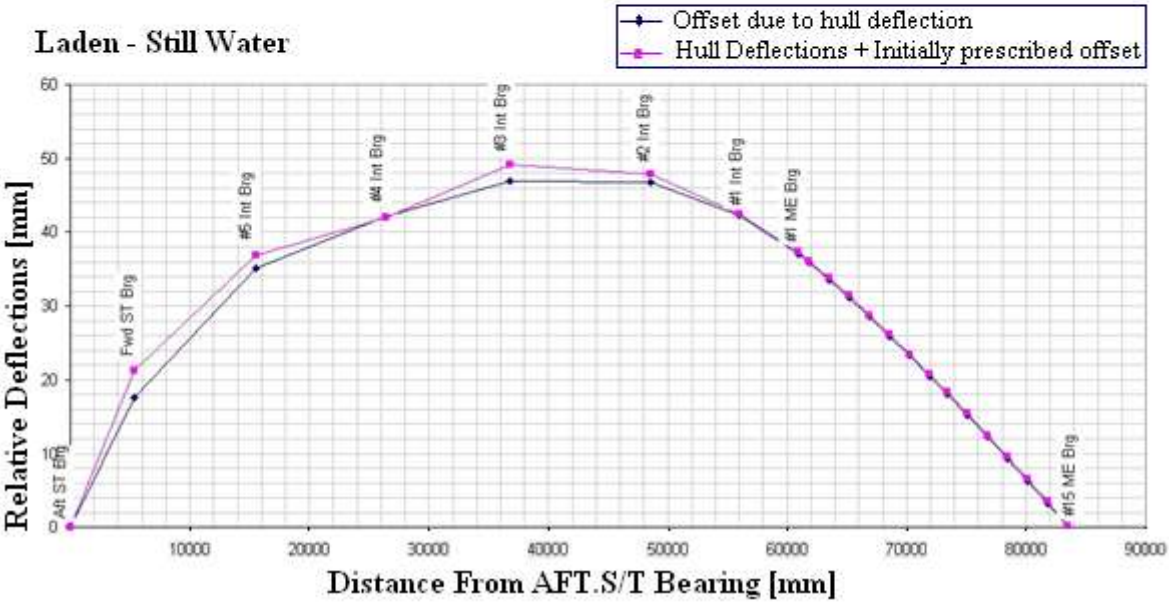
شکل۳-۵۰: طراحی همترازی شفت بدون در نظر گرفتن تغییر شکل خمشی بدنه

الان اگر تغییر شکل بدنه را برای حالت بالاست و پر از بار شناور (تحلیل بارگذاری دینامیکی ABS به این منظور به کار گرفته شده است) بررسی کنیم، نتایج به دست آمده به شرح زیر می باشد:



شکل۳-۵۱: تغییر شکل خمشی بدنه در آب آرام

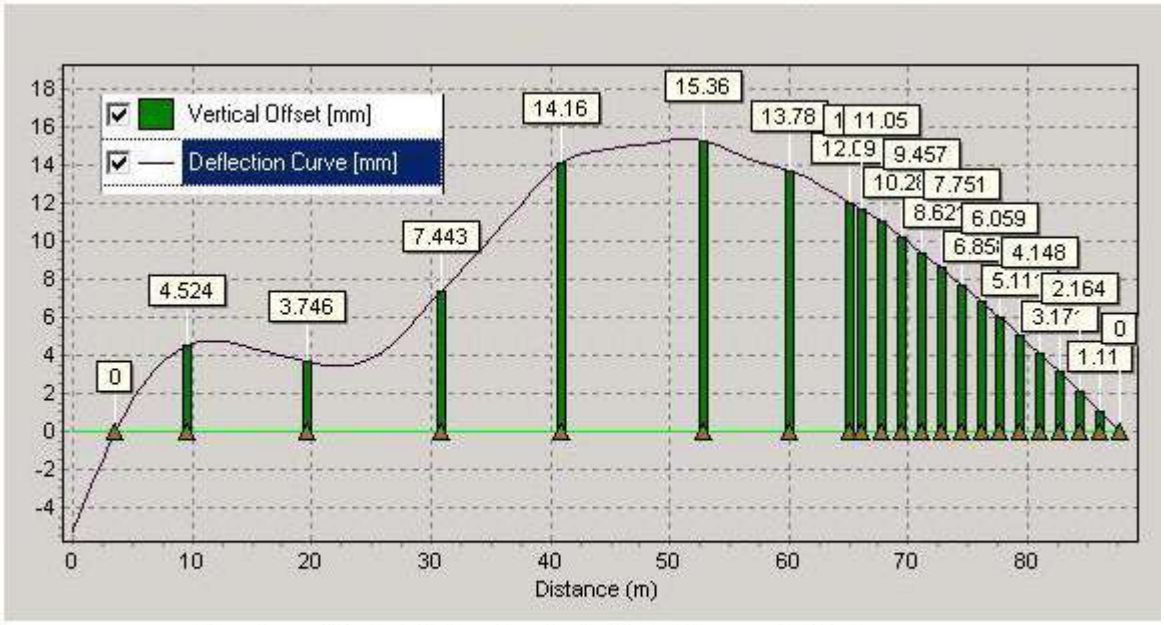




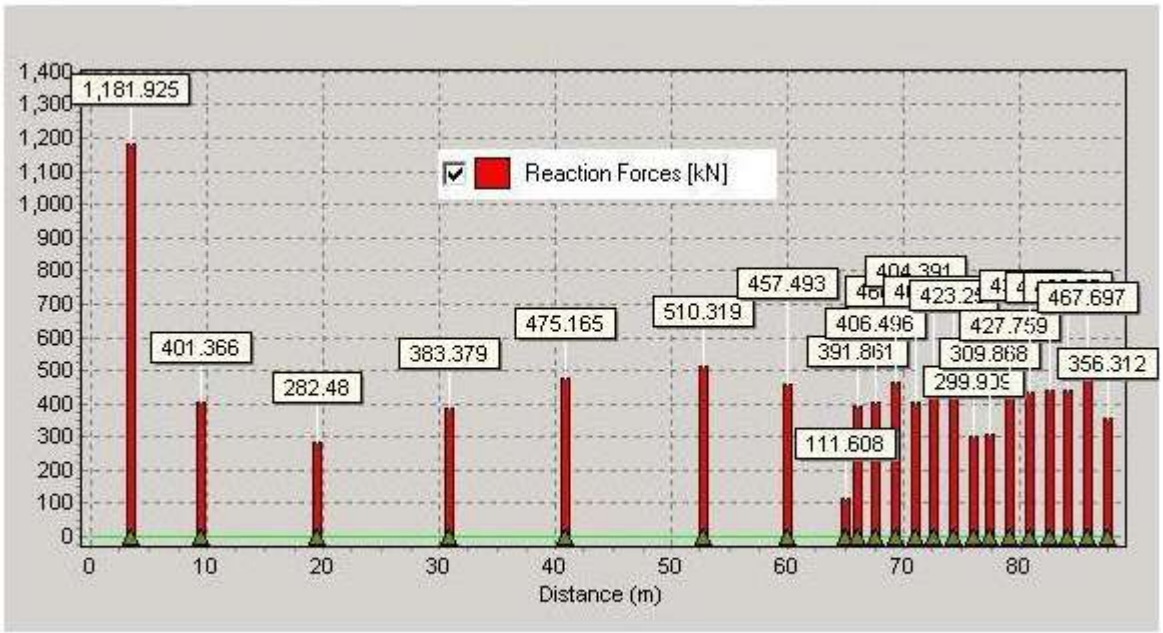
شکل۳-۵۲: عکس العمل یاتاقان های موتور دیزل کانتینربر به عنوان تابعی از تغییر شکل بدنه و خمش قاب موتور

داده های تغییر شکل بدنه در طول مرحله طراحی پروسه همترازی به منظور تعیین کردن آفست یاتاقان هایی که منتهی به عکس العمل های قابل قبول در تمام شرایط عملیاتی می شوند، نیاز می شود.

انجام دادن تحلیل های همراه با تغییر شکل بدنه که در بالا بدست آمد، نتایج زیر را به همراه داشت:

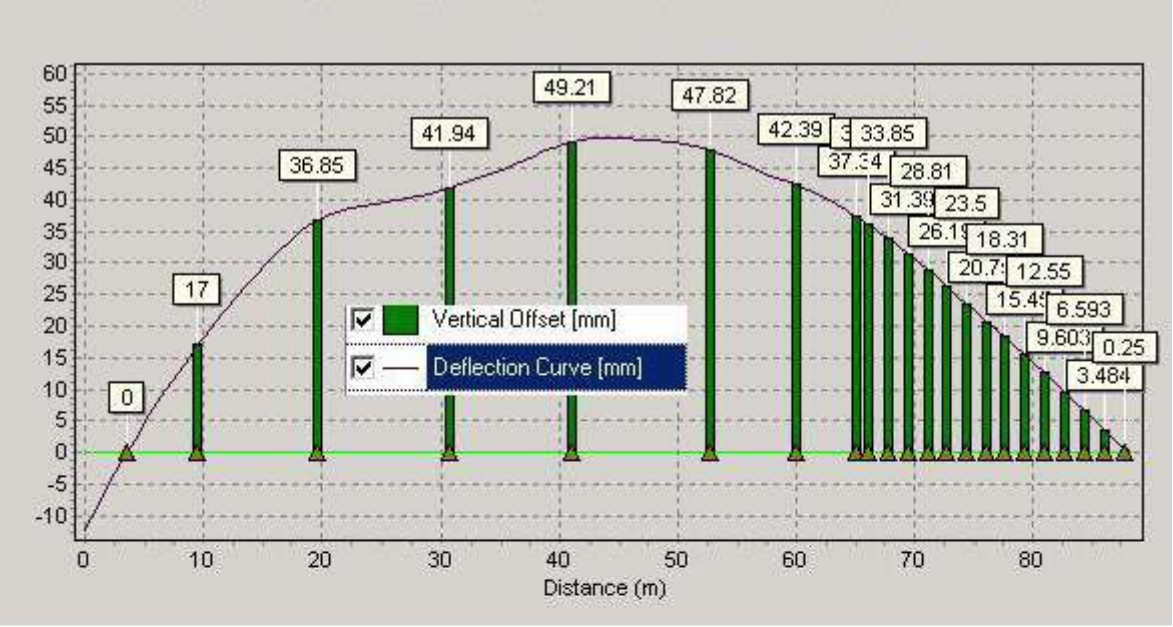


Bearing offset: Still water hull deflections – Ballast

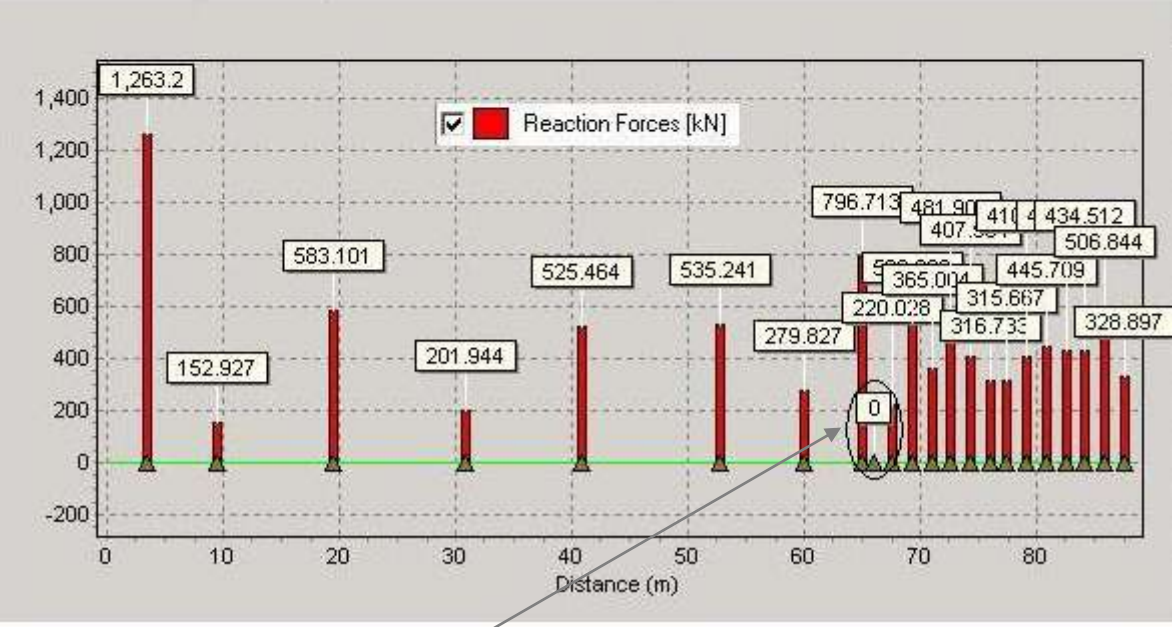


Bearing reactions: Still water hull deflections – Ballast

شکل۳-۵۳: تغییر شکل خمشی بدنه حالت بالاست در آب آرام



Bearing offset: Still water hull deflections - Laden



Bearing Reactions: Still water hull deflections - Laden

شکل۳-۵۴: تغییر شکل خمشی بدنه در حالت پر از بار در آب آرام

شکل۳-۵۴ نشان می دهد که تغییر شکل بدنه ممکن است منجر به بی بار شدن دومین یاتاقان موتور اصلی شود. این وضعیت به شرطی است که نتایج تحلیلی اغلب از شرایط واقعی به علل زیر منحرف شود:

- شباهت های به وجود آمده در مدل سازی سیستم (مثل، مدل معادل میل لنگ)

- خطاها در تغییر شکل های محاسبه شده
- تفاوت در شرایط بین روند همترازی و طراحی همترازی پیشنهاد شده

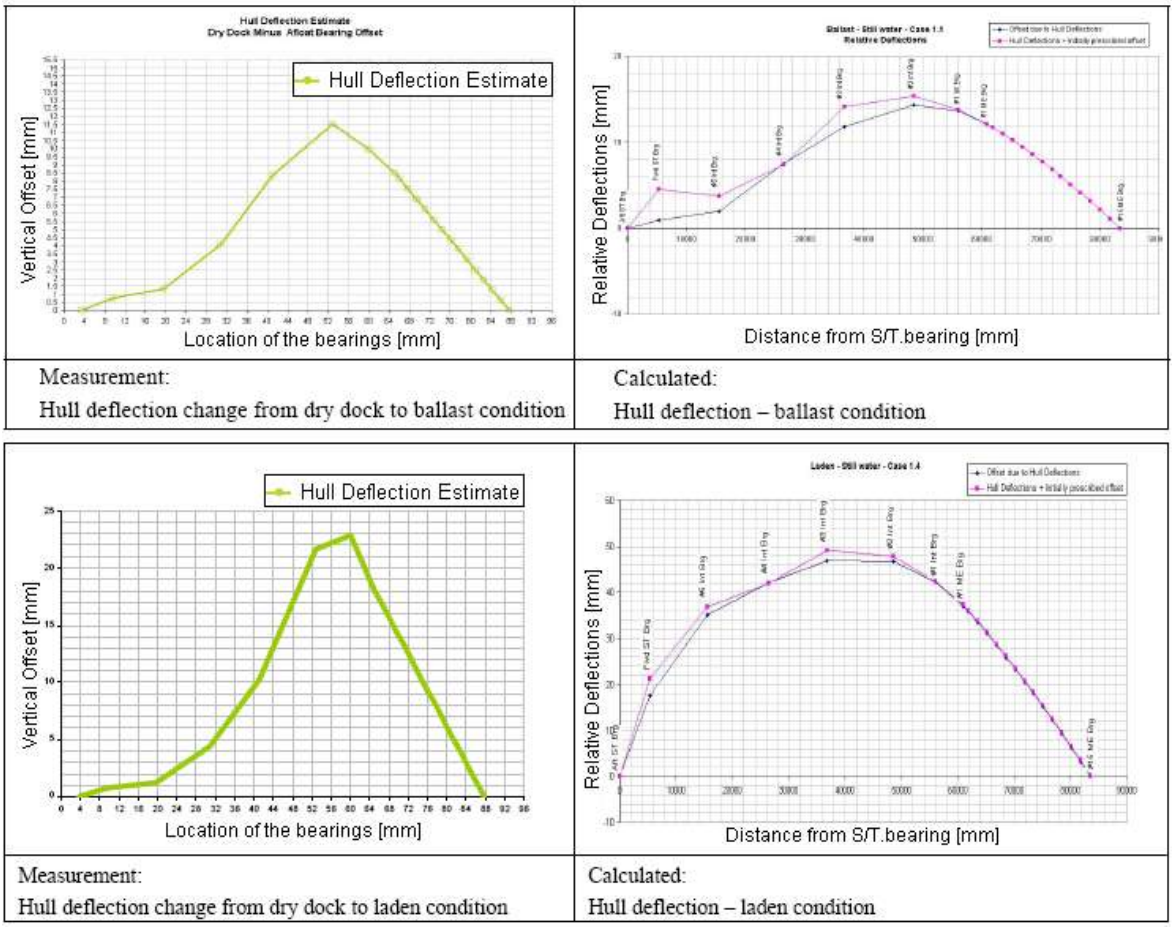
در هر صورت اگر تحلیل ها با شیوه های مهندسی خوبی به همراه خطای قابل قبولی انجام شود، طراح قادر خواهد بود تا در پایان نتایج را بپذیرد، و اگر لازم شد، تائید عکس العمل تکیه گاهی را پیشنهاد کند (توسط تست لیفت جک در موتور).

اندازه گیری های تغییر شکل بدنه:

مثالی که در اینجا استفاده شده، نشان می دهد که چه طور اندازه گیری های تغییر شکل خمشی بدنه ممکن است در همان شناور کانتینربر که پژوهش های تحلیلی تغییر شکل خمشی بدنه بر روی آن پیاده شده بود، انجام شود. به این ترتیب که کرنش سنج در نه مکان مختلف در طول خط شفت قرار می گیرد، و ممان های خمشی اندازه گیری می شوند. در همین زمان تغییر شکل خمشی میل لنگ، عکس العمل یاتاقان های خط شفت و موتور و یاتاقان های استرن تیوب نیز اندازه گیری می شود. آنالیز معکوس برای تعیین آفست یاتاقان ها از روی پارامتر های اندازه گیری شده فوق به کار گرفته می شود.

نتایج به دست آمده در زیر نشان داده شده اند و با تغییر شکل های تحلیلی به دست آمده مقایسه شده اند.

در مقایسه اول، یک آرایش و شکل منحنی خمشی بسیار خوب از شناور در شرایط بالاست به دست آمده است. و در مقایسه دوم، پیش بینی شرایط پر از بار، مطابقت کمتری با اندازه گیری ها دارد. دلیل آن، تفاوت در توزیع بارگذاری واقعی از روشی که به طور تحلیلی پیش بینی شده بود، است.



شکل۳-۵۵: مقایسه تغییر شکل خمشی بدنه بین روش تحلیلی (محاسبه شده) و اندازه گیری ها

۳-۷-بهینه سازی همترازی

مبحث کلی

هدف از بهینه سازی در همترازی شفت فراهم آوردن مجموعه ایی از راه حل ها است که همگی، محدودیت های وارده بر سیستم، معیارها و پارامترهای همترازی را در جهت رضایت بخشی به پیش ببرد. راه حل های چندگانه ضروری هستند به طوری که داشتن ارزیابی مهندسی اغلب برای انتخاب برای فاکتور های نهایی در همترازی مطلوب ضروری می باشند. فراهم آوردن راه حل های گوناگون یک ویژه گی ذاتی از الگوریتم ژنتیک[۱] است، و این کار نسبتا ساده ایی برای این الگوریتم است.

روند بهینه سازی الگوریتم ژنتیک در ABS به عنوان ابزاری برای جستجوی راه حل های بهینه استفاده شده است. قابلیت این الگوریتم این است که یک جستجوی همزمان سراسری از راه حل ها ارائه می دهد. این جستجوی همزمان، نرم افزاری را با قابلیت تهیه همزمان از مجموعه آفست یاتاقان ها که شرایط لازم بارگذاری را ارضاء می کند، فراهم می آورد.

برنامه الگوریتم ژنتیک، محدودیت ها را (مثل تغییر شکل خمشی بدنه) بهینه سازی می کند. پیچیده گی و سرعت بهینه سازی بستگی به تعداد متغییر هایی که در پروسه بهینه سازی لحاظ شده اند، خواهد داشت. این پارامترها و معیار های همترازی که می بایست لحاظ شوند، معمولا به مطلوبیت شرایط مورد نیاز، دلالت دارند، مثل:

- انبساط حرارتی

---

۱. Genetic Algorithm (GA)

- میزان خمش توصیه شده قاب موتور دیزل
- سایش یاتاقان
- خروج از مرکزیت، که به علت پیچیده گی در نظر گرفته نمی شود (بستگی به ناحیه تماسی/شیب ناهمراستایی بین شفت و یاتاقان دارد).

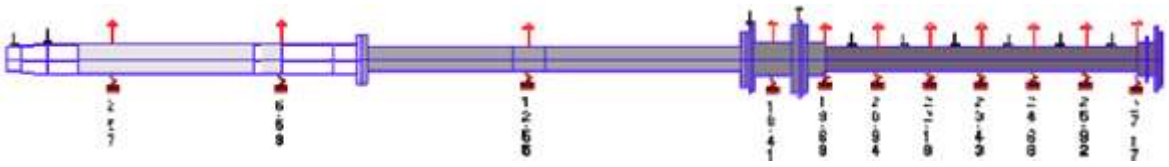
یک سری شرایط دیگر نیز باید رضایت بخش باشند، مثلا گشتاور و نیروی برشی مجاز فلانج موتور اصلی باید مطابق با توصیه های طراح موتور باشد.

۳-۷-۱-نمونه مثال بهینه سازی شده

مثالی که در اینجا کارایی برنامه بهینه سازی را ارزیابی می کند، آرایش یک نمونه از VLCC با سیستم رانشی منفرد، شفت نسبتا کوتاه و موتور دیزل دور پایین به عنوان محرک اصلی است. مشکلات خاصی که این نوع از شناور ممکن است با آن رو به رو شود، به قرار زیر هستند:

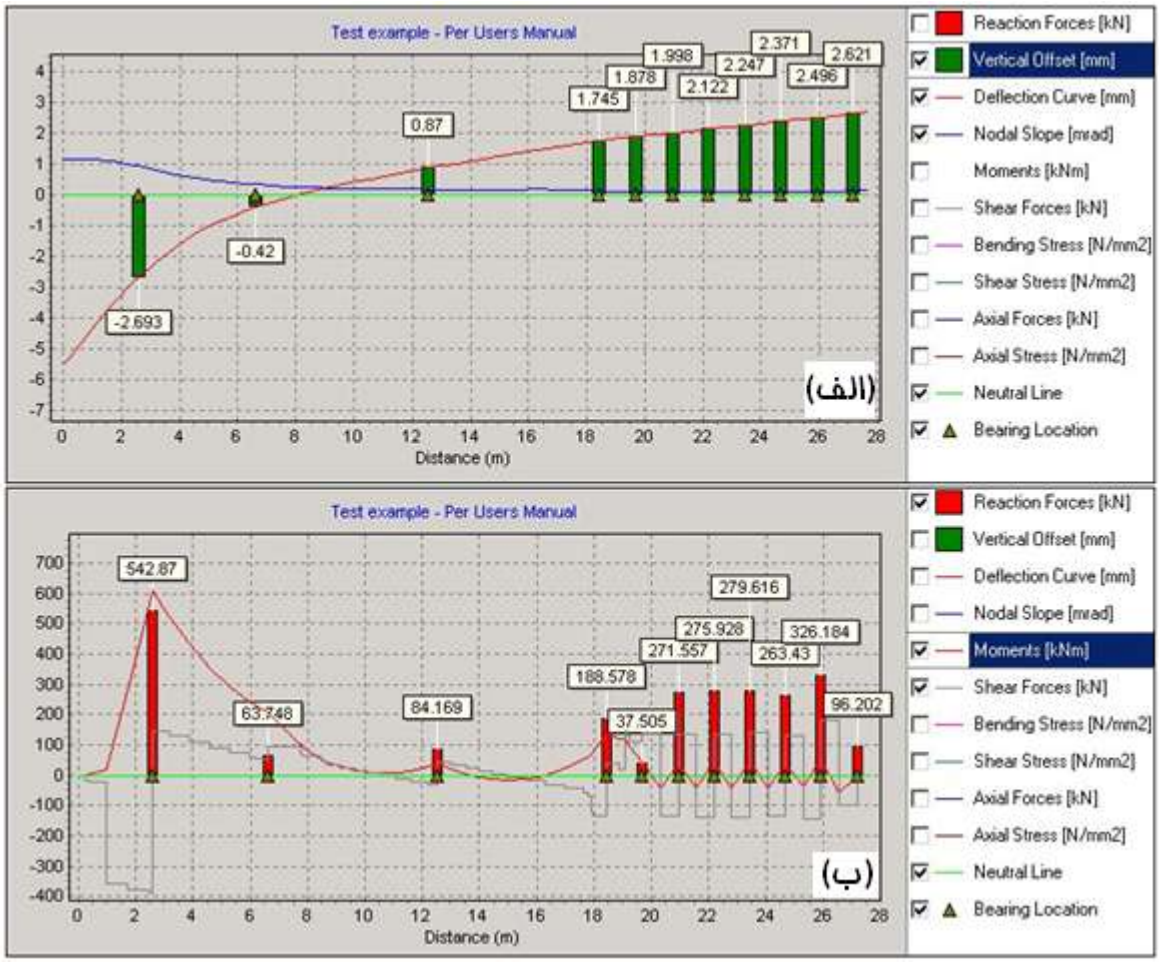
- آسیب دیدن یاتاقان انتهایی استرن تیوب به دلیل ناهمراستایی بیش از حد بین یاتاقان وشفت.
- آسیب یاتاقان های موتور (به ویژه سه یاتاقان انتهایی ناشی از همترازی نادرست)

شکل۳-۵۶ یک مدل گسسته از شفت بندی و موتور به منظور تحلیل همترازی شفت را نشان می دهد.



شکل۳-۵۶: مدل گسسته از شفت بندی

سیستم شفت بندی فوق (شکل۳-۵۶) در ابتدا بر اساس آفست ها و عکس العمل های تکیه گاهی زیر طراحی شده بود:

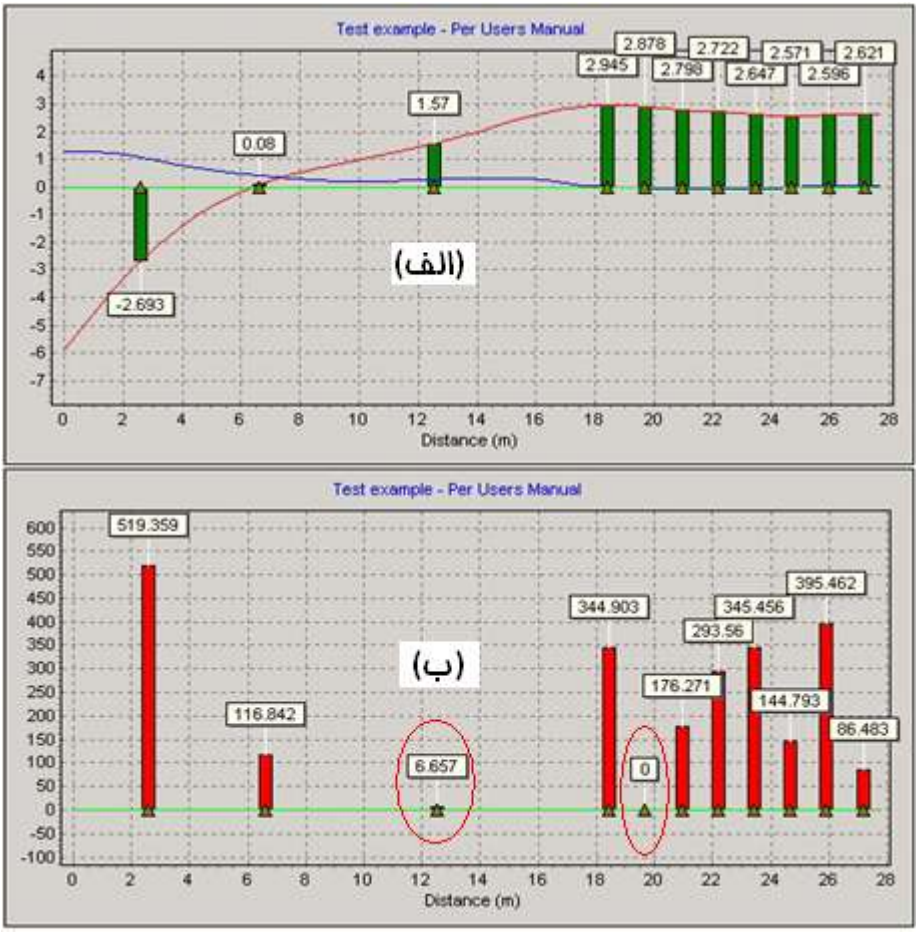


شکل۳-۵۷: (الف) آفست یاتاقان ها، منحنی خمشی شفت (ب) عکس العمل تکیه گاهی، ممان های خمشی و نیرو های برشی

به نظر می رسد که نتایج فوق برای این مورد خاص، رضایت بخش است، ولی اگر تغییر شکل بدنه بکار گرفته شود، نتایج تحلیل برای دو حالت بالاست و پر از بار، رضایت بخش نخواهند بود (جدول۳-۸).

جدول۳-۸: تغییر شکل خمشی تخمینی بدنه برای شرایط بالاست و پر از بار

	Hull Deflection Estimate [mm]	
Bearing #	Laden	Ballast
1	0	0
2	0.5	-0.05
3	0.7	-0.07
4	1.2	-0.12
5	1	-0.1
6	0.8	-0.08
7	0.6	-0.06
8	0.4	-0.04
9	0.2	-0.02
10	0.1	-0.01
11	0	0



شکل۳-۵۸: حالت پر از بار- (الف) آفست یاتاقان ها توسط تغییر شکل بدنه مختل شده اند

(ب)عکس العمل یاتاقان ها، بی بار شدن یاتاقان شماره (۲) در موتور و در یاتاقان میانی نیز بار کمی وارد شده است.

شکل۳-۵۹: حالت بالاست – (الف) آفست یاتاقان ها توسط تغییر شکل خمشی بدنه مختل شده است.
(ب) عکس العمل یاتاقان ها – بی بار شدن در یاتاقان شماره (۲) موتور اصلی.

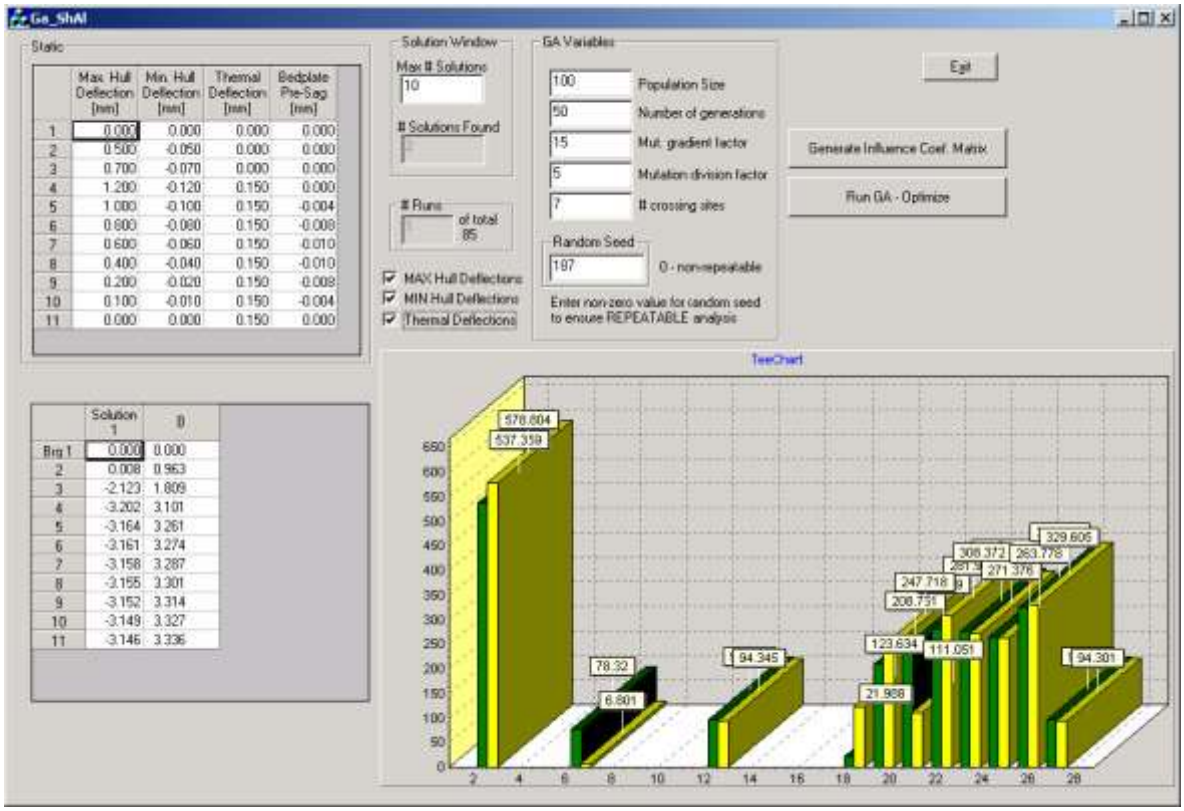
تحلیل های بالا نشان می دهد که آفست اولیه، شرایط مورد نیاز همترازی را ارضاء نمی کند. اگر تغییر شکل خمشی بدنه لحاظ شود، دومین یاتاقان انتهایی موتور بی بار می شود (شکل۳-۵۸-ب و شکل۳-۵۹-ب).

فعالیت کنونی در طراحی همترازی شفت به طور معمول تغییر شکل های خمشی را در بر نمی گیرد. بنابراین، تنها وسیله کنترل شرایط همترازی، با اندازه گیری ها می باشد. اما، اندازه گیری ها بر بیشتر قسمت های حساس سیستم، مثل یاتاقان های موتور، به صورت یک رویه منظم انجام نمی شود. نتیجه این کار ممکن است آسیب های احتمالی یا از کار افتاده گی یاتاقان ها را در پی داشته باشد.

در موارد بالا، اگر تغییر شکل های بدنه به از همان ابتدا لحاظ می شدند، می توانستیم مشکلات احتمالی را پیش بینی کنیم و همترازی را با مجموعه دیگری از آفست یاتاقان ها انجام دهیم. در هر حال، بدون در دست داشتن ابزار بهینه سازی، این پروسه ممکن است بی نهایت وقت گیر و مشکل باشد.

۳-۷-۲-بهینه سازی

تحلیل بالا پیشنهاد می کند که آفست های مذکور به منظور اطمینان از موضوع همترازی رضایت بخش تاسیسات تحت شرایط بالاست و پر از بار شناور تهیه شود. بهینه سازی می تواند به بررسی راه حل های ساده تر و سریع تر از انجام روند آزمون و خطا که بدون پشتیبانی از نرم افزار های کامپیوتری انجام می شود، کمک کند. نرم افزار (ماژول) GAR با در نظر گرفتن داده های زیر به کار گرفته می شود:



شکل۳-۶۰: وارد کردن داده های GA و نشان دادن دو راه حل از ده راه حل مطلوب

متنوع ساختن راه حل ها، مطلوب هستند، زیرا آفست های مختلف به طور مشابهی، عکس العمل های تکیه گاهی را ارضا می کند. به عنوان مثال، عکس العمل های تکیه گاهی رضایت بخش، ممکن است با بالا بودن بروی خط آفست صفر تعیین شده باشند. در عین حال، یک راه حل بسیار مشابه (عکس العمل تکیه گاهی معقول) ممکن است با پایین بودن موتور اصلی در زیر خط آفست صفر تعیین شده باشد.

راه حل پایین بودن موتور اصلی در زیر خط صفر نهایتا منجر به شیب انحرافی کمتر بین شفت و یاتاقان استرن تیوب خواهد شد. ولی، تنش در شفت برای این مورد زیاد تر خواهد شد.

در موارد بدون یاتاقان جلویی استرن تیوب، راه حل با پایین بودن موتور اصلی در زیر خط صفر منجر به حساسیت خیلی بیشتر ناهمراستایی در یاتاقان انتهایی استرن تیوب خواهد شد و در نتیجه این راه حل قابل قبل نیست.

راه حل های به دست آمده با به کار گیری یک بهینه سازی معمولی، به صورت یک فرمی جدول بندی می شوند که اطلاعات تفصیلی را درباره چگونگی تاثیر گذاری یک تغییر خاص در شرایط آفست بر همترازی، فراهم می آورد. به عنوان مثال عکس العمل های تکیه گاهی محاسبه شده برای آفست های مربوط به خود به شرح زیر هستند:

- عکس العمل های آفست صفر
- همه عکس العمل های مثبت
- عکس العمل های تکیه گاهی مقدار بیشترین تنش میانی [۱]
- عکس العمل های تکیه گاهی مقدار بیشترین تنش انتهایی [۲]
- عکس العمل های تکیه گاهی در شرایط بدون تغییر شکل کیل شناور[۳] (حوضچه خشک)

---

۱. Maximum hogging bearing offset

۲. Maximum sagging bearing offset

۳. Even keel Condition

- آفست یاتاقان – شامل شرایط دمایی و خمشی توصیه شده قاب موتور دیزل:
  - آفست یاتاقان بیشترین تنش میانی
  - آفست یاتاقان بیشترین تنش انتهایی
  - آفست حاصل از نرم افزار بهینه سازی
  - داده های تغییر شکل (بیشترین تنش میانی، بیشترین تنش انتهایی، دما و خمش قاب موتور)

بهترین راه حل برای این مورد خاص (جدول۳-۹)، پیش از این در نظر گرفته شده و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. در این مورد خاص، فرض شده که روند همترازی به طور کامل در حوضچه خشک انجام شده است. بنابر این، آفست بهینه یاتاقان ها در واقع مقادیری هستند که برای یاتاقان ها در حالی که شناور در شرایط حوضچه خشک قرار گرفته بکار برده شده است.

برای تغییر شکل تخمین زده شده بدنه، عکس العمل های تکیه گاهی در سه مورد، یعنی، حوضچه خشک، بالاست و پر از بار، راضی کننده هستند . راه حل قابل قبول است و اگر تغییر شکل های پیش بینی شده بدنه در محدوده های معینی باشند، انتظار نمی رود که هیچ یاتاقانی بدون بار شود.

عکس العمل های به دست آمده ممکن است با دقت نسبتا بالایی تائید شده باشند . جدول۳-۹، مجموعه مقادیر برای یکی از چهار راه حل انتخاب شده را در حوضچه خشک نشان می دهد

الگوریتم بهینه سازی در اینجا برای تعیین شمار راه حل های قابل قبول با محدودیت های معین به کار گرفته شده است. راه حل در زمانی نسبتا کوتا پیدا می شود . همه فواید انجام بهینه سازی همترازی شفت از مثال ارائه شده آشکار می شود.

جدول۳-۹: نتایج بهینه سازی، راه حل انتخاب شده از بین ده راه حل دیگر

Optimization with Genetic Algorithm

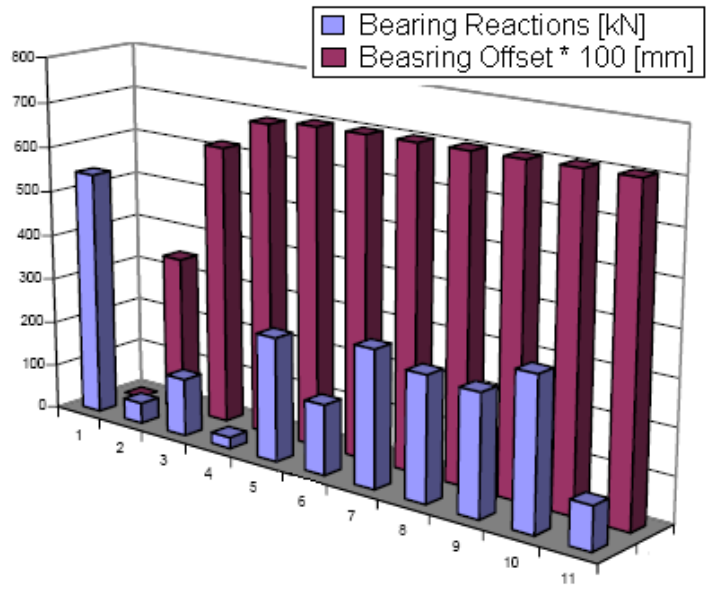
Generation: 9 String: 52 FITNESS: 1.100000

Sup. No	Node No	SUPPORT REACTIONS Ry[0] [kN]	delRy [kN]	Ry (Max.Offs) [kN]	Ry (Min.Offs) [kN]	Ry (dy) [kN]	Total Offset Max. [mm]	Total Offset Min. [mm]	GA defined dy [mm]	Max Hull Deflect. [mm]	Min Hull Deflect. [mm]	Thermal Offset [mm]	Engine Sag. [mm]
1	< 7>	601.283	-56.872	518.533	544.996	544.411	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	< 14>	-41.678	87.605	106.331	46.072	45.927	3.979	3.429	3.479	0.500	-0.050	0.000	0.000
3	< 27>	148.734	-20.861	34.172	124.780	127.873	6.893	6.123	6.193	0.700	-0.070	0.000	0.000
4	< 41>	133.298	-108.513	275.984	32.933	24.785	8.234	6.914	6.884	1.200	-0.120	0.150	0.000
5	< 46>	64.015	208.676	81.192	267.522	272.691	8.149	7.049	7.003	1.000	-0.100	0.150	-0.004
6	< 48>	286.255	-132.362	155.648	152.923	153.893	7.954	7.074	7.012	0.800	-0.080	0.150	-0.008
7	< 50>	272.916	26.788	285.205	301.263	299.704	7.762	7.102	7.022	0.600	-0.060	0.150	-0.010
8	< 52>	277.995	-5.009	345.582	265.960	272.986	7.572	7.132	7.032	0.400	-0.040	0.150	-0.010
9	< 54>	265.291	-1.102	143.036	274.995	264.188	7.384	7.164	7.042	0.200	-0.020	0.150	-0.008
10	< 56>	325.359	3.146	399.197	322.706	328.505	7.298	7.188	7.052	0.100	-0.010	0.150	-0.004
11	< 58>	96.318	-1.496	84.905	95.636	94.822	7.208	7.208	7.058	0.000	0.000	0.150	0.000

جدول۳-۱۰: عکس العمل یاتاقان ها برای آفست های توصیه شده در حوضچه خشک

Dry dock condition offset and bearing reactions

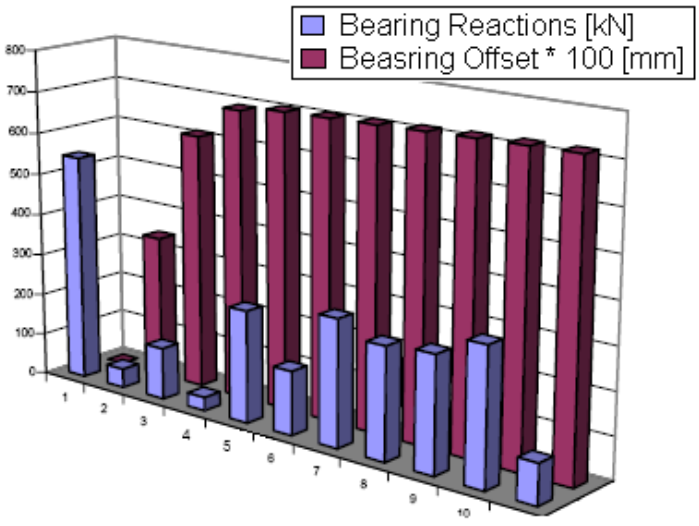
	Reactions	Offset
	Ry (dy) [kN]	GA Defined Dy [mm]
1	544.411	0
2	45.927	3.479
3	127.873	6.193
4	24.785	6.884
5	272.691	7.003
6	153.893	7.012
7	299.704	7.022
8	272.986	7.032
9	264.188	7.042
10	328.505	7.052
11	94.822	7.058



جدول۳-۱۱: عکس العمل یاتاقان ها و آفست های کلی در حالت بالاست، با تغییر شکل خمشی بدنه

Ballast vessel offset and bearing reactions

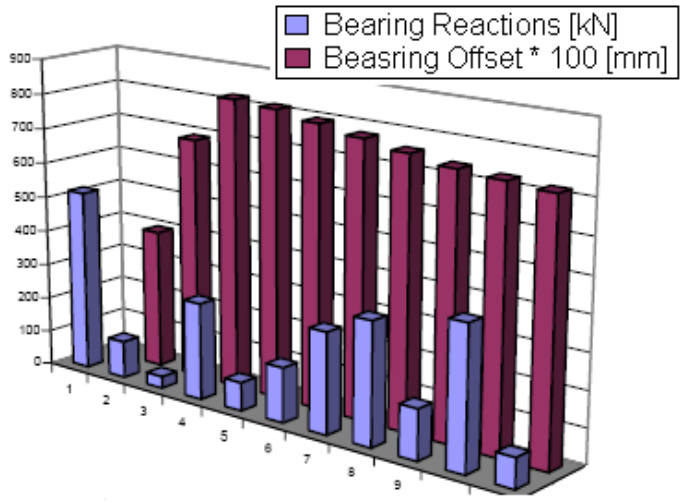
	Reactions	Offset
	Ry (dy) [kN]	GA Defined Dy [mm]
1	544.996	0
2	46.072	3.429
3	124.78	6.123
4	32.933	6.914
5	267.522	7.049
6	152.923	7.074
7	301.263	7.102
8	265.96	7.132
9	274.995	7.164
10	322.706	7.188
11	95.636	7.208



جدول۳-۱۲: عکس العمل یاتاقان ها و آفست های کلی در حالت پر از بار، با تغییر شکل خمشی بدنه

Laden vessel offset and bearing reactions

	Reactions	Offset
	Ry (dy) [kN]	GA Defined Dy [mm]
1	518.533	0
2	106.331	3.979
3	34.172	6.893
4	275.984	8.234
5	81.192	8.149
6	155.648	7.954
7	285.205	7.762
8	345.582	7.572
9	143.036	7.384
10	399.197	7.298
11	84.905	7.208



مطلب مهم دیگری که بررسی شده است، شیب نامیزانی (زاویه ناهمراستایی) بین شفت و یاتاقان استرن تیوب می باشد. اگر شفت فشار بیش از حدی را بر یاتاقان وارد کند، بهتر است که ناهمراستایی با درون تراشی دهانه یاتاقان کم شود. نرم افزار همترازی ABS برای بررسی تماسی یاتاقان استفاده شده است.

باید توجه داشت که همترازی اصلی ، که با شیوه های قرار دادی در انجام همترازی تعریف می شود، منجر به یک وضعیت ثابت بارگذاری برای تغییر شکل تخمینی بدنه به کار برده شده نخواهد شد. در این شیوه قرار دادی، دومین یاتاقان انتهایی موتور و احتمالا یاتاقان میانی شفت، ممکن است بدون بار شوند. بدون بار شدن یاتاقان موتور مشکلات زیادی را بر سر راه سیستم رانشی قرار می دهد.

مشکل دیگر، پیش بینی صحیح تغییر شکل های بدنه است. راه حل این مشکل، به وضوح بستگی زیادی به توانایی ارزیابی تغییر شکل های بدنه به طور صحیح دارد تا بدون هیچ شبهه ایی همترازی مورد بررسی قرار گیرد. هم اکنون موسسه قدم های بزرگی را در این مسیر برداشته است.

۳-۸-تعاریف و اصطلاحات

روند همترازی : یک بخش قابل اجرا از فرآیند همترازی است که بنابر شرایط لازم مشخص شده توسط مهندس و طراح همترازی، انجام می شود.

فرآیند با پروسه همترازی : عبارت است از طراحی و تحلیل روند همترازی و اندازه گیری ها.

آفست یاتاقان ها : تغییر مکان عمودی سطح تماسی یاتاقان از خط نوری مرکزی برقرار شده در شفت بندی.

پیش خمش قاب موتور : فرآیندی که با تغییر شکل عمودی (منحنی شکم داده گی) بر قاب موتور نشان داده می شود تا از مشکلات همترازی موتور جلوگیری شود.

لقی یاتاقان : شکاف و فضای بین شفت و پوسته یاتاقان را لقی آن می گویند.

آفست افقی : تغییر در مکان افقی یاتاقان هاست که مطلوب نمی باشد.

ضریب تاثیر : مقادیری که نسبت تغییر در عکس العمل تکیه گاهی را تعریف می کند.

زاویه ناهمراستایی : اختلاف زاویه ایی بین خط مرکزی شفت و خط مرکزی یاتاقان مربوطه.

آفست منفی : موقعیت عمودی یاتاقان در زیر خط مرجع (خط صفر).

آفست مثبت : موقعیت عمودی یاتاقان در بالای خط مرجع.

درون تراشی یاتاقان یا شیب دار کردن دهانه یاتاقان : روندی است که در آن یاتاقان جهت برآورده ساختن الزامات همراستایی، ماشین کاری می شود.

همترازی شفت بندی مستقیم : همترازی که آفست یاتاقان ها همگی صفر باشند.

شرایط بدون تغییر کیل : در واقع شرایط حوضچه خشک را گویند که کیل بدون تغییر شکل می باشد و یا به عبارتی دیگر، شرایطی که در آن آبخور سینه با آبخور پاشنه یکسان باشند (Even Keel).

فصل چهارم

(٤)

(تحلیل نرم افزاری)

٤- تحلیل نرم افزاری

در بخش آخر از این پژوهش، دو نمونه از مدل شفت را مورد بررسی قرار خواهیم داد، که در ادامه این نمونه ها را یکی با استفاده از نرم افزار ABS-Shaft Alignment و دیگری را با نرم افزار جامع ShaftMaster تحلیل و تجزیه خواهیم کرد.

٤-١-تحلیل شفت با استفاده از ABS_ShAlOpt v2.0

٤-١-١-درباره نرم افزارهمترازی ABS

نرم افزار همترازی ABS، برای تحلیل های استاتیکی سیستم رانش طراحی شده است و وظیفه اصلی آن، فراهم آوردن اطلاعات لازم برای انجام روند همترازی بر روی شناور به منظور اطمینان از صحت همترازی انجام شده، می باشد.

فرض مسلم این است که با همترازی صحیح تحت همه شرایط بارگذاری شناور، توزیع بار در یاتاقان ها مثبت خواهد بود، هیچ یاتاقانی بی بار نمی شود و بارگذاری نیز در محدوده های مجاز خواهد بود. به حساب آوردن تغییر شکل خمشی بدنه نیز یکی از عوامل مهم در پروسه طراحی می باشد.

ورودی های این نرم افزار به قرار زیر می باشند:

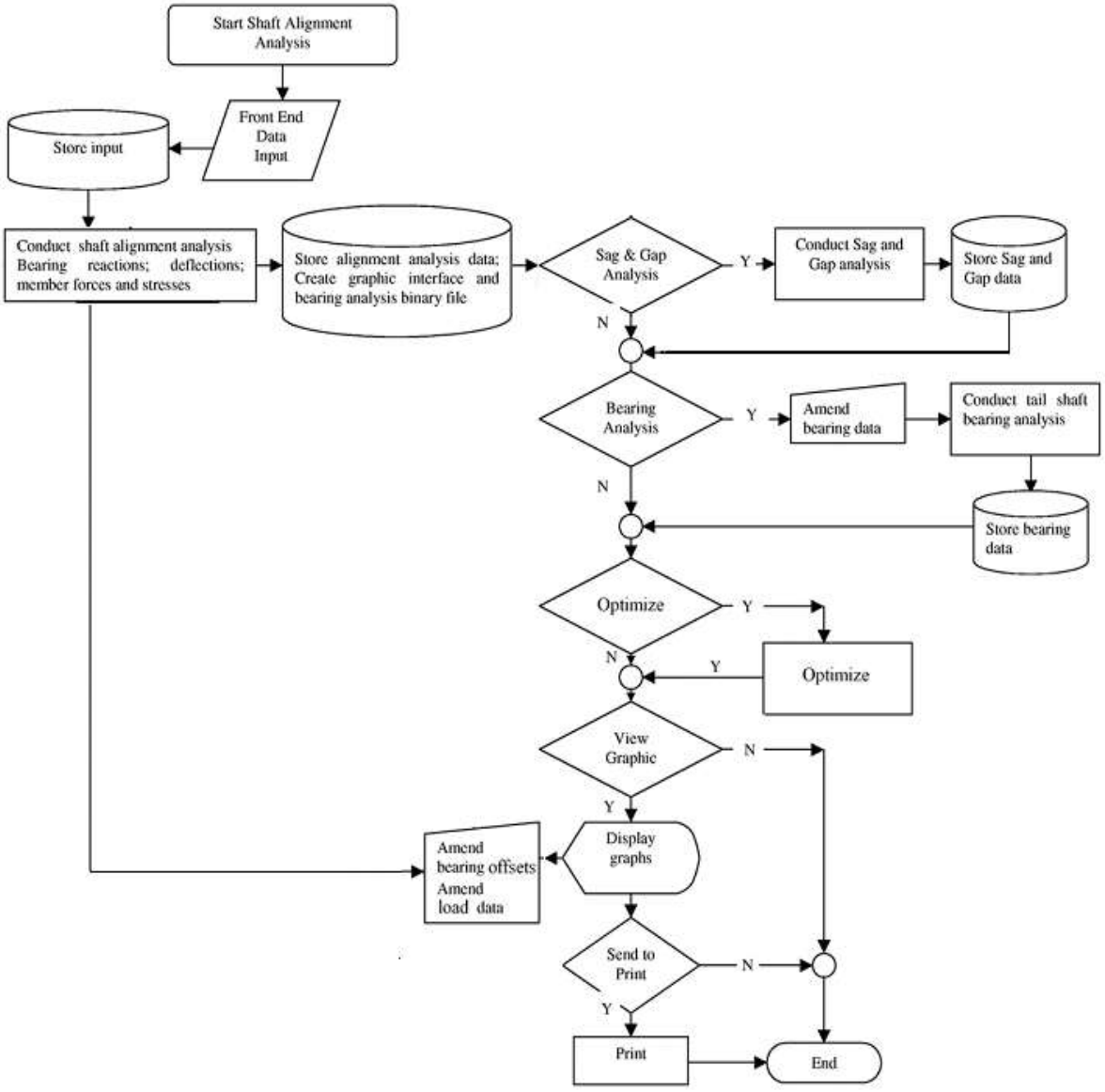
- هندسه، نوع اتصال، خواص مکانیکی و داده های کلی پروژه
- داده های تکیه گاهی

- شرایط بارگذاری
- داده های افت و شکاف
- داده های یاتاقان شفت انتهایی
- داده های بهینه سازی

خروجی های نیز به قرار زیر می باشند:

- عکس العمل های تکیه گاهی
- آفست یاتاقان ها
- منحنی خمشی(کجی شفت در بعد از یاتاقان استرن تیوب)
- تنش برشی و ممان خمشی شفت
- ضرائب تاثیر (اطلاعاتی را بر حساسیت تاسیسات به انحراف آفست یاتاقان ها فراهم می آورد)
- اطلاعات افت و شکاف
- تحلیل یاتاقان شفت انتهایی
- تخمین تغییر شکل بدنه (مخصوصا تانکر ها و فله برها)
- همترازی بهینه (مخصوصا تانکر ها و فله برها)

فلوچارت تحلیلی همترازی نیز به صورت زیر می باشد:

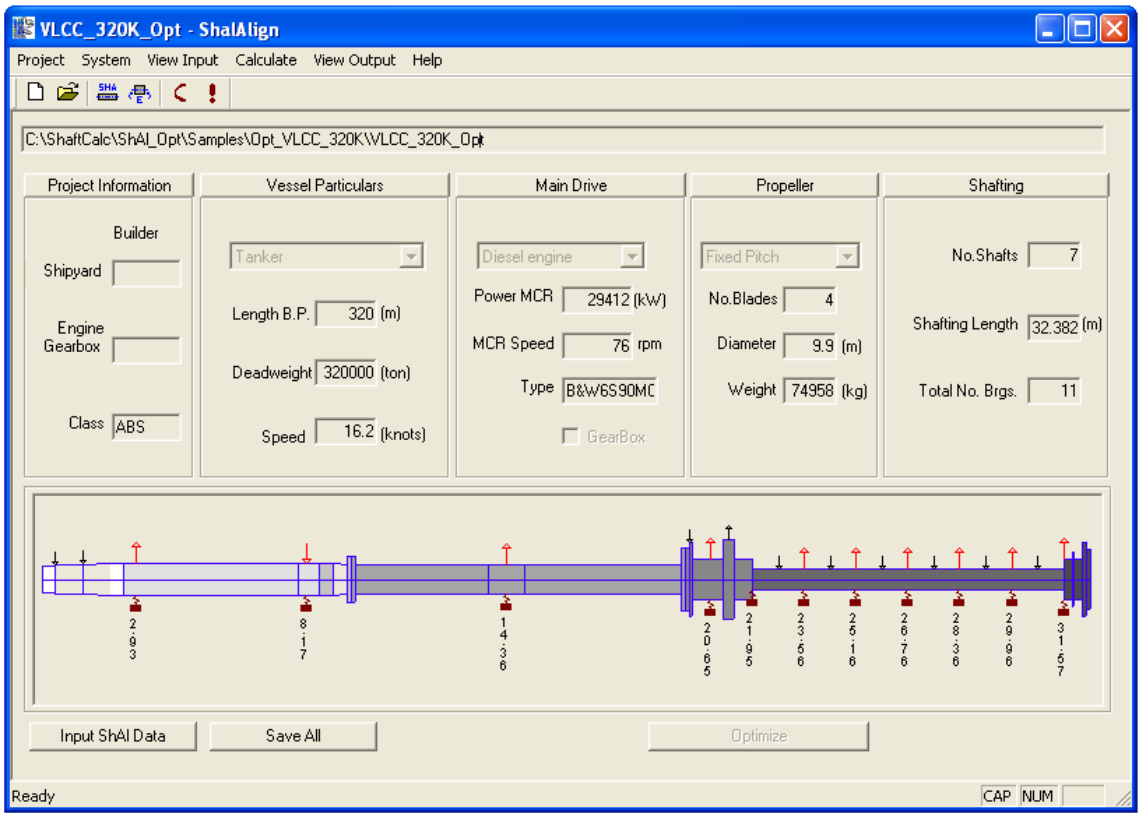


شکل۴-۱: فلوچارت تحلیلی

مدل سازی از شفت پروانه شروع و المان های مورد استفاده در هر شفت نباید بیش از ۱۰۰ باشد. همچنین فرض شده است که تماس بین شفت و یاتاقان ها در یک نقطه باشد.

نرم افزار به طراح هان اجازه می دهد تا تغییر شکل بدنه را تخمین زده و آفست یاتاقان ها را در حوضچه خشک بهینه سازی کنند. توزیع بار بین شفت و یاتاقان نیز یکی دیگر از موارد مهم پروسه همترازی است.

در زیر شفت مورد نظر با استفاده از نرم افزار، المان بندی شده و آماده برای انجام محاسبات است:



شکل۴-۲: شفت VLCC در نرم افزار ABS_ShAlOpt

٤-١-٢-داده های ورودی

در زیر داده ها و پارامتر های ورودی نرم افزار را چک می کنیم.

مشخصات شناور Vessel Particulars

- نام شناور: تانکر VLCC
- تناژ: ۳۲۰۰۰۰ DWT
- مشخصات کلی شناور:

طول= ۳۲۰ m، عرض= ۶۰ m، آبخور طراحی= ۲۱ m ، سرعت=۱۶.۲ knots، ضریب بلوک= ۰.۸۳

- چگالی آب: ۱۰.۲۵ kg/m^3

مشخصات موتور Main Drive

- نوع موتور: B&W 6S90MC-C
- قدرت (MCR): ۲۹۴۱۲ Kw
- دور موتور: ۷۶ rpm
- تعداد سیلندر: ۶

مشخصات پروانه Propeller

- نوع پروانه: گام ثابت ۴ پره ایی
- قطر: ۹.۹ m
- جرم: ۷۴۹۵۸ kg (در هوا)
- جنس: نیکل-آلومینیوم-برنز

مشخصات شفت بندی Shafting

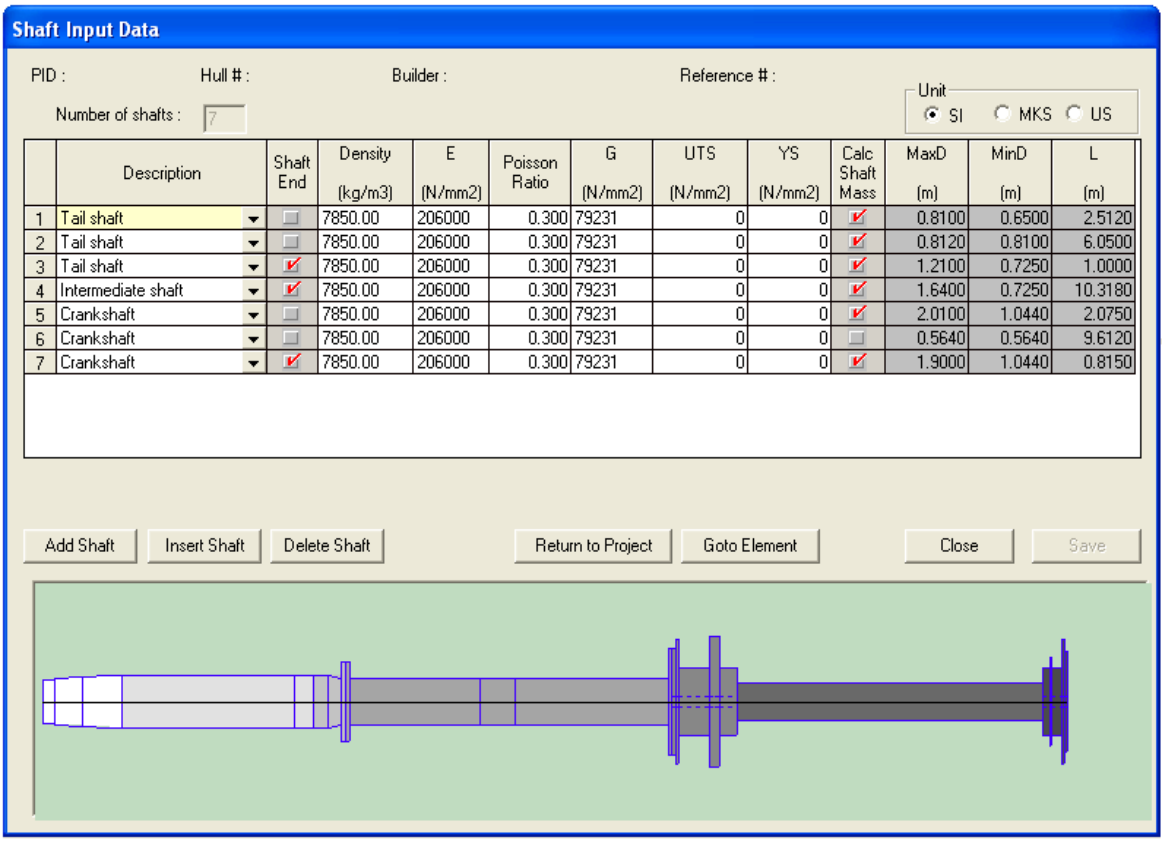
- تعداد شفت ها: ۷
- طول شفت بندی: ۳۲.۳۸۲ m
- تعداد کل یاتاقان های شفت: ۱۱
- جنس شفت: برنز (مدول یانگ = $۲۰۶۰۰۰ N/mm^2$)

داده های شفت ها Input ShAI Data

در این قسمت مشخصات فیزیکی هر شفت (شفت های انتهایی، شفت های میانی و میل لنگ) داده می شود.

در این مثال، داده ها در شکل زیر نمایش داده شده است.

این سیستم رانش دارای ۷ شفت می باشد که در تقسیم بندی که انجام شده است، دارای ۳ شفت انتهایی، ۱ شفت میانی و شامل ۳ قسمت از میل لنگ می باشد و ویژه گی هایی از جمله طول، قطر، چگالی، مدول یانگ و ... در هر یک و در شکل۴-۳ نشان داده شده است.



	Description	Shaft End	Density (kg/m3)	E (N/mm2)	Poisson Ratio	G (N/mm2)	UTS (N/mm2)	YS (N/mm2)	Calc Shaft Mass	MaxD (m)	MinD (m)	L (m)
1	Tail shaft	☐	7850.00	206000	0.300	79231	0	0	☑	0.8100	0.6500	2.5120
2	Tail shaft	☐	7850.00	206000	0.300	79231	0	0	☑	0.8120	0.8100	6.0500
3	Tail shaft	☑	7850.00	206000	0.300	79231	0	0	☑	1.2100	0.7250	1.0000
4	Intermediate shaft	☑	7850.00	206000	0.300	79231	0	0	☑	1.6400	0.7250	10.3180
5	Crankshaft	☐	7850.00	206000	0.300	79231	0	0	☑	2.0100	1.0440	2.0750
6	Crankshaft	☐	7850.00	206000	0.300	79231	0	0	☐	0.5640	0.5640	9.6120
7	Crankshaft	☑	7850.00	206000	0.300	79231	0	0	☑	1.9000	1.0440	0.8150

شکل۴-۳: تقسیم بندی شفت بندی و ویژه گی های هر یک

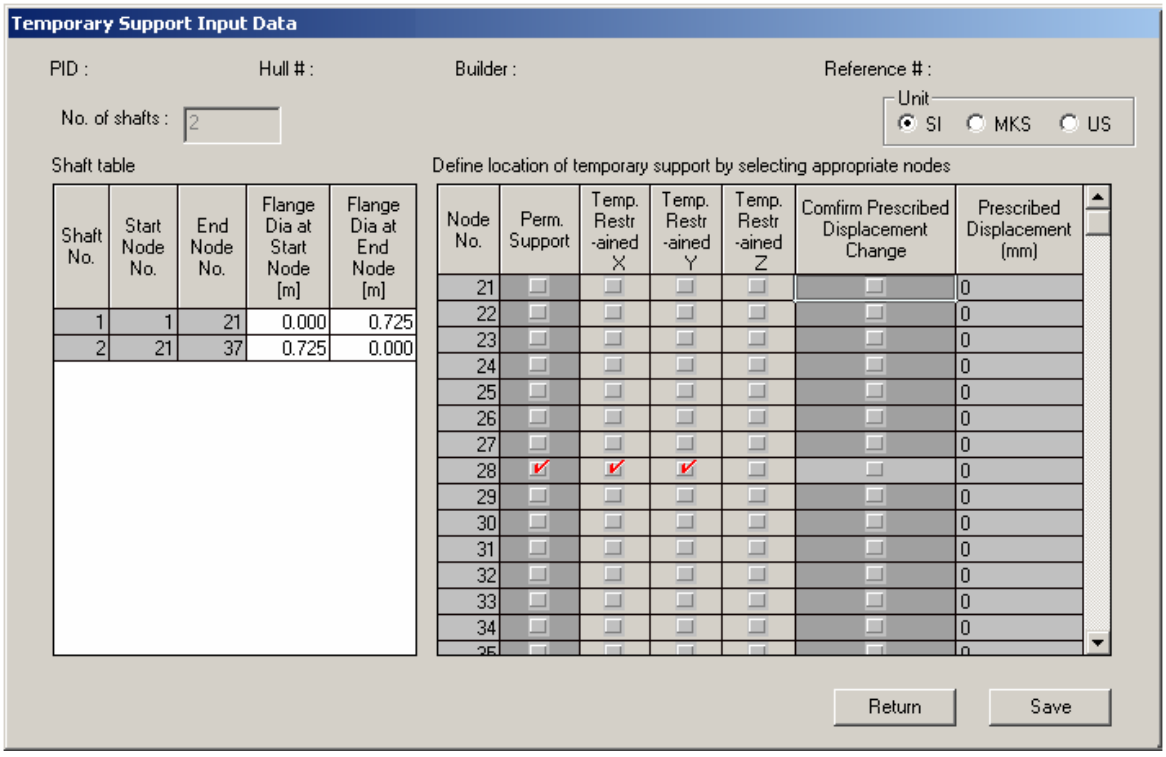
داده ورودی یاتاقان موقتی جهت تحلیل افت و شکاف

یاتاقان های موقتی به منظور نصب اولیه شفت ها در جای خود قرار می گیرند. برای تعیین شرایط اولیه نصب که منجر به شرایط همترازی مطلوب نهایی خواهد شد، تحلیل ها به دنبال موارد زیر دنبال می شود:

- داده های یاتاقان موقتی باید وارد شود.

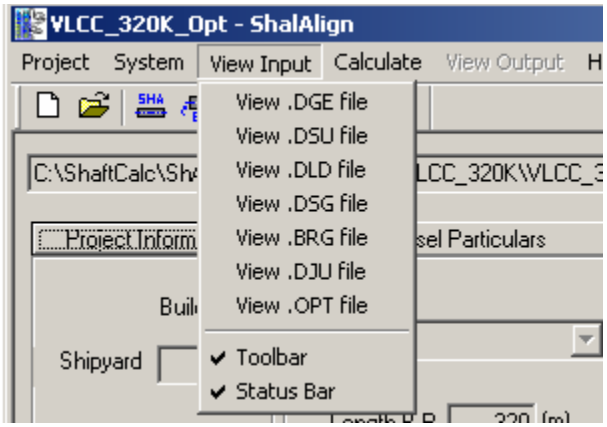
- قطر فلانج ها برای انجام محاسبات افت و شکاف بین فلانج باید وارد شود.
- برنامه در ابتدا تمام شفت های متصل را تحلیل می کند.
- تغییر شکل ها در جایی هستند که یاتاقان موقتی قرار گرفته اند.
- تحلیل افت و شکاف برای هر شفت به طور جداگانه ایی انجام می شود.
- تغییر مکان هر شفت محاسبه می شود که در واقع روند افت و شکاف آن را نشان می دهد.
- بردار تغییر مکان و مقادیر افت و شکاف به عنوان یک خروجی فراهم می شود.

در شکل۴-۴ یاتاقان های موقتی و دائم نشان داده شده اند.



شکل۴-۴: داده های یاتاقان های موقت

همین طور کل داده ها را می توانیم از منوی نوار ابزار View مشاهده کنیم.



View.DGE = داده های ورودی هندسه سیستم

View.DSU = داده های ورودی یاتاقان ها

View.DLD = ورودی داده های نیرو ها

View.DSG = داده های افت و شکاف

View.BRG = داده های ورودی یاتاقان ها

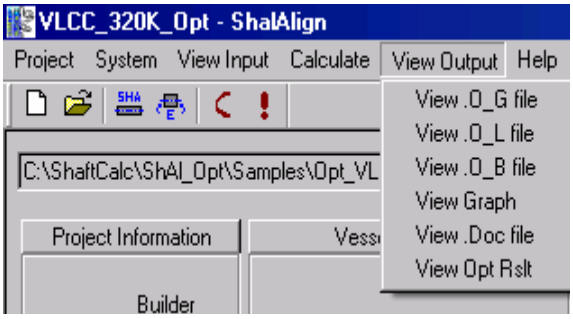
View.DJU = داده های وردوی تست جک

View.OPT = داده های نتایج بهینه سازی

٤-١-٣-محاسبات

برای اجرا و اعمال داده ها بر روی شفت فقط کافیست تا بر روی آیکون در منوی اصلی کلیک کنیم.

بعد از اینکه برنامه را اجرا کردیم، خروجی های زیر ساخته خواهند شد:



'FileName'.O_G : خروجی هندسه سیستم

'FileName'.O_L : بارگذاری، عکس العمل ها، افت و شکاف، تغییر شکل شفت و ...

'FileName'.O_B : تحلیل تماسی یاتاقان ها

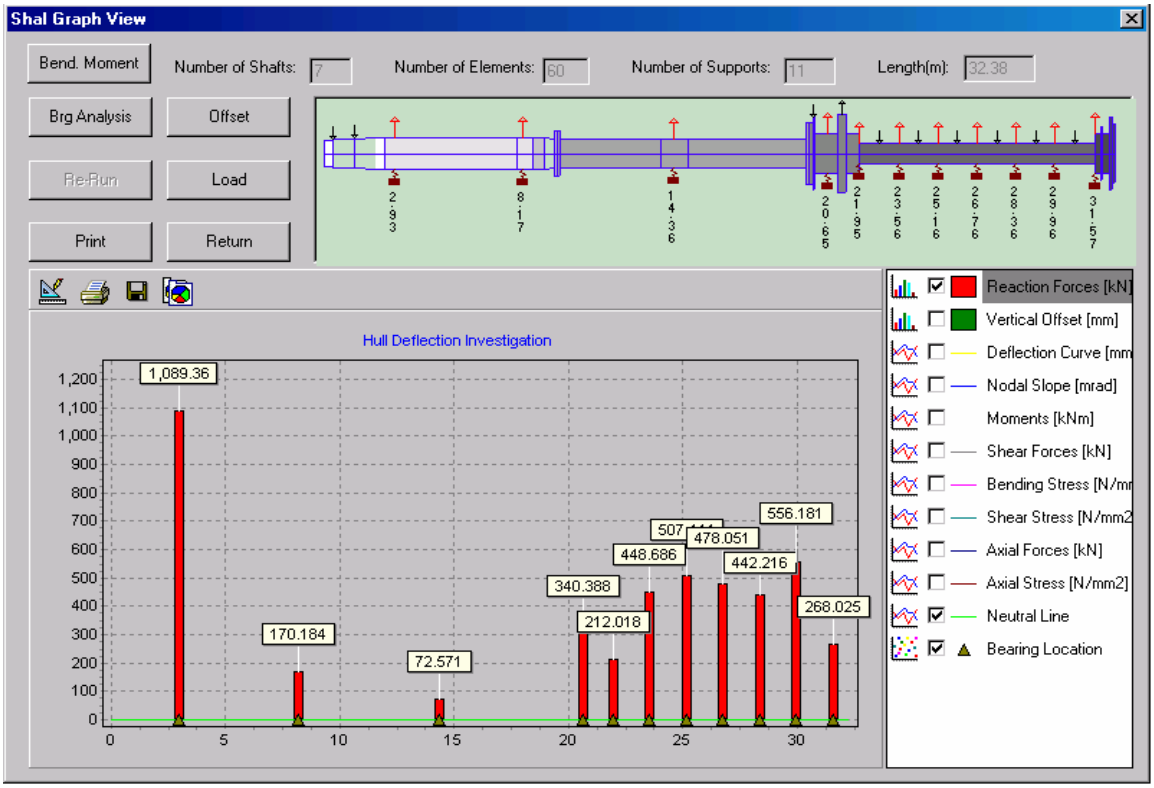
'FileName'.Graph : نمودارها و داده های ترسیمی

'FileName'.Doc file : نتایج تغییر شکل بدنه

'FileName'.Opt : نتایج بهینه سازی

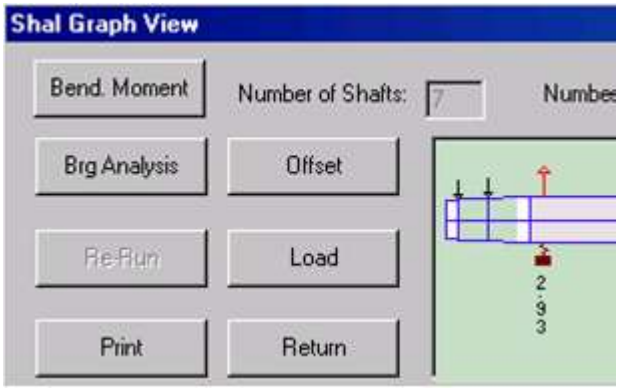
نمایش ترسیمی نتایج

با کلیک بر روی ایکون در منوی اصلی می توانیم نمایش ترسیمی نتایج را در شکل۴-۵ مشاهده کنیم.



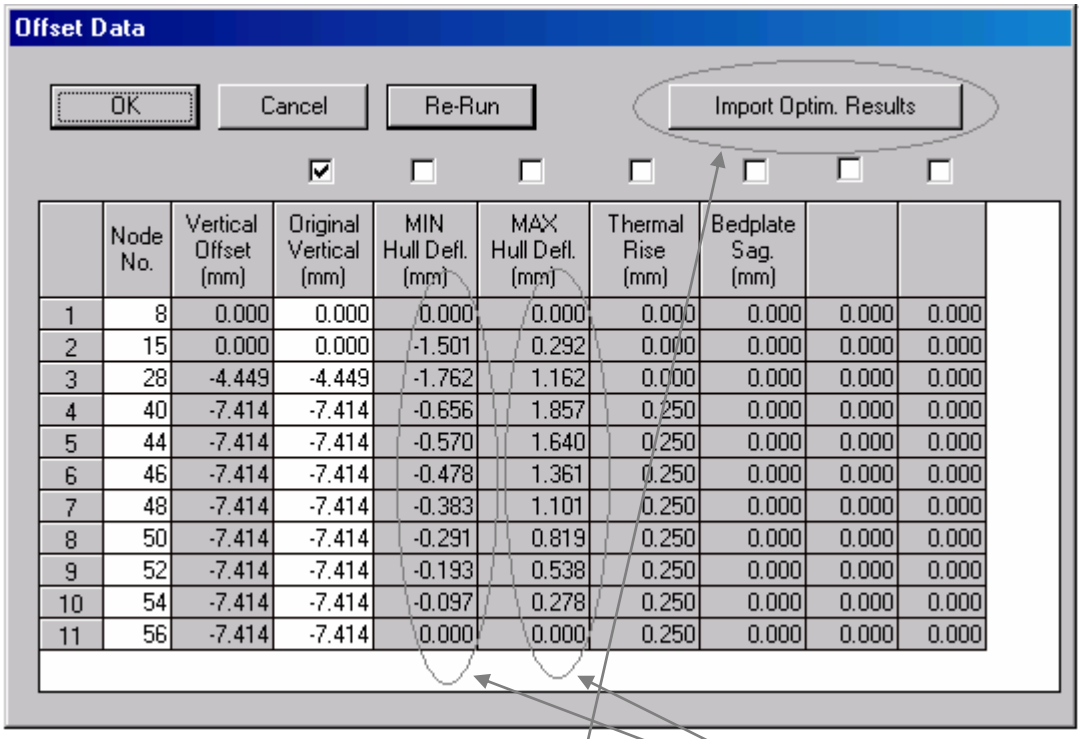
شکل۴-۵: نمایش ترسیمی داده ها

در این نمایش ترسیمی چند گزینه وجود دارد که در شکل زیر مشاهده می فرمایید.



- Bending moment
- Bearing analysis
- Re-run
- Print
- Offset
- Load
- Return

با کلیک بر روی گزینه Offset می توانیم آفست یاتاقان ها را جهت اصلاح، تغییر دهیم.



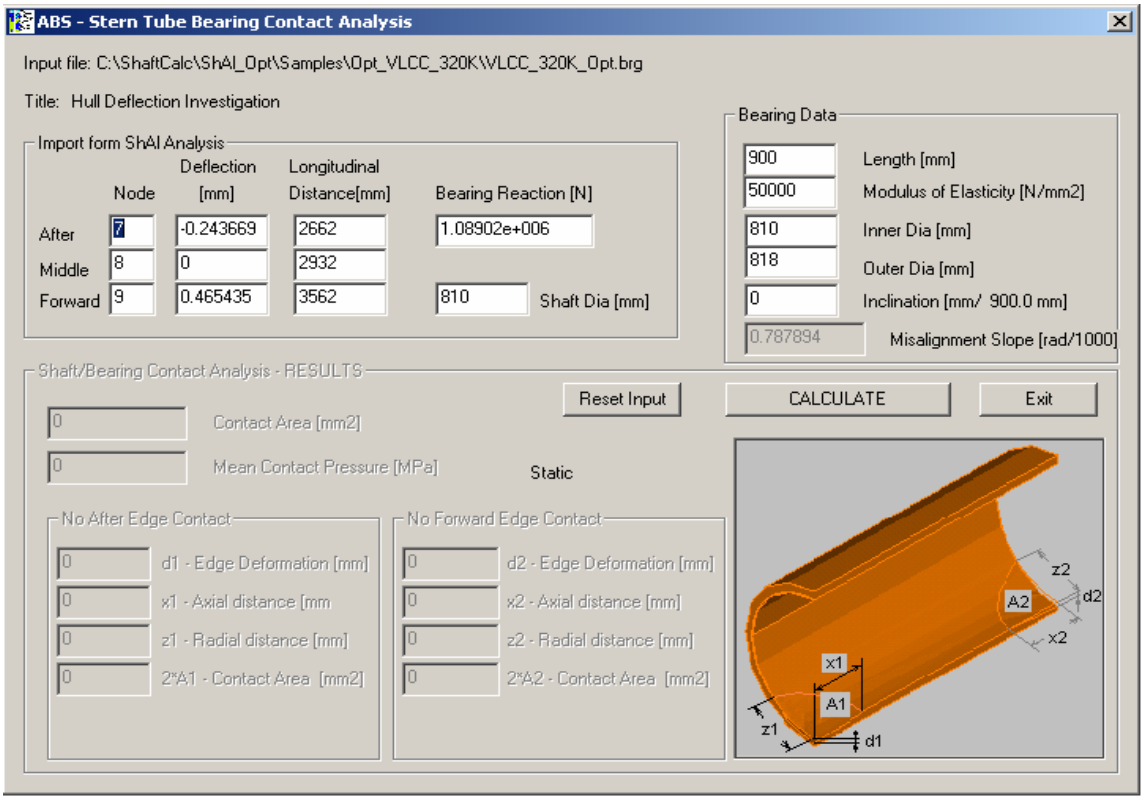
	Node No.	Vertical Offset (mm)	Original Vertical (mm)	MIN Hull Defl. (mm)	MAX Hull Defl. (mm)	Thermal Rise (mm)	Bedplate Sag. (mm)		
1	8	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	15	0.000	0.000	-1.501	0.292	0.000	0.000	0.000	0.000
3	28	-4.449	-4.449	-1.762	1.162	0.000	0.000	0.000	0.000
4	40	-7.414	-7.414	-0.656	1.857	0.250	0.000	0.000	0.000
5	44	-7.414	-7.414	-0.570	1.640	0.250	0.000	0.000	0.000
6	46	-7.414	-7.414	-0.478	1.361	0.250	0.000	0.000	0.000
7	48	-7.414	-7.414	-0.383	1.101	0.250	0.000	0.000	0.000
8	50	-7.414	-7.414	-0.291	0.819	0.250	0.000	0.000	0.000
9	52	-7.414	-7.414	-0.193	0.538	0.250	0.000	0.000	0.000
10	54	-7.414	-7.414	-0.097	0.278	0.250	0.000	0.000	0.000
11	56	-7.414	-7.414	0.000	0.000	0.250	0.000	0.000	0.000

داده های تغییر شکل می تواند به انجام بهینه سازی کمک کند. به طور مشابه نیرو ها و ممان های خمشی را نیز می توان با تغییر و درج مقدار جدید، محاسبات را جهت انجام تحلیل همترازی بهتر دوباره محاسبه نمود.

تحلیل یاتاقان انتهایی شفت

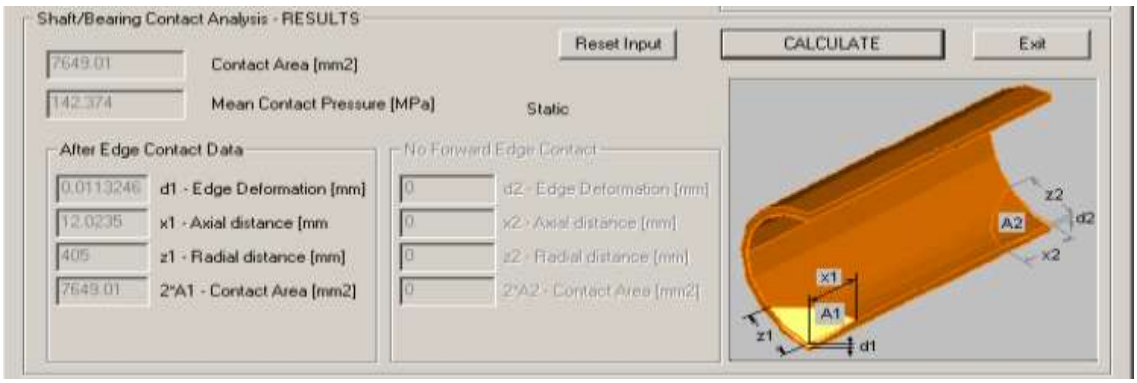
با کلیک بر روی آیکون Brg Analysis می توان یاتاقان ها را از جمله یاتاقان استرن تیوب تحلیل کرد.

تحلیل یاتاقان بعد از اینکه برنامه همترازی به پایان برسد، را می توان شروع کرد. یک پنجره به شکل زیر ظاهر خواهد شد.

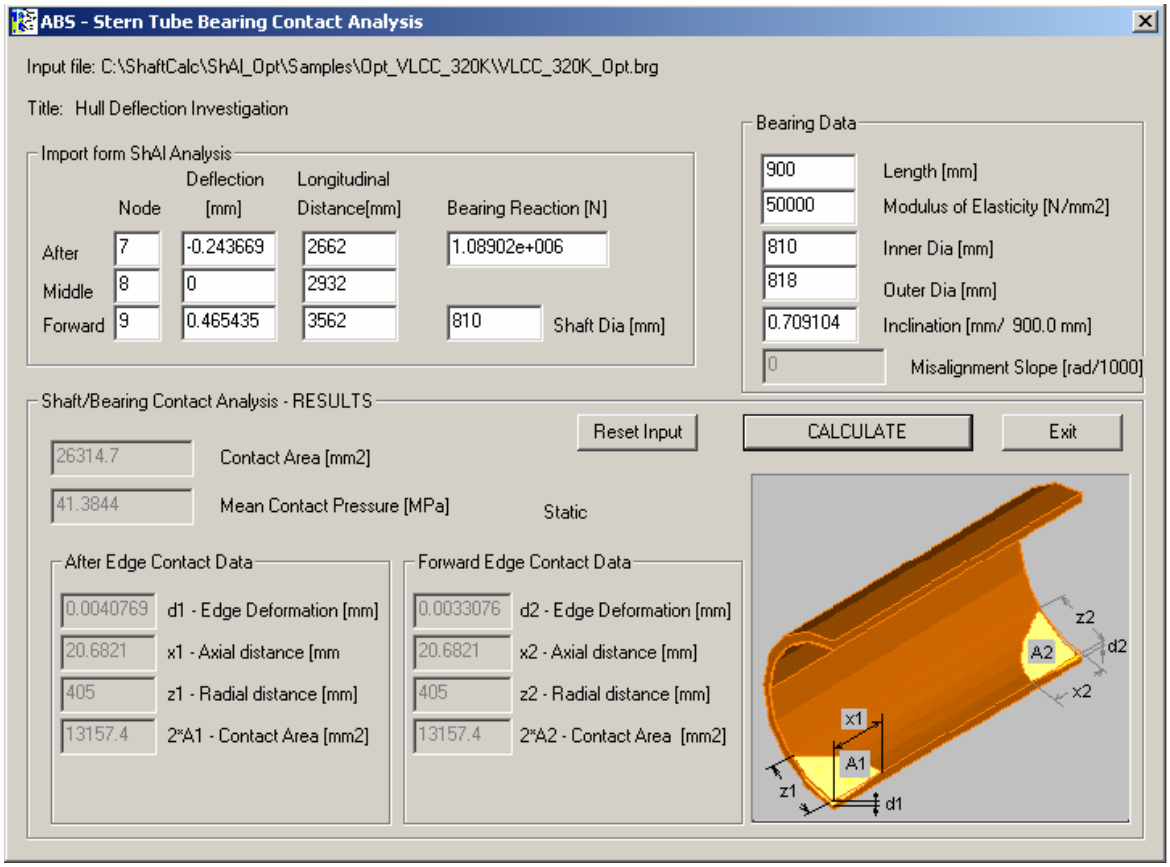


شکل۴-۶: پنجره مربوط به یاتاقان انتهایی شفت

شیب دهانه یاتاقان به طور مقدماتی صفر است. با کلیک بر روی ایکون CALCULATE، می توان محاسبات مربوط به تماس یاتاقان و شفت را مشاهده کرد.



اگر حالت تماسی بدست آید که هم لبه جلویی و هم لبه عقبی یاتاقان در تماس با شفت باشد، ما باید کجی یاتاقان را غیر از صفر تعریف کنیم(شکل۴-۷). در یک سیستم ناهمراستا با کجی صفر یاتاقان، شیب ناهمراستایی یاتاقان بیشترین خواهد بود و برای بیشترین حالت کجی، شیب ناهمراستایی صفر خواهد بود.



شکل۴-۷: تماس برقرار شده در هر دو لبه یاتاقان

مشاهده خروجی سیستم

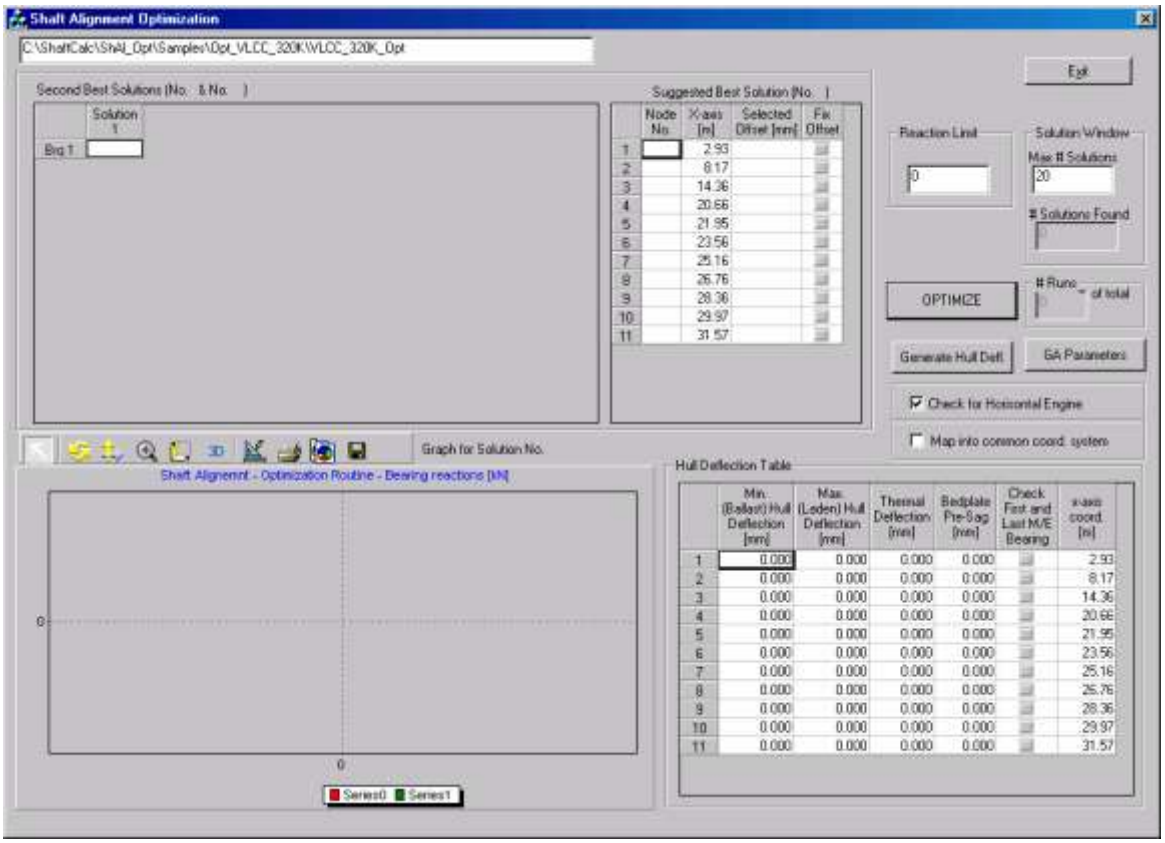
بعد از اینکه محاسبات کامل شد، فایل های خروجی در دسترس خواهند بود. این فایل ها با کلیک بر روی گزینه View Output در نوار ابزار بالا قابل دستیابی هستند که آماده برای چاپ نیز می باشند.

٤-١-٤-بهینه سازی همترازی

نتیجه بهینه سازی همترازی، آفست یاتاقان ها هستند که در شرایط حوضچه خشک به منظور همترازی رضایت بخش در حالت بالاست و پر از بار، تعیین می شوند.

برای بهینه سازی در همترازی باید شرایط و مشخصات کلی شناور در دسترس باشد.

برای انجام محاسبات بهینه سازی، بر روی آیکون Optimize در منوی اصلی کلیک کرده و پنجره ایی مانند شکل۴-۸ ظاهر خواهد شد.



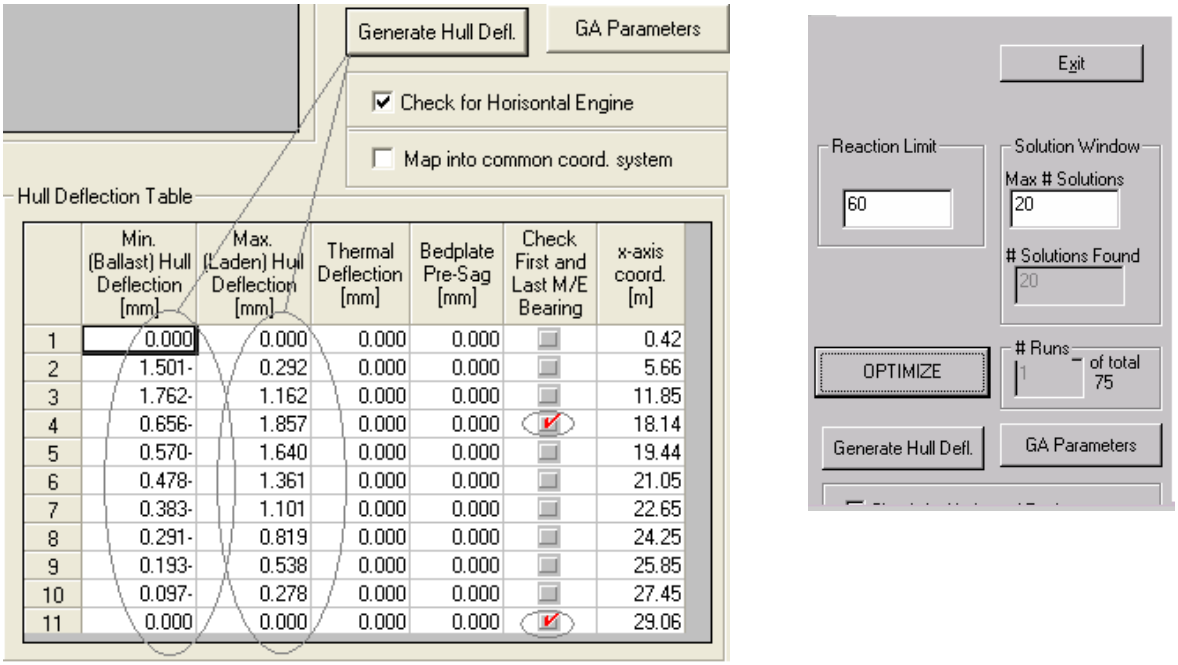
شکل۴-۸: ماژول بهینه سازی همترازی

به منظور به دست آوردن آفست بهینه، مراحل زیر باید انجام شود:

۱. اول باید تغییر شکل بدنه را مشخص کنیم. این عمل با کلیک بر روی گزینه Generate Hull Defl. امکان پذیر است.

۲. مرحله بعدی بهینه سازی است و این عمل نیازمند مشخص کردن اولین و آخرین یاتاقان موتور اصلی در چک باکس است که در این مثال چهارمین و یازدهمین یاتاقان، موارد انتخاب می باشند.

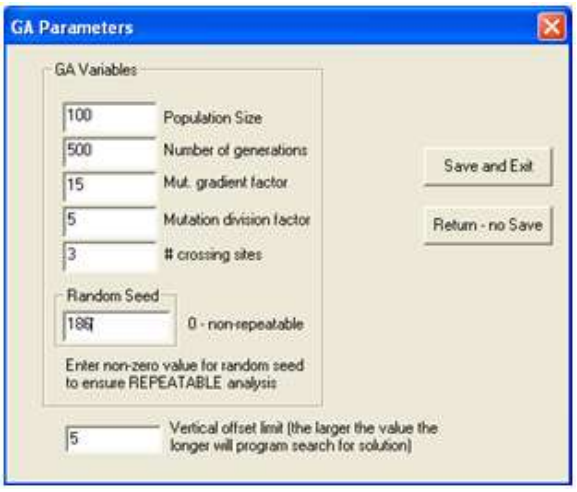
بعد از اینکه مراحل بالا انجام شد، مقادیر تغییر شکل خمشی بدنه در حالت بالاست و پر از بار تخمین زده می شود. در شکل۴-۹ این مقادیر همراه با یاتاقان های مشخص شده، نمایش داده شده است.



شکل۴-۹: مقادیر تغییر شکل خمشی تخمینی

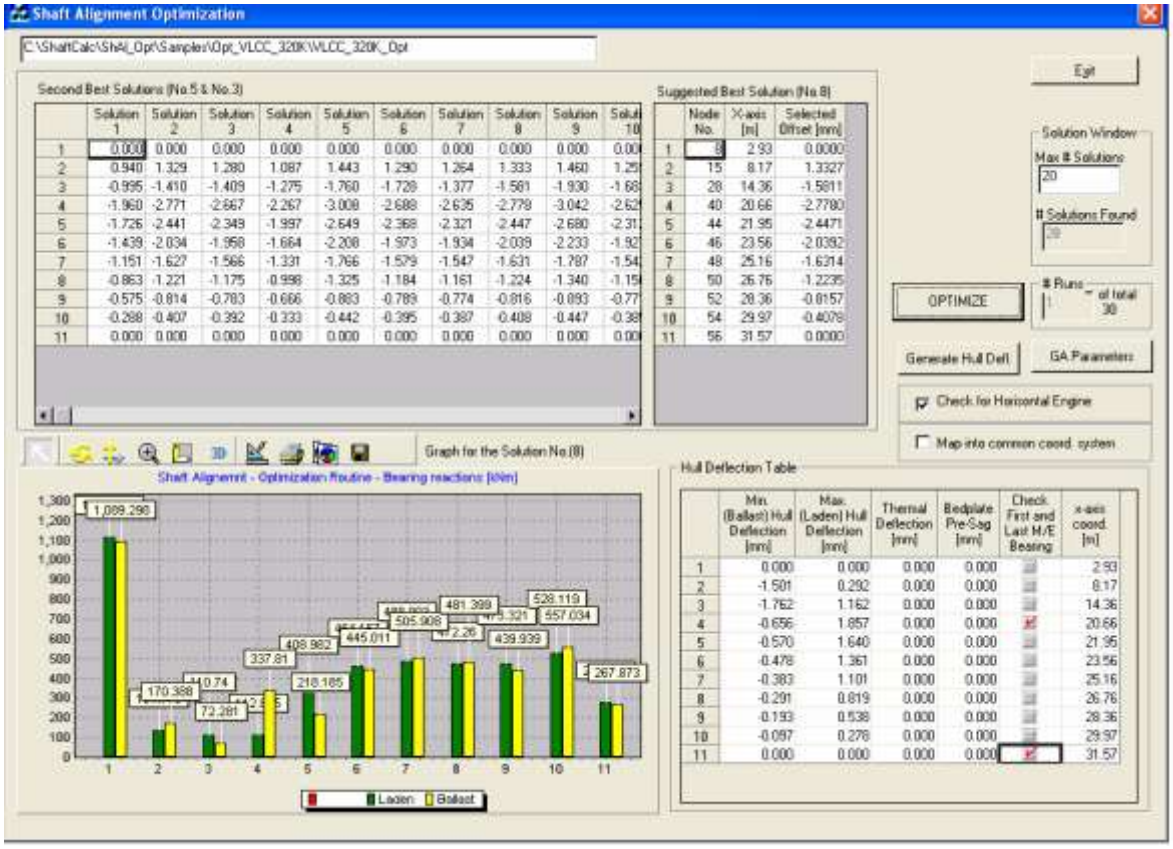
در کادر بالا می توان تعداد راه حل هایی که نرم افزار فراهم می آورد را تعیین کنیم، یعنی Max # Solutions 20 .

همچنین با کلیک بر روی آیکون GA Parameters می توانیم پارامتر های GA (الگوریتم ژنتیک) را در صورت لزوم تغییر دهیم. این الگوریتم شامل پارامترهایی است که در شکل۴-۱۰ نشان داده شده است.



شکل۴-۱۰: پارامتر های GA

نهایتا با کلیک بر روی گزینه OPTIMIZE ، نرم افزار به تعداد ۲۰ راه حل برای آفست یاتاقان ها در سمت چپ و ۱ راه حل پیشنهادی که از میان این ۲۰ راه حل کمترین انحراف معیار را از متوسط عکس العمل ها دارد ، در سمت راست، انتخاب می کند. این راه حل انتخاب شده ممکن است همیشه برای طراح مطلوب نباشد، بنابر این پیشنهاد می کنیم که دیگر راه حل ها نیز بررسی شود. شکل زیر این راه حل های تولید شده توسط نرم افزار را نشان می دهد.



شکل۴-۱۱: راه حل های تولید شده توسط نرم افزار و نمایش نمودار عکس العمل ها

٤-١-٥-خروجی نرم افزار

خروجی های نرم افزار جهت چاپ، به قرار زیر می باشند.

توجه : به علت حجم زیاد فایل های خروجی، در چند قسمت فقط شفت های مهم را بررسی می کنیم.

- فایل خروجی هندسه سیستم(VLCC_320K_OPT.O_G)

(شفت میانی-۴)

جدول۴-۱: هندسه خروجی سیستم

TITLE : < VLCC_320K>
Builder: < <Shipyard name> Hull <Hull number>> PID: < <ABSID number>>
Date : < April_13_2009>
Calculated By: < Ali.Rafati >
SHAFT#: < 4> of < 6>

ELEMENT DATA

Segme No	connectivity i	j	x(i)	y(i)	x(j)	y(j)	length
18 of <62>	18	19	(0.000)	8.547	0.000	8.667	0.000	0.120
19 of <62>	19	20	(0.120)	8.667	0.000	9.143	0.000	0.476
20 of <62>	20	21	(0.596)	9.143	0.000	9.619	0.000	0.476
21 of <62>	21	22	(1.072)	9.619	0.000	10.095	0.000	0.476
22 of <62>	22	23	(1.548)	10.095	0.000	10.571	0.000	0.476
23 of <62>	23	24	(2.024)	10.571	0.000	11.047	0.000	0.476
24 of <62>	24	25	(2.500)	11.047	0.000	11.615	0.000	0.568
25 of <62>	25	26	(3.067)	11.615	0.000	12.182	0.000	0.567
26 of <62>	26	27	(3.635)	12.182	0.000	12.547	0.000	0.365
27 of <62>	27	28	(4.000)	12.547	0.000	12.952	0.000	0.405
28 of <62>	28	29	(4.405)	12.952	0.000	13.052	0.000	0.100
29 of <62>	29	30	(4.505)	13.052	0.000	13.525	0.000	0.474

UTS : 600 [N/mm2] YS : 400 [N/mm2] Density : 7.85E+003 [kg/m3]
E : 2.06E+011 [N/m2] G : 7.92E+010 [N/m2]

GEOMETRY DATA

.Segment No	connectivity i	j	Dia at Node-i [m]	Dia at Node-j [m]	Inner Dia (taper.)	Element (plain)	Media+Dens (Air,Water,Oil) [kg/m3]
18 of <62>	18	19	1.110	1.110	0.000	Plain	Air
19 of <62>	19	20	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
20 of <62>	20	21	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
21 of <62>	21	22	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
22 of <62>	22	23	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
23 of <62>	23	24	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
24 of <62>	24	25	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
25 of <62>	25	26	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
26 of <62>	26	27	0.571	0.571	0.000	Plain	Air
27 of <62>	27	28	0.571	0.571	0.000	Plain	Air
28 of <62>	28	29	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
29 of <62>	29	30	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
30 of <62>	30	31	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
31 of <62>	31	32	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
32 of <62>	32	33	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
33 of <62>	33	34	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
34 of <62>	34	35	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
35 of <62>	35	36	0.566	0.566	0.000	Plain	Air
36 of <62>	36	37	0.566	0.566	0.000	Plain	Air

- فایل خروجی بارگذاری، عکس العمل ها، افت و شکاف، تغییر شکل شفت و ...

(VLCC_320K_OPT.O_L)

(در تمامی شفت ها)

جدول۴-۲: بار وارد بر هر عضو، نیروی برشی و ممان

MEMBER LOADS - IN GLOBAL COORDINATES

El. Sh. No	Node No	Fx(i) [kN]	Vy(i) [kN]	M(i) [kNm]	Node No	Fx(j) [kN]	Vy(j) [kN]	M(j) [kNm]
1 < 1>	1	0.000	-2.587	-0.087	2	0.000	2.587	-0.437
2 < 1>	2	0.000	-7.762	0.437	3	0.000	7.762	-2.008
3 < 1>	3	0.000	-32.845	0.024	4	0.000	32.845	-28.271
4 < 1>	4	0.000	-798.556	28.025	5	0.000	798.556	-714.782
5 < 1>	5	0.000	-822.404	716.605	6	0.000	822.404	-1034.875
6 < 2>	6	0.000	-832.698	1035.296	7	0.000	832.698	-1160.201
7 < 2>	7	0.000	-840.023	1160.034	8	0.000	840.023	-1386.840
8 < 2>	8	0.000	339.168	1385.769	9	0.000	-339.168	-1172.093
9 < 2>	9	0.000	312.485	1170.727	10	0.000	-312.485	-889.490
10 < 2>	10	0.000	279.349	888.862	11	0.000	-279.349	-609.513
11 < 2>	11	0.000	244.469	609.513	12	0.000	-244.469	-365.045
12 < 2>	12	0.000	209.589	365.045	13	0.000	-209.589	-155.456
13 < 2>	13	0.000	183.777	158.001	14	0.000	-183.777	-69.788
14 < 2>	14	0.000	171.463	70.382	15	0.000	-171.463	-31.802
15 < 2>	15	0.000	122.644	31.802	16	0.000	-122.644	-4.208
16 < 2>	16	0.000	115.721	4.280	17	0.000	-115.721	15.393
17 < 3>	17	0.000	105.723	-15.709	18	0.000	-105.723	52.923
18 < 3>	18	0.000	96.651	-52.547	19	0.000	-96.651	62.502
19 < 3>	19	0.000	87.274	-62.967	20	0.000	-87.274	98.749
20 < 3>	20	0.000	73.974	-98.383	21	0.000	-73.974	108.370
21 < 4>	21	0.000	62.020	-108.370	22	0.000	-62.020	116.743
22 < 4>	22	0.000	48.095	-117.270	23	0.000	-48.095	141.318
23 < 4>	23	0.000	32.199	-141.318	24	0.000	-32.199	157.417
24 < 4>	24	0.000	8.356	-159.404	25	0.000	-8.356	167.760
25 < 4>	25	0.000	-23.753	-167.867	26	0.000	23.753	143.639
26 < 4>	26	0.000	-57.372	-144.060	27	0.000	57.372	81.237
27 < 4>	27	0.000	-83.641	-78.873	28	0.000	83.641	32.871
28 < 4>	28	0.000	-20.369	-32.871	29	0.000	20.369	21.668
29 < 4>	29	0.000	-41.679	-22.479	30	0.000	41.679	-10.155
30 < 4>	30	0.000	-70.021	9.130	31	0.000	70.021	-79.151
31 < 4>	31	0.000	-89.366	81.676	32	0.000	89.366	-101.068
32 < 4>	32	0.000	-108.710	98.544	33	0.000	108.710	-207.254
33 < 4>	33	0.000	-132.554	209.241	34	0.000	132.554	-275.518
34 < 4>	34	0.000	-149.769	275.280	35	0.000	149.769	-362.595
35 < 4>	35	0.000	-170.957	362.005	36	0.000	170.957	-490.223
36 < 4>	36	0.000	-193.859	491.466	37	0.000	193.859	-517.637
37 < 5>	37	0.000	-216.132	517.621	38	0.000	216.132	-547.879
38 < 5>	38	0.000	-423.547	548.027	39	0.000	423.547	-581.911
39 < 5>	39	0.000	-450.142	580.369	40	0.000	450.142	-830.198
40 < 5>	40	0.000	346.689	831.016	41	0.000	-346.689	-694.073

41 < 5>	41	0.000	312.676	694.293	42	0.000	-312.676	-639.574
42 < 5>	42	0.000	485.922	639.574	43	0.000	-485.922	-554.538
43 < 5>	43	0.000	446.745	553.501	44	0.000	-446.745	-305.557
44 < 6>	44	0.000	428.829	307.215	45	0.000	-428.829	36.277
45 < 6>	45	0.000	-49.771	-36.277	46	0.000	49.771	-3.589
46 < 6>	46	0.000	169.741	3.589	47	0.000	-169.741	132.374
47 < 6>	47	0.000	-308.859	-132.374	48	0.000	308.859	-115.022
48 < 6>	48	0.000	253.160	115.022	49	0.000	-253.160	87.759
49 < 6>	49	0.000	-225.440	-87.759	50	0.000	225.440	-92.819
50 < 6>	50	0.000	238.592	92.819	51	0.000	-238.592	98.293
51 < 6>	51	0.000	-240.008	-98.293	52	0.000	240.008	-93.953
52 < 6>	52	0.000	230.556	93.953	53	0.000	-230.556	90.722
53 < 6>	53	0.000	-248.044	-90.722	54	0.000	248.044	-107.961
54 < 6>	54	0.000	282.196	107.961	55	0.000	-282.196	118.078
55 < 6>	55	0.000	-196.404	-118.078	56	0.000	196.404	-39.242
56 < 7>	56	0.000	71.509	38.879	57	0.000	-71.509	-20.286
57 < 7>	57	0.000	60.353	20.627	58	0.000	-60.353	-17.609
58 < 7>	58	0.000	48.391	17.195	59	0.000	-48.391	-3.404
59 < 7>	59	0.000	27.257	3.622	60	0.000	-27.257	-0.624
60 < 7>	60	0.000	7.661	0.702	61	0.000	-7.661	0.140

جدول۴-۳: بردار تغییر مکان سیستم یا تغییر شکل شفت

SYSTEM DISPLACEMENT VECTOR - IN GLOBAL COORDINATES

Node No	X coord. [m]	dx [mm]	dy [mm]	Rot(z) [mrad]	Restrained Direction (Support Clearance [mm])
1	0.000	0.0000	-2.8373	1.0132	
2	0.203	0.0000	-2.6321	1.0132	
3	0.405	0.0000	-2.4268	1.0130	
4	1.265	0.0000	-1.5559	1.0091	
5	2.125	0.0000	-0.6946	0.9274	
6	2.512	0.0000	-0.3421	0.8496	
7	2.662	0.0000	-0.2144	0.8117	
8	2.932	0.0000	0.0000	0.7327	Support: Y (0.00)
9	3.562	0.0000	0.3965	0.5476	
10	4.462	0.0000	0.7823	0.3347	
11	5.462	0.0000	1.0187	0.1625	
12	6.462	0.0000	1.1146	0.0506	
13	7.462	0.0000	1.1261	-0.0092	
14	7.942	0.0000	1.1162	-0.0217	
15	8.167	0.0000	1.1100	-0.0244	Support: Y (0.00)
16	8.392	0.0000	1.1037	-0.0253	
17	8.562	0.0000	1.0989	-0.0251	
18	8.914	0.0000	1.0896	-0.0223	
19	9.017	0.0000	1.0871	-0.0210	
20	9.427	0.0000	1.0794	-0.0116	
21	9.562	0.0000	1.0777	-0.0109	
22	9.697	0.0000	1.0762	-0.0102	
23	10.197	0.0000	1.0760	0.0129	
24	10.697	0.0000	1.0885	0.0396	
25	11.697	0.0000	1.1569	0.0982	
26	12.717	0.0000	1.2876	0.1551	
27	13.812	0.0000	1.4857	0.1992	

28	14.362	0.0000	1.6000	0.2099	Support: Y (0.00)
29	14.912	0.0000	1.7173	0.2151	
30	15.695	0.0000	1.8881	0.2169	
31	16.695	0.0000	2.1012	0.2011	
32	16.912	0.0000	2.1447	0.1940	
33	17.912	0.0000	2.3179	0.1392	
34	18.412	0.0000	2.3792	0.0959	
35	18.995	0.0000	2.4192	0.0293	
36	19.745	0.0000	2.4044	-0.0851	
37	19.880	0.0000	2.3930	-0.0860	
38	20.020	0.0000	2.3811	-0.0870	
39	20.100	0.0000	2.3742	-0.0874	
40	20.655	0.0000	2.3210	-0.1200	Support: X Y (1.00)
41	21.050	0.0000	2.2664	-0.1451	
42	21.225	0.0000	2.2408	-0.1458	
43	21.400	0.0000	2.2149	-0.1464	
44	21.955	0.0000	2.1238	-0.1663	Support: Y-Unloaded (1.00)
45	22.756	0.0000	1.9129	-0.2723	
46	23.557	0.0000	1.7040	-0.2595	Support: Y (1.00)
47	24.358	0.0000	1.5023	-0.2091	
48	25.159	0.0000	1.3630	-0.2023	Support: Y (1.00)
49	25.960	0.0000	1.1758	-0.2130	
50	26.761	0.0000	1.0230	-0.2150	Support: Y (1.00)
51	27.562	0.0000	0.8320	-0.2128	
52	28.363	0.0000	0.6820	-0.2111	Support: Y (1.00)
53	29.164	0.0000	0.4934	-0.2124	
54	29.965	0.0000	0.3410	-0.2191	Support: Y (1.00)
55	30.766	0.0000	0.1438	-0.2152	
56	31.567	0.0000	0.0000	-0.1843	Support: Y (1.00)
57	31.827	0.0000	-0.0483	-0.1850	
58	31.877	0.0000	-0.0576	-0.1850	
59	32.162	0.0000	-0.1105	-0.1852	
60	32.272	0.0000	-0.1309	-0.1852	
61	32.382	0.0000	-0.1513	-0.1852	

Restrained Nodes: displacement > 0 is prescribed nodal offset

جدول۴-۴: تنش های وارد بر اعضاء

MEMBER STRESSES

El. Sh. No No	STRESS [N/mm2] Axial	Shear	Bending
1 < 1>	0.000	-0.008	-0.016
2 < 1>	0.000	-0.023	-0.074
3 < 1>	0.000	-0.075	-0.675
4 < 1>	0.000	-1.635	-14.446
5 < 1>	0.000	-1.596	-19.835
6 < 2>	0.000	-1.616	-22.237
7 < 2>	0.000	-1.630	-26.581
8 < 2>	0.000	0.658	26.560
9 < 2>	0.000	0.606	22.439
10 < 2>	0.000	0.542	17.036
11 < 2>	0.000	0.474	11.682
12 < 2>	0.000	0.407	6.997
13 < 2>	0.000	0.357	3.028
14 < 2>	0.000	0.331	1.339
15 < 2>	0.000	0.237	0.605
16 < 2>	0.000	0.223	0.293
17 < 3>	0.000	0.204	1.007
18 < 3>	0.000	0.187	1.189

19 < 3>	0.000	0.188	2.342
20 < 3>	0.000	0.064	0.623
21 < 4>	0.000	0.054	0.671
22 < 4>	0.000	0.117	3.777
23 < 4>	0.000	0.078	4.208
24 < 4>	0.000	0.020	4.484
25 < 4>	0.000	-0.058	-4.487
26 < 4>	0.000	-0.139	-3.851
27 < 4>	0.000	-0.200	-2.065
28 < 4>	0.000	-0.049	-0.861
29 < 4>	0.000	-0.101	-0.601
30 < 4>	0.000	-0.170	-2.116
31 < 4>	0.000	-0.216	-2.701
32 < 4>	0.000	-0.263	-5.540
33 < 4>	0.000	-0.321	-7.364
34 < 4>	0.000	-0.363	-9.692
35 < 4>	0.000	-0.414	-13.103
36 < 4>	0.000	-0.092	-1.195
37 < 5>	0.000	-0.103	-1.265
38 < 5>	0.000	-0.150	-0.864
39 < 5>	0.000	-0.537	-7.435
40 < 5>	0.000	0.414	7.442
41 < 5>	0.000	0.099	0.871
42 < 5>	0.000	0.154	0.802
43 < 5>	0.000	0.533	4.957
44 < 6>	0.000	1.716	17.442
45 < 6>	0.000	-0.199	-2.060
46 < 6>	0.000	0.679	7.516
47 < 6>	0.000	-1.236	-7.516
48 < 6>	0.000	1.013	6.530
49 < 6>	0.000	-0.902	-5.270
50 < 6>	0.000	0.955	5.581
51 < 6>	0.000	-0.961	-5.581
52 < 6>	0.000	0.923	5.334
53 < 6>	0.000	-0.993	-6.130
54 < 6>	0.000	1.130	6.704
55 < 6>	0.000	-0.786	-6.704
56 < 7>	0.000	0.085	0.348
57 < 7>	0.000	0.042	0.084
58 < 7>	0.000	0.058	0.154
59 < 7>	0.000	0.010	0.005
60 < 7>	0.000	0.004	0.002

جدول۴-۵: عکس العمل یاتاقان ها و آفست ها

Support No	Node No	SUPPORT REACTIONS Rx [kN]	Ry [kN]	M [kNm]	PRESCRIBED DISPLACEMENTS dx [mm]	dy [mm]	Rot(z) [rad]
1	< 8>	0.000	1194.887	0.000	N/R	0.0000	N/R
2	< 15>	0.000	-40.932	-0.000	N/R	1.1100	N/R
3	< 28>	0.000	80.999	0.000	N/R	1.6000	N/R
4	< 40>	0.000	827.498	0.000	0.0000	2.3210	N/R
5	< 44>	0.000	-0.000	0.000	N/R	Unloaded	N/R
6	< 46>	0.000	219.512	-0.000	N/R	1.7040	N/R
7	< 48>	0.000	562.019	-0.000	N/R	1.3630	N/R
8	< 50>	0.000	464.032	-0.000	N/R	1.0230	N/R
9	< 52>	0.000	470.564	-0.000	N/R	0.6820	N/R
10	< 54>	0.000	530.240	0.000	N/R	0.3410	N/R
11	< 56>	0.000	276.306	0.000	N/R	0.0000	N/R

N/R - Not Restrained
Unloaded - Unloaded Bearing due to bearing clearance

جدول۴-۶: عکس العمل نسبی یاتاقان ها و ماتریس ضرائب تاثیر

RELATIVE BEARING REACTIONS [kN] -> R[0.1-offset]-R[0-0ffset]
Due to 0.1[mm] OFFSET relative to the ZERO bearing Offset

Node / Supp.	< 8> 1	< 15> 2	< 28> 3	< 40> 4	< 44> 5	< 46> 6	< 48> 7	< 50> 8	< 52> 9	< 54> 10	< 56> 11
< 8> 1	4.101	-8.500	5.898	-4.321	2.833	-0.014	0.003	-0.001	0.000	-0.000	0.000
< 15> 2	-8.500	19.686	-17.618	18.541	-12.158	0.060	-0.013	0.003	-0.001	0.000	-0.000
< 28> 3	5.898	-17.618	27.081	-57.787	42.600	-0.211	0.046	-0.010	0.002	-0.000	0.000
< 40> 4	-4.321	18.541	-57.787	313.602	-378.184	131.619	-28.565	6.199	-1.342	0.278	-0.041
< 44> 5	2.833	-12.158	42.600	-378.184	595.939	-342.372	111.164	-24.123	5.224	-1.083	0.159
< 46> 6	-0.014	0.060	-0.211	131.619	-342.372	375.275	-236.886	88.263	-19.115	3.962	-0.581
< 48> 7	0.003	-0.013	0.046	-28.565	111.164	-236.886	306.303	-221.880	84.835	-17.583	2.576
< 50> 8	-0.001	0.003	-0.010	6.199	-24.123	88.263	-221.880	302.875	-220.349	80.873	-11.850
< 52> 9	0.000	-0.001	0.002	-1.342	5.224	-19.115	84.835	-220.349	298.914	-202.766	54.597
<54>10	-0.000	0.000	-0.000	0.278	-1.083	3.962	-17.583	80.873	-202.766	218.040	-81.722
<56>11	0.000	-0.000	0.000	-0.041	0.159	-0.581	2.576	-11.850	54.597	-81.722	36.861

Each column provides bearing reactions corresponding
to the relating bearing rise of 0.1[mm] at respective bearing
(e.g. column #2 are bearing reactions to 0.1[mm] offset at bearing #2)

جدول۴-۷: نتیجه تحلیل افت و شکاف

SAG and GAP ALIGNMENT DATA

	Between Shafts							
Node No	Shaft No	Flange Dia [m]	Shaft No	Flange Dia [m]	SAG [mm]	Gap1 [mm]	Gap2 [mm]	GAP [mm]
21	1	1.2000	2	1.2000	3.3195	(Below) -0.2844	(Above) -0.6120	N/A
37	2	1.6400	3	1.6400	-0.0013	(Above) 0.0644	(Below) 0.3299	N/A

آنالیز یاتاقان انتهایی شفت: (فایل VLCC_320K_Opt_BRG.O_B)

TAIL SHAFT BEARING ANALYSIS

Static contact between the shaft and the bearing
System Data:
After edge bearing node number : 7

Middle of the bearing node number: 8
Forward edge bearing node number : 9

After edge axial coordinate : 2662.00[mm]
Middle node axial coordinate : 2932.00[mm]
Forward edge axial coordinate : 3562.00[mm]

After edge vertical offset : -0.258487[mm]
Middle node vertical offset : 0.000000[mm]
Forward edge vertical offset : 0.500079[mm]

Shaft diameter : 810.00[mm]
Bearing inner diameter : 811.00[mm]
Bearing outer diameter : 817.00[mm]
Bearing length : 900.00[mm]
Bearing modulus of elasticity : 50000.000000[N/mm2]

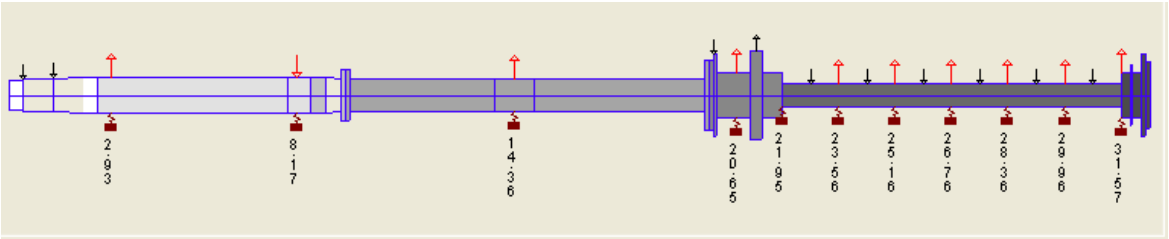
In Shaft Alignment analysis tail shaft bearing is modeled as a point contact at node
.number 8
:RESULTS of ANALYSIS

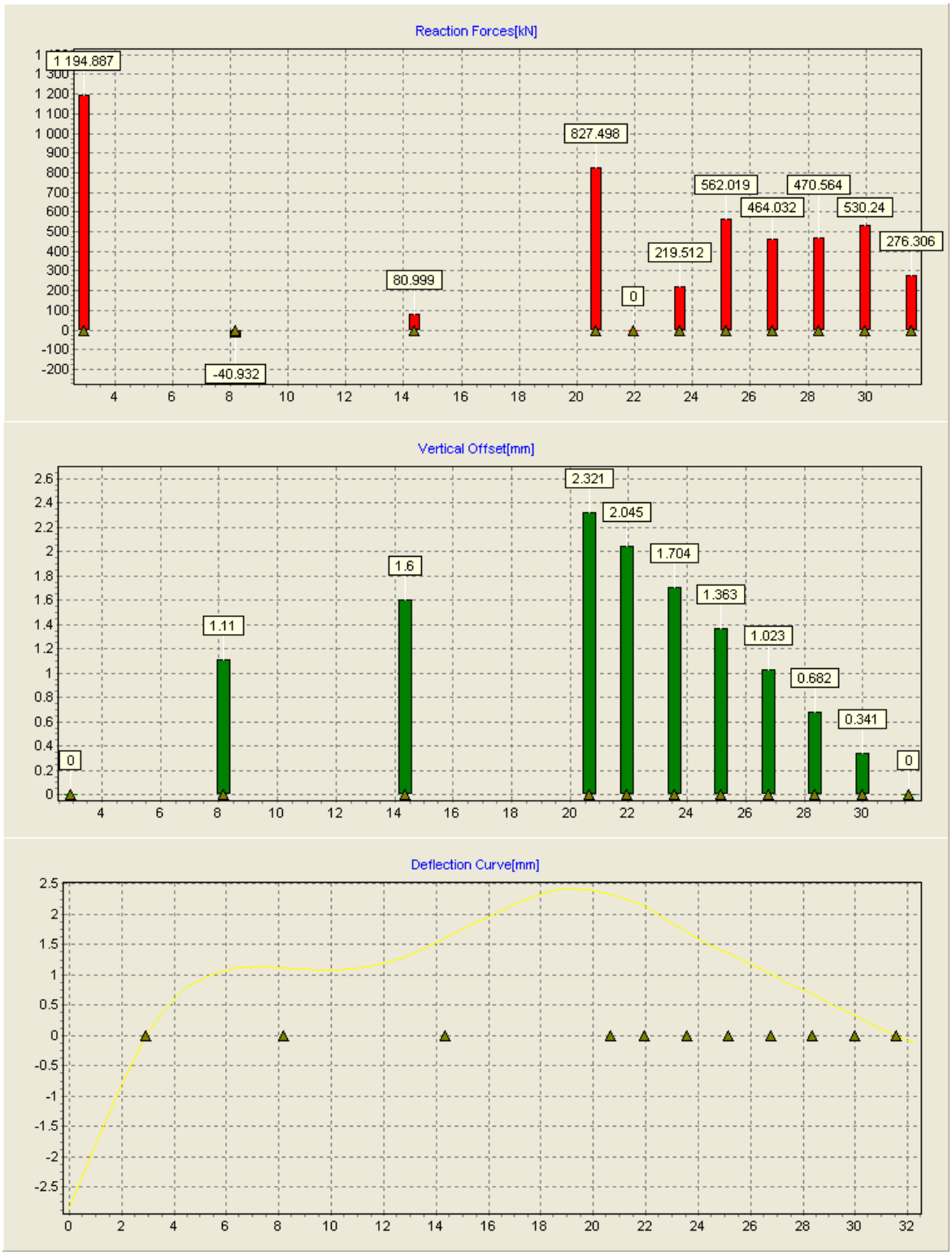
:Shaft/Bearing
TOTAL CONTACT AREA : 3340.86768 [mm2]
STATIC CONTACT PRESSURE : 322.38174 [MPa]

:AFTER EDGE OF THE BEARING
Shaft penetration at AFTER bearing edge : 0.01952 [mm]
Axial lenght of contact (from AFTER edge) : 19.15 [mm]
Radial distance of contact (AFTER edge) (+/-): 111.05 [mm]
Contact area at AFTER edge : 3340.86768 [mm2]

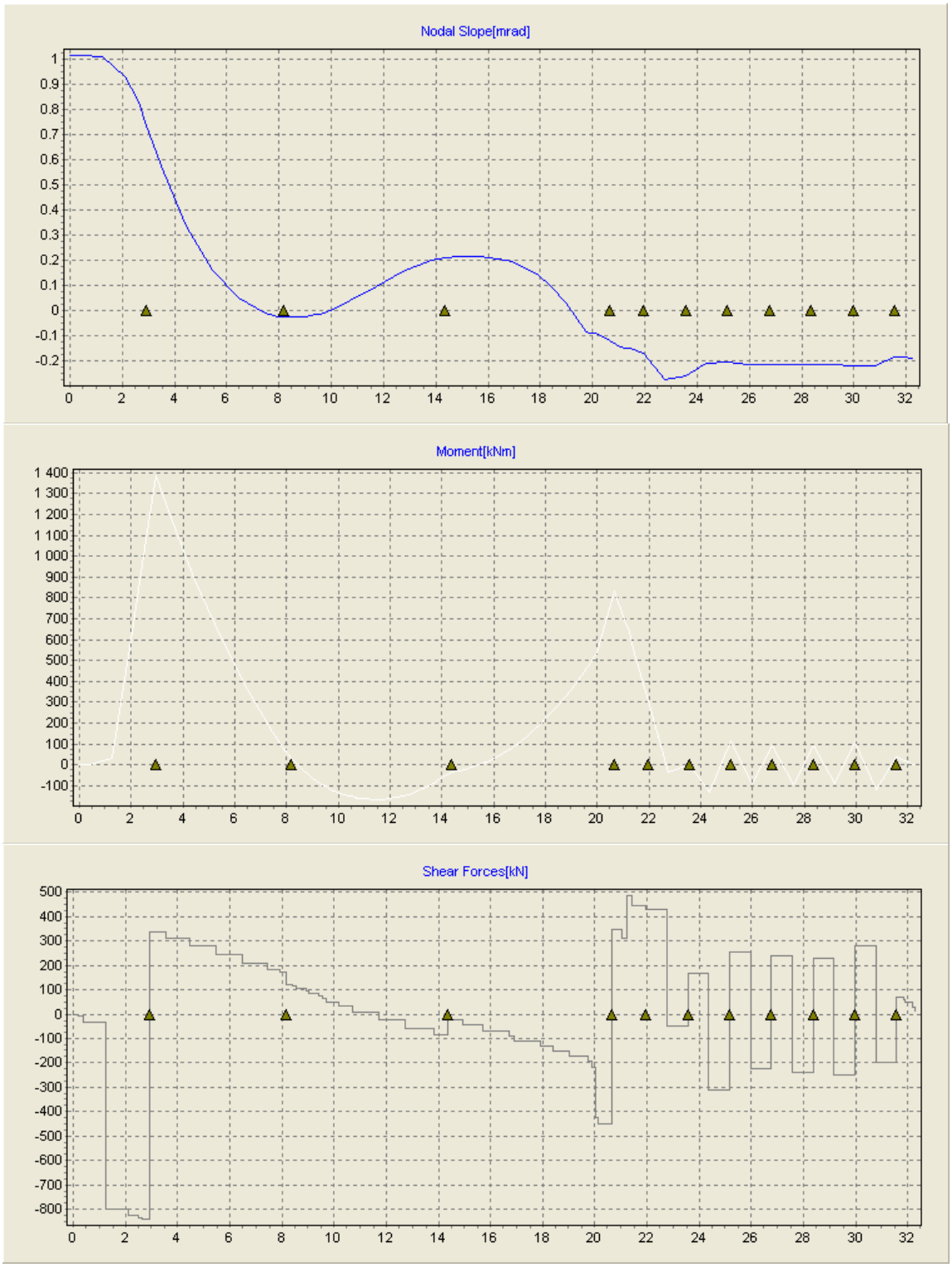
.Solution is obtained after <27> iterations

٤-١-٦-نمودار ١٥

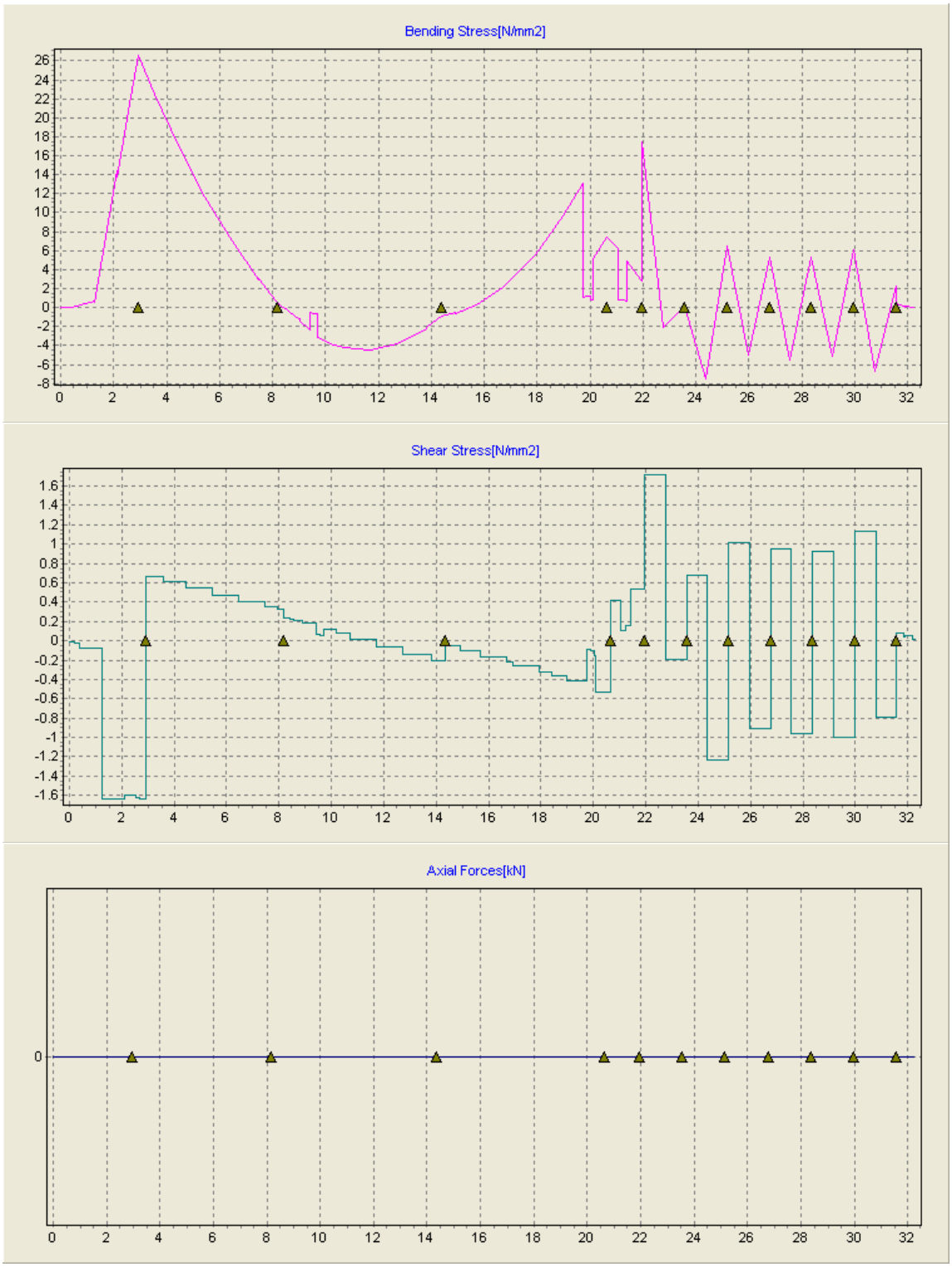




نمودار۴-۱: به ترتیب: عکس العمل های تکیه گاهی – آفست یاتاقان ها- تغییر شکل خمشی شفت



نمودار۴-۲: به ترتیب: شیب گره ایی- ممان – نیروی برشی



نمودار۴-۳: به ترتیب: تنش خمشی- تنش برشی- نیروی محوری

٤-١-٧-راه حل های به دست آمده از بهینه سازی نرم افزار

(توجه: ۲۰ راه حل از الگوریتم ژنتیک ساخته شده است که ما در اینجا ۲ راه حل را مطرح می کنیم.)

جدول۴-۸: راه حل اول از الگوریتم ژنتیک

SOLUTION No.(**1**) Generation: 1 String: 81 FITNESS: 1.100000

	SUPPORT REACTIONS				
Sup.Node No No	Ry[0] delRy [kN]	Ry [kN]	Ry (Max.Offs) [kN]	Ry (Min.Offs) [kN]	(dy) [kN]
1 < 8>	1235.188	-102.672	1142.220	1168.436	1132.516
2 < 15>	-150.541	206.206	54.252	18.043	55.664
3 < 28>	282.802	-35.449	133.274	171.733	247.352
4 < 40>	390.951	-479.287	439.320	214.335	-88.336
5 < 44>	107.866	412.885	118.489	309.286	520.752
6 < 46>	486.794	-2.048	445.505	464.662	484.746
7 < 48>	476.312	0.444	505.801	487.986	476.756
8 < 50>	481.445	-0.096	481.423	472.283	481.349
9 < 52>	467.161	0.021	439.933	473.316	467.182
10 < 54>	530.945	-0.004	557.035	528.120	530.941
11 < 56>	276.203	0.001	267.873	276.926	276.203

	Total Offset	Total Offset	GA defined	Max Hull Deflect.	Min Hull Deflect.	Thermal Offset	Engine Sag.
Sup.Node No No	Max. [mm]	Min. [mm]	dy [mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1 < 8>	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2 < 15>	0.292	-1.501	0.000	-1.501	0.292	0.000	0.000
3 < 28>	-1.886	-4.810	-3.048	-1.762	1.162	0.000	0.000
4 < 40>	-3.286	-5.799	-5.143	-0.656	1.857	0.000	0.000
5 < 44>	-3.503	-5.713	-5.143	-0.570	1.640	0.000	0.000
6 < 46>	-3.782	-5.621	-5.143	-0.478	1.361	0.000	0.000
7 < 48>	-4.042	-5.526	-5.143	-0.383	1.101	0.000	0.000
8 < 50>	-4.324	-5.434	-5.143	-0.291	0.819	0.000	0.000
9 < 52>	-4.605	-5.336	-5.143	-0.193	0.538	0.000	0.000
10 < 54>	-4.865	-5.240	-5.143	-0.097	0.278	0.000	0.000
11 < 56>	-5.143	-5.143	-5.143	0.000	0.000	0.000	0.000

جدول۴-۹: راه حل دهم از الگوریتم ژنتیک

SOLUTION No.(**10**) Generation: 1 String: 81 FITNESS: 1.100000

		SUPPORT REACTIONS				
		Ry[0]	delRy	Ry (Max.Offs)	Ry (Min.Offs)	Ry (dy)
Sup. No	Node No	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]
1	< 8 >	1235.188	-158.184	1086.708	1112.924	1077.004
2	< 15>	-150.541	337.915	185.962	149.752	187.374
3	< 28>	282.802	-142.329	26.393	64.852	140.472
4	< 40>	390.951	-439.612	478.995	254.011	-48.661
5	< 44>	107.866	403.856	109.459	300.257	511.722
6	< 46>	486.794	-2.003	445.550	464.706	484.791
7	< 48>	476.312	0.435	505.791	487.976	476.747
8	< 50>	481.445	-0.094	481.425	472.285	481.351
9	< 52>	467.161	0.020	439.933	473.315	467.181
10	< 54>	530.945	-0.004	557.035	528.120	530.941
11	< 56>	276.203	0.001	267.873	276.926	276.203

		Total Offset	Total Offset	GA defined	Max Hull Deflect.	Min Hull Deflect.	Thermal Offset	Engine Sag.
Sup. No	Node No	Max. [mm]	Min. [mm]	dy [mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1	< 8 >	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	< 15>	0.292	-1.501	0.000	-1.501	0.292	0.000	0.000
3	< 28>	-3.271	-6.195	-4.433	-1.762	1.162	0.000	0.000
4	< 40>	-5.032	-7.545	-6.889	-0.656	1.857	0.000	0.000
5	< 44>	-5.249	-7.459	-6.889	-0.570	1.640	0.000	0.000
6	< 46>	-5.528	-7.367	-6.889	-0.478	1.361	0.000	0.000
7	< 48>	-5.788	-7.272	-6.889	-0.383	1.101	0.000	0.000
8	< 50>	-6.070	-7.180	-6.889	-0.291	0.819	0.000	0.000
9	< 52>	-6.351	-7.082	-6.889	-0.193	0.538	0.000	0.000
10	< 54>	-6.611	-6.986	-6.889	-0.097	0.278	0.000	0.000
11	< 56>	-6.889	-6.889	-6.889	0.000	0.000	0.000	0.000

از نتایج به دست آمده می توان مقایسه ایی بین عکس العمل ها در حوضچه خشک و حالت بهینه شده (در نظر گرفتن تغییر شکل خمشی و استفاده از الگوریتم ژنتیک) انجام داد.

همانطور که گفته شد ممکن است یک راه حل از این میان برای همترازی مورد نظر مناسب نباشد. در این مواقع، طراح باید با در نظر گرفتن شرایط، بهترین حالت را انتخاب کند.

تحلیل شفت با استفاده از ShaftMaster v2.32

در باره نرم افزار ShaftMaster

نرم افزار ShaftMaster محصولی از شرکت IMT(Intellectual Maritime Technologies) می باشد. این شرکت با بهره گیری از قوانین بعضی از این موسسات که در این زمینه فعالیت دارند، این نرم افزار را طراحی کرده است که توانایی تحلیل تمامی موارد در همترازی را داراست. پارامتر های ویژه ایی که این نرم افزار محاسبه می کند عبارتند از:

- آفست اولیه یاتاقان ها نسبت به خط مرجع
- عکس العمل یاتاقان ها
- تنش در نقاط مبنا
- ماتریس ضرائب تاثیر
- پارامترهای مربوط به شیب شفت
- افت و شکاف در محل ارتباط فلانج
- ضرائب تصحیح جک و بار های جک در مراحل همترازی
- دیاگرام مقادیر افت و شکاف قابل قبول
- پارامتر ممان های شفت در همه مراحل همترازی

- فشار وارد بر پوسته یاتاقان
- پارامتر های همترازی شفت مبنی بر مقادیر افت و شکاف اندازه گیری شده
- پارامتر های همترازی شفت مبنی بر مقادیر تنش های اندازه گیری شده
- پارامتر های همترازی شفت مبنی بر مقادیر بارهای اندازه گیری شده
- پارامتر های همترازی شفت مبنی بر مقادیر اندازه گیری شده تغییر شکل خمشی بدنه
- تنظیم یاتاقان ها در روش همترازی کرنش سنجی

داده های این نرم افزار شامل داده های مدل، جنس شفت، داده های توزیع بار، داده های مربوط به یاتاقان ها، کوپلینگ ها، مشخصات موتور و غیره می باشد.

خروجی این نرم افزار نیز مشتمل برچند قسمت است:

۱ – در شرایط عملیاتی

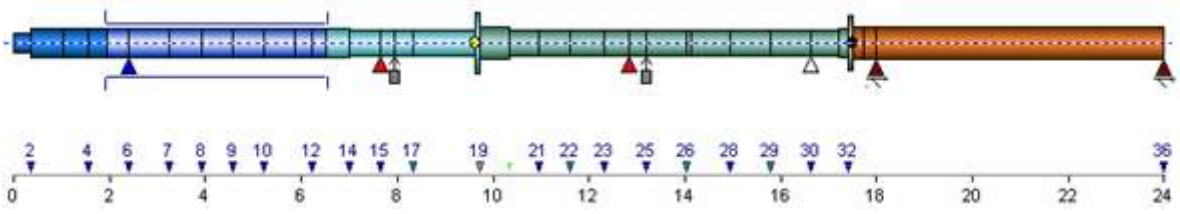
۲ – اطلاعات مربوط به شفت پروانه

۳ – خط شفت حالت جدا شده از محرک اصلی

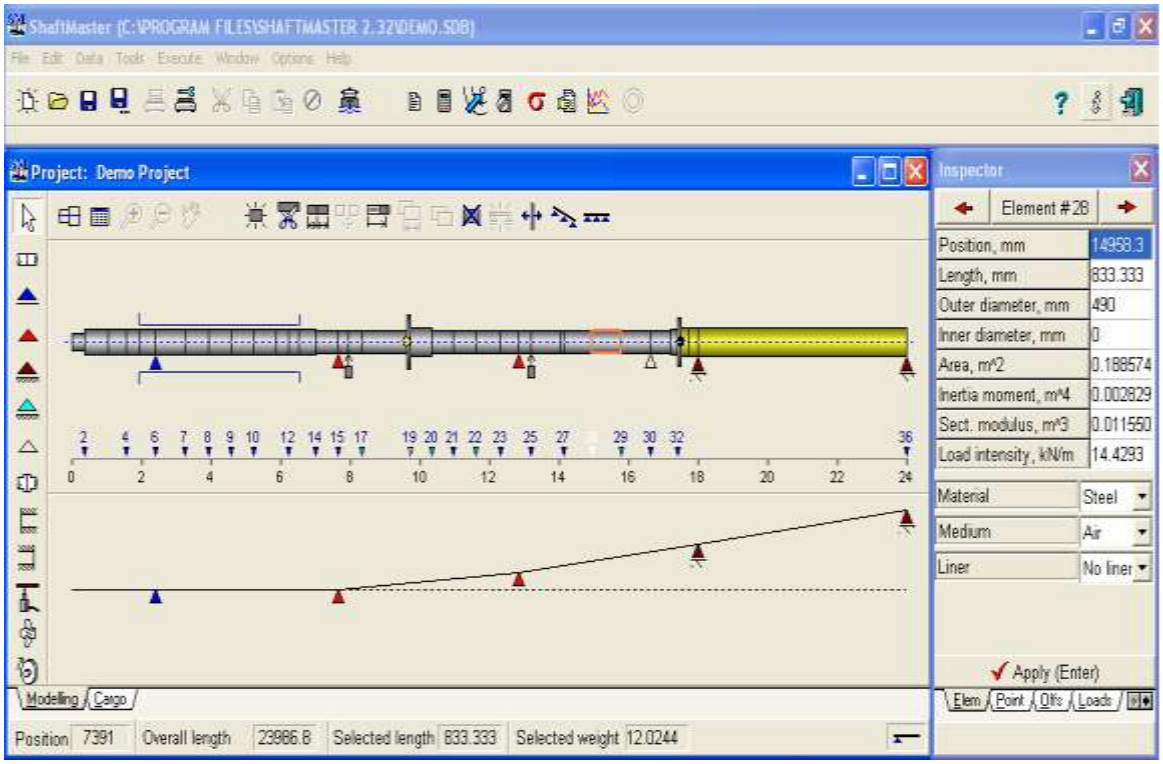
۴ – خط شفت سرهم بندی شده به طور کامل

۵ – داده های افت و شکاف و تست جک

در شکل زیر نمایی کلی تر از شفت طراحی شده را مشاهده می فرمایید. که شامل هفت شفت می باشد که با رنگ های مختلف نمایش داده شده است(سه شفت انتهایی، یک شفت میانی، و سه قسمت میل لنگ).



شکل۴-۱۲: نمایی کلی از شفت مورد نظر در نرم افزار



شکل۴-۱۳: شفت مورد نظر در نرم افزار ShaftMaster

دو جک برای به دست آوردن عکس العمل های تکیه گاهی و نیز چک کردن افت و شکاف در زیر شفت، یکی در فاصله ۳۷۸ *mm* از دومین یاتاقان میانی و دیگری در فاصله ۳۱۶ *mm* از اولین یاتاقان میانی قرار داده شده است. تحلیل های انجام شده را وقتی که خط مرجع نسبت به استرن تیوب در نظر بگیریم، را انجام می دهیم (برای اینکه بتوانیم همترازی با استفاده از کرنش سنجی تحلیلی را بدست بیاوریم و نسبت به نتایج به دست آمده در تحلیل های اندازه گیری شده، مقایسه کنیم، از الزامات نرم افزار است که خط مرجع را باید محور چرخشی موتور در نظر بگیریم).

٤-۲-۲-داده های ورودی

۱. اطلاعات کلی

1. GENERAL DATA

Shafting overall length = 23986.8 mm

Young modulus for steel, MPa	=	206000.00
Poisson's Ratio	=	0.300
Water density, kg/m^3	=	1025.0
Oil density, kg/m^3	=	920.0
Steel density, kg/m^3	=	7800.0
Propeller material density, kg/m^3	=	7600.0
Propeller dry weight, kN	=	240.0
Submergence during alignment, %	=	100

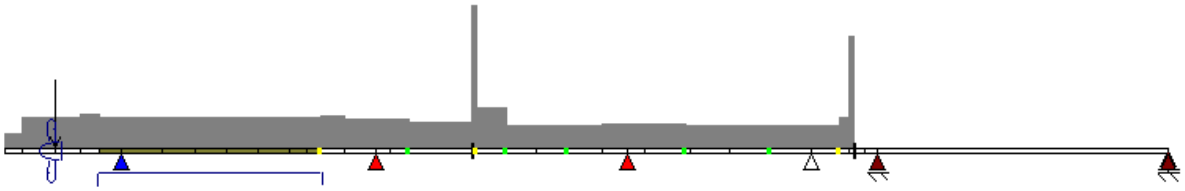
جدول۲-۱۰: داده های مدل شفت

No	Points		Elements					
	Position mm	Type	Length mm	Do mm	Di mm	I*10^4 m^4	F*10^2 m^2	Mat No
1	0.0	-	360.0	400.0	0.0	12.566	12.566	0
2	360.0	-	680.0	560.0	0.0	48.275	24.630	0
3	1040.0	Propeller	520.0	560.0	0.0	48.275	24.630	0
4	1560.0	-	400.0	600.0	0.0	63.617	28.274	0
5	1960.0	Stt.aft.fce	450.0	600.0	0.0	63.617	28.274	0
6	2410.0	Stt.bear	845.0	600.0	0.0	63.617	28.274	0
7	3255.0	-	653.8	600.0	0.0	63.617	28.274	0
8	3908.8	-	653.8	600.0	0.0	63.617	28.274	0
9	4562.5	-	653.8	600.0	0.0	63.617	28.274	0
10	5216.3	-	653.8	600.0	0.0	63.617	28.274	0
11	5870.0	-	355.0	600.0	0.0	63.617	28.274	0
12	6225.0	-	285.0	600.0	0.0	63.617	28.274	0
13	6510.0	Stt.fwd.fce	500.0	575.0	0.0	53.659	25.967	0
14	7010.0	-	630.0	550.0	0.0	44.918	23.758	0
15	7640.0	Bearing	316.0	550.0	0.0	44.918	23.758	0
16	7956.0	Jack	364.0	550.0	0.0	44.918	23.758	0
17	8320.0	-	1320.0	517.0	0.0	35.070	20.993	0
18	9640.0	Flange cpl	100.0	1220.0	0.0	1087.450	116.899	0
19	9740.0	-	585.0	646.0	0.0	85.487	32.776	0
20	10325.0	-	633.3	490.0	0.0	28.298	18.857	0
21	10958.3	-	633.3	490.0	0.0	28.298	18.857	0
22	11591.7	-	733.3	490.0	0.0	28.298	18.857	0
23	12325.0	-	500.0	500.0	0.0	30.680	19.635	0
24	12825.0	Bearing	378.0	500.0	0.0	30.680	19.635	0
25	13203.0	Jack	822.0	500.0	0.0	30.680	19.635	0
26	14025.0	-	100.0	495.0	0.0	29.471	19.244	0
27	14125.0	-	833.3	490.0	0.0	28.298	18.857	0
28	14958.3	-	833.3	490.0	0.0	28.298	18.857	0

29	15791.7	-	833.3	490.0	0.0	28.298	18.857	0
30	16625.0	Temp Sup	580.0	490.0	0.0	28.298	18.857	0
31	17205.0	-	200.0	570.0	0.0	51.817	25.518	0
32	17405.0	-	100.0	1080.0	0.0	667.828	91.609	0
33	17505.0	Flange cpl	240.9	672.0	0.0	196.785	35.467	0
34	17745.9	-	240.9	672.0	0.0	196.785	35.467	0
35	17986.8	Eng.bear	6000.0	672.0	0.0	420.026	1.00E+09	0
36	23986.8	Eng.bear	-	-	-	-	-	

جدول۴-۱۱: جنس شفت

N	Material properties			
	Name	Density kg/m^3	E MPa*10^-5	Mu
0	Steel	7800	2.06	0.3



شکل۴-۱۴: توزیع بار بر روی شفت

جدول ۴-۱۲: توزیع بار و اطلاعات اضافی

No	Load Characteristics					
	Position mm	Q kN/m	Medium	Add.Load kN/m	Lining Mat.No	Thickness mm
1	0.0	9.616				
2	360.0	18.846				
3	1040.0	18.846				
4	1560.0	21.635				
5	1960.0	19.083	Oil			
6	2410.0	19.083	Oil			
7	3255.0	19.083	Oil			
8	3908.8	19.083	Oil			
9	4562.5	19.083	Oil			
10	5216.3	19.083	Oil			
11	5870.0	19.083	Oil			

12	6225.0	19.083	Oil			
13	6510.0	19.870				
14	7010.0	18.179				
15	7640.0	18.179				
16	7956.0	18.179				
17	8320.0	16.063				
18	9640.0	89.449				
19	9740.0	25.079				
20	10325.0	14.429				
21	10958.3	14.429				
22	11591.7	14.429				
23	12325.0	15.024				
24	12825.0	15.024				
25	13203.0	15.024				
26	14025.0	14.725				
27	14125.0	14.429				
28	14958.3	14.429				
29	15791.7	14.429				
30	16625.0	14.429				
31	17205.0	19.526				
32	17405.0	70.097				
33	17505.0	0.000				
34	17745.9	0.000				
35	17986.8	0.000				

جدول۴-۱۳: جدول مربوط به اطلاعات یاتاقان

Point No	Type	Clrnc mm	Compl. mm/kN	Permissible Loads Max kN	Permissible Loads Min kN	Bush Length mm	Permiss. Pressure Max MPa	Permiss. Pressure Min MPa
6	Stt.bear	1.000	0.00000	621.6	38.9	1295.0	0.800	0.050
15	Bearing	0.500	0.00000	330.0	13.8	500.0	1.200	0.050
24	Bearing	0.000	0.00000	300.0	12.5	500.0	1.200	0.050
30	Temp Sup	0.000	0.00000	-	-	-	-	-
35	Eng.bear	0.000	0.00000	-	-	-	-	-
36	Eng.bear	0.000	0.00000	-	-	-	-	-

جدول۴-۱۴: تنش در نقاط حساس

Point No	Permis.Stress MPa	Allowed W*10^3 m^3
13	25.00	18.6639
19	35.00	26.4666
31	35.00	11.5502

جدول۴-۱۵: اطلاعات موتور

Weight of Flywheel	kN	32.200
Thermal growth	mm	0.280
Deflectional compliance		
CdF	mm/100kN	0.008
CdM	mm/100kN*m	0.014
Angular compliance		
CdF	mm/100kN	0.014
CdM	mm/100kN*m	0.035

جدول۴-۱۶: دیاگرام بارشفت رانشی

Point No	Moment kN*m	Force kN
1	-301.00	455.00
2	-87.00	320.00
3	90.00	-50.00
4	-301.00	200.00

جدول۴-۱۷: موقعیت اهداف

Position of the aftermost target from aftermost stern tube face	mm	450.000
Distance between aftermost and foremost targets	mm	4265.000

۲. شرایط عملیاتی

شرایط حامل بار- میزان مغروق بودن پروانه : **۷۵٪**

جدول۴-۱۸: اطلاعات راجع به شرایط یاتاقان ها

Point No	Type	Displacement mm	Wear Down mm
6	Stt.bear	1.659	0.000
15	Bearing	0.819	0.000
24	Bearing	0.369	0.000

جدول۴-۱۹: توزیع بار گذاری

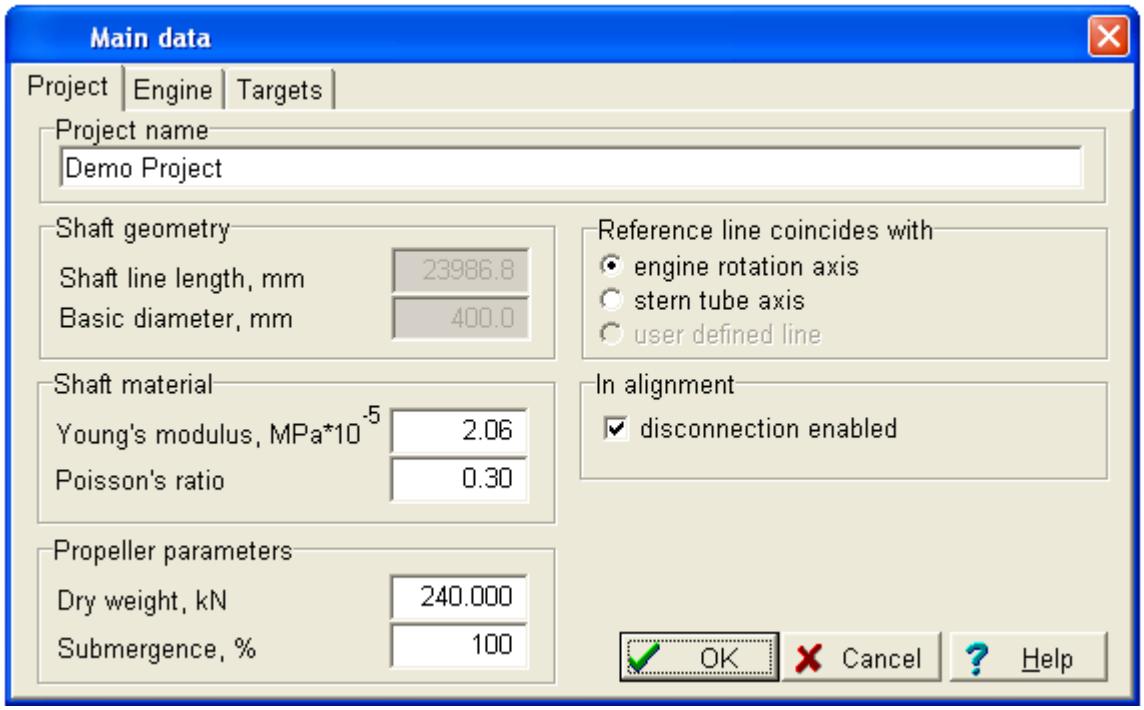
No	Load Characteristics					
	Position mm	Q kN/m	Medium	Add.Load kN/m	Lining Mat.No	Thickness mm
1	0.0	8.352	Water			
2	360.0	16.370	Water			
3	1040.0	16.370	Water			
4	1560.0	18.792	Water			
5	1960.0	19.083	Oil			
6	2410.0	19.083	Oil			
7	3255.0	19.083	Oil			
8	3908.8	19.083	Oil			
9	4562.5	19.083	Oil			
10	5216.3	19.083	Oil			
11	5870.0	19.083	Oil			
12	6225.0	19.083	Oil			
13	6510.0	19.870				
14	7010.0	18.179				
15	7640.0	18.179				
16	7956.0	18.179				
17	8320.0	16.063				
18	9640.0	89.449				
19	9740.0	25.079				
20	10325.0	14.429				
21	10958.3	14.429				
22	11591.7	14.429				
23	12325.0	15.024				
24	12825.0	15.024				
25	13203.0	15.024				
26	14025.0	14.725				
27	14125.0	14.429				
28	14958.3	14.429				
29	15791.7	14.429				
30	16625.0	14.429				
31	17205.0	19.526				
32	17405.0	70.097				
33	17505.0	0.000				
34	17745.9	0.000				
35	17986.8	0.000				

جدول۴-۲۰: بار های هیدرودینامیکی

Name	Fhd kN	Mhd kN*m	Eccentricity m
HL_1_1	0.00	120.90	0.000
HL_1_2	0.00	398.70	0.000

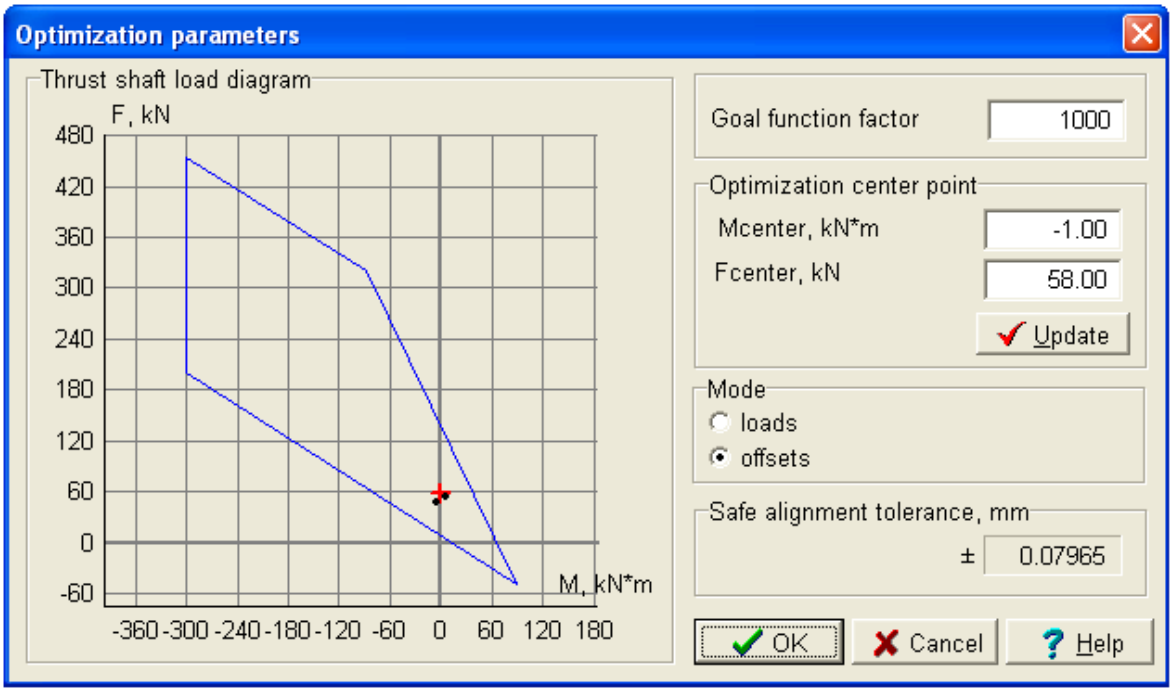
٤-٢-٣-محاسبات

بعد از اینکه شفت را در برنامه وارد کردیم، مشخصات اصلی شفت را می توان از طریق نوار ابزار Data Main بررسی کنیم.



بعد باید خط مرجع مورد نظر را انتخاب کنیم. برای این کار می توان از طریق نوار ابزار Refrence Line Coinsides with هر یک از خطوط مبنا را انتخاب کرد (خط مرجع استرن تیوب و یا محور چرخشی موتور).

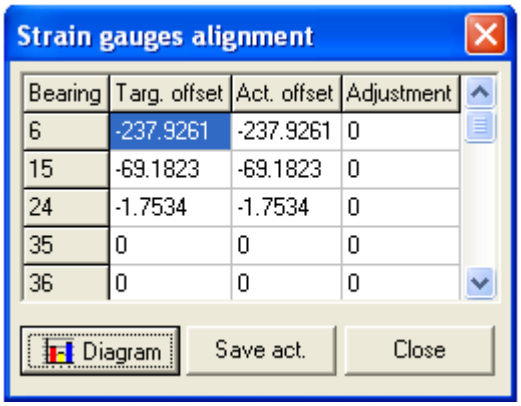
حال می توان با کلیک بر روی آیکون ، می توان محاسبات را انجام داد. اگر پارامترها همترازی رضایت بخش نباشد، یک پیغامی ظاهر می شود مبنی بر تغییر پارامترهای موجود یا بهینه کردن شرایط. جهت انجام بهینه سازی همترازی با کلیک بر روی آیکون ، یا با کلید های Ctrl+F9 می توان ماژول بهینه سازی را فرا خواند. حال می توانیم محدوده نیروی رانشی شفت را تغییر بدهیم طبق شکل زیر در بهترین حالت قرار می دهیم.



هم اکنون با فشار دادن بر دکمه Ok حالت بهینه انجام شده و خروجی های برنامه ظاهر می شوند.

همچنین با تغییر خط مرجع به محور چرخشی موتور، می توان محاسبات کرنش سنجی را نیز مشاهده کرد و با نتایج حاصل از محاسبات نرم افزار مقایسه کرد.

با کلیک بر روی آیکون می توان نتایج کرنش سنجی را مشاهده کرد. در این مدل محاسبات کرنش سنجی به صورت زیر می باشد.



شکل۴-۱۵: تست کرنش سنجی

تست کرنش سنجی نشان می دهد که همترازی به صورت بسیار ایده آلی انجام شده است. چون هیچ اختلافی بین محاسبات نرم افزار و تست کرنش سنجی وجود ندارد.

٤-٢-٤-داده های خروجی

۱. در شرایط عملکرد

شکل۴-۱۶: آفست اولیه یاتاقان ها نسبت به خط مرجع نسبت به استرن تیوب

جدول۴-۲۱: آفست یاتاقان ها

Bearing	Offset, mm
point 6	0.000
point 15	0.000
point 24	4.978
point 35	11.522
point 36	17.727

Safe alignment tolerance: ± 0.157, mm

جدول۴-۲۲: پارامترهای شفت در شرایط عملکرد

Bearing load, kN

N	Permissible Loads		HL_1_1	HL_1_2
	Min	Max		
6	38.850	621.600	313.890	257.591
15	13.750	330.000	104.767	169.076
24	12.500	300.000	54.632	38.903
Load onto prime mover shaft flange				
F+G	kN		41.140	48.860
M	kN*m		-3.625	7.625
Stress at the stress check points, MPa				
6	25.996		-4.779	-2.263
15	36.394		0.020	0.027
24	36.394		1.197	0.423

جدول۴-۲۳: جابجایی ضرائب تاثیر

Bearing	K j,i		
	6	15	24
6	-3.236	11.376	-15.984
15	11.376	-40.570	57.704
24	-15.984	57.704	-99.233

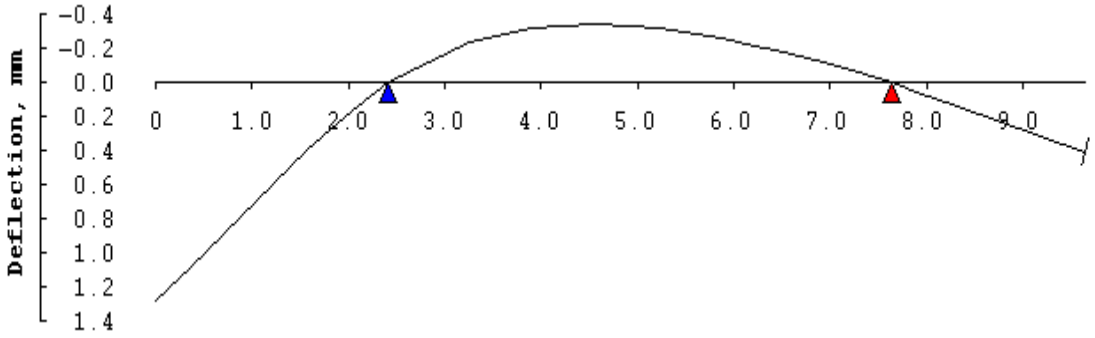
جدول۴-۲۴: تغییر نیرویی ضرائب تاثیر

Bearing	T j,i		
	6	15	24
6	1.000	-3.516	4.940
15	-0.280	1.000	-1.422
24	0.161	-0.581	1.000

۲. اطلاعات مربوط به شفت پروانه

جدول۴-۲۵: آفست یاتاقان ها نسبت به خط مرجع استرن تیوب

Bearing	Offset, mm
point 6	0.000
point 15	0.000



نمودار۴-۴: تغییر شکل خمشی شفت پروانه

جدول۴-۲۶: بار یاتاقان ها

Bearing	Load, kN	Perm.interval,kN	Correction factor	Jack load, kN
point 6	358.184	-	-	-
point 15	25.918	-	-	-

آفست محور استرن تیوب نسبت به خط مرجع:

- at the aftermost target: -259.71, mm

- at the forward target: -87.89, mm

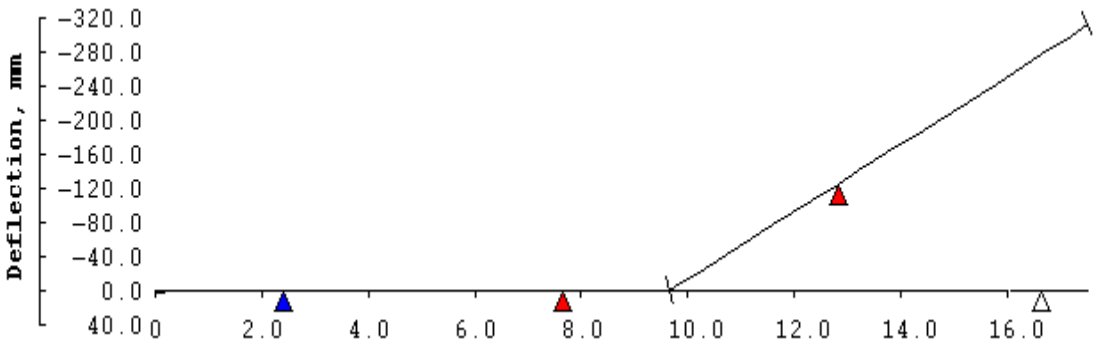
آفست شفت پروانه در مرجعیت با محور استرن تیوب

- at the forward face of stern tube: -0.18, mm

۳. خط شفت منفصل از محرک اصلی

جدول۴-۲۷: آفست یاتاقان ها نسبت به خط مرجع استرن تیوب

Bearing	Offset, mm
point 6	0.000
point 15	0.000
point 24	4.978
point 30	10.113



نمودار۴-۵: تغییر شکل خمشی شفت

جدول۴-۲۸: بار یاتاقان ها

Bearing	Load, kN	Perm.interval,kN	Correction factor	Jack load, kN
point 6	346.393	341.859-350.927	-	-
point 15	67.332	51.096-83.568	1.028	65.500
point 24	61.348	39.920-82.776	0.981	62.529
point 30	43.820	-	-	-

جدول۴-۲۹: تنش در نقاط حساس

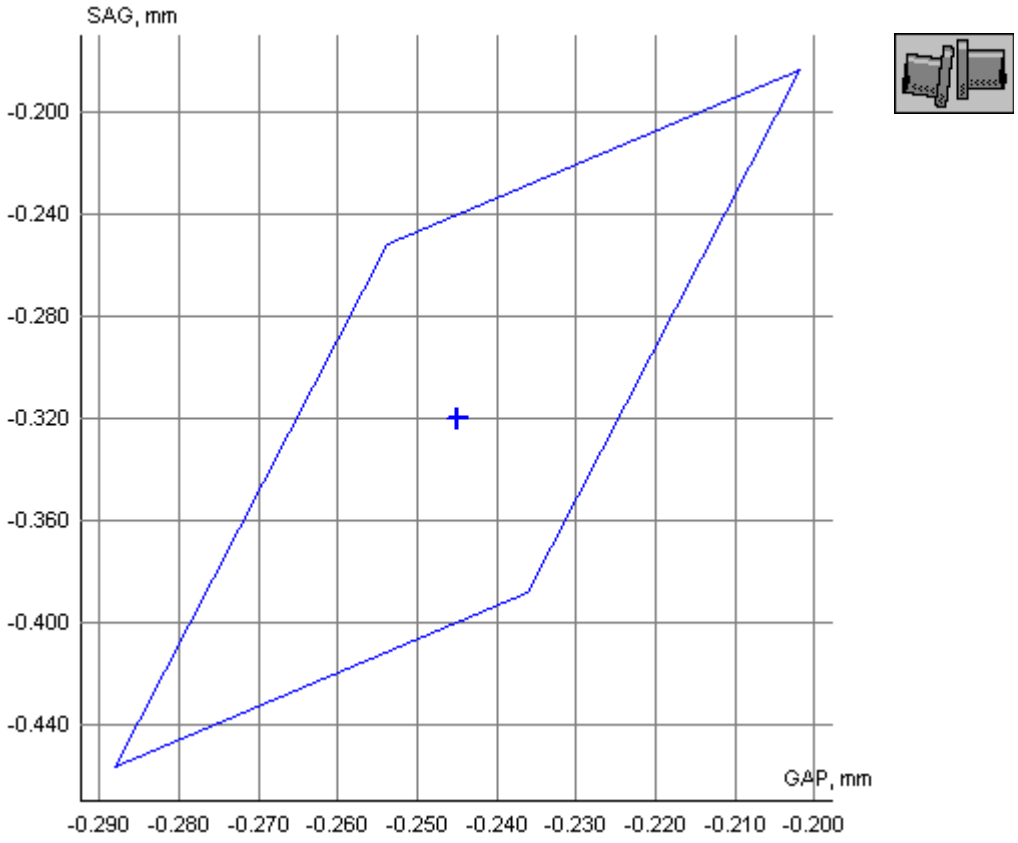
Point	Bending Stress, MPa	Permis. -> max ,MPa
13	-5.434	25.000
19	0.003	35.000
31	-0.186	35.000

جدول۴-۲۰: جابجایی ضرائب تاثیر

Bearing	K j,i			
	6	15	24	30
6	-3.187	11.200	-14.557	6.545
15	11.199	-39.930	52.517	-23.787
24	-14.557	52.517	-69.720	31.759
30	6.545	-23.787	31.759	-14.517

جدول۴-۲۱: تغییر نیرویی ضرائب تاثیر

Bearing	T j,i			
	6	15	24	30
6	1.000	-3.514	4.567	-2.053
15	-0.280	1.000	-1.315	0.596
24	0.209	-0.753	1.000	-0.456
30	-0.451	1.639	-2.188	1.000



SAG = -0.276, mm

GAP = -0.211, mm

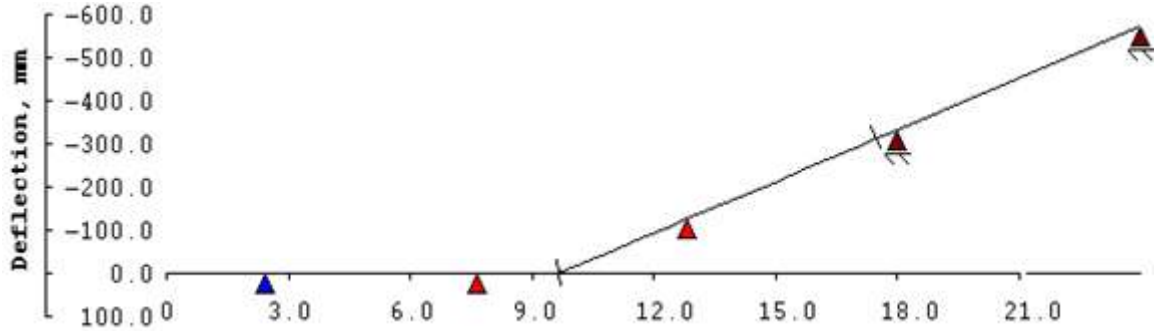
Angularity = -0.314, mm/m

نمودار۴-۶: افت و شکاف در فلانج محرک اصلی

۴. خط شفت کاملا متصل به هم

جدول۴-۲۲: آفست یاتاقان ها نسبت به خط مرجع استرن تیوب

Bearing	Offset, mm
point 6	0.000
point 15	0.000
point 24	4.978
point 35	11.522
point 36	17.727



نمودار۴-۷: تغییر شکل خمشی در شفت

جدول۴-۲۳: بار یاتاقان ها

Bearing	Load, kN	Perm.interval,kN	Correction factor	Jack load, kN
point 6	348.286	343.494-353.079	-	-
point 15	60.450	43.274-77.626	1.027	58.834
point 24	93.764	66.677-120.852	0.967	96.942

جدول۴-۲۴: بار وارد بر فلانج محرک اصلی

Force, kN	Moment, kN*m
16.392	-73.839

جدول۴-۲۵: تنش در نقاط حساس

Point	Bending Stress, MPa	Permis. -> max ,MPa
13	-0.456	25.000
19	3.755	35.000
31	7.360	35.000

جدول۴-۲۶: ضریب تاثیر تنظیم تنش یاتاقان بر حسب MPa/mm

Bearing	Ks j,i		
	6	15	24
6	0.711	-0.006	0.786
15	-2.499	0.068	-2.857
24	3.512	-0.152	10.320

Note: Reference line coincides with engine rotation axis

۵. افت و شکاف در اتصال فلانج آزاد شفت ها

جدول۴-۲۷: آفست یاتاقان ها نسبت به خط مرجع استرن تیوب

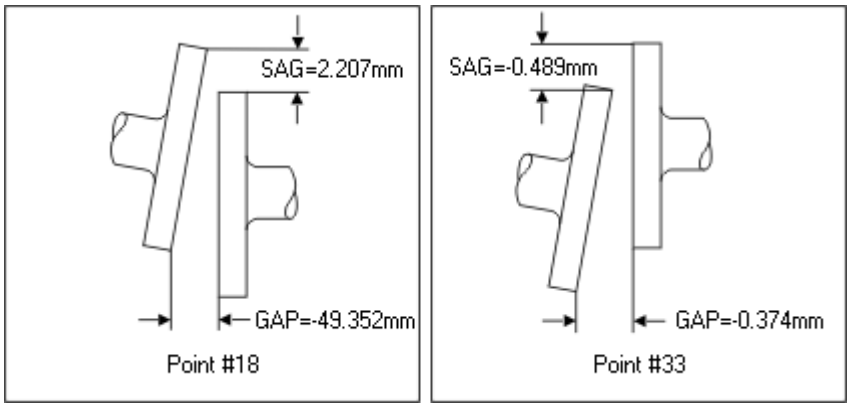
Bearing	Offset, mm
point 6	0.000
point 15	0.000
point 24	4.978
point 30	10.113
point 35	11.522
point 36	17.727

جدول۴-۲۸: بار یاتاقان ها

Bearing	Load, kN	Perm.interval,kN	Correction factor	Jack load, kN
point 6	358.184	-	-	-
Point 15	25.918	-	0.989	26.205
point 24	115.160	-	0.943	122.154
point 30	19.630	-	-	-

جدول۴-۲۹: افت و شکاف در فلانج آزاد شفت ها

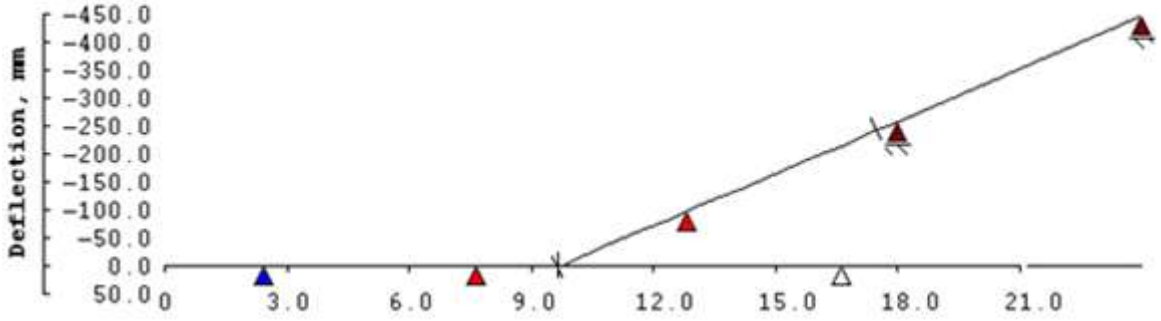
Flange point	S A G mm	G A P mm
18	2.207	-49.352
33	-0.489	-0.374



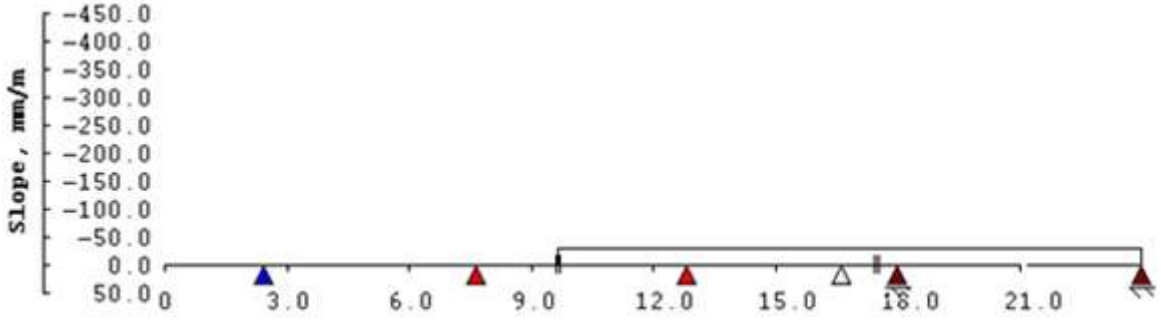
شکل۴-۱۶: افت و شکاف درفلانج آزاد شفت ها

٤-٢-٥-نمودارها

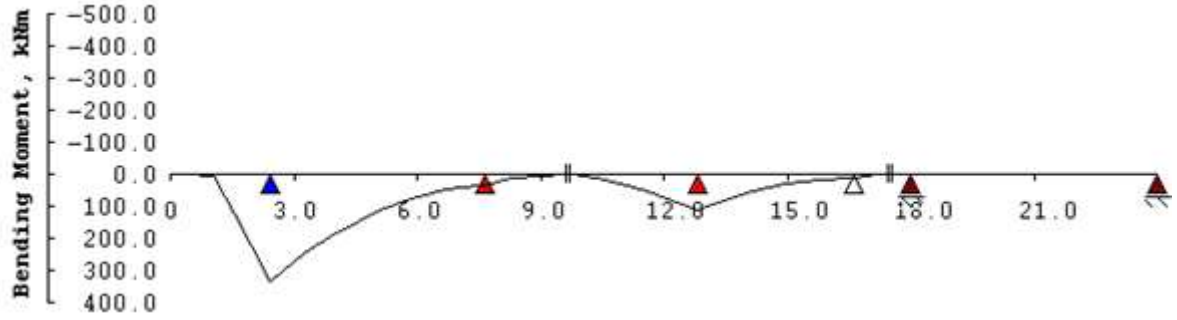
١- شفت آزاد



نمودار۴-۸: تغییر شکل خمشی

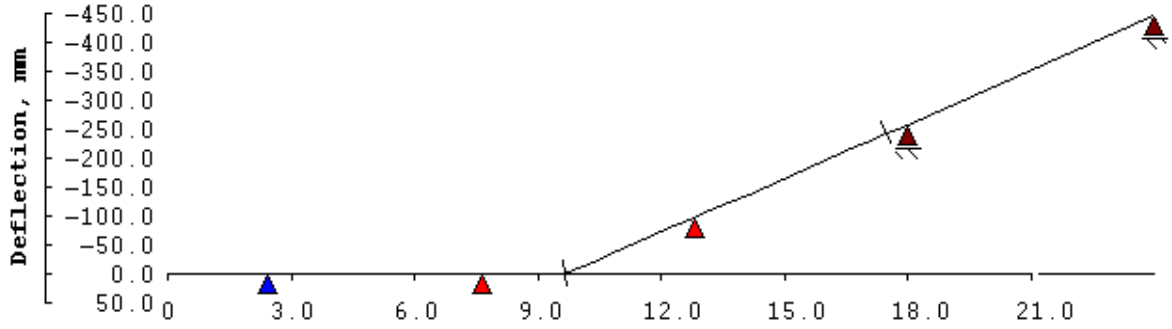


نمودار۴-۹: شیب در کل شفت

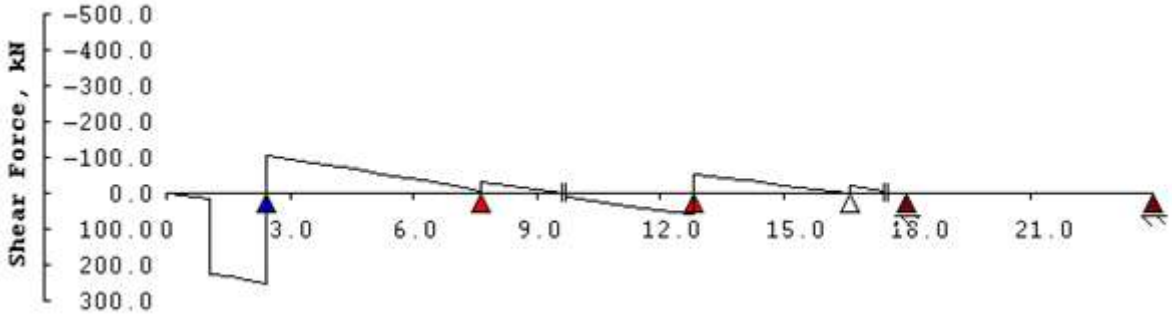


نمودار۴-۱۰: ممان خمشی در کل شفت

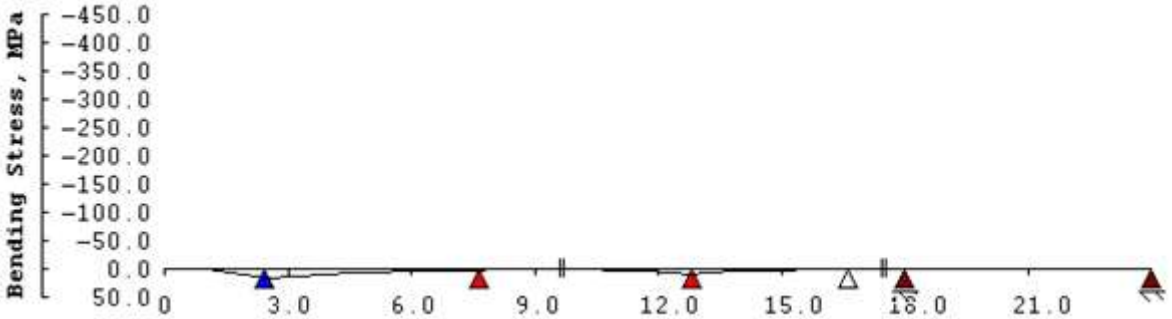
۲ -سر هم بندی شده



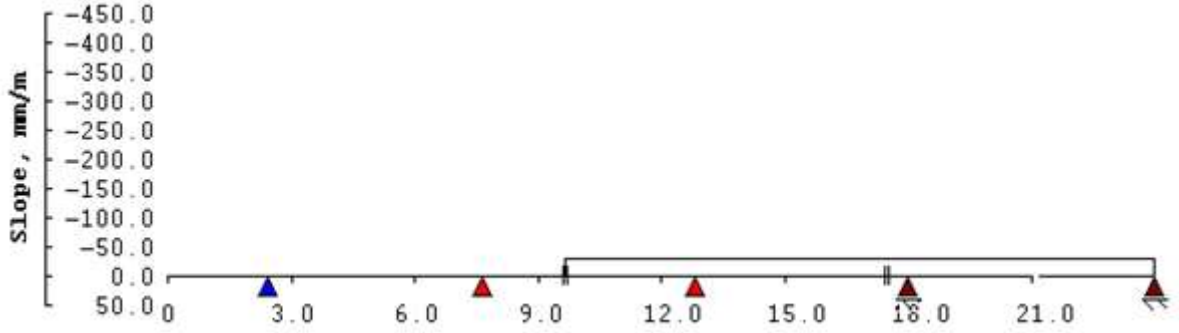
نمودار۴-۱۱: تغییر شکل خمشی



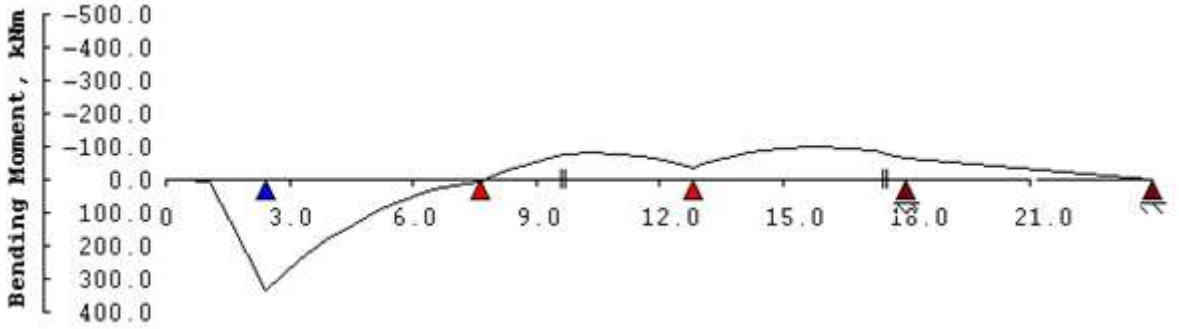
نمودار۴-۱۲: نیروی برشی



نمودار۴-۱۳: تنش خمشی

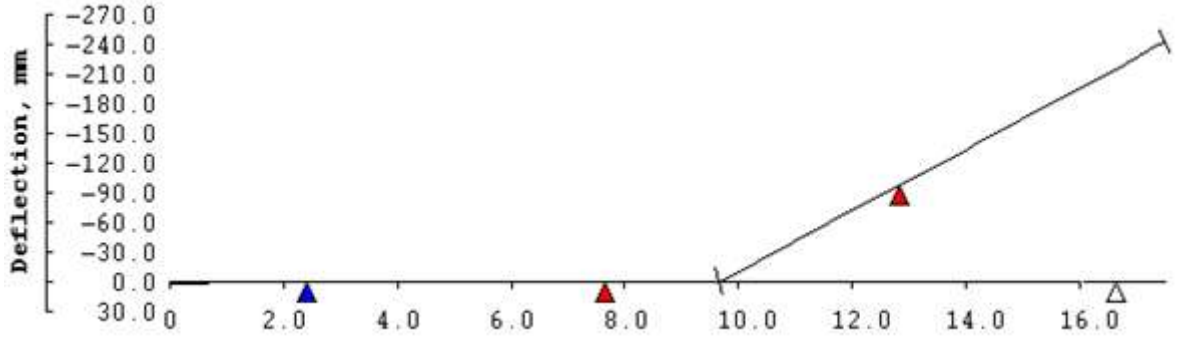


نمودار۴-۱۴: شیب در کل شفت

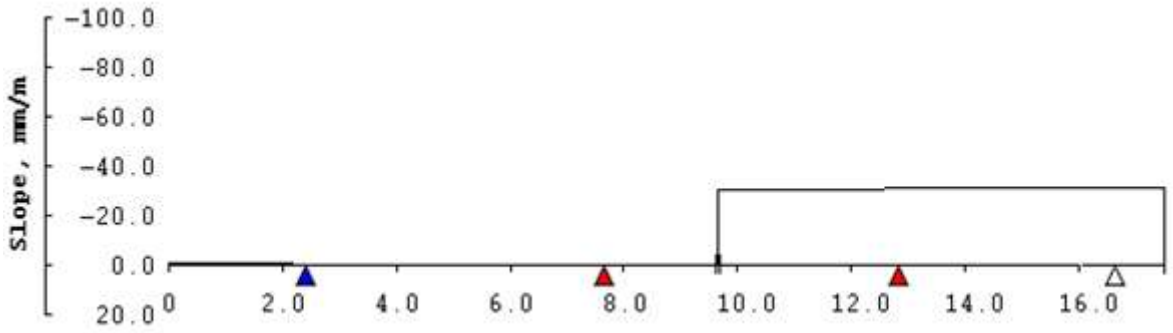


نمودار۴-۱۵: ممان خمشی

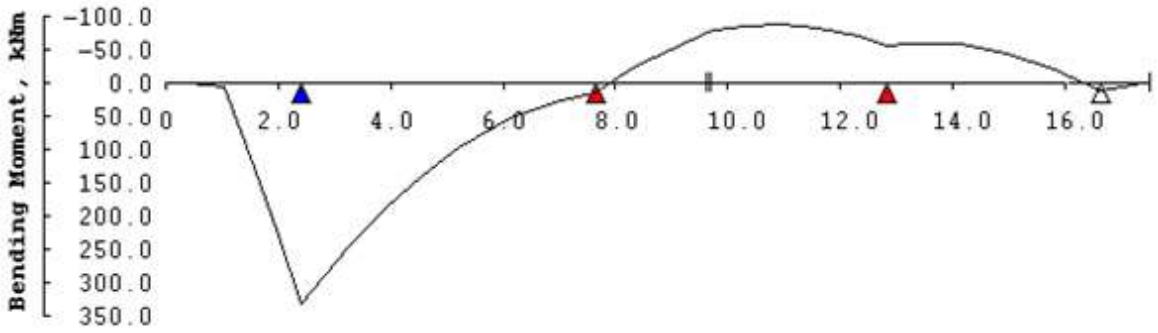
۳ - منفصل شده



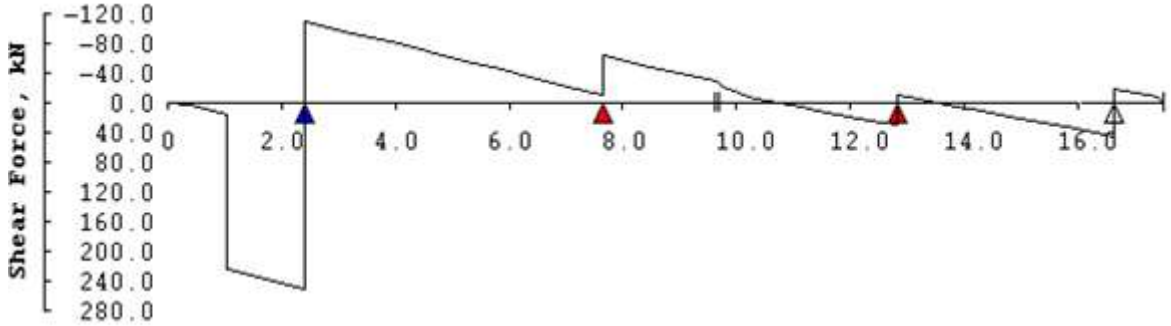
نمودار۴-۱۶: تغییر شکل خمشی



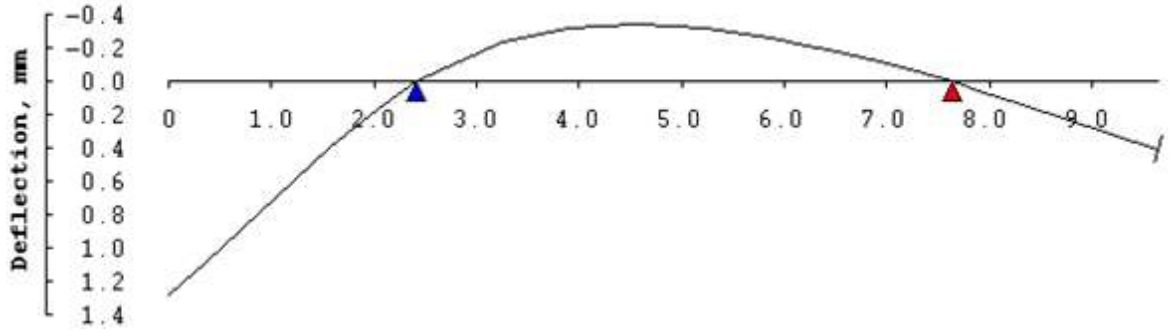
نمودار۴-۱۷: شیب در کل شفت



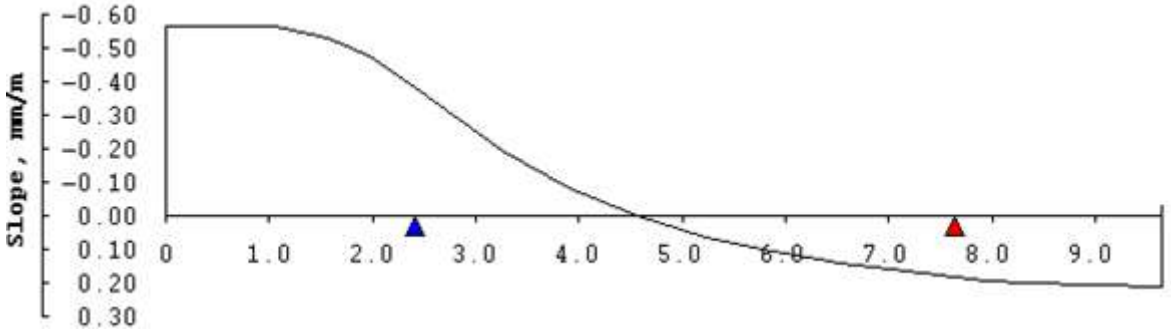
نمودار۴-۱۸: ممان خمشی



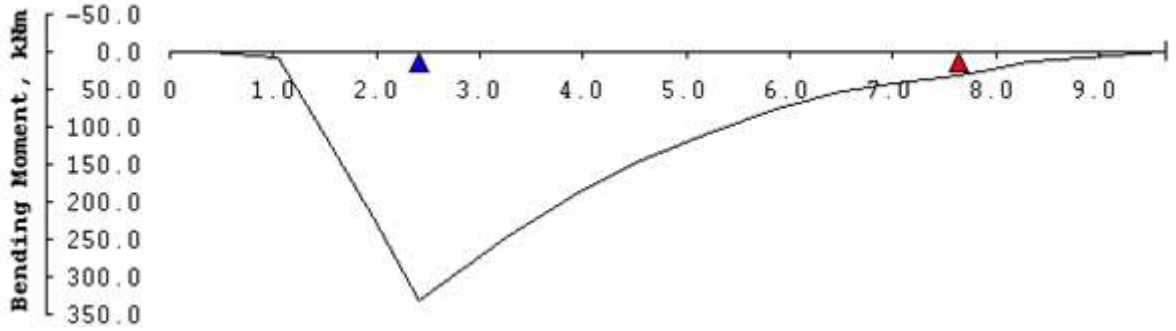
نمودار۴-۱۹: نیروی برشی



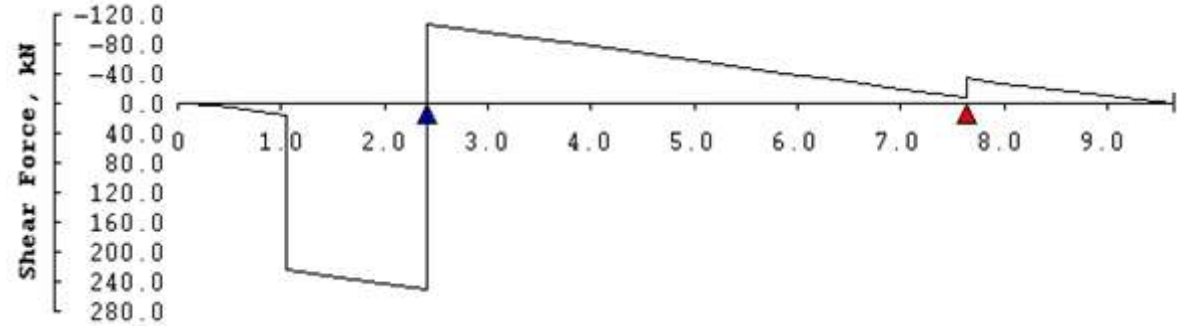
نمودار۴-۲۰: تغییر شکل خمشی



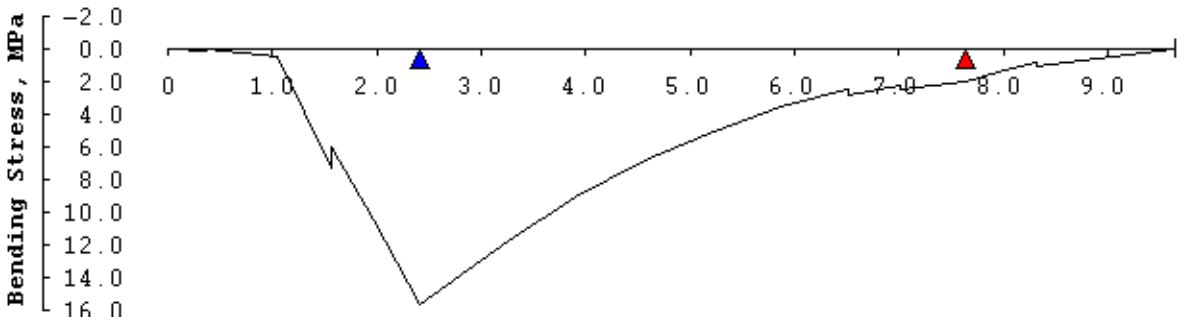
نمودار۴-۲۱: شیب در کل شفت



نمودار۴-۲۲: ممان خمشی



نمودار۴-۲۳: نیرو برشی



نمودار۴-۲۴: تنش خمشی

خلاصه و جمع بندی

امروزه نرم افزارهای مختلفی در زمینه هم محور سازی شفت ها بر نامه ریزی شده اند نرم افزار هایی مانند : ABS-Shaft Alignment software ، Lira (Bureau Veritas) ، Shaft-Kit ، ShaftMaster و انواع نرم افزارهای دیگر.

نرم افزار ABS-Shaft Alignment software ، نرم افزار جامع ایی محصول موسسه رده بندی ABS می باشد که در آن به طور کامل نیروهای وارد بر شفت، عکس العمل های تکیه گاهی، ممان های خمشی، تنش های برشی، زوایای نا هم محوری و غیره را تحلیل و آنالیز می کند.

برتری این نرم افزار مربوط می شود به قابلیت های زیر:

- تخمین تاثیر انعطاف پذیری بر همترازی
- بهینه سازی همترازی تغییر شکل خمشی معین بدنه
- ارزیابی کردن شرایط تماسی یاتاقان-شفت در استرن تیوب

البته باید گفت قابلیت های دیگری نیز مثل آنالیز معکوس جهت به دست آورد آفست واقعی یاتاقان ها دارد.

نرم افزار شفت مستر (Shaft Master) نیز یکی از بهترین نرم افزار های همترازی است که ساخت شرکت IMT[1] می باشد. که قابلیت های زیادی از جمله تست کرنش سنجی و جک هیدرولیک دارد . همچنین دیدیم که قابلیت بهینه سازی آفست ها را دارد.

به طور کلی هیچ گاه نمی توان به نتایج نرم افزاری اطمینان کامل کرد، بلکه باید نتایج را با اندازه گیری های به دست آمده در شرایط واقعی ارزیابی کرد و بهترین حالت را در نظر گرفت.

---

۱. Intellectual Maritime Technology