

Giunti elastici PTO per alternatori asse

Andrea Gennaro*

L'avaria che viene riportata nel presente articolo è occorsa a due navi gemelle, bielica, dotate ciascuna di 4 motori Diesel, 4 tempi, con velocità di rotazione di 500 rpm, di due riduttori, ciascuno con moltiplicatore e PTO per trascinamento, tramite un giunto elastico, di un alternatore da 3.2 MW a 1800 rpm.

L'albero degli alternatori era supportato alle sue estremità da due cuscinetti piani, uno, lato ingresso coppia, con funzione radiale e assiale (reggispinta), l'altro con sola funzione radiale. Nel corso dei primi anni di esercizio tutti e quattro i PTO delle due navi gemelle avevano avuto ripetute avarie al cuscinetto radiale/assiale, precisamente delle superfici radiali ed assiali prodire, con conseguente precoce invecchiamento dei loro elementi in gomma, surriscaldamenti, bruciature e rotture dei cuscinetti stessi.

L'esame dell'avaria ha evidenziato l'esistenza di una eccessiva sollecitazione assiale sulla faccia prodiera del cuscinetti reggispinta dovuta alla contrazione assiale dell'elemento in gomma sintetica del giunto elastico.

In fase progettuale la scelta del giunto elastico era stata correttamente operata sulla base delle necessità dinamico elastico torsionali dell'impianto di propulsione: motori di propulsione/riduttore/elica/moltiplicatore/generatore. Sfortunatamente non era stata considerata l'influenza della velocità di rotazione sugli elementi in gomma del giunto elastico.

A causa dell'elevata velocità di rotazione gli elementi in gomma erano sottoposti ad un'elevata sollecitazione centrifuga con conseguente loro dilatazione radiale che, a sua volta, determinava un consistente contrazione assiale del giunto e la nascita di una forza assiale interna al sistema.

Dalle misurazioni effettuate è risultato che la contrazione complessiva del giunto elastico alla velocità di rotazioni di 1800 giri/min era pari a 14 mm, mentre la deformazione assiale ammessa delle strutture di alloggio dei cuscinetti era di alcuni millimetri. A questo proposito è bene notare che il costruttore dei giunti elastici affermava che lo spostamento assiale massimo ammissibile fosse pari a 6 mm e che la contrazione in esercizio non superasse i 2.0 mm.

Si rileva per inciso che un eccessivo stato tensionale degli elementi in gomma dà luogo a parametri dinamici elastici torsionali del giunto elastico diversi da quelli tabulati ed impiegati nel calcolo delle vibrazioni torsionali dell'impianto di propulsione, con risultati di calcolo difforni dalla realtà essendo, in queste condizioni, il giunto elastico notevolmente più rigido di quanto previsto, e quindi quasi inesistente come elemento elastico. Inoltre, a causa della configurazione del sistema, i cuscinetti reggispinta del generatore e della ruota veloce del PTO (rispettivamente indicati con 1 e 2 in figura) venivano caricati diffornemente da quanto previsto a progetto, con conseguente avaria del cuscinetto più debole, cioè quello dell'alternatore, mentre quello del moltiplicatore non mostrava alcun segno di sofferenza.

In effetti è bene notare che il cuscinetto reggispinta della ruota veloce del PTO è progettato per un carico assiale piuttosto rilevante (cioè quello dovuto alla coppia assorbita dall'alternatore e dall'inclinazione dei denti del moltiplicatore), mentre il cuscinetto reggispinta dell'alternatore è un cuscinetto che ha il ruolo di "posizionare" statore e rotore dell'alternatore, ma che non è dimensionato per sopportare carichi rilevanti.

La diagnosi dell'avaria era piuttosto chiara, si trattava infatti di un errore progettuale da parte del fornitore del sistema moltiplicatore / giunto elastico / alternatore, con la complicità del produttore del giunto elastico che aveva trascurato di indaga-

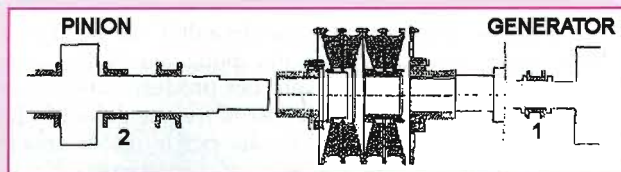
Elastic couplings for PTO

The failure in subject occurred to two twin screw sister vessels, equipped with four medium speed four stroke Diesel Engines turning at 500 rpm, two reduction gears, each coupled to a PTO turning at 1800 rpm.

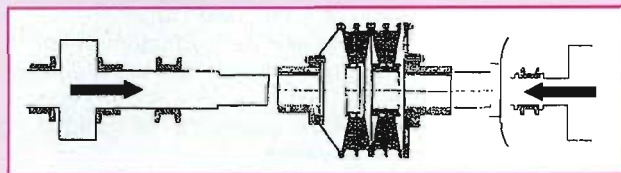
During the first two years of service all four PTOs were subject to repetitive failures in way of the radial and axial generator bearing with subsequent aging of the rubber elements of the elastic coupling of the PTO.

The investigation has revealed that the bearing disposition of the PTO was axially hyperstatic (one axial generator bearing and one axial pinion bearing, indicated respectively as 1 and 2) and that an axial force was developed due to the axial contraction of the rubber elements of the PTO elastic coupling. Such force caused the failure of the weaker axial bearing, i.e. the generator's one.

The elastic coupling had been selected on the basis of the torsional elasto-dynamic characteristics of the propulsion plant train: Diesel engines / gearbox / propeller / speed up gear / generator.



PTO system at rest



PTO system when turning: contraction of elastic coupling and internal axial forces

Unfortunately no regard had been paid to the axial contraction of the elastic coupling due to its radial expansion when rotating at design rpm. It should be mentioned that the manufacturer quantified the axial contraction in about 2 mm, while 14 mm were measured on the installation.

Several solutions were studied to solve the matter definitely: To install a gear coupling between the pinion and the generator, in order to solve the axial hyperstatic; *To install a telescopic coupling between the pinion and the generator, in order to solve the axial hyperstatic; *To install an elastic coupling free of axial deformation while in service; *To design an "ad hoc" generator axial bearing in order to allow for the axial contraction, avoiding the axial hyperstatic force.

Due to physical and time constraints the last solution was adopted. The axial bearing of the generator has been redesigned taking into account several requirements (to allow for the axial displacement, to avoid interference between generator stator and rotor, to avoid axial hammering...).

The local redesign and modification has been not only efficient in solving the problem (no further failures have occurred) but it has also been highly cost effective.

re sul comportamento assiale del giunto stesso all'interno della gamma di velocità previste a catalogo.

Nell'individuare la soluzione definitiva del problema si è dovuto tenere conto del grosso vincolo dovuto dall'operare a posteriori su di un sistema già costruito ed installato.

Sono state previste quattro diverse soluzioni di cui solo l'ultima è stata adottata.

La prima soluzione prevedeva l'installazione di un giunto a denti tra i due cuscinetti reggispinga, quello del PTO e quello dell'alternatore, mentre la seconda soluzione prevedeva l'installazione di un giunto telescopico invece del giunto a denti.

Le due soluzioni erano decisamente favorevoli dal punto di vista teorico, comportavano notevole isostaticità del sistema, sia statica sia dinamica, inoltre i due cuscinetti avrebbero operato in condizioni di progetto, con sollecitazioni previste, ed il giunto elastico avrebbe operato unicamente con sollecitazione torsionale, ossia al meglio delle sue disponibilità. Purtroppo entrambe le due soluzioni avrebbero richiesto supporti radiali e spazio che non era disponibile.

La terza soluzione prevedeva la sostituzione del giunto elastico installato con un giunto elastico di altra tipologia, esente da contrazioni assiali in esercizio e caratterizzato da equivalenti caratteristiche dinamico elastico torsionali, o da caratteristiche diverse ma ancora accettabili alla luce di un nuovo calcolo di verifica delle vibrazioni torsionali del sistema. Anche questa soluzione avrebbe comportato difficoltà di installazione e di spazio.

La quarta soluzione proposta prevedeva di modificare il cuscinetto reggispinga dell'alternatore al fine di permettere uno scorrimento assiale, al rotore dell'alternatore, idoneo ad accettare la contrazione assiale del giunto elastico e, nel contempo, di fungere da reggispinga al rotore in esercizio. Pertanto in

queste condizioni il cuscinetto aveva funzione radiale cui si aggiungeva la funzione reggispinga quando il rotore operava a uno dei due estremi dello scorrimento assiale previsto (estremo poppiero con il rotore a 1800 giri/min, estremo prodiero con il rotore in fase di arresto o di partenza).

Inoltre al fine di evitare possibilità di "martellamento" assiale (axial hammering) alle due estremità del segmento di scorrimento, si è intervenuti in modo che sia nella posizione di riposo (giunto elastico non contratto e rotore spostato verso poppavia) sia nella posizione di esercizio (giunto elastico contratto e rotore spostato verso proravia) il reggispinga fosse operativo con riserva elastica e sollecitazione assiale idonee.

Si è pertanto calcolata la contrazione assiale del giunto elastico a 1800 rpm, che è risultata essere pari a 14 mm, e si è operato sul cuscinetto DE (Driving End) in modo che fosse possibile uno scorrimento assiale pari a 9.0 mm, con 3.0 mm di sollecitazione elastica con l'alternatore in esercizio e 2.0 mm di sollecitazione elastica con l'alternatore a riposo. Quest'ultimo valore è stato valutato al fine di evitare labilità assiale del rotore in caso di surging della nave.

Si è infine considerato che il rotore, nell'ambito dello spostamento assiale concessogli, non avesse alcuna interferenza meccanica o variazione elettromeccanica in relazione allo statore.

I rilievi di temperatura effettuati sui 4 PTO, a seguito delle modifiche apportate ai cuscinetti DE hanno dichiarato il pieno successo della riprogettazione del sistema e le due navi hanno potuto dopo alcuni anni utilizzare gli alternatori asse e ridurre pertanto drasticamente l'impiego dei DD/GG in navigazione. Il costo sostenuto dal cantiere per la modifica dei cuscinetti DE e per la soluzione dell'avaria è stato decisamente modesto. □

*Canepa Gennaro Marine - Consulenze Tecniche Navali e Meccaniche.

Assemblea annuale AIPAM, nominato nuovo presidente

Il 3 aprile scorso si è tenuta l'Assemblea annuale di AIPAM Associazione Ingegneri Periti di Avarie Marittime che ha eletto il Consiglio Direttivo per il prossimo triennio. Sono risultati eletti gli Ingegneri **Gino Ansaldo**, **Luigi Beraldo**, **Massimo Canepa**, **Andrea Gennaro**, **Alfredo Lonoce**, **Andrea Panarello**, **Alessandro Sommella**.

L'Amm. **Ferdinando Lolli**, Direttore Marittimo di Genova, il Comm. **Mariano Maresca** e l'Avv. **Francesco Siccardi**, sono stati nominati all'unanimità dell'Assemblea Probiviri dell'Associazione. Il 12 Aprile si è svolta la prima riunione del neo eletto Consiglio Direttivo.

Il consiglio ha designato Presidente dell'AIPAM l'Ing. **Andrea Panarello** (nella foto) che succede all'Ing. **Gino Ansaldo**.

AIPAM è l'associazione nazionale riconosciuta dallo Stato Italiano che riunisce gli ingegneri liberi professionisti esperti in sinistri marittimi.

Fondata nel 1995 a Genova sotto gli auspici dell'Ordine



Andrea Panarello

degli Ingegneri, conta 40 associati, esperti del settore assicurativo marittimo ubicati in tutta Italia.

Costituisce un ristretto nucleo di esperti unico per il livello dei requisiti formativi e professionali degli associati, laureati in ingegneria navale, meccanica o industriale che abbiano già maturato un'esperienza più che decennale nell'ambito tecnico navale e peritale.

Scopi prioritari dell'Associazione sono promuovere e garantire un elevato livello di competenza, professionalità ed etica tra gli associati, promuovere la sicurezza sul mare e la prevenzione di incidenti attraverso lo studio delle cause dei sinistri marittimi, collaborare con enti di classificazione e organismi governativi nell'ema-

nazione di norme e regolamenti, partecipare alla formazione di giovani operatori del settore marittimo per mezzo di corsi e conferenze in collaborazione con il Dipartimento Navale dell'Università di Genova e l'Ordine degli Ingegneri e salvaguardare infine l'immagine professionale degli associati.