

Ammodernamento delle pompe di alimentazione nelle centrali termoelettriche

Le valutazioni e le metodologie tecniche utilizzate nel ricondizionamento e ammodernamento di pompe di alimento nelle centrali termiche della Russia

W. Schneider, H. Hofmann,
Ksb Aktiengesellschaft, Frankenthal

L'ammodernamento delle vecchie centrali elettriche dell'est europeo rappresenta un passaggio chiave, poiché l'ulteriore sviluppo dell'economia russa può avvenire solo con una costante e affidabile fornitura di energia elettrica. Visto lo stato delle finanze pubbliche russe, il miglioramento della disponibilità unito a misure tese a estendere la durata di servizio dei macchinari rappresenta un'alternativa a buon rapporto costo/efficienza alla costruzione di nuove centrali elettriche. Le difficoltà di approvvigionamento di parti di ricambio e l'attuale deterioramento degli impianti impongono tuttavia una continua improvvisazione e un grande impegno da parte del personale delle centrali. Considerando lo stato attuale, si può affermare che è già un successo riuscire a fornire elettricità in modo più o meno costante. Dato che molte centrali non sono in grado di raggiungere i livelli di produzione e/o di disponibilità nominale previsti a pieno regime, l'ammodernamento costituisce un buon modo per aumentare in modo significativo la produzione di energia a costi relativamente contenuti. Le pompe di alimentazione del generatore di vapore sono molto importanti per la disponibilità degli impianti. Considerando che molte centrali russe hanno dei problemi con l'affidabilità di queste pompe, il loro ammodernamento offre la possibilità di migliorare a costi sostenibili la situazione tecnica ed economica delle centrali. Nei primi mesi del 1998, dopo intense consultazioni con l'operatore russo dell'impianto e con un consulente, la Ksb è stata incaricata di riabilitare sei pompe di alimentazione del generatore di vapore in servizio presso la centrale di Perm. L'ordine comprendeva la fornitura di sei cartucce - più due di ricambio - da installare nei vecchi corpi con mantello delle pompe e la fornitura di sei pompe ausiliarie. Il contratto includeva anche la supervisione dei lavori d'installazione e l'avviamento delle turbopompe di alimentazione, ognuna delle quali ha una potenza nominale di 17.150 kW. L'impianto di

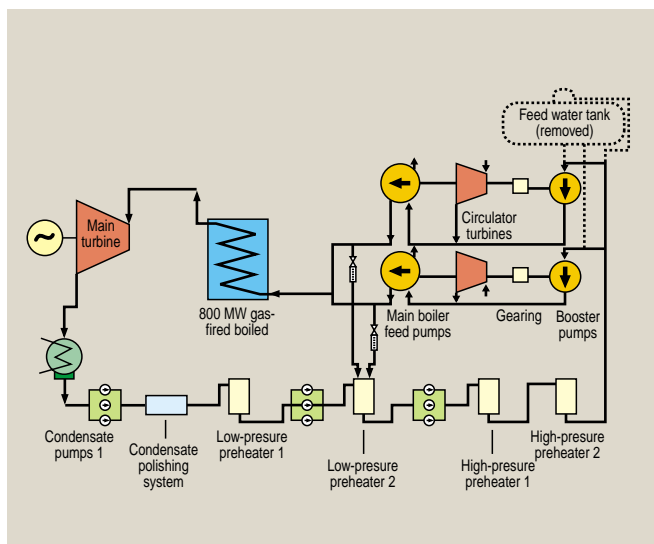


Fig. 1. Diagramma a blocchi di una centrale con pompe di alimentazione del generatore di vapore e pompe ausiliarie.

Perm è alimentato a gas e si trova presso l'omonima cittadina degli Urali. Le unità attive sono tre, ognuna da 800 MW per una produzione totale di 2.400 MW. Queste unità hanno iniziato a funzionare tra il 1986 e il 1989.

Situazione iniziale delle pompe di alimentazione. Le vecchie pompe di alimentazione russe sono le cosiddette «Turbomacchine al 50%». La fig. 1 mostra il layout della centrale, incluse le pompe. La centrale è alimentata da turbine a vapore, con pompe ausiliarie che forniscono la pressione d'aspirazione richiesta per le pompe di alimentazione. Riduttori di velocità convertono la velocità delle turbine del circolatore in quella richiesta dalle pompe ausiliarie. I problemi delle pompe russe erano i seguenti:

- presenza di deformazioni indotte dagli sbalzi termici generati da condizioni di funzionamento irregolari, con conseguenze negative sulle tenute d'albero e sul sistema di bilanciamento
 - alti livelli di vibrazioni e perdite generate da fattori idraulici
 - ridotta capacità di tenuta delle tenute d'albero (bussole rigide), con gravi perdite di liquido di flussaggio
 - perdite di liquido dai corpi delle pompe ausiliarie
- Si tratta di problemi che accorciano gli intervalli ispet-

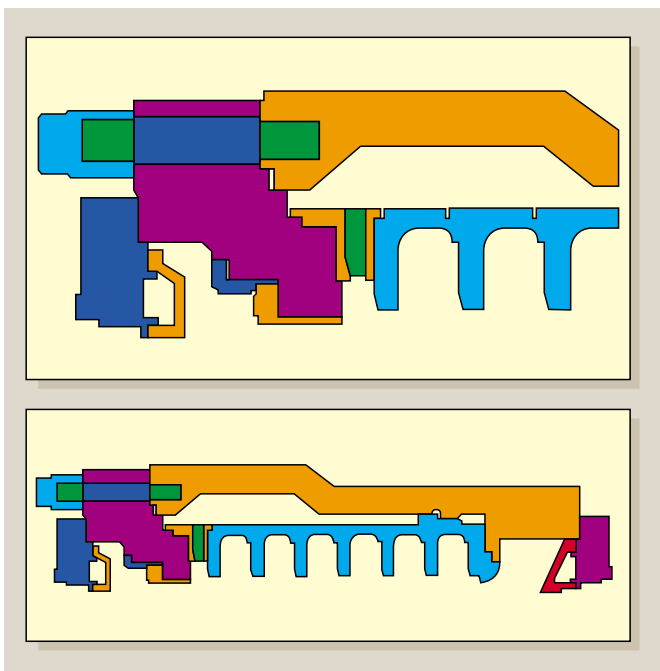


Fig. 2. Modello dell'elemento finito.

tivi e manutentivi, aumentando le spese degli interventi e provocando degli arresti non pianificati. Il risultato è un livello di disponibilità dell'impianto molto insoddisfacente. L'ammodernamento tecnico mirava ai seguenti miglioramenti:

- maggior disponibilità delle pompe di alimentazione
- aumento degli intervalli tra interventi ispettivi & manutentivi
- aumento del rendimento delle pompe
- estensione della durata di servizio residua
- approvvigionamento affidabile di parti di ricambio.

Insieme all'operatore della centrale, la Ksb ha condotto un'ispezione tesa ad accertare la situazione effettiva per poi elaborare un piano di ammodernamento. La sostituzione dei componenti è stata studiata in dettaglio – con le vecchie linee di aspirazione e di mandata, i basamenti e le linee di collegamento tra le pompe principali e quelle ausiliarie che potevano essere mantenute e le condotte di alimentazione che andavano sostituite per conformarsi alla nuova progettazione delle pompe. I vecchi corpi pompa con le loro bocche di aspirazione e di mandata sono state rimossi dalle tubazioni per consentire la

Tavola 1. Combinazioni passate e future di carichi transitori (pressione e temperatura).

| Ciclo (°C) | T _{inizio} (°C) | T _{fine} (K/h) | VT (Mpa) | P _{inizio} (MPa) | P _{fine} (MPa) |
|------------|--------------------------|-------------------------|----------|---------------------------|-------------------------|
| 1 | 22 | 165 | +00 | 0 | 34,3 |
| 2 | 165 | 22 | -1.500 | 34,3 | 0 |
| 3 | 165 | 22 | -18 | 34,3 | 0 |
| 4 | 22 | 165 | +1.500 | 0 | 34,3 |
| 5 | 22 | 165 | +18 | 0 | 3,5 |
| 6 | 165 | 22 | -18 | 3,5 | 0 |

Ciclo 1: Riscaldamento tramite onde d'urto
 Ciclo 2: Raffreddamento molto rapido
 Ciclo 3: Raffreddamento normale
 Ciclo 4: Riscaldamento molto rapido
 Ciclo 5: Riscaldamento settimanale
 Ciclo 6: Raffreddamento settimanale

rilavorazione dei profili interni e la loro preparazione ai nuovi assiem dei rotori.

Analisi del rapporto costo/benefici. Un'analisi costo/benefici condotta dal cliente documentava la convenienza dell'ammodernamento delle vecchie pompe di alimentazione. Assumendo che le vecchie pompe provochino un solo arresto non pianificato all'anno, il ritorno sull'investimento si avrà in circa un anno. L'analisi riguardava:

- il costo iniziale dell'ammodernamento.
- l'estensione della durata di servizio
- la disponibilità dei sistemi di pompaggio
- la riduzione del consumo di energia
- i costi di manutenzione e di ispezione.

Estensione della durata di servizio. L'estensione della durata di servizio delle pompe ha rappresentato un fattore decisivo nella decisione di investire. Dato che i vecchi corpi pompa erano in servizio da 13 anni, la loro durata residua è stata calcolata in termini di affaticamento del materiale dei corpi generato dai precedenti cicli di carico con l'aiuto di un diagramma del ciclo di affaticamento (curva S/N). La Tavola 1 mostra le combinazioni transitorie dei carichi di servizio (pressione e temperatura) che hanno avuto e hanno importanza per le pompe. I risultati delle analisi sulla fatica, incluso i fattori di utilizzo basati sull'affaticamento (fatigue utiliza-

Tavola 2. Risultati dell'analisi di fatica.

| Combinazioni | Ciclo | N. cicli (n) | Max. fattore di affaticam. cumulativo | | | |
|--------------|-------|--------------|---------------------------------------|-----------|---------|------|
| | | | Corpo con mant. | Coperchio | Bulloni | |
| passate | 1 | 1/2 | 0,145 | 0,071 | 0,327 | |
| | | 7/8 | | | | 12 |
| | 2 | 1 | 0,089 | 0,034 | 0,245 | |
| | | 2 | | | | 78 |
| | | 3 | | | | 151 |
| | 7/8 | 12 | | | | |
| future | 3 | 2/4 | 0,070 | 0,034 | 0,232 | |
| | | 5/6 | | | | 1190 |
| | | 7/8 | | | | 12 |

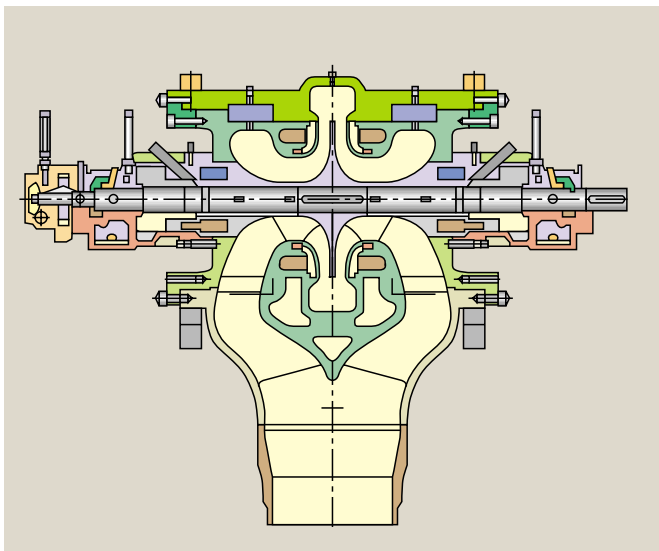


Fig. 3. Disegno in sezione della pompa ausiliaria.

tion factors) sono elencati nella Tavola 2. Per il passato sono state formate due diverse combinazioni di transitori di carico, mentre per il futuro ne è stata formata una sola. La prima combinazione presuppone la serie più sfavorevole di transitori di carico, per i quali il max. fattore di utilizzo in base all'affaticamento ammonta a un ridotto 0,145, cioè 14,5% della durata di servizio complessiva. La terza combinazione, quella per il futuro, si basa sulle frequenze transitorie citate. Per la durata di servizio complessiva della pompa, questa combinazione produce un fattore di utilizzo di 0,215, sufficiente per raggiungere le 200.000 ore di funzionamento (23 anni) che il cliente si aspetta come durata di servizio residua. La *fig. 2* mostra il modello FE per carichi termici e meccanici, che include l'analisi dell'affaticamento delle sezioni del corpo e dell'assieme del rotore. Con riferimento alle differenze nell'espansione termica e nei carichi di pressione, è stata esaminata l'intera unità (corpo pompa e assieme del rotore). A scopo di controllo qualità, le parti critiche del corpo pompa sono state sottoposte alla prova con ultrasuoni. Il materiale del corpo pompa è stato analizzato nei nostri laboratori ed è risultato un acciaio ferritico al cromo ad alta resistenza simile all'acciaio 1,7363. È stata anche eseguita la prova dell'impatto con intaglio su campione (Notched bar impact test) e la prova della durezza, i cui risultati hanno confermato i valori nominali per il materiale del corpo pompa. Dato che garantire la disponibilità restava l'obiettivo principale, era importante far sapere al cliente che le pompe offerte presentavano numerose referenze positive, come attestato dalla nostra garanzia sulla disponibilità basata su dati analitici ed empirici (analisi ad albero dei malfunzionamenti). Parimenti, i valori assicurati dalla garanzia sulla disponibilità garantiscono al cliente l'efficienza calcolata. Uno dei criteri fondamentali per la disponibilità di una pompa è la velocità delle vibrazioni, come specificato in Vdi 2056 gruppo T, che afferma che la velocità delle vibrazioni dell'assieme dei cuscinetti non deve superare 2,8 mm/s.

Minor consumo di energia. Il nuovo sistema idraulico migliorato rispetto ai precedenti dati di funzionamento è stato riprogettato in modo da tener conto della

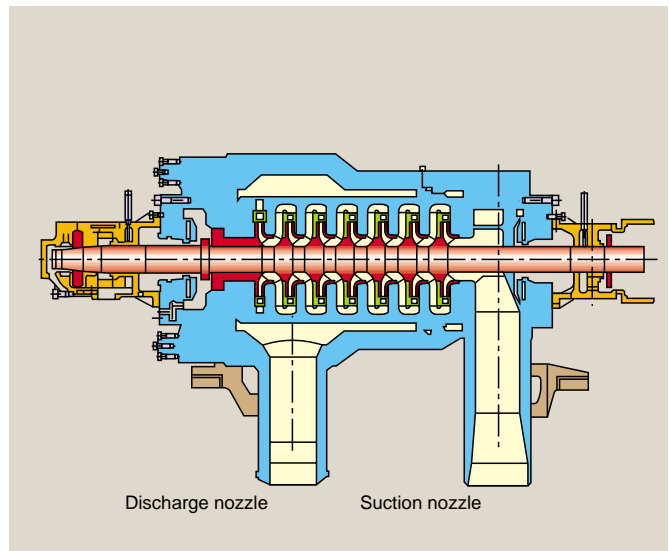


Fig. 4. Disegno in sezione della pompa principale.

deformazione termica ed è dotato di bussole di strozzamento ottimizzate tra i componenti statici e rotanti. Questi e altri fattori consentiranno un miglioramento del rendimento pari a cinque punti percentuali. Dato che il consumo di energia è il fattore essenziale in qualsiasi analisi del rendimento, il cliente ha chiesto una tolleranza sul rendimento conforme a quanto prescritto da Din 1944 Classe 1. Il rendimento viene dimostrato in un circuito di prova con acqua fredda e quindi estrapolato per la temperatura e la velocità d'esercizio con l'aiuto di formule d'aggiornamento qualificate. La garanzia sul rendimento si basa sui risultati ottenuti tramite modelli del sistema idraulico e analisi delle macchine implementate. Non sono consentite violazioni. Inoltre il rendimento viene anche dimostrato sul posto in presenza delle condizioni d'esercizio effettive tramite la prova della resistenza termica (thermal acceptance testing).

► *Dati progettuali delle turbopompe di alimentazione:*

| | |
|-------------------------|----------------------------|
| portata | 1.595,80 m ³ /h |
| pressione di mandata | 321,72 bar |
| temperatura media | 165 °C |
| velocità | 4.665 giri/min |
| potenza nom. turbopompa | 17.150 kW |

Progettazione delle pompe. La nuova pompa ausiliaria è di tipo monostadio con girante a doppia entrata. La *fig. 3* mostra un disegno in sezione della pompa ausiliaria, il cui compito è assicurare l'altezza di aspirazione necessaria a evitare la presenza di cavitazione presso la girante del primo stadio della pompa principale. La pompa principale è una pompa a corpo con mantello con un foro filettato di connessione per flusso parziale (part-flow tap) a valle del primo stadio (*fig. 4*). Questa progettazione consente la facile e rapida installazione/ rimozione della cartuccia con l'assieme di pompaggio (pump body), il sistema idraulico, la tenuta d'albero e i cuscinetti, riducendo quindi il tempo necessario per le ispezioni a scopo manutentivo. La pompa di alimentazione mantiene i suoi sette stadi, ma è stata modificata per dare al vecchio corpo pompa russo la stessa distanza tra cuscinetti della maggior parte delle nuove pompe. Naturalmente questo non ha avuto alcun effetto negativo sulla flessione statica

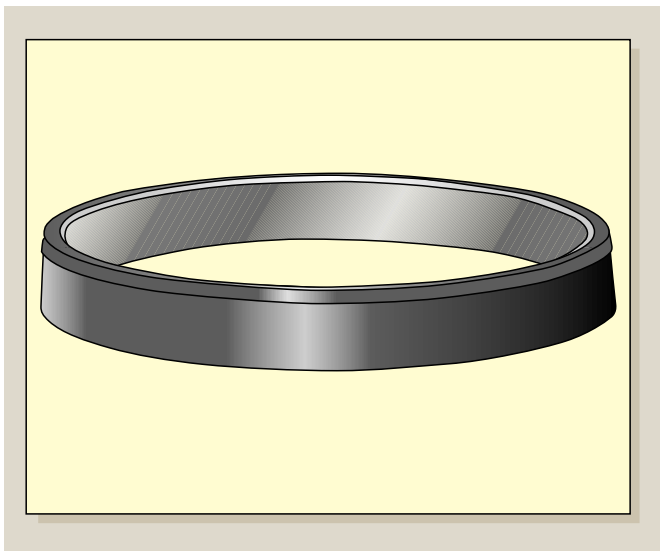


Fig. 5. Anello di usura a superficie cellulare.

e pertanto sulla velocità critica. Lo spazio tra le parti interne della pompa e il corpo con mantello include molte diverse aree di pressione in modo da deviare parte del liquido e mantenere la pressione interna desiderata. Le singole aree di pressione sono separate da tenute stazionarie appositamente progettate per alte pressioni e temperature. L'elasticità delle tenute è stata studiata in modo da armonizzarsi agli sbalzi termici. La parte aspirante della pompa non è soggetta alla pressione di mandata ed è progettata in modo da assicurare delle condizioni otti-

mali di convogliamento del liquido verso la girante del primo stadio. La tenuta metallo su metallo dei corpi dei singoli stadi viene effettuata tramite bulloni di connessione che serrano gli stadi uno all'altro in senso assiale tra la battuta lato aspirazione e il coperchio lato mandata. L'albero è in acciaio al cromo anticorrosione e un rivestimento in cromo duro attorno alla sezione della girante facilita il lavoro di assemblaggio e disassemblaggio. Le giranti sono singolarmente bloccate sull'albero tramite accoppiamento forzato a caldo. Questo offre un'ottima concentricità, con la conseguente riduzione del gioco radiale e della flessione statica (freccia dell'albero). Ogni girante ha inoltre il proprio blocco assiale sotto forma di anello diviso inserito sull'albero. La trasmissione positiva della coppia è garantita da apposite chiavette. Le giranti e i diffusori in acciaio cromato con fusione di precisione acquisiscono i profili idraulici richiesti grazie a un processo di smerigliatura della sagoma. Questa tecnica di lavorazione viene imposta dagli stringenti requisiti di rendimento. Il bilanciamento delle forze assiali lungo il rotore della pompa viene ottenuto tramite un dispositivo di bilanciamento idraulico immerso nel liquido in combinazione con un cuscinetto reggispinta a settori con perno oscillante (pivoted-pad thrust bearing) lubrificato a olio. Il dispositivo di bilanciamento include un doppio stantuffo e le corrispondenti bussole di strozzamento. Rispetto allo stantuffo singolo, il doppio stantuffo offre il vantaggio dell'autoregolazione in caso di aumento del gioco della bussola. Fornisce anche un'ottima attenuazione delle sollecitazioni indotte dalla girante della pompa, e la ghiera

Tavola 3. Risultato delle misure di vibrazioni sulla pompa di alimentazione.

| | Q | Punti di misurazione 1 - 4 (mm/s) | | | |
|--------------------|------------|-----------------------------------|------|------|------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Carico parziale | 57 % | 1,37 | 0,83 | 0,33 | 0,39 |
| Valori specificati | 25 - 70 % | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Carico parziale | 96 % | 1,58 | 1,31 | 0,97 | 0,57 |
| Carico pieno | 100 % | 1,76 | 1,18 | 1,03 | 0,57 |
| Valori specificati | 70 - 110 % | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 |

Punti di misurazione: 1. Cuscinetto a boccola, lato aspirazione, orizzontale
2. Cuscinetto a boccola, lato aspirazione, verticale
3. Cuscinetto a boccola, lato mandata, orizzontale
4. Cuscinetto a boccola, lato mandata, verticale

radiale può operare come un disco di bilanciamento in caso di problemi al cuscinetto reggisplinta. La combinazione tra doppio stantuffo, ghiera radiale e cuscinetto reggisplinta lubrificato a olio conferisce alla pompa di alimentazione un'affidabilità operativa ottimizzata anche nel caso di malfunzionamenti diversi e simultanei. Le sollecitazioni in senso radiale vengono bilanciate da una coppia di cuscinetti a boccola lubrificati a olio e da bussole con gioco per flusso assiale. Il loro effetto di supporto idrodinamico genera delle notevoli forze convergenti sulla girante, consentendo un funzionamento della pompa estremamente regolare. Anelli di usura a superficie cellulare (fig. 5) riducono le perdite dai giochi e migliorano le capacità dei cuscinetti per offrire uno smorzamento di livello superiore. Al posto delle vecchie tenute a strozzamento, l'albero è ora dotato di tenute meccaniche a cartuccia con tribocoppia carburo di silicio su grafite impregnata plastica. Il raffreddamento avviene tramite un sistema a circuito chiuso con dispositivo di raffreddamento e filtro magnetico. Durante il funzionamento della pompa, un dispositivo interno mantiene in circolazione il liquido di raffreddamento mentre un effetto a termosifone raffredda il liquido in ebollizione quando la pompa è ferma.

Stato del progetto. Un corpo pompa della centrale elettrica russa è stato inviato a Frankenthal e provato in conformità con il nostro piano di controllo qualità. Dopo il completamento delle lavorazioni interne, questo corpo pompa ha fatto da componente di prova per le cartucce specificate. La prima pompa è stata installata a metà del 1999. Il personale locale ha eseguito la riprofilatura richiesta per il corpo pompa ancora installato alla centrale di Perm. Il loro lavoro è stato controllato attentamente, ispezionato e approvato dagli specialisti della Ksb. La nuova pompa di alimentazione è in servizio dallo scorso ottobre. Prima dell'avviamento è stata completamente provata su tutte le condizioni d'esercizio previste, con ottimi risultati. Le prove condotte da tre ispettori indipendenti hanno fornito i seguenti risultati.

► **Vibrazioni.** Le vibrazioni effettive misurate all'alloggiamento cuscinetti non hanno mai superato il valore di 1,8 mm/s per l'intera curva di funzionamento (Tavola 3).

► **Rendimento.** Il rendimento progettuale determinato sul posto per la pompa di alimentazione del generatore di vapore è stato dell'86,5%. Il valore garantito per contratto è di 85,8%. Pertanto la nuova pompa offre un rendimento superiore dell'8,5% al rendimento della vecchia pompa, consentendo un risparmio energetico di

circa 1,7 MW. Grazie all'assorbimento di energia molto inferiore della nuova pompa, la turbina può oggi operare sul vapore con minor entalpia e una volta rese operative le 6 nuove pompe di alimentazione, l'unione di questi due fattori migliorerà l'efficienza complessiva della centrale di circa l'1%.

Conclusioni. Il contratto con il cliente russo evidenzia la convenienza e la fattibilità dell'ammmodernamento dei vecchi impianti in tempi di difficoltà economiche, a condizione che i mezzi utilizzati per ottenere un miglioramento sostenibile restino in limiti accettabili. La durata di servizio residua delle pompe di alimentazione può essere ampliata di vent'anni tramite l'installazione di nuove cartucce nel corpo rilavorato e la conservazione dei vecchi componenti dell'impianto. ■