

Rééquipement de turbines à vapeur basse pression

En général, les turbines à vapeur basse pression ne sont rééquipées que lorsque des problèmes apparaissent en exploitation par suite de corrosion fissurante sous contrainte, d'oscillations en torsion ou d'érosion. Dans de tels cas, on a l'occasion de choisir une solution aérodynamique moderne, qui améliore en même temps le rendement et la disponibilité. Cet exposé montre qu'on dispose à cet effet d'une technologie parfaitement élaborée et qui permet d'utiliser essentiellement des composants éprouvés depuis longtemps. Dans quelques pays européens, on remplace des turbines à vapeur basse pression encore entièrement aptes au service, uniquement pour améliorer le rendement.

Pour des raisons de rentabilité, les centrales électriques demandent une longue durée de service et une disponibilité élevée. Au cours des dernières années, on a souvent été confronté à des cas où la construction initiale présentait des points faibles, de sorte qu'après quelques années, la disponibilité n'était plus assurée. Ce fait se démontre aisément à l'exemple des turbines à vapeur basse pression.

Dans la littérature spécialisée, de nombreux rapports témoignent de difficultés qui se manifestent, en particulier dans les turbines à vapeur basse pression (BP). Ces problèmes concernent principalement la résistance mécanique des rotors, des disques ou de l'aubage [1, 2]. Dans d'autres cas, des perturbations sont provoquées par le comportement dynamique de l'arbre [3]. Spécialement dans les domaines de fonctionnement à humidité élevée, les aubages et les supports d'aubages peuvent s'éroder, de sorte que des réparations coûteuses deviennent indispensables.

Lorsque de tels problèmes se présentent, de nombreux exploitants choisissent des exécutions analogues ou légèrement perfectionnées de la même machine. Ces dernières sont souvent mises à disposition par le fabricant initial, dans le cadre des livraisons usuelles de pièces de rechange. D'autres exploitants se décident pourtant en faveur de solutions fondamentalement nou-

velles. Celles-ci sont souvent développées et installées par d'autres entreprises. Dans ce second cas, les exploitants profitent des progrès réalisés au cours des dernières années dans le domaine de la mécanique des fluides. L'élimination des problèmes mécaniques est accompagnée d'une amélioration du rendement, de sorte que les frais de la modernisation sont amortis déjà après quelques années. Au cours des dernières années, de nombreux projets de rééquipement de turbines BP européennes ont néanmoins été réalisés. Dans ces projets, la rentabilité des mesures de transformation n'a été atteinte que par l'accroissement du rendement.

Les exemples suivants montrent des possibilités de rééquipement en cas de problèmes causés par la corrosion fissurante sous contrainte, par des oscillations de torsion ou par de l'érosion. Dans tous ces cas, on constate qu'il est possible d'appliquer des techniques connues et de se servir de

composants éprouvés de longue date déjà utilisés en série. Par l'examen approfondi des faiblesses de nature constructive de turbines BP anciennes, il a été possible d'adapter complètement les solutions de rééquipement aux conditions spécifiques des différentes installations et donc d'éliminer complètement les problèmes en cause.

Corrosion fissurante sous contrainte

A la suite des nombreuses fissures et ruptures occasionnelles de rotors constatées lors des inspections, le problème de la corrosion fissurante sous contrainte des rotors de turbines à vapeur de centrales nucléaires ou conventionnelles est une question qui fournit matière à discussion depuis des années [1]. Des enquêtes d'autrefois ont montré qu'il s'agit d'un problème connu mondialement, auquel tous les fabricants de rotors BP à disques frettés sont confrontés. En particulier, l'analyse des rainures de clavettes des turbines d'un certain producteur a révélé que dans 96% des centrales électriques à vapeur équipées de réacteurs à eau bouillante et que dans 36% des centrales analogues à réacteurs à eau pressurisée, on a détecté des symptômes de corrosion fissurante sous contrainte. Ces symptômes n'étaient pourtant pas limités aux rainures de clavettes et aux sièges de composants frettés, mais apparaissaient aussi fréquemment dans les zones des bords des disques et des fixations des aubes **1**. Une analyse plus approfondie des fissures observées a montré que la profondeur de celles-ci était la plus forte sur les matériaux à limite apparente d'élasticité élevée. Selon la température à l'endroit de la fissure, la vitesse de croissance de celle-ci pouvait atteindre jusqu'à 25 mm par année. Une exploitation sûre ne serait donc possible qu'avec des intervalles d'inspection très rapprochés. D'une publication récente d'un exploitant de centrale électrique [4], il ressort que sous certaines circonstances, la durée de service de tels rotors à disques BP n'atteint que 10 000 heures et qu'on peut constater des vitesses de propagation de fissures encore plus élevées que celles prédites par les essais de laboratoire.

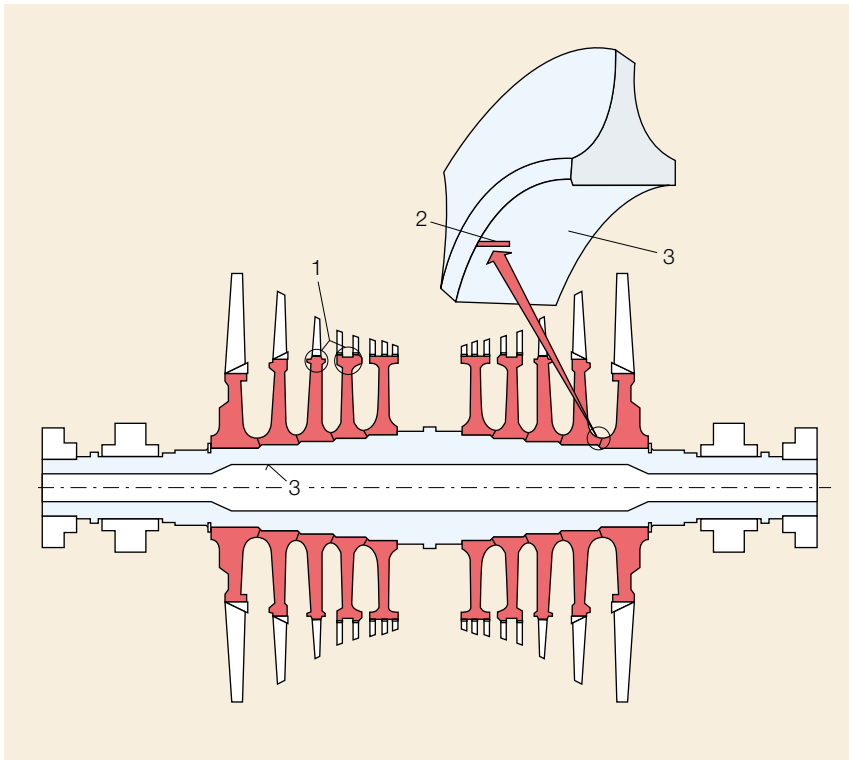
2 donne un aperçu sur les profondeurs de fissures observées, telles qu'elles sont mentionnées par la littérature et dans

Edwin Krämer

Hans Huber

Dr Brendon Scarlin

ABB Production d'énergie SA



Zones problématiques des turbines à vapeur basse pression avec disques frettés

- 1 Fixation des aubes
- 2 Rainure de clavette
- 3 Siège fretté

d'autres sources. Il y a lieu d'observer que l'instant de la formation des fissures n'est pas connu. Par conséquent, la vitesse effective de la fissuration est plus élevée que celle qu'on peut calculer en se fondant sur la durée de service totale. Le traitement des informations fournies par la littérature a été effectué selon les règles suivantes :

- Pour éviter qu'un certain type de turbines soit trop fortement pondéré, on n'a introduit dans le diagramme que deux fissures par turbine au maximum.
- Des fissures ont été observées dans différentes zones des disques BP (rainures de clavettes, surface de frettage, fixation des aubes, arêtes). On n'a pas pu constater de différences significatives de la profondeur des fissures aux divers endroits de leur formation. Les données n'ont donc pas été classées selon l'emplacement des fissures.

Dans trois cas, on avait effectué des mesures répétitives de fissures qu'on avait

constatées lors d'une inspection et qu'on avait laissées en service jusqu'à la prochaine inspection. De tels cas permettent de déterminer la vitesse de propagation effective des fissures. Dans le cas de ces trois fissures, la vitesse maximale constatée avait atteint $7,0 \times 10^{-10}$ m/s, c'est-à-dire 21 mm par année.

En se fondant sur des observations récentes, on doit constater que les formules empiriques déterminées il y a 10 ans et fondées sur la température d'exploitation et la limite apparente d'élasticité du matériau ne contiennent aujourd'hui plus aucune marge de sécurité, si elles sont utilisées pour des

Profondeurs des fissures observées sur des rotors de turbines BP

D Profondeur maximale des fissures (mm)
t Durée de service

prédictions au sujet de la vitesse de propagation des fissures en exploitation. En d'autres termes, de tels rotors de turbines ne peuvent pas être exploités avec une sécurité suffisante.

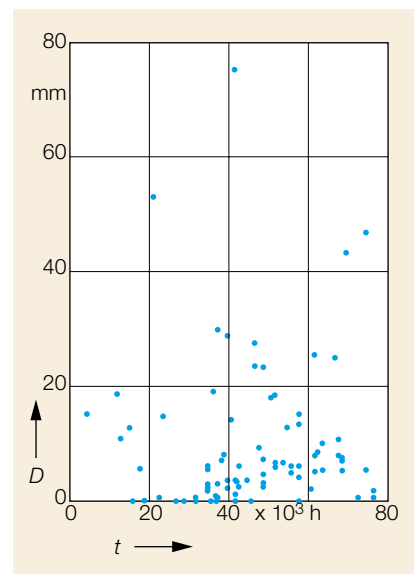
La corrosion fissurante sous contrainte est évitable

La corrosion fissurante sous contrainte se produit lorsque trois conditions sont remplies: un *matériau* sensible à ce type de corrosion doit se trouver dans un *environnement corrodant* et être sollicité par un *effort de traction* suffisamment élevé. Les différentes constructions de rotors BP sont soumises à des efforts de traction variables et sont fabriquées en différents matériaux.

La corrosion fissurante sous contrainte peut être minimisée par les mesures constructives suivantes:

- *Effort de traction*: Diminution des efforts en exploitation, évitement des efforts de frettage, minimisation des efforts de traction résiduels
- *Environnement*: Evitement des zones à écoulement stagnant, par ex. dans les interstices des rainures de clavettes, spécialement dans les zones à niveau de tension élevé
- *Matériaux*: Réduction de la limite apparente d'élasticité à une valeur aussi basse que possible et choix d'aciers moins sensibles

La construction de rotors BP choisie par ABB pour éviter la corrosion fissurante sous



contrainte repose sur des prémisses entièrement inédites. Le rotor est formé de disques massifs, soudés mutuellement en périphérie, dans la zone des efforts les plus faibles. Il n'existe ni interstices dans lesquels des substances corrodantes peuvent s'accumuler, ni zones à forte concentration de tension locale, telles que des rainures de clavettes. Des rotors de turbines soudés de ce genre sont en service déjà depuis plus de 60 années [5]. Pendant ce temps, plus de 4000 rotors ont été soudés. Les rotors BP utilisés dans les centrales nucléaires avec les durées de service les plus longues comptent plus de 200 000 heures d'exploitation à leur actif. Plus de 50 rotors BP ont dépassé 150 000 heures de service. Aucun de ces rotors n'a présenté de la corrosion fissurante sous contrainte. **3** montre les différences fondamentales entre les rotors en construction soudée et ceux à disques frettés.

Entre-temps, dans de nombreux cas de corrosion fissurante sous contrainte, dans lesquels la durée de service résiduelle était très courte, on a rééquipé les installations avec de nouveaux rotors BP. Les procédures au plus grand succès ont été celles où on a remplacé des rotors fissurés par des

rotors soudés. A titre d'exemple, dans la centrale de Zion, ABB a remplacé en 1986 des turbines BP détériorées par de la corrosion fissurante sous contrainte d'un fabricant américain. Déjà après une durée d'exploitation de 6 ans, ces rotors avaient présenté des fissures. Une inspection après 47 000 heures de service des turbines de rééquipement à rotors BP soudés n'a montré aucun signe de corrosion fissurante. Jusqu'à ce jour, ABB a livré plus de 70 rotors BP de ce genre pour le rééquipement d'installations d'une puissance totale de plus de 20 GW. 24 autres commandes de rotors BP sont en cours de réalisation.

Torsion de l'arbre de la turbine

Suite à un dommage grave survenu en 1985 sur un turbogroupe à Taiwan, dans lequel plusieurs aubes de l'étage de sortie étaient impliquées, l'économie énergétique a pris conscience d'un problème dont l'importance avait été sous-estimée jusqu'à cette date. Etant donné que la fréquence propre du système constitué de l'arbre et des aubes de l'étage de sortie se trouvait à proximité du double de la fréquence du ré-

seau, des variations de la fréquence de celui-ci, courantes à cause des réserves de puissance limitées du réseau, avaient provoqué par résonance des sollicitations dynamiques élevées dans la fixation des pieds des aubes.

La première réparation avait été effectuée par le fournisseur du turbogroupe, en utilisant une exécution modifiée que légèrement, mais qui limitait très fortement les variations admissibles de la fréquence du réseau. A la recherche d'une solution à long terme, pour laquelle le client avait besoin d'un turbogroupe dont la fréquence propre en torsion ne devait pas se trouver dans la gamme de 120 ± 6 Hz, on a dû constater que le type de construction du rotor BP était un aspect fondamental du problème. Le mode d'oscillation mentionné n'était que l'un des trois modes qui se trouvaient aux alentours de 120 Hz **4**. Le rotor BP, celui de l'alternateur et la rangée des aubes de sortie participaient de manière notable à chacun de ces trois modes.

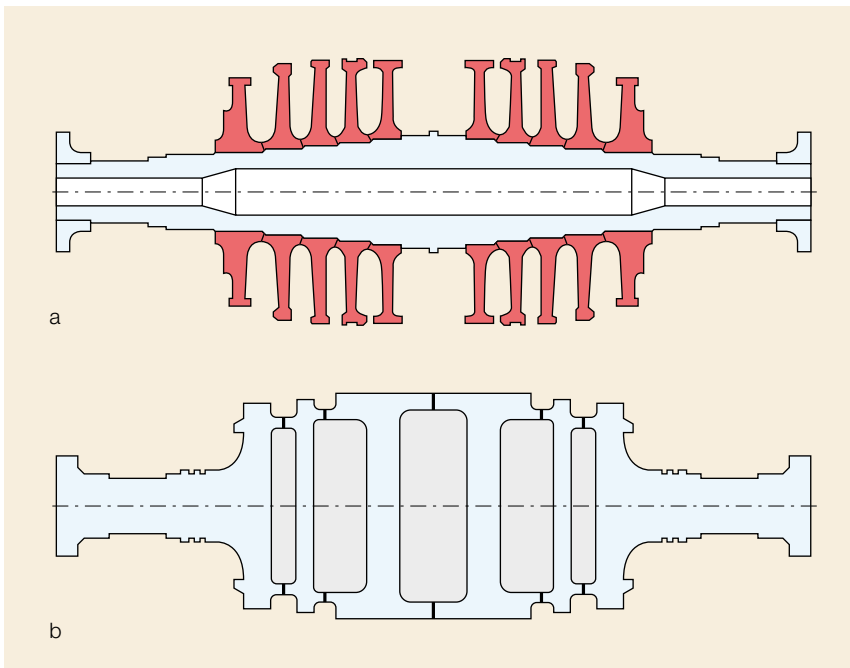
La solution des problèmes de torsion

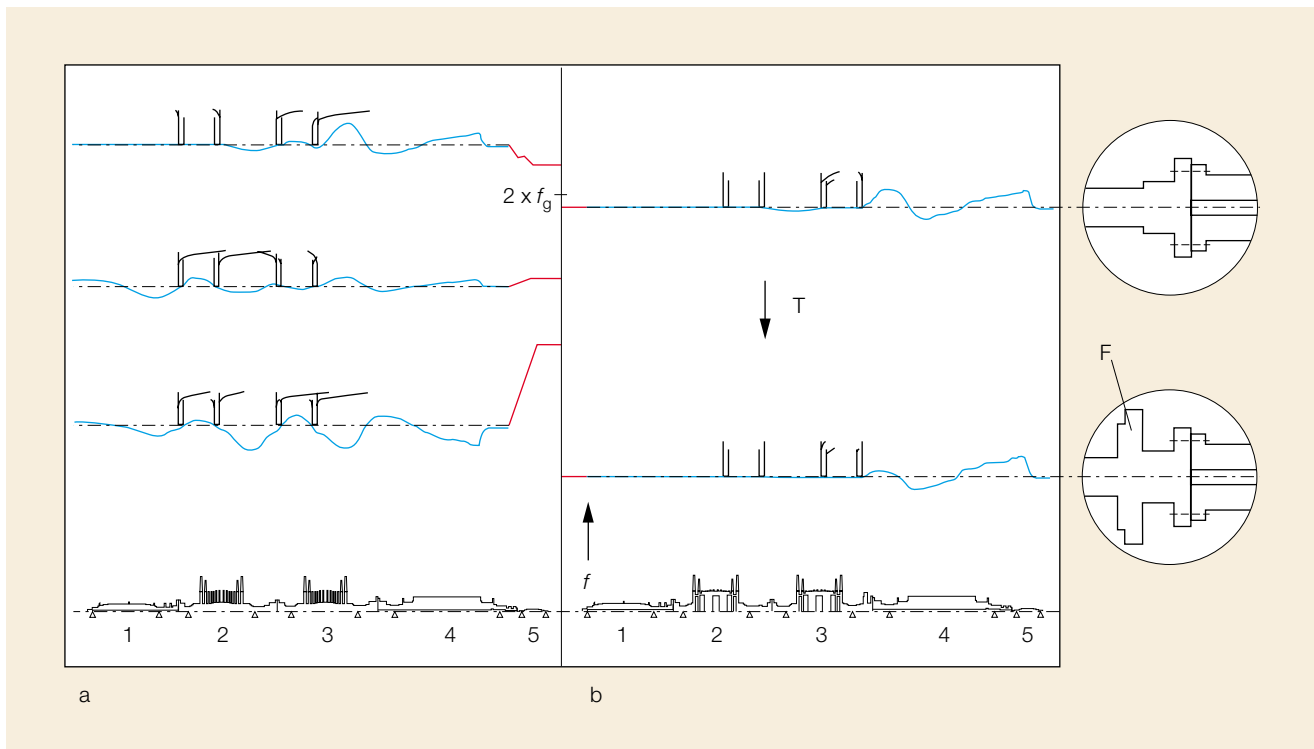
Par la construction d'un rotor à tambour soudé plus rigide en lieu et place du rotor BP à disques frettés, on a supprimé les interactions entre les aubes et le rotor, de sorte que les limitations de la fréquence de résonance des aubes, devenaient superflues **4**. Toutefois, la deuxième fréquence propre de torsion du rotor de l'alternateur restait comme auparavant non loin du double de la fréquence du réseau. Seul un grand volant d'inertie intégré dans le rotor BP a permis d'abaisser cette fréquence propre en dessous de la zone de sécurité donnée.

Pour la vérification des fréquences calculées et garanties, on a procédé sur site à la mesure des oscillations en torsion. Un court-circuit permanent du côté haute tension du transformateur, sous une excitation faible de l'alternateur, a fourni une excitation en torsion de la 4^e harmonique de la lignée d'arbres. Par une accélération lente de la machine jusqu'à 110 % de la vitesse nominale, on a pu exciter toutes les fréquences naturelles de l'arbre, jusqu'à y compris 132 Hz. Les signaux ont été générés par des jauges de contrainte placées sur deux rangées des aubes du dernier étage et en

Types de rotors de turbines à vapeur basse pression

- a Rotor avec disques frettés
- b Rotor à tambours soudés





Oscillations en torsion de différents types de rotors BP

4

- a Rotor à disques frettés
- b Rotor à tambours soudés

- f Fréquence
- f_g Fréquence du réseau
- T Détermination
- F Volant

- 1 Turbine haute pression
- 2 Turbine basse pression A
- 3 Turbine basse pression B
- 4 Alternateur
- 5 Excitateur

deux endroits sur l'arbre. Tous les modes importants ont pu être identifiés univoquement (tableau 1). Les valeurs pronostiquées ont été confirmées par les mesures de fréquence, c'est-à-dire que même sous des conditions désavantageuses, les problèmes causés par les oscillations en torsion peuvent être éliminés par des rotors à tambours soudés rigides en torsion.

Problèmes d'érosion

Les problèmes suivants peuvent se présenter dans les domaines de vapeur humide [6]:

- Erosion par bombardement de gouttelettes, essentiellement sur les aubes mobiles de l'étage de sortie de la turbine BP
- Erosion et corrosion superficielle dans les conduites de dérivation des bâtis BP et sur les supports d'aubes
- Erosion interstitielle dans les bâtis BP par des fuites de vapeur dans les joints de séparation

Erosion par bombardement de gouttelettes

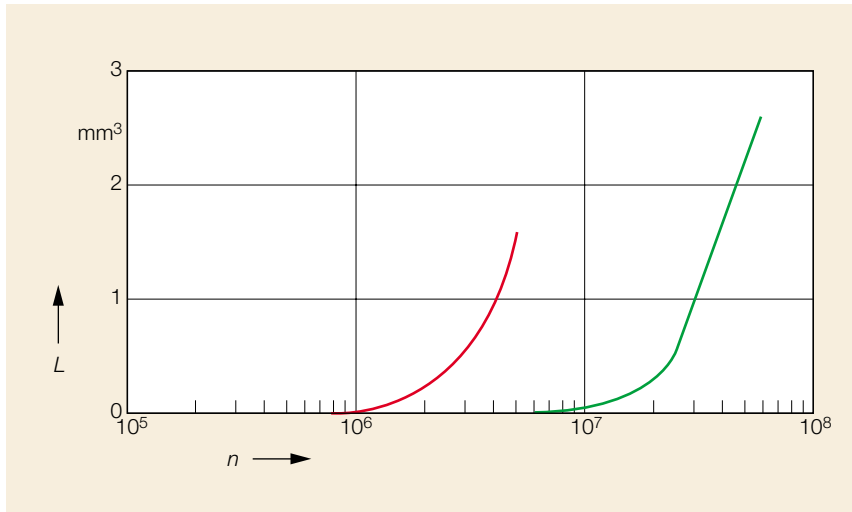
Ce problème peut être résolu à l'aide d'aubes en acier à 12% de chrome dotés de bords d'attaque trempés par induction. 5 montre les résultats d'essais en laboratoire dans lesquels des gouttes d'eau d'une certaine grandeur ont été projetées à haute vitesse sur la surface d'échantillons choisis. La perte de poids des éprouvettes a été mesurée en fonction de la durée de l'essai. La comparaison avec des aciers non trempés a montré que les aciers à 12% de chrome à trempe par induction sont nettement supérieurs. Contrairement aux solutions à revêtement de protection, on n'a pas besoin de fraises sur le corps de l'aube qui pourraient nuire à l'intégrité mécanique de cette dernière. Par l'utilisation de bords d'attaque trempés par induction, les problèmes en relation avec l'érosion de métaux de brasage tendres, la perte du revêtement de protection ou ceux de l'utilisation de revêtements

de protection contenant du cobalt dans le cas de réacteurs à eau bouillante, sont éliminés d'emblée.

Tableau 1: Fréquences de torsion calculées et mesurées

Mode	Fréquence de torsion	
	calculée Hz	mesurée Hz
1	9,6	9,6
2	18,2	*)
3	19,2	19,2
4	22,7	22,4
5	68,6	68,6
6	69,4	70,0
7	72,5	71,6
8	110,4	111,7
9	129,0	129,7

*) Mode d'excitation non mesuré



Influence de la trempe par induction sur la résistance à l'érosion de l'acier des aubes

5

n Nombre d'impacts de gouttes d'eau
L Perte de volume

Rouge Non trempé
 Vert Trempé par induction

Diamètre des gouttes d'eau 0,2 mm
 Vitesse d'impact 300 m/s

Erosion et corrosion superficielle

Ces phénomènes peuvent provoquer des pertes de matériau élevées sur certains composants, en particulier en cas de forte teneur d'humidité dans la gamme des températures moyennes, par exemple dans les turbine BP sans resurchauffe. De manière générale, les matériaux fortement alliés et, dans la mesure du possible, une teneur en oxygène et un pH de la vapeur plus élevés, sont favorables, étant donné que sous ces conditions un film de magnétite résistant à l'érosion et à la corrosion se forme sur la surface. Lors de la construction, on doit en outre veiller à obtenir des conditions de flux aussi homogènes que possible, sans augmentations locales de la vitesse de la vapeur. Il en découle que les divers composants sont sujets à différents risques d'érosion:

Un risque de corrosion et d'érosion moyen règne dans les conduites de dérivation, dans les chambres de soutirage et sur le dos des supports d'aubes. Il n'en résulte généralement pas de risques graves pour ces composants. Un aspect négatif réside pourtant dans la teneur accrue en fer du circuit de la vapeur (en particulier dans les installations nucléaires à eau bouillante).

L'enlèvement de matière par corrosion et érosion peut être évité, resp. interrompu par l'utilisation d'aciers faiblement alliés ou par l'application de couches de métallisation projetées.

Un risque de corrosion et d'érosion important existe dans certaines zones du côté intérieur des supports d'aubes, lorsque des vitesses de vapeur et une humidité élevées se présentent dans une gamme de température critique.

Un remède local peut être fourni par des couches de métallisation dures et résistantes à l'érosion, ou par des bagues en acier à 12 % Cr. La sécurité la plus élevée s'obtient lorsque des composants, tels que les supports d'aubes, sont entièrement fabriqués en fonte d'acier à 12 % Cr.

Erosion interstitielle

L'érosion interstitielle se produit aux joints, mais uniquement en cas de fuites dans les interstices des joints dans le domaine de vapeur humide et de différences de pression surcritique. Les endroits menacés sont les brides de séparation horizontales et la suspension des supports d'aubes. Il s'agit du type d'érosion le plus agressif. Une érosion locale massive par délavage peut s'y pro-

duire en très peu de temps. Il en résulte une détérioration du rendement de la turbine, ainsi que de la résistance et de la sécurité d'exploitation des composants.

La construction standard d'ABB a excellemment fait ses preuves également lors du rééquipement de turbines BP, en particulier aussi pour les raisons suivantes:

- Construction sans entrave de la dilatation et sans gauchissement qui assure une étanchéité durable et qui permet donc l'utilisation d'aciers faiblement alliés
- Utilisation de bagues d'étanchéité à suspension élastique en matériau résistant à l'érosion aux endroits présentant des mouvements relatifs
- Utilisation de bagues de protection en matériau résistant à l'érosion aux endroits menacés, par exemple aux points fixes des suspensions des supports d'aubages

Des rendements plus élevés améliorent la rentabilité

De nombreuses entreprises d'électricité s'efforcent de garder leurs installations à un niveau technique élevé. Quelques entreprises étudient les possibilités propres à améliorer le rendement de turbogroupes anciens. On constate souvent que la disponibilité de ces installations est excellente. Au contraire des exemples cités auparavant, ces installations ne présentent pas de défauts mécaniques avec les risques correspondants.

Une entreprise d'électricité allemande a fait examiner tout son parc de turbines de 300 et de 600 MW en vue d'améliorations éventuelles du rendement. Ces turbines sont âgées d'environ 20 ans et comptent plus de 13 000 heures de service à leur actif. Ces études ont montré que la modernisation des turbines BP constituait un investissement rentable – même sans tenir compte des modifications possibles du procédé de fonctionnement de la centrale (soutirage de vapeur, installation d'une turbine à gaz en amont) 6. Le rendement plus élevé de la turbine BP provient d'une part des canaux d'écoulement optimisés avec des profils d'aubages modernes, et d'autre part de la réduction des pertes de sortie. Cette dernière résulte d'une plus grande surface d'échappement obtenue par la prolongation des aubes de l'étage de sortie d'env. 25%. En se fondant sur les bonnes expériences

d'exploitation, on peut en outre prolonger à 10 – 12 ans les intervalles des inspections avec ouverture de la turbine, ce qui signifie de grands avantages financiers pour l'exploitant.

Possibilités d'accroissement du rendement des turbines BP

Pour assurer que pour ses investissements, l'entreprise d'électricité obtienne l'accroissement maximal possible de la puissance et de la disponibilité de son installation, on ne remplace ou on ne modifie que des composants endommagés, des points faibles potentiels, ou des compo-

sants qui fournissent les meilleures prémisses pour l'accroissement du rendement. L'analyse des coûts et des utilités permet de constater que lors du rééquipement BP, il est judicieux de laisser le bâti extérieur inchangé, mais par contre de modifier le bâti intérieur et le diffuseur, et de remplacer les supports d'aubages, le rotor, ainsi que les aubes fixes et mobiles.

Le bâti extérieur de la turbine BP reste inchangé, de sorte que la prolongation du canal de l'aubage, l'augmentation de la surface d'échappement et la modification du diamètre du moyeu des nouvelles aubes de dernier étage restent limitées. En outre, la pression au point de soutirage ne peut pas

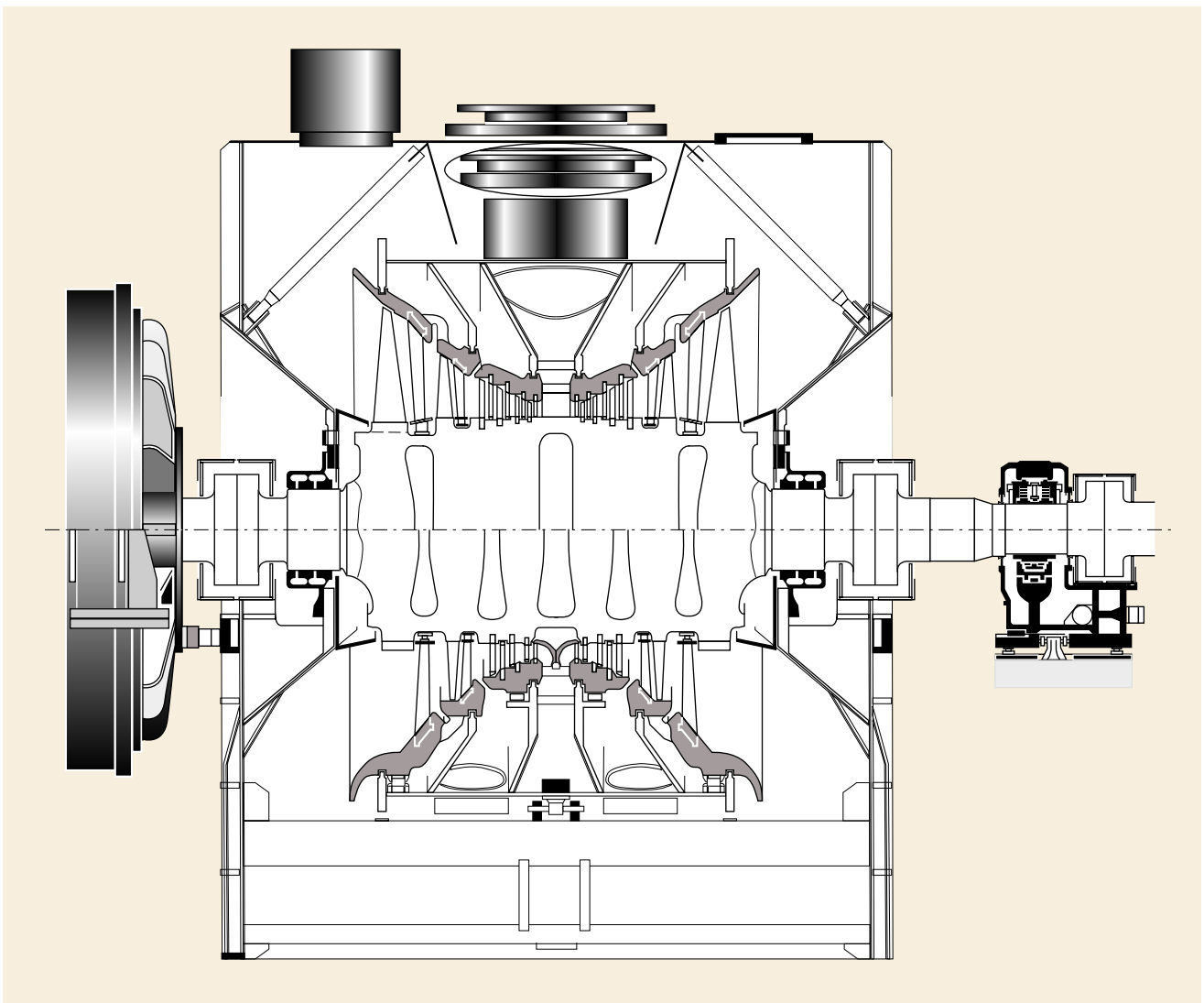
être modifiée fortement par rapport à la valeur initiale.

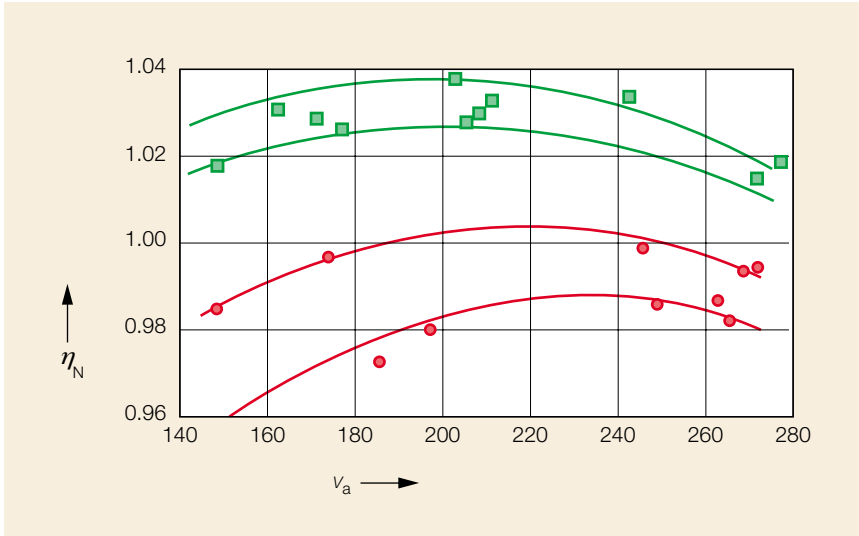
La plupart des turbines BP actuellement en service et qui peuvent être considérées pour un rééquipement ont été construites au cours des années 60 et 70. A l'époque, la conception était encore fondée sur des calculs d'écoulements 1D ou quasi 2D, ce qui ne permettait de décrire l'écoulement avec une précision suffisante que dans la zone moyenne des aubes.

Au cours des dernières années, la mécanique des fluides assistée par ordinateur est devenue un instrument important de la construction des turbomachines [7]. Ses programmes tridimensionnels ou quasi-tridi-

Rééquipement d'une turbine BP pour l'amélioration du rendement – construction initiale en bas, exécution perfectionnée en haut. Rapport des surfaces à la sortie de l'exécution perfectionnée en comparaison de la construction initiale = 1,25:1.

6





Augmentation du rendement des nouvelles turbines BP par rapport aux exécutions plus anciennes

7

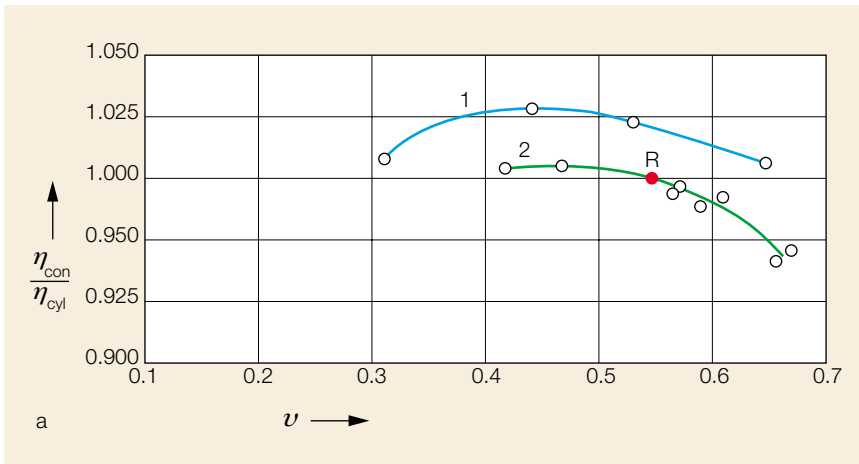
η_N Rendement normalisé
 v_a Vitesse axiale à la sortie du rotor

Vert Nouvelle exécution BP
 Rouge Ancienne exécution BP

mensionnels calculent les conditions d'écoulement avec une résolution très élevée. Ils permettent de quantifier les phénomènes d'écoulement suivants:

- Ecoulement secondaire dans les zones limites du canal
- Ecoulement dans les joints d'étanchéité des aubes
- Développement de la couche limite à la surface des aubes
- Décollements locaux de l'écoulement
- Position précise des chocs et de leur intensité

Conjointement avec les résultats obtenus sur des turbines expérimentales, on a réussi à améliorer considérablement les rendements par rapport aux constructions antérieures [7] [8].

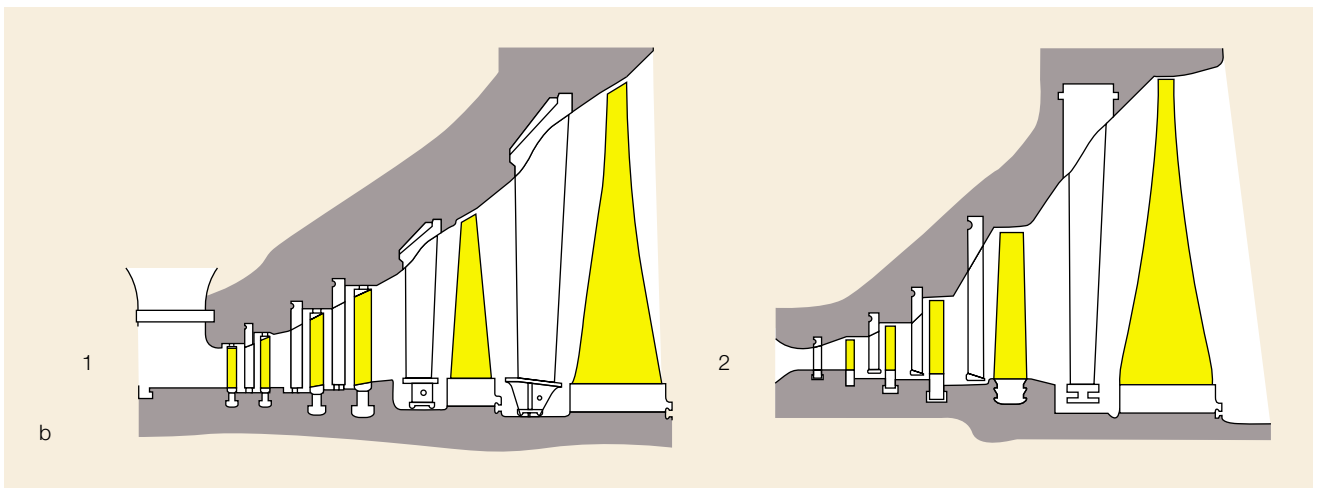


Amélioration mesurée du rendement par l'introduction du canal d'aubage conique

8

η Rendement
 v Débit de dimensionnement
 R Point de référence

- 1 Canal conique
- 2 Canal cylindrique



Aubage

Presque la moitié de la puissance d'une turbine BP est produite dans les deux derniers étages. En raison du caractère tridimensionnel très prononcé de l'écoulement dans cette zone, la conception du canal et des profils est d'importance primordiale pour optimiser le rendement. Grâce à l'utilisation d'outils de calcul perfectionnés et de règles de dimensionnement modernes, des améliorations considérables du rendement ont pu être réalisées par rapport aux types de construction plus anciens:

- Un accroissement du degré de réaction à la base du profil des aubes du dernier étage exclut le risque du décollement du flux dans cette zone en cas de fonctionnement avec des courants massiques réduits.
- Le choc qui se produit à la base de l'aubage du dernier étage et qui provoque de fortes pertes observées sur les constructions antérieures peut être évité par une conception appropriée des profils.
- L'optimisation de la distribution radiale des angles de sortie des aubes du dernier étage ne contribue pas seulement à la minimisation des pertes d'échappement, mais fournit aussi une répartition radiale régulière du débit massique, ce



Géométrie de l'aube mobile L-1 avec bande de recouvrement intégrée 9

qui se répercute par une efficacité plus élevée du diffuseur.

- Par l'amélioration des conditions d'écoulement dans les zones proches des parois, on évite un angle d'attaque erroné, ce qui contribue à diminuer les pertes secondaires [9].
- La conception conique du canal d'écoulement permet d'atteindre une augmentation de la puissance par rapport à la forme antérieure des étages 8.
- Grâce à l'utilisation d'aubes mobiles d'avant-dernier étage, avec bande de recouvrement intégrée, les pertes peuvent être diminuées très sensiblement par rapport à la configuration traditionnelle des étanchéités en sommet d'aubes 9.

L'application de programmes Navier-Stokes Q3D/3D à une phase précoce de la conception permet au constructeur de détecter et d'éviter les décollements dus aux chocs.

Les travaux de développement ont permis de réaliser une amélioration notable du rendement par l'introduction de profils d'aubes 3D 10. Ce nouvel aubage à réaction déjà utilisé de nombreuses fois possède les mêmes pieds que les aubages antérieurs et se prête donc très bien au rééquipement.

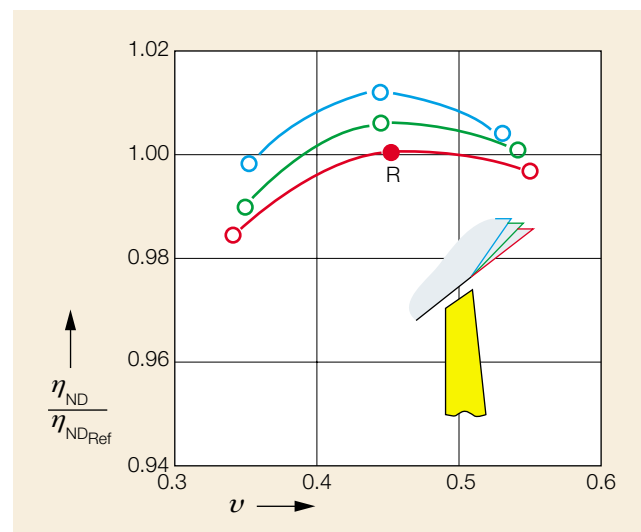
Aubage de réaction de haute efficacité d'une turbine basse pression moderne

10

Influence de l'angle de déviation du diffuseur sur le rendement global d'une turbine BP expérimentale

11

η Rendement v Débit de dimensionnement R Point de référence



Diffuseur et échappement de vapeur

Une possibilité de perfectionnement supplémentaire réside dans la construction et l'optimisation du diffuseur et de l'échappement de vapeur. Dans la majorité des grandes turbines, la vapeur qui s'échappe axialement des aubes de l'étage de sortie et qui pénètre dans le diffuseur doit être déviée de presque 90° avant de pouvoir passer dans la surface d'échappement. Dans cette dernière section, la vapeur doit se répartir dans le bâti extérieur pour franchir ensuite le col du condenseur vers le bas. La vitesse d'écoulement de la vapeur qui quitte l'étage de sortie de la turbine est très élevée. Selon les conditions de contre-pression, elle se situe entre Mach 0,4 et 0,6. Le rôle d'un diffuseur bien construit consiste à absorber et à freiner cet écoulement rapide, ainsi qu'à récupérer une part aussi élevée que possible de l'énergie cinétique. Par la suite, la vapeur devrait s'écouler avec une perte

de charge aussi faible que possible à travers la surface d'échappement. Un diffuseur et un échappement de vapeur mal construits peuvent se traduire par des pertes de plusieurs mégawatts [10]. Des mesures effectuées sur une turbine BP expérimentale représentative ont confirmé les améliorations du rendement global pronostiquées pour une construction optimisée du diffuseur **11**.

Actuellement, l'écoulement extrêmement complexe dans le diffuseur et l'échappement de vapeur peut être déterminé avec tous les détails voulus à l'aide d'outils de calcul tridimensionnel modernes **12**. Ce faisant, le constructeur peut pronostiquer et optimiser le comportement en fonctionnement d'un diffuseur et d'un échappement de vapeur pour un domaine d'utilisation donné.

Un exemple impressionnant: le rééquipement des turbines BP de la centrale nucléaire de Leibstadt, Suisse

Cette centrale à vapeur équipée d'un réacteur à eau bouillante avait été mise en service en 1984 avec une puissance électrique de 1054 MW. Bien que cette installation ait fonctionné sans le moindre problème, les turbines BP ont été rééquipées en 1994, après 74 000 heures de service **13**.

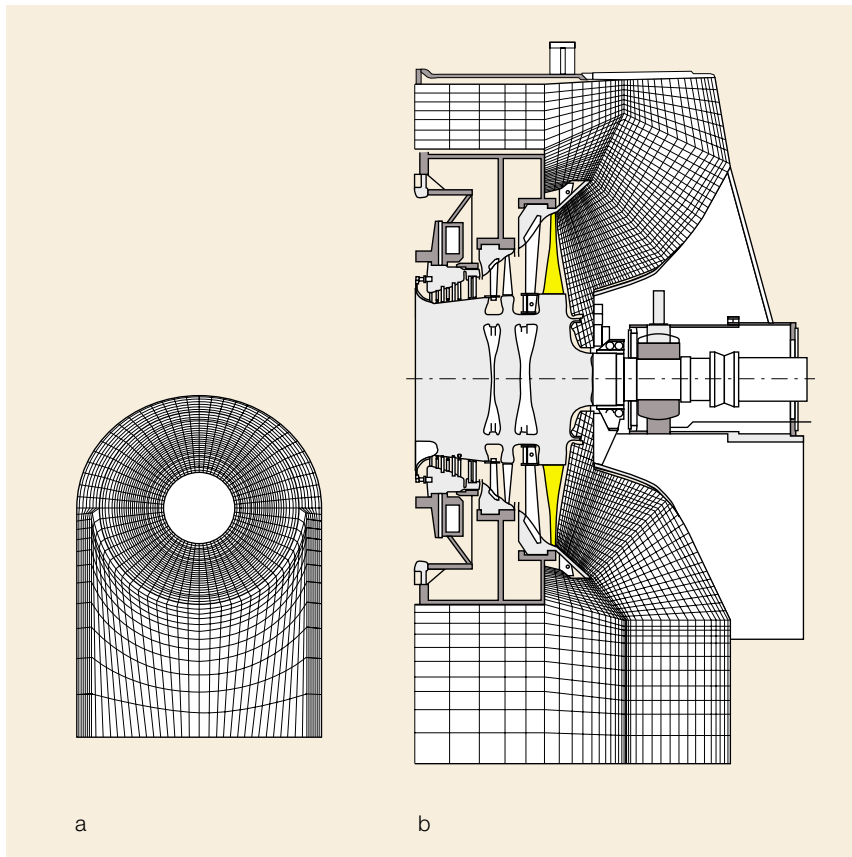
Afin de pouvoir monter un aubage conçu selon les connaissances les plus récentes de la mécanique des fluides, on a dû remplacer le rotor et le support de l'aubage. La comparaison des mesures effectuées avant et après la transformation a révélé une augmentation de puissance de 46 MW. Les intervalles d'inspection futurs atteignent 10 ans.

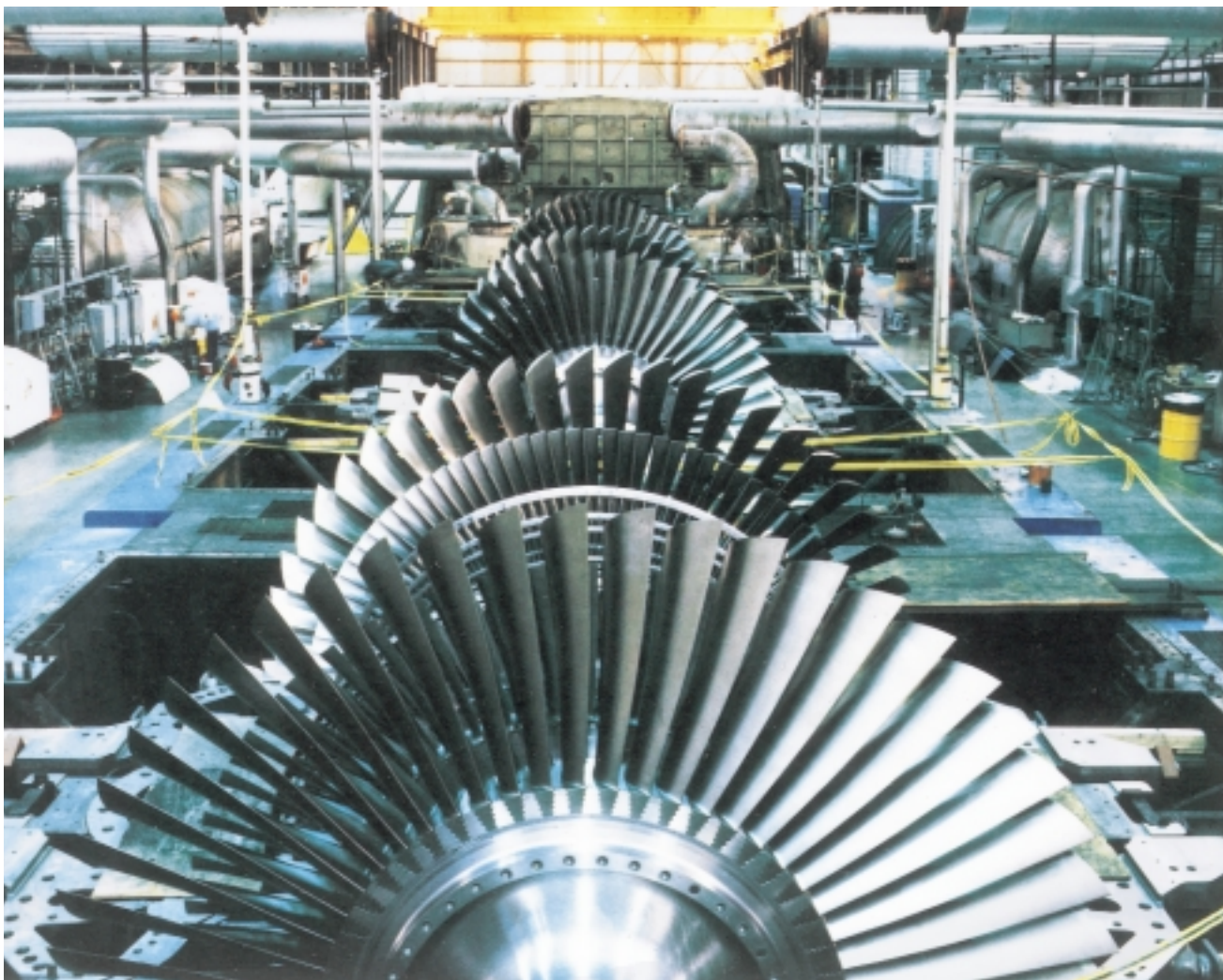
Conclusions

Pour les entreprises d'électricité et l'industrie, il existe différentes raisons pour rééquiper les turbines ou des parties de turbines. Autrefois, la principale raison du rééquipement d'une turbine BP résidait dans la mauvaise disponibilité par suite de corrosion fissurante sous contrainte sur le rotor. Dans un certain nombre de cas, le rééquipement avait été rendu nécessaire pour des raisons de dynamique du rotor et par des problèmes d'érosion. Pour tous ces cas, ABB offre des solutions parfaitement élaborées et qui ont fait leurs preuves dans beaucoup de centrales à vapeur nucléaires et conventionnelles. Dans de nombreux pays européens, le rééquipement de turbines BP est intéressant même sans problèmes de disponibilité, uniquement en raison de considérations économiques, étant donné que les progrès de la mécanique des fluides permettent d'atteindre des rendements très fortement améliorés.

Maillage de calcul servant à l'étude du diffuseur (a) et de l'échappement (b)

12





Nouveaux rotors basse pression installés dans la centrale nucléaire de Leibstadt, Suisse

13

Bibliographie

- [1] Speidel, M. O.; Bertilsson, J. E.: Stress Corrosion Cracking of Steam Turbine Rotors. Corrosion in Power Generating Equipment. Plenum Press, 1984, p. 331.
- [2] Atrens, A.; Meyer, H.; Faber, G.; Schneider, K.: Steam turbine blades. Ibid. 1984, p. 299.
- [3] Steigleder, K.; Krämer, E.: Coupled vibrations of steam turbine blades due to torsional excitation by negative sequence currents. American Power Conference, Chicago, 1989.
- [4] Lin, J. Y., et al.: Life Prediction for Nuclear LP Rotor SCC Cracks. 5th International Symposium on Environmental Degradation of Material in Nuclear Power Systems Water Reactors, 1991.
- [5] Bertilsson, J. E.; Faber, G.; Kuhn, G.: Fünfzig Jahre geschweisste Turbi-

nenrotoren. Publication ABB N° CH-KW 1612 87 D.

[6] Svoboda, R.; Faber, G.: Erosion-Corrosion of Steam Turbine Components. Corrosion in Power Generating Equipment. Plenum Press, 1984, p. 269.

[7] Novak, O.; Schäfer, O.; Schönung, B.: Use of advanced CFD codes in turbomachinery design process. ASME 92-GT-324.

[8] Meer, H. P.; Meylan, P.; Rölli, F.; Wieland, U.: Modern Large Steam Turbines for Reheat Power Stations. JPGC, 1987.

[9] Perdichizzi, J.; Dossena, C.: Incidence angle and pitchchord effects on secondary flows downstream of a turbine cascade. ASME 92-GT-184

[10] Owczarek, J. K.; Warnock, A. S. et al.: Improvement of the exhaust flow of a low pressure turbine. EPRI Report GS-7993, November 1990.

Adresse des auteurs

Edwin Krämer
 Hans Huber
 Dr Brendon Scarlin
 ABB Production d'énergie SA
 CH-5401 Baden/Suisse
 Téléfax: +41 (0) 56 205 5605